

分类号 TU-8

学号 10937

西安建筑科技大学

学位论文

地源热泵系统模型与仿真

作者 曲云霄

指导教师姓名 李安桂 教授

王军洪 教授

申请学位级别 博士 专业名称 供热、供燃气、通风与空调工程

论文提交日期 2004.04 论文答辩日期 2004.06

学位授予单位 西安建筑科技大学

答辩委员会主席 _____

评 阅 人 _____

声 明

本人郑重声明我所呈交的论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含本人或其他人在其它单位已申请学位或为其它用途使用过的成果。与我一同工作的同志对本研究所做的所有贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了致谢。

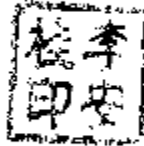
申请学位论文与资料若有不实之处，本人承担一切相关责任。

论文作者签名： 曲云霞 日期： 2004. 4. 29

关于论文使用授权的说明

本人完全了解西安建筑科技大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留送交论文的复印件，允许论文被查阅和借阅；学校可以公布论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或者其它复制手段保存论文。

(保密的论文在论文解密后应遵守此规定)

论文作者签名：曲云霞 导师签名：  日期：

注：请将此页附在论文首页。

“制冷百家” 微信公众号

汇聚制冷界、暖通界百余名专家学者倾力打造的平台，物性查询、论文分享，定时推送最新技术

地源热泵系统模型与仿真

专 业：供热、供燃气、通风与空调工程

博 士 生：曲 云 霞

指导教师：李 安 柱 教 授

方 肇 洪 教 授

摘 要

地源热泵空调系统利用大地作为冷热源，通过中间介质在埋设于地下的封闭环路中循环流动，与大地进行热量交换，进而由热泵实现对建筑物的空调。与传统空调方式比较，地源热泵空调系统利用可再生能源，具有节能和环保的特点。它在欧美已有数十年的历史，近年来在中国受到广泛关注，并已开始得到应用。但是有关地热换热器的设计、地源热泵空调系统的性能预测、系统的优化设计等方面的研究还很不完善，也缺乏相应的规范，这在很大程度上制约了地源热泵的应用。

本文在山东省重大科技攻关项目资助下，对组成地源热泵系统的各个环路进行了研究，并利用能量守恒和质量守恒原理建立了地源热泵系统仿真模型。

本文的主要研究内容和成果如下：

(1) 竖直 U 型埋管地热换热器的传热模型。对单个钻孔的传热划分为两个区域分别进行研究。在钻孔周围区域，将竖直 U 型管的传热简化为有限长线热源的传热问题，采用格林函数法首次得到了有限长线热源温度分布的解析解。由此得到工程上所关心的钻孔壁的代表性温度在恒定热流情况下随时间的变化。

与钻孔周围区域传热过程相比，由于钻孔内材料的热容量较小，因此除了讨论短时间（数小时）的瞬变传热问题以外，可以忽略钻孔内材料的热容量，把该部分的传热近似作为稳态传热处理。本研究同时考虑了 U 型管内流体沿流动方向的导热，首次建立了 U 型管内流体的准三维模型。该模型突破了国际上惯用的半经验公式的方法，通过理论分析首次得到了地热换热器流体进出口温度随地热换热器结构和负荷变化的解析解表达式。通过引入了地热换热器钻孔内效能的概念，从理论上定量分析了钻孔内各项参数、尤其是两支管之间的热短路对传热的影响，为地热换热器的优化设计奠定了理论基础。

实际的地热换热器负荷是逐时变化的，所建立了地热换热器的动态传热模型把地热换热器随时间变化的负荷分解为一系列脉冲负荷，利用叠加原理建立了瞬变热流的地热换热器模型，进而可以确定在随时间任意变化的负荷作用下任一时刻的温度响应。利用把具有

复杂边界条件和热源的问题分解为许多较简单的问题的方法,把具有多个钻孔的地热换热器温度场化作许多单孔温度场的叠加,建立了多钻孔地热换热器温度场叠加模型。

根据以上模型,提出了地热换热器的设计计算方法,即保证在整个运行期内,地下环路循环液的温度保持在限定的范围内,并开发了以月负荷为输入参数的地热换热器传热分析设计和模拟软件。

(2) 水-水热泵机组模型。采用稳态效率法建立了全封闭活塞式压缩机的质量流量、输入功率的数学模型。对水-水热泵机组中的节流机构—热力膨胀阀采用集中参数法建立了热力膨胀阀的数学模型。采用分布参数法,建立了复合螺旋套管式冷凝器和蒸发器的稳态模型,并编制了冷凝器和蒸发器的设计和模拟软件。本文采用 X_n 修正模型,作为空泡率的计算模型,建立了热泵机组制冷剂充注量的计算模型,并分析了不同的制冷剂充注量对热泵机组 COP 的影响。

在建立的压缩机、冷凝器、蒸发器和膨胀阀各部件模型的基础上,采用顺序模块法,根据制冷剂质量平衡和部件之间的能量平衡的关系式,建立了水-水热泵机组的稳态仿真模型。测试结果表明,预测温度与实测温度之间最大差值为 0.6°C ,压缩机功率及制冷量的相对误差除个别点外,误差均在 5% 以内,机组放热量误差约在 8% 左右。

