

重庆大学博士学位论文

动态负荷下地源热泵性能研究



博士研究生：王 勇

指导教师：付祥钊 教授

学科专业：供热、供燃气、通风及空调工程

重庆大学城市建设与环境工程学院

二〇〇六年十月

Ph.D. Dissertation of Chongqing University

**Study on Performance of Ground Source
Heat Pumps under Dynamic Load**



Ph.D. Candidate: Wang Yong

Supervisor: Prof. Fu Xiangzhao

Major: HVAC

**College of Urban Construction and Environmental
Engineering Chongqing University**

April 2006

摘 要

我国建筑能耗在社会总能耗的比例在逐渐提高,国家在“十五”和“十一五”的发展纲要中,把建筑节能放在了一个很重要的位置上。建筑节能的重点是提高暖通空调的能源利用效率。

地源热泵系统利用大地作为低位冷热源为室内提供冷热量。从调查看,如果地源热泵的设计或运行管理不完善,会导致地下换热器的性能严重下降,系统的能耗增高,甚至系统完全瘫痪,无法使用。这势必给新技术的推广应用带来巨大阻碍。

本文从负荷分析着手,着重分析了不同地区、不同建筑的负荷分布特性和规律,总结了这些建筑的日变化负荷特性、各种天气过程中的负荷变化特性,以及季节变化特性,找到了影响地源热泵性能的负荷特征和特征参数。这些特征参数直接决定了不同类型建筑的地源热泵的制冷、制热总量,冷热总量的分布特性也决定了在有限的地下埋管空间内,换热器能否长期保持良好的换热状态,同时也决定了地源热泵系统能否保持多年可持续运行。

地下换热器的运行直接来自水源热泵机组的运行状态,而水源热泵运行状态的改变由室内负荷的变化来控制。因此,负荷特征同时也决定了地下换热器的换热性能。在本文中,首先对影响换热换热的各种参数进行了分析,根据这些影响参数结合负荷分布特点分析了地下换热器在动态负荷影响下对换热器周围地温的影响;分析了各种天气过程的负荷变化影响下对地下换热器换热性能的影响,这些影响决定了地下换热器短时间内运行的可靠性和安全性,同时采用层换热理论对冬季季节两种冷热负荷状态下,地下换热器所能承担的最大释冷量和最大释热量影响特征作了阐述,提出了在动态负荷条件下换热器的三区换热理论,利用该换热理论对地下换热器的换热机理进行了分析,得到了评价换热器换热性能的评价指标,找到了在上述状态下地源热泵地下换热器周围土壤温度的分布规律和温度水平,在这些状态下土壤温度的分布直接影响到了地源热泵系统提取低位能源的能力。

由于地下换热器换热能力的动态变化,反过来又影响了水源热泵机组的运行条件。因此,本文对地源热泵的主要运行设备—水源热泵的动态特性进行了研究,找到了水源热泵是否高效运行的关键是地下换热器换热能力和室内负荷的匹配,这两者匹配不当,地源热泵系统就不能正常运行。论文根据神经元网络分析方法拟合了水源热泵机组运行特性曲线,找到了源水侧流量温度和负荷侧流户温度对水源热泵机组的影响规律,得到了拟合公式。地源热泵的运行能效直接由水源热

泵的运行能效反应。

根据上述成果，本文以示范工程为例对地源热泵系统进行了全年仿真动态分析，首先对工程进行了负荷分析，根据其负荷特征得到了该工程对应的冷热负荷分配总量，根据热泵的运行规律，利用 solidworks 软件建立了管群模型，通过 CFD 的耦合计算得到了地下换热器的运行特征和运行参数，由此预测了全年埋管区域内的大地地流分布规律及冷热量品质，得到了换热器的换热能力的年变化规律，并进一步模拟系统生命周期内地温的分布特点和系统的整体性能。

最后，论文提出了一个地源热泵系统评价分析体系的建立，该评价体系主要由一个动态的分析软件组成，其主要思路来自本论文的仿真计算过程。将某一建筑进行负荷分析，得到负荷的冷热分布规律，针对设备选型和地下管路的布置方案，建立其计算模型，通过耦合求解得到地源热泵的运行效率和地温的分布情况，从而对地源热泵的设计系统运行短期和长期的分析评价。

关键词：地源热泵，动态负荷，层换热，耦合，仿真

获取更多资料 微信搜索 星球

ABSTRACT

The proportion of building energy consumption to total social energy consumption is increasing gradually, thus in the national development guideline of "tenth five year plan" and "twelve five year plan", the building energy saving had and has been put on critical place. The building energy saving mainly emphasizes on the enhancement of utility efficiency of HVAC.

In the Ground Source Heat Pump System, the earth was a lowstand heat/cold source to provide the heat and cold energy. Investigations indicated that the imperfectly designing or operating of the system would lead to the serious drop in performance of ground heat exchanger for GSHP and the increase in energy consumption, more seriously, cause the system crash down, which is to bring great barriers of the promotion and popularization of the new technology.

In this article the author began with the analysis of load, in which the characteristics and patterns of the load distribution in various regions and buildings were analyzed intensely, the daily and seasonal load changes features and load changes in various climate were summarized, the specific loads and parameters which affect the performance of Ground Source Heat Pumps were found. These parameters directly determined the total cold and heat energy amount of GSHPs used in various buildings. The distribution characteristics of the cold and heat energy determine whether or not the heat exchangers could keep the good performance in the long run in the limited buried places, which in turn decided the years of the effective operation of Ground Source Heat Pump Systems.

The dynamic action of grounded heat exchangers directly determined the performance of Water Source Heat Pump Set which was controlled by the changes of indoor loads. The load characteristics meanwhile determine the heat exchanging performance of grounded heat exchangers. In this article, the various parameters affecting the exchangers' performance were analyzed. According to the parameters, combined with load distribution features, the affects of heat exchangers on surrounding earth temperature under the daily dynamic load and the affects on exchangers' performance due to the load changes in various climates were analyzed. The reliability

and security of exchangers operation in the short time were determined by those affects. Meanwhile the maximum heat/cold discharging capacity of the exchangers under the heat/cold load in the summer or winter were described with theory of layer heat exchangers. Bringing forward theory of three area heat exchanger under condition of dynamic load, Mechanism of heat exchangers is being analysed. Getting appraised guide line for underground heat exchangers. The temperature and its distribution pattern in the earth surrounding the heat exchangers of GSHPs were found, which directly affect the ability of gaining the lowstand earth energy.

The dynamic changes of heat exchanging capacity of exchangers, in turn, affect the operation condition of Water Source Heat Pump Set, therefore the research focused on the dynamic characteristics of the main operation equipment -- Water Source Heat Pump equipment. The key point of efficient operation of Water Source Heat Pumps is the match of exchangers' capability with the indoors load, mismatch of them will lead to failures of Ground Source Heat Pump Systems. The author employed the Neural Network Analyzing Methods, combined the operation feature curve of Water Source Heat Pump Set to find the pattern of affects of source water side flow temperature and load side flow temperature on the Water Source Heat Pump Set and get the formulae for coupling. The operation energy efficiency of Ground Source Heat Pumps directly respond with that of water Source Heat Pumps.

According to above achievements, based on a Demonstration Project, the author made a yearly artificial dynamic analysis on Ground Source Heat Pump systems. The load analysis of the project was made in the beginning. Then based on the load feature, the heat/cold load distribution was gained. According to the operation patterns of heat pumps, by using the solidworks software, the pipe-group model was first time set up. The operation characteristics and parameters of ground exchangers were gained by coupling computation, by which the earth temperature distribution pattern and cold/heat energy quality in the pump-buried region in the whole year were predicated and the yearly change pattern of heating capacity of exchangers. Thus the earth temperature distribution feature of the future 15 years and the whole performance of the system were simulated.

At last, the author put forwards the evaluation system of ground source heat pump systems, which was constituted with a dynamic analysis software whose ideas comes

from the artificial computation. In the system, according to the load analysis of a building, the cold/heat distribution patterns were gained. Based on the equipment models and the deployment design of earth coiled loops, the computation model was gained. According to coupling approach, the operation efficiency of the ground source heat pumps and earth temperature distribution were gained so as to evaluate the design system of the ground source heat pumps in the long or short time.

Keywords: Ground Source Heat Pump, Dynamic Load, Layer Heating Exchanger, Coupling Approach, Artificial

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

目 录

中文摘要	I
英文摘要	III
图表目录	XI
1 前 言	1
1.1 课题的背景与意义	1
1.2 地源热泵研究现状	4
1.3 本文的工作重点	8
2 影响地源热泵系统性能的负荷特征与特征参数	11
2.1 地源热泵系统冷热负荷分析	11
2.2 地源热泵系统冷热负荷的动态特征量	11
2.2.1 负荷总量的累积特性	11
2.2.2 负荷强度的变化特性	13
2.2.3 负荷的持续性	14
2.3 不同功能建筑的负荷特征	15
2.3.1 居住建筑的负荷特征	15
2.3.2 办公建筑的负荷特征	16
2.3.3 商场的负荷特征	16
2.3.4 宾馆建筑的负荷特征	16
2.3.5 不同气候对负荷特征的影响	16
2.4 地源热泵的运行特征与特征参数	20
2.5 各种天气过程中地源热泵的运行特征与特征参数	24
2.6 地源热泵的季节运行特征与特征参数	28
2.7 重庆地区负荷特性	37
2.8 小结	38
3 动态负荷作用下的地下换热器层换热理论研究	41
3.1 单孔换热器的三维数学模型	41
3.1.1 单孔换热器模型	41
3.1.2 数学模型建立	42
3.2 孔群传热的三维不稳态传热的数值模拟计算	45
3.2.1 模型背景	45
3.2.2 数值计算方法	46



3.2.3 CFD 计算软件应用	47
3.2.4 Solidworks 建模软件的利用	48
3.3 地下换热器的三区模型	49
3.3.1 系统不同运行时间对地下换热器的影响	49
3.3.2 基于 U 型埋管地下换热器的 3 区模型	55
3.3.3 地下换热器的 3 区变化规律	57
3.3.4 地下换热器的有效换热效率	60
3.4 小结	61
4 动态负荷作用下地下换热器的换热特性研究	63
4.1 动态负荷下地下换热器的日变化特性	63
4.2 各种天气变化过程中地下换热器的动态特性	77
4.3 冬夏季节负荷的动态特性对地下换热器性能的影响	80
4.3.1 夏季地下换热器流石层温度的恢复	80
4.3.2 冬季地下换热器岩石层温度的恢复	81
4.3.3 冬、夏季不同动态特性对地下换热器性能的影响	82
4.4 地下换热器性能的季节内可持续性分析	83
4.5 地下换热器性能的多年可持续性分析	92
4.6 小结	92
5 地下换热器的动态特性对地源热泵机组运行特性的影响	95
5.1 地源热泵机组的各部件之间的运行参数影响分析	95
5.2 动态负荷下地源热泵系统日变化特性分析	102
5.2.1 全负荷状态下地下换热器的进回水温变化规律	102
5.2.2 换热器水温变化与地源热泵机组运行的耦合关系	104
5.2.3 地源热泵日变化特性分析	106
5.3 各种天气过程中冷热负荷动态特性对地源热泵的影响分析	107
5.4 在地下换热器影响下, 地源热泵冬夏动态特性分析	109
5.5 小结	110
6 全年动态负荷下地源热泵系统仿真模拟及系统集成	113
6.1 概述	113
6.2 仿真模拟计算	113
6.2.1 工程概况	113
6.2.2 负荷计算分析	116
6.2.3 仿真计算办法	118
6.3 计算结果分析	120

6.4 地源热泵机组开发分析.....	125
6.5 对地下换热器孔阵的研究.....	126
6.6 地源热泵系统集成关键点.....	126
6.7 系统运行调节建议.....	129
6.8 小结.....	130
7 结论与展望	131
7.1 本文的主要工作.....	131
7.2 本文获得的主要结论.....	131
7.2.1 影响地源热泵性能的动态负荷特性和特性参数.....	132
7.2.2 地下换热器的层换热理论.....	132
7.2.3 动态负荷特性对地下换热器性能的影响.....	133
7.2.4 根据动态负荷特性判断地源热泵的可行性.....	133
7.2.5 根据层换热理论,应考虑动态负荷特性设计地源热泵系统.....	133
7.2.6 根据动态负荷特性制定地源热泵的运行调节方案.....	134
7.3 展望.....	134
致 谢.....	135
参考文献.....	137
附录 A 管群建模坐标体系.....	141
附录 B 作者在攻读博士学位期间发表的论文.....	143
附录 C 作者在攻读博士学位期间出版的专著.....	145
附录 D 作者在攻读博士学位期间主持和参加的科研项目.....	147

图表目录

表 1.1	地源热泵工程在国内的分布表	2
图 2.1	历年负荷总量累积曲线	12
表 2.1	各地商场建筑设计负荷中各分项负荷比例	17
图 2.2	不同城市商场建筑设计负荷的对比	18
※ 2.3	不同地区居住建筑的逐日负荷强度曲线	18
※ 2.4	冬城市居住建筑的月负荷总量柱状图	19
※ 2.5	夏季七口与冬季一口日负荷强度曲线	22
表 2.2	重庆十年(1985~1995年)中二种天气过程统计表	24
表 2.3	重庆十年(1985~1995年)雨天后的晴天和雨后的晴天中使用 可感机械送风降温能满足室内热环境标准要求的天数比较	25
※ 2.6	不同天气状况住宅负荷变化曲线	26
※ 2.7	晴天后的晴天和雨天后的晴天状况下的地源热泵负荷变化曲线	26
※ 2.8	降雨和阴雨状况下的负荷变化曲线	27
表 2.4	不同城市的室外气象参数	29
※ 2.9	重庆标准年全年逐时一球温度曲线	29
※ 2.10	北京标准年全年逐时一球温度曲线	30
※ 2.11	哈尔滨标准年全年逐时一球温度曲线	30
※ 2.12	上海标准年全年逐时一球温度曲线	31
※ 2.13	模拟建设地点在上海的逐时供热负荷曲线	31
※ 2.14	模拟建设地点在上海的逐时供冷负荷曲线	32
※ 2.15	建设地点在重庆的逐时供热负荷曲线	32
※ 2.16	建设地点在重庆的逐时供冷负荷曲线	33
※ 2.17	建设地点在重庆的逐月负荷曲线	33
※ 2.18	全年月平均负荷曲线	34
※ 3.1	单管模型	42
表 3.1	U形管内流体紊流流动模型控制方程的 ϕ , T_p 和 S_p 值	43
表 3.2	U形管紊流流动模型中管径取值	44
图 3.2	孔群某单孔模型测视	48
图 3.3	孔群中单管接口大样图	48
图 3.4	运行和停机不同时间不同孔内岩土温度分布	49
图 3.5	运行和停机不同换热器进出管内水温分布	50

表 3.6	实际状态 1: 地源热泵系统工作 1 小时设备启停时间	51
表 3.7	实际状态 2: 地源热泵系统工作 2 小时设备启停时间	51
表 3.3	不同运行和停机时间列表	52
表 3.8	不同运行工况孔内温度分布	52
表 3.9	运行工况 1 下第 4 小时末各孔内温度分布	53
图 3.10	运行工况 2 下第 4 小时末各孔内温度分布	54
图 3.11	实际运行时间 2 状态下 4 小时和 24 小时末的孔内温度分布	54
图 3.12	实际运行时间 2 状态下, 不同运行时间孔内温度和进出水分布	55
图 3.13	某冬季地源热泵地下换热器进出水分布图	58
图 3.14	某地源热泵地下换热器夏季实测数据	59
图 4.1	夏季不同流量下换热器内水温分布曲线 (运行时间 8 小时)	64
图 4.2	冬季不同流量下换热器内水温分布曲线 (运行时间 8 小时)	64
图 4.3	夏季不同运行时间换热器水温曲线	65
图 4.4	冬季不同运行时间换热器水温曲线	66
图 4.5	埋管深度在 30 米条件下管内流体温度分布 (夏季最热)	67
图 4.6	埋管深度在 30 米条件下管内流体温度分布 (冬季最冷)	67
图 4.7	埋管深度在 50 米条件下管内流体温度分布 (夏季最热)	68
图 4.8	埋管深度在 50 米条件下管内流体温度分布 (冬季最冷)	68
表 4.1	夏季不同进水温度条件换热器进出水温度分布表	69
表 4.9	夏季不同进水温度条件换热器进出水温度变化曲线	70
表 4.2	冬季不同进水温度条件换热器进出水温度分布表	70
图 4.10	冬季不同进水温度条件换热器进出水温度变化曲线	71
表 4.3	7 月 28 日的进回水温度变化和设备的运行状态	73
表 4.4	7 月 17 日的进回水温度变化和设备的运行状态	74
图 4.11	7 月 28 日运行状态	75
图 4.12	7 月 17 日运行状态	75
图 4.13	不同日 24 小时末孔内不同深度进出水温度分布	76
图 4.14	不同日 24 小时末孔内不同孔壁温度场	76
图 4.15	不同天气状况下地下换热器的工作状态	77
图 4.16	不同天气状况下地下换热器内流体温度分布	78
图 4.17	同天气状况下地下换热器孔内温度分布	79
图 4.18	夏季停机一周径向温度分布	81
图 4.19	夏季停机一月径向温度分布	81
图 4.20	冬季停机一周径向温度分布	82

图表目录

图 4.21	冬季停机一月后中心温度分布	82
图 4.22	冬季和夏季运行 1 个月后孔中心温度分布	83
图 4.23	对称热源的热量扩散图像	84
图 4.24	非对称热源的热量扩散图像	84
图 4.25	三井单孔换热图像	85
图 4.26	夏季地下换热器孔壁不同空间处温度分布	86
图 4.27	冬季地下换热器孔壁不同空间处温度分布	86
表 4.28	孔内各点方位表示图	87
表 4.5	单孔连续运行 1 个月夏季放热状态孔竖向各点温度分布	87
表 4.6	单孔连续运行 1 个月冬季吸热状态孔竖向各点温度分布	88
图 4.29	夏季连续运行一个月的竖向水温分布	89
图 4.30	运行一周两米断面温度图像	89
图 4.31	运行两周两米断面的温度图像	89
表 4.7	不同周期内热影响半径表	90
图 4.32	夏季运行三孔水温分布	90
图 4.33	冬季运行三孔水温分布	90
表 4.8	夏季运行 2 月后地温分布预测表	91
表 4.9	冬季运行 2 月后地温分布预测表	91
表 5.1	地源热泵制热二况下各参数对应表	96
表 5.2	地源热泵制冷二况下各参数对应表	98
图 5.1	制热量和其他各参数的关系	102
表 5.3	某实际地源热泵工程日变化水源侧进出水温度关系测试值和计算值比较	103
图 5.5	某实际地源热泵工程日变化水源侧进出水温度关系	104
图 5.6	2004 年 3 月 25 日和 3 月 30 日室外气温变化曲线	105
图 5.7	2004 年 3 月 25 日地下换热器和地源热泵机组耦合关系	105
图 5.8	2004 年 3 月 30 日地下换热器和地源热泵机组耦合关系	106
图 5.9	地源热泵和制冷机组冷冻水温度变化图	107
图 5.10	连续运行状况下地源热泵机组特性曲线	108
图 5.11	间歇运行二况下地源热泵机组特性曲线	108
图 5.12	冬季状况下地源热泵机组参数动态特性	109
图 5.13	夏季状况下地源热泵机组参数动态特性	110
图 6.1	实施地源热泵工程的建筑外观图	114
图 6.2	地源热泵工程的机房设备布置图	114
图 6.3	一层建筑平面	115

图 6.4	二层建筑平面.....	115
图 6.5	屋顶平面.....	116
图 6.6	建筑负荷计算模型.....	116
图 6.7	建筑的逐时供热负荷曲线.....	117
图 6.8	建筑的逐时制冷负荷曲线.....	117
图 6.9	地源热泵仿真计算程序框图.....	119
图 6.10	地源热泵埋管区.....	120
图 6.11	仿真计算区域划分图.....	120
图 6.12	地表面管群传热图像.....	121
图 6.13	地下 1 米管群传热图像.....	121
图 6.14	地下 5 米管群传热图像.....	121
图 6.15	地下 10 米管群传热图像.....	121
图 6.16	地下 35 米管群传热图像.....	122
图 6.17	地下 49 米管群传热图像.....	122
图 6.18	停机两天地表面管群换热图像.....	123
图 6.19	停机两天地下 1 米断面管群换热图像.....	123
图 6.20	换热孔传热纵向剖面图.....	123
表 6.1	换热孔基边界半径扩散 (1 米深度处).....	124
图 6.21	运行一周后地下 1 米管群换热图像.....	124
图 6.22	运行一周后地下 3 米管群换热图像.....	124

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

1 前言

1.1 课题的背景与意义

随着经济的发展,世界面临的能源短缺问题逐步在各行业得到体现,而不可再生的化石能源资源是有限的,这就直接导致能源问题危机四伏^[1]。世界各国均意识到能源短缺成为各国经济发展的瓶颈,世界能源发展战略由替代能源战略向建立环境无害的清洁能源体系和节能型经济体系战略转向^[2]。我国是发展中国家,也是世界上的能源使用大户^[3],因此,我国更应该将节能问题放在国家经济发展中首要解决的问题之一。国家科技部和建设部从“九五”到“十五”期间节能一直是主要研究内容之一;而“十一五”攻关课题中,节能提到了更加重要的位置。国家第四代领导核心第一次在新中国历史上从领导层层面提出了节能的号召^[4]。我们一方面不仅要注意节能,而且要转向可再生能源的开发和利用,这也是各国科研工作的重点。

能耗的问题体现各行业中,而建筑能耗占了社会中能耗的较大比例,有资料表明,在发达国家,建筑能耗为社会总能耗的30~40%,而且一直有上升的趋势,随着我国经济的发展,建筑能耗占社会总能耗的比例逐渐在提高。从我国建筑能耗的构成看,暖通空调能耗所占比例超过了50%^[5]。因此,建筑节能的首要问题就是解决暖通空调的能耗。

解决暖通空调的能耗是多方面技术的集成,首要的是从建筑维护结构等方面解决建筑本身的节能,即在于“治根”,同时考虑暖通空调新技术在建筑设备系统中的应用,地源热泵系统就是一个节能型的暖通空调新技术^[6]。

从上世纪六到本世纪初,传统暖通空调技术注重了各种空调设备效率的提高,这能够部分降低暖通空调的能耗,但是,由于传统空调系统的局限性,要大幅度降低能耗必须对系统进行研究,才能根本解决能耗过高的问题。而地源热泵系统就是一个从系统出发的低能耗暖通空调新系统^[6]。

地源热泵系统从源侧换热对象来分可以分为两类,一种是以地下水为源侧换热对象,另一种是以岩土作为换热对象,国内也称为岩土源热泵^{[7][8]}。本文的研究对象是以岩土作为换热对象的垂直埋管地源热泵系统。

从1998年开始,我国进行了大量的地源热泵实际工程建设,2005年《工程建设与设计》杂志对全国的地源热泵的应用作了问卷调查^[9],参加本次调查的企业在全国范围内共有地源热泵应用工程2537项,分布在除港、澳、台地区外的31个省、自治区,说明地源热泵在我国应用的区域已经非常广泛。

在本次受访单位提供的83项典型工程中,共有8个类型的建筑,其中办公楼

38 个，别墅 6 个，宾馆 12 个，学校 7 个，医院 3 个，厂房 8 个，住宅 8 个，商场 2 个。加上已知的北京首钢体育馆等体育建筑，可以看出，地源热泵技术已经在国内多种类型的工程中应用。

表 1.1 地源热泵工程在国内的分布表

Table 1.1 The distribution of the construction of GSHPs in China

省份	数量/项	省份	数量/项	省份	数量/项
北京	758	江西	39	甘肃	43
上海	129	吉林	57	青海	7
天津	154	山东	94	广西	18
江苏	68	黑龙江	36	海南	1
河北	303	河南	112	宁夏	36
浙江	43	贵州	38	重庆	13
四川	28	湖北	58	新疆	8
安徽	24	云南	7	贵州	25
内蒙古	50	湖南	58	西藏	34
福建	20	陕西	70	总计	2357
辽宁	147	广东	64		

备注：其中大部分为采用地下水或地表水的地源热泵工程，少部分为岩石源热泵。

2005 年，建设部将地源热泵技术列为建筑业十项新技术，有关方面正在制定相关政策，推动地源热泵技术的普及和发展。国家有关部门 2006 年 3 月 1 日颁布了《地源热泵供暖空调技术规程》(GB20365-2005)。

目前，地源热泵系统按照制冷剂与大地换热方式不同有两类型式^[10]，一种是间接式地源热泵系统，即将换热器埋设在地下，利用大地的岩能进行热量的释放和吸收，制冷工质和大地不直接进行热交换，制冷工质相变过程在设备的蒸发器内汽化完成。另一种是直接式地源热泵系统。这种直接式地源热泵系统也可以称为直接膨胀系统 (direct expansion system)。它不需传热介质、流体—制冷剂热交换器和循环泵，铜制盘管埋入地下，制冷剂直接与岩石进行热交换。直接和间接式地源热泵系统有各自的优势和应用特点。前一种国内外研究较多，后一种系统只有美国在应用研究^[14]。

在本篇论文中，我们只针对间接式岩石源地源热泵系统进行研究。

地源热泵的技术特点是十分明显的，概括起来主要有以下几个方面：

(1) 一种有效的可再生能源技术

岩石具有较好的蓄热性能，通过埋地换热器，夏季利用冬季蓄存的冷量制冷，同时向地下蓄存热量；冬季则利用夏季蓄存的热量制热，同时向地下蓄存冷量。这样可以实现冬夏冷热可相联供。另外地表浅层是一个巨大的太阳能集热器，收集了 47% 的太阳能量，比人类每年利用能量的 500 倍还多。它不受地域、资料等限制，真正是量大面广、无处不在。因此，地源热泵可以充分利用岩石的特性，实现冬夏能量互为补偿，是一种节能、环保，满足“可持续发展”的“绿色”能源技术。

(2) 有效的节能技术

地能或地表浅层热资源的温度一年四季相对稳定，一般为 10-25℃，冬季比环境空气温度高，夏季比环境空气温度低，是很好的热泵热源和空调冷源，这种温度特性使得地源热泵比传统空调系统运行效率要高 40%，其制冷、制热系数可达 3.5-4.4，与传统的空气源热泵相比，要高出 40% 左右，其运行费用为普通中央空调的 50-60%。地源热泵的埋地换热器无需除尘，和空气源热泵系统相比能减少大约 13% 的除霜能耗。与锅炉（电、燃料）供热系统相比，锅炉供热只能将 90% 以上的电能或 70-90% 的燃料内能为热量，供用户使用，因此地源热泵要比电锅炉加热节省三分之二以上的电能，比燃料锅炉节省二分之一以上的能量。根据美国环保局 EPA 估计，设计良好的地源热泵，平均来说可以节约用户 30%-40% 的供热制冷空调的运行费用^[1]。

(3) 环境效益显著

地源热泵系统的埋地换热器置于地下，不受建筑物限制，由于不需要冷却塔等地上设备，也减少了建筑空间占用，美化了环境。地源热泵系统的节水效果也非常明显，无废水排放，与空气源热泵相比，相当于减少 40% 以上，与电供暖相比，相当于减少 70% 以上，如果结合其他节能措施，污染物减排会更明显。虽然也采用制冷剂，但比常规空调装置减少 25% 的充灌量，属自含式系统，因此，制冷剂泄露机率大为减少。埋地换热器在地下静态地吸收放热，减少了空调系统对地面空气的热污染及噪音污染。

(4) 一机多用，应用范围广

地源热泵系统可供暖、空调，还可供生活热水，一机多用，一套系统可以替换原来的锅炉加空调一两套装置或系统；可应用于宾馆、商场、办公楼、学校等建筑，更适用于别墅住宅的采暖、空调。此外，机组使用寿命长，均在 15 年以上；机组紧凑、节省空间；维护费用低；自动控制程度高，可无人值守。

我国经济的持续稳定发展，必然要改变人民的生活环境和生活意识，取暖降温技术从“消费品”向“必需品”转变，研究低能耗绿色的暖通空调技术是社会

发展的必然趋势。从地源热泵系统看,该技术不仅有效的利用了可再生资源,而且具备可持续发展的要求,不对环境造成损害。因此,如果能够有效的利用好地源热泵系统,就能够降低暖通空调的能耗,从而从能源投入角度降低了建筑能耗。

1.2 地源热泵研究现状

人们从制冷技术到地能资源的应用进行了不断的研究和探索,已经解决了众多的技术难题,并实现了商业应用。在利用地能的地源热泵供热制冷系统中,尤以岩土源热泵技术难度最大,这主要集中在岩土作为热源的高效换热和合理利用上。

地源热泵的研究国外已经有近 70 年的历史^[13],我国地源热泵的研究开始与上世纪 70 年代,当时主要是进行了横井管的研究,随着手国际交流的不断扩大以及国内能源政策的初步提完善和提高,国内的科研机构认识到了地源热泵系统的优势,上世纪 90 年代形成了地源热泵的研究高潮。本世纪开始,随着国外厂家的逐步进入和国内部分厂家竞争优势的提高,国内已经有很多地源热泵实际工程已建成和投入使用。目前国内最大的地源热泵工程装机容量已经达到了 1000 万 KCal/H。

国外对于地源热泵的研究已经经历了较长的历史,得到了很多研究成果。但是,国外对于地源热泵的研究力度随着能源问题的调整而起伏不定,“石油危机”前经常一段时间还处于停滞期。

上世纪 80 年代初,岩土源热泵的研究逐渐活跃。欧洲先后召开了 5 次大型的岩土源热泵的专题国际学术会议^[14]。当时瑞典就已试验安装了 1000 多套岩土源热泵装置。美国也在能源部(DOE)的直接资助下由一些国家实验室和大学等研究机构开展了大规模的研究,为利用地能资源特别是岩土源热泵的推广起到了重要的作用。这一时期的主要工作是对地埋换热器的地下换热过程进行研究,建立相应的数学模型并进行数值仿真^[15]。

随着科技的进步,关于能源消耗和环境污染的法律制订越来越严格,地源热泵因此迎来了它的另一次高潮。一些国家组织了专门的机构来帮助用户、安装者和生产厂家,这些组织包括“欧洲热泵协会”(European Heat Pump Association)和“DACH”(由来自德国、奥地利和瑞士的专家组成的协会)等。同时,一些大的生产厂家开始为设计地源热泵而编写软件,尤其是地下换热器部分,现有的软件有 EED、GchpCalc、GLDesign、GLHEPRO 和 GS2000 等^[16]。因此,与 80 年代相比,现在的地源热泵有微电脑控制,自动化程度高;机组设计、安装简单方便,而且安全,周期短,系统运行稳定,效率高,无污染。

90 年代以来,以岩土源为代表的地能利用热泵研究热点依然集中在地理换热

器的换热机理、强化换热及热泵系统与地埋换热器匹配和安装布置技术等方面。与前一阶段研究简单的传热模型不同,研究者更多地关注相互耦合的传热、传质,以便更好地模拟地埋换热器的真实换热状况,指导实际应用^[17];同时开始研究采用热物性更好的回填材料^{[18][9]},以强化埋管在岩石中的导热过程,从而降低系统用于安装埋管的初投资;为进一步优化系统,开始研究有关地埋式换热器与热泵装置的最佳匹配参数。国际最新研究动态表明^[20],有关地埋式换热器的传热强化、岩土源热泵系统仿真及最佳匹配参数的研究都是岩土源热泵发展的核心关键技术课题,也是涉及多个基础学科领域且极具挑战性的研究工作。

对于地下换热器的多年可持续运行的研究,国外学者近几年开始了研究,针对地源热泵系统的初投资高和多年后系统能效比的下降,提出了地下换热器多年技术经济模型^[21]。

我国在地源热泵领域的研究始于20世纪80年代初的天津大学和天津商学院,自此,其他少数单位也先后在地热供暖方面进行了一系列的理论和试验研究,但是,由于我国能源价格的特殊性,以及其他一些因素的影响,地源热泵的应用推广非常缓慢。20世纪90年代以后,由于受国际大环境的影响以及地源热泵自身所具备的节能和环保优势,这项技术日益受到人们的重视,越来越多的技术人员开始投身于此项研究。1995年,我国国家科技部与美国能源部共同签署了《一华人民共和国国家科学技术委员会和美利坚合众国能源部效率和可再生能源技术的发展与利用领域合作协议书》,并于1997年又签署了该合作协议书附件六——《中华人民共和国国家科学技术委员会与美利坚合众国能源部地热开发利用的合作协议书》,其中,两国政府将地源热泵空调技术纳入了两国能源效率和可再生能源的合作项目,这一举措极大地促进了该技术的国际合作和推广^[22]。1998年是我国在该领域的第一个里程碑,从这一年开始,国内很多大学纷纷建立了地源热泵的实验台。其中,1998年重庆建筑大学建设了包括浅埋竖管换热器和水平埋管换热器在内的实验装置^[23];1998年青岛建工学院建设了聚乙烯垂直地源热泵装置;1998年湖南大学建设了水平埋管地源热泵实验装置;1999年同济大学建设了垂直地源热泵装置等。同时,我国也成立了一些专门的生产厂家,开始批量生产相关产品。这些科研单位和企业互相合作,在开发利用地源热泵技术方面取得了很大的进展,做了许多实验研究和工程示范^[24],产生了很多有效数据,这些宝贵的经验教训必将大大加快我国发展地源热泵的步伐。

2000年以后,清华大学、哈尔滨工业大学、重庆大学、山东建筑工程学院和天津大学等院校重点对地源热泵的换热理论和设备匹配等问题进行了深入研究,相继建立了自己的地下换热理论。最近几年,国内已经开始对地源热泵的系统匹配问题进行了研究,建立了系统各部件的理论计算模型,同时对新型制冷剂在地

源热泵系统中的应用以及在变负荷状况下地源热泵的运行工况进行了深入研究^{[25][26]}。

研究地源热泵系统的匹配，设备的优化分析是前提。清华大学袁云亭等对空调设备的动态特性进行了研究^[27]，采用分布参数的方法建立各部件仿真模型(压缩机模型除外)，并以整个系统的压力平衡、能量平衡及质量平衡为约束条件使其有机地结合起来，构成整个制冷空调系统的仿真模型，该方法可以直接用于地源热泵机组的优化匹配分析。

重庆大学换热器理论模型进行了深入研究，对不同岩土换热器对换热性能的影响进行了实验，提出了不同地区地下换热器的换热量。

哈尔滨工业大学对地源热泵的耦合进行了研究。

张琴琴、邹文进、沈秀中等人利用 LabView 软件利用建立了冷凝器的动态数学模型^[28]，从冷凝器的汽侧、水侧和管壁等 3 个环节进行考虑。分别建立质量守恒和能量方程以及换热方程等。根据冷凝器进口参数，可以实时动态的模拟出冷凝器出口等参数，计算值通过实验得到了很好的验证。

文献^{[29][30]}利用稳态分布参数法对冷凝器的运行影响因素进行了分析，得到了对地源热泵机组进行优化的方法和措施；很多学者在空调设备的仿真研究领域取得了一系列有价值的结论^{[31][32][33]}。

2002年开始，随着地源热泵实际工程的逐步应用，国内学者开始注意研究地下地质状况对换热器的影响^[34]，地下渗流对换热器的传热影响^[35]等，并建立了模型。国内外地源热泵研究者对这些问题仍然未行到一个统一的结论。国内学者同时也开始了采用制冷系统流体力学的方法研究热泵装置的耦合过程^[36]，目的在于优化热泵装置子系统的性能，比采用岩土作为热源，无论是冬季或夏季运行，热泵系统的运行条件(室外侧换热器的工作点)都与传统的空气热泵或一般的地源热泵的工作点有一定的差别^[37]，从而引起整个热泵系统的工作特性都随着发生变化。具体说来就是在新的室外侧换流流体温度下，应该如何配置相应的蒸发器、冷凝器、压缩机乃至整个系统的部件，使热泵的热力循环性能最优、最大程度的发掘着水源热泵的节能潜力。目前，大多学者已经意识到由于地源热泵的多年运行，大地换热的初始状态已经发生改变，对多年后地源热泵的运行状况以及对系统的影响开始了研究^[38]。

随着国家能源政策的进一步调整，近两年国内学者已经开始针对地能利用和其他新能源利用进行结合研究，例如利用太阳能、水电等与地热源耦合应用研究^{[39][40][41]}。王六震、方肇洪对太阳能(地)供暖的地源热泵的经济性进行了分析。他们指出，在冬季，我国北方地区岩土温度较低，并且以热负荷为主，如果采用地源热泵供暖，则机组和换热器的初投资比较高，连续运行的效率比较低，夏季运

运行时机组容量过大,造成浪费,可以利用太阳能集热器作为辅助能源,白天时,依靠地源热泵供暖,夜间利用太阳能集热器储存的热量,由地热和太阳能共同供暖,这样的方案比单纯用热泵供暖更经济节能。

由此可以看出,到目前为止,我国的地源热泵工作者主要针对下列问题进行了研究^[2]。

(1) 在埋地换热器的换热机理方面,学术上更关心和互相耦合的传热、传质模型的完善并采用计算流体力学和计算机仿真技术来模拟实际的换热过程,从而为埋地换热器的优化设计提供一个有利的工具和新的研究思路。

(2) 在强化换热方面,一方面研究热物性更好的新型回填材料来强化埋管在岩土中的导热过程,进而降低埋地换热器的设计尺寸和初投资成本。

(3) 在热泵系统与埋地换热器的技术经济性的匹配方面,不仅要分别对热泵系统和埋地换热器各自的性能进行优化设计,还要对不同环境、不同地质工况下两者的耦合特性和最佳运行匹配参数进行分析,从而使埋地热泵系统在技术性能和经济性能方面都能达到良好的匹配效果。

(4) 地下埋管设备与热泵机组匹配的运行性能与经济性能的分析。

总结地源热泵的研究现状^[3],地源热泵系统研究中的关键技术归纳为如下几点:

- (1) 地下埋管设备与热泵机组的合理匹配和最佳运行参数的研究。
- (2) 地质情况、岩土温度的分布情况、埋管的布置形式和型号的设计对地下埋管换热性能的相互影响情况。
- (3) 地下埋管的性能对热泵机组性能的影响情况。
- (4) 地下埋管的性能与热泵机组性能的影响。
- (5) 对地下水热泵系统如何解决地下水的腐蚀及水处理问题。
- (6) 岩土物性研究包括岩土的能量平衡、热工性能、岩土中的传热与传湿和环境对岩土热工性能的影响等,加强各种岩土和地层状况的换热过程的实验研究和模拟分析。
- (7) 研制岩土源、地下水源和地表水源、复合热源及特殊热源的新型高效的换热形式和装置,研究采用地能与太阳能、风能等多种形式的能源联合利用形式。
- (8) 研究对常规热泵装置和系统更新和改造成地源热泵系统的技术。
- (9) 研究地源热泵系统的商业化和产业化过程中的制约因素和解决措施。
- (10) 开展地源热泵系统的运行参数和供冷方式与室内环境中人员舒适性关系的研究。
- (11) 开展在多种典型的或恶劣的环境工况、地况下,地源热泵系统的应用开发的研究。

(12) 研究地下换热器多年运行状况下地下埋管和大地换热的影响关系。

(13) 利于地源热泵多年运行的控制模式和手段的研究。

综合国内外岩土源热泵的研究现状^{[45][46]}，可以发现影响岩土源热泵广泛应用的主要技术障碍是：

(1) 对岩土特性或回填材料所运行的热物性实验研究和认识有限。

(2) 把述地下换热器传热传质机理的理论研究，缺乏理论与实践的有效结合；缺乏多环境下应用技术的系统研究以及实际有效的强化传热方法。

(3) 不同冷、热负荷下合理利用地下换热器形式与热泵系统最佳匹配技术创新研究不够；在变负荷技术、建筑环境区域布置、地能资源综合利用等方面尚需有许多工作需要开展。

(4) 利用地能资源供热制冷的关键应用技术——换热装置强化技术，提高地源热量扩散速度、提高地源传热温差技术和地下换热器布置技术等还有待进一步研究。

(5) 缺乏可靠预测地下换热器多年后运行工况的方法。

1.3 本文的工作重点

目前，国内对地源热泵的研究主要集中在地下换热器的研究，通过性能实验和数值模拟来了解地下换热器的换热能力和换热机理以及影响换热器换热的因素等等，将地下换热器纳入到系统中去进行动态分析的研究较少，部分研究还限于定工况，没有从整个地源热泵系统各部分和负荷变化的耦合关系上进行研究，在变负荷状态下的研究主要对象是设备的变化状况，而没有针对整个系统进行研究，最新的研究成果也仅限于人为确定设备的变工况进行多年换热器分析，而没有考虑设备的实际运行状态以及与实际动态负荷参数的耦合关系^[47]。由于地下换热器是地源热泵系统的关键部件，它的实际运行特性直接影响到热泵机组的性能，而负荷的变化它要求热泵机组的运行与之适应。因此，不将地下换热器纳入到系统中，不将地源热泵系统运行与负荷运行耦合动态分析，就不能真正了解系统中各组成部件的实际运行状况，就不能对地源热泵性能进行准确合理的评价。对地源热泵系统进行动态分析就是本课题研究的旨的。

本论文主要研究内容如下：

- (1) 影响地源热泵性能的动态负荷特征与特征参数；
- (2) 地源热泵动态负荷与地下换热器动态性能的耦合关系
- (3) 在动态负荷下的孔群换热模型和换热机理

- (4) 地下换热器与地源热泵系统在动态负荷下的耦合关系及性能评价
- (5) 地源热泵系统冷热负荷年不平衡率对系统寿命周期的影响
- (6) 变工况下，地源热泵各运行参数的耦合关系及机组的优化
- (7) 动态负荷下的地源热泵系统集成技术

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

2 影响地源热泵系统性能的负荷特征与特征参数

2.1 地源热泵系统冷热负荷分析

对于传统空调，负荷分析的主要目的在于如何进行空调方案以及空调设备的优化选择^[16]。对于地源热泵系统，其原理是将室内的冷热量排放到大地中，通过季节转换从大地吸热或排热。其主要组成部分—地下换热器的工作性能直接与其承担的负荷特征有关，在地源热泵系统中，其负荷的特征影响到地下换热器的换热性能^[17]，对拟采用地源热泵的工程进行负荷分析，其目的不仅仅是为设备选型服务，更重要的是分析地下换热器是否能长期正常运行，尤其是不同建筑的负荷特征作用下地源热泵系统是否能适应。因此，冷热负荷的特征是构建地源热泵系统以及性能分析的前提，事关实际工程中地源热泵方案的可行性，其特性分析要比传统空调更为重要。

2.2 地源热泵系统冷热负荷的动态特征量

针对地源热泵的可行性和运行性能的变化，其动态负荷特征从工程实际应用出发，提出以下三个特征量来描述：历年负荷总量的累积特性、负荷强度的变化性以及负荷持续性。

2.2.1 负荷总量的累积特性

负荷总量的概念是指地源热泵的使用时间内，为了维持室内环境质量，要求地源热泵系统排放给大地或从大地提取热量的总和。对于地源热泵系统，室内的多余冷热量是通过地下换热器排放给大地，由于地下换热器与大地的换热状态是一种不稳定传热，热量的排放是以换热器为中心逐渐向周围岩土扩散；热量的提取是以换热器为中心，从周围岩土逐渐汇集。从前期的研究^[18]，随着负荷总量即排放总量的增加，热量大量聚集在换热器附近的岩土中，热量的扩散更加缓慢，地下换热器换热能力是持续衰减的。地下换热器换热能力的恢复，要依靠从周围岩土中将热量提取出来，反之亦然。如果历年累积的冷热负荷总量存在差异，并随着时间的增加而累积起来，最终会使地源热泵难以正常运行。因此，负荷总量的累积特征对地源热泵系统影响很大，甚至可能是决定地源热泵系统寿命的关键因素。

图 2.1 表征了 3 种典型的负荷总量累积变化特征。第 1 种是平衡型，若工程是冬季开始投入使用，地源热泵从大地提取热量，地下换热器周围岩土中的热量逐渐减少，温度逐渐降低，取热条件逐渐恶化，地源热泵能效比逐渐下降，直到取热结束。过渡季后，转为夏季排热，冬季的取热为夏季排热创造了良好的条件，

地源热泵排热初期的能效比很高。排热使地下换热器周围岩土中的热量逐渐增加，温度逐渐回升，排热条件逐渐恶化，能效比下降到排热结束。过渡季后，又将转为冬季取热工况。若此时夏季的累积排热总量与上一个冬季累积的取热总量相等，换热器周围岩土的热量和温度将恢复为原状。若每年均如此，负荷总量变化曲线如图 2.1 中的曲线①，始终零点负荷线下波动，每年触及 1 次零总负荷线，但不跨越零总负荷线。如果工程是夏季开始投入使用，则总负荷线在零总负荷线上波动，每年触及 1 次零总负荷线，但也不跨越零总负荷线，如图 2.1 中的白线④。显然，冬季开始投入使用的工程，有利夏季的季节能效比的提高；夏季开始投入使用的工程，有利冬季的季节能效比的提高。

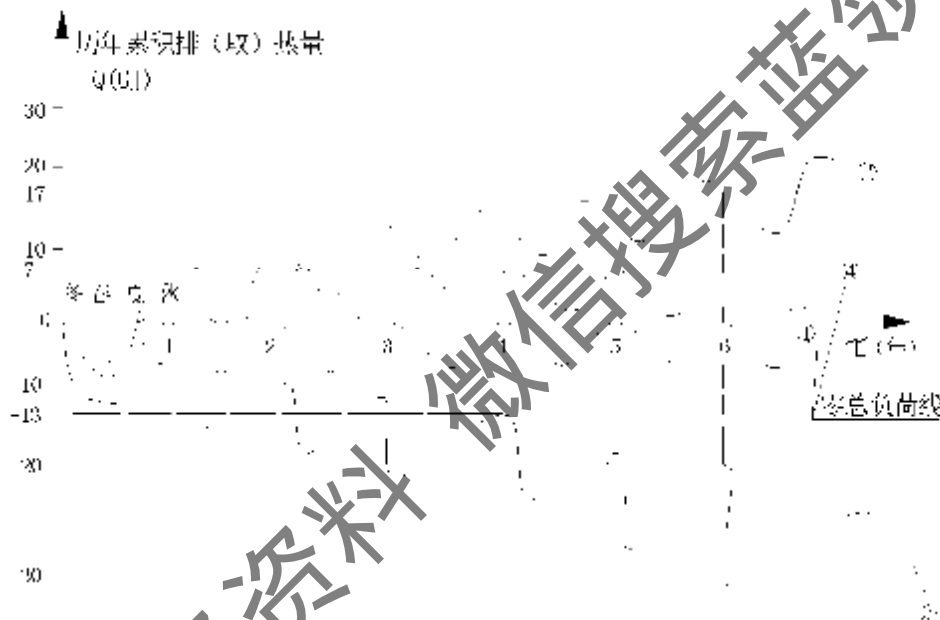


图 2.1 历年负荷总量累积曲线

Fig 2.1 The load sum curve of years

②型，始投入运行；①平衡型；②累积排热型；③累积取热型
④型，始投入运行；④平衡型；

这时在实际工程中，某一年负荷总量变化曲线可能向上或向下跨越零总负荷线，但必须在这一年后不长的时间内向相反的方向跨越零总负荷线，保持历年负荷总量累积曲线始终在零总负荷线上下波动。这样的负荷总量变化特征，表明地源热泵可能长期有效运行。

第 2 种负荷总量变化特征是累积排热型。仍以工程是冬季开始投入使用为例进行分析。冬季的取热使负荷总量变化曲线从零总负荷线下降，到冬季结束时而

线下降到最低点, 随后的过渡季中, 曲线水平伸展。到夏季排热时, 曲线转而上升, 若夏季排热总量超过冬季取热总量, 曲线将向上跨越零总负荷线, 下一个冬季的取热可能使曲线向下跨越零总负荷线, 但由于取热量小于前一个夏季的排热量, 曲线没有降到前一个冬季所达到的最低点。随后又一个夏季的排热, 曲线再次向上跨越零总负荷线, 并超过前一个夏季上升的高度。随着逐年累积, 负荷总量累积曲线越来越偏离零总负荷线, 向上攀升, 如图 2.1 中的曲线②。这意味着地下换热器周围岩土中累积的热量逐渐增加, 温度逐渐上升, 地源热泵排热的能效比逐年下降, 最终不能运行。这种情况下必须采取措施增加取热量, 将累积排热型调整为平衡型, 才能实现地源热泵的长期持续使用。

第 3 种负荷总量变化特征是累积取热型。在这种负荷总量变化特征下长期运行, 负荷总量累积曲线将逐年向下偏离零总负荷线, 如图 2.1 中的③。这意味着地下换热器周围岩土温度逐年下降, 使地源热泵取热的能效比逐年下降, 最终仍不能运行。调整的关键措施是增加排热。

上述分析表明, 负荷总量的累积, 决定了地源热泵系统的使用寿命, 实际工程中, 若不能消除累积取热型, 累积排热型负荷总量变化特征, 是不能采用地源热泵的, 因此可用累积热量作为表征负荷总量变化性的特征参数。如图 2.1 中的①和④的历年累积热量为零, 而曲线②的 4 年累积热量为 7GJ; 6 年累积排热量为 17GJ。曲线③的 4 年累积热量为 7GJ; 6 年累积排热量为 20GJ。曲线①和④的工程项目适宜采用地源热泵, 曲线②和③的工程项目不宜采用地源热泵。

2.2.2 负荷强度的变化特性

对于地源热泵系统, 负荷强度的概念是单位时间内为了维持要求的室内环境, 需要地源热泵系统引取给大地或从大地取热的热量。负荷强度的变化性可以分为日负荷强度变化特性、周负荷强度变化性、季节负荷强度变化性等。概念之间的区别主要在于考察变化性时间范围的不同, 时刻负荷的变化量是表征负荷强度变化性的尺度。

负荷强度变化特性的特征参数用负荷强度的峰谷比 R_q 表示, 其定义为在地源热泵系统的某持续运行时间段内, 其峰值时刻负荷 q_H 与低谷时刻负荷 q_L 的比值,

$$R_q = \frac{q_H}{q_L}。$$

在持续运行时间段内, 负荷强度的峰谷比 R_q 越接近 1, 表示负荷稳定, 对地源热泵地下换热器的影响容易评估。

对于日负荷强度变化特性用一日地源热泵系统的运行时间段内的负荷峰值与该二内运行时间段内的低谷负荷的比值来表征; 周负荷强度变化性、季节负荷

强度变化性特征参数对应的时段即为一周和一个运行季节。

负荷强度变化特性分析的目的在于工程的需要。如果自一次运行结束后,第二次运行前有一段停止运行的时间,使地下换热器周围岩土温度能够恢复到接近初始状态(即换热器周围岩土温度降低或升高到运行前岩土的初始温度,这个时间过程称为换热器岩土温度的恢复期),则主要进行日负荷强度变化特性分析;如果一日内不含恢复期,一周内地下换热器具有恢复期,使可能使第二周运行前地下换热器能够恢复到初始状态,这就应进行周负荷强度变化性分析;如果周运行期内仍不能恢复,这就应进行季节负荷强度变化性分析。

分析定义负荷强度的目的是为分析一个周期内地源热泵系统的能效服务值,它考虑了在该时间段内的负荷的具体变化。以日负荷强度为例,由于一天内室外气象参数和室内使用情况的变化,地源热泵的负荷值也相应变化。有时很高,有时很低,甚至在某些时间段内,地源热泵负荷可能为零。将一天24小时的地源热泵系统负荷进行逐时统计,可得到日负荷强度变化曲线。

2.2.3 负荷的持续性

对于一个特定的建筑,在确定了室内设计参数后,地源热泵负荷是随时刻动态变化的。在某些时刻负荷大,在某些时刻负荷减小,甚至在某些时间段内负荷为零。地源热泵地下换热器的换热状态有两种情况,一种是换热器处于运行状态,即换热器内流体处于流动传热,室内余热或余冷持续作用在换热器上;另一种情况是换热器停止运行,即换热器内流体状态处于静态,以停止运行前的热状态和岩土进行传热,室内无余热或余冷作用换热器。在这两种状态下,换热器的传热状态是不同的。存在这两种情况的换热器实际处于间歇运行状态。系统不同的运行时间和不同的停机时间,对换热器的影响是不同的。因此,对于地源热泵系统,讨论负荷强度的变化性很重要。

在实际运行过程中,当负荷降低到一定程度时,设备设定的感知参数达到设备的停机条件,设备停机。停机后地下换热器处于一种恢复状态。这种恢复期状态持续的时间越长,对于地下换热器高效率运行越有利。如果系统处于连续运行状态,地下换热器处于连续换热状态,当运行时间达到一定程度时,地下换热器的换热能力到达一个极限值,如果负荷时间继续延长,地下换热器的换热性能开始恶化,并随时间的持续进一步降低,当持续时间到达岩土温度和进水温度接近时,换热器已无换热能力。系统的启停状态直接决定换热器的换热能力,因此,负荷的持续性所决定的设备启停状态是影响地源热泵的重要因素。

负荷的持续性,即负荷持续时间(等于地源热泵机组不间断地持续运行的时间 τ_1)以及负荷的间断时间(等于地源热泵机组两次连续运行之间的停机时间 τ_2)

来表达, 其特性参数是负荷持续系数 $R_c = \frac{Q_c}{Q_0}$ 。 R_c 越大, 负荷的持续性越强。负荷

的持续系数可分为一日内的负荷持续系数, 一周内的负荷持续系数和一个天气过程中的负荷持续系数。

负荷总量和负荷强度既有联系, 又有区别。负荷总量表征的重点是冷热量的总量, 该总量是所研究的时间段内的负荷叠加值, 但该参数无法体现在该时间段内的负荷变化。而负荷强度却紧密的把负荷的持续时间和状态联系起来。在相同负荷时间下, 相对同一建筑, 负荷强度的逐时叠加值和负荷总量在数值上相等。但两者对地下换热器的影响意义是不同的, 相对不同的建筑, 即使历年累积热量相同, 负荷强度的变化特性却可能不一致。负荷强度表现为平稳型和不平稳型。因此可用高峰负荷延续时间和零负荷持续时间表征负荷持续性; 平稳型的高负荷强度对地下换热器的换热不利; 若负荷强度不平稳, 在某些时间段内负荷强度大, 在某些时间段内负荷强度小, 甚至为零, 这样的负荷特征使得地下换热器具备一定的恢复期, 这对地下换热器的换热条件的改善是不利的。

2.3 不同功能建筑的负荷特征

显然, 不同的建筑, 负荷总量、负荷强度的变化性、负荷的持续性是不同的。根据建筑功能的不同, 列举居住建筑、办公建筑、商场、宾馆这四类进行分析。

2.3.1 居住建筑的负荷特征

对于城市居住建筑, 白天使用率低, 夜晚使用率高。这一特点造成晚 7:00 到第二天凌晨 8:00 为主要的负荷时间, 在其他时间段内, 仍然有负荷时间, 但是其负荷强度很低。在夏季夜晚, 由于建筑物向天空的长波辐射以及夜晚的室外干球温度低于白天室外干球温度的两种因素下的共同作用下, 导致夜晚的负荷强度是逐渐降低的, 到清晨往往出现零负荷。继而转入到白天的低负荷时间段, 因上班族居住建筑的使用率下降, 地下换热器获得恢复期。在夜晚直接转为高负荷状态, 然后又逐渐降低。夏季居住建筑的这一负荷强度特点和负荷持续性与地下换热器的换热特性相适应。在冬季夜晚, 由于外界温度的持续降低, 夜晚的负荷强度是逐渐升高的, 往往在黎明前达到最高值, 直到日出和人们上班离家后, 负荷降低。一般情况下, 夏季负荷强度高出现在白天, 恢复期大大缩短。

由于居住建筑的冷热负荷主要是室外气候造成的, 因此在严寒地区的建筑, 往往产生很大的历年累积取热量; 湿热地区则会产生很大的历年累积排热量。两者都影响到地源热泵工程的使用寿命。而在夏热冬冷地区, 居住建筑比较容易实现历年累积热量为零或接近零, 使地源热泵可以长期运行。

2.3.2 办公建筑的负荷特征

对于办公建筑,使用特点是在白天使用率高,休息时使用率很低甚至为零。一般情况下,夜晚和放假(使用率为零)。这种建筑特性决定了负荷的持续性弱,在白天处于高负荷,在中午较短的时间内转为低负荷,下午上班后恢复高负荷,下午下班到第二天上班前负荷降低为零,这个时间为地源热泵地下换热器的恢复期,不管冬季和夏季均是这种状况。因此,在运行时间内,负荷强度平稳,负荷强度变化特性参数接近 1;由于地源热泵的停机时间大于运行时间,负荷的持续性特性参数 $R < 1$, 负荷的持续性弱,特别是 1 日内负荷持续性系数很小。负荷强度特性对地源热泵的地下换热器的工作性能不利,但是负荷的持续性却对地下换热器工作性能有利。评价办公建筑负荷特性对地下换热器的影响要看这两个因素中的主导因素。

2.3.3 商场的负荷特征

对于商场,使用特点是上午 9:00 到夜晚 22:00 处于使用期,22:00 以后到第二天的上午 9:00 使用率为零。由于商场的特殊性,在春秋及节假日的巨大负荷总量大。从商场的夏季负荷构成看,受到室外气候影响的建筑结构的负荷占商场的总负荷的比率低,这就决定了商场全年排热量受到地区气象参数影响的关系小。冬季由于地区的不同,可能导致冬季地源热泵地下换热器吸热量不同,这决定了全年的累积排热量可能零,也可能大于零。

在地源热泵的使用时间里,商场负荷强度平稳,且负荷强度变化特性参数接近 1;由于地源热泵的停机时间和运行时间接近,负荷的持续性特性参数 $R \approx 1$, 负荷的持续性不强,但大于写字楼的负荷持续性。

2.3.4 宾馆建筑的负荷特征

对于宾馆(或综合楼),从使用时间和使用率住宅具有一定的相似性。由于人员密度的不断变化,以及夜晚负荷的集中性,决定了宾馆(或综合楼)的巨大负荷强度较均匀,除了在每日清晨前达到负荷的低谷。由于宾馆的使用要求(具备餐厅、商场、健身房等设施),负荷持续性很强,同时也决定了季节负荷总量很大。

宾馆的负荷特性对于地源热泵的应用是不利的。每日内设备停机时间很短,季节负荷时间内基本无恢复期,这导致地下换热器一直处于放热或吸热状态。在夏热冬暖地区,全年的主要时间是供冷状态,冬季基本无供热时间,这就会导致全年的累积负荷总量为累积排热型,系统使用到达一定程度后,地下换热器将丧失换热能力。

2.3.5 不同气候对负荷特征的影响

对于不同地区的相同建筑,由于室外气象参数的较大差异,其负荷特性是否一致,现列举不同地区的相同建筑运行分析讨论。

表 2.1 各地商场建筑设计负荷中各分项负荷比例(%)

Table 2.1 The proportion of load of specific subentry engineering in business halls in different regions

城市	缩写	照明负荷	人员散热 负荷	新风负荷	太阳辐射 负荷	墙体负荷
北京	Bj	16.8	33.2	27.1	24.0	8.8
广州	Gz	14.8	21.5	32.0	21.8	9.9
重庆	Cq	14.5	21.0	33.9	22.3	8.3
华盛顿	Wa	16.2	23.7	31.9	20.1	8.2
加纳	Ip	15.0	22.1	33.5	21.5	7.9
美国	Gm	14.9	22.0	33.7	22.5	6.9
海门华	Ow	22.5	27.0	10.5	29.5	10.5
法兰克福	Ff	23.6	31.0	2.3	32.5	10.7
罗马	Rm	19.5	28.4	17.3	20.0	13.8
科威特	Kw	18.0	25.3	18.0	23.4	15.4
新加坡	Sp	13.0	19.7	37.0	22.4	7.3
波哥大	Cb	21.4	31.0	8.2	29.3	13.0

从图 2.2 看, 不同地区的商场负荷是不同的, 在部分城市负荷还有较大差异。这表示负荷特性和地区仍有相关性, 即地区气象参数对负荷总量产生影响。

从表 2.1 的商场负荷构成可以了解到, 商场的室内照明负荷、人员负荷以及新风负荷的比重较大, 大多数负荷比例占了商场负荷的 70% 左右, 维护结构传热和太阳辐射传热的影响一般在 30% 左右, 该部分负荷和室外气象参数有很大的相关性, 由于该部分负荷比重较小, 其地区差异对负荷总量的影响度偏弱。不同地区商场的人员密度以及室内照明情况比较接近, 地区差异对此部分的负荷影响较小。因此, 导致了该部分的负荷比例比较接近。

从表 2.1 可以看出, 差异较大的新风负荷, 这主要是全球室外气象参数差异过大决定的, 法兰克福和新加坡的新风负荷差异最大, 导致了负荷总量差异是最大的。而地处北半球中国的北京、广州、重庆三大城市代表中国不同气候带, 室外气象参数不同, 但差异不是很大, 由室外气象参数决定的负荷分项在负荷构成中的比例不是很大, 因此, 在商场中表现出的负荷总量参数没有较大差别。

将一个相同建筑(建筑特征为住宅)设置在不同的气候区, 得到代表不同地区计算负荷, 图 2.3 表示 7 月的逐日负荷强度曲线。

从图 2.3 可以看出, 不同地区的日负荷强度不同, 即使在同一地区, 不同日的日负荷强度也不同。即气象参数的变化显著的影响了住宅日负荷强度。不同城市的逐日负荷强度由于城市气象参数的不同而差异很大, 这是由于住宅的各负荷

构成比例中，被室外气象参数影响的负荷分项占了较大比例，而住宅的内热源以及人员负荷均较小，直接决定设计负荷的大小，导致日负荷强度不同。

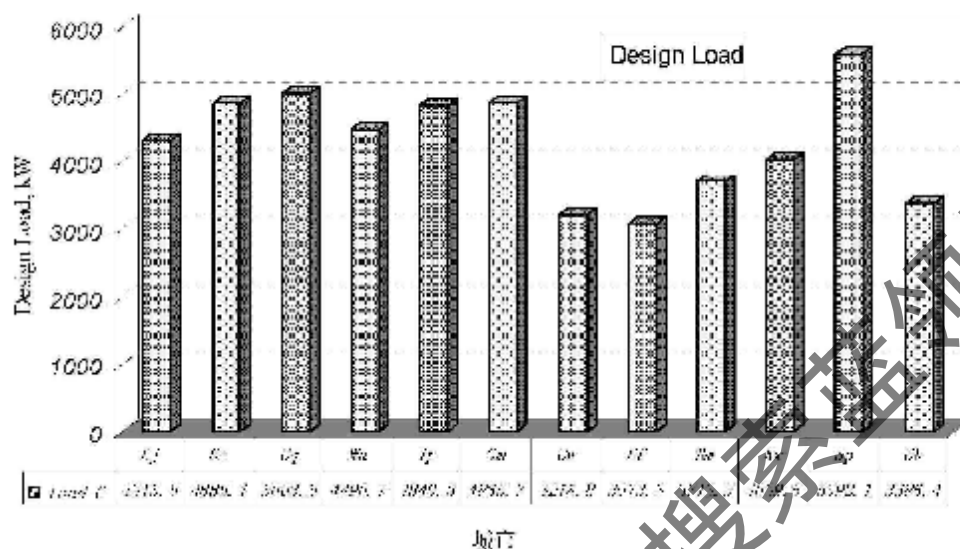


图 2.2 不同城市商场建筑设计负荷的对比

Fig 2.2 The comparison of load designs in the business halls in various cities

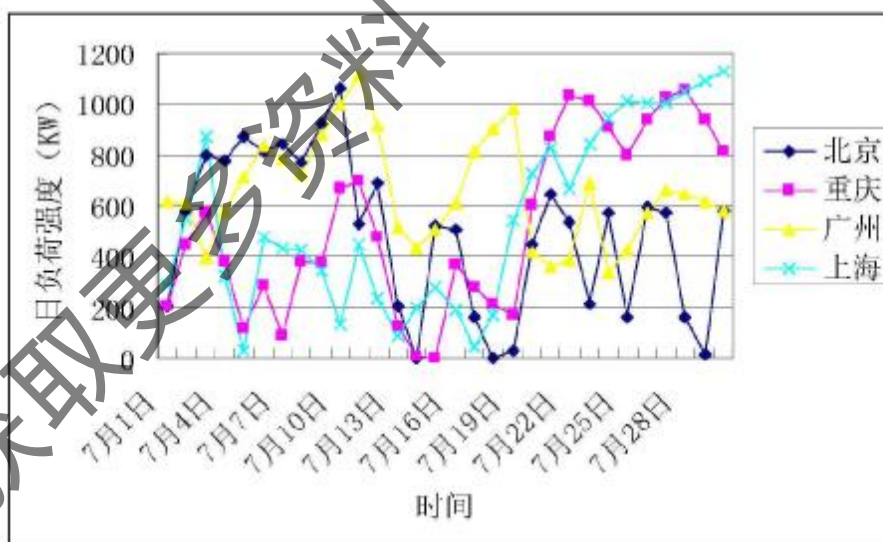


图 2.3 不同地区居住建筑的逐日负荷强度曲线

Fig 2.3 The daily load curve in residential buildings in different regions of China

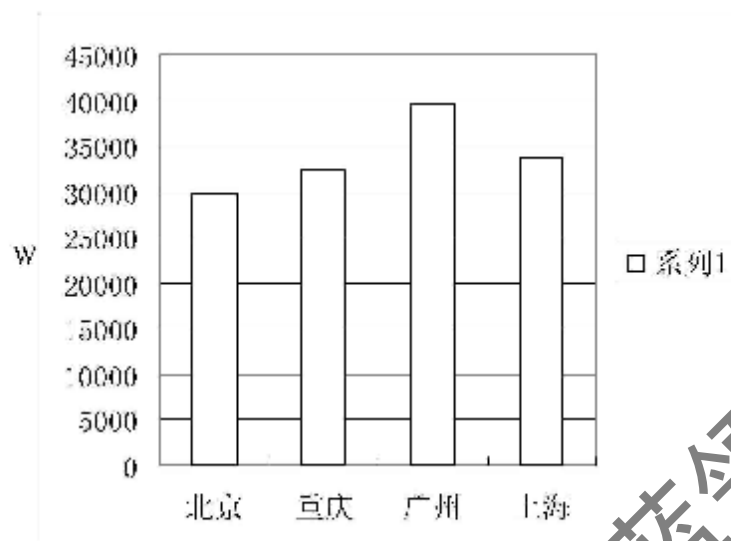


图 2.4 各城市居住建筑的月负荷统计柱状图

The Fig 2.4 The histogram of monthly load changes in residential buildings in different cities

从图 2.4 可以看出，不同的城市月负荷总量有一定的差异，但差异并不显著。差异最小的城市是北京和重庆，差异比例为 8%；差异最大的城市是广州和北京，差异比例为 24%。由此可见，不同的城市，月负荷总量是有差异的，但并非各城市间之间的差异均是显著的。这是因为月负荷总量是日负荷强度的叠加，日负荷强度不同，日负荷总量并非一定不同，可以判断，在某些城市之间，在相同条件下，即使日负荷强度不同，但可能叠加后，月负荷总量表现为相同。由于月负荷总量是日负荷总量的一个数学统计值，虽然时刻负荷之间由于室外气象参数不同而不同，但月负荷总量经过统计和绝对值均较大，导致各城市的月负荷总量差异不显著是可以理解的。

不同地区具有不同功能的建筑，其日负荷强度不同，原因就在于建筑受到室外气象参数的影响力是不同的。

从上述分析看，相同地区的不同建筑以及不同地区的相同建筑，其负荷的特征不同，即负荷总量的变化性、负荷强度的变化性、负荷持续性不一致。这些负荷特征参数决定了地下换热器的的工作状态不同，由此影响到地源热泵系统的运行效率也是不同的。研究负荷特征的目的就在于分析负荷对地下换热器的影响，在某些负荷特征下，地源热泵能够保持长期稳定的运行，而在某些负荷特征下，地下换热器不能保持较好的换热条件，地源热泵系统在此类建筑中运用可能就是不利的。因此，从这个意义上说，选择地源热泵系统必须要有针对性，而并非一切项目都适合地源热泵系统。选用地源热泵系统之前必须要对建筑负荷特征作具体分析，这是保证地源热泵系统的长期稳定高效运行的先决条件。

2.4 地源热泵的日运行特征与特征参数

冷热负荷的日变化特征决定了地源热泵的地下换热器的换热能力以及系统的能效。从地源热泵系统的冷热负荷三个特征参数——负荷总量和负荷强度以及负荷持续性出发对冷热负荷的日变化特征进行分析。

冷热负荷的日变化特征中重要的是日负荷强度，日负荷强度强调的是 24 小时为周期的负荷逐时变化值。不同的建筑其日变化特征不一致，不同的气象参数下，同一建筑的日负荷变化也不同。以居住建筑、商场、办公、宾馆为例进行具体分析。

居住建筑的日负荷总量在各类建筑中最低，这主要是各功能区负荷同时使用系数较小，人员、设备等室内热源负荷较低导致。在负荷构成中，其构成比例是维护结构的负荷，而维护结构的负荷受到室外气象参数的影响很大，这使得不同气象参数条件下，日负荷特征不同。由实际负荷计算也可以得到，冬季热日负荷特征不同，冬季热日负荷要比夏季冷负荷的变化均匀。从地下换热器影响的三个参数即负荷总量、日负荷强度和负荷时间中，如果负荷总量大且日负荷强度均匀，负荷能持续时间长，这可能导致换热器周期性地不具备一个较长的恢复期。而日负荷强度分布不均匀则有利恢复大地地温，日负荷强度不均匀，且日负荷总量也不大，负荷的持续时间短，如果具备上述负荷特征，该负荷特征对地下换热器的运行有利。

以重庆某地源热泵示范工程（商务别墅）的夏季冷负荷为例，我们选择 6~8 月供冷期中，太阳辐射强度和日较差参数相差较大的 7 月和 8 月中的六日作比较：

7 月 14 日的平均温度 23.4℃，低于空调设计温度，日最低温度 22.8℃，最高温度 23.9℃，日较差为 1.1℃，最高太阳辐射强度出现在下午 13:00，其值为 116.735W/m²。

7 月 16 日的平均温度 27.4℃，高于空调设计温度，日最低温度 23.9℃，最高温度 32.2℃，日较差为 8.3℃，最高太阳辐射强度出现在下午 14:30，其值为 955W/m²。

7 月 20 日的平均温度 28.7℃，高于空调设计温度，日最低温度 24.4℃，最高温度 33.3℃，日较差为 8.9℃，最高太阳辐射强度出现在下午 13:00，其值为 971.8W/m²。

7 月 28 日的平均温度 31.8℃，高于空调设计温度，日最低温度 27.2℃，最高温度 36.7℃，日较差为 9.5℃，最高太阳辐射强度出现在下午 13:00，其值为 1031.7W/m²。

8 月 10 日的平均温度 32.7℃，高于空调设计温度，日最低温度 28.3℃，最高

温度 36.7℃, 日较差为 8.4℃, 最高太阳辐射强度出现在上午 11:00, 其值为 1346.1W/m²。

8 月 13 日的平均温度 22.9℃, 低于空调设计温度, 日最低温度 22.8℃, 最高温度 23.9℃, 日较差为 1.1℃, 最高太阳辐射强度出现在下午 13:00, 其值为 148.3W/m²。

从负荷分析看, 室内负荷在 7 到 19 时的时间段内, 与太阳辐射的变化规律一致, 仅仅是负荷高峰与太阳辐射有滞后特点, 这是围护结构的蓄能特性决定的。从负荷比例构成看, 影响室内负荷最主要的外部因素是太阳辐射强度, 这是由于室外气温的形成主要靠地面的长波辐射, 地面与空气的热量交换是气温升降的直接原因, 而影响地面附近气温的主要因素是入射到地面的太阳辐射量。由于维护结构对室外温度波的延迟性影响, 室外温度的峰值高峰和室内负荷的峰值高峰是不对应的, 从曲线看, 当室外温度低于室内设计温度状况下, 仍然在太阳辐射强度的作用下形成负荷。在这种情况下, 如果采用地源热泵系统, 就应该尽量避免地下换热器的运行, 而采用全新风的方式来降低室内负荷, 让地下换热器有一个恢复期。

分析地源热泵系统的冷热负荷日变化特征, 目的是找到对地下换热器有显著影响的因素。

日负荷变化曲线和室外温度变化曲线趋势是一致的, 即负荷近似符合正弦波变化规律。从另一方面也可以得到这样的结论, 即在相同条件下室内负荷的变化规律和室外温度的变化规律有着一定的对应关系, 即 $Q \sim T(t)$ 。如果找到室外温度的变化规律就可能找到负荷的变化规律, 因此应分析室外温度的变化规律。

实际上分析预测室外温度变化曲线可以通过下式进行处理^[31]:

$$T_t = T + \alpha_s \Delta T \quad (2.1)$$

其中, T_t 为某时刻的温度, T 为日平均温度; ΔT 为温度日较差; α_s 为温度逐时比例系数。

某时刻室外温度与日平均温度和日较差有关。

这六日是完全不同的气象参数条件, 7 月 14 日和 8 月 13 日的日平均温度低于空调设计温度; 7 月 16 日和 7 月 20 日的日平均温度比空调设计温度稍高; 而 7 月 28 日和 8 月 10 日的日平均温度远高于空调设计温度, 对于日平均温度低于空调室内设计温度的情况, 该地源热泵系统不启动, 对地下换热器的换热性能不会有任何影响, 但却为前日地下换热器运行造成的岩土温度变化创造了一个较好的恢复期。由于室外气象参数的影响, 日冷负荷强度不均匀, 大负荷集中在下午, 其余时间的负荷均较低, 即负荷强度的变化性大, 在低谷负荷时, 就可以利用运行调节方法, 让地源热泵的地下换热器具备一定的恢复期。从不同日的负荷强度曲

线可以看出,在夏季供冷期里,具备地下换热器无负荷的状态日,即使出现承担负荷的状态日,但该日中仍有一定的无负荷时间。冬季和夏季的日负荷强度曲线是很不一致,夏季日冷负荷的变化大,而冬季热负荷变化相对均匀,如图 2.5 中 1 月 3 日的冬季负荷强度曲线,全日负荷相对夏季负荷强度曲线,平缓而均匀。因此,冬季日负荷的持续性要强于夏季负荷的持续性,夏季日冷负荷特性影响到的地下换热器换热性能要优于冬季热负荷特性影响下的地下换热器的换热性能。各日日负荷强度曲线见图 2.5。

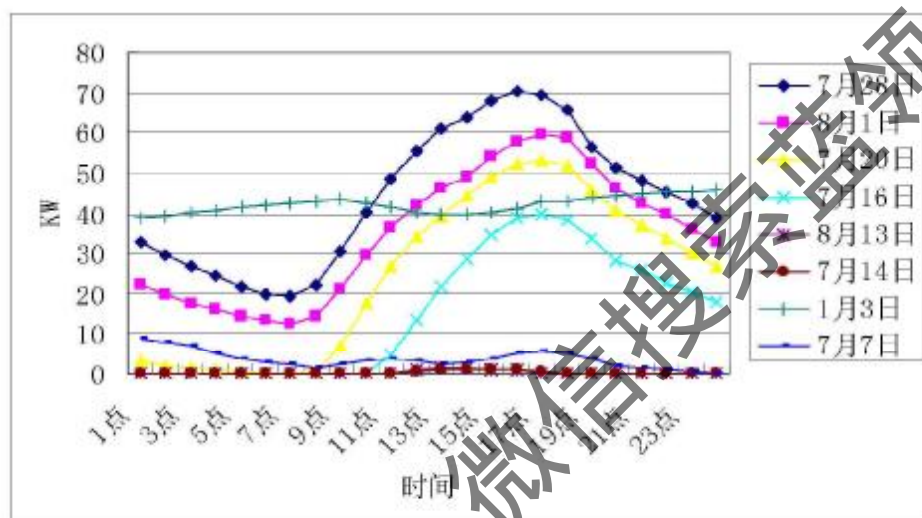


图 2.5 夏季七日与冬季一日日负荷强度曲线

Fig 2.5 The daily load curve of 6 days

按照上述分析,地源热泵冷(热)负荷的分类可以有两类,一种是全日仅仅某一个时间段内有冷热负荷,可以称为间歇性冷(热)负荷。这种负荷特性决定了系统仅仅在某些时间段内运行,而在某些时间段内,地源热泵不承担负荷,换热器无需工作;另一种情况是全日 24 小时均有冷(热)负荷,具备负荷高峰和负荷低谷,可以称为连续性冷(热)负荷。这两种负荷类型对地源热泵系统运行的影响是不和。间歇性冷(热)负荷状况下,系统部分时间处于停机状态,地下换热器周围的岩土具备较长的时间来恢复到初始温度,对地下换热器运行有利,这个停机时间称为负荷停机时间。在连续性冷(热)负荷状况下,系统也并不一定连续运行,当室内实际温度达到了室内设计温度的限值时,若系统采用启停控制,按照运行控制要求,设备停机或开机,这种运行调节模式导致的停机时间称为调节停机时间。虽然调节停机时间较短,但这种停机时间仍然对地温的恢复有贡献,见第三章分析。

$$\text{鉴于上述情况,可以定义二负荷总量为 } f_1(L) = \int_0^t m_1 L_1 dt \quad (2.2)$$

式中, m_1 表示时刻负荷影响系数, 若系统不动作, 即换热器不承担负荷时, $m_1=0$; 若系统动作, 即换热器承担负荷时, $m_1=1$ 。 L_1 表示时刻负荷 (制冷为正, 吸热为负), t_1 表示连续负荷中的停机时间, 即调节停机时间, 该参数与维护结构的蓄能能力等参数有关。

$$\text{定义时刻负荷影响因子 } M_1 = \frac{\sum m_1}{t} \quad (2.3)$$

时刻负荷影响因子 M_1 用于表征冷热负荷的特征参数, 它是一个随时刻变化的一个变化量。时刻负荷影响系数累积 m_1 越大, 调节停机时间 t_1 越短, 则时刻负荷影响因子 M_1 越大。在负荷时间里, 对系统地下换热器的运行不利; 同时, 时刻负荷影响系数累积 m_1 越小, 调节停机时间 t_1 越长, 则时刻负荷的影响因子越小。在负荷时间里, 对系统的运行有利。

仍然利用住宅、商场、写字楼、宾馆四类典型建筑对时刻负荷影响因子进行分析。

住宅冷热负荷的日变化特征上由负荷强度决定, 其特征参数为时刻负荷影响因子 M_1 。时刻负荷影响因子 M_1 在住宅中的表现特征为变化小且不均匀。

从商场的负荷构成看, 如表 2-1 所示, 一负荷构成中的较大比例是室内照明等室内散热量以及人员负荷和室内通风量引起的负荷, 该部分负荷占室内总负荷的 70% 左右。由于室外气象参数 (太阳辐射和室外温度) 引起的维护结构传热仅占室内总负荷的 30%。在过渡季节状态下, 不具各负荷时间, 该状态不考虑。

因此, 商场负荷的主要影响因素是室内内扰引起的负荷。由于系统的装机容量及运行状态和负荷密切相关, 室内负荷的变化必然要引起系统的动作状态发生变化。在负荷时间里, 由于商场的室内负荷受到室外气象参数的影响不大, 即系统的运行状态同样受到室外气象参数的影响也不大。因此, 我们定义二负荷强度中的时刻负荷影响因子 M_1 与时刻负荷比例有关而没有将室外气象参数考虑进来是恰当的。将时刻负荷影响因子未表征商场日冷热负荷特征的特征参数仍然是可行的。时刻负荷影响因子 M_1 在商场负荷中的表现特征为大且稳定均匀。

写字楼的日负荷变化特征和商场有类似, 在工作时间里负荷稳定, 基本没有负荷停机时间, 只有调节停机时间, 全日有较长的负荷停机时间。和商场不同的是负荷停机时间比商场长, 且日负荷总量要比商场少。时刻负荷影响因子 M_1 在工作时间均匀, 但小于商场。

宾馆功能决定了日负荷特征表现为持续而稳定, 只有在入住率很小且公共区域的仅用时间很少的情况下, 在负荷时间里, 时刻负荷因子 M_1 和写字楼有类似, 在

供冷或供热期里，宾馆没有负荷停机时间，宾馆的档次越高， M_1 就越大。在大多数时间里，如果在负荷时间里，时刻负荷因子 M_1 与畜场又类似。因此，宾馆的日负荷特征和其具体的使用情况有关，但仍可以由时刻负荷因子 M_1 来表征。

综上所述，冷热负荷的特征参数为时刻负荷因子 M_1 。任何功能不同的建筑，冷热负荷的日变化特征均可由时刻负荷因子 M_1 来表征。

2.5 各种天气过程中地源热泵的运行特征与特征参数

天气过程的变化不仅和室外温度变化相关联导致室内负荷的变化，而且直接影 响室内人体的感受。在考虑自然通风的房间，天气过程的变化对通风条件和通风过程的影响更为重要^[20]，在部分地区可以通过间歇通风的方式降低空调的运行时间。因此，研究各种天气过程变化条件下负荷的动态变化对空调设备的运行时间的控制，更为突出的是分析对地下换热器换热性能的影响，可以降低能耗。

确定了室内设计温度后，我们将高于室内设计温度的室外气象日平均温度作为天气过程进行分类。在夏季，室外日平均温度低于 27℃ 时，可以通过间歇通风，利用建筑物的蓄热能力，使室内热环境达到一定的舒适度。这种通风方式无冷耗，其冷负荷可以不考虑。在这里，仅对夏季室外日平均温度高于室内设计温度的天气过程进行分类，即分为三种情况：即雨天、晴天后的晴天、雨天后的晴天。

雨天主要是指阵雨天和阴雨天，阵雨天即一天内部分时间下雨，部分时间无雨的天气过程；而阴雨天，指白天大部分时间为阴天或雨天的过程，其大部分时刻室外在室内设计温度以下。这里的晴天主要指阴晴相间的天气过程和全天大部分时间为晴天的天气。晴天后的晴天是指连续晴天的第 2 个及以后的晴天；雨天后的晴天是指首个晴天和连续晴天中的第 1 个晴天。

根据重庆地区十年（1985~1995 年）的气象资料和分析表明^[19]，夏季雨天室内最高温度的十年平均值均小于 28℃，能基本满足热环境标准的要求。而且调查表明，使用空调的地区在夏季的雨天不用空调，都是开窗自然通风。其原因就在于下雨使得室外空气清新，气温有较大幅度的降低。

表 2.2 重庆十年（1985-1995 年）三种天气过程统计表

The table 2.2 The statistics in three kinds of climates in the ten years of Chongqing

天气过程	天数	室外最高温度	室外最低温度	室外平均温度
雨天后的晴天	139	34.1	24.8	29.3
晴天后的晴天	159	36.1	26.4	31.0
雨天	195	32.9	24.2	28.3

定性来看,雨天后的晴天室外日平均温度比晴天后的晴天室外日平均温度低,使得雨天后的晴天的室内外温差传热冷耗比晴天后的晴天低。表 2.3 说明,雨天后的晴天中用间歇机械通风降温能满足室内热环境标准要求天数的比例明显比晴天后的晴天大。调查分析表明,雨天后的晴天和晴天后的晴天室内日最高温度都超过了 28℃,都需要运行地源热泵才能满足热环境标准的要求。但雨天后的晴天地源热泵的运行时间较短,而且刚经过雨天,岩土换热器的工作条件得到较充分的恢复,因此雨天后的晴天不是地源热泵运行条件恶化的时间。晴天后的晴天,地源热泵连续运行时间长,而没有充分恢复时间。晴天后的晴天数是分析地源热泵运行关键参数。

表 2.3 重庆十年(1985~1995 年)雨天后的晴天和晴天后的晴天中使用间歇机械通风降温能满足室内热环境标准要求的天数比较

The table 2.3 The comparison of days in which the mechanical ventilation is capable of reaching the standards of the indoor thermal environment in the sunny days after rain and in the sunny days after sunny day in ten years (1985~1995) in Chengqing

天气过程	晴天类型	总天数 A	可用间歇机械通风的天数 B	B/A %
雨天后的晴天	240	139	5	3.6
晴天后的晴天		159	0	0
雨天后的晴天	370	139	66	47.5
晴天后的晴天		159	26	16.4

综上所述,三种天气过程中即雨天、晴天后的晴天、雨天后的晴天中,夏季雨天的负荷可以不着虑,而雨天后的晴天,晴天后的晴天在夏季气象参数条件下负荷构成时间是一致的,但负荷值不一致。因此,我们在负荷分析中,要找到各种天气过程状态下的负荷曲线,确定天气过程对负荷的影响。由于建筑夏季降温方式不应是单一的,首先采用零能耗或低能耗的降温方式,有利于节能。在不同的天气过程中,由相同的室外气象参数计算出的冷负荷,可由不同冷源承担,其对降温能耗的影响是不相同的。脱离天气过程,孤立的统计各种温度出现的频率,会掩盖这一区别,不利于节能分析。

现有的负荷计算软件没有考虑降雨过程、室外温度以及室内温度和人的生活习惯之间的关系,其室外气象参数对降雨过程的表述也很少,特别是对于居住建筑,在夏季降雨频繁的地区和夏季降雨较少的其他地区相比,空调的实际运行时间是不同的。而地源热泵的运行参数受到运行时间的影响很大,研究不同天气状况下的负荷与运行时间的关系就很有必要。

重庆不同天气状况下的负荷曲线如图 2.6:

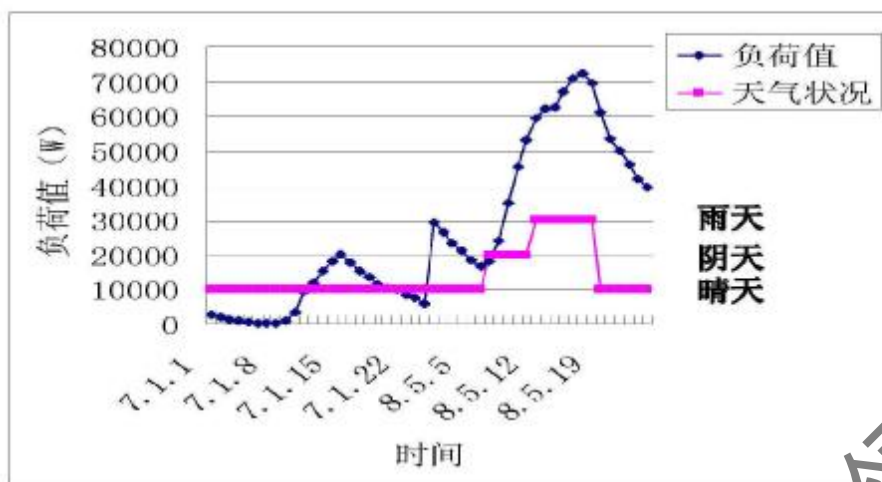


图 2.6 不同天气状况住宅负荷变化曲线

The Fig 2.6 The indoor load change curve in different climates

按照室外温度计算的负荷曲线如图 2.6 所示,但这个负荷曲线并没有考虑天气状况。实际的天气状况如下:某年 7 月 1 日的天气状况为全天为晴天,而且是晴天后的晴天;某年 8 月 5 日的天气状况为凌晨到上午 7 点晴,7 点到 11 点阴,11 点到下午 18 点一直降雨。在这两种天气状况下:7 月 1 日按照实际的负荷曲线进行空调,但由于负荷很低,空调系统不启动;而 8 月 5 日的下午时间段内计算冷负荷较高,但于是在雨天的天气状况下,对于居住建筑而言,在这个时间段内同样可以不考虑空调的运行,人们依靠开窗等方式进行降温;对于其他建筑,可以通过全新风运行来调节室内温度。因此,该地源热泵的运行方式为间歇运行。上午 11 点以前为运行时间,之后为停止运行时间。

两种天气状况下的负荷曲线如图 2.7:

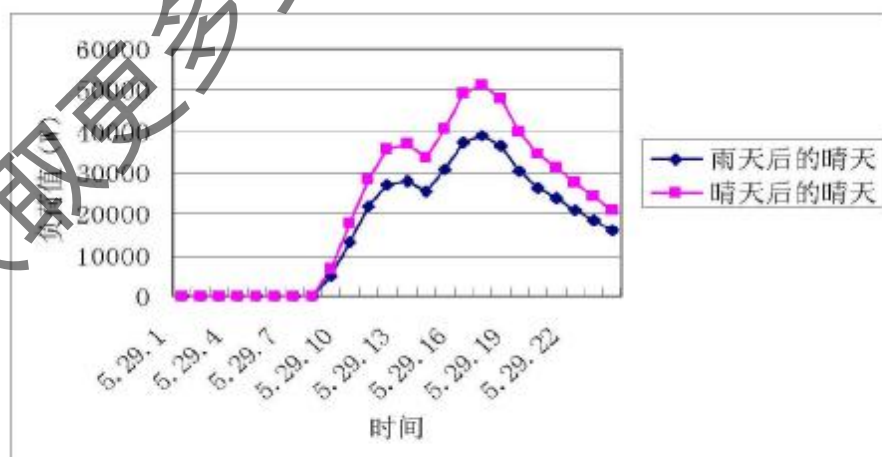


图 2.7 晴天后的晴天和雨天后的晴天状况下的地源热泵负荷变化曲线

The Fig 2.7 The load change curve in the sunny day after rainy and sunny day

如果上午 8 点到 12 点为下雨时间,因此该时间段为地源热泵的停止运行时间,其余时间仍然按照负荷曲线进行空调,根据负荷曲线,凌晨到上午 8 点的负荷为零,该时间段仍然是停机时间,实际的空调运行时间是中午 12 点到第二日凌晨。

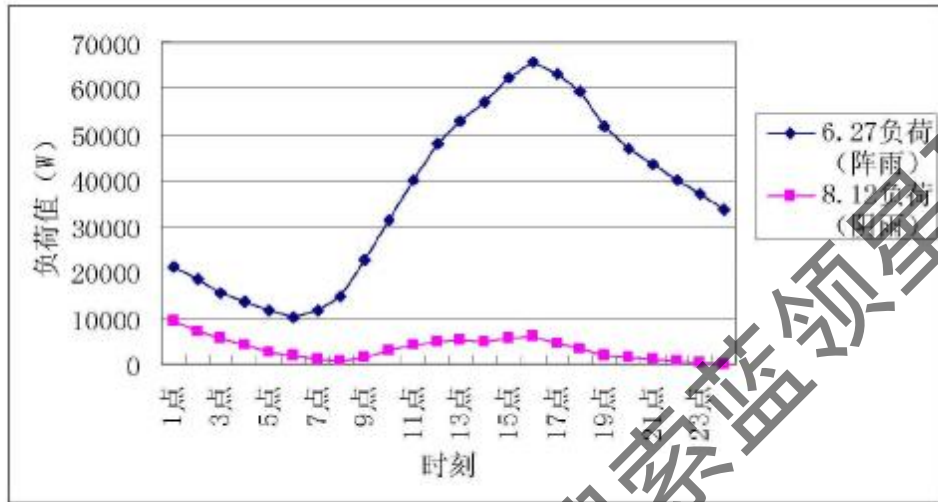


图 2.8 降雨和阴雨状况下负荷变化曲线

The Fig 2.8 The load change curve in the shower and spotting

某年 6 月 27 日的天气状况为 1 点到 9 点的时间段内为降雨天气,8 月 12 日的天气状况为全天为阴雨天气。根据图 2.8 的日负荷强度曲线可以看出,阴雨天的日负荷强度很低,在这种情况下,全天均可以依靠自然通风或全新风二况对室内环境参数进行调整,而不必启动地源热泵机组,即让地下换热器周围岩土处于一个较好的湿度恢复期;在降雨天中的下雨时间段内,室外温度较低,同样可以通过其他手段来保证系统在间歇状态下运行。因此,在雨天的天气状况下,降雨和阴雨也是不同的负荷特征。在降雨天气状况下的负荷强度高于阴雨天气状况下的负荷强度。从负荷的持续性看,降雨有负荷时间,而阴雨天气状况下,负荷时间为零。

以上分析对象主要针对住宅,而商场、写字楼和宾馆的情况有所不同。

在前面已经分析到,由于商场的负荷构成,室外气象参数决定的负荷比例在整个商场的室内负荷中所占的比例较小,因此,各种天气过程对商场的负荷特征变化不如住宅明显。写字楼和宾馆,由于建筑设计上的原因等,在雨天状态下,往往难以通过开窗等手段来达到室内降温的目的。

为了提高地源热泵系统的运行能效,各种建筑空调运行方式就应和各种天气过程适应,尽量利用室外新风来达到室内环境控制的要求,这不仅有利于节能,而且保证了地下换热系统能够尽量处于高效的间歇运行状态。

综上,各种天气过程中的负荷总量可以由下式来表达:

$$f(L) = \int_{t_2}^t m_i L_i dt \quad (2.4)$$

其中 L_t 表示时刻负荷， m_i 表示天气过程影响系数。对于住宅而言，天气过程影响系数在雨天为 0，而在其他天气过程中， m_i 为 1。对于其他建筑，天气过程的影响系数因室内负荷大小，建筑通风条件而变化。 t_2 为间歇性负荷中的负荷停机时间。

$$\text{定义天气过程影响因子 } M_1 = \frac{\sum m_i}{t_2} \quad (2.5)$$

天气过程影响因子 M_2 用于表征冷负荷的特征参数，它是一个随天气过程变化的一个变化量。天气过程影响系数累积 m_i 越大，负荷停机时间 t_2 越短，则天气过程影响因子 M_2 越大，对系统地下换热器的运行不利；同时，天气过程影响系数累积 m_i 越小，负荷停机时间 t_2 越长，则天气过程的影响因子 M_2 越小，对系统的运行有利。

因此，表征各种天气过程中的负荷特征参数为天气过程影响因子 M_2 ，该参数主要用于分析不同天气过程的冷负荷特征。

2.6 地源热泵的季节运行特征与特征参数

冷热负荷在不同季节里的变化影响因素不同。在前文已经分析到，在负荷的日变化特征中，冬季负荷特征和夏季负荷特征是不一致的，相对夏季冷负荷，冬季负荷的日负荷强度比较均匀。对于住宅建筑，各种天气过程对夏季地源热泵的负荷是有显著影响，而对冬季热负荷的影响要小些。因此，季节负荷变化特征影响系统的运行。对于夏热冬冷地区，夏季负荷总量大，但负荷强度分布不均匀，负荷时间比较分散，而冬季负荷强度小但比较稳定，负荷时间延续持久。

传统空调系统的季节运行仅仅考虑机组的运行起点时间和关机时间的月份差，这个时间段，以称为空调系统的季节运行时间。但是对于地源热泵系统，地下换热器的运行状况不仅受到运行时间的影响，更受到季节运行时间的影响。对地下换热器而言，一旦运行的热堆积直接对季节的运行产生累积效应。因此，通过负荷分析，找到冷热负荷的季节变化规律，即可以分析地下换热器的外部影响因素。

以住宅为例对不同地区的季节负荷特征运行分析。

为了得到负荷特征，我们将每一个地区的负荷进行逐天、逐月、冬季以及夏季进行统计，参照不同地区进行分析。表 2.4 是不同地区的室外逐时气象参数，这些地区的室外气象参数差异大，有利于结果分析。

图 2.9~2.12 为不同地区室外全年温度变化曲线，图 2.13~2.16 为根据室外气象参数不同得到的各地逐时全年负荷曲线。

从室外参数看，各地的月平均温度差异较大。如表 2.4 所示。

表 2.4 所选城市的室外气象参数

The Table 2.4 The daily load curve in residential buildings in different regions of China

地点	夏季最高温度℃	冬季最低温度℃	夏季空调设计温度℃	冬季空调设计温度℃	夏季日较差℃
重庆	38.3	2.8	36.5	2	6.9
北京	39.4	-12	33.2	-12	8.8
哈尔滨	29.4	-27.2	30.3	-29	8.5
上海	37.5	-4.9	34	-4	6.9

将各地全年温度曲线进行回归，均满足多项式 $Y=ax^2+bx+c$ 。这说明各地全年室外温度变化趋势是一致的，出现夏季高温和冬季的低温的时间段是相近的，夏季高温处于全年的 5000 小时左右的时间段，冬季低温处于 0~3000 小时以及 7500~8760 小时的时间段。不同的是温度的峰值有差异，高温和低温的持续时间不同，且首次出现峰值温度的起始时间不同。例如重庆的最高温度接近 40℃，而哈尔滨的最高温度在 30℃左右；重庆的冬季最低温度在 0℃以上，而哈尔滨的最低温度在零下 30℃左右；重庆首次出现高温天气的时间在一年的第 2700 小时左右，而哈尔滨出现高温的天气的初始时间在一年的第 3500 小时左右；重庆出现低温天气的时间在一年的第 8000 小时左右，而哈尔滨出现低温的天气的初始时间在一年的第 6800 小时左右。北京、上海介于二者之间。

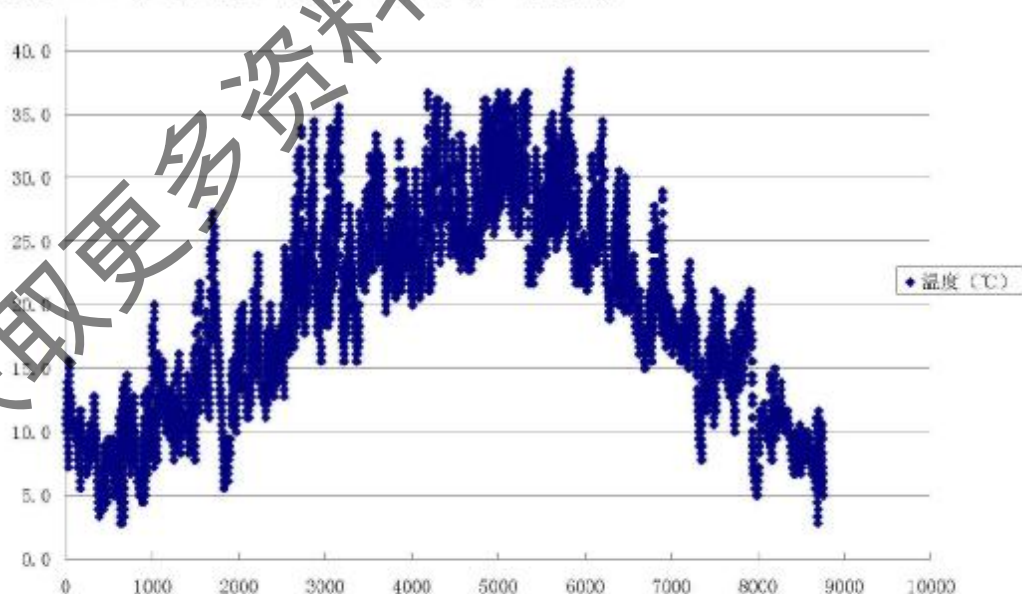


图 2.9 重庆标准年全年逐时干球温度曲线

The Fig 2.9 The hourly dry-bulb temperature curve in whole standard year in Chongqing

重庆的室外气象参数特征为，夏季室外温度在 28℃ 以上的持续时间长，全年时间保持在 3000 小时到 7000 之间。这就要求地源热泵系统供冷期较长。冬季室外温度大于 0℃，低温时间较短，供热期不长，这就决定了地源热泵系统冬夏工作状态不一致。

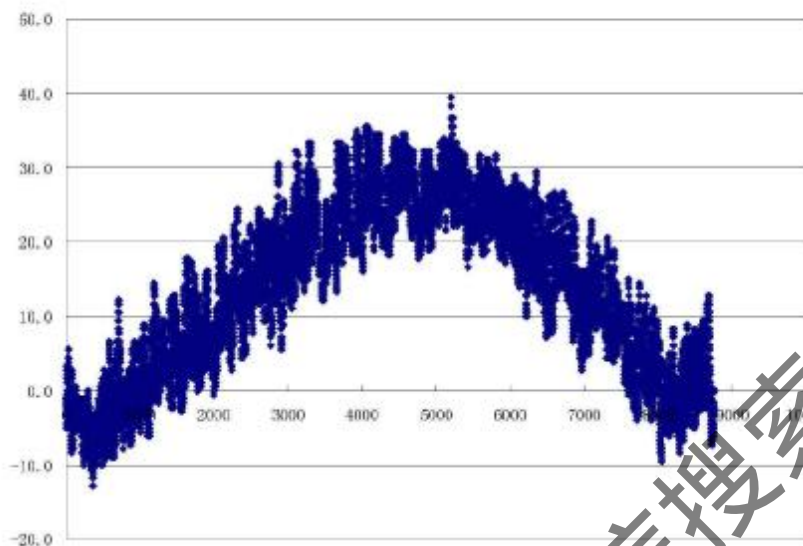


图 2.10 北京标准年全年逐时干球温度曲线

The Fig 2.10 The hourly dry-bulb temperature curve in whole standard year in Beijing