利用水-水机组模型给出了夏季工况时,机组的各项性能随冷冻水流量、冷却水流量、冷冻水入口温度以及冷却水入口温度变化的模拟结果。模拟结果表明,随着冷却水和冷冻水流量的增加,机组制冷量、放热量及 COP 均随之而增大,但冷却水流量变化对机组制冷量和放热量影响较小,压缩机输入功率随着冷却水流量的增加而降低,随冷冻水流量的增加而升高。机组制冷量随着冷冻水入口温度的增加而增大,随冷却水温度的升高而降低。压缩机耗电量均随冷却水和冷冻水温度的升高而增加。

在地下环路的循环液中添加防冻液后,机组性能有所降低。本章建立了添加后防冻液后机组内换热器的换热量衰减系数模型。在机组结构一定的情况下,机组热量衰减系数只与防冻液的物性参数和机组内制冷剂侧热阻与机组换热器的总热阻的比值有关。利用机组热量衰减系数模型即可预测不同工况、不同防冻液时机组热量的变化情况。

(3) 针对组成地源热泵系统的三个环路:地热换热器内水或防冻液环路、热泵机组内制冷剂环路和建筑物内水环路,分别进行了研究。

首先建立了以分钟或小时为步长的地热换热器瞬态模型。只要输入任一时刻的地热换热器负荷即可通过模拟软件预测该时刻地热换热器内循环流体的进出口温度。利用地热换热器瞬态模型,得出了地热换热器出口水温随地热换热器长度、钻孔内回填材料、地下环路循环介质流量、土壤初始温度、地热换热器负荷、每日运行时间份额等因素的变化规律,并对结果进行了分析。

根据能量守恒原理,建立了室内水环路的动态模型。

通过质量和能量守恒关系式，将地热换热器、热泵机组和室内水环路模型联系起来，建立了地源热泵系统的动态仿真模型。只要输入建筑物逐时冷负荷或热负荷、运行初始时刻冷冻水和冷却水的进口温度，即可通过仿真软件计算出地源热泵系统任一时刻的各项性能参数及系统总能耗。

利用试验测试数据，验证了地源热泵系统仿真模型的有效性。除了在运行开始的几个小时实测值与模拟值的误差较大外，其余时间内各项参数的相对误差均不超过 5%。

利用系统仿真软件，分析了防冻液浓度对系统性能的影响，并对模拟结果进行了分析。

(4) 综述了地源热泵系统常用的防冻液种类，对用于地源热泵系统的防冻液特性进行了研究。首次提出了对防冻液特性的评价方法，选取防冻液主要根据热泵系统的工作温度、防冻液的特性等多个方面进行经济技术比较。一般须考虑以下几个方面：a、防冻液的凝固点；b、系统的投资和运行费；c、防冻液的腐蚀性；d、对人体健康和环境的影响；e、火灾风险；f、价格和来源。

综合分析表明，虽然乙二醇的价格较高，但它的传热性能比较好，腐蚀性也很低，对人体的健康和环境的影响较小，管理和操作也比较简单，因此乙二醇都是一种良好的防冻液，也是地源热泵系统的首选。

关键词： 地源热泵 竖井 U 型管地热换热器 准三维模型 热泵模型
系统模型 防冻液

论文类型： 应用基础

本文研究得到山东省重大科技攻关项目资助 (No.011150105)，特此感谢。

Modeling and simulation for ground source heat pumps system

Specialty: Heating Ventilation and Air Conditioning

Author: Qu Yunxia

Advisor: Prof. Li Angui
Prof. Fang Zhaohong

ABSTRACT

Ground source heat pump (GSHP) air conditioning systems utilize ground soil as a heat source/sink, achieve heat transfer between the ground soil and a working fluid (water or antifreeze solution) circulating in a closed loop buried in the ground. Compared to other conventional alternatives, the ground source heat pump system makes full use of renewable energy, and boasts the features of protecting the environment and reducing electric power consumption. It has been applied in Europe and American for a few decades. In recent years the technology has been paid attention to also in China, and a few GSHP pilot projects have been completed here. However, researches on design of the geothermal heat exchanger (GHE), performance predictions of the GSHP systems and system optimization are far from adequate. Besides, no national standards and criteria are promulgated for the GSHP systems. This situation impedes its application.

Acknowledging the support from the key research project of The Science and Technology Bureau of Shandong Province, the thesis has accomplished studies on respective components of the GSHP air-conditioning systems, and set up analytical models of the entire system on the principles of mass and energy conservation. Main contents and results of the thesis are as follows.

(1) Modeling of the vertical GHEs. Heat transfer in a single borehole of the GHE is analyzed in two separate regions, i.e. the inner region within the borehole wall and the external region beyond this boundary. In the external region, heat transfer between the U-tube borehole and the ground is considered with a model of a finite line-source in a semi-infinite medium, and it is the first time to achieve an analytical solution of the temperature distribution for a such a transient two-dimensional conduction problem by means of the Green-function method. According to this solution, the representative temperature response in a borehole wall can be determined, which varies with time under the condition of constant heat flux.

Compared to heat transfer in the external region of borehole, mass and heat capacity of materials inside the borehole are insignificant and negligible. Thus, heat transfer inside the borehole is approximated as steady-state heat transfer except for analyses of short times (a few

hours). With the convective heat transfer of the fluid in U-tube pipes along the borehole depth considered, a quasi-three-dimensional model is built. By the theoretical analysis, the temperature profile of the fluid along the borehole axis, and then, the fluid inlet and outlet temperatures can be obtained. The concept of GHE efficiency is also introduced to discuss the effect of GHE construction parameters on its performance, especially that of thermal short-circuiting in the two branches of the U-tube.

The geothermal heat exchangers often consist of a number of boreholes. Besides, practical load of the GHEs varies with time. The variable load of GHEs is decomposed as a series of pulse load, and the superimposition principle is employed to obtain the real temperature response of the GHEs on basis of the theoretical solutions of a single borehole experiencing a constant heat flux.

According to above model a GHE design procedure is presented, in which the temperature of circulating fluid is kept within desired limits in its entire life cycle. By inputting the monthly load of the air-conditioning system, design and simulation software of GHEs is developed.

(2) A steady-state model for a water-to-water heat pump. By means of lumped parameter method a reciprocating compressor model and a thermostatic expansion valve model are set up. Meanwhile, in a distributed parameter approach a steady-state model of condenser and evaporator has also been established in the form of concentric counter-flow heat exchangers. In this study the revised X_{tt} formula are used to calculate void fraction correlation in the two-phase region of condenser and evaporator. A refrigerant charge model is established to predict the effect of refrigerant charge inventory on the coefficient of performance (COP) of the heat pump units.

On the basis of above compressor, expansion valve, condenser and evaporator models, the steady-state model of water-to-water heat pump is developed with regard to energy and refrigerant inventory conservations among all these components. The results show that the maximum error between prediction and experiment values of temperature is not more than 0.6°C , the relative error of compressor power consumption and cooling capacity is less than 5%, the error of heating capacity is less than 8% except few individual points. The model predicts the performance relationship of the heat pump with variations in flow rate, entering temperature of cooling water and chilled water.

The performance of heat pump is reduced on adding antifreeze solution to the ground loop. A model of capacity degradation factor for heat pumps is developed in regard to this factor. Owing to this model the variation in heat pump capacity on different operating conditions can be estimated with different kinds of antifreeze solutions.

(3) The system of ground source heat pump is composed of three loops, which are the ground loop with water or antifreeze solution, refrigerant loop in the unit, and water loop in a building. These loops are discussed separately in this thesis.

First, the transient GHE model is built, in which the time step may a few minutes or hours.

The entering and leaving fluid temperature of the GHE, varying with time, can be determined with this model. The results of leaving fluid temperature of GHE are analyzed and discussed on consideration of differences in ground loop length, grout material, flow rate of circulating fluid, undisturbed soil temperature, the GHE load and operating time fraction.

Secondly, the water loop model in the buildings is built by energy conservation. And the cooling/heating load of the building is computed with appropriate model and software available.

Finally, the heat pump model, geothermal heat exchanger model and water loop model are incorporated through energy and mass conservation relationships, and a gross model for the ground source heat pump systems and simulation software are built. Thus, operating parameters and energy consumption profile of a building-heat pump-GHE system can be simulated and predicted on certain meteorological conditions.

The validation of model is verified in an experimental system in Shandong Institute of Architecture and Engineering. The results show that, despite the relative errors between prediction and experiment values are notable within the initial hours, they agree with each other reasonably with deviations less than 5% in the later times.

(4) The category of antifreeze solutions is summarized in regard to their application in the GSHP system, and performance of antifreeze solutions is studied. An evaluation method of antifreeze solutions is developed for their application in GSHP systems. The proper selection of the antifreeze solution should take into account the following aspects: ①The freezing point of antifreeze solution, ②The initial investment and operating cost of the system, ③Corrosion tendency, ④Impact on environment and human health, ⑤The fire risk, ⑥Price and availability.

The analysis shows that ethylene glycol is usually a favorite choice for such applications although its price is a little more expensive than most alternatives. Its performance in heat transfer is better than other antifreeze solutions, it has a very low corrosiveness and little effect on environment and human health. And it is convenient to maintenance and management. Therefore, ethylene glycol is a good kind of antifreeze solution and may serve as the first choice for ground source heat pumps systems.

Key words: GSHP vertical U-type pipe GHEs a quasi-three-dimensional model
heat pump model system model antifreeze solutions

Paper type: Applied fundamental

This study is supported by the key project of The Science and Technology Bureau of Shandong Province
(No.011150105)