北京地区的夏季温度高于 30℃ 的持续时间有 2000 小时左右，当高于 35℃ 的室外高温天数不多。冬季低于室内设计温度的持续时间较长，最低温度在 -10℃ 左右，比重庆的冬季热负荷强度强，热负荷存在的时间也长于重庆。

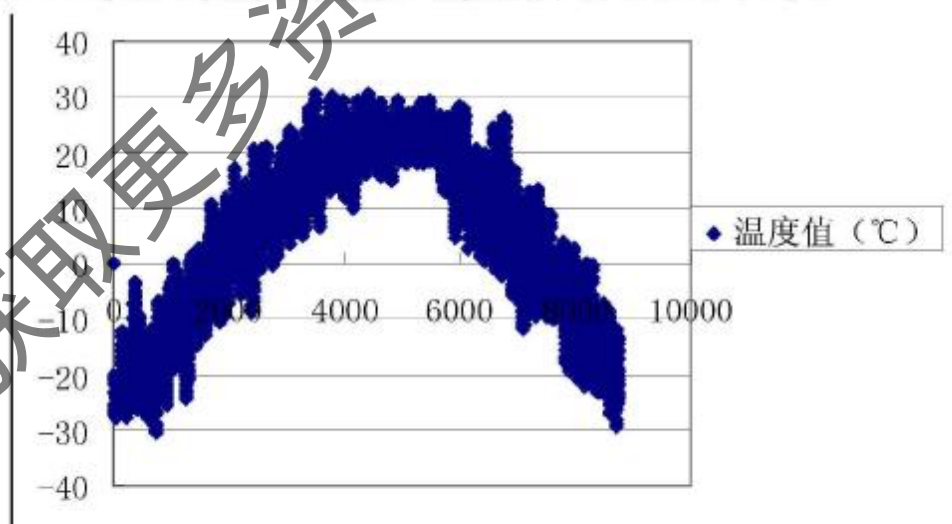


图 2.11 哈尔滨标准年全年逐时干球温度曲线

The Fig 2.10 The hourly dry-bulb temperature curve in whole standard year in Haerbing

从哈尔滨的室外气象参数看,全年主要的负荷为热负荷,夏季最高温度在 30℃ 左右,夏季冷负荷很小。从负荷的累积特性看,对于特定的建筑,可能会成为典型的累积取热型。在这种状况下,地源热泵的换热器冬季性能是主要的研究内容。对建筑进行全年负荷分析决定是否采用地源热泵系统。

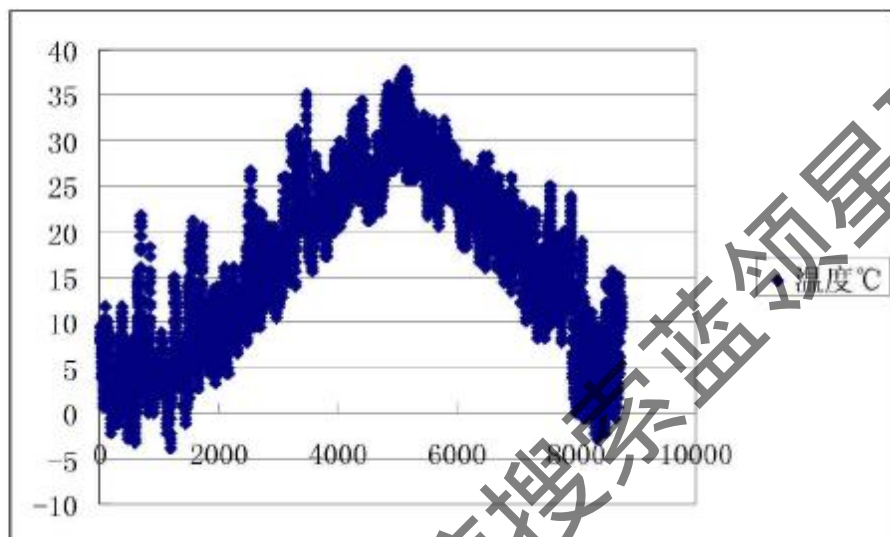


图 2.12 上海标准年全年逐时干球温度曲线

The Fig 2.12 The hourly dry-bulb temperature curve in whole standard year in Shanghai

利用 DOE2 负荷软件软件得到图 2.13-2.16 的各地室内全年逐时负荷曲线。

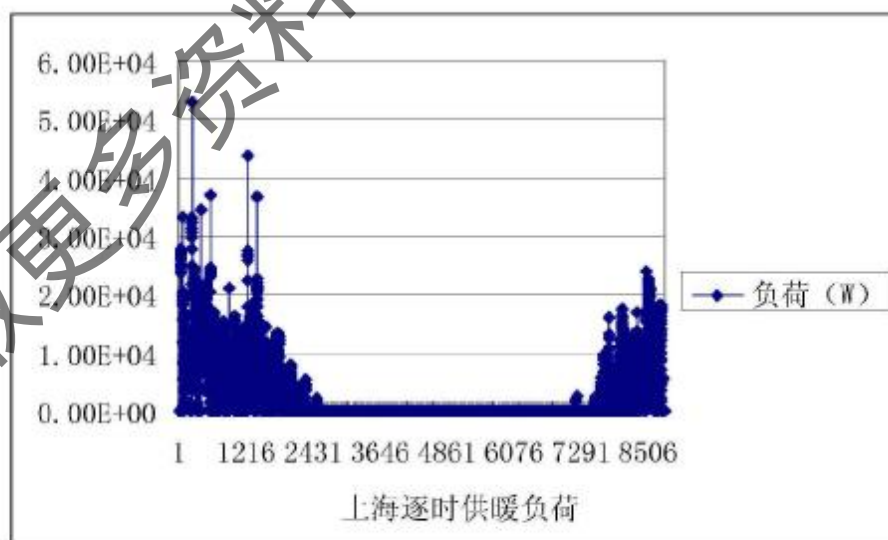


图 2.13 模拟建设地点在上海的逐时供热负荷曲线

The Fig 2.13 The hourly load curve when heating in the simulated construction in Shanghai

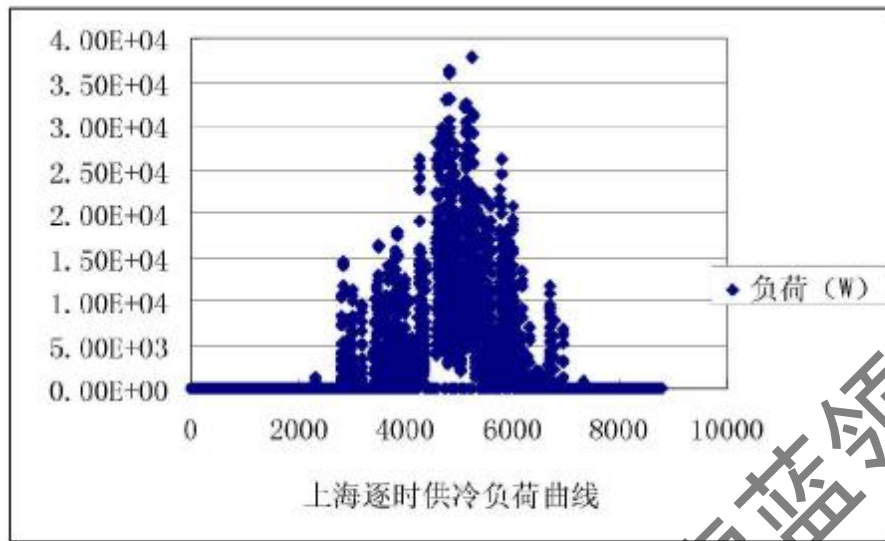


图 2.14 模拟建设地点在上海的逐时供冷负荷曲线

The Fig 2.14 The hourly load curve when cooling in the simulated construction in Shanghai

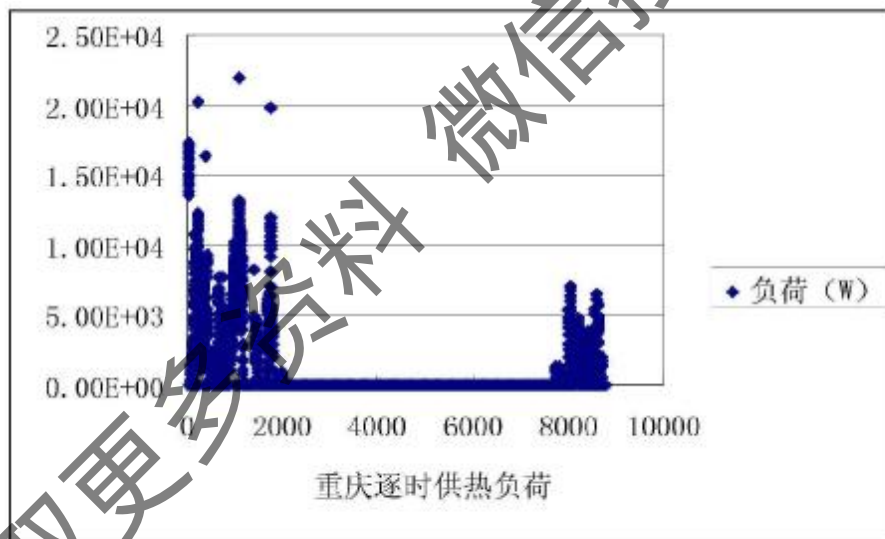


图 2.15 建设地点在重庆的逐时供热负荷曲线

The Fig 2.15 The hourly load curve when heating in the simulated construction in Chongqing

从图 2.13 到 2.16 可以看出，对同一建筑物，不同室外气象参数对应的建设地点的供冷和供热曲线的走势是一致的，供冷期集中在 3000~7000 小时之间，供热期集中在 0~3000 小时和 8000~8760 小时。即供冷期和供热期基本一致，负荷曲线的差异在于室外气象参数不同导致供热和供冷的负荷值不同。

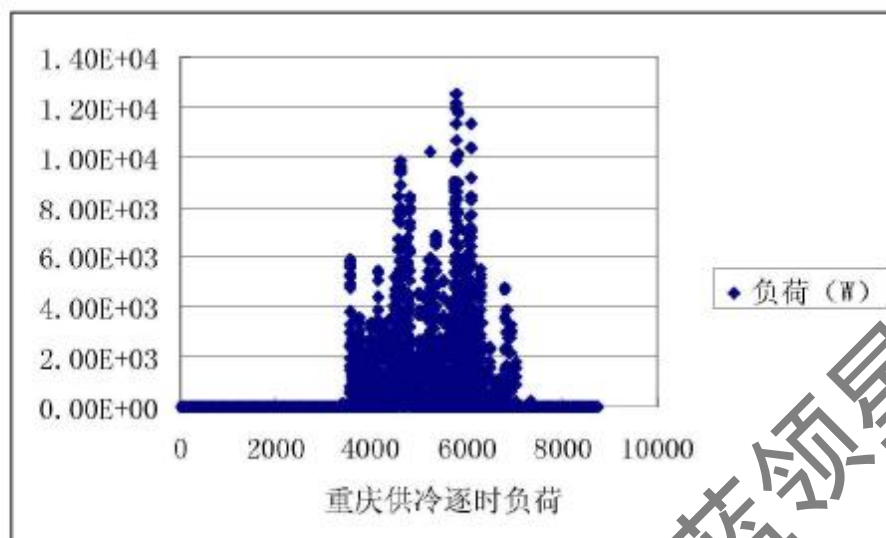


图 2.16 建设地点在重庆的逐时供冷负荷曲线

The Fig 2.16 The hourly load curve when heating in the simulated construction in Chongqing

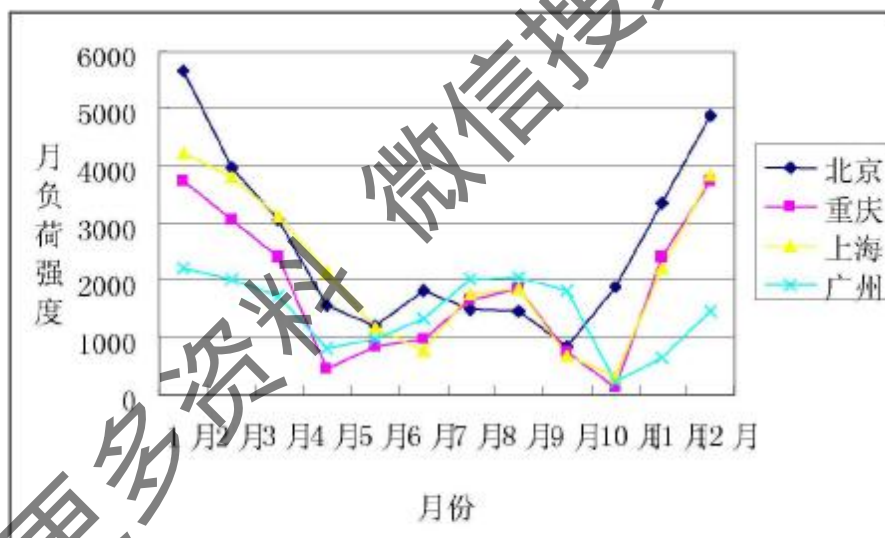


图 2.17 建设地点在重庆的逐月负荷曲线

The Fig 2.17 The hourly load curve when cooling in the simulated construction in Chongqing

图 2.17 为各地的全年逐月负荷强度曲线，依靠 DOE2 软件对月负荷强度进行计算。在计算程序中，设定冬季温度为 18°C ，夏季温度为 26°C 。在过渡季节，逐时室外温度可能超过夏季设定温度或低于冬季设定温度。因此，在过渡季节中，一个月中就可能出现供冷日和供热日同月存在的情况。

从本章第一节中的日负荷分析可以看到，住宅的夏季冷负荷受到室外气象参数

的影响较大，冬季日负荷比夏季日负荷稳定，月负荷是日负荷的叠加。从图 2.17 可以看出，对于北京、重庆、上海地区，由于维护结构传热造成冬季月负荷总量高于夏季月负荷总量，而广州夏季月负荷强度中的峰值和冬季月负荷强度中的峰值比较接近。在这里应强调的是所指的是月负荷强度的情况，这并不代表日负荷强度冬季比夏季高。不同地区冬季和夏季的月负荷强度是不同的，广州和重庆在 4 月和 10 月为负荷的最低值，处于过渡季节。在这些月中，完全可以通过全新风或辅助太阳能进行室内温度调节，即在该时间段内负荷强度和持续性均很弱。而上海的低峰负荷出现在 6 月和 10 月；北京的低峰负荷出现在 5 月和 9 月。即不同地区负荷的持续性也是不同的。但在上述四个城市中，12 月到第二年的 1 月的冬季月负荷强度表现最强。

从负荷总量看，北京的冬季负荷总量是最大的，而广州的夏季负荷总量最大，这仍然是地区气象参数决定的。

由于城市不同，月负荷强度不一致，但不能说明负荷总量不同。在某些城市可能出现冬季的负荷和夏季的负荷总量相同的情况，即需要地下换热器排热和取热的量相同，即历年负荷总量累积为零，这就为保证年度地温的完全恢复奠定了基础。

从负荷的持续性看，不同地区的夏季季节负荷均是不连续的，这有利地下换热器的夏季运行。

以重庆为建设地点对季节负荷进行具体分析。

模拟原型为重庆的一居住建筑，通过 DOE2 计算得到每月的平均负荷，得到全年的月平均负荷与月平均温度曲线，如图 2.18 所示。

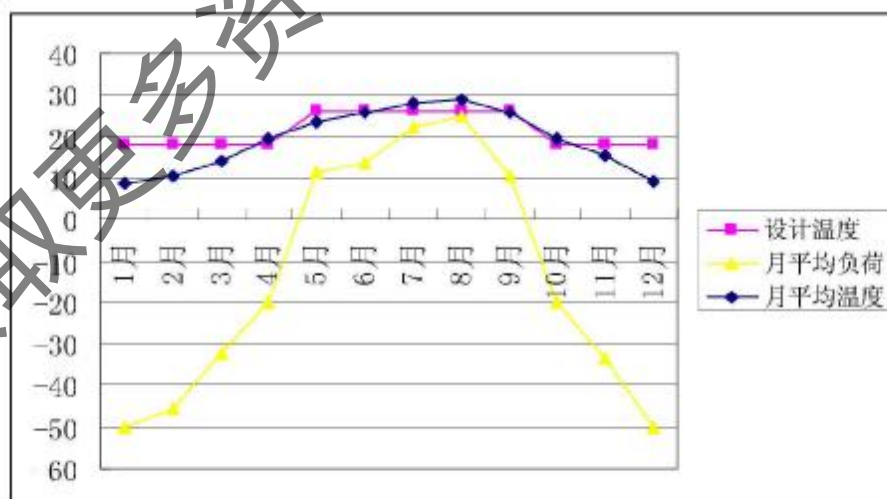


图 2.18 全年月平均负荷曲线

The Fig 2.18 The monthly load distribution curve in whole year

图 2.18 可以看出全年的负荷与室外温度和室内设计温度的关系,以零负荷作为供暖和供冷的界限,五月初到九月末为供冷期,3月中旬到5月初以及9月末到10月中旬为过渡区,其余时间为采暖时间。实际上从负荷计算结果看,如表 2.4 所示,在一定的设计室内温度条件下,存在在某月内均有供冷和供暖负荷,从本工程的具体情况看,主要有两个原因,一是由于某日某时间段内室外温度低于设计温度,在这种情况下,为保证设计温度,就可能在供冷季节中某时刻进行供热,当某日某时刻室外温度高于设计温度时就可能在供热季节中进行供冷,这仅仅是负荷计算结果,但实际运行可以不按照此结果进行;另一个原因是某些房间的朝向不同,由于太阳辐射和室外风速的影响,造成局部房间可能出现与大多数房间供冷或供热相反的状态。在地源热泵工程实际运行中,系统有两种方式:一是采用水-水热泵机组,系统冷热源只有一个,不可能同时供热或供冷,一般条件下为某一时刻进行系统转换的可能性也不大;另一种是采用水-空气热泵机组,系统具备同时供热和供冷的可能性,但对于舒适性空调,在夏季供冷和冬季供热的时间周期是一个连续状态(这里指的是供冷或供热状态,并非表示系统的运行时间是连续的,仍然可能是间歇运行状态),系统不可能为某天或某一时刻的气象参数的变化进行空调转换。因此,对于舒适性空调,常根据季节平均温度作为系统运行的依据。由于各地的气象参数不一致,导致夏季或冬季的平均温度不一致,空调的开启时间也不一致,即使在同一城市,空调的开启时间大部分仍然人为控制。

对于全年恒温空调,地源热泵系统可以做到以小时数作为运行时间,即根据室外气象参数的变化达到能在某一天内某些时间段内进行供暖,同时在某些时间段内进行供冷,甚至可以做到时刻运行。对于一般舒适性空调,不可能做到上述要求,在某些天或某天内的时间段或时刻,只能以停机作为调节手段。

从负荷计算结果看,全年负荷和全年月平均温度成相反规律,即一月到五月初,随着气温的逐步提高,热负荷逐渐降低,当在五月初某一天时,冷负荷在全月负荷比例所占主导地位,可以认为系统进入供冷状态。五月初到九月末,月平均温度逐步提高,冷负荷开始上升,达到 8 月成为全年的负荷高峰,从九月开始,冷负荷逐渐降低,达到九月末,热负荷从冷负荷占主导地位变为热负荷占主导地位,并随着月平均温度的逐渐降低,热负荷逐渐升高。

从以上分析可以看出,冷热负荷的季节变化规律和月温度变化是一致的。但从季节的平均温度看,并非月平均温度低于或高于室内设计温度,系统就应供暖或供冷。月平均负荷的形成是月逐日气象参数影响积累形成的,正如前面所述的,对于普通的舒适性空调工程中,在供冷或供暖季节的形成主要是依靠本月中室外温度等气象参数所决定的供冷或供暖负荷日在本月中所处的天数决定。因此,可以简单的利用月平均温度来决定冷热负荷的季节变化规律。

在重庆地区, 1、2、3 月以及 11、12 月的月平均温度均低于 18°C , 确定这 5 个月为冬季的采暖期。4 月~6 月以及 9 月~10 月的月平均温度在 $18\sim 26^{\circ}\text{C}$ 之间, 确定在该时间段为过渡季节, 即春季和秋季。夏季 7 月和 8 月的室外月平均温度高于 26°C , 在该时间段内系统进行供冷, 比较负荷的持续性, 冬季负荷的持续性要高于夏季负荷的持续性, 而且冬季月负荷总量是大于夏季月负荷总量; 春季的 5 月和秋季的 9 月的月负荷强度在全年中是最低的。

在供冷期或供热期的月负荷中, 也并非每日的平均温度大于设计温度或低于设计温度; 同样, 在非供冷期或非供热月中, 也并非每日平均温度均在设计温度范围内。

如果系统处于全年空调, 讨论季节负荷意义就不大, 而应对逐日负荷进行分析, 由于系统可能在某些天或一天中的某些时间段内达到供冷或供热的两种状态, 系统分析就较复杂, 在本文中, 这种情况就不考虑, 但值得注意的是这种工作状态使得换热器周围的地温容易恢复, 因此更有利地源热泵系统的运行。

对于季节负荷特征, 重要参数是季节负荷总量, 即夏季负荷总量和冬季负荷总量。该总量由地下换热器将室内多余冷热量转移到地下进行释冷或释热。季节负荷总量组成的基本单元是日负荷强度, 由于建筑的不同, 日负荷强度对第二天的影响程度是不同。如果日负荷比较密集, 且全日无任何负荷停机时间, 则可能对第二天的地下换热器产生影响, 这种影响效应是连续的, 直到在季节里有负荷停机时间, 这种影响效应才可能减弱。如果季节里无任何负荷停机时间, 则这种影响效应不仅在本季节里表现出来, 而且很可能影响到下一个季节。这可能导致全年的地温不能恢复, 也不会导致在该季节里地下换热器的换热能力下降。因此, 不同的建筑功能, 季节负荷特征是不同的。这种负荷特征直接影响了地源热泵系统的运行效率。

对于居住建筑、商场、写字楼, 在季节里的负荷变化是不连续的, 特别是商场和写字楼, 有一个比较长的无负荷时间, 即该时间段内的负荷为零。而对于居住建筑, 负荷基本是连续的, 但是, 负荷强度是最弱的。上述两种季节的负荷特性的不同表现, 对地下换热器的性能影响不同。如果日负荷的总量过大, 在这个恢复期里, 地温没有得到恢复, 地源热泵的地下换热器换热性能可能就会被影响, 这种情况对于商场可能更具代表性。由于商场特有的功能, 决定了除室外气象参数决定的负荷停机外, 全日仅有夜晚的一段时间里有负荷停机时间。从季节使用时间看, 节假日反而成为负荷高峰。而写字楼虽然负荷时间和商场有类似, 在无负荷的时间却很多, 如双休日和节假日, 这成为地下换热器主要的恢复期。

对于宾馆, 前面已经提到, 不同情况下的宾馆负荷是不同的。一般情况下, 宾馆的负荷连续且负荷强度较大, 在季节里, 基本无负荷停机时间。这导致了宾馆

基本无恢复期。如果建筑维护结构性能较好,在设备的运行期里,有调节停机时间,这种停机时间的长度和宾馆的个性有关。从第三章可知,这种短暂的调节停机时间仍然会对系统产生有利的影响。

$$\text{综上,可以定义季节负荷总量为 } f(L) = \sum_{i=1}^y m_i f_i(L) dt \quad (2.6)$$

其中, $f_i(L)$ 表示日负荷总量, y 表示供冷或供热季节中的天数, t 表示系统在冬季或夏季中的运行天数, m_i 表示日负荷影响系数,一日中负荷停机时间为 24 小时, m_i 为 0; 一日中有负荷停机时间, m_i 为介于 0~1 之间。

$$\text{定义季节负荷影响因子 } M_3 = \frac{\sum_{i=1}^y M_{3i}}{t_3} \quad (2.7)$$

利用季节负荷影响因子 M_3 表征季节冷热负荷的特征参数,其中, $f_i(L)$ 表示日负荷总量, t_3 表示供冷或供热季节中的系统停机时间。

从季节负荷影响因子看,日负荷总量 $f_i(L)$ 越大,负荷停机时间越短,则季节负荷影响因子的值越大,表示对地源热泵地下换热器换热能力的影响越大;而日负荷总量 $f_i(L)$ 越小,负荷停机时间越长,则季节负荷影响因子的值越小,表示对地源热泵地下换热器换热能力的影响越小。

因此,季节负荷影响因子不仅表示了在供冷或供热季节中的负荷总量,同时也表示了季节中赋予给地下换热器的释冷或释热的恢复情况,负荷停机的时间越长,地源热泵的恢复情况就越差,季节负荷影响因子全面的表征了系统在季节中的供冷或供热情况。

2.7 重庆地区负荷特性

显然,不同地区的建筑,不同功能的建筑,其室内负荷特征是不同的。研究负荷特性对地源热泵的具体影响,应针对某具体城市进行分析。本文主要针对重庆的建筑负荷特性所对应的地源热泵各耦合关系进行分析。

重庆属于夏热冬冷地区,夏季冷负荷的持续时间长,冬季冷负荷的持续时间短。对于居住建筑,由于主要的负荷来源于维护结构,重庆地区的建筑维护结构蓄能能力弱^[11],受到室外气象参数的影响较大。根据调查,住宅的主要冷负荷时间为中午 12 点到夜晚 10 左右,这种负荷分布占到夏季 70% 的天数^[11],即夏季季节负荷强度很大。冬季季节负荷的持续性不强,但在负荷时间里的负荷总量仍然较大。对于商场建筑,负荷的主要时段集中在全年的 4000~7000 小时之间,即全年的五月中旬到九月中旬,在这个负荷时间中,负荷总量大。由于商场的营业时

间集中在上午 9:30 到夜晚 10:00, 全日其他时间无负荷, 属于间歇性冷负荷分布。对于写字楼, 夏季冷负荷构成比例中, 人体、设备、新风负荷占到了总冷负荷的 80%, 而冬季负荷构成比例中, 维护结构负荷占到了热负荷的 60% 以上^[51]。这说明, 夏季的负荷持续性很强, 受到室外气象参数的影响较小, 全日的负荷时间集中在上午 9:00 到下午 6:00, 其余时间无负荷, 仍属于间歇性冷负荷, 在负荷时间内的负荷总量大, 但日负荷强度不大。冬季热负荷基本由室外气象参数决定, 其负荷特性和重庆的室外温度分布基本保持一致。

总结重庆地区的各种负荷分布特性, 就能够分析得到各种建筑对应负荷分布对地源热泵系统的性能影响。

2.8 小结

① 影响地源热泵性能的动力负荷特性和特征参数为:

(1) 历年负荷总量的累积特性, 对应的特性参数是: 历年净累积排热量 ΣQ_1 ; 历年净累积取热量 ΣQ_2 , 特性参数值可通过对地下换热器的历年累积排热量和取热量取代数和求得, 排热为正, 取热为负。

(2) 负荷强度变化特性, 对应的特性参数是负荷强度的峰谷比 R_q ; 其定义为在地源热泵系统的某持续运行时间段内峰值负荷 q_{10} 与低谷负荷 q_l 的比值, 且

$$R_q = \frac{q_{10}}{q_l}.$$

(3) 负荷的持续性, 对应的特性参数: 负荷持续时间 (等于地源热泵机组不间断地持续运行的时间 τ_c), 负荷的中断时间 (等于地源热泵机组两次连续运行之间的停机时间 τ_0), 负荷持续系数 $R_c = \frac{\tau_c}{\tau_0}$, R_c 越大, 负荷的持续性越强。根据工程

需要可重点分析一日内负荷持续系数的变化规律, 一区内负荷持续系数的变化规律和一天天气过程中持续系数的变化规律。

② 地源热泵运行特征参数

(1) 地源热泵日运行特征参数为时刻负荷影响因子 M_1 , 不同建筑负荷特性其时刻负荷影响因子 M_1 不同。

(2) 地源热泵在各种天气过程中的运行特征参数是天气过程影响因子 M_2 , 该因子主要对应的阴雨天或雨天状况的地源热泵负荷特性。

(3) 地源热泵负荷的季节运行特征参数用季节负荷影响因子 M_3 表达, 该因子表达了地源热泵系统在季节中的供冷或供热状况。

(4) 地源热泵的运行特征参数既受动态负荷特征的影响, 也受地源热泵运行调节方式的影响。

③ 不同的建筑具有不同的动态负荷特性, 同一建筑在不同天气状况以及不同季节中表现出的动态负荷特性也不同。本章分析了居住建筑、办公楼、宾馆、商场等建筑特有的动态负荷特性和不同天气过程引起的不同动态负荷特性, 并指出这些特性直接影响到地源热泵岩土换热器的换热性能。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

3 动态负荷作用下的地下换热器层换热理论研究

3.1 单孔换热器的三维数学模型

3.1.1 常用换热器模型

有关地热换热器的传热,迄今为止还没有普遍公认的模型和规范。国际上现有的传热模型大体上可分为两大类。第一类是以热阻概念为基础的解析解模型,第二类方法以离散化数值计算为基础的数值解模型。

第一类模型通常都是以钻孔壁为界将地热换热器传热区域分为两个区域。在钻孔外部,由于埋管的深度都远远大于钻孔的直径,因而埋管通常被视为是一个线热源或线热汇,这就是无限长线热源模型,或将钻孔近似为一无限长的圆柱,在孔壁处有一恒定热流,钻孔周围岩土同样被近似为无限大的传热介质,这就是无限长圆柱模型。根据无限长线热源模型或无限长圆柱模型即可对钻孔外的传热进行分析。

而在钻孔内部,包括回填材料、管壁和管内传热介质,与钻孔外的传热过程相比较,由于其几何尺度和热容量要小得多,而且温度变化较为缓慢,因此在运行数小时后,通常可以按稳态传热过程来考虑其热阻。在钻孔内部,由于两根 U 型管并不同轴,工程上采用的一种方法是将 U 型管的两支管简化为一个当量的单管,并进而把钻孔内部的导热简化为一维导热,即早期的一维传热模型。简化的一维模型中,当量管子的当量直径一般都取为 U 型塑料支管直径的 $\sqrt{2}$ 倍,钻孔内总热阻包括流体对流换热热阻、管壁热阻和回填材料热阻三部分。另一种方法是将钻孔内的两根 U 型管分别看作是具有一定热流,钻孔内稳态温度场即为两个热流的迭加,即二维传热模型。在二维模型中,钻孔内总热阻包括单根 U 型管至钻孔壁间的热阻与两根 U 型管子之间的热阻之和的平均值。

用 Kelem 的线热源模型或无限长圆柱模型^[5]。这类半经验方法概念简单明了,容易为工程技术人员接受,因此在工程中得到一定的应用。其缺点是各热阻项的计算做了大量简化假定,模型过于简单,能够考虑的因素有限,特别是难于考虑冷、热负荷随时间的变化、全年中冷热负荷的转换和不平衡等较复杂的因素。

第二类方法以离散化数值计算为基础的传热模型,可以考虑接近现实的情况,采用有限元或有限差分法求解地下的温度响应并进行传热分析。随着计算机技术的进步,数值计算方法以其适应性强的特点已成为传热分析的基本手段,也已成为地热换热器理论研究的重要工具。但是由于地热换热器传热问题涉及的空间范围大、几何配置复杂,同时负荷随时间变化,时间跨度长达十年以上,因此若用这种分析方法按三维非稳态问题求解实际工程问题将耗费大量的计算机时间,在

当前的计算条件下直接求解工程问题几乎是不可能的。这种方法在目前还只适合于在一定的简化条件下进行研究工作中的参数分析，而不适合于做大型的多钻孔的地热换热器的传热模拟，更不适合用作工程设计和优化。在这一类研究工作中，Meir^[56]等人对钻孔内部的几何条件进行了简化，采用柱坐标中的二维非稳态模型求解单个钻孔的温度响应；Yavuzturk^{[57][58]}等人采用横截面中的二维温度场简化，求解单个钻孔在短时间内的温度响应。这些分析研究都为定性地了解地热换热器的传热过程起到了重要的作用。

3.1.2 数学模型建立

有关地热换热器的传热，现有的传热模型大体上可分为两大类。第一类是以热阻概念为基础的解析解模型，第二类方法以离散化数值计算为基础的数值解模型。

本文模型采用以离散化数值计算为基础的数值解模型。

① 数学模型

下面讨论(单孔)U型竖直埋管岩石换热器的数学模型。该模型包括两部分，一部分是U形管内的流体流动与对流换热模型，另一部分是岩石上的传热模型。U型竖直埋管岩石换热器的传热实际上是一个非稳态的传热过程，因而应采用非稳态传热过程来分析研究。

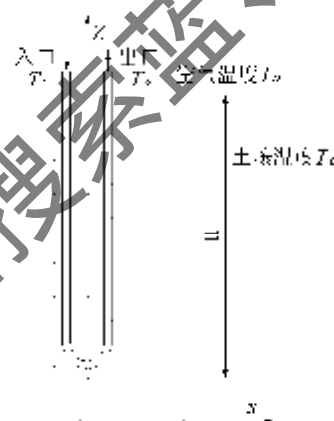


图 3.1 单泵模型

The Fig.3.1 The model for single pump

1) 岩石上的传热模型与管内换热模型图

岩石上的传热模型是一维的非稳态传热，直角坐标中的方程：

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T_s}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T_s}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) + q_s \quad (3.1)$$

式(3.1)中：\$\rho_s\$、\$c_s\$和\$q_s\$分别表示岩石的密度、比热、单位容积的热产生率(即内热源)

2) U形管内流体流动与对流换热模型

U形管内流体流动是紊流流动。紊流流动的模型很多，k-ε双方程模型是紊流粘性系数模型中应用最广泛和最成功的一种模型。本文采用该紊流模型。

U形管内的紊流流动的控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程、紊流动能方程和紊流动能耗散率方程。所有这些方程满足如下通式形式的方程：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho\vec{V}\phi - \vec{J}_\phi) = S_\phi \quad (3.2)$$

(3.2)式中 ϕ 代表某一通用物理量,如 u, v, w, h 等; $\rho, \vec{V}, \vec{J}_\phi, S_\phi$ 分别表示U形管流动介质的密度,速度矢量,扩散通量和源项。扩散通量由下式给出:

$$\vec{J}_\phi = -\Gamma_\phi \text{grad}\phi \quad (3.3)$$

(3.3)式中 Γ_ϕ 通用物理量 ϕ 的输运系数。上述通用微分方程可写成如下形式:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) - \text{div}(\rho\vec{V}\phi - \Gamma_\phi \text{grad}\phi) = S_\phi \quad (3.4)$$

(3.4)控制方程中的 ϕ, Γ_ϕ 和 S_ϕ 见表3.1。

表3.1 U形管内流体紊流模型控制方程的 ϕ, Γ_ϕ 和 S_ϕ 值

方程	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
连续方程	1	0	0
x-动量方程	u	μ	$-\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right)$
y-动量方程	v	μ	$\frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right)$
z-动量方程	w	μ	$\frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \rho g$
温度方程	T	$\frac{\mu}{\sigma_t}$	0
紊流动能方程	k	$\frac{\mu}{\sigma_k}$	$G - \rho \varepsilon$
紊流耗散率方程	ε	μ/σ_ε	$\frac{\varepsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \varepsilon)$

表3.1中粘性系数为有效粘性系数,是层流粘性系数和紊流粘性系数之和:

$$\mu = \mu_l + \mu_t \quad (3.5)$$

其中紊流粘性系数公式是: $\mu_t = C_\mu \rho k^2 / \varepsilon$ (3.6)

表中, G 是紊流动能产生项,是剪切力产生项 G_k 和浮升力产生项 G_b 之和:

$$G = G_k + G_b = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \mu_t \frac{g_i}{\sigma_t T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.7)$$

其中:

$$G_x = \mu_t \left(\frac{\partial u_x}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \mu_t \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (3.8)$$

$$G_b = -\mu_t \frac{g_i \partial T}{\sigma_i T \partial x_i} \quad (3.9)$$

g 是重力分量，紊流公式中常数见表 3.2。

表 3.2 U 形管紊流流动模型中常数取值

Table 3.2 Empirical constants in turbulence model

C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ϵ	σ_T	σ_b
0.09	1.44	1.92	1.0	0.9	0.9	1.0

② 计算边界条件与初始条件

1) 岩土传热边界条件

(1) 地下岩土的初始温度均匀，且近似为半无限大的传热介质；

(2) 地下岩土的物性是均匀的，且不随岩土温度的变化而变化，即具有常物性；

(3) 地表为第三类边界条件，设定空气温度是当地的年平均温度，空气与地表对流换热系数为 $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ 。

2) U 形管内流体流动的边界条件

a. 固体壁面边界条件

对同护结构壁面，速度分量 u, v, w 均采用无滑移边界条件，即壁面速度赋零值。对于能量方程，U 型管外壁面温度与岩上传热耦合求解。假定在壁面上水流不可渗透，对紊流动能 k 方程，采用在壁面处扩散通量为零的边界条件：

$$\left. \frac{\partial \phi}{\partial n} \right|_{n=0} = 0, (\phi = k, C_p, h) \quad (3.10)$$

壁面当量粘性系数 μ_t 和当量换热系数 K_t 遵循如下壁面函数关系：

$$\mu_t = \mu_t y_p^+ / \left[\ln(F y_p^+) / \kappa \right] \quad (3.11)$$

$$K_t = y_p^+ \mu_t C_p / \left\{ \sigma_t \left[\ln(F y_p^+) / \kappa + P \right] \right\} \quad (3.12)$$

其中 y_p^+, P 由下式给出：

$$y_p^+ = y_p (C_p^+ k_p^{1/2}) / \nu \quad (3.13)$$

$$P = \left[\frac{\pi}{4} \sin\left(\frac{\pi}{4}\right) \right] \left(\frac{A}{\kappa} \right)^2 \left(\frac{\sigma_{\lambda}}{\sigma_{\tau}} - 1 \right) \left(\frac{\sigma_{\lambda}}{\sigma_{\tau}} \right)^{-1.1} \quad (3.14)$$

式中 σ_{λ} — 层流普朗特数;

σ_{τ} — 紊流普朗特数;

A — Van.Driest 常数, 对于光滑壁面 $A = 26$;

κ — 卡门常数, $\kappa = 0.42$;

E — 常数, $30 < y_p^+ < 100$ 时, $E = 9.0$;

C_p — 常数, $C_p = 0.09 k_p$;

k_p — 近壁节点的紊流动能;

y_p — 近壁节点与壁面的距离。

对于紊流耗散率, 在近壁第一个节点 p 上其值 ε_p 由下式给出:

$$\varepsilon_p = \frac{C_{\varepsilon} k_p^{3/2}}{A y_p} \quad (3.15)$$

6. 进口处边界条件

1) 进口边界

进口边界包含温度、速度、紊流动能和动能耗散率, 进口流体的温度由实际地源热泵机组运行中冷凝器或蒸发器的出水温度决定。对于速度按 U 形管的流体流量计算给出。进口边界上的紊流动能和紊流动能耗散率一般不易直接测量, 且对计算结果影响不大, 在计算流体和数值传热学中紊流动能常取来流平均动能的百分数, 可取 0.5%~1.5%, 紊流动能耗散率通过给定的紊流动能来计算。采用下述近似公式:

$$\text{紊流动能 } K_m = 0.05 U_m^2 \quad (3.16)$$

$$\text{动能耗散率 } \varepsilon_m = C_{\varepsilon} K_m^{3/2} / 0.03 \quad (3.17)$$

式中 U_m — 进口流体的平均流速。

2) 出口边界

按照计算流体力学和数值传热学的方法, 假定在出口平面上, 流动充分发展, 不存在边界下游对上游的影响, 即在出口断面上网络节点的参数值对于进口边界内邻近节点上的参数值无影响。

3.2 孔群传热的三维不稳态传热的数值模拟计算

3.2.1 模型背景

对于地下换热器的换热计算, 通常的一维和二维传热模型均没有考虑以下的换

热条件:

- 1) 地下换热器进出管在水平方向的相互影响
- 2) 换热器进水和出水在竖直方向和岩上换热的影响
- 3) 管束同一截面流体温度、速度相等, 分别为管内流体的平均温度和平均流速

三维不稳定传热模型考虑上述影响, 对边界条件作了下列假设:

- 1) 各材料物性参数是常数, 同一材料为物性均匀。
- 2) 忽略地下水迁移对换热器的换热影响。
- 3) 岩土热物性不因湿度变化、水分迁移等原因而改变。
- 4) 忽略回填物和孔洞的接触热阻

3.2.2 数值计算方法

数学物理模型及初始和边界条件构成了数学上的定解问题。但由于控制方程组的非线性及各方程之间的强烈耦合性因而难以用解析法求解, 只能用数值方法进行迭代求解。本论文采用有限差分法。对于 U 形管内流体流动换热与岩上传热的计算采用耦合求解方法。

对上述流体流动与传热方程进行离散可以得到:

$$a_p \phi_p - a_T \phi_T + a_W \phi_W + a_S \phi_S + a_N \phi_N + a_E \phi_E + a_b \phi_b \quad (3.18)$$

$$\text{式中: } a_E = D_x A(P_x) + \left[\sum -F_x, 0 \right] \quad (3.19.1)$$

$$a_W = D_x A(P_w) + \left[-F_x, 0 \right] \quad (3.19.2)$$

$$a_S = D_x A(P_s) + \left[-F_x, 0 \right] \quad (3.19.3)$$

$$a_N = D_x A(P_n) + \left[-F_x, 0 \right] \quad (3.19.4)$$

$$a_T = D_x A(P_t) + \left[\sum -F_x, 0 \right] \quad (3.19.5)$$

$$a_b = D_x A(P_b) + \left[-F_x, 0 \right] \quad (3.19.6)$$

$$a_p = \frac{\rho c V}{\Delta t} \quad (3.19.7)$$

$$a_T = a_E + a_W + a_N + a_S + a_b + a_p - a_b'' - S_p V \quad (3.19.8)$$

$$b = S_p V - a_T'' \phi_p'' \quad (3.19.9)$$

这里 ϕ_p'' 与 ρ_p'' 对应于时刻 t 的已知值, 而所有其它值都是时刻 $t + \Delta t$ 的未知值。

流量 F_x 、 F_w 、 F_n 、 F_s 、 F_b 、 F_t 定义:

$$F_x = (\rho u f_{xw})_e A_e \quad (3.20.1)$$

$$F_w = (\rho u f_{xw})_w A_w \quad (3.20.2)$$

$$F_n = (\rho u f_{xn})_n A_n \quad (3.20.3)$$

$$F_y = (\rho n f_{y,z})_y A_z \quad (3.20.4)$$

$$F_x = (\rho n f_{x,z})_x A_z \quad (3.20.5)$$

$$F_z = (\rho n f_{z,x})_z A_x \quad (3.20.6)$$

相应的传导性定义为:

$$D_y = \frac{\Gamma_y A_y \Delta z}{(\delta x)_y} \quad (3.21.1)$$

$$D_x = \frac{\Gamma_x \Delta y \Delta z}{(\delta x)_x} \quad (3.21.2)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w A_x \Delta z}{(\delta x)_w} \quad (3.21.3)$$

$$D_e = \frac{\Gamma_e A_x \Delta z}{(\delta x)_e} \quad (3.21.4)$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n \Delta x \Delta y}{(\delta x)_n} \quad (3.21.5)$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x \Delta y}{(\delta x)_s} \quad (3.21.6)$$

佩克宁数定义为:

$$P_e = \frac{F_e}{D_e} \quad (3.22.1)$$

$$P_w = \frac{F_w}{D_w} \quad (3.22.2)$$

$$P_n = \frac{F_n}{D_n} \quad (3.22.3)$$

$$P_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (3.22.4)$$

$$P_y = \frac{F_y}{D_y} \quad (3.22.5)$$

$$P_z = \frac{F_z}{D_z} \quad (3.22.6)$$

对流项的差分格式采用上风格式, 函数 $A(P) = 1$, 运算符 $[\]$ 表示取括号中最大值。

3.2.3 CFD 计算软件应用

整个数值计算用流体力学与传热的大型计算软件 PHOENICS 完成。PHOENICS 是模拟传热、流动、反应、燃烧过程的通用 CFD 软件。本文研究的内容涉及流体流动与传热的耦合, 该软件能够很好的实现模拟。论文计算成本采用

目前常用的 PHOENICS 3.6 版本。

单孔埋管计算中 U 形管和岩石的三维计算模型建模在 CAD 内完成,生成可直接导入 PHOENICS 程序的 STL 文件进行计算。

岩石部分和 U 形管部分的计算区域单独划分网格, U 形管流体流动区域网格加密,网格的划分见具体的计算方案。

计算结果采用 PHOENICS 的后处理程序 VR VIEW 完成。

3.2.4 Solidworks 建模软件的利用

单孔建立 CFD 的计算模型直接可以在 CAD 里执行,但是孔群计算模型的建立就无法简单的通过 CAD 来实现,在 CAD 软件环境下不能建立孔群三维模型。

我们利用 Solidworks 软件三维立体功能建立孔群的实际“装配”图,该软件建立的三维图与实际孔群埋管情况一致。选取模型中的单孔“装配”图,如图 3.2 和图 3.3 所示。



图 3.2 孔群某单孔模型侧视

The Fig 3.2 The lateral view for a single-hole of grouped holes

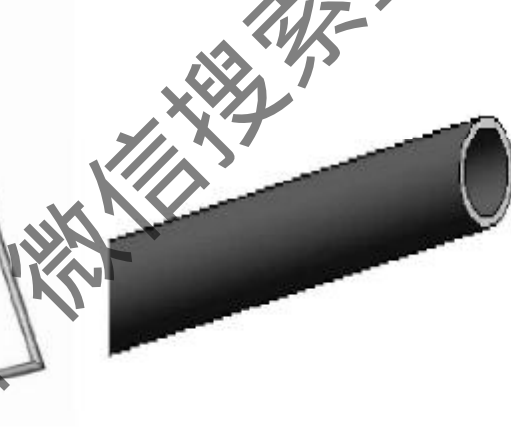


图 3.3 孔群中单管接口大样图

The Fig 3.3 The detail drawing showing the joint of single pump i of grouped holes

对地下换热器建模过程分为两个基本步骤:

- (1) 建立埋管和水平供回水管的三维模型
- (2) 建立“挖去”埋管和水平供回水管后的岩土三维模型

在建立埋管和水平供回水管的三维模型时,先按照 CAD 图的管线布置的几何位置关系,建立管线的轴线,然后以轴线的垂直面作基准面建立扫描源,作出 $\Phi = 20\text{mm}$ 的圆及单向壁厚 2.5mm,选择扫描路径即可作出三维的埋管和供回水管路。

在建立“挖去”埋管和水平供回水管路后的岩土模型时,先分析管路之间的几何关系,作出“被挖”管路的管轴线,通过建立基准面,在基准面上作出轴线,并

连接起来，然后在管轴线的垂直基准面上作出 $\Phi=25\text{mm}$ 的圆，选择扫描路径即可“挖去”相应的管路。

将所有的三维体量模型储存为 STL 矢量格式后，在 PHOENICS 中进行装配。可以分别对岩石和 U 型管按照实际运行情况设置不同的材料边界条件。同时设置管路的进出水口条件，以及岩石表面和空气的换热边界。根据不同埋管情况和运行要求进行数值仿真计算。

3.3 地下换热器的三区模型

3.3.1 系统不同运行时间对地下换热器的影响

在地源热泵系统中，系统的停机有两种形式，这和为地下环路服务的水泵工作状态有关，一种是系统主机停机后地下环路的水泵仍然在运行；另一种是系统主机停机后地下环路的水泵和主机连锁停止运行。在本文中，主要以后者作为分析对象。分析系统不同运行时间和停机时间对换热器的影响。假设运行模式为运行 1 小时，停机 1 小时， $\text{R}_1/\text{R}_2=1$ ，共工作 24 小时，第 23 小时末到第 24 小时末之间的工作状态为停机状态。模拟运行条件为：季节状态是冬季，换热器处于取热状态，换热器埋深为 50 米，单管的流量为 $1.2\text{m}^3/\text{h}$ ，钻孔直径为 $\Phi 100$ 。图 3.4 分别表示 23 小时末和 24 小时末埋管孔中心点和埋管孔中左侧（即进水侧）的孔壁温度以及进出水管内流体温度的分布。现分析 23 小时末和 24 小时末对大地换热的影响。

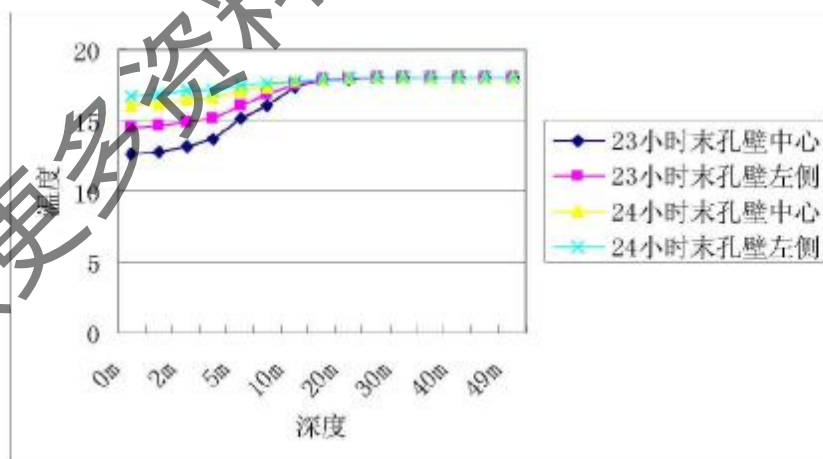


图 3.4 运行和停机时间不同孔内岩土温度分布

The Fig 3.4 The thermal distribution in various borehole during operation and shutdown

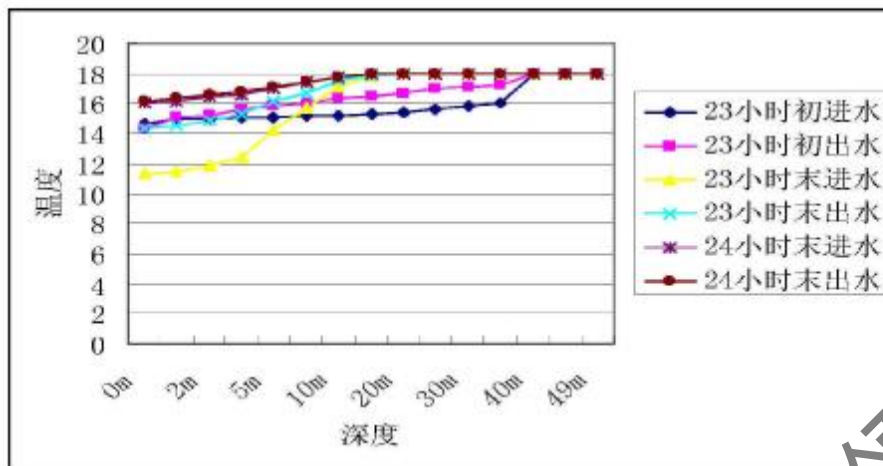


图 3.5 运行和停机时间换热器进出管内水温分布

The Fig 3.5 The water temperature distribution when entering into and outgoing from tubes