目 录

1 绪论	1
1.1 热泵简介.....	1
1.1.1 热泵分类.....	1
1.1.2 地源热泵系统.....	2
1.2 研究的目的和意义.....	6
1.3 地源热泵技术研究现状.....	7
1.3.1 国外研究现状和水平.....	7
1.3.2 国内研究现状和水平.....	8
1.4 问题的提出.....	10
1.4.1 地热换热器的传热模型与设计方法.....	10
1.4.2 地热换热器与热泵机组的耦合传热模型.....	11
1.4.3 适合于地源热泵系统的机组性能研究.....	11
1.5 研究的主要内容.....	12
1.6 课题的研究方法.....	13
1.6.1 地热换热器传热模型的研究方法.....	13
1.6.2 地源热泵系统模型的研究方法.....	14
参考文献.....	14
2 地热换热器的传热模型与模拟方法综述	21
2.1 地热换热器的类型.....	21
2.2 已有地热换热器模拟方法.....	22
2.2.1 Ingersoll 方法.....	22
2.2.2 Hart 和 Couvillison 方法.....	23
2.2.3 国际地源热泵协会 (IGSHPA) 方法.....	24
2.2.4 Kavanaugh 方法.....	26
2.2.5 Eskilson 模型.....	27
2.2.6 Rottmayer Beckman 和 Mitchell 模型.....	28
2.2.7 Shonder 和 Beck 模型.....	28
2.3 垂直 U 型管地热换热器传热模型综述.....	28
2.3.1 地热换热器的解析解模型.....	29

2.3.2	地热换热器的数值解模型	36
2.4	小结	38
	参考文献	39
3	U型竖直埋管地热换热器的模型与设计	41
3.1	钻孔外有限长线热源模型的建立	42
3.2	有限长线热源模型钻孔壁的代表性温度确定	44
3.2.1	钻孔壁温的变化趋势	44
3.2.2	钻孔壁积分平均温度	46
3.2.3	钻孔壁代表性温度 T_b	46
3.3	钻孔内流体温度的准三维模型	47
3.3.1	能量平衡方程的建立	47
3.3.2	能量平衡方程的求解	48
3.3.3	地热换热器的效能	52
3.4	模型比较	55
3.4.1	有限长线热源与无限长线热源的比较	55
3.4.2	钻孔内二维模型与准三维模型的比较	56
3.5	非稳态热流的地热换热器模型	58
3.6	间歇运行工况的地热换热器模型	60
3.7	地热换热器的设计	61
3.7.1	地热换热器负荷的确定	61
3.7.2	初步确定钻孔的结构和地热换热器长度	62
3.7.3	地热换热器循环流体最高限 T_{max} 或最低限 T_{min} 出口温度的确定	62
3.7.4	地热换热器钻孔壁温的计算	63
3.7.5	地热换热器流体出口温度的确定	63
3.7.6	地热换热器设计计算步骤	64
3.8	小结	64
	参考文献	66
4	水-水热泵机组各部件模型的建立	67
4.1	压缩机模型的建立	67
4.1.1	压缩机建模方法	67
4.1.2	压缩机模型的建立	68
4.1.3	模拟结果分析	71

4.2	热力膨胀阀模型.....	71
4.2.1	膨胀阀的结构.....	71
4.2.2	膨胀阀的能量方程.....	72
4.2.3	膨胀阀的流量特性.....	72
4.3	冷凝器的数学模型.....	72
4.3.1	换热器的建模方法.....	72
4.3.2	复合螺旋套管换热器的结构.....	73
4.3.3	冷凝器模型的建立.....	74
4.3.4	模型中微元的划分.....	77
4.3.5	冷凝器的模拟算法.....	78
4.3.6	冷凝器模拟结果与分析.....	80
4.4	蒸发器的数学模型.....	83
4.4.1	建模假设.....	83
4.4.2	蒸发器基本传热方程.....	84
4.4.3	制冷剂侧换热系数的计算.....	84
4.4.4	水侧表面换热系数.....	85
4.4.5	蒸发器的模拟方法.....	85
4.5	本章小结.....	87
	参考文献.....	87
5	水-水热泵机组模型与仿真.....	89
5.1	制冷剂热物理性质的计算.....	89
5.2	制冷剂充注量模型.....	91
5.2.1	已有充注量计算方法.....	91
5.2.2	空泡率模型.....	92
5.2.3	制冷剂充注量的计算.....	96
5.3	热泵和制冷机模型综述.....	97
5.3.1	Allen 模型.....	97
5.3.2	Hamilton 模型.....	98
5.3.3	Stoecker 模型.....	99
5.3.4	Stefanuk 模型.....	100
5.4	热泵机组稳态仿真模型的建立.....	102
5.4.1	热泵机组仿真算法分类.....	102

5.4.2	部件模型的表达式	103
5.4.3	热泵机组仿真算法	104
5.5	机组模型验证	107
5.6	机组模拟结果与分析	108
5.6.1	冷冻水、冷却水流量的变化	108
5.6.2	机组冷冻水入口温度变化	109
5.6.3	冷却水进口水温变化	110
5.7	机组结构参数的优化	110
5.7.1	机组优化原则	111
5.7.2	机组优化方法	111
5.7.3	结果分析	111
5.8	添加防冻液的热泵机组模型	114
5.8.1	防冻液侧对流放热系数的衰减系数 $D\alpha$	114
5.8.2	换热器传热量的总衰减系数 DF	116
5.8.3	采用防冻液的热泵机组性能分析	118
5.9	本章小结	120
	参考文献	121
6	地源热泵系统仿真	123
6.1	地源热泵系统组成	123
6.2	地热换热器的瞬态模型	123
6.2.1	地热换热器的瞬态模型的建立	123
6.2.2	地热换热器瞬态模型中各个参数的确定	124
6.2.3	地热换热器的模拟方法	126
6.2.4	地热换热器模型的验证	127
6.2.5	地热换热器的模拟结果分析	128
6.3	室内水环路模型	132
6.3.1	空调负荷计算方法	132
6.3.2	负荷计算原理	132
6.3.3	建筑物负荷计算	135
6.3.4	用户水环路模型	135
6.4	地源热泵系统模型	136
6.4.1	地源热泵系统模型的表达式	136