在第 23 小时末，系统已连续运行 1 小时，而进入 24 小时时间段后，系统停止运行。在这两种状态，换热情况是不一致的，在冬季运行状态下，换热器内水温低于岩土温度，换热过程是换热器向岩土吸热。由于系统处于运行状态，换热器承担负荷，过水温度保持在较低水平（进水温度为 10℃），周围岩土和出水温度也保持较低水平。从运出水管竖向水温分布看，20 米以下的水温较高，20 米以上部位水温均低。这主要是在冬季状况下，循环水在蒸发器释放热量降低温度后进入到地下换热器，进水管进口水温最低，循环水在进水管内通过换热器吸收了岩土热量后温度沿程上升。从图 3-5 可以看见，在深度 20 米以下水温和孔中不同深度的岩土温度分布是一致的，在 20 米以上有差异，流体在孔底转入到出水管，在出水管下部水温变化不明显，在到达出水管上部区域后，水温沿程下降。

进入第 24 小时后，换热器内水停止流动，此时换热器内水温仍然低于岩土温度，系统停机后换热器处于非流动状态换热，水继续吸收周围热量，水温和岩土温度差异逐渐减小。在 24 小时末，换热器内水在非流动状态换热 1 小时后，进出口处的水温基本相同，运行时，孔中心是孔内温度最低的区域。在非流动状态换热 1 小时后开始恢复，逐渐接近孔壁温度，由于恢复时间不够，仍没有完全恢复到岩土温度。

另一方面，从系统的启停时间比例看，换热器 23 小时末状态下，运行时间大于停机时间，而在换热器 24 小时末状态下，运行时间和停机时间一致，均为 12 小时，不管是换热器内水温还是孔壁温度（代表周围岩土温度）分布，均比运行 23 小时末状态高（冬季有利换热）。因此，运行时间大于停机时间，对地温恢复是不利的。

在实际工程中，系统的启停时间与很多因素及其相互作用有关，在这些主要

因素中，负荷的动态特征以及系统的匹配控制起主要决定作用。在第二章已经论述了不同的建筑具有不同的负荷特征，这种负荷的变化规律是动态的，即在一天中可能由于室内外各种参数的变化导致每一时刻的负荷值是不同的，这直接决定了设备的运行时间和停机时间不一致， R_c 不是一个定值；其次，由于系统的匹配不恰当，主机配置过大，而末端配置过小，又采用启停控制，就可能导致在负荷持续时间内主机频繁启停；或者由于主机配置过小，而末端配置过大，主机运行的持续时间就和负荷的持续时间相同。

图 3.6 为在本文试点工程测得的某实际工况下，系统工作一小时过程中的主机启停时间曲线，图 3.7 为另一工况下系统工作两小时过程中的主机启停时间曲线。

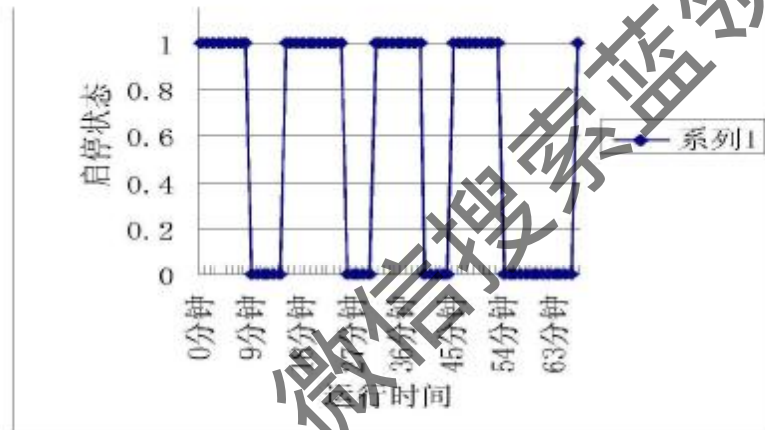


图 3.6 实际状态 1: 地源热泵系统工作 1 小时设备启停时间

The Fig 3.6 operating and stop time for grounded heat pumps after operating for 1 hour

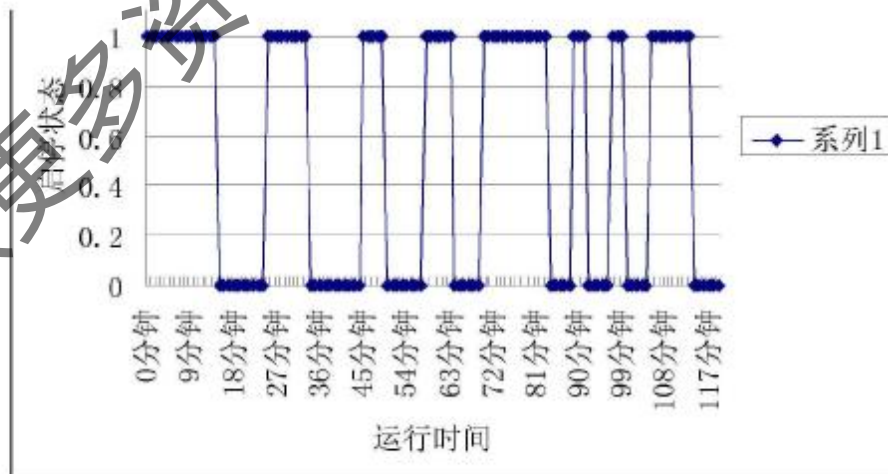


图 3.7 实际状态 2: 地源热泵系统工作 2 小时设备启停时间

The Fig 3.7 operating and stop time for grounded heat pumps after operating for 2 hour

备注: 1 表示设备满负荷运行, 0 表示设备停机

按照上述两种实际启停时间表，进行一天的运行模拟计算分析，得到一天 24 小时的逐时运行结果，并与假定的 $R_t=1$ 间歇运行 1 小时运行工况对比，各种工况下的运行时间和停机时间见表 3.3。

表 3.3 不同运行和停机时间列表
Table 3.3 The timetable for the operating time and shutdown

系统状态	累计运行时间(min)	累计停机时间(min)	启停时间差(min)
间隔 1 小时的运行状态	720	720	0
实际运行状态 1	864	552	332
实际运行状态 2	999	449	540

结果见图 3.8。

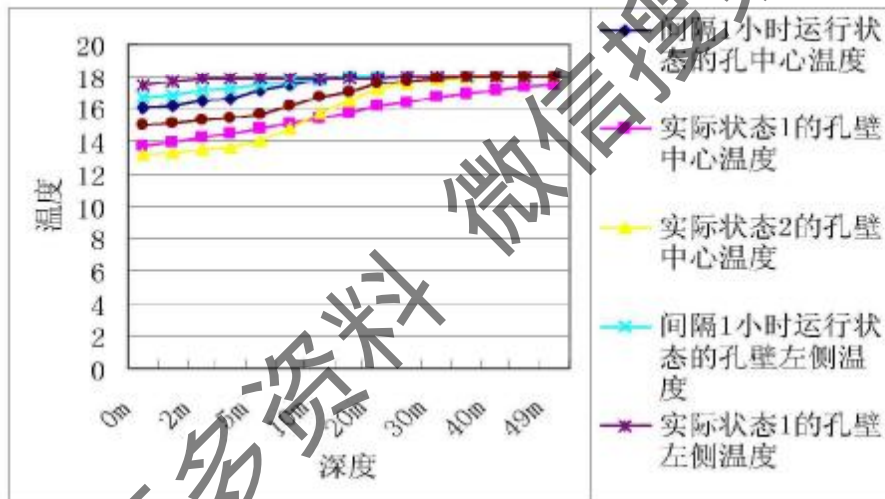


图 3.8 不同运行工况孔内温度分布

The Fig 3.8 The temperature of boreholes in various operating time

备注：孔壁左侧表示换热器进水管侧

从图 3.8 可以看出，假定的 $R_t=1$ 运行工况，累积运行 720 分钟和按照实际的启停时间规律累积运行 864 分钟与 999 分钟。虽然工作时间（含停机时间）都是 24 小时，但累积运行时间不同，孔壁温度是不同的。

孔内中心是换热孔中最不利的点，该位置的温度分布能充分显示换热器的换热能力以及对换热器后期运行的影响程度。在冬季工况下，系统运行一定的时间后，孔内温度偏离大地初温越小，说明换热器后继的换热能力强，对以后运行产生的影响小。显然，从温度场的分布看，间隔运行 1 小时的孔内温度分布要比实

际的运行时间状态 1 和 2 要好。

间隔运行 1 小时的孔中心温度分布较好,除表层温度外,孔内温度接近大地初始的温度 18℃。而设备实际启停 1、2 两种状态的孔中心温度均较间隔运行 1 小时低,实际工况 1、2 比较,工况 1 中的管内大多测试点温度均大于工况 2 的测试点温度,更接近大地初温,从表 3.4 可知,间隔 1 小时运行工况全天总运行时间最短,而实际工况 2 的运行时间要长于实际工况 1。

从上述结果看,系统不同的启停时间数值下,孔内温度恢复的决定因素是总的累积运行时间和停机时间的比值,与具体的启停时间规律的相关性不明确。

图 3.9 表示在实际运行工况 1 条件下,启停总时间为 4 小时,孔参数 1 表示状态为运行末,孔参数 2 表示状态为停机末(第 4 小时),停机时间为 7 分钟,图 3.10 表示在实际运行时间 2 条件下,启停总时间为 4 小时,孔 1 状态为运行末,孔 2 状态为停机末(第 4 小时),停机时间为 6 分钟。上述时间范围内的系统启停时间不等。

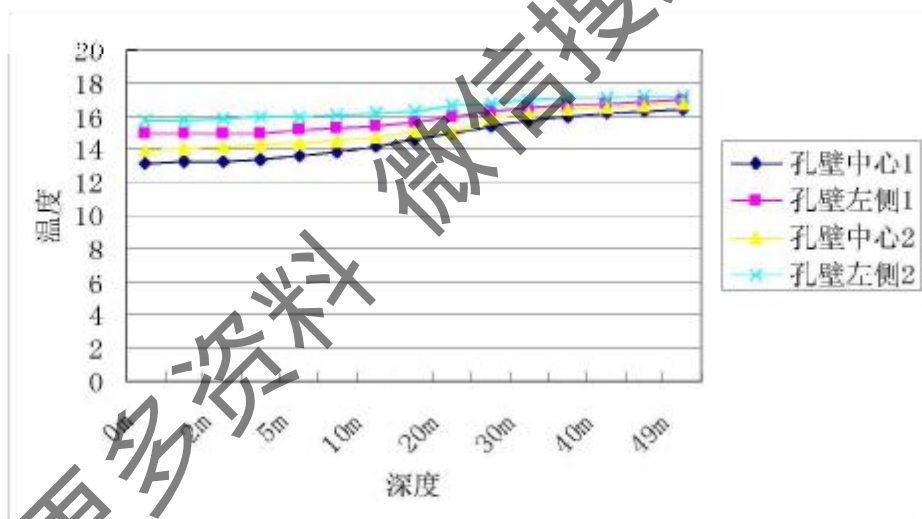


图 3.9 运行工况 1 下第 4 小时末各孔内温度分布

The table 3.9 The temperature distribution of boreholes after continuous operation for 4 hours under operation condition one

从图 3.9 和图 3.10 中可以看出,同一系统在不同的启停时间状态下,停机状态和运行状态下得到的水温和地温的分布有差异,其原因和前面的分析一致,即停机后的热交换导致。同时也说明了在短暂的几分钟内,孔洞内岩土和孔洞内换热器内流体热交换继续进行,且有明显换热量。但是,在不同工况下,换热器内流体温度分布很接近。这主要因为各种状况下的总运行时间和停机时间接近导致,

和前面的分析结果一致。

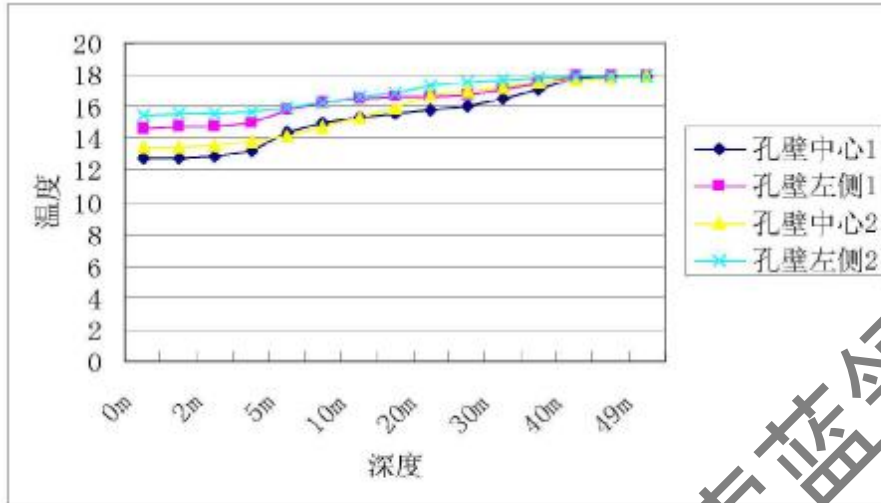


图 3.10 运行工况 2 下第 4 小时末各孔内温度分布

The table 3.10 The temperature distribution of boreholes after continuous operation for 4 hours under operation condition two

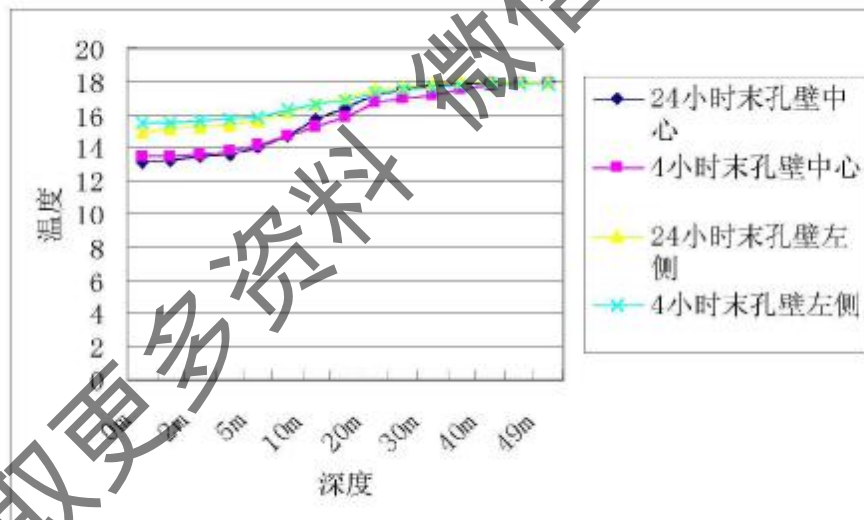


图 3.11 实际运行时间 2 状况下 4 小时和 24 小时末的孔中温度分布

The Fig 3.11 The temperature distribution of boreholes after continuous operation for 4 hours and 24 hours under the practical operation condition two

图 3.11 中得到了同一系统，均在实际运行时间图 3.7 的条件下，运行 4 小时末和 24 小时末的孔中温度不同，两种时刻末的相同特征是测试时间末的状态均是停机状态，若计算误差在 0.5℃以下的测试点考虑，则温度分布基本是一致。这两

个曲线实际是同一个系统在不同时间点的“瞬时摄像”。这说明了在此工况下，运行状态稳定，各层换热深度暂时保持不变，孔内各点温度场基本一致。

图 3.12 表示在实际运行时间在图 3.7 的条件下，一天中不同的运行时间段内测试时刻均为运行的温度分布。

工况 1 取的时刻状态是：第 148 分钟的状态为停机，第 142 分钟状态为运行，系统总启停时间 148 分钟，停机 40 分钟，运行 102 分钟。工况 2 取的时刻状态是：系统总启停时间为 4 小时，测试时刻状态为运行；工况 3 取的时刻状态为：系统总启停时间为 23 小时，测试时刻状态为运行。

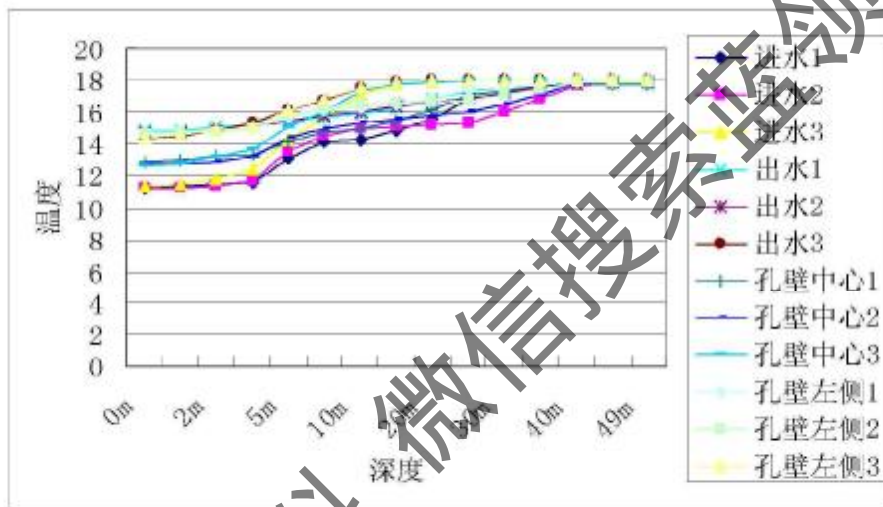


图 3.12 实际运行时间 2 状态下，不同运行时间孔内温度和进出水温度分布
The Fig 3.12 The temperature distribution of boreholes and water at different operation time under the practical operation condition two

从图 3.12 可以看出，对于同一系统，不同时间段内的进水和出水温度分布以及孔内的温度的分布特性很接近。在这几个时刻状态下，在 0~5 米深度范围进水温度没有明显提高，在 5~40 米范围，进水温度随着深度增加，温度逐渐上升；在 40~50 米范围水温与岩土温度相近，无明显换热。换热器的工作状态稳定，在不同时刻点，进水和出水的温差也基本不变，这是地下换热器性能保持稳定的典型状态的具体表现。

3.3.2 竖直 U 型埋管地下换热器的 3 区模型

影响地下换热器换热性能主要因素是换热时间、换热器内的流量以及换热器布局、岩土地质状况等多方面因素决定。图 3.4~3.14 显示了不同系统和不同运行要求的模拟计算数据，这些结果表明，换热器内水温度分布和换热器附近换热区域的岩土温度分布存在以下动态特征。

U形垂直埋管地下换热器分为下降管（进水管）和上升管（出水管）。从实测和模拟数据看，下降管和上升管的温度分布和换热情况是不一致的。

在岩石保持初始温度条件下，地下换热器启动工作。初始的换热效率很高，此段时间内的平均传热系数达到最高。此时，水流一进入到下降管，就与岩石进行换热，温度从入口处开始变化。水温在换热器进水管段一定深度内变化很快。当运行时间达到一定程度后，换热器的平均传热系数开始逐步下降，最后达到一个准稳定期^[9]。这一初始换热过程时间短。

当换热器换热时间达到一定程度时，换热器换热达到准稳定期后，在进水温度保持不变的情况下，从下降管口到一定的深度范围内，水温没有发生明显的变化，而穿过这一深度后，水温开始发生明显的变化，这一深度称为换热起始深度。从这一深度起，随着深度的增加，冬季水温开始明显上升；夏季，水温开始明显下降。当水流继续下降到达某个深度时，水温已接近岩石温度。越过这个深度后，直到孔底，岩石温度不随深度变化，水温也不随深度变化，不发生换热，称这一深度为换热终止深度。水流在孔底转入到上升管，向上流动。出水管为水流，从埋管底部开始向上时，水温基本保持不变，但当流体上升到换热终止深度以上后，若出水管未保温隔热，出水水温开始发生变化，在冬季状况下，水流在上升中温度下降；在夏季状况下，水流在上升中温度上升。

对于下降管，从换热器内水温和换热器换热附近区域温度分布规律看，可以将换热器整个深度范围，分为3个不同状态的换热区。

第一个为饱和换热区，从入口开始到换热起始深度止，用深度表达为 $L_{\text{饱}}$ 。

形成饱和区的机理是，当岩石温度为初始状态时，从冷凝器来的流体温度较高，一旦进入到地下换热器，立即通过换热器管壁与周围岩石进行换热。当换热量和换热时间达到一定程度时，从下降管入口开始的上部区域周围岩石温度逐渐接近下降管入口水温。从工程意义上说，当换热器周围岩石温度和换热器内的流体温度接近到一定深度时，换热器内流体与岩石换热量已不具有实际意义，在该深度范围换热器的换热能力无工程价值。这个深度范围内的区域即为饱和换热区。

第二个区为换热区，从换热起始深度开始，到换热终止深度为止。

当下降管内水流穿过饱和和换热区后，进入到换热区，换热器周围岩石温度和水温存在明显温差，水流与岩石进行热量交换，水温沿深度变化，用深度表达即为 $L_{\text{换}}$ 。

第三区为未换热区，从换热终止深度起，到孔底止。

当换热器内水流穿过换热区后，温度降到与周围岩石的温度接近，换热量也不具有实际意义，水流在下降管内降到底，温度保持不变，用深度表达为 $L_{\text{未}}$ 。

3.3.3 地下换热器的 3 区变化规律

用 L 表示地下换热器的埋设深度, 则 $L = L_{\text{饱}} + L_{\text{换}} + L_{\text{未}}$, 换热的三个区域深度, 即饱和换热区深度 $L_{\text{饱}}$ 、换热区深度 $L_{\text{换}}$ 、未换热区深度 $L_{\text{未}}$, 是动态变化的。如果换热量大, 换热时间长, 饱和换热区的深度 $L_{\text{饱}}$ 大, 并逐渐向换热器下部推移。若运行参数不变, 换热区 $L_{\text{换}}$ 不变, 但位置要随饱和换热区的发展而向下移动。换热区的下移使得未换热区 $L_{\text{未}}$ 减小。当饱和换热区扩散到一定程度时, 未换热区消失, $L_{\text{未}} = 0$ 。当饱和换热区扩散到最大程度时, 换热区和未换热区都消失, $L_{\text{换}} = 0$, $L_{\text{未}} = 0$ 。此时若进水温度不变, 换热器换热能力丧失, 换热器已经不能换热。

对于上升管, 未换热区存在的条件下, 即 $L_{\text{未}} \neq 0$, 已水管没有换热能力, 未换热深度消失后, 即 $L_{\text{未}} = 0$ 后, 出水给换热能力才开始作用。

实验和数值分析均发现, 不保温的换热器出水管, 出水温度和其底部区域的水温不一致。相对于底部, 出水温度夏季上升, 冬季下降。其主要原因是来自底部换热后的深层水流要经过饱和换热区, 该区域得到土层的温度接近进水温度, 上升管内的水温存在反向温差, 加热了降温后的水流或冷却了升温后的水流, 明显降低了地下换热器的能力, 当 $L_{\text{饱}}$ 足够大时, 甚至可使出水温度等于进水温度, 地下换热器的换热能力发挥不出来。称此现象为饱和换热区对地下换热器的热封锁。出水管保温隔热是突破热封锁的有效措施。

三个区域的长短变化直接决定了换热器换热能力。而输入到地下换热器的热量强度和持续时间直接在 $L_{\text{饱}}$ 、 $L_{\text{换}}$ 、 $L_{\text{未}}$ 的数值上体现出来。 $L_{\text{饱}}$ 深度大表示换热器的持续换热时间较长; $L_{\text{换}}$ 深度大表示换热器持续稳定, 换热时间长, 如果 $L_{\text{未}}$ 深度浅则换热器的持续稳定, 换热时间短。

系统持续运行时间长, 换热器承担的换热量就是持续的, 这就导致了换热器周围的岩土温度是持续上升或持续下降, 换热器的换热能力也逐步下降, $L_{\text{饱}}$ 的深度逐渐下移, 若系统没有恢复时间, 这个深度就会持续增加, $L_{\text{换}}$ 的深度逐渐减少; 当系统在间歇运行状态下, 换热器周围岩土具有一定恢复时间。在夏季状况下, 过水流量逐渐向周围岩土进行扩散, 在冬季状况下周围岩土热量向换热器区域扩散, 使得换热器周围的岩土从下向上恢复, $L_{\text{饱}}$ 的深度向上收缩, $L_{\text{换}}$ 的长度逐渐增大, 换热器的换热能力逐步得到恢复。

在相同运行时间条件下, 如果进水温度不同, 同样会影响到换热器的换热能力。夏季进水温度越高, 换热器承担的换热量就越大, 在相同时间内, $L_{\text{饱}}$ 的深度向下延伸的长度就越长, $L_{\text{换}}$ 、 $L_{\text{未}}$ 的长度就逐渐减少。当在夏季换热器大不到换热器的设计换热量, 即 $L_{\text{未}}$ 的长度为零的条件时, 地下换热器的出水温度就会过高 (冬季出水温度过低), 经过冷凝器之后, 进入到地下换热器的进水温度就会持续

提高, 地下换热器的 $L_{\text{饱和}}$ 的长度逐渐增加, 地下换热器的 $L_{\text{水}}$ 的长度逐渐减少, $L_{\text{水}}=0$ 后, 地源热泵的 EER 开始下降。

同理, 在相同运行时间条件下, 如果进水温度相同, 流量不同, 同样会影响到换热器的换热能力。主要原因仍然是单位换热量提高, 导致 $L_{\text{饱和}}$ 、 $L_{\text{换热}}$ 、 $L_{\text{水}}$ 的动态变化。

图 3.13 为在某地源热泵系统地下换热器冬季实测换热器内水温分布图; 图 3.14 为在本文建立的实验地源热泵系统, 夏季实测的换热器内水温分布图。两个系统测试的状态均为运行状态, 换热器埋深均为 50 米。

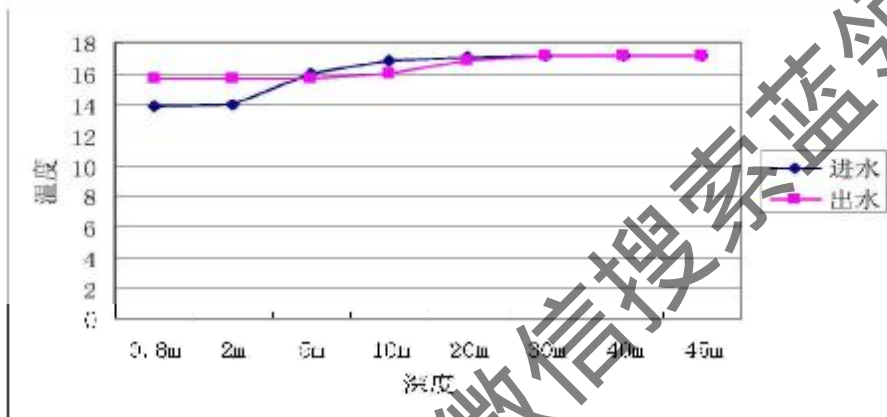


图 3.13 某冬季地源热泵地埋管换热器进出口水温分布图

The Fig 3.13 The temperature distribution curve for the water in the heating Exchanger in winter

从图 3.13 可以看出, 换热器的进水温度为 14°C, 下降到 2 米深度后, 水温开始上升, 当下降到 20 米深度后, 水温停止上升保持在 17°C 左右, 已经和岩石的初始温度接近。

水流经过换热器底部后开始进入到出水管, 管内水温仍然基本保持不变, 当水流上升到 20 米深度后, 水温开始下降, 达到出水管顶部时下降到 15.7°C。从实测数据分析, 0~2 米区域为换热器的饱和区, 2~20 米区域为换热区, 20 米以下保持较长的未换热区, 当流体从进水管到达出水管后, 水温基本保持不变, 主要原因是和岩石的初始温度接近了。当流体达到 20 米左右时, 水温下降, 该区域为换热区, 由于该区域进水管存在大量的热质交换, 换热器周围的岩石温度受到了影响, 即岩石温度相对初始温度已经下降, 换热器内的流体温度开始受到影响, 当流体进入到进水管内的饱和换热区时, 岩石温度受到急剧影响, 周围岩石温度远低于换热器内流体温度, 对出水造成负面影响, 出水温度降低。岩石的换热能力在该区域受到了损害, 不能顺利带出换热器。

该系统的测试数据为运行 6 小时后的测试数据, 如果运行时间进一步延长,

换热器内的层换热区域长度会相应发生变化。由于该系统为商业服务，夜晚系统不启动，地下换热器有一个较长的恢复期，第二日运行前，地温恢复。3个换热区域周期性的变化，未出现 $L_{未}=0$ ，换热器性能下降的情况。

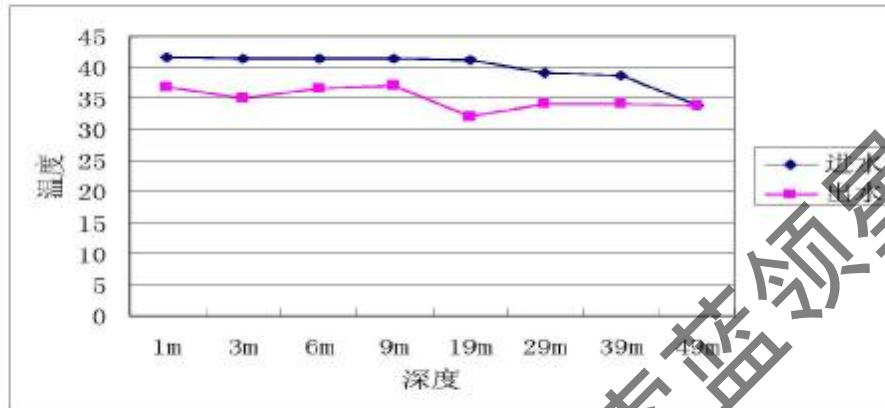


图 3.14 某地源热泵地下换热器夏季运行数据

The Fig 3.14 The temperature distribution curve for the water in the Heating Exchanger in summer

从图 3.14 可以看出，该系统运行时间久，在进水管到达 20 米以后才进入到换热区，0~20 米为饱和换热区，换热层内为水温和进水温度接近，为 41°C，当流体到达换热器底部时，水温下降到 34°C，已不存在未换热区， $L_{未}=0$ 。换热区内的出水管产生换热功能，从孔底到 20 米深度左右，水温沿程下降到最低，为 32°C。此时，进入到饱和换热区，出水管内的水流被周围岩土加热，水温升高，到达出水管出口时，水温已升高至 36°C。

这说明了该系统过度运行。可以预计，如果运行时间进一步延长，该地下换热器的换热能力会损失。该系统为本文的试验系统，换热器的过度运行人为控制造成的，通过为该换热器提供足够的恢复时间，换热能力逐渐恢复。

上述实验结果，验证了本文提出的地下换热器的 3 区模型。

综上，运行时间和换热量强度的变化可以直接导致 $L_{饱和}$ 、 $L_{换热}$ 、 $L_{未}$ 的变化。地下换热器换热各层的发展变化规律是：在某进水温度换热之初，此时饱和层尚未形成， $L_{饱和}=0$ ；从入口处开始到某一深度为换热层，其下为未换热层。随着换热的运行，入口处开始形成饱和层 $L_{饱和}$ ，换热层 $L_{换热}$ 下移，未换热层 $L_{未}$ 缩小。若负荷持续时间 t_d 较短，饱和换热层 $L_{饱和}$ 较小，换热层 $L_{换热}$ 不变，且下移深度不大，未换热层 $L_{未}$ 保持较长深度。当负荷持续时间和强度提高后，饱和换热层 $L_{饱和}$ 逐渐增大，换热层 L_{2} 也增大并持续下移，未换热层 $L_{未}$ 逐渐减少。当换热到达一定程度后，换热器仅具有饱和换热层 $L_{饱和}$ 和换热层 L_{2} ，未换热层 $L_{未}$ 消失。这时地下

换热器性能开始下降，最终丧失换热能力。未换热层 $L_{un} = 0$ 时，地下换热器换热性能开始下降，当换热层 L_{ex} 消失，即 $L_{ex} = 0$ ， $L_{un} = L$ ，地下换热器换热能力丧失。

因此， L_{ex} 、 L_{un} 、 L 的动态变化值即是地下换热器换热能力变化的特性参数。

3.3.4 地下换热器的有效换热效率

从层换热理论可以看出，由于 L_{un} 的存在，换热器无法发挥大地热能的最大利用率。在换热器的进水管，只要有未换热层存在，无论进水管内水温均可以最大限度的接近大地初温。地下换热器在夏季放热状态下，较高温度的冷凝器出水进入到地下换热器的进水管，经岩土吸热后温度下降到接近大地初温。从传热温差看具有较大的换热效率；同理，地下换热器在冬季吸热状态下，较低温度的冷凝器出水进入到地下换热器的进水管，经岩土传热后温度能够回升到接近大地初温，地下换热器仍然具备较大的换热效率。而实际的情况是，不管是冬季状态还是夏季状态，地下换热器的出水均远离了大地初温，造成了换热效率下降，其根本原因就是由于 L_{un} 的存在。夏季放热状态下，由于饱和层的温度远大于大地初温，地下换热器换热后的低温水经过饱和层后被加热，换热效率下降；冬季吸热状态下，由于饱和层的温度远低于大地初温，地下换热器换热后的高温水经过饱和层后被吸热，换热效率下降。

地下换热器的实际换热量 q 与地下换热器理论上的最大换热量 Q 的比值可以称为地下换热器的有效换热效率 ε 。

$$\varepsilon = \frac{q}{Q} \quad (3.23)$$

在动态负荷下，地下换热器的实际换热量与换热器的进水温度和流量以及运行时间等有关。地下换热器的理论最大换热量就是地下换热器的出水温度达到大地初温状态下的换热量。当地下换热器失去工程意义上的换热能力时，地下换热器的有效换热效率 $\varepsilon = 0$ ；若地下换热器的出水管能够做到绝热处理，地下换热器的实际换热量就达到最大理论换热量，此时 $\varepsilon = 1$ 。因此，有效换热效率 ε 在 0-1 之间变化。

由于饱和层的温度越高，饱和层的厚度越大，地下换热器进水管内的水温损失越大，即能量损失越大。因此，要保证地下换热器具有较高的有效换热效率，就要对地下换热器的进水管采取保温措施，其保温深度和饱和层的深度一致。

按照层理论分析，换热器埋深深度应该具有一个最佳长度。在这个最佳长度下，地下换热器的有效换热效率 ε 也达到最大。因此，在实际工程中，要根据运行

时间和换热器的淤积和进水温度等共同决定地下换热器的埋深。如未在运行周期末, 地下换热器未换热层才接近 0, 此时的埋深深度就是最佳的。利用该结果就能避免不考虑换热器承担的动态负荷状况, 盲目提高换热器的埋深的错误技术措施。

3.4 小结

① 建立了孔群换热的三维不稳态数值计算模型。

② 利用数值计算方法对换热器换热进行不同工况的分析得到如下结论:

(1) 对于一天 24 小时内的运行, 不管负荷如何进行变化, 只要保持设备的运行时间和停机时间间隔一致, 则地温恢复较好。

(2) 在同一种动态负荷作用下, 即地下换热器在同一种启停状态下工作, 停机时刻和运行时刻的温度分布有差异, 这种差异来自换热器内流体与大地的热交换, 这种热交换的速率较慢, 但总体上差异不大。

(3) 在同一运行工况中, 由于负荷的动态变化, 换热器处于间歇运行状态, 在一天内的不同时间段, 换热器进水管和出水管内的流体温度分布以及换热器孔内岩土温度分布基本一致。

(4) 在动态负荷作用下, 设备在 1 小时内可能与不同的启停时间, 而室外地球温度是按小时进行计算和分析, 遵循第 (3) 点结论, 在 1 小时内的气象参数在数值分析可以认为是不变的。因此, 在正常间歇工况下运行的地下换热器, 完全可以利用逐时气象参数进行分析。

③ 建立了层换热理论

(1) 换热器处于不同埋深的部分, 其周围岩土温度分布是不同的, 因而换热特性也是不同的。根据地下换热器的换热特征, 可以将地下换热器在深度方向上自上而下分为三层, 即饱和换热层、换热层和未换热层。饱和换热层内不具有工程意义上的换热; 换热层内岩土正在和进水管内水流换热; 未换热层内水流尚未发生工程意义上的换热。

(2) 三个换热层由三个特征深度来区别。

(3) 地下换热器换热性能下降的判断依据: 未换热层 $L_{un} = 0$

(4) 地下换热器换热能力丧失的判断依据: 即 $L_{sat} = 0$, $L_{ex} = L$ 。

(5) 地下换热器的换热能力可由有效换热效率 ϵ 来表达

(6) 在动态负荷作用下, 地下换热器具有一个最佳埋深深度。该埋深深度的确定, 可以避免地源热泵工程地下换热系统的盲目投资。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

4 动态负荷作用下地下换热器的换热特性研究

地源热泵系统运行为调控室内环境服务，因此，运行模型受到动态负荷的影响。室内负荷发生变化，水系统相应与之变化，以适应负荷变化。地下换热环路是地源热泵系统主要的水系统，研究动态负荷对地源热泵系统的影响就必须对地下换热器的换热特性进行研究。

4.1 动态负荷下地下换热器的日变化特性

在动态负荷下，设备的运行状态动态变化，热泵的低位冷源或热源的使用状态也随之变化，即地下换热器的换热状态也是随之动态变化。这种动态变化主要的影响因素是地源热泵负荷强度的变化性和负荷的持续性，负荷强度的变化通过不同流量、不同进水温度状况来表现；负荷的持续性由地下换热器的运行时间来表现。根据换热器承担的日负荷变化特性等参数，就能够模拟出地源热泵系统不同负荷状态下的地下换热器换热性能的变化。

研究动态负荷下地下换热器的变化特征，就应研究这些因素对地下换热器影响。

1) 不同流量对换热器3区变化的影响

地下环路流量的增加可以提高系统向地下换热器的排热或取热量，在不影响换热器的换热性能，即保持 L_{eff} 长度存在的情况下，增大 $L_{\text{p,ex}}$ 的长度，增加地下环路的流量有利于充分发挥地下换热器的换热能力。在出水管有效保温条件下，换热器的出水温度变化的极限状况，就是开始夏季或冬季运行时大地的初温。流量增加后，在进水管的换热量增加， $L_{\text{p,ex}}$ 会随流量增加而增大，保持能效的最大 $L_{\text{p,ex}}$ 的极限是 $L_{\text{p,ex}}=0$ 和 $L_{\text{p,ex}}=0$ ，这是运行之初能提供的瞬时最大换热量。但是很快 $L_{\text{p,ex}}=0$ ，而且 $L_{\text{p,ex}}$ 会加深向下延伸，使 $L_{\text{p,ex}}$ 逐渐减少，地下换热器的换热性能很快下降。因此，必须保证了 $L_{\text{p,ex}} \neq 0$ ，才能改善地源热泵机组的冷源器的进水温度，并保持其稳定。地下换热器的换热量有一个合理的最大值，对应的地下换热器流量也有一个合理值，可以称这个流量值为系统的“合理流量”。

图 4.1 表示不同流量下，进水温度均为 32℃ 条件下，夏季工况运行 8 小时后的进水管和出水管水温竖向温度分布曲线。工况 1 单孔流量为 1.8m³/h，工况 2 单孔流量为 2.4m³/h。

图 4.2 表示不同流量，进水温度均为 10℃ 条件下，冬季工况运行 8 小时后的进水管和出水管水温竖向温度分布曲线。工况 1 单管流量为 1.8m³/h，工况 2 单管流量为 2.4m³/h。

从图 4.1 和 4.2 可以看出,不同流量状况下换热器运行 8 小时后的进水管水温分布是基本一致的,即地下环路系统流量在一定的范围内增加并不改变出水温度。这表明,在某个流量变化范围内,地下换热器增加流量,增加换热量的同时可以稳定出水温度。因此,地下换热器在实际工程中,对负荷变化的适应能力较强。反而,持续的稳定负荷,可能造成地下换热器的出水温度不稳定。

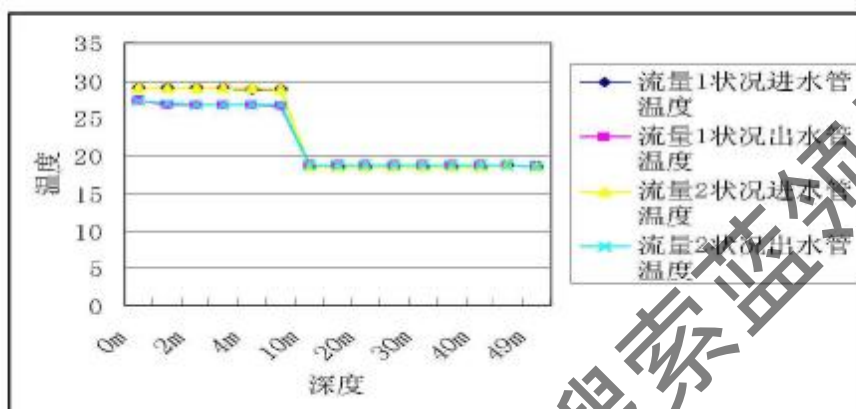


图 4.1 夏季不同流量下换热器内水温分布曲线(运行时间 8 小时)

The Fig 4.1 The temperature distribution curve for the water in the heating Exchanger in different flow in summer

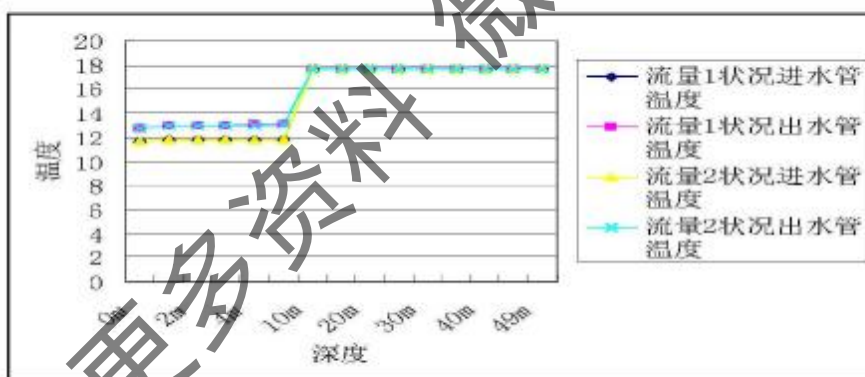


图 4.2 冬季不同流量下换热器内水温分布曲线(运行时间 8 小时)

The Fig 4.2 The temperature distribution curve for the water in the heating Exchanger in different flow in winter

在动态负荷下,系统给予地下换热器的释热量也是变化的,地下换热器承担的负荷强度也在发生变化。负荷强度变化特性的特性参数 R_q 大,即峰谷差大。并不一定造成地下换热器运行不稳定。只要高峰负荷持续时间不长即可。 R_q 和 R_t 的变化直接体现在流量的变化上。负荷强度发生变化,地下换热器承担的负荷就发生变化,在保证一定的换热温差条件下,换热器的流量就发生变化;在负荷的持续系数发生变化后,地下换热器的运行时间也发生变化,这实际是地下换热器承担

的负荷发生了变化。因此，在负荷影响下，地下换热器的流量相应在一个范围内发生变化。相对动态变化的释热量而言，流体进入到地下换热器后，进入到换热区域，当水温降到一定程度进入到L₂深度范围内，流体温度和岩土温度差异不大，温差传热基本消失，换热量在该运行周期内达到最大换热量。因此，在对应的负荷特征下，地下换热器具有一个最佳流量。

在自建的10KW浅埋竖埋管地下蓄能系统试验装置上进行2年多的实试验证，流量大小对地下蓄能系统有重要影响，经变水量测试和模型计算，系统水流速度保持在3~4l/min.kW为最佳。根据实验结果^[60]，即在保持间歇运行（对应相应的负荷特性）以及系统设计条件下，该系统最佳流量范围为：0.18~0.24 m³/h.kW，即系统装机容量每kW的环路的最佳流量为0.18~0.24 m³/h。这就要求在确定了系统装机容量后，应同时考虑水泵选型和地下环路的具体布置等因素来共同确定地下环路的流量，而不应该仅仅依靠主机的流量来确定，这是地源热泵系统设计应特别注意的问题。

2) 运行时间对换热器的影响

系统的运行时间由所服务的建筑负荷特性决定，不同负荷特征要求地源热泵系统服务时间也是不一致的。如第二章所述，不同类型的建筑，负荷持续性不一致，地源热泵机组的运行时间也是不一致，地下换热器的工作状态也不同。由于岩土蓄能特性，地下换热器的启停状态还要受到前一个状态的影响，因此，不同的运行时间对地下换热器性能的影响较大。

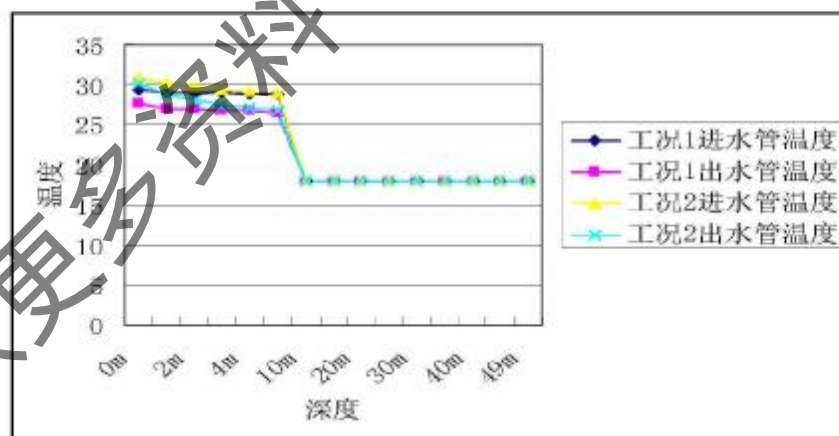


图 4.3 夏季不同运行时间换热器水温曲线

The Fig 4.3 The water temperature curve in exchangers at different operation time in summer

图 4.3 表示夏季不同运行时间状况下，进水温度均为 32°C 条件下（在实际工程中，进水温度、冷凝器、出水温度是相互耦合的，在稳定工况下地下换热器的进水能够保证恒定值，为分析问题方便，假定进水温度不变），单管流量为 1.2m³/h

的进水管和出水管水温竖向温度分布曲线。工况 1 运行时间为连续运行 24 小时，工况 2 运行时间为连续运行 1 个月。

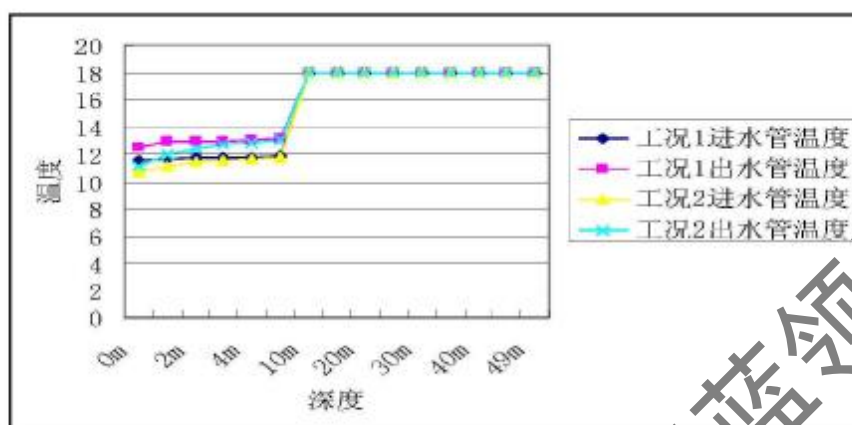


图 4.4 冬季不同运行时间换热器水温曲线

The Fig 4.4 The water temperature curve in exchangers at different operation time in winter

图 4.4 表示冬季不同运行时间状况下，进水温度均为 10°C 条件下^[61]，单管流量为 1.2m³/h 的进水管和出水管水温竖向温度分布曲线。工况 1 运行时间为连续运行 24 小时，工况 2 运行时间为连续运行 1 个月。

从图 4.3 和图 4.4 可以看出，不同运行时间对换热器的影响很大，在夏季，运行 24 小时后进水管温差在 2°C 左右，这说明饱和层的深度在逐渐增加，换热后的出水达到饱和层后加热区域逐渐增厚，温差逐渐降低。随着连续运行时间的提高，温差进一步降低，当运行时间达到 1 个月后，送水管温差在 0.6°C 左右，从工程意义上已无换热能力。

在冬季，运行 24 小时后送水管温差在 1.3°C 左右，同理，说明吸热后的水达到上区温度较低的饱和层后被降温，连续运行时间越长，饱和层的厚度也越薄，当运行时间达到 1 个月后送水管温差在 0.8°C 左右，从工程意义上仍然基本无换热能力。

送水管温差反映了换热器的换热能力，换热器在单一工况下的运行时间越长，换热器的换热能力越弱，因此，换热器连续运行的时间必须控制，否则，由于换热器周围岩土温度的过度升高或降低，换热器的换热能力下降，当达到一定程度时，即 L_{eff} 长度消失， L_{eff} 的长度已不满足换热要求，换热器换热能力不足直至无法工作。要利用大地的蓄能能力，必须进行保证系统间歇运行和冬夏联合运行。在地下环路设计时，就应对地下换热系统设计成不同的区域，根据负荷的变化，调整地下换热器的工作区域，使得既满足负荷的变化，又让地下换热器存在一个

恢复期，有利地源热泵系统保持长期稳定运行。

3) 不同动态负荷对换热器埋管深度的影响

在地源热泵的设计中，较普遍的工程设计步骤是将换热量计算后根据埋管面积和间距来确定埋管深度，在深度的确定方面根本没有考虑埋管深度和换热器单位换热量之间的关系。计算相同换热时间内不同埋管深度得到进出水管内水温分布，如图 4.5~4.8 所示。

埋深 30 米地下换热器换热能力曲线见图 4.5~4.6。

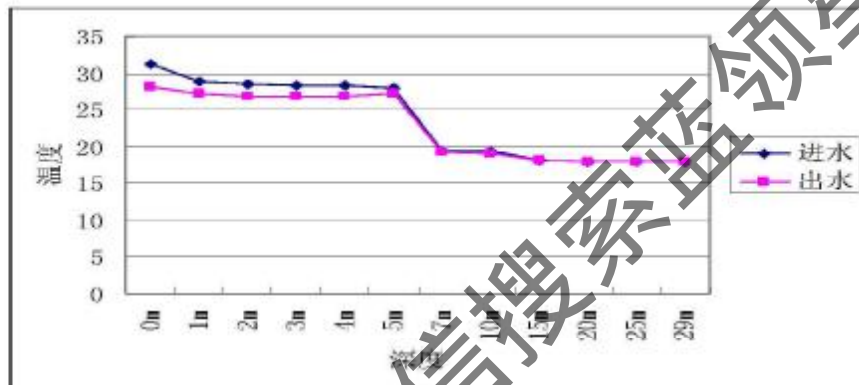


图 4.5 埋管深度在 30 米条件下管内流体温度分布 (夏季放热)