6.4.2	地源热泵系统模型的求解	137
6.5	系统模型的验证	138
6.6	防冻液浓度对系统性能的影响	140
6.7	地源热泵系统防冻液的选择	141
6.7.1	防冻液的种类	141
6.7.2	防冻液的特性	142
6.7.3	防冻液的选择	145
6.8	本章小结	146
	参考文献	147
7	热泵试验装置	149
7.1	试验目的	149
7.2	试验系统简介	149
7.2.1	空调系统	149
7.2.2	地下环路部分	150
7.2.3	机房内设备	150
7.3	测试内容及方法	151
7.3.1	系统性能测试	151
7.3.2	机组内制冷剂状态参数测定	152
7.3.3	土壤导热系数的测定	152
7.3.4	测试仪表	155
7.4	实验数据及分析	156
7.4.1	夏季工况测试结果	156
7.4.2	夏季实测结果分析	156
7.4.3	冬季工况测试结果	158
7.4.4	冬季实测结果分析	161
7.5	测试结论	162
	参考文献	162
8	结论	163
	致 谢	163
	攻读博士学位期间发表的论文和参与的科研项目	167

1 绪论

1.1 热泵简介

随着经济的发展和人民生活水平的提高,公共建筑和住宅的供热和空调已成为普遍的需求。在发达国家中,供热和空调的能耗可占到社会总能耗的 25%~30%。我国的能源结构主要依靠矿物燃料,特别是煤炭。矿物燃料燃烧产生的大量污染物,包括大量 SO_2 、 NO_x 等有害气体以及 CO_2 等温室效应气体的排放已日益成为各国政府和公众关注的焦点。我国北方地区的供热已经历了千家万户的小煤炉到燃煤锅炉的转变。现在又进一步禁止在城镇建设中小型燃煤锅炉房,体现了政府对保护大气环境的高度重视。因此,除了集中供热的形式以外,急需发展替代的供热方式。热泵空调就是能有效减少大气污染供热空调手段。

众所周知,热泵是靠高位热能拖动,迫使热量由低位热源流向高位热源的装置^[1]。也就是说热泵可以把不能直接利用的低品位热能如空气、土壤、水、太阳能、工业废热等转换为可以利用的高位能,从而达到节约部分高位能,如煤、石油、天然气、电等的目的。目前,热泵在暖通空调工程中得到了广泛的应用,这是一项很有潜力的节能技术^[2],也是减少 CO_2 、 SO_2 、 NO_x 排放量的一种有效方法。

1.1.1 热泵分类

热泵空调根据其低温热源的不同可分为空气源热泵(Air-Source Heat Pump, ASHP)、水源热泵(Water-Source Heat Pump, WSHP)和地源热泵(Ground-Source Heat Pump, GSHP)。

a 空气源热泵

空气源热泵是利用室外空气作为热泵的低温热源,它的主要特点是低温热源的温度随室外气候的变化而变化。当室外温度降低时,热泵的供热量及效率也随之降低,而此时所需的热负荷增加,因此,为满足需求须加辅助热源。特别是当室外气温较低时,机组的换热器表面就会结霜,减少了机组的换热能力,需要定期除霜,以保证机组的正常运行。所以空气源热泵机组的使用受到自然条件的限制。

b 水源热泵(也称水环热泵)

水源热泵^[3,4](也称水环热泵)空调系统则是由许多并联式水源热泵机组加上双管封闭式水管组成,典型的水环路热泵空调系统见图 1-1。水源热泵机组夏季利用冷却塔将系统内热负荷排放掉,冬季则将内区的热量转移到需要供热的外区,不足部分由辅助热源(如电锅炉、热水换热器等)供给。该系统充分利用了大型建筑物内区的热量,特别适用于内区冷负荷较大、而且在冬季时内区仍然需要供冷,而外区需要供热的场合。该系统可将冷