The Fig4.5 The fluid temperature distribution in pumps buried at 30 meters (heat-discharging in summer)

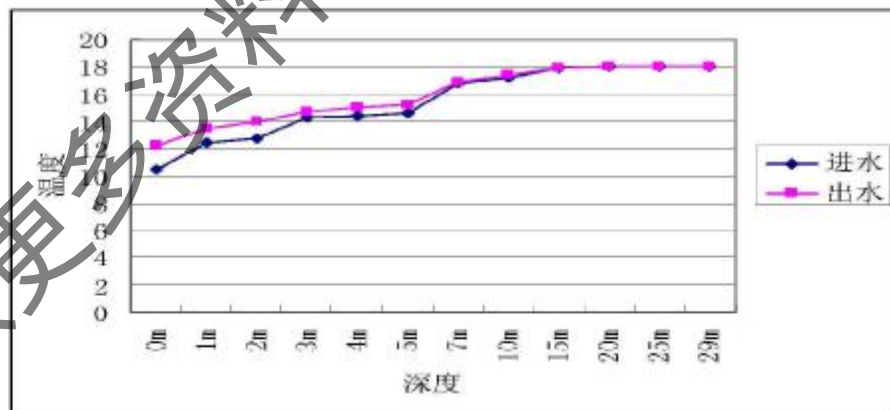


图 4.6 埋管深度在 30 米条件下管内流体温度分布 (冬季吸热)

The Fig 4.6 The fluid temperature distribution in pumps buried at 30 meters (heat-charging in summer)

埋深 50 米地下换热器换热能力曲线见图 4.7 和 4.8。

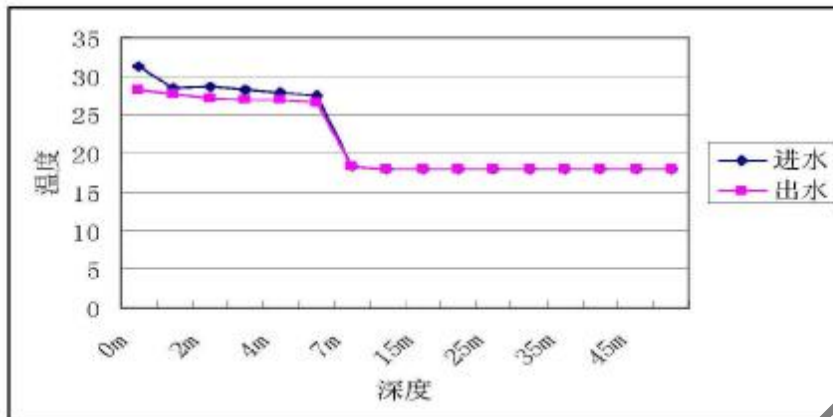


图 4.7 埋管深度在 50 米条件下管内流体温度分布 (夏季放热)

The Fig.4.7 The fluid temperature distribution in pumps buried at 50 meters (heat-discharging in summer)

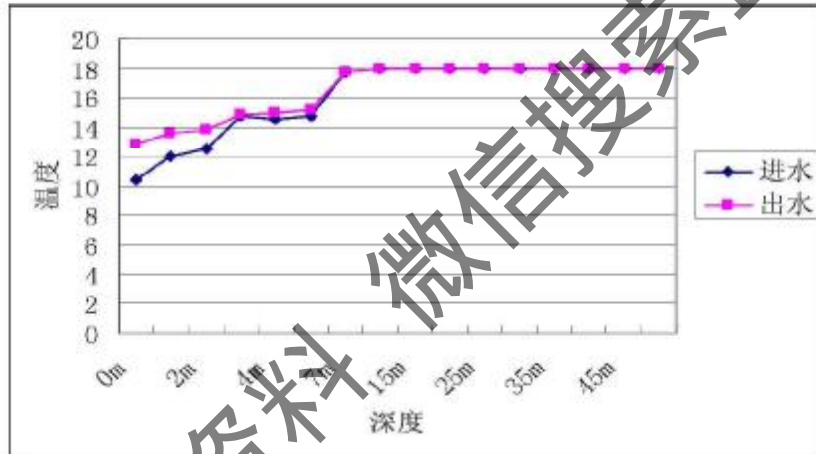


图 4.8 埋管深度在 50 米条件下管内流体温度分布 (冬季吸热)

The Fig.4.8 The fluid temperature distribution in pumps buried at 50 meters (heat-charging in winter)

从图 4.5~图 4.8 可以看出, 在运行时间在 24 小时的条件下, 冬季和夏季的饱和换热层深度均是一致的。这是由于在相同条件下, 只要有换热层和未换热层的存在, 换热器进水管换热到一定的深度后, 最终和岩土体的初始温度基本一致。在图 4.5~图 4.8 中, 冬夏换热条件下, 进入到换热器底部的水温在 18°C。因此, 在相同的负荷作用下, 换热器在短时间内运行, 换热器的换热量是基本一致的。若负荷强度不大, 负荷的持续时间短, 负荷累积总量也不大。在这种负荷作用下, 只要换热器埋深达到该动态负荷确定的最低埋深深度要求后, 换热器埋管深度的提高并不能提高换热器的换热量。若出现负荷强度高, 且负荷的持续性强的这种负荷特性作用下, 换热器的饱和层深度就会继续向下延伸。在相同条件下, 饱和

换热层的深度达到了换热器埋深深度后, 换热器换热能力暂时丧失。在此时, 若换热器的埋深深度大于此时的埋深深度, 换热器的换热能力仍然存在, 这也是换热器埋深深度深的优势。不同埋深深度下换热器换热能力的具体表现, 对于单位换热量而言, 只要保证了换热器在动态负荷作用下的最低埋深深度, 不同埋深的总换热量是一致的, 实验测试数据也印证了此结论^[47]。若不对负荷进行动态分析, 就不能确定该负荷作用下的最佳埋深深度。换热器埋深过浅, 不能达到换热器稳定运行的要求; 换热器埋深过深, 换热器的换热效率并没有提高, 且对系统投资造成浪费。

4) 不同进水温度对地下换热器的影响

地源热泵系统主机的效率由地下换热器的换热效率决定, 在动态负荷下, 主机提供的冷量或热量是不同的, 这决定了主机的冷凝(蒸发)能力不同, 即冷凝(蒸发)器的出水温度不同, 这直接影响到地下换热器的进水温度不同。在流量相同情况下, 不同进水温度决定了换热的换热强度不同。设定工程中常见的换热器进水温度, 得到数值计算结果进行分析。

夏季以流量为 $1.2\text{m}^3/\text{h}$, 换热器埋深 50 米为例进行数值计算, 得到表 4.1 和图 4.9 的结果。

表 4.1 夏季不同进水温度条件下换热器进出口水温分布表

Table 4.1 The water temperature distribution when entering into and outgoing from exchangers under various water temperature condition in summer

深度 (米)	32℃进水状况		36℃进水状况		38℃进水状况	
	进水	出水	进水	出水	进水	出水
0	31.35	28.31	35.33	31.89	37.86	34.1
1	28.51	27.75	32.95	30.1	34.63	33.33
2	28.63	27.18	32.06	29.06	33.61	32.28
3	28.17	26.99	32.02	28.99	33.57	31.21
5	27.98	26.86	31.95	28.86	33.49	30.06
7	27.54	26.63	31.78	28.56	33.31	29.73
10	18.4	18.43	18.91	18.87	18.96	18.93
15	18	18	18.02	18.02	18.02	18.02
20	18	18	18.02	18.02	18.02	18.02
25	18	18	18.02	18.02	18.02	18.02
30	18	18	18.02	18.02	18.02	18.02
35	18	18	18.02	18.02	18.02	18.02
40	18	18	18.02	18.02	18.02	18.02
45	18	18	18.02	18.02	18.02	18.02
49	18	18	18.02	18.02	18.02	18.02

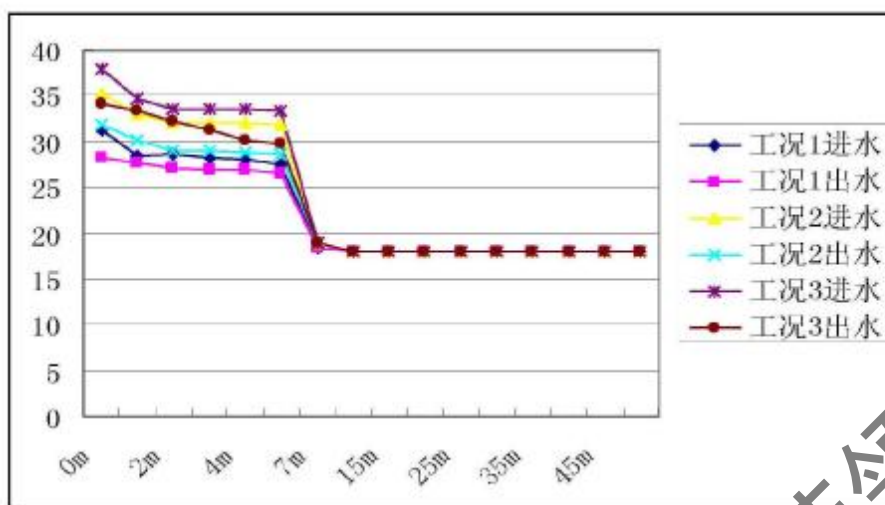


图 4.9 夏季不同进水温度条件换热器进出水温度变化曲线

Fig 4.9 The water temperature changer curve when entering into and outgoing from exchangers under various water temperature condition in summer

为比较条件一致，冬季仍以流量为 $1.2\text{m}^3/\text{h}$ ，运行时间为 24 小时，换热器埋深 50 米为例进行计算，得到表 4.2 和图 4.10 的结果。

表 4.2 冬季不同进水温度条件换热器出水温度分布表

Table 4.2 The water temperature distribution when entering into and outgoing from exchangers under various water temperature condition in winter

深度 (米)	8℃进水状况		10℃进水状况		12℃进水状况	
	进水	出水	进水	出水	进水	出水
0	8.91	10.83	10.4	12.73	12.06	14.37
1	8.91	10.95	10.47	12.84	12.14	14.52
2	8.95	11.02	10.48	12.86	12.21	14.76
3	8.84	11.11	10.49	12.87	12.43	14.89
10	8.43	11.21	10.59	12.97	12.51	15.03
15	8.86	11.32	10.74	13.09	12.88	15.21
20	9.11	11.87	11.2	13.68	13.25	15.78
25	17.92	17.92	17.96	17.96	17.96	17.96
30	17.92	17.92	17.96	17.96	17.96	17.96
35	17.92	17.92	17.96	17.96	17.96	17.96
40	17.92	17.92	17.96	17.96	17.96	17.96
45	17.92	17.92	17.96	17.96	17.96	17.96
49	17.94	17.94	17.96	17.96	17.96	17.96

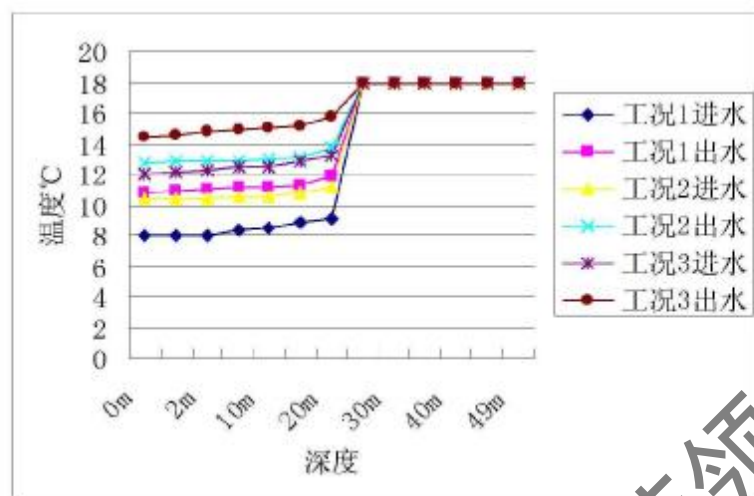


图 4.10 冬季不同进水温度条件换热器进出水温度变化曲线

Fig4.10 The water temperature changer curve when entering into and outgoing from exchangers under various water temperature condition in winter

夏季供冷状态下地下换热器的进水温度：工况 1 的进水温度为 32℃，工况 2 的进水温度为 36℃，工况 3 的进水温度为 38℃。

工况 1 的进出水温差为 3.04℃，工况 2 的进出水温差为 3.44℃，工况 3 的进出水温差为 3.56℃。在相同条件下，进水温度不同，而换热的温差不同，说明在不同进水温度条件下，换热量是不同的，即进水温度越低，换热量越小。从三区换热理论看，进水温度低，在进水管的上部形成的饱和层厚度和过冷温度值是不同的，在这种情况下，只要保证有未换热区存在，流体在换热器底部均会和大地初温一致，当进入到饱和换热区后，该区域的热量不同，给予底部来的深层水的热传导量是不一致的，这就是不同进水温度条件下，出水温度不一致的原因。

对于地下换热器而言，在换热相同条件下，进水温度越高，温度降幅越大，同时主机和主机冷凝器需要的散热量越大。对于主机冷凝器，在过高的进水温度状态下，即冷凝温度越高，主机的效率越低。主机的冷凝器出水温度不同，表示主机提供的冷量的能力不同，在相同条件下，冷凝器出水温度越高，表示设备能够提供冷量不足；冷凝器出水温度越低，表示设备能够提供足够的冷热量。主机的效率与制冷量及设备的输入功率有关，在相同制冷量情况下，设备的输入功率和冷凝负荷有关，冷凝负荷越大，主机的效率也就越低。在相同流量状态下，地下换热器的进出水温差越大，表示冷凝负荷越大。即需要地下换热器提供的换热量就越大。显然，在相同条件下，工况 1 的主机效率要高于工况 3 的主机效率。对于地下换热器而言，要保证地下蓄能系统高效运行，对地下输入的热量不能过大，否则就会造成地下热量堆积，地温升高，地下换热器的换热能力下降，直接

导致系统效率下降。

冬季供热状态：工况 1 的进水温度为 8℃、工况 2 的进水温度为 10℃、工况 3 的过水温度为 12℃。

工况 1 的进出水温差为 2.82℃，工况 2 的进出水温差为 2.33℃，工况 3 的进出水温差为 2.31℃。和夏季工况一样，在相同条件下，进水温度不同，而换热的温差不同，说明在冬季供热状态，不同进水温度条件下，换热量是不同的，即进水温度越低，换热量越大，该换热量表征的是室内需要释冷的能力，在相同条件下，系统分配给蒸发器的释冷量越小，主机的效率越高。工况 1 的进水温度低，换热器进出口温差大，即地下换热器承担的释冷量就越大，系统效率低；而工况 3 的进水温度高，温差小，系统效率高。对于地下换热器而言，冬季状态下系统需要地下换热器承担的吸热量也不能过大，同理会造成地温过低，地下换热器能力下降，导致系统效率下降。

根据上述模拟结果看，可以得到如下结论：

- 1) 流场和埋深深度决定了地下换热器的换热能力，不同深度的单位换热量不同。
- 2) 冬季和夏季的换热器的换热能力不同，地下换热器应兼顾冬夏统一考虑。
- 3) 不同进水温度，换热器的换热能力不同。
- 4) 在相同条件下，地下换热器有一个最佳流量值。
- 5) 在动态负荷作用下，地下换热器有一个最佳埋深深度。

影响地下换热器的参数最终通过输入地下的冷热量体现出来。地下换热器的变化特征自运行时间确定，而运行时间又受到负荷动态特征的影响，室内负荷的日变化特征通过地源热泵机组的运行特征体现出来。

由前文分析可以看到，设备的启停时间决定了换热器的运行状态，由于每天的气象情况不一致，设备以及地下换热器的运行时间和运行状态也是不同的。为了找到共性，我们通过负荷分析出发，选取两个不同负荷的具体工进行分析。

系统的运行状态与负荷有关，设备的实际启停时间较复杂，为了简单分析设备运行状态，选取在重庆市示范别墅工程进行实际运行分析。该工程的建筑面积 2000m²，共两层建筑，地下换热器为竖埋 U 型管，主机水-水热泵机组设计为两台，单机装机容量为 72KW，机组配置两台压缩机，一台为定速，一台为变速。换热器的埋深深度为 60 米。

当系统单机工作时，若机组承担负荷降低到装机容量的一半时，定速压缩机停止工作，仅一台变频压缩机运行，从设备本身的运行状态看，地下换热器承担的负荷降低一半以下，地下换热器对应可能有两种控制方式，一种是冷却水流量降低一半以下，即部分地下换热器不工作；另一种状况是流量不变，冷凝换热器

的出水温度降低,即地下换热器的入口温度降低,或者地下换热器的进出口温差降低。因此,为分析方便,只要当压缩机开始变频工作时,我们可以将地下换热器承担的负荷降低一半来考虑,而不考虑地下换热器流量降低到额定流量的 0-50%之间的流量或温差变化。由于地下换热器工作时间长对换热性能不利,分析地下换热器的运行工况,按照这种办法来考虑得到的结果可以作为地下换热器换热性能的安全因素。当负荷降低到系统容量的 10%时,由于现有设备的控制要求,系统停机。

表 4.3 7 月 28 日的逐时负荷变化和设备的运行状态
The table 4.3 The daily load change and operation condition of equipment on 28th July

时间 (小时)	室外逐时温度 ℃	逐时负荷 KW	Q/2 比较 KW	0.1Q 比较 KW	运行状态 (压缩机)	地下换热器 程度的负荷 (KW)
1	28.9	33.03	-1.97	26.03	一台变频	36
2	28.3	29.758	-5.242	22.758	一台变频	36
3	27.8	26.598	-8.402	19.598	一台变频	36
4	27.8	24.616	-10.384	17.616	一台变频	36
5	27.2	21.773	-13.227	14.773	一台变频	36
6	27.2	19.855	-15.145	12.855	一台变频	36
7	27.8	19.343	-15.657	12.343	一台变频	36
8	27.8	22.292	-12.708	15.292	一台变频	36
9	29.4	30.711	-4.289	23.711	一台变频	36
10	31.7	40.685	5.385	33.385	两台	72
11	33.3	48.781	13.781	41.781	两台	72
12	34.4	55.387	20.387	48.387	两台	72
13	35.6	60.964	25.964	53.964	两台	72
14	35.6	63.859	28.859	56.859	两台	72
15	36.1	67.839	32.839	60.839	两台	72
16	36.7	70.498	35.498	63.498	两台	72
17	36.1	69.184	34.184	62.184	两台	72
18	35.6	65.523	30.523	58.523	两台	72
19	34.4	56.438	21.438	49.438	两台	72
20	33.3	51.139	16.139	44.139	两台	72
21	32.8	48.322	13.322	41.322	两台	72
22	32.2	45.494	10.494	38.494	两台	72
23	31.7	42.509	7.509	35.509	两台	72
24	31.1	38.706	3.706	31.706	两台	72

按照上述分析,当室内承担的负荷由地源热泵机组来承担时,在满负荷状态下,对于本工程即承担 72KW,当室内负荷降低到机组装机容量 50%以下时,

机组压缩机由两台运行转为一台运行的工作状态，地下换热器相应承担的负荷降低到 50%，在本工程即承担 36KW；当室内负荷继续降低到 10%时，按照设备启停控制方式，机组停机，地下换热器在此状态下不承担负荷。室内负荷变化与地源热泵系统的工作状态见表 4.3 和 4.4。

表 4.4 7 月 17 日的逐时负荷变化和设备的运行状态

The table 4.4 The daily load change and operation condition of equipment at 7th, July

时间 (小时)	逐时温度 ℃	逐时负荷 KW	Q/2 比较 KW	0.1Q 比较 KW	运行状态	地下换热器把 握的负荷(KW)
1	27.2	16.43	-18.57	9.43	一台变频	36
2	26.7	14.266	-20.734	7.266	一台变频	36
3	26.7	12.72	-22.28	5.72	一台变频	36
4	26.7	11.185	-23.815	4.185	一台变频	36
5	26.1	9.164	-25.836	2.164	一台变频	36
6	26.1	8.162	-26.838	1.162	一台变频	36
7	26.1	7.08	-27.92	0.08	一台变频	36
8	25.6	5.682	-29.318	-1.318	停机	0
9	25.6	5.324	-29.676	-1.676	停机	0
10	25.6	5.54	-29.46	-1.46	停机	0
11	25.6	5.937	-29.063	-1.063	停机	0
12	26.7	9.108	-25.892	2.108	一台变频	36
13	27.8	12.93	-22.07	5.93	一台变频	36
14	28.9	12.899	-15.101	12.899	一台变频	36
15	30.0	16.24	-11.76	16.24	一台变频	36
16	30.6	24.303	-10.697	17.303	一台变频	36
17	30.0	22.02	-12.98	15.02	一台变频	36
18	28.9	17.847	-17.153	10.847	一台变频	36
19	26.7	12.71	-22.29	5.71	一台变频	36
20	25.0	9.619	-25.381	2.619	一台变频	36
21	25.0	8.432	-26.568	1.432	一台变频	36
22	25.0	7.228	-27.772	0.228	一台变频	36
23	25.0	6.07	-28.93	-0.93	一台变频	36
24	25.0	5.182	-29.818	-1.818	一台变频	36

图 4.11 和图 4.12 为根据数值计算结果得到了不同日室外温度和设备运行状态的关系曲线。

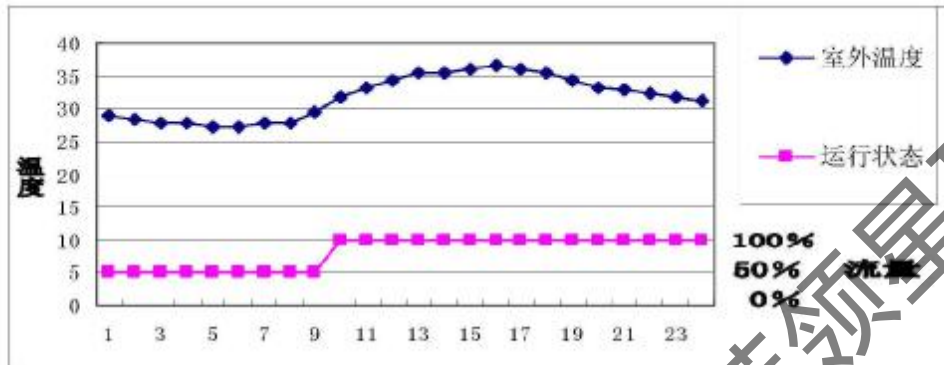


图 4.11 7月28日运行状态
The Fig4.11 The operation condition at 25th July

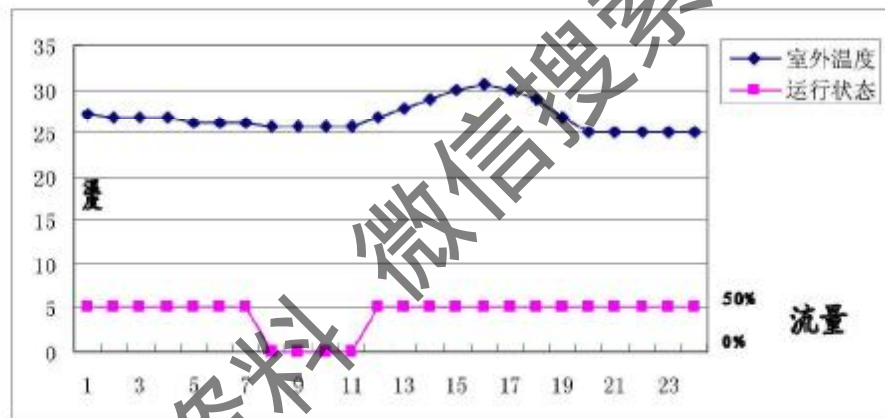


图 4.12 7月17日运行状态
The Fig 4.12 The operation condition at 17th, July

由图 4.11 和图 4.12 知，地源热泵系统的运行状态和室外温度变化是耦合的，气象参数不同导致日负荷情况不同，这决定了机组的日运行工况是不同的。实际上，由于维护结构蓄能作用以及室内负荷的构成变化等因素的影响，系统在连续负荷状态下均存在调节停机时间，在这种条件下，地下换热器能够获得一定程度的恢复时间。由实验和数值计算看，这种短暂的恢复时间对地下换热器换热温度场有一定程度的改变，对地下换热器换热有利。在实际数值计算中不考虑这种因素，将上述状况看成安全因素的来考虑。

将上述状态作为不同日设备实际启停状态，得到单管的进出水温和地温变化曲线。根据数值计算结果得到了进出水管温度场分布，如图 4.13 所示；以及地下换热器孔中心及管壁温度场分布，如图 4.14 所示。

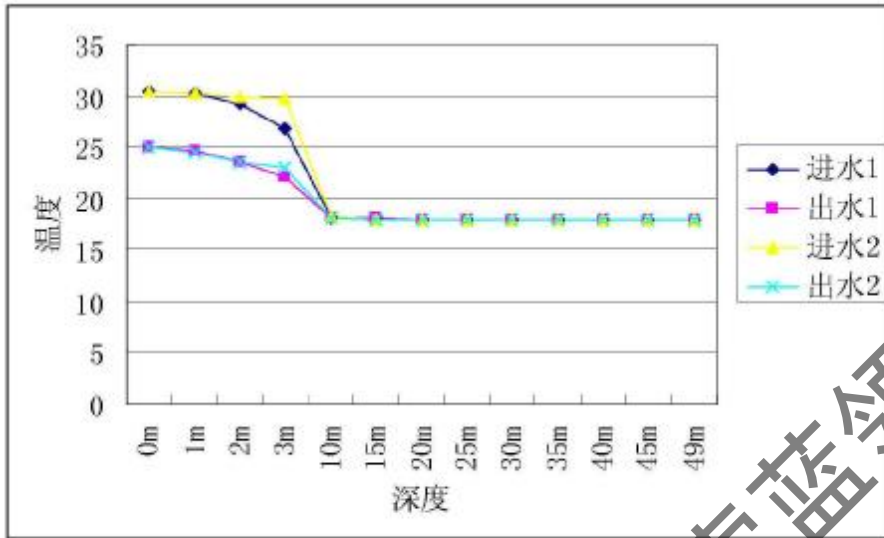


图 4.13 不同日 24 小时末孔内不同深度进出水温场分布

The Fig 4.13 The water temperature field at different depth after 24 hours operation in various time

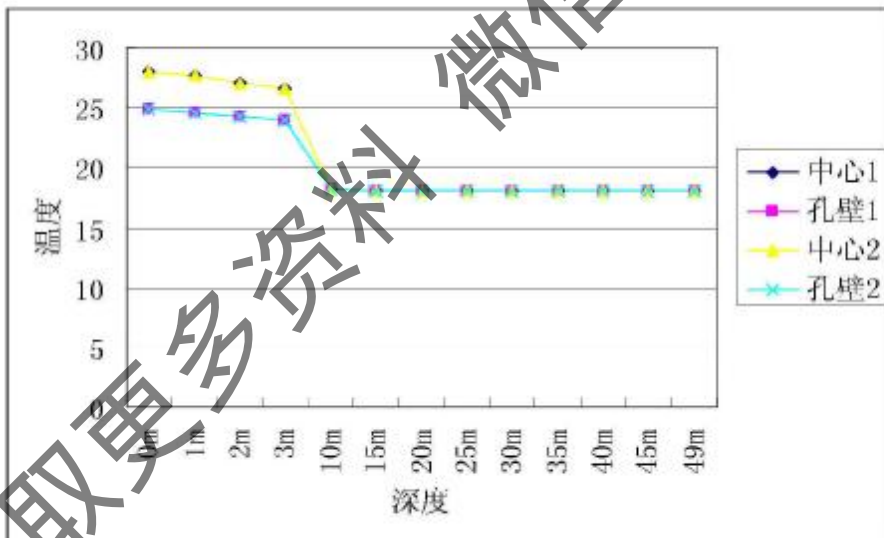


图 4.14 不同日 24 小时末孔中心和孔壁温度场

The Fig 4.14 The temperature field in the center and on the wall of last holes at different depth after 24 hours operation in various days

由图 4.13 和图 4.14 知，对于相同建筑，设备在不同运行状态下，地下换热器的温度场分布是相同的，温度场的分布直接对应换热器换热能力。孔中心温度以

及孔壁温度能够全面体现换热器的换热状态、能力以及对第二日的的影响状况。从图 4.13 和图 4.14 可以看出, 两种不同运行状态下, 24 小时末的温度场是相同的。换热器的进出口水温差表示了热泵的效能大小, 24 小时末的温度场分布看, 在出水管的某些点水温分布不一致外, 其他点的水温是基本类似的, 特别是进回水管口的温度基本一致。在这说明设备在不同的启停状态下, 地下换热器的换热能力是相同的, 这表征在相同的建筑条件下, 不同运行状态对换热器的运行状态不产生影响。因此, 决定地下换热器的动态特性特征是日负荷强度, 即当负荷特征中负荷强度发生变化后, 地下换热器的换热能力将发生变化。不同的日负荷强度对应不同的换热器换热能力和换热特性。

4.2 各种天气变化过程中地下换热器的动态特性

天气变化状态下, 人体对室内空气温度的感知状态不相同, 室内的流量控制要求不同。在各种天气状况下地下换热器的动态变化规律在各种天气变化过程中负荷变化规律决定, 即由天气过程中的负荷总量决定。

在夏天, 如果天气状况为雨天, 室内负荷仍存在, 但是, 对于居住建筑, 可以通过开窗的方式来解决, 对于部分公共建筑, 可以采用全新风运行来调节。在这种状态下, 地源热泵系统通常状态下是不启动的。若晴天后的晴天和雨天后的晴天的天气状况出现, 地下换热器的工作状态就成为了间歇运行状态。

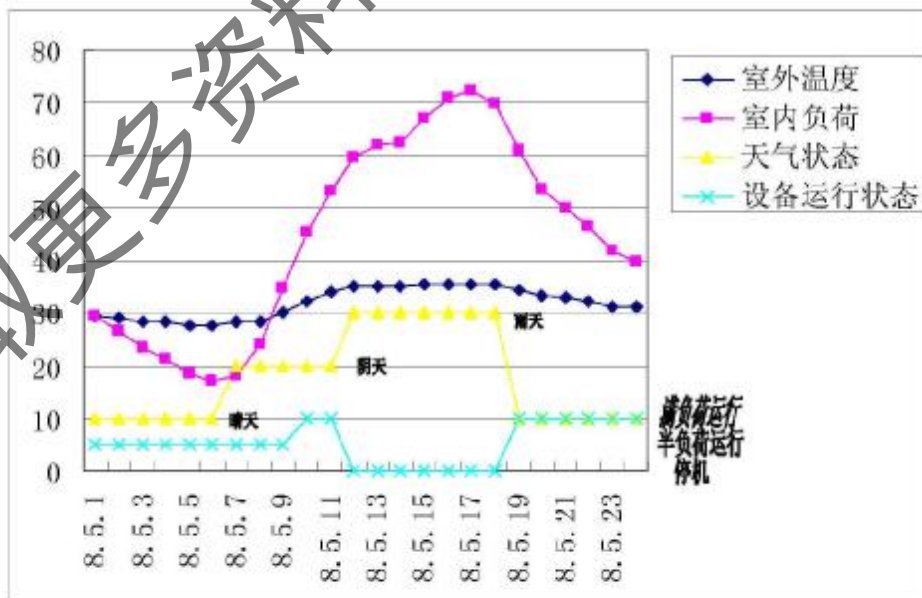


图 4.15 不同天气状况下地下换热器的工作状态

Fig4.15 The operation condition of underground exchangers in different climates

图 4.15 表示天气状况较复杂的某具体日的换热器的工作状态。从图 4.15 中可以看出,在不考虑天气状况时,设备的连续工作状态是从中午 12 点到凌晨,但是,由于 12 点到下午 18 点的天气状况为雨天,在计算负荷总量时,该时间段内的天气过程影响系数为 0。在计算负荷总量时,该时间段地下换热器承担的负荷为零,机组在这个时间段内的运行状态确定为停机状态。

由图 4.15 可以看出,不同天气状况下设备的启停状态不同,这就决定了不同天气状态下的地下换热器的工作条件不同。

为找到不同天气状态对地下换热器的动态特性,选取不同的天气状况对地下换热器的工作状态进行分析,图 4.16 是阴天、晴天,以及雨天后的晴天三种天气状况下,地下换热器工作 24 小时末的进出管内水温分布状态图。

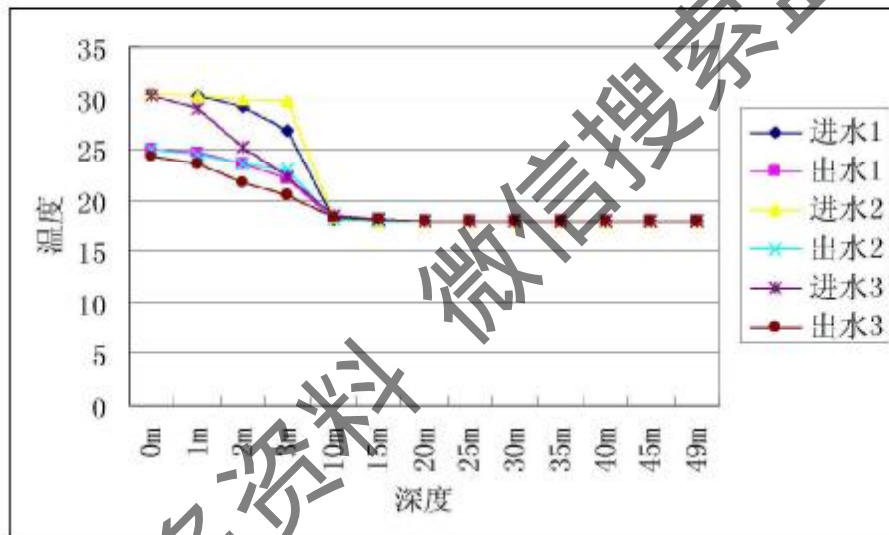


图 4.16 不同天气状况下地下换热器内流体温度分布

Fig.4.16 The fluid temperature distribution in underground exchangers in different climates

工况 1 的运行条件是 1~9 点在半流量状态下运行, 10~12 点在满负荷状态下运行, 13~12 点设备停止运行即地下换热器处于恢复过程, 19~24 点在满负荷状态下运行。工况 1 的天气状况是阴天, 室内负荷较低的状况。工况 2 的天气状况是晴天, 在这种天气状况下, 负荷较高, 设备基本处于连续运行状态, 仅仅 1~9 点在半流量状态下运行。工况 3 的天气状况是雨天后的晴天, 室内负荷变化大的状况, 在这种天气状况下, 地下换热器 1~7 点在半流量状态下运行, 8~12 点由于为下雨过程, 设备停止运行, 地下换热器处于恢复期, 下午 13~24 点由

于室外天气状况转晴，设备处于满负荷运行状态。全天天气状况为雨天的状态下，设备往往处于停机状态，在这种状况下地下换热器完全不工作，此状态不考虑。

由于设备均有工作时间，运行状态为间歇运行状态，特别是 24 小时末的工作状态均是开机状态，决定了不同天气状况下的地下换热器进出水温温差基本一致。但是，在饱和层的深度分布是不一致的，工况 2 是晴天，地下换热器的运行时间和释热量大，因此，饱和层的长度大，且饱和层的结束温度最高。从图 4.16 可以看出，工况 2 饱和层的结束温度在 29.71°C ，而工况 1 的饱和层的结束温度在 26.8°C ，工况 3 饱和层的结束温度在 22.48°C 。显然，不同天气状态下系统的运行状态决定了换热器内水温分布是不一致的。

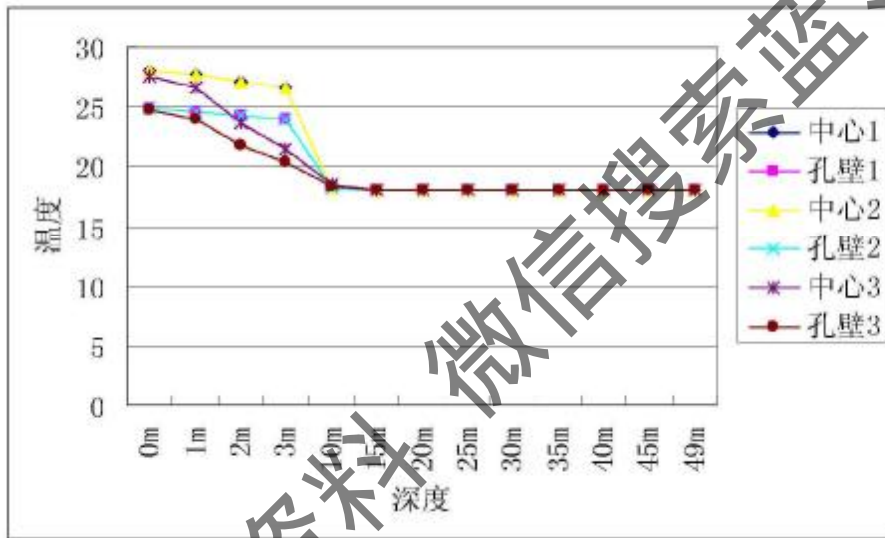


图 4.17 同天气状况下地下换热器孔洞内温度分布

Fig 4.17 The temperature distribution in the underground exchangers in different climates

图 4.17 可以提供了不同天气状况下，换热器孔洞内的温度分布是不一致的，在负荷状态下， $L_{未}$ 的长度是相同的，而 $L_{饱和}$ 、 $L_{换热}$ 的区域深度是不一致的。特别是饱和层的温度高，如果下一工况继续运行，则该区域向下扩展的深度将加大。图 4.17 中，工况 2 状态下的孔中心温度最高，工况 3 状态下的孔中心温度最低。

不同天气状态下地下换热器的动态特性由天气状况决定。在连续为晴天的工作状态下，地下换热器的释热量增加，饱和层的温度以及饱和层的长度提高；在雨天状态下，地下换热器不工作，饱和层的温度及饱和层的长度最低；其余天气

状态下，换热器内的温度分布介于两者之间。

在这里可以得到另一个结论，在相同的进回水温差条件下，并不能说明换热器的长期换热能力是一致的。只要 L_{sat} 、 L_1 存在，不同负荷状态下的换热器均具有足够的换热能力。但是，如果负荷持续时间进一步提高，换热器的工作状态将发生变化， L_1 的长度将会减少，当负荷积累到一定程度后， L_1 长度消失，换热器换热性能恶化。因此，不同天气状态下表现出的负荷特征对换热器的影响是不同的，这在长时间的运行工况下将会显现影响程度。

4.3 冬夏季节负荷的动态特性对地下换热器性能的影响

地源热泵系统的运行效果和地下换热器的换热影响度通常都是以一个运行周期来体现，即必须经过一个冬季和一个夏季的运行才能实现。冬季和夏季的负荷强度不同，负荷的持续性不同导致地下换热器的运行时间不同，即冬夏季节负荷总量的不同，地下换热器经历不同季节后导致其周围的地地初始温度不同。而地地初始温度是决定地下换热器换热能力的决定因素。从负荷特征看，对于相同建筑，冬季负荷强度的持续性要大于夏季负荷强度和持续性，冬季日运行状态对地温的影响度要大于夏季。但是，如果冬夏季节负荷时间不同，对地下换热器的影响度就有可能相同。冬夏季节不同的负荷特征决定了地下换热器不同的换热特性。

4.3.1 夏季地下换热器周围岩土温度的恢复

在夏季工况下，地下换热器处于排热状态，不同的负荷特征决定了换热器的换热状态是不同的。当负荷强度大且负荷持续性强时，地下换热器处于连续换热状态，地下换热器周围的温度场不具备足够的恢复时间，换热区内的饱和层长度 L_{sat} 逐渐向底部扩散， $L_{sat} = L_{max} = L$ 时，换热器换热开始衰减。当负荷强度小且负荷持续性弱时，地下换热器的工作状态处于间歇运行状态，可能在某一运行时间状态末，换热器周围的温度场恢复到初期的状态，或者能够在某一个时间周期内恢复到初期状态。在其他状况下即使地温没有恢复，但当夏季运行工况结束时，如果能保持 $T_{sat} > T_{amb}$ 时，换热器的换热状态仍然是良性的。

以流量为 $1.2\text{m}^3/\text{h}$ ，埋深为 50 米，连续运行一月后，停机一周和停机一月后夏季排热状态的地下换热器进行数值计算，得到图 4.18 和图 4.19。

图 4.18 表明，在夏季条件下，当停机一周后，埋管周围岩土温度均没有恢复到初始地温。图 4.19 表明，当停机一月后，埋管 3 米以下深度范围岩土温度初步恢复，即径向不存在明显的温度梯度。仅仅 3 米内浅层岩土温度没有恢复。

地下换热器过度运行，造成饱和层的深度加大，但只要保证足够的恢复时间，

饱和层的厚度逐渐减薄。在实际工程中，夏季后的一段非空调期是地下换热系统换热能力的重要时间。该时间段的长度直接决定了换热器换热能力的恢复度。

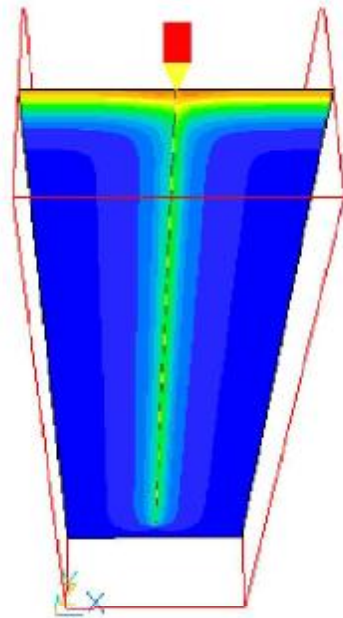


图 4.18 夏季停机一周竖向温度分布

The Fig 4.18 The vertical temperature distribution after 1 week's shutdown in summer

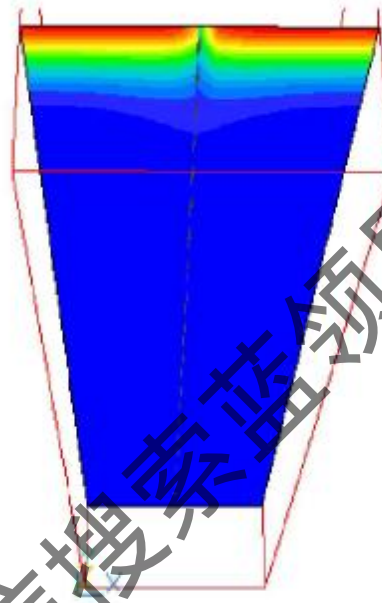


图 4.19 夏季停机一月竖向温度分布

The Fig 4.19 The vertical temperature distribution after 1 month's shutdown in summer

4.3.2 冬季地下换热器岩土温度的恢复

在冬季工况下，地下换热器处于取热状态。冬季负荷的稳定性要高于夏季负荷的稳定性。负荷强度变化特性参数 R_q 接近 1，负荷持续性特性参数负荷持续系数 R_c 大。这种负荷特性对地源热泵的运行不利。但是，如果建筑负荷特性能够保证换热器有一定的恢复时间，地下换热器在一定的条件下能够恢复到初始运行状态。

论证恢复时间对换热器的影响，对埋深 50 米，流量为 $1.2\text{m}^3/\text{h}$ 的换热孔运行时间为冬季连续运行一个月后停机 1 周后进行数值计算，得到孔竖向断面温度分布如图 4.20 所示；冬季连续运行一个月后停机 1 月后，孔竖向断面温度分布如图 4.21 所示；由于连续运行一个月，竖向温度场基本趋近一致，停机后，地下换热器不承担释冷量，周围岩土温度高，孔附近温度低。温度较高的周围岩土开始加热孔岩土，岩土温度逐渐恢复，从竖向断面看，这种恢复方向是从下向地表面进行传热。

当停机一周后，埋管 15 米以下范围岩土温度初步恢复。当停机一月后，埋管 5 米以下范围岩土温度初步恢复到初始地温，仅仅 5 米内浅层岩土温度没有恢复。

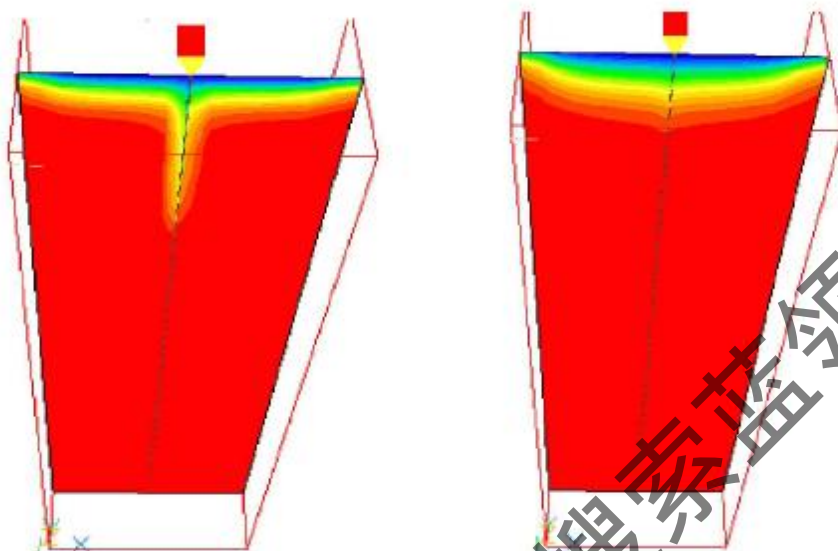


图 4.20 冬季停机一周竖向温度分布

Fig 4.20 The vertical temperature distribution after 1 weeks' shutdown in winter

图 4.21 冬季停机一月孔中心温度分布

The Fig 4.21 the temperature distribution in the center of holes after 1 month's shutdown in winter

4.3.3 冬、夏季不同动态特性对地下换热器性能的影响

按照冬季换热器进水温度 10°C 和夏季进水温度 32°C 为条件，得到换热器连续运行 1 个月后，孔中心岩土分布。如图 4.22 所示，夏季孔中心最高温度接近 30°C ，比岩土初始温度高 17°C ；冬季孔中心最高温度在 10°C 左右，比岩土初始温度低 8°C 。这两种状态下，换热器大部分深度均成为饱和换热区，换热器在该区域基本无换热能力。这说明，不管冬季或夏季，地下换热器如果保持连续运行，连续运行一个月后，从工程意义上说，换热器的大部分深度将不可具备换热能力。因此，在负荷特征条件下，例如：负荷强度大，而且冬季供暖过程或夏季供冷过程中均具有很强的负荷持续性，具有这种负荷特征的建筑就可能不适合地源热泵系统。

实际上，在大多数负荷特征下，地下换热器在冬季和夏季均具间歇运行状态。对于夏季，每月中逐日负荷变化大，换热器具备较多的停机恢复时间。而冬季状态下，由于负荷的持续性强，具备的停机恢复时间少。

不同季节负荷特征对地下换热器换热的的影响参数是换热器换热边界的岩土温度分布，不同季节负荷特征对岩土温度分布的影响程度是不同的。

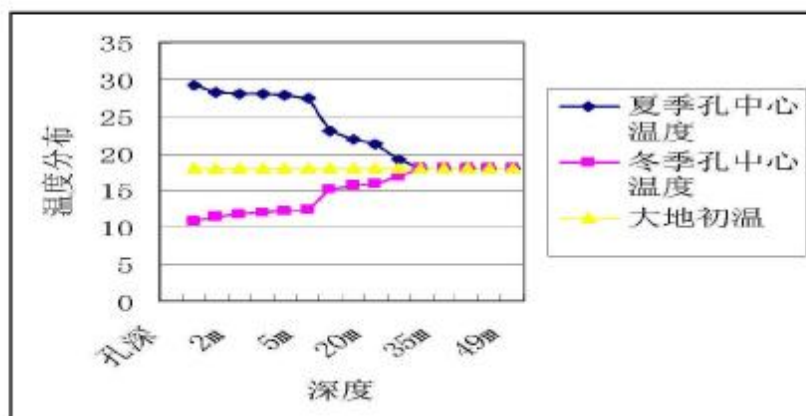


图 4.22 冬季和夏季运行 1 个月后孔中心温度分布

Fig 4.22 The temperature distribution in the bore hole after operating for 1 month in summer and winter

冬夏条件下，换热孔内温度恢复过程特性是由于地表面温度和室外空气进行热量交换，表层热量逐渐消失，下部热量向上补充，导致，热量传热方向从下到上进行。夏季地源热泵运行后，季节负荷总量过大导致地温在季节运行后地温升高，到冬季运行前有一个恢复期，在过渡季节中，夏季表层的过于热层逐渐和表层空气进行热量交换，热量传递后，下部热量逐渐向上传递，到达一定的时间，地温能够得到恢复。如果两季之间的恢复时间过短，冬季运行前地温没有得到恢复，在该季节内有利冬季运行。但是，如果冬季运行时间有限，在较短时间内恢复到夏季运行，就会造成“累计热量过大”，每年的运行状况逐渐偏离零总负荷线，对地源热泵运行不利。

从数值计算看，冬季和夏季停机 1 个月的恢复过程的能力是不同的。连续运行一个月停机后，夏季换热器岩土温升较冬季温降严重，而相同恢复期时间内，冬季的恢复程度却要低于夏季的恢复程度，即相同岩土温度条件下，岩土夏季的恢复能力要强于冬季。这说明了冬夏运行要恢复到初始地温，冬季需要的时间长。在工程应用中要充分考虑冬季的恢复期，对于系统的初期运行，换热器在夏季初期运行比换热器在冬季初期运行更能保证系统全年的稳定性。

4.4 地下换热器性能的季节内可持续性分析

冬夏蓄能的不平衡，会对地温造成“损害”。若夏季过度运行就会引起换热器周围的岩土温度过高，地下换热器的夏季换热效率严重下降；若冬季过度运行就会引起换热器周围的岩土温度过低，地下换热器的冬季换热效率同样严重下降。

对地下换热器在季节运行中换热性能的变化分析，前提条件是建立合理的传

热模型和边界条件。对换热器的传热分析考虑成一维或者二维来处理，不考虑热量在竖向方向的传递变化以及上升管和下降管两者之间的换热边界条件，按照恒热流进行处理，得到了基本换热单元三孔换热的图像。

图 4.23 和图 4.24 显示了埋深为 10 米，按照恒热源 50W/米，连续运行 8 小时和 1 月的计算图像。

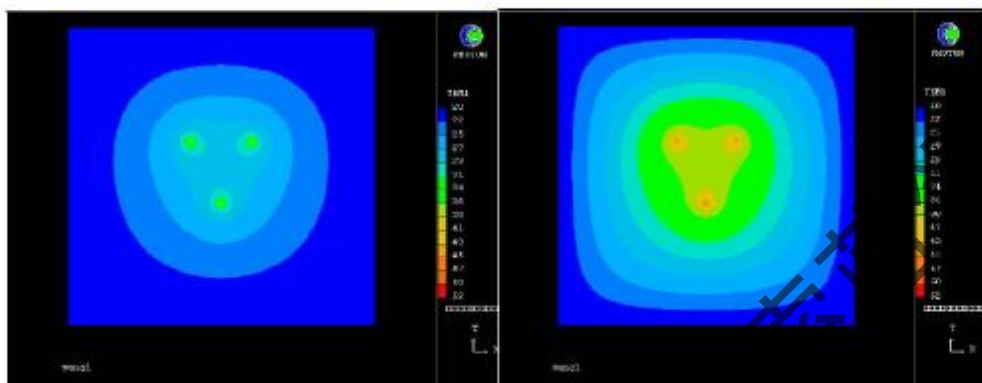


图 4.23 对称热源的热量扩散图像

The Fig 4.23 The image of thermal diffusivity in symmetric heating source

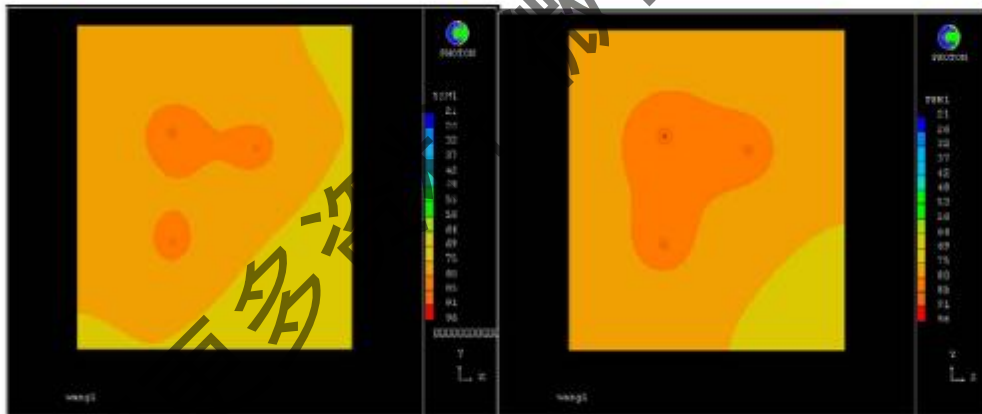


图 4.24 非对称热源的热量扩散图像

The Fig 4.24 The image of thermal diffusivity in asymmetric heating source

从图 4.23 和图 4.24 可以看出，在短时间内，各管的传热区域限制在管附近，当运行时间达到一定程度时，从平面看，以孔为中心的圆型换热区域开始交叉，即各管在大地的传热开始相互影响，随着时间的延长，换热影响度提高。但温度场分布仍然是以孔中心为最高温度，孔周围随离孔的距离的增大而减弱。图 4.23 表示按正三角形分布的各孔间距离相等，各孔中各管换热量一致情况下的换热图

像。从图中可以看出相互影响区域是对称分布，孔之间的相互热量叠加结果仍然是对称的。图 4.24 表示各孔之间的距离不等，各孔换热量不一致情况下的换热图像，从图 4.24 可中可以看出，各孔与大地的换热在相互影响前仍然是以孔为中心的圆形扩散图像，但由于孔间距的不同，圆形扩散区域不一致，即热量在大地中的传热区域是不同的。当孔之间开始相互影响时间也是不一致的，热量的叠加情况也不同。图 4.24 直观反映了上述情况。

按照上述计算条件进行处理，孔内进水管和出水管的换热条件是一致的，在季节内运行，地下换热器的换热量仅仅和换热深度有关，而且单位换热量是一致的，孔与孔之间的相互影响只和运行时间有关系。

以上分析不能实际反映换热器在季节内的换热过程，按照上述处理方法，换热器热量扩散容易，地下换热器的相互影响会延后，对可持续分析不利。

地下换热器的实际热量交换过程，应按照三维换热进行处理，这才能真实反映换热器性能。图 4.25 显示了通过三维数值计算得到的换热图像。

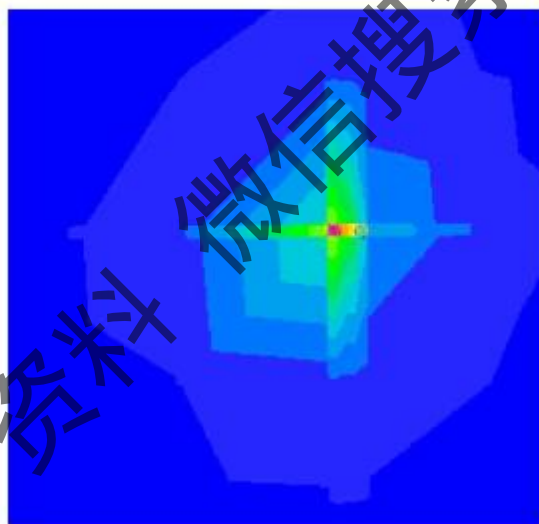


图 4.25 三维单孔换热图像

The Fig 4.25 The 3-D image of single-pore heat-exchanging

由图 4.25 可以看出，地下换热器的基本单元换热孔内的热量传递并非是一个规则的圆型，而是一个不规则的传热图形。由数值分析可以看出，由于进水管和出水管的温度分布不一致，而且进水管和出水管本身在竖向上的温度分布也是不同的。因此，进水管和出水管为一个动态线性热源。进水管的热源强度要大于出水管的热源强度，导致以孔为中心分界，进水管侧的岩土温变要大于出水管侧，即热源的热影响半径是不同的，温升的大部分区域集中在孔进水侧。热源扩散的受到两方面因素的影响，一方面是孔中心温度是最高区域，而出水管侧虽然热量

小，但仍然有部分温升，这和原始岩土温度相比，成为了进水管热量向外扩散的屏障。因此，温度最高的区域集中在孔中心和半扇形区域。

当热量进一步堆积以及运行时间的增加，孔的热影响范围将交叉，必然导致热量不能及时向外传递，导致热量堆积，即以孔为中心的热量温度场中各点数值逐步提高，图 4.26 和图 4.27 是模拟夏季和冬季连续运行一个月后不同深度和孔中不同点位的温度场情况。运行条件是单孔运行，流量为 $1.2 \text{ m}^3/\text{h}$ ，冬季运行进水温度 10°C ，夏季进水温度 32°C 。

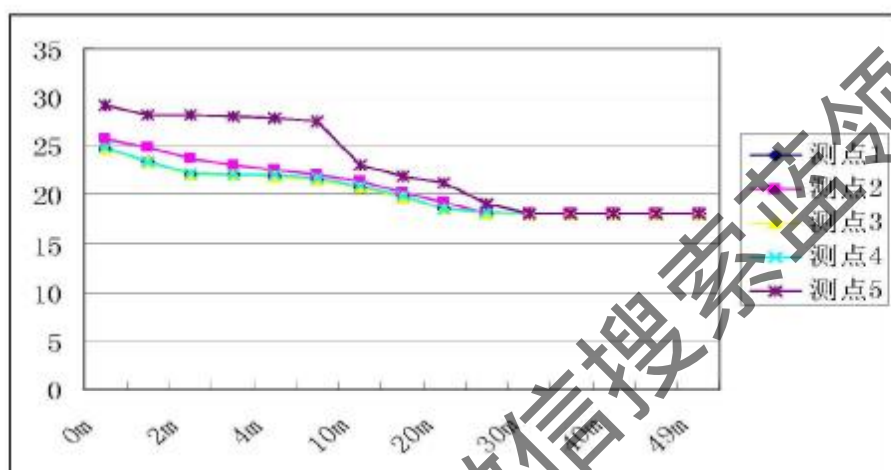


图 4.26 夏季地下换热器孔壁不同空间处温度分布
The Fig 4.26 the temperature distribution in various spaces on the borehole wall of the underground heat-exchangers in summer

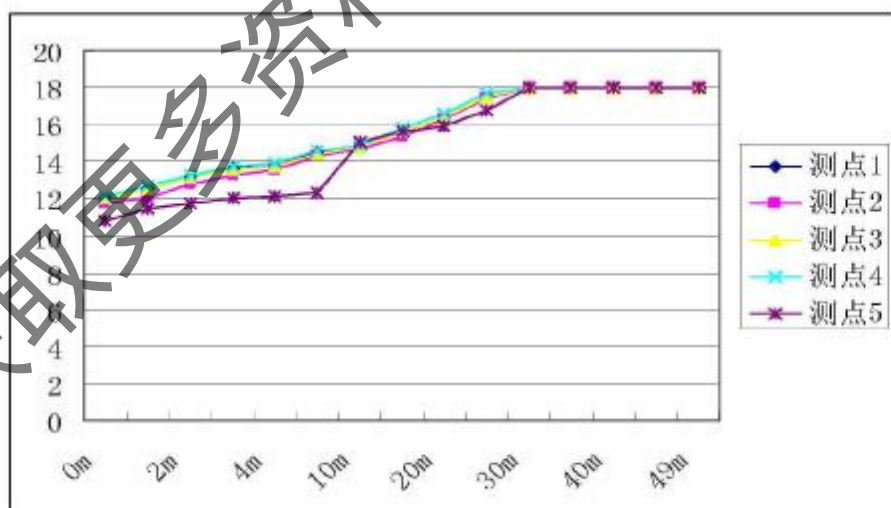


图 4.27 冬季地下换热器孔壁不同空间处温度分布
The Fig 4.27 the temperature distribution in various spaces on the borehole wall of the underground heat-exchangers in winter



图 4.28 孔内各点方位表示图

The Fig 4.28 The orientation Fig of various spots in boreholes

图 4.28 表示孔的水平剖面上 5 个测点位置沿深度方向的温度分布图（测点位置 1~5），其中进水管在右侧，出水管在左侧。

表 4.5 单孔连续运行 1 个月夏季放热工况孔内各点温度分布

The Table 4.5 The temperature distribution of various vertical spots of holes under heat-discharging condition in summer after single pore continuously operating for 1 month

测点位置 孔深	2 (左)	4 (右)	1 (上)	3 (下)	5 (中)
0m	25.76	24.85	24.73	24.69	29.15
1m	24.82	23.39	23.4	23.36	28.23
2m	23.65	22.18	22.09	22.05	28.13
3m	23.01	22.11	22.06	22.02	28.05
4m	22.59	21.98	21.87	21.83	27.89
5m	22.12	21.68	21.55	21.51	27.51
10m	21.35	20.87	20.74	20.7	23.01
15m	20.28	19.92	19.85	19.81	21.9
20m	19.32	18.65	18.54	18.5	21.22
25m	18.12	18.2	18.01	18.01	19.12
30m	18	18	18	18	18
35m	18	18	18	18	18
40m	18	18	18	18	18
45m	18	18	18	18	18
49m	18	18	18	18	18

表 4.6 单孔连续运行 1 个月冬季吸热状态孔内各点温度分布

The Table 4.6 The temperature distribution of various vertical spots of holes under heat-charging condition in winter after single pore continuously operating for 1 month

测点位置 孔深	2 (左)	4 (右)	1 (上)	3 (下)	5 (中)
0m	11.8	12.11	12.06	12.03	10.85
1m	12.38	12.66	12.53	12.5	11.43
2m	12.8	13.24	13.21	13.18	11.77
3m	13.28	13.75	13.63	13.6	12.01
4m	13.52	13.93	13.75	13.72	12.16
5m	14.29	14.57	14.46	14.43	12.34
10m	14.68	14.92	14.78	14.75	15.1
15m	15.31	15.87	15.63	15.6	15.61
20m	16.27	16.55	16.41	16.38	15.89
25m	17.41	17.68	17.55	17.52	16.74
30m	18	18	18	18	18
35m	18	18	18	18	18
40m	18	18	18	18	18
45m	18	18	18	18	18
49m	18	18	18	18	18

从图 4.26 中可以看出，在夏季，大地初始温度为 18℃ 的条件下，除中心点以外，孔断面上下测点的温度基本一致，孔进水侧的温度要大于出水侧的温度，这主要是进水侧是主要的换热面，岩石的放热量要大于出水侧引起，但由于孔较小，这种差异不明显。由于连续运行，由于岩石的蓄热性能，岩石热量向远边界的传热速度比换热器向岩石传热速度快，岩石上部区域的热量堆积，换热孔中心是热量堆积最多的区域，也是竖向岩石温度分布是最高的区域，孔中心饱和层的温度接近 30℃。饱和层、换热层逐渐下移，未换热层厚度减小，一月后未换热层的深度仅为 25 米。

从图 4.27 中可以看出，在冬季，大地初始温度为 18℃ 的条件下，除中心点以外，孔断面上下测点的温度基本一致，孔进水侧的温度要小于出水侧的温度，这主要是进水侧是主要的换热面，岩石的吸热量要大于出水侧引起，同理，由于孔较小，这种差异不明显。换热孔中心是换热器吸热量最多的区域，也是竖向岩石温度分布是最低的区域，孔中心饱和层的温度在 12℃ 左右。未换热层厚度减小，一月后未换热层的深度在 25 米左右。

我们模拟夏季运行 3 个月，冬季运行 2 个月，启停时间按照办公楼的负荷持续性来考虑，即日运行时间为运行 8 小时，停机 16 小时作为一个周期进行计算，可以得到单孔一周末和两周末的换热模型。如图 4.30 和图 4.31 所示。

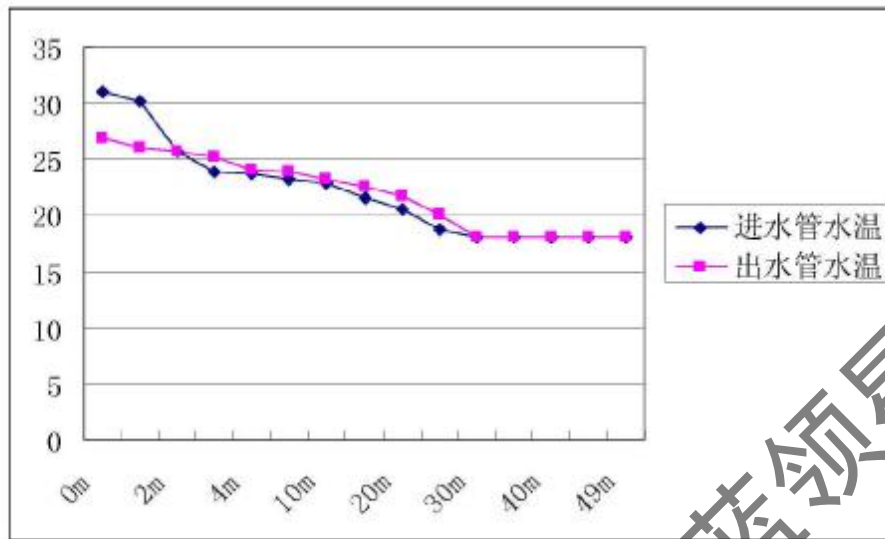


图 4.29 夏季连续运行一个月末的竖向水温分布

Fig 4.29 The vertical temperature distribution after 1 month's continuous operation in summer

不同的竖向深度，热影响半径是不同的。图 4.30 所示，在运行 1 周后，1 米断面深度范围内，热影响半径在 6 米半径内；2 米断面深度范围内，热影响半径在 5 米半径内。在浅层深度范围内，深度向下扩展，热影响半径范围逐步逐渐缩小。当断面深度达到 10 米断面时，岩土温度为 18℃。即热影响半径基本消失。当运行 2 周后，相同过流温度范围内，热影响半径基本一致，如图 4.31 所示。可以预计，在相同时间周期内，周运行周期对年运行时间没有影响。当在夏季供冷周期结束后，热影响半径在竖向断面内，最小热影响半径保持在 3 米深度范围内。

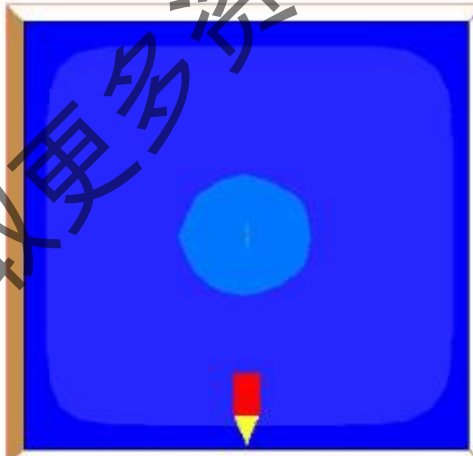


图 4.30 运行一周两米断面温度图像

Fig 4.30 Temperature image of sectional profiles at 2 meters depth after 1 week's operation

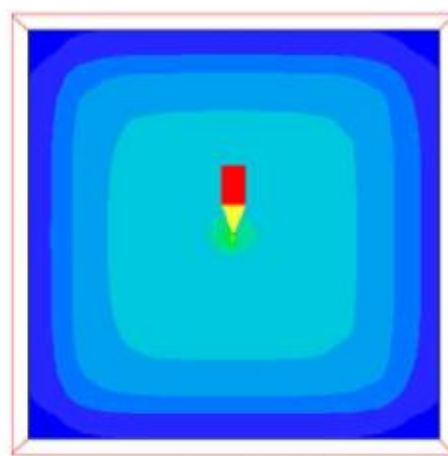


图 4.31 运行两周两米断面温度图像

Fig4.31 Temperature image of sectional profiles at 2 meters depth after 2 week's operation

表 4.7 不同周期内热影响半径表

Table 4.7 The thermal influencing radius in various time circles

7 天末 (热影响直径)						
1m 断面	22.29	21.64	21.09	20.55	20.04	19.72
	1.6m	9m	10m	10.6m	11.3m	12m
2m 断面	20.04	18.53	18.27			
	3.4m	10.6m	12m			
14 天末 (温度直径)						
1m 断面	25.69	23.04	21.86	20.7	19.86	
	5.4m	8.4m	10m	11m	12m	
2m 断面	24.93	20.18	19.6	19.04	18.52	
	1.2m	7.4m	9.6m	11.6m	12m	

在全年持续作用时间下，地下换热器周围岩石的热量影响仍然是持续作用的，但是由于季节状况不同，冬季和夏季应有一个“修整期”，即设备运行的过渡季节。根据图 4.18~图 4.21，换热器在连续工作状态下，停机 1 月后地温已经基本恢复。而实际条件是，换热器处于间歇工作状态，这种工作状态对换热器的换热更有利。因此，对于系统停机后，换热器一定能在一月内恢复到初始地温。换热器冬季和夏季运行 3 周后地温分布如图 4.32 和图 4.33 所示。可以看出，在每周停机两天后的地温分布基本一致，除表层的温度没有恢复到初始地温外，其余竖向温度分布已经恢复到初始地温。



图 4.32 夏季运行三周地温分布

The Fig 4.32 The earth temperature distribution after operating 2 for weeks in summer

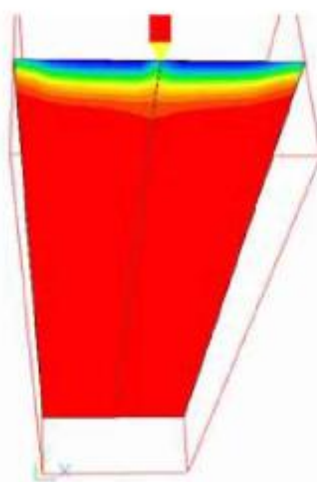


图 4.33 冬季运行三周地温分布

The Fig4.33 The earth temperature distribution after operating 2 for weeks in winter

根据 3 周的运行结果, 可以通过“灰色”理论预测到 2 个月后的地温温度分布表 4.8 和 4.9。

表 4.8 夏季运行 2 月后地温分布预测表

The Table 4.8 The forecast of earth temperature distribution after operating 2 months in summer

周	1m	2m	3m	5m	10m	15m	20m	25m	30m
1	20.8								
2	21.14								
3	20.53								
4	20.90	19.29	18.70	18.21	18.15	18.06	18	18	18
5	21.31	19.33	18.82	18.22	18.18	18.07	18	18	18
6	21.72	19.37	18.95	18.23	18.22	18.08	18	18	18
7	22.14	19.41	19.07	18.25	18.25	18.10	18	18	18
8	22.58	19.45	19.19	18.26	18.28	18.11	18	18	18
9	23.02	19.49	19.32	18.27	18.31	18.12	18	18	18
10	23.46	19.54	19.45	18.28	18.34	18.13	18	18	18
11	23.92	19.58	19.57	18.29	18.37	18.14	18	18	18
12	24.38	19.62	19.70	18.30	18.40	18.15	18	18	18

表 4.9 冬季运行 2 月后地温分布预测表

The Table 4.9 The forecast of earth temperature distribution after operating 2 months in winter

周	1m	2m	3	5m	10m	20m	25m	30m
1	15.61	16.02	16.13	16.19	18	18	18	18
2	15.7	16.13	16.96	17	18	18	18	18
3	15.83	16.43	17.11	17.59	18	18	18	18
4	15.9583	16.7335	17.2605	18.1977	18	18	18	18
5	16.0897	17.0442	17.4130	18.8289	18	18	18	18
6	16.2222	17.3608	17.5669	19.4820	18	18	18	18
7	16.3557	7.6832	17.7222	20.1578	18	18	18	18
8	16.490	18.0115	17.8789	20.8571	18	18	18	18
9	16.626	18.3460	18.0369	21.5806	18	18	18	18
10	16.763	18.686	18.1963	22.3291	18	18	18	18
11	16.901	19.033	18.3571	23.1037	18	18	18	18
12	17.040	19.387	18.5194	23.9051	18	18	18	18

从表 4.8 和表 4.9 可以看出,运行两个月后,夏季 3 米以上区域以及冬季 5 米以上区域的地温与初始温度有差异,该深度层以下岩土温度恢复到初始温度,即热影响深度很小,未换热层深度提高,换热性能能够保持。而冬季和夏季供冷期和供热期结束后,至少有一月以上的恢复期,根据 4.3 节的结论,经过恢复期后地温完全能够恢复到初始温度状态。

4.5 地下换热器性能的多年可持续性分析

按照上述分析结果,可以判断,在该负荷特征的影响下,孔洞内换热器岩土温度在季节运行末能够恢复到初始地温。全年冬夏季并不存在热不平衡率,在系统生命周期内,系统是安全和稳定的。

上述分析和讨论的对象是办公建筑,如果负荷特征不同,可能在夏季末不能恢复到上年冬季初的地温或冬季末不能恢复到一年夏季的初始地温,两季之间的恢复期短,季节运行前地下岩土周围温度也不能够恢复,在第一年季节运行开始,地源热泵的地下换热器周围孔洞的岩土温度不能够恢复到初始状态,地温开始偏移初始状态,每年偏移程度逐渐加剧,到达一定程度时,地温呈现“过热”或“过冷”状态,地下换热器换热能力永久性丧失。此年的累计负荷总量称为临界累积热量 Q_{max} 。

判断地下换热器多年可持续性,要以负荷分析为前提,当某类建筑的年累计负荷总量偏移零总负荷线,这和热不平衡问题就开始出现,若以年运行周期的不断发展,当某年内出现累计负荷总量超出了临界累积热量 Q_{max} 时,该年的地下换热器换热能力丧失。因此,地源热泵的生命周期以临界累积热量 Q_{max} 为判断依据。

负荷特性的不同,岩土热不平衡率的情况就不同。在负荷强度弱,负荷持续性小的负荷特征下,在年运行周期内能够保持地温不变,使用地源热泵的该类建筑的地下换热器具备可持续性。在负荷强度强,负荷持续性大的负荷特征下,在第一年可能就会出现地温偏移,这类建筑的地源热泵系统的生命周期就会缩短,当运行时间到达一定程度后,从工程意义上说,地下换热系统生命周期结束。这使用寿命可能比传统空调更短,该类建筑就不适合采用地源热泵系统。

4.6 小结

① 通过数值计算,得到了动态负荷下地下换热器的变化特性,分析了动态负荷下地下换热器换热性能的变化特性,各种天气过程变化特性、季节负荷特性。

② 利用层换热理论对动态负荷下,地下换热器的影响因素进行了分析,并通过数值模拟,对换热器性能的多年可持续性进行了分析,得到了负荷特征是决定

换热器保持稳定运行的主要因素。

③ 根据历年负荷总量累积特性判断地源热泵的可持续性，任何一个实际工程，都存在一个临界累积热量 Q_{max} ，若 n 年负荷累积总量达到 $\sum Q_1 > Q_{max}$ ，或 $|\sum Q_2| \geq Q_{max}$ ，地下换热器换热能力永久性丧失，则该地源热泵的使用寿命为 n 年，若 n 年的寿命期不满足工程要求，不应采用地源热泵。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

5 地下换热器的动态特性对地源热泵机组运行特性的影响

从热泵原理出发, 地下换热器换热特性变为地源热泵机组的冬夏的低位热源和高位热源特性, 地源热泵的运行特性直接受到地下换热器换热特性的影响。

5.1 地源热泵机组的各部件之间的运行参数影响分析

同其他系统一样, 地源热泵系统匹配的优劣与系统各部件间的相容性有关。精度高、适用范围广的系统部件数学模型是建立整个系统仿真模型的必要条件。但是, 要建立整个系统的模型以实现系统匹配的目的, 还必须使各部件模型在一定约束条件下有机地结合起来。

地下换热器的变化在冬季主要与地源热泵机组的蒸发器发生耦合影响, 在夏季则与地源热泵机组的冷凝器发生耦合影响, 这种耦合关系是动态的。因此, 找到地源热泵机组与地下换热器动态耦合关系, 必须对地源热泵机组的动态特性与特性参数进行研究。

同其他机组一样, 地源热泵主要由蒸发器、冷凝器、压缩机、制冷剂系统及相关配件构成, 分析地源热泵的特性, 必须从其构成出发进行分析。

在本篇论文中, 作者主要对系统进行分析, 外部参数变化对设备本身制冷剂循环系统的影响研究不是论文研究的重点。地源热泵系统的主要设备是地源热泵机组, 论文研究的重点是动态负荷下, 地源热泵机组的冷却水、冷冻水、制冷量、制热量等参数变化与地下换热器换热性能的耦合关系。对于地源热泵机组, 水-空气型式地源热泵机组主要和系统的冷却水发生关系, 水-水式地源热泵机组和系统发生关系的是冷冻水和冷却水, 系统冷却水(冬季为热水)间接和地下换热器发生关系。因此, 对比源热泵机组运行特性进行研究, 就应对机组各部件之间的运行参数进行分析。

在动态负荷下, 地源热泵机组的运行特性要发生变化。对于水-水地源热泵机组, 在负荷变化影响下, 冷冻水流量和温度发生变化, 机组的冷却水系统要与之适应, 即地下环路的流量和进水温度也要发生变化。分析地源热泵机组在运行中的耦合关系, 可以直接采取对实测地源热泵机组的参数进行分析, 得到影响参数后, 利用多元回归方法对各相关因素进行分析, 就能够得到机组各参数之间的耦合关系, 从而得到相关结论。现利用某品牌的地源热泵机组标注工况下的参数进行分析, 参数列表见表 5.1。

表 5-1 地源热泵制热工况下各参数对应表

The Table 5.1 The corresponding table for parameters in the heating operation of WSHPs

源水侧 进水	源水侧出 水(℃)	源水流量 m ³ /h	负载侧进 水(℃)	负载侧出 水(℃)	负载侧流 量 m ³ /h	制热量 KW	输入功率 KW
4℃	1.19	16.81	40	45.7	12.71	83.636	28.87
4℃	1.05	16.81	40	43.5	20.88	85.35	27.745
4℃	1.5	16.81	49	54.5	12.71	80.687	32.109
4℃	1.4	16.81	49	52.4	20.88	82.41	30.859
4℃	1.66	20.88	40	45.8	12.71	86.036	29.242
4℃	1.53	20.88	40	43.6	20.88	87.881	28.41
4℃	1.9	20.88	49	54.6	12.71	83.153	32.545
4℃	1.8	20.88	49	52.5	20.88	84.807	31.285
10℃	6.53	16.81	40	46.7	12.71	98.739	30.985
10℃	6.35	16.81	40	44.2	20.88	100.86	29.676
10℃	6.9	16.81	49	55.5	12.71	95.216	34.462
10℃	6.7	16.81	49	53	20.88	97.329	33.106
10℃	7.11	20.88	40	46.9	12.71	101.441	31.383
10℃	6.95	20.88	40	44.3	20.88	103.91	30.15
10℃	7.4	20.88	49	55.6	12.71	97.713	34.927
10℃	7.2	20.88	49	53.1	20.88	100.308	33.552
10℃	6.53	16.81	40	46.7	12.71	98.739	30.985
21℃	14.74	16.81	40	46.1	12.71	146.72	24.67
21℃	16.6	16.81	49	57.6	20.88	127.399	39.276
21℃	16.4	16.81	49	54.4	12.71	129.836	37.746
21℃	16.8	20.88	40	49.3	20.88	136.852	35.074
21℃	15.51	20.88	40	46.8	12.71	163.575	30.672
21℃	17.3	20.88	49	57.9	20.88	130.973	39.809
21℃	17.2	20.88	49	54.5	12.71	133.388	38.259

从表 5-1 中可以看出，源水侧温度、流量和负载侧的流量、温度相关，在确定的地源热泵运行工况状态下，不管是源水侧还是负载侧，进水温度和出水温度是耦合的，即确定了一个温度参数必然对应另一个温度参数，因此，地源热泵机组的制热量应是源水侧和负载侧的水温及流量有关系。其函数关系为：

$$Q=f(T_y, G_y, T_f, G_f)$$

其中: Q 为制热量

T_y 为源水侧进水温度

G_y 源水侧进水量

T_f 负载侧进水温度

G_f 负载侧进水量

假设函数关系为幂函数关系, 为制热量建立幂函数模型, 则函数表达式为:

$$q = aT_y^{b_1} G_y^{b_2} T_f^{b_3} G_f^{b_4} \quad (5.1)$$

式中, T_y 为源水侧进水热力学温度, K;

G_y 为源水侧进水量, 单位与表格中数据单位相同, m^3/h ;

T_f 为负载侧进水热力学温度, K;

G_f 为负载侧进水量, 单位与表格中数据单位相同, m^3/h ;

现在要根据表格中的试验数据进行回归, 得到系数 a, b_1, b_2, b_3, b_4 。

对 (5.1) 式两边取对数, 可得

$$\ln q = \ln a + b_1 \ln T_y + b_2 \ln G_y + b_3 \ln T_f + b_4 \ln G_f \quad (5.2)$$

改写为:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4$$

利用 MATLAB 计算软件编制程序, 可以回归计算得到系数 b_0, b_1, b_2, b_3, b_4 , 分别为:

$$-30.8745 \quad 8.3470 \quad 0.1564 \quad -2.0960 \quad -0.0109$$

上述系数对应的置信区间分别是: $[-38.6097, -23.1393]$, $[7.6303, 9.0637]$, $[-0.0001,$

$0.3129]$ $[-3.2933, -0.8986]$, $[-0.0797, 0.0579]$

将计算回归标准参数表得到残差 r , 90%残差 r 小于 0.02, 0.04%残差 r 达到 0.1。

相关系数 -0.9701 , $T=154.0095$, 概率 $p=0.0000$ 。回归模型成立。

确定冬季制热量函数关系为:

$$q = e^{(-30.8745 + 8.3470 T_y + 0.1564 G_y - 2.0960 T_f - 0.0109 G_f)} \quad (5.3)$$

从式(5.3)进行定性分析, 源水侧进水温度即地下换热器的出水温度越高, 源水流量越大, 制热量也就越大。负载侧流量和进水温度越高, 设备可以提供的制热量越小, 即负载侧的负荷越大, 才可能发挥设备的制热能力。从影响系数看, 源水制热温度和流量对制热量的影响要大于负载侧的影响程度。

同时, 对夏季运行参数见表 5.2 为基础数据按照制冷工况方法进行回归拟合, 得到以下结果。

表 5.2 水源热泵制冷工况下各参数对应表

The Table 5.2 The corresponding table for parameters in the cooling operation of WSHPs

源水侧 进水	源水侧 出水/℃	源水流量 m ³ /h	负载侧进 水/℃	负载侧出 水/℃	负载侧流量 m ³ /h	制冷量 (KW)
29℃	34.8	16.81	12.8	7.1	12.71	87.315
29℃	35.1	16.81	12.8	9.1	20.88	93.966
29℃	35.8	16.81	19.5	12.3	12.71	106.035
29℃	36.3	16.81	19.5	14.8	20.88	114.475
29℃	33.7	20.88	12.8	7	12.71	88.984
29℃	34	20.88	12.8	9.1	20.88	95.64
29℃	34.6	20.88	19.5	12.2	12.71	108.055
29℃	35	20.88	19.5	14.7	20.88	116.745
32℃	37.8	16.81	12.8	7.3	12.71	84.179
32℃	38.2	16.81	12.8	9.3	20.88	90.808
32℃	38.7	16.81	19.5	12.6	12.71	102.073
32℃	39.1	16.81	19.5	14.9	20.88	110.377
32℃	36.8	20.88	12.8	7.2	12.71	85.778
32℃	37.1	20.88	12.8	9.2	20.88	92.362
32℃	37.5	20.88	19.5	12.4	12.71	104.239
32℃	37.8	20.88	19.5	14.9	20.88	112.485
38℃	43.2	16.81	12.8	7.8	12.71	76.978
38℃	43.6	16.81	12.8	9.6	20.88	83.536
38℃	44.4	16.81	19.5	13.1	12.71	93.897
38℃	44.8	16.81	19.5	15.3	20.88	101.65
38℃	42.2	20.88	12.8	7.7	12.71	78.678
38℃	42.5	20.88	12.8	9.5	20.88	85.243
38℃	43.2	20.88	19.5	13	12.71	95.75
38℃	43.6	20.88	19.5	15.2	20.88	103.929

回归计算得到系数 a, c_1, c_2, c_3, c_4 , 分别为:

$$-20.6145, -4.1150, 0.0899, 8.4746, 0.1557$$

上述系数对应的置信区间分别是: $[-21.4344, -19.7886]$ $[-4.2144, -4.0155]$

$[0.0788, 0.1011]$ $[8.3699, 8.5793]$ $[0.1508, 0.1606]$

将计算值代入标准参数表检验残差 r , 统计结果为 100%残差 r 小于 0.01。

相关系数=0.9995, $F=10236$, 概率 $p=0.0000$ 。回归模型成立。

由此可以得到夏季工况下制冷量的回归函数为:

$$q = e^{-20.6145 + 0.0899T_1 + 8.4746T_2 + 0.1557T_3} \quad (5.4)$$

同理, 从公式 5.4 进行定性分析, 源水侧过水温度即地下换热器的出水温度越低, 源水流量越大, 制冷量也就越大。负载侧流量和进水温度越高, 设备可以提

供的制冷量越大,即负载侧的负荷越大,才可能发挥设备的制冷能力。从影响系数看,负载侧的温度和流量对制冷量的影响要大于源水侧的影响程度。

综上,对于地源热泵机组,冬季制热工况和夏季制冷工况的影响权重因子是不同的,对于夏季,负载侧的参数影响程度要大于源水侧,即源水侧和负载侧送水温度和流量在相同变化范围内变化时,则负载侧的参数变化对设备制冷量的影响大。因此,对应负载侧的参数变化,主要来自负荷的变化,因此在设计蒸发器的过程中要注意保持蒸发器的稳定性。而对于冬季,源水侧的影响程度占主导地位,在相同范围内变化,地下换热器的流量和出水温度的影响要大于负载侧。这也印证了全年工况下初热运行,尽量保证先在夏季蓄热,后冬季运行,以保证地下换热器的参数稳定。

以上分析是源水侧和负载侧的耦合关系。实际上,相对同一设备,源水侧和负载侧本身也是耦合的。即源水侧的进水温度、出水温度以及流量三者之间是耦合的,同理,负载侧的进水温度、出水温度以及流量三者同样耦合。我们仍然以表 5.2 为依据利用多元回归分析。

(1) 源水侧制冷工况下参数耦合分析

1) 选取源水侧进水温度、送水流量为自变量,出水温度为因变量。

2) 考虑采用如下幂函数模型:

$$T_{xc} = aT_y^{b_1}G_y^{b_2} \quad (5.5)$$

式中, T_y 为源水侧进水热力学温度, K;

G_y 为源水侧进水流速,单位与表格中数据单位相同;

T_{xc} 为源水侧出水热力学温度, K;

现在要根据表格中的试验数据进行回归,得到系数 a, b_1, b_2, b_3, b_4 。

对 (5.5) 式两边取对数,可得

$$\ln T_{xc} = \ln a - b_1 \ln T_y + b_2 \ln G_y \quad (5.6)$$

即为:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2$$

编制程序,回归计算得到系数 b_0, b_1, b_2 , 分别为: 0.485, 0.927, -0.017

运行相关性检验,回归模型成立。

(2) 负荷侧制冷工况下参数耦合分析

1) 选取负荷侧进水温度、送水流量为自变量,出水温度为因变量。

2) 考虑采用如下幂函数模型:

$$T_{fc} = aT_f^{b_1}G_f^{b_2} \quad (5.7)$$

式中， T_f 为源水侧进水热力学温度，K；

G_f 为源水侧进水量，单位与表格中数据单位相同；

T_{fc} 源水侧出水热力学温度，K；

同理对（1）式两边取对数，可得

$$\ln T_{fc} = \ln a + b_1 \ln T_f + b_2 \ln G_f \quad (5.8)$$

改写为：

$$y = b_0 - b_1 x_1 + b_2 x_2$$

编程序，回归计算得到系数 b_0, b_1, b_2 ，分别为：0.908，0.829，0.0153

进行相关性检验，回归模型成立。

（3）源水侧制热工况下参数耦合分析

1) 选取源水侧进水温度、进水量为自变量，出水温度为因变量。

2) 考虑采用如下幂函数模型：

$$T_{yc} = aT_y^{b_1}G_y^{b_2} \quad (5.9)$$

式中， T_y 为源水侧进水热力学温度，K；

G_y 为源水侧进流量，单位与表格中数据单位相同；

T_{yc} 为源水侧出水热力学温度，K；

现在要根据表格中的试验数据进行回归，得到系数 a, b_1, b_2, b_3, b_4 。

对（5.9）式两边取对数，可得

$$\ln T_{yc} = \ln a + b_1 \ln T_y + b_2 \ln G_y \quad (5.10)$$

改写为：

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2$$

编程序，回归计算得到系数 b_0, b_1, b_2 ，分别为：0.631，0.881，0.0094

进行相关性检验，回归模型成立。

（4）负荷侧制热工况下参数耦合分析

1) 选取负荷侧进水温度、进水量为自变量，出水温度为因变量。

2) 考虑采用如下幂函数模型：

$$T_{rc} = aT_f^{b_1}G_f^{b_2} \quad (5.11)$$

式中， T_f 为负荷侧进水热力学温度，K；

G_f 为负荷侧进水量，单位与表格中数据单位相同；

T_R 负荷侧出水热力学温度, K;

现在要根据表格中的试验数据进行回归, 得到系数 a, b_1, b_2 。

对 (5.11) 式两边取对数, 可得

$$\ln T_R = \ln a + b_1 \ln T_F + b_2 \ln G_F \quad (5.12)$$

改写为:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2$$

编制程序, 回归计算得到系数 b_0, b_1, b_2 , 分别为: 0.192, 0.9725, -0.00577。

对计算结果进行相关性分析, 可知模型成立。

由此, 可以得到源水侧进水温度和出水温度以及流量的拟合方程为:

$$\text{制冷工况: } T_{F,c} = e^{0.485 + 0.537 \ln T_F - 0.017 \ln G_F} \quad (5.13)$$

$$\text{制热工况: } T_{F,w} = e^{0.631 + 0.88 \ln T_F + 0.0094 \ln G_F} \quad (5.14)$$

负荷侧进水温度和出水温度以及流量的拟合方程为

$$\text{制冷工况: } T_{c,c} = e^{0.908 + 0.829 \ln T_F + 0.0155 \ln G_F} \quad (5.15)$$

$$\text{制热工况: } T_{c,w} = e^{0.192 + 0.973 \ln T_F - 0.00577 \ln G_F} \quad (5.16)$$

由拟合方程可以看出, 在制冷工况下, 源水侧和负荷侧的出水温度受到流量影响的程度是不一致的。在源水侧, 出水温度和流量成反比关系, 流量越大, 出水温度就越低, 进水温度和流量同时对冷凝器的出水温度产生影响, 两者比较进水温度对出水温度的影响程度大。而在负荷侧, 出水温度和流量成正比关系, 流量越小, 出水温度就越低。在制热工况下, 不管负荷侧或源水侧, 进水对出水温度的影响程度均大于流量。即在地源热泵的变工况运行中, 通过流量的变化来保证进水温度的恒定是一个切实可行的手段。

将地源热泵实际工程运行数据与回归函数计算结果进行对比分析, 制热量与各参数的相互关系见图 5.1。

由图 5.1 知, 热片实际测试值和按照公式拟合的计算值比较接近, 最大误差为 12%, 最小误差在 0%, 说明公式的置信度高。用户侧进出水温度以及源水进出温度变化比较恒定, 用户侧自来水温差在 6°C 左右变化, 用户侧流量为 8m³/h, 源水侧温差在 4°C 左右变化。

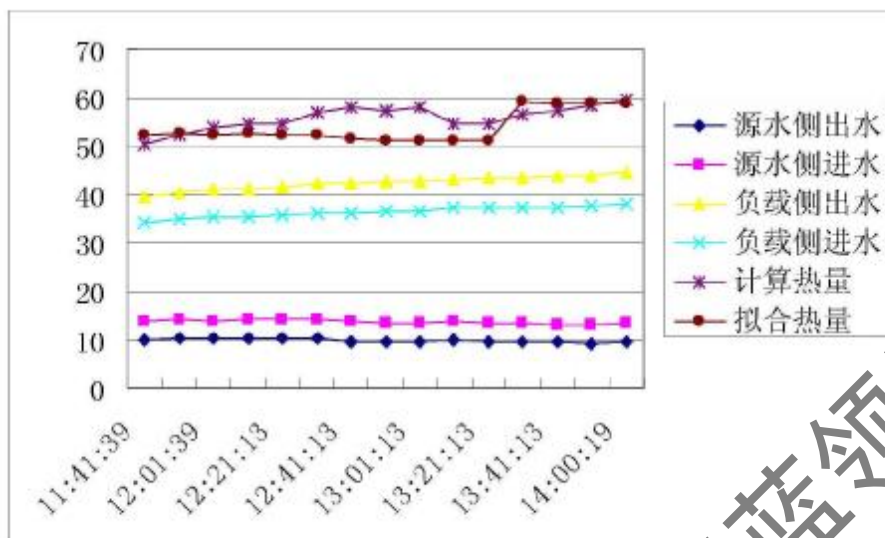


图 5.1 制热量和其他各参数的关系

The Table 5.1 The relationship between heating capacity and other parameters

5.2 动态负荷下地源热泵系统日变化特性分析

5.2.1 日负荷状态下地下换热器的进出水温度变化规律

在日负荷状态下，地源热泵的负荷是动态变化的，在冬季供热日，当系统承担负荷降低时，如果仍然保持流量不变，从地下换热器达到地源热泵机组的蒸发换热器后，由于换热量减少，温降减少，经过蒸发换热器的出水温度会逐渐提高，该出水温度是地下换热器的进水，即进水温度提高，再次经过地下换热器后，水温就可能逐渐到达设备的停机回水温度，此时，地源热泵停机。在夏季供冷日，同样由于负荷的降低，经过地源热泵机组的冷凝器温度较低，达到冷凝回水控制温度后，地源热泵停机。其他状态下，地源热泵机组的源水侧进出水温度的变化，均受到负荷的影响。在负荷变化过程中，进水温度和出水温度的温差是基本保持不变的，如果地源热泵系统能够进行分区调节，则地源热泵系统在负荷变化下保持变流量运行，此时，某一些区流量关闭，某些区运行，这在运行区内的地下换热器流量和进水温度和出水温度均保持不变。

表 5.3 记录 3 月 19 日一天中地源热泵系统制热工况下的运行情况，表中送出水温度对象为地源热泵机组，地下换热器的进水温度对应地源热泵机组的出水，地下换热器的出水温度对应地源热泵机组的进水，同时按照 5.1 节拟合的源水侧进出水温度之间的公式 5.14 进行计算得到出水温度计算值，见表 5.3：

表 5.3 某实际地源热泵工程日变化水源测试与水温度关系测试值和计算值比较

The Table 5.3 The comparison between the calculated value and the test value of water temperature changes when laterally entering into and outgoing affected by the daily changes of a practical GRHPs construction

时 间	室外温度	进水温度	出水温度	流量	计算出水温度	误 差
	℃	℃	℃	m ³ /h	℃	℃
启动 8:30	12.6	15.6	15.9	1.1	12.4	0.927046
8:45	12.9	16.3	14.9	1	12.1	0.335000
9:00	12.8	15.4	13.9	1	12	0.250525
稳定 9:30	13.1	14.3	12.9	1	11.9	0.105943
10:00	12.9	13.8	12.4	1	11.8	-0.1827
10:30	13.2	13.5	12.1	1	12.1	0.487952
11:00	13.5	13.4	12	1	12	0.405421
11:30	13.7	13.3	11.9	1	11.9	0.318886
12:00	14.2	13.3	11.8	0.9	11.8	0.218886
12:30	14.6	14.4	11.6	0.82	12.4	0.129106
13:00	14.9	13.8	11.6	0.86	12.1	-0.07699
13:30	15.2	14.2	11.6	0.85	12	-0.23958
14:00	15.5	14.5	11.6	0.86	11.9	-0.38656
14:30	15.1	14.3	11.5	0.88	11.8	-0.45523
15:00	15.4	14.2	11.5	0.88	11.8	-0.76144

表 5.3 中计算出水温度和实际测试出水温度的差异在 1℃ 范围内, 能够满足工程需要, 表明拟合公式可信。8:30 为地源热泵的启动时间, 初期水温实际是系统内启动前的水温。9:30 以后系统逐步进入到稳定状态。从室外气温看, 室外温度逐步上升, 在末端负荷一定的情况下, 可以分别调节进水温度和流量来达到适应末端负荷的能力。上午 10:30 冷凝器承担的负荷为 1.63KW, 下午 14:30 冷凝器承担的负荷为 2.88KW。说明不同时刻冷凝器承担的负荷是不同的, 为保证末端负荷一定, 可以采用调节地下换热器的流量或流量不变调节进出水温差来达到调节的目的。因此, 在日负荷作用下, 地下换热器的进出水温度随负荷变化的变化规律可能是不变, 也可能是变化的, 关键是看系统是否对流量进行调节, 在实际工程中, 定流量系统居多, 地下换热器的进出水温即是动态变化。如果负荷变化的阶跃性不强, 则对于地下换热器的进出水温的变化就较恒定, 变化不大。如图 5.2 所示。

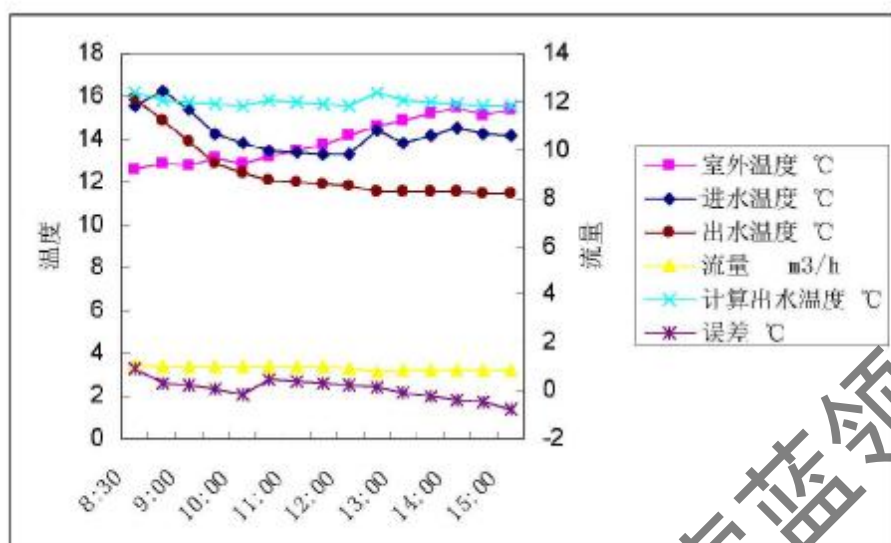


图 5.2 某实际地源热泵工程日变化水源侧进出水温度关系

The Fig 5.2 The water temperature changes when laterally entering into and outgoing affected by the daily changes of a practical GSHPs construction

5.2.2 换热器水温变化与地源热泵机组运行的耦合关系

在实际状态中，由于室外气象参数和室内条件的变化，室内负荷发生变化，导致设备的启停以及运行状态不同，即地源热泵的运行是变工况状态下运行，在这种条件下，地源热泵的水源侧即地下换热器的进水温度也是动态的非恒定值，换热器进水温度的动态变化导致换热器出水温度的动态变化，也即地源热泵机组的进水是动态的。但是，地源热泵系统水源侧和负载侧进出水温的变化是相互耦合的，即能够保持一定的温差运行。当在负荷较稳定的工况下，从地下换热器的出水即地源热泵机组的进水到达地源热泵换热器后，承担的负荷一定，机组出水就温度一致，当到达地下换热器后，地下换热器的排热或取热量一定，同样保持一个温差由地下换热器，再次进入地源热泵机组。因此，在这种状况下，系统进水温度和出水温度较恒定。这在水源侧或负载侧的表现均是一致的。

图 5.3 显示了 2004 年 3 月 25 日和 30 日两天的逐时室外温度变化曲线，两日气象参数不同，3 月 25 日的日平均温度高于 3 月 30 日的日平均温度。测试在不同日地源热泵实际工程的地下换热器进出水温和负荷侧的进出水温的数据，得到图 5.4 和图 5.5 的地源热泵机组各水温关系图。