却塔与电锅炉设置在建筑物的顶部，同时省却了冷源机房，节省了机房的占地面积，可以安装独立的电表、分户计费，便于物业管理。

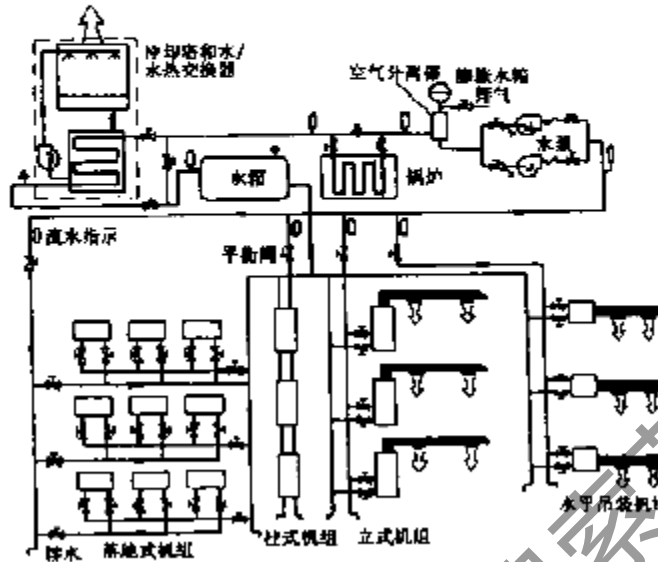


图 1-1 典型的水环热泵空调系统

c 地源热泵

地源热泵在国内的应用刚刚起步，有关地源热泵的术语很多，也很不规范。有的称为地热热泵；有的称土壤源热泵；有的称为地下热交换热泵。为了避免混淆，现统一采用 ASHRAE 1997 年规定的标准术语^[5]，即地源热泵（Ground-Source Heat Pump, GSHP）。地源热泵是一个广义的术语，它包括以地下水、地表水和土壤作为热源和热汇的热泵系统。以土壤为热源和热汇的热泵系统称之为土壤源热泵（Ground-Coupled Heat Pump, GCHP）；以地下水为热源和热汇的热泵系统称之为地下水源热泵（Ground-Water Heat Pump, GWHP）；以地表水为热源和热汇的热泵系统称之为地表水源热泵（Surface Water Heat Pump, SWHP）。

1.1.2 地源热泵系统

a 地下水源热泵系统

以地下水为热源或冷源的地下水源热泵有两种形式：一是开式环路，二是闭式环路^[6]，见图 1-2。所谓开式系统就是通过潜水泵将抽取的地下水直接送入热泵机组。这种形式的系统管路连接简单，初投资低，但由于地下水含杂质较多，当热泵机组采用板式换热器时，设备容易堵塞。另外，由于地下水所含的成分较复杂，易对管路及设备产生腐蚀和结垢，因此，在使用开式系统时，应采取相应的措施。所谓闭式系统就是通过一个板式换热器将

地下水与建筑物内的水系统隔绝开来。

在地表一定深度处，地下水的温度几乎是恒定的，近似为当地的年平均气温，因此地下水热泵的效率大大高于空气源热泵和土壤源热泵，而且它的制冷量和制热量不受室外空气温度的影响。它的优点主要有以下几个方面：

(1) 高效节能。夏季，由于地下水的温度远低于室外空气温度，因此可降低制冷循环的冷凝温度；冬季，由于地下水的温度远高于室外空气温度，因此可提高制冷循环的蒸

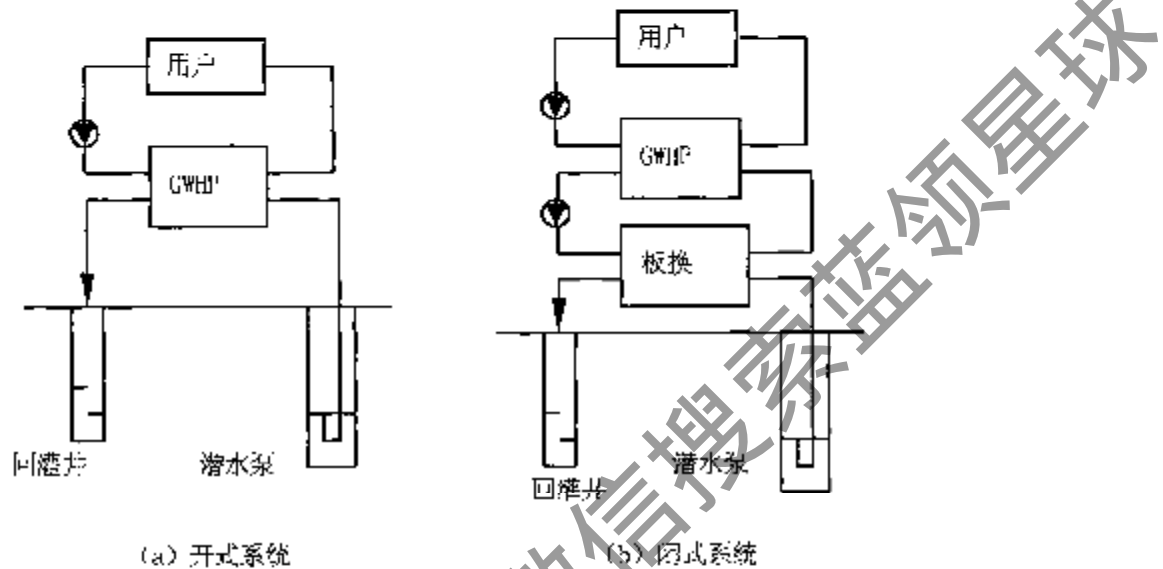


图 1-2 地下水热泵系统

发温度，所以热泵的性能系数大大提高，它比空气源热泵一般可节约 20%~30% 的运行费用。

(2) 运行稳定可靠。地下水的温度一年四季相对稳定，保证了热泵机组运行更可靠，也不存在空气源热泵冬季除霜等难点问题。

(3) 机多用，应用范围广。水源热泵系统可供暖、供冷，还可供生活热水，一机多用，特别是对于同时有供热和供冷要求的建筑物，水源热泵有明显的优点，即减少了设备的初投资。水源热泵不仅能够应用于宾馆、商场等商业建筑，更适合于别墅住宅的采暖空调。