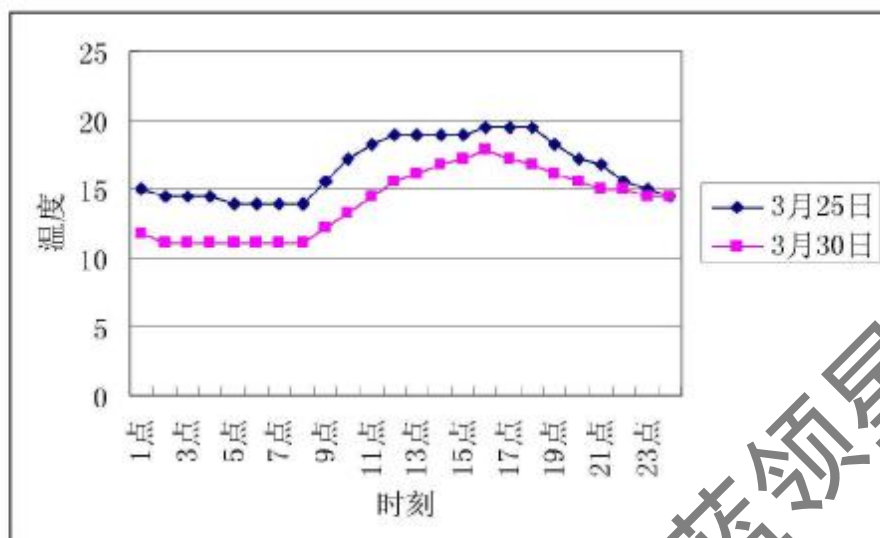


图 5.3 2004 年 3 月 25 日和 3 月 30 日室外气温变化曲线

The Fig 5.3 The outdoor temperature change curve at 25th and 30th, May, 2004

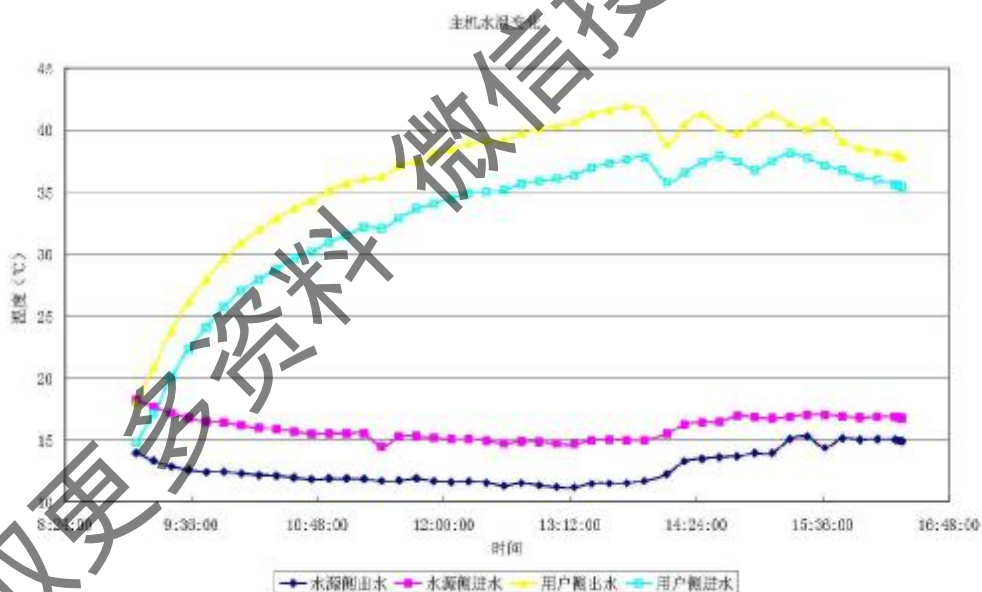


图 5.4 2004 年 3 月 25 日地下换热器和地源热泵机组耦合关系

The Fig 5.4 The Coupling relationship between underground exchangers and WSHP set at 25th, May, 2004

两日负荷相差不大，两日地源热泵源水侧和出水侧的各进水温度和出水温度基本保持一致。即在保证地下换热器性能的前提下，负荷相近的同一地源热泵系统，运行中参数是可以预测的。从图 5.4 和图 5.5 可以看出，在冬季状况下，热负荷较恒定，源水侧进出水温保持较好。

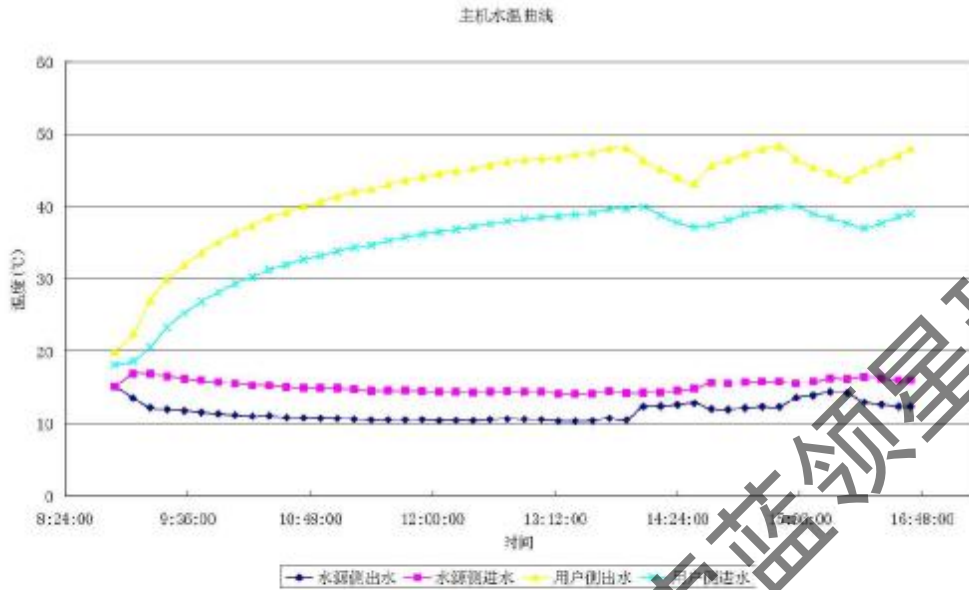


图 5.5 2004 年 3 月 30 日地下换热器和地源热泵机组耦合关系

The Fig 5.5 The Coupling relationship between underground exchangers and
WSHP set at 30th, Mar, 2004

5.2.3 地源热泵日变化特性分析

地源热泵的日变化特性来自热泵的冷冻水和冷却水的变化特征，最直接的原因是室内负荷的变化，室内负荷的变化引起设备的启停状态不同或者在变工况下进行。对于设备的变工况运行来自设备本身的构造，目前，市场产品有三种形式，一种是热泵压缩机全部由变频压缩机组成，这种状态应用广泛的是小型地源热泵机组，整个运行工况可以在无级调节状态下运行；一种热泵压缩机构成为一台定频、一台变频两种压缩机构成，在变工况下运行，负荷降到一定程度时，定频压缩机停止工作，仅变频压缩机工作；另一种是设备压缩机为定频压缩机，通过分别停用压缩机数量来保证机组变负荷下运行。在上述三种条件下，论文选取第三种形式作为变工况下的运行状态。

由于室内负荷的变化，冷冻水的水温在相应波动，当冷冻回水温降低到设定温度时，设备从交停机台数直至到变压缩机台数进行变工况的调节。通常情况下，负载侧的负荷降低后，水源侧的负荷也相应降低，即冷凝器释放的热量减少。地源热泵的动作状态有两个方法，一是地下环路的进水温度降低，另一个办法是对地下环路的流量进行控制，关断环路的某些支路来降低流量。本文选取第一种方案来满足地源热泵的变工况运行。

地源热泵机组的水温动态变化曲线如图 5.6:

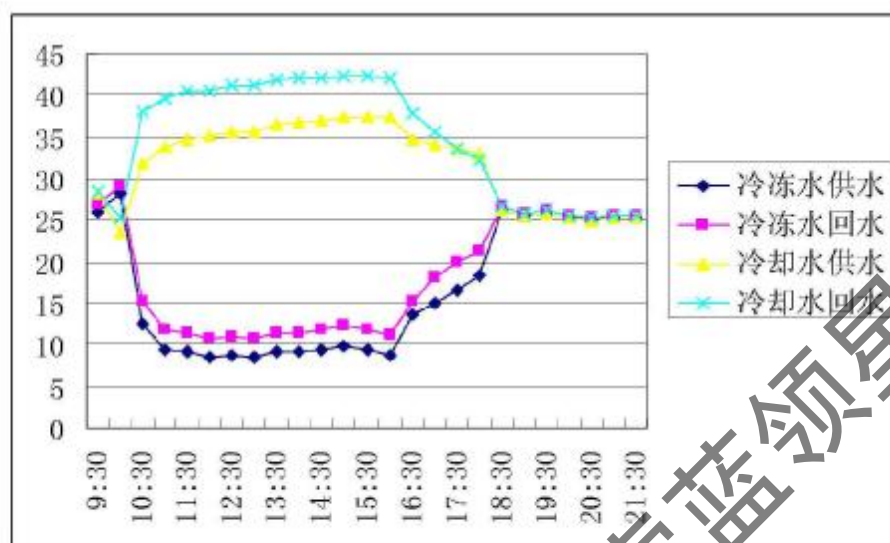


图 5.6 地源热泵机组冷却和冷冻水温度变化图

The Fig 5.6 The water temperature changes when cooling and freezing operation of WSHPs set

系统 9:30 开机, 下午 16:30 停机。在开机初, 由于冷凝器和蒸发器刚开始工作, 水终止原系统中的初始温度开始变化, 冷冻水温度逐渐下降, 冷却水温度逐渐上升, 当 11:00 时, 系统逐渐进入稳定状态, 冷却水回水温度稳定在 5°C 左右, 冷冻水回水温度稳定在 3°C 左右。由于地下换热的持续性, 换热器的出水温度逐渐提高, 但仍然保证稳定的冷却水回水温度, 下午 16:30 人为停机, 系统内冷却水回水和冷冻水回水温度开始变化, 在冷冻水环路, 由于冷源停机, 水温开始上升; 在冷却水环路, 由于地下换热器不存在释热量, 地下换热器进出口水温开始下降, 逐渐向初始状态恢复。18:30 以后, 系统内冷却水和冷冻水温度完全进入到初始状态。

5.3 各种天气过程中冷热负荷动态特性对地源热泵的影响分析

各种天气状态下的负荷特征决定了地源热泵系统的运行状态。不同的天气过程对地源热泵机组的运行时间和运行负荷不同。特别是在雨天或晴天后的雨天, 对于居住建筑, 或利用新风系统在该天气状况下运行室内温度调节的其他建筑, 冷源即地源热泵机组处于停机状态, 如图 5.8 所示。而处于晴天的状况下, 系统在工作时间内可能连续工作状态, 如图 5.7 所示。因此, 不同天气状况下, 地源热泵的冷热负荷动态特性是不一致的。

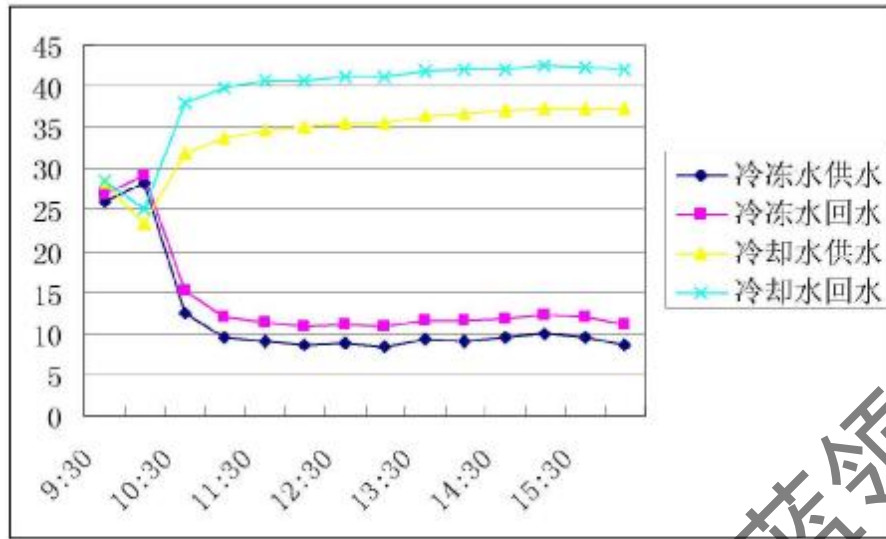


图 5.7 连续运行状况下地源热泵机组特性曲线
The Fig 5.7 The feature curve of WSHPs set during continuous operation

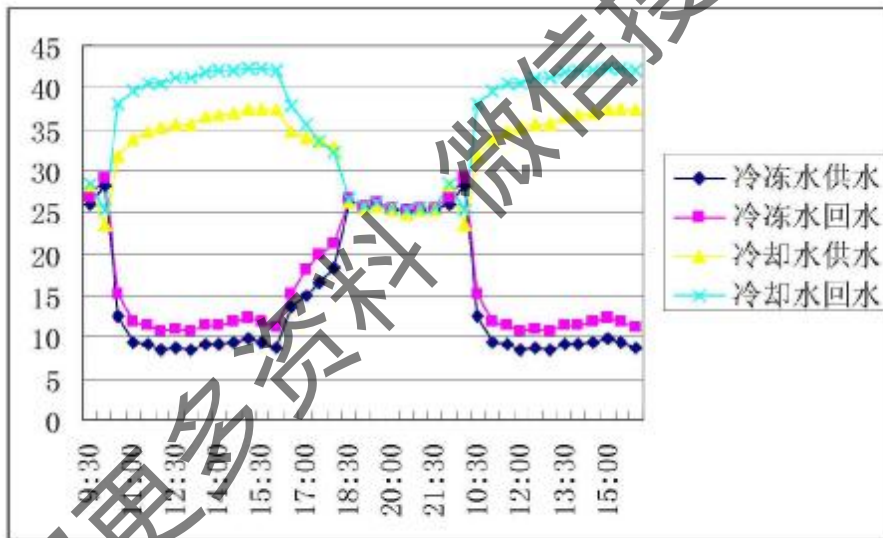


图 5.8 间歇运行工况下地源热泵机组特性曲线
The Fig 5.8 The feature curve of WSHPs set during intermission operation

在晴天状态下，地源热泵机组连续工作，在进入到准稳定状态后，冷却水和冷冻水的进出温差比较恒定。但是，机组冷冻水温度和冷却水温度表现出来的特性是不一致的。在负荷侧，负荷变化不大，进出水温度比较恒定，变化不大。但是，源水侧水温度逐渐呈上升趋势，这是由于换热器承担了持续负荷，同时换热器处于连续工作状态。换热器的换热能力在进入到稳定状态之前，由于地温的逐渐升高，换热器的进水温度逐渐提高，当进入到稳定状态后，换热器的进水温度

和出水温度保持在一个恒定水平。

晴天后的雨天，负荷的持续性中断，对于住宅建筑，可以通过开窗等方式来满足室内环境要求，如果是公共建筑，也可以通过全新风运行来保证室内温度要求。对于阴雨天或者雨天，一般情况下，设备系统是不动作的。

图 5.8 显示了晴天后的雨天天气状况下的地源热泵机组的运行特性。当晴天负荷的持续时间没有超过地源热泵地下换热器的释热能力时，系统停机后冷却水温度和冷冻水温度逐渐趋向一致，当雨天的持续时间较长时，冷却水温度和冷冻水温度可能均恢复到晴天运行前的状况，当晴天开始时，又重新呈现晴天的运行状态。

5.4 在地下换热器影响下，地源热泵冬夏动态特性分析

地下换热器在不同季节中表现出来的换热特性是不同的，夏季地下换热器处于释热状态，成为地源热泵机组的冷却水；冬季地下换热器处于释冷状态，地下环路水系统成为地源热泵机组的辅助热源。

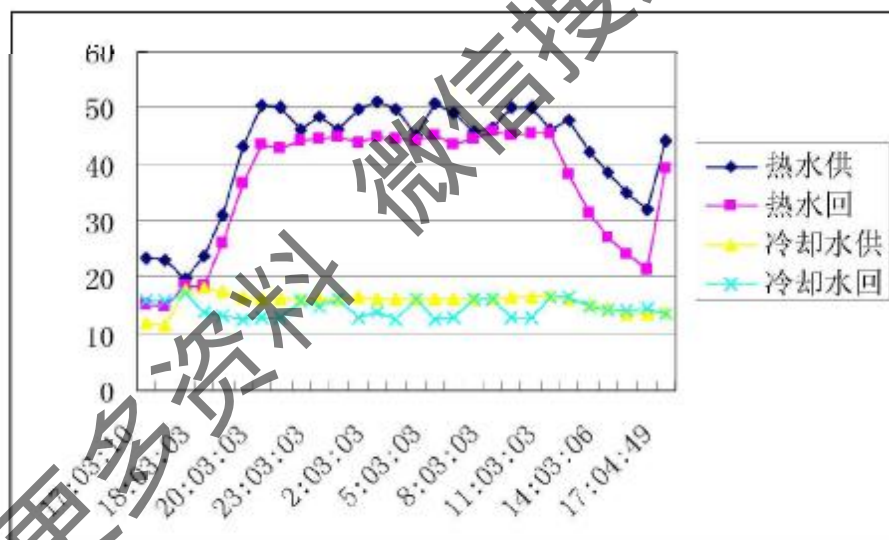


图 5.9 冬季状况下地源热泵机组参数动态特性

The Fig.5.9 The dynamic feature of parameters of WSHPs under the condition of winter

图 5.9 的运行状态是下午 16:30 开机，第二天 11:00 系统结束运行，20:00 系统进入稳定；图 5.10 的运行状态是上午 10:30 开机，下午 4:30 关机，系统在 12:00 左右进入到稳定状态。上述对象是同一系统和设备，这说明，地源热泵机组在冬季进入到稳定的时间比夏季长。由前面的负荷特征分析知，夏季的负荷变化波动比冬季强，即冬季的负荷较恒定。地源热泵机组表现出来的特征是热水和辅助源水侧的波动性强，而夏季冷却水和冷冻水的温度值较恒定。地下环路的进出水温

差在冬夏季节是不同的,夏季地下环路进出水温差基本保证在 5℃左右,而冬季地下环路的温差接近 4℃。在相同条件下,地源热泵机组在冬季和夏季的能效比是不一样的。由公式 5.3 和 5.4 可以看出,在保证负载侧流量和负载侧进水温度不变的条件,如果在冬季状况下,源水侧进水温度升高 1℃;在夏季状况下,源水侧进水温度降低 1℃,制热量和制冷量的变化不一致。

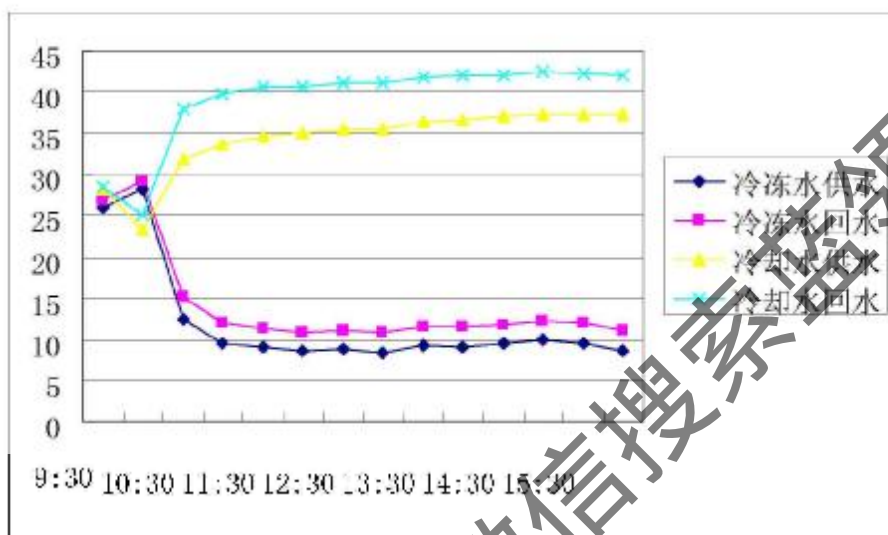


图 5.10 夏季状况下地源热泵机组参数动态特性

The Fig 5.10 The dynamic feature of parameters of WSHPs under the condition of summer

举例说明,如果冬季源水侧进水温度为 15℃,得到制热量为 Q_{1r} ,进水温度增加 1℃,即 16℃,得到制热量 Q_{2r} ,两者之间的比值 $K=Q_{1r}/Q_{2r}$,代入计算得到 $K=1.79$ 。同理,假设夏季源水侧进水温度为 32℃,得到降低源水进水温度 1℃后的制冷量比值为 $K=1.5$ 。显然,当冬季和夏季状况下,源水侧温度均变化 1℃,制冷量和制热量的变化率不同,制热量的变化率要大于制冷量的变化率。

当制热量或制冷量发生变化时,负载侧和源水侧的温度耦合变化,由于制热量变化率大,则冬季系统水温的不稳定性要低于夏季系统水温的稳定性。

5.5 小结

① 通过多元回归方法建立了冬季和夏季的地源热泵机组各参数的耦合关系。

1) 源水侧进水温度和出水温度以及流量的耦合方程为:

$$\text{制冷工况: } T_{yc} = e^{0.485 + 0.927 \ln Q_y - 0.017 \ln Q_r}$$

$$\text{制热工况: } T_{yr} = e^{0.631 + 0.88 \ln Q_y - 0.0294 \ln Q_r}$$

2) 负荷侧进水温度和出水温度以及流量的耦合方程为:

$$\text{制冷工况: } T_{p'} = e^{0.908 + 0.829 \ln y + 0.0153 \ln y'}$$

$$\text{制热工况: } T_{p''} = e^{0.103 + 0.977 \ln y + 0.00377 \ln y'}$$

② 通过耦合分析得到, 夏季负载侧的参数影响程度要大于源水侧; 冬季源水侧的影响程度要大于负载侧。

③ 在冬夏两种季节负荷特征下, 地源热泵机组各参数, 即源水侧和负载侧的变化规律是接近的。在负荷稳定的状况下, 各侧温度和温差保持一致; 如果负荷有变化, 则源水侧的进水和出水温度相应变化, 但变化值不同, 相对进水温度, 出水温度更稳定。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

6 全年动态负荷下地源热泵系统仿真模拟及系统集成

6.1 概述

从全年的动态负荷分析以及地下换热器与地源热泵机组的耦合关系就可以运行地源热泵系统的全年运行仿真,该仿真结果涵盖了以下内容:

- 1) 负荷的全年变化情况
- 2) 地源热泵机组的动态运行状态
- 3) 地源热泵机组在变负荷或变运行时间条件下与地下换热器相互影响关系
- 4) 地下换热器在变工况状态下与大地传热的耦合关系
- 5) 地下换热器相互传热影响的动态关系

全年仿真方案对象为重庆市第一个地源热泵示范项目——长安翡翠湖湖心别墅的地源热泵空调系统为例进行分析。

该别墅功能实际为一个办公建筑,主要为企业的商务洽谈等服务,因此,将该建筑定位为一个典型的办公建筑进行分析。

6.2 仿真模拟计算

6.2.1 工程概况

工程的实际建设地点在重庆,该工程基本由两层楼构成,立面和内部分隔构成复杂,如图 6.1。地源热泵系统的装机容量为 144KW(单机容量为 72KW,共两台),设备布置见图 6.2,38 个埋深为 60 米的竖埋地下换热器管组成地下换热系统,由于建筑地下管网的限制,埋管全部处于建筑平面下,如图 6.1 所示。

该建筑造型复杂,外墙采用全玻中空玻璃和混凝土外贴木板构成,屋顶采用混凝土采光玻璃构成。

建筑维护结构的基本传热系数如下:

外墙传热系数 $K=0.821\text{W/K}\cdot\text{m}^2$; 200mm 厚加气混凝土。

屋面: $K=0.725\text{W/K}\cdot\text{m}^2$;

外窗换热系数为: $U=4.1\text{W/K}\cdot\text{m}^2$; SC 0.83 左右。

由于该工程为一个大型商务别墅,其平面比较复杂,如图 6.3-6.5 所示。



图 6.1 实施地源热泵工程的建筑外观图

The Fig 6.1 The architectural designs of implementing GSHPs construction



图 6.2 地源热泵工程的机房设备布置图

The Fig 6.2 The employment of equipment in machine rooms of the GSHPs construction

一层建筑功能构成主要是大厅和部分配套功能房间如厨房、饭厅等，大厅与二层有共享厅与二层相连。大厅部分区域采冬季供热用地板采暖系统，夏季采用冷辐射地板供冷系统。由地源热泵机组为地板采暖提供热水，冷辐射地板为避免结露，采用了换热器提高进水温度，其他房间采用风机盘管系统。

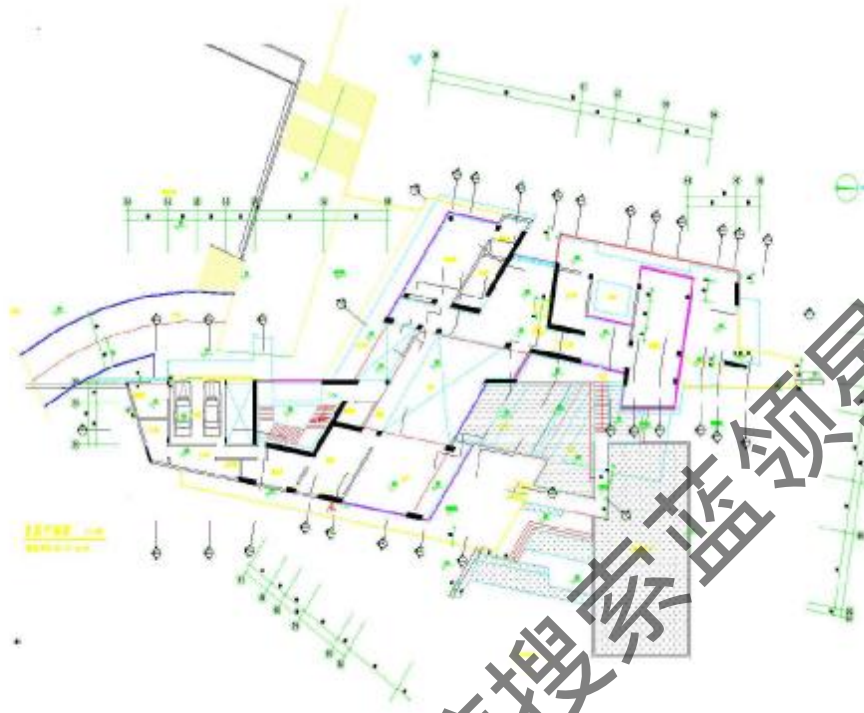


图 6.3 一层建筑平面

The Fig 6.3 The first floor of the planimetrical design of building

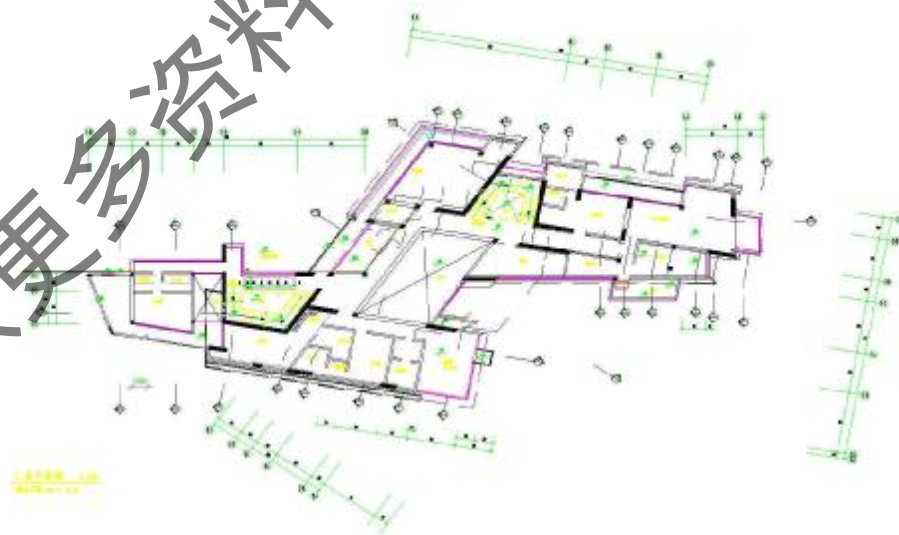


图 6.4 二层建筑平面

The Fig 6.4 The second floor of the planimetrical design of building

二层建筑平面的功能构成主要是卧室和书房。

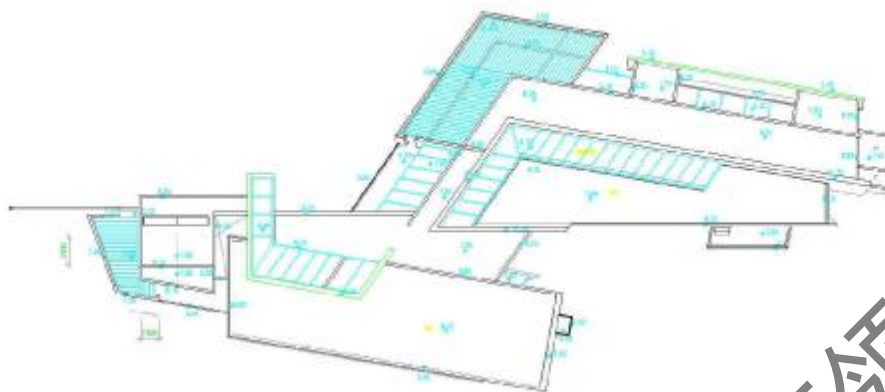


图 6.5 屋顶平面

The Fig 6.5 The roof of planimetric design of building

6.2.2 负荷计算分析

我们采用 DOE2 程序，对该建筑进行逐时负荷计算，得到一层和二层的全年逐时计算负荷。室外气象参数选取重庆，维护结构按照第一节提供参数进行计算。

DOE2 计算的关键步骤是对原型建筑建模工作，该建筑的模型建立如图 6.6 所示。

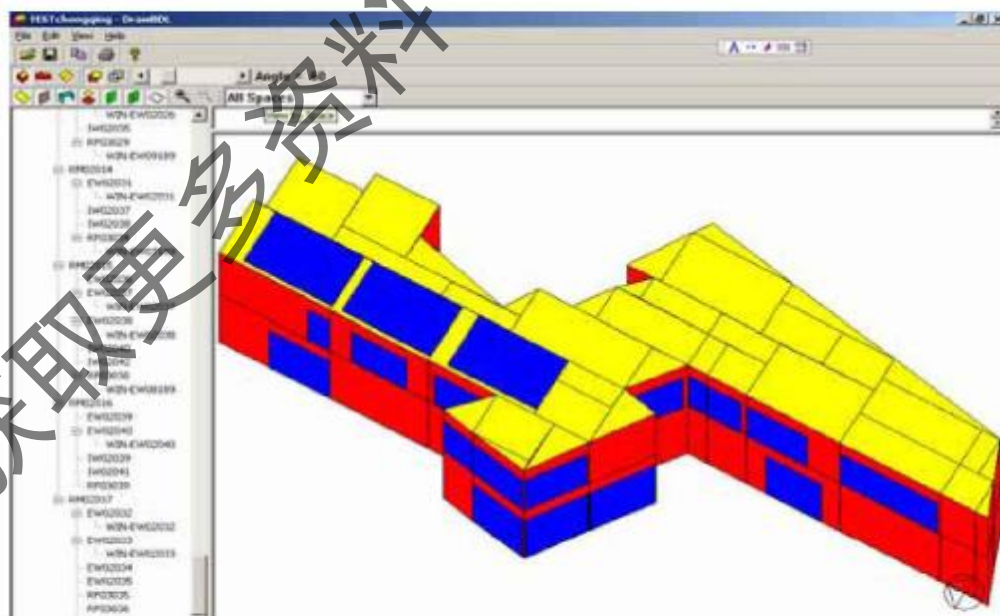


图 6.6 建筑负荷计算模型

The Fig 6.6 The Chalucation Model for load of buildings

计算所采取的气象资料(即原始气象数据)不同,计算结果肯定会有差别。在用传统方法手工计算时,气象资料来源于重庆市气象台的实测数据构成的标准夏季气象模型(冬季按供暖期室内外温差计算),而 DOE2 程序的气象资料是典型气象年(TMY2)。这两种气象资料所采用的原始气象参数及其处理方法不同,相同时间的各个气象参数值并非完全一致,由它们计算出的逐时负荷也不会完全一样,有时还可能出现很大的差别。但是,当用于计算全年能耗时,个体时间上的差异将相互抵消,其结果将趋于一致^[62]。利用 DOE2 计算程序得到该建筑全年的逐时负荷曲线,如图 6.7 和图 6.8 所示。

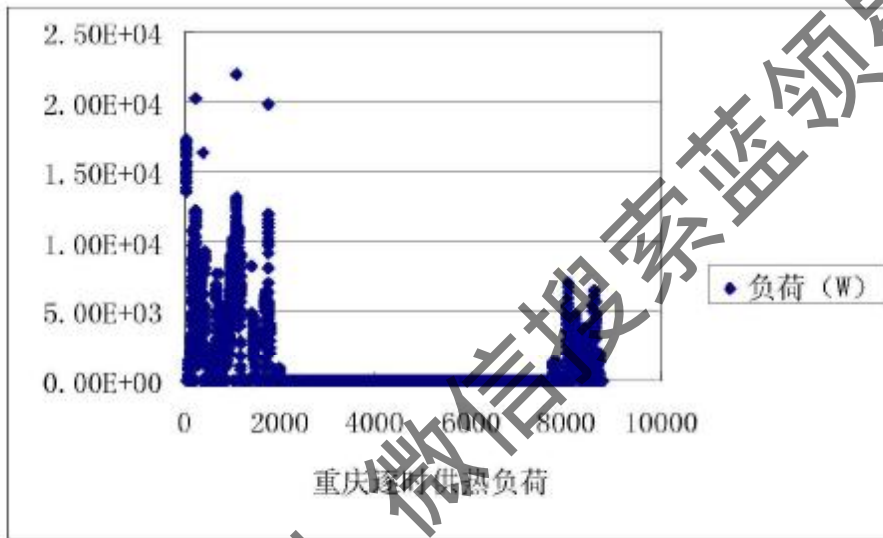


图 6.7 建筑的逐时供热负荷曲线

The Fig 6.7 The hourly load when heating the buildings

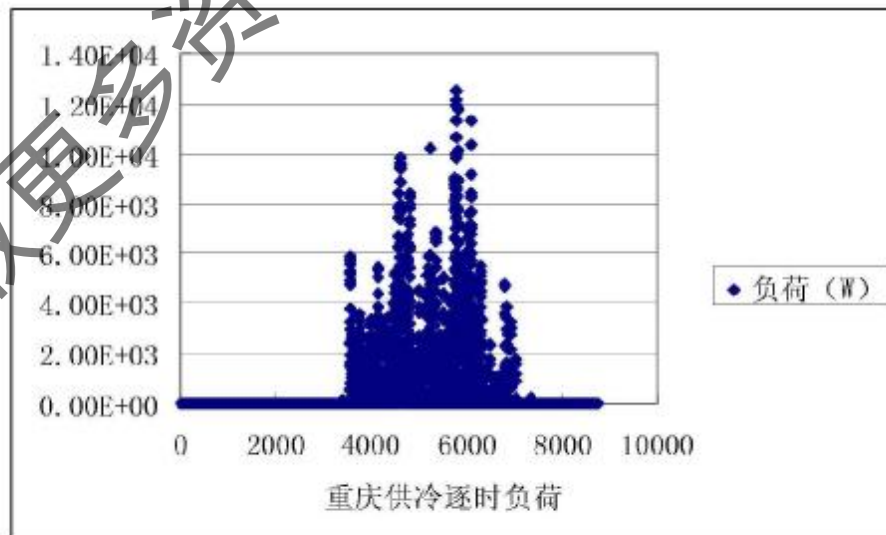


图 6.8 建筑的逐时供冷负荷曲线

The Fig 6.8 The hourly load when heating the buildings

由负荷曲线可以看出,在夏季,该建筑的负荷的高峰负荷并不连续,大部分负荷处于平均负荷以下。在冬季,12月不是该建筑冬季热负荷的高峰期,负荷高峰集中在1~2月,但是,冬季的高峰负荷仍然是不连续的。这些负荷特征决定了系统在冬夏季均能保证间歇运行。

6.2.3 仿真计算方法

以全年的负荷变化情况和外部气象参数条件决定的设备运行时间作为最基本的输入参数,利用负荷计算软件得到全年的逐时负荷曲线,利用该曲线进行负荷分析,可以初选地源热泵系统的设备和地下换热器埋管间距以及埋深等相关参数,设备确定后可以得到运行参数,从而得到地源热泵设备的启停状态以及运行状态,利用该状态可以得到设备的运行时间和出水温度的变化参数,该参数决定地下换热器的运行状态参数,根据这些运行状态参数对地下换热器进行冬夏季运行分析,得到换热器在运行周期内的变化规律,从而得到换热器的布管等参数是否能保证换热器良性工作,如果不满足条件,就可以进行重新调整计算,最终得到一个合理的地下环路的设计计算。

该仿真计算方法能够较真实的反映系统的实际运行状态。建筑冷热负荷计算可以根据负荷计算软件进行。利用 CFD 数值分析软件对地下换热器的换热状况进行计算分析,再根据地源热泵各参数之间的耦合关系,可以得到地下环路以及岩土的温度变化规律,从而得到全年的热负荷曲线以及地下换热器的换热性能曲线。

该计算程序框图如图 6.9 所示。

如图 6.9 的计算程序不仅可以作为地源热泵的设计程序,更重要的是可以依据该计算程序建立地源热泵系统设计的评价平台。该评价体系可以对完成设计未实施或已经运行了的地源热泵系统进行评价。其评价内容有:进行地源热泵系统地下换热器运行状况以及相关设备的运行状态进行模拟计算分析,可以得到任意周期内地下埋管埋管场的分布规律以及换热器进出水温的变化曲线。从而对系统进行全面评价,得到系统的全年运行效率以及地下换热系统在热负荷需求上的使用年限,能否在系统生命周期内满足运行要求。

利用该评价体系的结果,可以对已经设计完毕的地源热泵系统提出调整建议,满足系统发挥最大潜力。对于已经施工完毕开始运行的地源热泵系统,利用评价结果对系统的运行机制提出合理化建议,从而最大可能的保证地源热泵系统正常运行。

示范建筑地源热泵系统的仿真计算参照此计算程序进行。

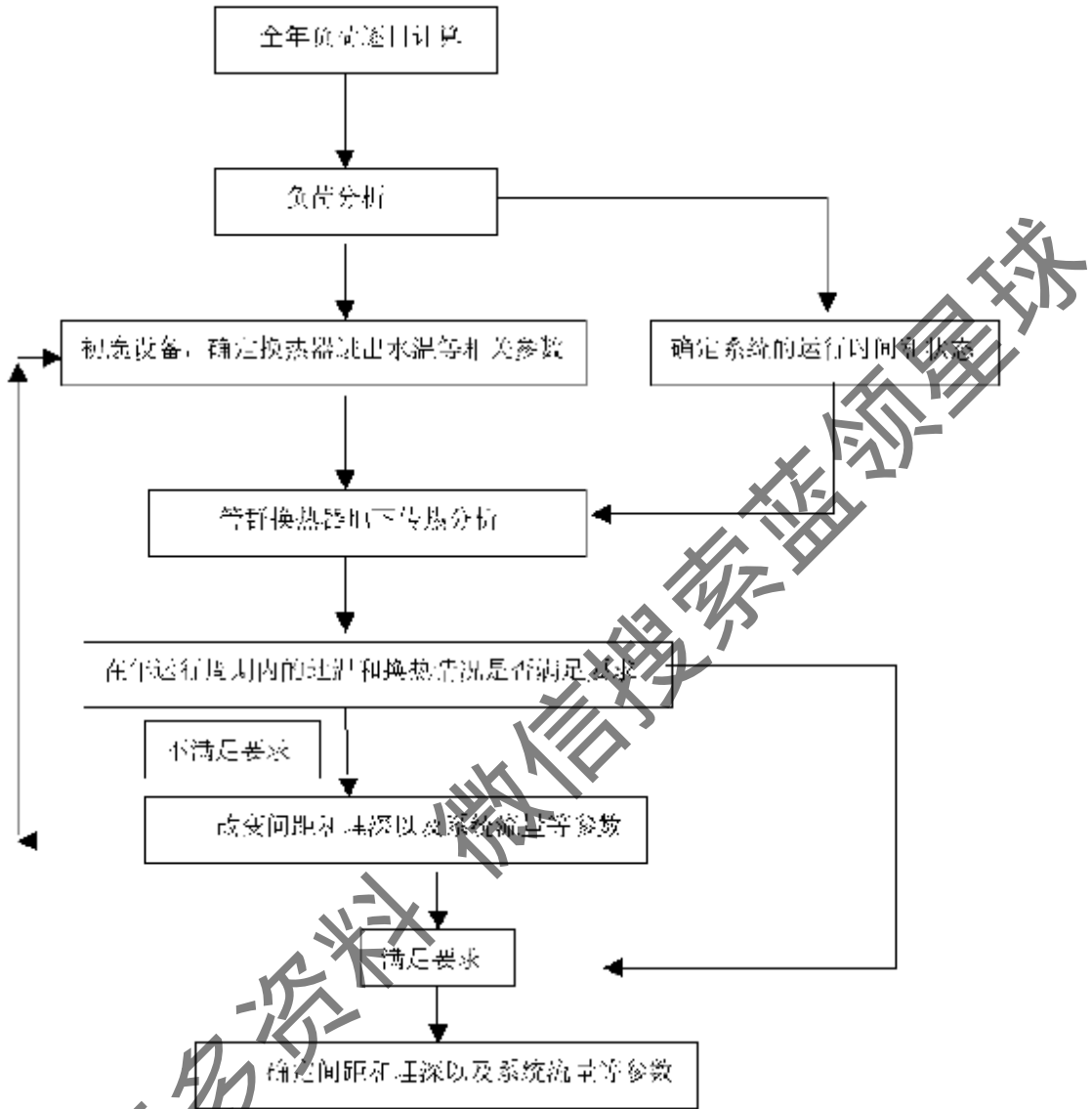


图 6.9 地源热泵仿真计算流程图

The Fig.6.9 emulator of flow Fig for GSHP

图 6.10 为埋管现状图，由于该建筑面积小，负荷强度弱，其地源热泵系统较小，地下换热器的设计按照每孔是管直接进入集分水器。埋管间距为 3.5 米，埋深 60 米，管群内各换热器对称布置。

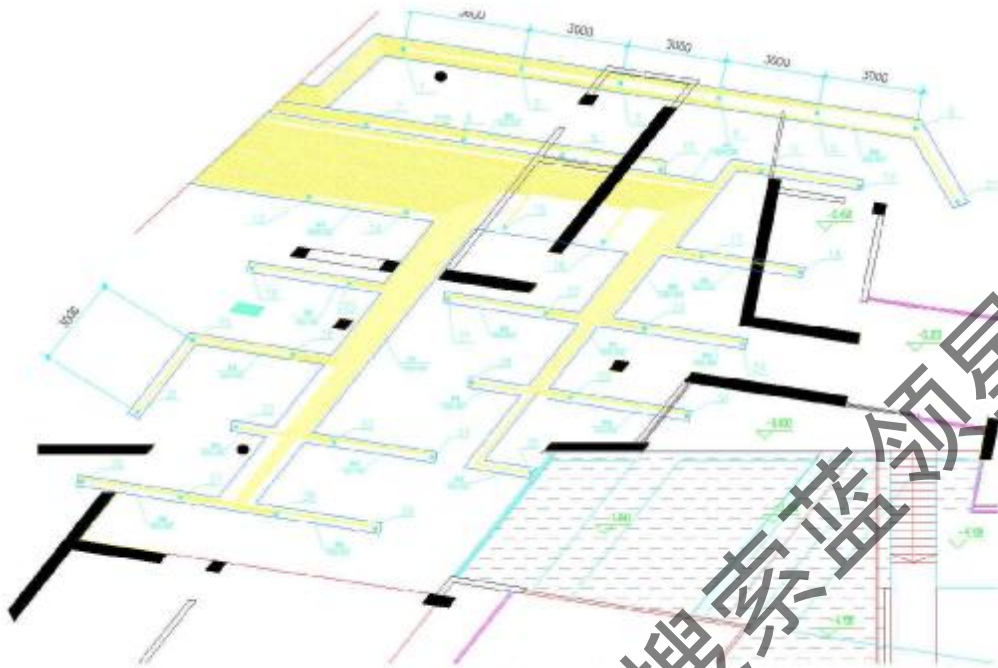


图 6.10 地源热泵埋管图

The Fig 6.10 The pipe-burying diagram for GHP's

6.3 计算结果分析

地下管群是一个对称的埋管阵列，作为 CFD 数值模拟计算，为节约计算就计算时间，可以将埋管阵列划分为四个对称板块，仅仅对四分之一板块计算，计算边界条件将与其他面接触的两个边界面设定为对称面，CFD 的计算模块默认对称面具有相同的埋管条件，其计算结果和全部管群完整计算结果一致。如图 6.11 所示。

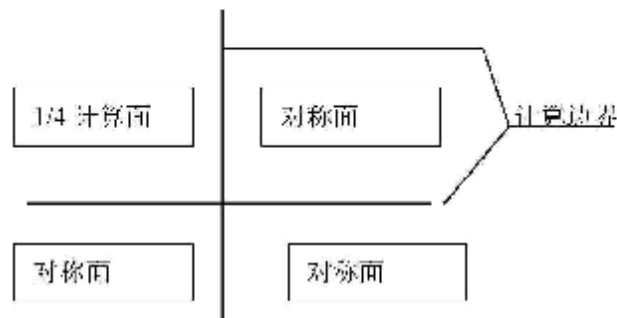


图 6.11 仿真计算区域划分图

The Fig 6.11 partition of computation region for cluster

利用 CFD 进行数值分析，模拟得到夏季一个运行周的管群换热结果，对该时刻不同深度处的水平断面取换热图，如图 6.12~6.17。系统的周运行时间按照办公运行时间考虑，日连续运行 8 小时，停机 16 小时。周末为休息日，系统停机两天，图中显示的是运行第 5 天第 8 小时末的管群四分之一对称面传热图像，该时刻为运行状态。

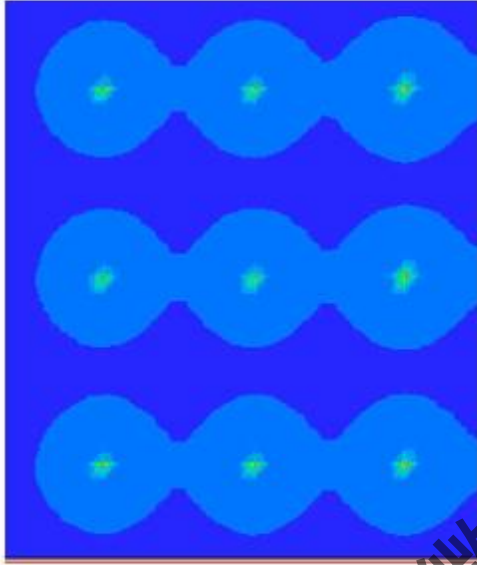


图 6.12 地表面管群传热图像

The Fig 6.12 The image for the heat transfer of ground pump groups

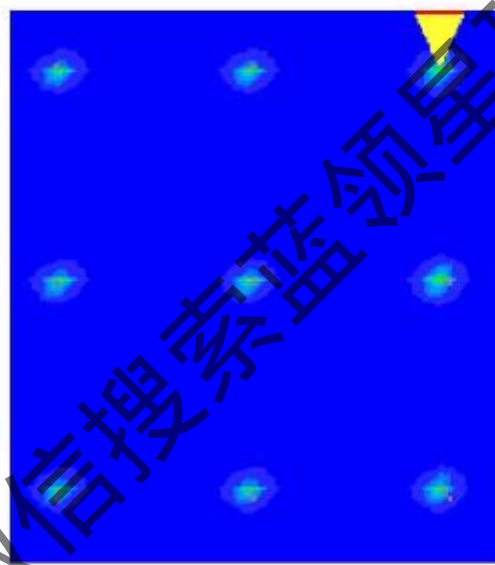


图 6.13 地下 1 米管群传热图像

The Fig6.13 The image of the heat transfer of pump groups buried at 1 meter

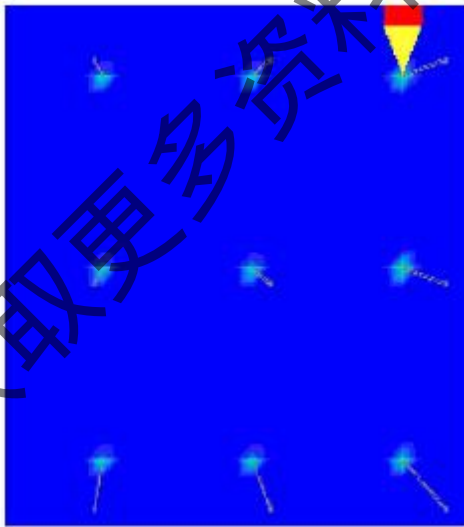


图 6.14 地下 5 米管群传热图像

The Fig 6.14 The image of the heat transfer of pump groups buried at 5 meter

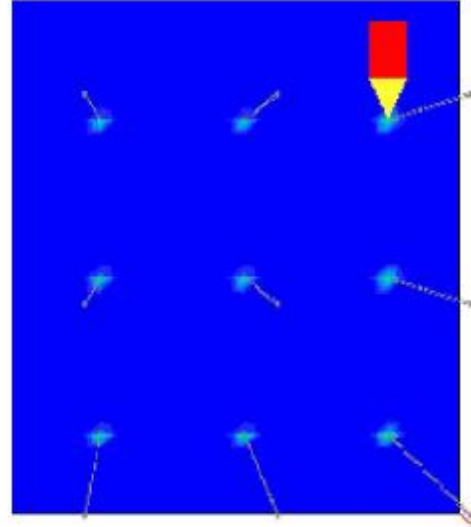


图 6.15 地下 10 米管群传热图像

The Fig 6.15 The image of the heat transfer of pump groups buried at 10 meters

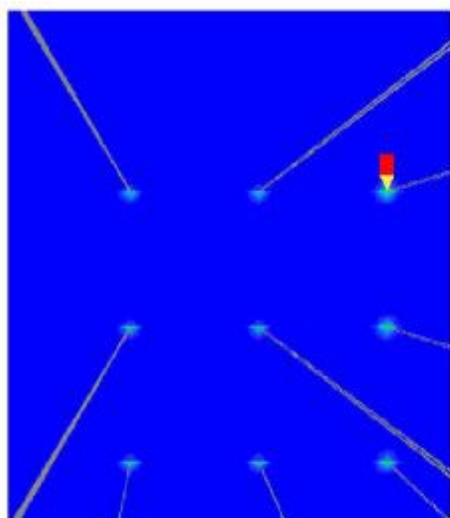


图 6.16 地下 35 米管群传热图像

The Fig 6.16 The image of the heat transfer of pump groups buried at 35 meters



图 6.17 地下 49 米管群传热图像

The Fig6.17 The image of the heat transfer of pump groups buried at 49 meters

从图 6.12 可以看出,在地表面,在模拟计算中考虑了地表面与空气换热的边界条件,埋管区域内整体地温提高,管与管之间换热出现交叉现象,在埋管 1 米以下区域,每孔之间的换热边界没有出现交叉现象,到达埋管深度 10 米以下的部位,地流完全不受影响,仅仅钻孔内的温度上升,但热影响范围仅仅局限在孔内,到达 35 米以下,由于换热区进入到未换热区,水温 and 孔内温度均不变化。说明运行 5 天的情况下,管与管之间的影响程度较弱。