近几年地下水热泵 (GWHP) 系统的发展也呈上升趋势，即抽取地表深处温度恒

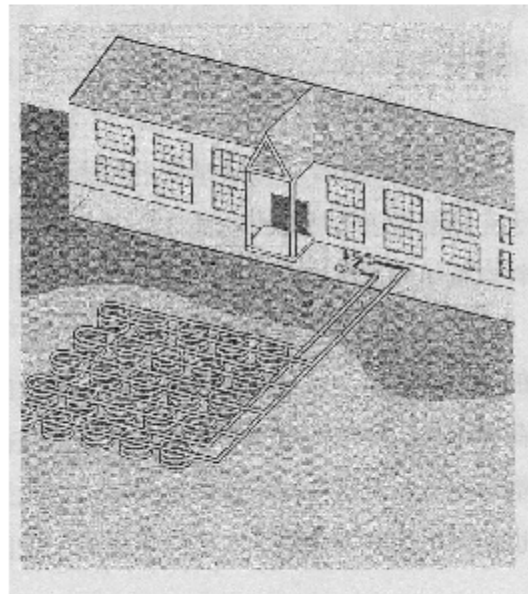


图 1-3 闭式地表水源热泵系统

定的水作为热泵机组的冷热源，地下水在机组中放出或吸收热量后回灌到地下。这种技术可靠性高、有明显的节能和保护大气环境的效益，但它的应用受到一定的限制。首先，这种抽取地下水的办法需要有丰富的地下水为先决条件，如果地下水位较低，水泵的耗电量增加，这将大大降低系统的效率。此外，虽然理论上抽取的地下水将回灌到地下水层，但在很多地质条件下回灌的速度大大低于抽水的速度，造成地下水资源的流失。即使能够把抽取的地下水全部回灌，怎样保证地下水层不受污染也是一个棘手的课题。再就是大量抽取地下水造成地下水位降低，地面下陷，危及建筑物的安全。我国并不是地下水源特别丰富的国家，因此，推广这种技术应慎重。

b 地表水源热泵系统

地表水源热泵就是利用江、河、湖、海的地表水作为热泵机组的热源和热汇。当建筑物的周围有大量的地表水域可以利用时，可通过水泵和输配管路将水体的热量传递给热泵机组或将热泵机组的热量释放到地表蓄水体中。根据热泵机组与地表水连接方式的不同，可将地表水源热泵分为两类：即开式地表水源热泵系统和闭式地表水源热泵系统^[7]。

开式地表水源热泵系统和开式地下水源热泵系统近似，即从湖水底部将水通过管道和水泵输送到热泵机组中，进行热量交换后，然后通过排水管道又将其输送回湖水表面。闭式地表水源热泵系统就是通过放置在湖中或河流中的换热器与热泵机组连接，吸热或放热均通过湖水换热器内的循环介质进行，闭式地表水源热泵系见图 1-3。当热泵机组处于寒冷地区时，在冬季制热工况时，湖水热交换器内应采用防冻液作为循环介质。

在开式地表水源热泵系统中，地表水的作用与冷却塔近似，而且不需要消耗风机的电能及运行维护费用，因此初投资比较低。开式系统存在的最大缺点是热泵机组的结垢问题。在冬季制热模式时，当湖水温度较低时，会有冻结机组换热器的危险，因此开式系统只能用于温暖气候的地区或热负荷很小的寒冷地区。在实际工程中，开式系统多应用于容量小的系统。

与开式系统相比，闭式地表水源热泵系统的优点是机组结垢的可能性降低。这主要是由于在热泵机组换热器内的循环介质为干净的水或防冻液。另外闭式系统湖水环路循环泵的耗电量明显低于开式系统，而且它的应用范围更广。

地表水源热泵(SWHP)系统的特点与空气源热泵相似，即低温热源的温度均随室外气候的变化而变化。当室外温度降低时，热泵的供热量及效率也随之降低，而此时所需的热负荷确增加。同理在夏季制冷时，所需冷负荷越大，而此时机组的制冷量越小。因此，在极端情况下，机组往往不能满足要求，而且采用地表水源热泵系统需要一定的自然水体，这也使得地表水源热泵系统的应用受到一定的限制。

c 土壤源热泵系统

土壤源热泵 (GCHP) 系统是利用土壤作为热源或热汇, 它是由一组埋于地下的高强度塑料管 (地热换热器) 与热泵机组构成, 我们称之为闭式环路, 也称闭环地源热泵 (以下简称地源热泵)。在夏季, 水或防冻剂溶液通过管路进行循环, 将室内热量释放给地下岩土层; 冬季循环介质将岩土层的热量提取出来释放给室内空气。由于较深的地层在未受干扰的情况下常年保持恒定的温度, 远高于冬季的室外温度, 又低于夏季的室外温度, 因此地源热泵可克服空气源热泵的技术障碍, 效率大大提高^[4], 且又不受地下水资源的限制, 它在欧、美等国得到了广泛的应用。