由于模拟建筑是办公楼,周末假定系统停机,将运行 5 天的时刻末作为过温恢复时间开始,得到两天后的地温分布。

停机两天后管群温度分布图像见图 6.18 和图 6.19,由图 6.18 知,系统停机两天后,地温恢复很好,除表层温度受到室外气象参数的影响外,管群内的温度基本恢复到初始地温状态 18°C 。仅在浅层断面出现小于 1°C 的过温,在地下 1 米处部分管群换热边界出现交叉现象,其位置处于管群中心部位(即处于对称面内管群附近埋管)。由于在换热器的恢复过程中,传热方向是从下到上逐渐向表层和孔四周扩散,当换热器处于恢复期时,浅层的热传导的“惰性”最大,大量的热量要靠该区域扩散,因此,间歇期内的过温可能比运行期更高。因此换热边界相对边界区域扩大,出现换热边界交叉现象,但是停机两天后地下温度基本恢复,在地下 1 米断面岩石最高温度 18.85°C ,平均温度 18.75°C ,1 米以下断面岩石保持初温 18°C 。埋管边界区域由于换热条件好,其换热边界没有和其他埋管交叉。

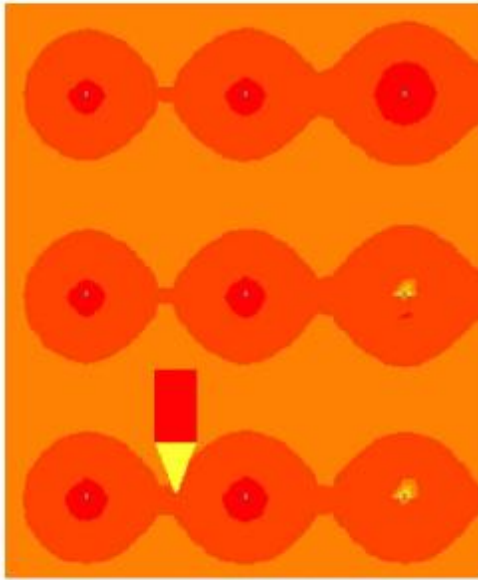


图 6.18 停机两天地表面管群换热图像
The Fig 6.18 The image of the heat transfer of ground pump group after 2 days' shutdown

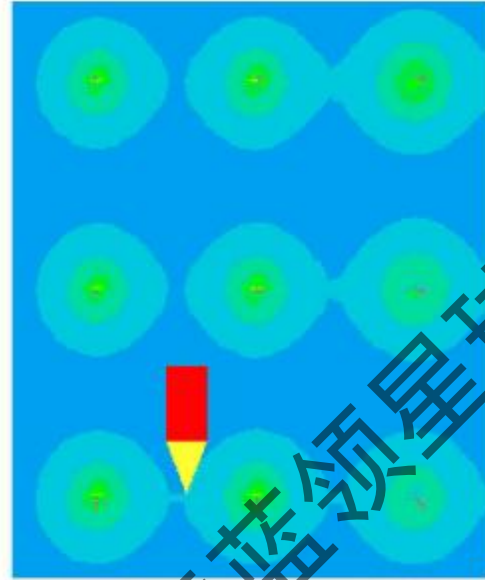


图 6.19 停机两天地下 1 米断面管群换热图像
The Fig6.19 The image of the heat transfer of pump groups buried at 1 meters after 2 day's shutdown

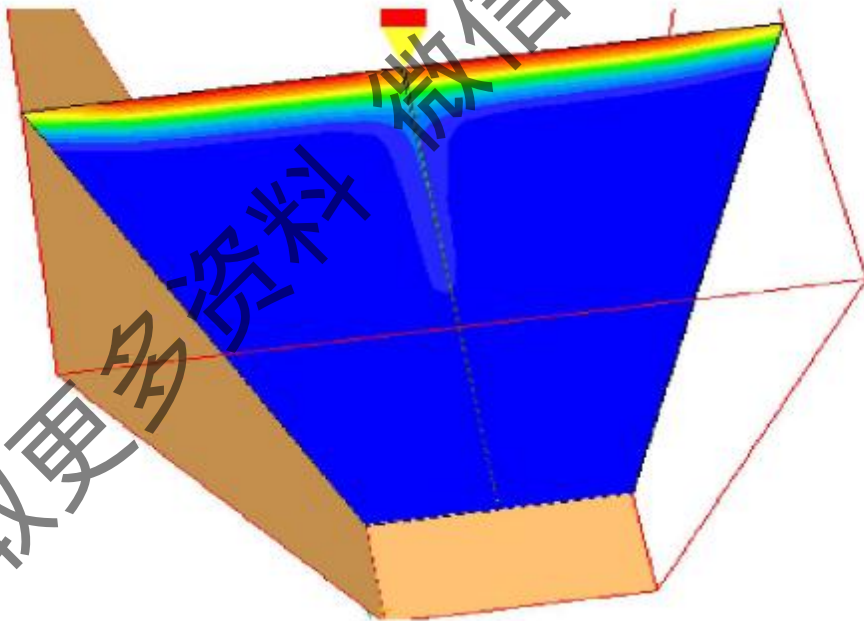


图 6.20 换热孔传热纵向剖面图
The Fig 6.20 The vertical cross-section profile of heat transfer pores

不管是日运行还是周运行，每天的停机时间赋予了地下换热器的周围岩土温度的恢复期，在这个恢复期里，以换热器为中心的不稳定传热不断进行，热量逐

步向外扩散，从周运行周期看，逐口热扩散边界半径逐步扩大，如表 6.1 所示。孔洞内热井不断向外扩散，使得热源中心温度逐步降低。从竖向断面看，从地表面向深度方向发展，热边界半径逐步缩小，竖向热边界三维图像呈倒立圆锥状，如图 6.20 所示。

当连续运行时间达到了一定程度时，孔与孔之间的热边界要交叉，即出现热堆积现象，但是表层以下的热边界区域还没有交叉现象。当运行时间更进一步积累时，热堆积现象逐渐由表层向下扩散，一定深度的热边界交叉现象逐渐向深度方向推进。当运行时间为间歇运行时，深度方向的热堆积现象逐渐向表层方向移动。当换热器恢复期较长，埋管区域地表面散热量足够时，热堆积现象逐渐消失，即岩上地温的恢复过程。

表 6.1 换热孔热边界半径扩整 (1 米深度处)

The Table 6.1 The diffuseness of thermal boundary radii of heat transfer pores

天数	第 1 天	第 2 天	第 3 天	第 4 天	第 5 天
热边界范围 (mm)	700	700	800	900	1100

系统在冬季运行状况下，可以模拟计算得到管群的换热结果。图 6.21 显示系统工作一周后，地下换热器地下一米的温度分布；系统工作一周后，地下换热器地下三米的温度分布如图 6.22 所示。



图 6.21 运行一周末地下 1 米管群换热图像
The Fig 6.21 The image of the heat transfer of ground pump group buried 1 meters after 1 weeks



图 6.22 运行一周末地下 3 米管群换热图像
The Fig 6.22 The image of the heat transfer of ground pump group buried 3 meters after 1 weeks

从图 6.21 和图 6.22 可以看出,在冬季运行状态下,运行时间一长后,除地面浅层附近换热器附近存在过干程度外,在距地面 3 米以下的岩土温度已经恢复到岩土的初始状态。这说明冬季运行工况仍然能够保证季节运行后,地下换热状况能够恢复到初始状态。

根据仿真计算结果,可以得到如下结论:

- 1) 在该建筑负荷特征影响下,且运行周期内,地下换热器之间不相互干扰,换热边界局限在埋管间距内。
- 2) 该建筑的负荷持续性不强,地下换热器在运行周期内存在自然恢复期,从原运行时间看,水温恢复正常。
- 3) 按照周运行结果,可以预计夏季和冬季的运行周期内,不会产生地温热过于现象。系统的地下换热器岩土冬夏热不平衡率为零,地源热泵系统完全可以在对应的负荷特性下安全使用。

6.4 地源热泵机组开发分析

到目前,地源热泵机组在国内和国外品牌为 50 家左右,其市场容量为 10 亿元人民币左右,其中小型机组达到 7 亿元,大型机组达到 3 亿元。由于技术的限制,使用水环系统占多数,而地源热泵系统的份额偏小。

国内水源热泵机组的研制主要是针对地下水或冷却塔的方式运行处理开始的。因此,并没有注意到地下换热器的换热工况。通常的地源热泵系统设计往往是根据厂家的样本进行设备选型。但是,由于换热条件不一样,厂家的样本仅仅提供的是地下水的温度适应状况,与地下换热器换热相适应的水源热泵机组的参数目前还很少。因此,地源热泵机组的关键设备——水源热泵机组的开发应用与必须要同地下换热器的换热性能进行匹配。到目前为止,能够提供不同换热温差和不同流量状况下的地源热泵机组的效率曲线的厂家很少。

由于地源热泵系统由地源热泵机组和地下换热器组成环路构成,地下换热器的定出水温直接决定水源热泵的运行效率。如果地下换热器的换热效率下降,在夏季地下换热器的降温能力下降,出水温度可能较高;在冬季地下换热器的升温能力减弱,出水温度可能很低。因此,用于地源热泵系统的地源热泵机组冷凝器和蒸发器要适应较大的温度范围。很多水源热泵机组夏季进水温度超过 38℃,冬季低于 12℃后设备就不能正常启动,开发适合地源热泵系统的水源热泵机组就应注意此问题。

地源热泵机组在冬季和夏季的换热量以及进出水温均不一致,开发地源热泵机组就应注意蒸发器和冷凝器的面积等参数要适应两季的变化。某些产品开发单位提出采用双蒸发器或双冷凝器来调整不同工况水系统的适应能力是可行的。

止了设备冷井和地下换热器流量的耦合关系，小型水-水地源热泵机组将水泵置于设备机组内是一个较好的方法。小型的地源热泵机组往往是放置在室内，配置了相匹配水泵的机组可以节约空间和降低噪声。

在不同的对象条件下，地下换热器对应的地源热泵机组可以是水-水地源热泵机组和水-空气地源热泵机组。水-水地源热泵机组的开发主要适应地下水的温度变化。水-空气地源热泵机组开发应用目的是与冷却塔的水温和水量适应。因此，适合地下环路的地源热泵机组的开发要有多样性。

6.5 对地下换热器孔阵的研究

根据前面分析的结果可以看出，影响换热器运行效率的主要因素是埋管间距、深度和运行时间等。因此，要保证地下换热器的高效长期运行，就必须重视地下埋管的布孔。

孔深和孔间距实际与地下换热器的运行时间和流体温度、流量等参数有关系，负荷的不同动态特性决定了不同的地下换热器埋深。根据负荷特性，计算得到夏季或冬季的换热层深度，在季节运行结束后，仍然保存下来换热层或者未换热层刚刚消失，在这样条件下得到的计算深度，就是一个合理的地下换热器埋深。

埋管埋深和负荷的持续性有关。在相同的设计负荷，相同的孔数条件下，负荷持续性系数 R_t 越大，要求的孔深越大；或者，相同的孔深，负荷持续性系数 R_t 越大，要求的孔数越多，孔间距也越大。

在确定了孔位数后，就是确定孔阵的排列。

在孔阵的布置上， ΣQ_1 和 ΣQ_2 较大的工程，若孔阵布置不当，地温可能在年运行周期内偏移初始地温。在布孔时，应尽量布置成条形孔阵，每一个区相互独立，每区孔阵一定范围内尽量不布置其他孔，使其传热迅速，不受到其他换热孔的影响。

在 ΣQ_1 和 ΣQ_2 接近为零的工程，由于累计负荷总量接近零总负荷线，在这种状况下，要保证取热和放热的有效平衡，宜布置成方形或圆形孔阵。

影响地下换热器最重要因素是运行时间，要保证地源热泵的多年稳定运行，主要就是保证换热器周围岩土温度的稳定。在不同的动态负荷特征条件下，采用不同的方法使得地源热泵系统能够保持间歇运行，同时保证在系统设计周期内的年负荷累积总量达到 $\Sigma Q_1 \cong Q_{\max}$ ，这就是孔阵布置的前提条件。

6.6 地源热泵系统集成的关键点

地源热泵系统由地下换热器和地源热泵机组通过管道连接构成系统。要保证地源热泵系统的高效运行，应注意的一点是地源热泵机组的选择，另一个就是地

下环路的设计。

1) 地源热泵主机组选择

在传统空调设计中,通过负荷计算即可进行设备选型。而地源热泵系统的设计,必须要考虑夏季热量的排放和冬季热量的吸收平衡问题,否则地下换热器就不能处于一个高效的换热环境。同时,地下换热器的关键参数是运行时间,如果地下环路系统始终处于高负荷下运行,这就不会对地下换热器的换热能力造成损害。因此,地源热泵系统中的设备选择特别重要。

由于地下换热器处于冬季吸热和夏季排热两种状态,两个季节之间的过渡期是一个恢复期,上一季节地下换热器的换热状态直接影响下一季节的换热状态。如果仅从一年为周期来考虑,夏季的运行导致地温的升高,这和开泵实际是有利冬季换热器的运行状况的,同时,冬季的运行导致地温的降低,这种状态恰恰是利夏季换热器的运行,这同时说明这种恢复期实际并没有提高下一季节换热器的换热质量。但是若没有这个恢复期,夏季的过度运行导致地温升高,有碍了冬季的运行,下一个夏季运行却会导致地温升高,因此,冬季的过度运行也会导致下一个冬季地温温度过低。从系统的生命周期看上述两种状况均不利系统的稳定运行,加速了地下换热器换热能力的衰减速度。因此,从系统生命周期看,过渡期有利系统长期高效的运行。在这种情况下,就应保证系统在夏季运行或冬季运行后地下换热器周围岩土温度能够在下一季节运行前恢复。

地下埋管区域保持岩土温度的恒定与输入到地下换热器的热量以及持续时间有关系。这就要求地源热泵系统设备选型必须和负荷的动态变化相匹配。因此,选择地源热泵系统的设备必须要进行全年 8760 小时的逐时负荷分析,在此基础上才能进行地源热泵系统系统设备的选择。

逐时负荷分析应区分冷量或热量的使用时间,在夏季过渡期或冬季过渡期可能没有负荷,这部分时间同样要考虑,这一方面可以确定负荷的形成时间,同时也能分析到季节负荷对下一季节的影响程度。

设备容量确定后对设备进行选择,应根据负荷特性进行来设备的台数,在负荷波动时,也许全年的高峰负荷可能很少,将这部分高峰负荷和大多数运行状况下的负荷进行比较,其差值就可以得到一个较小的设备,该设备就用于保证满足短时间高峰负荷的要求。

R_1 小, R_2 太大的工程,不宜按设计负荷(即峰值负荷 q_{01}) 确定主机容量和地下换热器规格。

设备的装机容量不可能和室人的计算负荷一致,在这种情况下,设备选型的型号对应的负荷值应尽可能大于实际运行负荷。这样才能保证设备有部分会冷量或余热,这种设备匹配就能保证系统运行具有停机时间,使地下换热器有一定的

恢复时间。但是，这样就会增加系统的初期投入，需要进行系统周期内的技术经济比较。国外已经有人提出，地源热泵系统可以将系统初期投入和地下换热器效率作为地源热泵的技术经济综合参数，利用该参数作为基准参数，与系统生命周期结束后系统的折旧率和该时期内的地下换热器换热效率折算成另一个技术经济综合参数。该参数和基准参数进行比较，得到一个值，如果该值在合理的范围内，该系统的投资和系统设计就是合理的^[38]。

2) 地下环路设计

地下环路是保证系统正常运行的关键。地下环路设计首先是埋管孔阵的布置最优；其次是要保证地下换热器的流量最佳；另一个注意点是管路的连接。

(1) 管路布置

管路连接有两种方式，一种是地下换热器的管路各自独立，水系统直接连接到地源热泵机组（或集分水器）；另一种方式是地下换热器之间进行分区，每区内通过串联或并联的方式进行连接。

上述两种方式中，第一种方式的特点是安全，即使地下换热器局部有问题，但也不会影响到其他换热器，且管路中可以无接头，防止管路中的隐藏弊端，而且可以采用直埋方式，该方式的综合造价要低于第二种方式。第二种方式可以方便的运行分区控制，即可以根据实际情况设置为不同的 \times ，根据建筑负荷特征进行有效的控制，相对第一种方式，地下环路的集分水器不多，调节比较容易。

地下环路布置决定了系统各支路的流量分配是否均匀，如果流量分配不好，可能就会导致某些地下环路流量大，某些环路流量小。流量过大并不一定增加地下换热器的换热量，流量过小又不能最大限度的发挥地下换热器的换热能力。因此，应做到环路流量平衡。第一种方式地下支路独立，接入到集分水器不能够保证做到各支路平衡。第二种方式是要保证各管路的水量分配均匀，可以通过同程管来做到各环路平衡。由于分区管路有接头和支环路主管，必须要构筑管沟。同时，管沟内的水管要制作支架，回水应采取保温等措施。

综上，采用两种管路布置对系统的影响是不同的。如果地源热泵系统较小，地下环路小，就没有必要进行分区控制，也没有必要采取管沟等相关措施，各支路的流量不平衡率小；在系统较大的情况下，地下换热器多，环路复杂，不采取分区控制就很难做到各支路流量平衡。同时，由于地下换热器数量大，要保证地下换热器的换热寿命，应该针对负荷特征对地下环路进行分区控制，保证各区都能够做到间歇运行，使地温的波动在一个可控制范围内。建议系统比较小的地源热泵系统环路连接采用第一种方式，系统较大的地源热泵系统环路连接采用第二种方式。

(2) 流量确定

环路流量是地源热泵换热器是否高效运行的重要参数,流量大能增加地下换热器的换热能力,但会增加水泵的能耗;流量小可以降低水泵能耗,但却不能充分发挥地下换热器的换热能力。由于地下换热器与周围岩土换热主要是以不稳定导热进行,导致地下换热器的换热能力有限,在这种情况下利用增加环路流量来增加地下换热器换热量的措施是有一定限度的,在第四章节里已有论述。因此,在负荷特性下,找到系统的最佳流量值,满足这个流量值,就可以保证地下换热器的换热效果,又能保证循环水泵的功率消耗最小,使得系统的能效比最佳。

(3) 地下换热器换热能力在满足制冷或制热要求的前提下,应注意合理确定埋管深度。

在第三章中已经分析到,地下换热器的动态特征参数是三个换热区域内的有效长度。各种动态负荷特征直接决定了 L_{GR} 、 L_{RR} 、 L_{∞} 的动态变化,如果在一个季节负荷周期末, T_{∞} 刚刚消失,地下换热器即开始进入到恢复期(这个恢复期的长度以及开始时间由负荷特征决定),则这种埋管深度是很合理的。如果在一个季节负荷周期末, T_{∞} 提前结束,这必然导致换热器换热恶化,换热器的埋设深度不够。第三种情况是季节负荷周期结束后, L_{∞} 还有一个较大值,这说明了埋管深度过大,投资浪费。

影响地源热泵推广的主要原因是地下环路造价过高,即钻孔埋管费高,因此,合理确定埋管深度是保证地源热泵系统的首要因素。目前,国内传统的设计方法是首先是通过负荷分析后找到埋管总长度,然后根据可能的埋管面积和间距来确定单孔埋管深度^[6],这种设计思路就没有考虑负荷特征对地下换热器的影响。合理的埋管深度确定应在初步确定埋管深度后,对地下换热器进行季节动态特性分析,一方面是保证换热器的热影响面积不能大于埋管之间的间距,更重要的是确定季节负荷周期结束后,保证 T_{∞} 处于一个最低值,当这个深度不能保证时,重新调整埋管深度,直到满足上述两个条件后,才能最终确定埋管深度。

6.7 系统运行调节建议

地源热泵系统能够长期稳定运行的条件是必须保证系统长期在间歇状态下运行。室外气象参数的变化以及不同天气状况下的负荷特征决定了系统本身在间歇状况下运行。由于负荷特征不同,日运行对地下换热器的影响是叠加的,如果日运行结束后,地温得不到恢复,就可能在季节运行还是年运行末对地温造成“伤害”;如果每日日负荷特征或周负荷特征一致,其季节负荷特征完全由日负荷特征或周负荷特征构成,地源热泵在日运行或周运行后,地温能够恢复到初始状态,则这种状态的负荷特性不会对地温造成“伤害”;如果日运行结束后,地温不能恢复,但在季节结束后,能够保证有足够的地温恢复期存在,同样也不会对地温造成伤害。

对于上述几种状况，其主要目的是通过运行调节方法来保证地源热泵地下换热器能够在日恢复期或季节恢复期里达到初始换热性能。

作为系统运行，特别是夏季，应尽可能在室外室外气象允许的条件下保持全新风运行。在这种状态下，系统冷热源不启动，地下换热器就能处于恢复期。即使恢复期的时间很短，这对地下换热器仍然是有利的。在冬季状况下，应尽量采用太阳能等辅助措施来进行间歇供暖^[6]，让地下换热器能够处下一个恢复期。

对于负荷的动态变化，地下换热器并非时刻保持全部投入运行，地下换热系统可设计为多区系统。在这种条件下，适应负荷变化的系统调节方式就可以按照分区调节方式进行，保持孔阵中地下换热器为非连续工作，让换热器能有一个“休息期”。在这种条件下，各区中的地下换热器就能保持有效运行，同时又能够与室内环境控制要求适应。

6.8 小结

① 利用仿真计算方法，可以分析动态负荷下，地下孔群的换热机理和换热状态，从而可以对负荷特征对应下的地源热泵系统运行评价。在一定的负荷特征下，冬夏的热不平衡率为零。

② 在不同的动态负荷特征条件下，地下换热系统的孔阵布置要保证地源热泵系统能够保持间歇运行，同时在系统设计周期内的年负荷累积总量要达到 $\sum Q_i = Q_{max}$ 。

③ R_t 小， R_q 太大的工程，可直接按设计负荷（即峰值负荷 q_{11} ）确定主机容量和地下换热器规模。

④ 根据动态负荷特征计算得到运行周期内的 L_{11} ，才能合理确定地下换热器的埋管深度。

7 结论与展望

7.1 本文的主要工作

(1) 本文提出了针对动态负荷特性分析地源热泵系统的观点。不同的建筑具有不同的动态负荷特性，同一建筑在不同天气状况以及不同季节中表现出的动态负荷特性也不同。本文分析了居住建筑、办公楼、宾馆、商场等建筑特有的动态负荷特性和不同天气过程引起的不同动态负荷特性，并指出这些特性与影响刺地源热泵岩土换热器的换热性能。

(2) 本文利用仿真计算得到了影响地下换热器换热性能的各参数。在三维模型的基础上，对地下换热器进行了仿真分析，揭示了地下换热器在深度方向上的温度变化规律，针对不同深度上换热状态的不同建立了地下换热器的层换热理论。层换热理论将地下换热器及其周围岩土分为三个层：钻孔换热层、换热层、未换热层。不同换热层厚度是可变的，在不同的负荷特性影响下，三层的厚度动态变化情况不一样。根据层换热理论，不同建筑对应的负荷特性对地下换热器换热性能的影响不同。只要保证有未换热层存在，地下换热器的换热性能就不会退化。本文对实际工程进行实测，测试数据证实层换热理论成立。

(3) 本文通过 CFD 和 Solidworks 软件建立了地下孔群模型，并针对办公建筑进行了仿真计算。仿真计算得到了不同时间段地下换热器孔群换热特性及温度场分布特性，并通过实际地源热泵系统实际测试数据进行检验。实际结果和仿真计算结果基本吻合，验证了建立的模型。

(4) 本文利用多元回归分析方法对影响地源热泵机组运行的各参数进行了拟合，得到了夏季工况和冬季工况下影响地源热泵机组的各参数耦合曲线以及地下换热器和冷凝器换热之间的耦合关系曲线，并建立了耦合公式。该公式和实际测试数据进行对比，一致性较好。整个地源热泵系统均在动态工况下运行，负荷特性、地下换热器特性、机组特性等各系统构件相互耦合，孤立求解均不能系统、全面的认识地源热泵系统。本文建立的系统模型能够比较准确的对系统进行耦合仿真分析。

(5) 本文根据所获得的研究成果，对地源热泵系统设计提出了建议。针对地源热泵系统设计施工中孔群布置、埋深深度、间距要求、环路流量确定等主要问题，指出系统的负荷特性是处理这些问题的出发点。

7.2 本文获得的主要结论

本文的结论主要针对竖直埋设 U 型管的地源热泵系统。

7.2.1 影响地源热泵性能的动态负荷特性和特性参数

这里的负荷是指需要通过地源热泵向岩土上排放或从岩土上中提取的热量，排放为正，提取为负。本文指出的以下动态负荷特性是地源热泵工程必须重视的。

(1) 历年负荷总量的累计特性，对应的特性参数是：历年净累计排热量 ΣQ_{1j} ；历年净累计取热量 ΣQ_{2j} 。特性参数值可通过对地下换热器的历年累计排热量和取热量取代数和获得，排热为正，取热为负。

(2) 负荷强度变化特性，对应的特性参数是负荷强度的峰谷比 R_q ；其定义为在地源热泵系统的某持续运行时间段内峰值负荷 q_{Hj} 与低谷负荷 q_{Lj} 的比值，即

$$R_q = \frac{q_{Hj}}{q_{Lj}}$$

(3) 负荷的持续性，对应的特性参数：负荷持续时间（等于地源热泵机组不间断地持续运行的时间 τ_{on} ），负荷的中间时间（等于地源热泵机组两次连续运行之间的停机时间 τ_{off} ），负荷持续系数 $R_c = \frac{\tau_{on}}{\tau_{on} + \tau_{off}}$ 。 R_c 越大，负荷的持续性越强。可根据具体工程的实际需要进一步分析一日负荷持续系数随时间规律，一周内负荷持续系数的变化规律和一个天气过程中持续系数的变化规律。

7.2.2 地下换热器的层换热理论

(1) 仿真和工程实践都表明，地下换热器处于不同埋深的部分，其周围岩土温度分布是不同的，因而换热特性也是不同的。根据地下换热器的换热特征，可以将地下换热器在深度方向上自上而下分为三层，即饱和换热层、换热层和未换热层。饱和换热层为不具有工程意义上的换热；换热层内岩土正在和进水管内水流换热；未换热层内水流尚未发生工程意义上的换热。

(2) 三个换热层由三个特征深度来区别。从换热器进水管入口开始，由于岩土和换热器内流体持续的热交换，管内流体温度和管周围岩土温度已很接近，换热器内流体基本不能与岩土进行换热，这个深度范围即为饱和换热层 L_{sat} ；在饱和换热层 L_{sat} 以下某深度范围内，换热器内流体与岩土进行换热，并随着深度增加，换热器内流体温度与周围岩土温度逐渐接近，该深度范围即为换热层 L_{ex} ；经过换热层 L_{ex} 后，换热器内的流体温度与周围岩土温度接近，换热器流体与岩土之间不发生工程意义上的热量交换，该深度范围即为未换热层 L_{un} 。三个特性深度间关系为： $L_{sat} + L_{ex} + L_{un} = L$ （孔内U型管的埋深）

(3) 地下换热器换热各层的发展变化规律是：在其进水温度换热之初，此时饱和层尚未形成， $L_{sat} = 0$ ；从入口处开始到某一深度为换热层，其下为未换热层。随着换热的进行，入口处开始形成饱和层 L_{sat} ，换热层 L_{ex} 下移，未换热层 L_{un} 缩小。若负荷持续时间 τ_{on} 较短，饱和换热层 L_{sat} 较小，换热层 L_{ex} 不变，且下移

深度不大,未换热层 L_{\pm} 保持较长深度。当负荷持续时间和强度提高后,饱和换热层 $L_{\pm m}$ 逐渐增大,换热层 $L_{\pm h}$ 也增大并持续下移,未换热层 L_{\pm} 逐渐减少。当换热层到达一定程度后,换热器仅具有饱和换热层 $L_{\pm m}$ 和换热层 $L_{\pm h}$,未换热层 L_{\pm} 消失。这时地下换热器性能开始下降,最终丧失换热能力。

(4) 地下换热器换热性能下降的判断依据:

未换热层 $L_{\pm} = 0$

(5) 地下换热器换热能力丧失的判断依据:

换热层 $L_{\pm h}$ 消失,即 $L_{\pm h} = 0$; $L_{\pm m} = L_{\pm}$

7.2.3 动态负荷特性对地下换热器性能的影响

(1) 负荷强度变化特性的影响

Rq 的大小影响 $L_{\pm m}$ 、 $L_{\pm h}$ 、 L_{\pm} 各层的发展迁移速度的稳定性。 $Rq \Rightarrow 1$,各层的发展与迁移速度稳定,换热器性能变化状况容易预测。

(2) 负荷持续特性的影响

持续运行时间 τ_d 越长,越容易出现 $L_{\pm} = 0$,即换热器性能下降,以及出现 $L_{\pm m} = 0$,即换热器换热能力暂时丧失。若 $R\tau > 1$,换热器换热能力难于恢复,反之 $R\tau < 1$,换热器越容易保持高性能,即使出现换热能力下降或暂时丧失,也能充分恢复。

(3) 历年负荷总量的累积特性的影响

$\sum Q_1 \neq 0$,或 $\sum Q_2 \neq 0$,都可能造成地下换热器换热能力的永久性丧失。这里的永久性丧失指不能按原全年运行工况进行换热。

7.2.4 根据动态负荷特性判断地源热泵的可行性

(1) 根据历年负荷总量累积特性判断地源热泵的可持续性。任何一个实际工程,都存在一个全年最大热量 Q_{max} ,若 n 年负荷累积总量达到 $\sum Q_1 \geq Q_{max}$,或 $|\sum Q_2| \geq Q_{max}$,地下换热器换热能力永久性丧失,则该地源热泵的寿命为 n 年,若 n 年的寿命期不满足工程要求,不应采用地源热泵。

(2) 根据负荷强度变化特性和负荷持续性判断地源热泵的稳定性和可靠性。根据层换热理论,正常情况下,地下换热器在负荷强度变化的情况下,出水温度(即主机侧进水温度)稳定。若 Rq 太大,也会造成出水温度的明显波动。而负荷持续性太差, $R\tau > 1$ 的工程,容易出现地下换热器性能下降或换热能力丧失,不宜采用地源热泵系统。

7.2.5 根据层换热理论,应考虑动态负荷特性设计地源热泵系统

(1) 地下换热器系统设计

负荷的不同动态特性决定了不同的地下换热器埋深。相同的设计负荷,相同的孔数, $R\tau$ 越大,要求的孔深越大;或者,相同的孔深, $R\tau$ 越大,要求的孔数越多,孔间距也越大。在孔阵的布置上, $\sum Q_1$ 和 $|\sum Q_2|$ 较大的工程,宜布置条型孔阵;

ΣQ_1 和 ΣQ_2 接近为零的工程，宜布置成方形或圆形孔阵。

(2) 主机容量选择

R_q 小， R_q 太大的工程，不宜按设计负荷（即峰值负荷 q_{II} ）确定主机容量和地下换热器规模。

(3) 管路的设计

为适应动态负荷的变化以及换热器保持高性能， R_q 大的工程，管路设计应分区考虑，既满足负荷变化，又能让地下换热器具有较长的恢复期。

7.2.6 根据动态负荷特性制定地源热泵的运行调节方案

(1) 根据负荷特性变化对地源热泵进行分区调节。

由于负荷的变化，地下换热器并非全部投入运行，这使得分区调节变为可能。分区调节可以使得各区换热器环路能够保证间歇运行，相对某区而言，目的是降低负荷强度和负荷的持续性。

(2) 通过运行方案和运行时间的调整，尽量满足 $\Sigma Q_1 = 0$ ，或 $\Sigma Q_2 = 0$ 。

夏季新风系统以及冬季太阳能的有效利用，可以作为地源热泵累积负荷总量向平衡型调整的手段。

7.3 展望

地源热泵的动态特性研究是一个非常复杂的课题，不同的建筑对应了不同的负荷特性，只有对复杂的负荷特性进行分解，才有可能对地源热泵系统进行分析。而地下换热器和地上系统之间又具有强烈的耦合性。因此，对地源热泵进行动态分析必须构筑一个系统平台，作者为此作了一定的工作。这项工作的有效实施还有大量的工作要做，谨想通过此文为建立地源热泵系统的评价和评估体系，为地源热泵在我国的健康发展尽微薄之力。

致 谢

作为环保、绿色、节能的地源热泵系统，本人在1995年第一次在导师付祥钊教授的指导下得到了朦胧的认识。随着硕士论文的进一步深入，试验研究和理论体系的构建逐步形成，1997年完成了硕士论文—《地源热泵性能研究—Ⅰ》，本人才有了地源热泵系统研究的基础。以后的研究者对地源热泵系统进行了更深入的研究，同时全国更多的研究者加入到地源热泵的研究工作中，很多地源热泵示范工程在全国范围内实施。

2001年，我再次拜师付祥钊教授门下，攻读博士学位。此时，本人在导师的指导下已经具有了一定的地源热泵工程经验。在实际应用中逐步认识到了地源热泵工程实施中的问题，在导师的启发下，对地源热泵有了更深入的认识，也意识到了地源热泵特有系统所必须要注意和解决的问题。在此基础上，才逐步完成了本篇博士论文—《动态负荷下地源热泵性能研究》。该论文的完成，离不开导师的谅解教诲和悉心指导，在此，表示由衷的感谢。导师敏銳的科研洞察力以及严谨务实的工作作风将激励我一生。

在论文工作中，刘方博士、肖益峰博士对较的模拟计算工作进行了帮助，在此表示感谢；研究生翁启成同志在论文工作方面做了大量的工作，在此表示感谢。

感谢建筑环境与设备工程系的相关老师对我的研究提出的建设性意见。

在此，向所有关心和帮助过我的领导、老师、同学和朋友们表示衷心的感谢！感谢所有的亲友们，特别是我的母亲，他们的关心和鼓励是我完成论文的动力。

最后，衷心感谢在百忙之中审阅论文和参加答辩的各位专家、教授！

王 勇

二〇〇六年五月 于重庆

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

参考文献

- [1] 杨国玉、刘晓华, 石油危机以来世界石油市场的变化, 能源基地建设, 1995/1-2, P78-79
- [2] 倪德良, 世界能源和节能技术的发展与趋势, 工业技术选步, 1994年第2期 P43-44
- [3] 于宁, 节能、节地、节水、节材, 城乡建设, 2005年5月, P7-13
- [4] 孙克敏、董晖, 节能省地型住宅全方位发展, 城市开发, 2005年2月, P14-15
- [5] 魏斯赫, 地源热泵地下套管式埋管换热器性能分析, 硕士论文, 重庆大学, 2001
- [6] 江亿, 我国建筑能耗状况及有效的节能途径, 暖通空调, 2005年第35卷第5期, P30-40
- [7] 曲云霞, 张林华, 崔永帝, 地源热泵及其应用分析, 可再生能源, 2002年第4期(总第104期), P7-9.
- [8] 宋春玲等, 岩土源热泵系统分类与特点, 中国建筑学会, 1998, 374-378
- [9] 吕悦, 杨立宇, 周沫, 莫然, 国内地源热泵应用情况调查报告, 工程设计与设计, 2005, 6
- [10] 龚明后, 贾兆良, 地源热泵的分类及其若干问题的看法, 能源技术, 第26卷第3期, 2005年6月, P120-123
- [11] 刘奕斌, 陈光天, 张玲, 地源热泵研究与应用现状, 制冷空调与电力机械 No.1/2003 总第89期, 第24卷
- [12] 张佩芳, 地源热泵在国外的发展概况及其在我国应用前景初探, 制冷与空调, 第3卷, 第3期 2003年6月
- [13] Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe Sanner, B. et al. Geothermics, 2003, 32, (4-6), 579-588
- [14] Larger geothermal heat pump plants in the central region of Germany- Sanner, B. et al. Geothermics, 2003, 32, (4-6), 589-602
- [15] Padmanabhan, Sankaranarayanan K. . Modeling, verification and optimization of hybrid ground source heat pump systems in Energy Plus. OKLAHOMA STATE UNIVERSITY.
- [16] 史铁成, 地源热泵技术的应用现状及展望, 制冷与空调 2004年第3期 P76-78
- [17] Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection International Journal of Thermal Sciences Volume: 43, Issue: 12, December, 2004, pp. 1203-1211
- [18] Burkhard Sanner, Constantine Karytsasb, Dimitrios Mendrinosa, Ladislaus Rybachc. Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe: Sanner, B. et al. Geothermics, 2003, 32, (4-6), 579-588 Fuel and Energy Abstracts Volume: 45, Issue: 3, May, 2004, pp. 209-210
- [19] 李新国, 陈志豪, 赵平等, 桩埋管与井埋管实验与数值模拟, 天津大学学报, 第38卷第8期, 2005年8月, P679-683

- [20] 杨卫波, 年伟, 岩土源热泵系统在国内外研究状况及其发展前景. 建筑节能通风空调, 2003 年第 3 期
- [21] Zogou, O. Stamatelos, A. Effect of climatic conditions on the design optimization of heat pump systems for space heating and cooling. Effect of climatic conditions on the design optimization of heat pump systems for space heating and cooling. Fuel and Energy Abstracts. Volume: 39, Issue: 3, May, 1998, pp. 215
- [22] 王健敏、叶衍华、彭国英. 地源热泵的地热能利用方式与工程应用. 流体机械. 总 79 期. 2002 第 21 卷第 2 月. P30~33
- [23] 王勇、刘杰英、付祥利, 地源热泵及地下管线的实验研究, 暖通空调, 2003 年第 31 卷第 5 期, P21~23
- [24] 王勇、卢年、丁家等, 中安北河滩核心区地源热泵系统分析, 制冷学报, 2005 (增刊), 总第 73 期, P34~36
- [25] 李均照、王永强、姜宝成、小原中哉, 地源热泵小负荷状态下的运行优化. 太阳能学报, 第 24 卷, 第 5 期, 2003 年 10 月
- [26] 卞云霞, 地源热泵系统模型与仿真, 西安建筑科技大学博士. 学位论文, 2004
- [27] 卞云霞、彭广森、彭雄兵. 地冷空调系统仿真数学模型的理论及实验研究. 制冷学报, 1995.4
- [28] 张琴峰、邹文进、汤秀中等, 冷凝器动态数学模型和仿真研究, 计算机工程第 27 卷 第 2 期 Vol.27, 2001 年 2 月
- [29] 卞云霞. 地源热泵系统的传热模型与模拟计算[D]. 济南: 山东建筑工程学院. 2002.
- [30] 周伟. 卞云霞. 方肇洪. 冷凝器传热模型与仿真. 山东建筑工程学院学报, 2003 年 3 月, 第 1 期. 第 18 卷
- [31] 赵海波、杨明, 地源热泵系统的热力学分析, 节能技术, 2004 年第 5 期, P29~32
- [32] 杨昭、张世强、孙政、马一太, 地下地源热泵的优化研究, 太阳能学报, 第 23 卷第 6 期, 2002 年 12 月, P688~691
- [33] Stefanuk N. B. M. Aplevich J. D. Reksizbulut M. Modeling and simulation of a superheat controlled water-to-water heat pump. J. ASHRAE Trans. 1992. 98(2):172-184.
- [34] 付祥利、王勇、朱祖华、刘克英, 两种地质气候条件对岩土换热器的影响, 暖通空调, 2002 年第 32 卷第 2 期
- [35] 刘蕊、马最良, 热渗流耦合作用下地下埋管换热器的传热分析, 暖通空调, 2006 年第 36 卷第 2 期
- [36] 卞云霞、彭广森、彭雄兵. 地冷空调系统仿真数学模型的理论及实验研究. 制冷学报, 1995.4
- [37] Zogou, O. : Effect of climatic conditions on the design optimization of heat pump systems for

- space heating and cooling Fuel and Energy Abstracts Volume: 39, Issue: 3, May, 1998, pp. 216
- [38] Padhmanabhan, Sankaranarayanan K. , Modeling, verification and optimization of hybrid ground source heat pump systems in EnergyPlus. OKLAHOMA STATE UNIVERSITY.
- [39] Present status of underground thermal utilization in Japan. Yasukawa, K and Takasugi, S. Geothermics, 2003, 32, (4-6), 609-618
- [40] 杨玉波, 旌明恒, 董华. 《太阳能—热泵热裂系统(SLSHPS)交替运行性能的数值模拟》. 热科学与技术第4卷第3期, 2005年9月, P228-232.
- [41] 胡松涛, 张利. 《刚太阳能—地源热泵与地板辐射空调系统联合运行方式探讨》. 暖通空调, 2005年第35卷第3期
- [42] 王学敏, 陈友明, 伍佳纳, 彭楚匡. 地源热泵的研究与应用. 暖通热能通风空调, 2004年8月第23卷第4期
- [43] 李元昌, 朱珂. 岩土源热泵的国内外研究和应用现状和发展. 制冷空调与电力机械, No.72002, 总第85期, 第23卷
- [44] 张群力, 一子. 地源和地下水源热泵的开发现状及应用过程中的问题分析. 流体机械, 2003年第31卷第5期
- [45] Burkhard Sanner, Constantine Kavvasis, Dimitrios Mendrinou, Ladislaus Rybach. Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe. Sanner, B. et al. Geothermics, 2003, 32, (4-6), 579-588 Fuel and Energy Abstracts Volume: 45, Issue: 3, May, 2004, pp. 209-210
- [46] Hepbusli, O. A. Exergy and energy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. Energy Conversion and Management 45 (2004) 737-753
- [47] 王家刚, 王友平, 王平等. 地源热泵的运行特性模拟研究. 工程热物理学报, 第24卷第3期, 2003年5月, pp.361~366
- [48] 江洪昌, 林海燕, 杨书湖, 李勇. 空调全年逐时动态负荷计算提供什么信息和回答什么问题?—一栋办公楼空调全年逐时动态负荷计算的结果及其分析. 暖通空调, 2005年第35卷第10期, P44~54
- [49] 李元, 于立帆, 张卓琪. U型垂直埋管式岩土源热泵制冷性能的实验研究. 建筑热能通风空调, 2000年第3期, P14-17
- [50] 王勇. 地源热泵研究(1)——地下换热器性能研究. 重庆建筑大学硕士论文, 1997
- [51] 何素玉. 建筑能耗分析用气象参数模型的研究. 重庆大学硕士论文, 92.6
- [52] 杨进七. 长江流域住宅采暖能耗分析. 重庆建筑大学硕士论文, 1996
- [53] 刁祥钊. 长江流域住宅节能与热环境示范工程. 重庆建筑大学研究报告集, 1996
- [54] 何大祺, 牙侯专, 张萍. 办公建筑空调负荷特性研究—设计冷负荷相关因素的考察与

- 分析, 四川制冷, 1997 年 4 期, P8~1
- [55] T.-K. Lei, Development of a computational model ground-coupled heat exchanger, ASHRAE Trans. 149-159
- [56] Mei V. C. and Baxter V. D., Performance of ground-coupled heat pump with dissimilar U-tube coils in series, ASHRAE Transaction, 1986, 92(Part 2): 22-25
- [57] Yavuzturk C., Spitzer J. D. and Roes S. J., A transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers, ASHRAE Transaction, 1999, 105 (2): 463-474
- [58] Yavuzturk C., Jeffrey D., Spitzer, A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers, ASHRAE Transaction, 1999, 105(2): 475-484
- [59] 王勇、付祥钊, 热泵系统的套管式地下换热器性能研究, 重庆建筑大学学报, 1997 年第 19 卷第 5 期, P13~17
- [60] 王勇、刘宗英、付祥钊, 土壤热泵及地下蓄能系统的实验研究, 暖通空调, 2003 年第 33 卷第 5 期, P21~23
- [61] 邱国栋、徐伟、冯铁柱, 地源热泵设计应用若干问题探讨, 暖通空调, 1996, 1, P15~19
- [62] 樊余波、付祥钊、郭勇川, DOE2 软件分析建筑能耗的可靠性研究, 暖通空调, 2003 年第 33 卷第 5 期, MA143/05, p. 1799, Oct 2003
- [63] 王晴英, 上海地区民用建筑地源热泵空调系统设计, 暖通空调, 2003 年第 33 卷第 6 期, P80~85
- [64] 张月虹、陈林权, 太阳能-地源热泵的性能研究, 太阳能学报, 2000 年 4 月, 第 21 卷第 2 期, P214~220

附录 A 管群建模坐标体系

管群共有9根U型管，分为3组，第1组共3根U型管，计算空间尺寸 $x \times y \times z$ ：28.5m \times 16m \times 67m；第 n 根U型管水平供水管间距和垂直埋管到进/出水口距离见表：

管子编号	水平管间距	垂直管距左边界距离
1	200	6000
2	360	9300
3	520	12600

在solidworks2005中建模步骤

建立9个基准面：

基准面	特征
1	距离上表面反向 1000
2	左表面
3	距离前表面反向 1925
4	距离左表面反向 6000
5	距离左表面反向 9300
6	距离左表面反向 12600
7	距离左表面反向 15900
8	距离左表面反向 19200
9	距离左表面反向 22500

domain size: 28.5 \times 16.5 \times 67						
name	x	y	z	xp	yp	zp
管群1	28.5	4	67	0	0	0
管群2	28.5	4	67	0	4	0
管群3	28.5	4	67	0	8	0
扩展	28.5	4	67	0	12	0

进出口设置：9根管进出口位置， $x_p=0$ ， $x_z=65,990$ ， $d_x=0$ ， $d_y=d_z=0,020$

	inlet	outlet
	yp	yp
1	2.09	1.89
2	2.17	1.81
3	2.25	1.73
4	2.33	1.65
5	2.41	1.57
6	2.49	1.49
7	6.09	5.89
8	6.17	5.81
9	6.25	5.73

9根管子布置:

	管类型	x _p	y _p	z _p	x	y	z
1号管	1	0	1.8875	5.9875	6.0125	0.225	60.025
2号管	2	0	1.8075	5.9875	9.3125	0.385	60.025
3号管	3	0	1.7275	5.9875	12.6125	0.545	60.025
4号管	4	0	1.6475	5.9875	15.9125	0.705	60.025
5号管	5	0	1.5675	5.9875	19.2125	0.865	60.025
6号管	6	0	1.4875	5.9875	22.5125	1.025	60.025
7号管	1	0	5.8875	5.9875	6.0125	0.225	60.025
8号管	2	0	5.8075	5.9875	9.3125	0.385	60.025
9号管	3	0	5.7275	5.9875	12.6125	0.545	60.025

管孔中心点坐标:

管孔编号	X _p	Y _p
1	6	2
2	9	2
3	12	2
4	15	2
5	18	2
6	21	2
7	6	6
8	9	6
9	12	6

获取更多资料

附录 B 作者在攻读博士学位期间发表的论文

- [1] 一勇. 不同地质气候条件对岩土换热器的影响. 暖通空调. 2002-06-15
- [2] 一勇. 地源热泵系统在西部地区的可行性探讨. 重庆大学学报. 2002-07-18
- [3] 二勇. 《高层民用建筑设计防火规范》在工程运用中的问题探讨. 重庆建筑大学学报. 2003-10-01
- [4] 一勇. 地源热泵及地下蓄能系统的实验研究. 暖通空调. 2003-10-15
- [5] 一勇. 夏季三沉室内风冷热泵性能研究. 重庆建筑大学学报. 2004-06-01, EI收录
- [6] 二勇. 地源热泵地下管群换热器设计施工技术难点. 暖通空调. 2004-11-15
- [7] 一勇. 中安翡翠湖湖心别墅地源热泵系统分析. 制冷与空调. 2005-04-09
- [8] 二勇. 冬季三沉室内风冷热泵性能研究. 重庆建筑大学学报. 2005-06-01, EI收录

获取更多资料 微信搜索 壹领星球

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

附录 C 作者在攻读博士学位期间出版的专著

专著：《建筑设备工程管理》

建筑设备与环境专业的支撑点之一是设备工程系统，因此，将暖通空调、建筑给排水、建筑电气系统纳入到一起进行研究，有利于各系统之间的衔接与配合。本书是专业改革后建筑新的专业技术平台课程《建筑设备工程管理》，在内容上不仅介绍了建筑设备和系统，更注重了两者之间的相互作用；拓宽专业知识面的目的之一是面向社会，适应社会的需求，因此，本书也着重介绍了设备工程的招投标、安装工程监理、设备工程的施工管理以及后期的设备维护与保养。在这种框架体系下，设备工程系统就能够贯穿到了实际应用中的各方面。

本教材入选“普通高等教育‘十一·五’国家级教材规划”。



获取更多资料 微信搜索蓝领星球

附录 D 作者在攻读博士学位期间主持和参加的科研项目

- [1] 项目第二负责人：国家“十五”重大科技攻关计划“小城镇环境保护与资源能源合理利用关键技术研究课题”分题——农产品生产加工流程中的节能技术研究，经费：45 万元，项目编号：2003BA808A19-6，起止时间：2003.1~2005.12
- [2] 项目负责人：重庆市科委重大科技攻关项目“重庆市小城镇包装关键技术”子题——重庆市小城镇建筑节能技术集成，经费：30 万元，起止时间：2004.4~2007.4
- [3] 项目负责人：重庆大学青年基础科研项目——风冷热泵在室内的应用，经费：2 万元，起止时间：2004.6~2005.4
- [4] 项目负责人：重庆荣昌医院地源热泵可行性研究，经费：5 万元，起止时间：2005.6~2005.9
- [5] 项目负责人：四川省骨科医院水源热泵可行性研究，经费：5 万元，起止时间：2005.8~2005.12
- [6] 项目负责人：重庆市建委科研项目——自然通风技术在节能建筑中的应用，起止时间：2006.4~2007.12

获取更多资料

微信搜索 蓝星星球