地源热泵 (GCHP) 的工作原理见图 1-4。系统主要由三个环路组成, 第一个环路为制冷剂环路, 这个环路与普通的制冷循环的原理相同。第二个环路为室内空气或水环路。第三个环路为地下换热器环路。另外还有一个可供选择的生活热水环路。

这些环路根据制冷剂运行方向的不同, 形成了制冷和制热两大循环。在夏季, 制冷剂环路将建筑物热负荷以及压缩机、水泵等耗功量转化的热量通过地热换热器将热量释放到地下土壤中, 与地热换热器相连的制冷剂换热器为冷凝器, 地热换热器起冷却塔的作用。冬季地下环路中低温的水或防冻剂溶液吸收了土壤中的热量, 然后通过制冷剂系统将从地

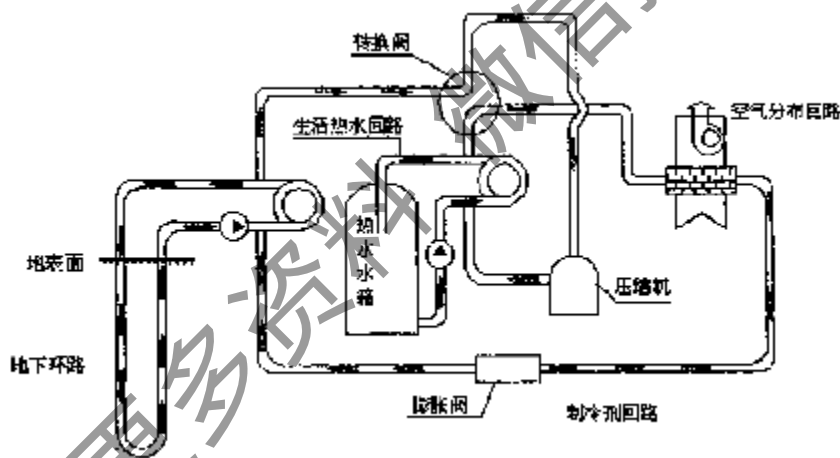


图 1-4 地源热泵的运行原理图—制热模式

下吸收的热量以及压缩机和水泵等耗功量转化的热量释放给室内空气或热水系统, 达到加热室内空气的目的。冬季与地热换热器相连的制冷剂换热器为蒸发器, 与室内侧环路相连的制冷剂换热器为冷凝器。

夏季, 地热换热器将建筑物内太阳辐射、人员、照明等产生的热量传递到土壤当中, 冬季地热换热器从土壤中吸热传递给空调房间, 大地起蓄热器的作用, 因此空调系统所用的能量为可再生能源, 地源热泵技术是利用可持续发展能源的新技术, 具有明显的节能和环保意义。

土壤源热泵 (GCHP) 系统的效率比空气源热泵高, 而且不受地下水和地表水资源的限制, 只需占用一定的埋管区域, 对环境无污染, 采用可再生能源, 因此是一项值得大力推广的新技术。本文所指的地源热泵均指土壤源热泵 (GCHP)。

1.2 研究的目的是和意义

传统的空调系统通常需分别设置冷源 (制冷机) 和热源 (锅炉)。燃煤锅炉是最主要的大气污染源, 中小型燃煤锅炉在城市中已被逐步淘汰; 燃油和天然气的锅炉虽然减轻了对大气的污染, 但排放的温室效应气体 (CO_2) 仍造成环境问题, 而且运行费用很高。建筑空调系统由于必须有冷源 (制冷机), 如果让它在冬季以热泵的模式运行, 则可以省去锅炉和锅炉房, 不但节省了很大的初投资, 而且全年仅采用电力这种清洁能源, 大大减轻了供暖对大气造成的污染问题。地源热泵系统采用的是可再生的地热能, 因此被称之为: 一项以节能和环保为特征的 21 世纪的技术。国外在 50 年代已开始了地源热泵技术的应用, 到 90 年代成为一项成熟的应用技术^[9-16]。在中国, 地源热泵的研究刚刚起步, 尤其是在上个世纪 90 年代末地源热泵成了热门课题, 而且刚刚开始应用于工程实践中^[17-35]。但是有关设备的制造、工程设计、安装、运行管理及能耗等方面的研究还很不完善, 也缺乏相应的规范, 这在很大程度上制约了地源热泵的应用。因此, 地源热泵的研究在我国有着广阔的应用前景, 也必将产生巨大的经济效益和社会效益。它的效益表现在以下几个方面。

(1) 地源热泵利用清洁的电能实现供热和空调, 废除了污染严重的中小型燃煤锅炉。电能可来自水力等可再生性的资源。此外, 在大型的火电厂中, 由于便于采用先进技术, 不但能源的利用率提高, 而且可以做到对有害气体进行严格集中处理, 使 SO_2 , NO_x 的排放量大大减少, 有效改善城市中的大气环境。

(2) 地源热泵利用的能量是地表浅层蓄存的热量 (太阳辐射), 是一种可再生能源。夏季热泵将室内多余的热量释放给地下岩层蓄存起来, 冬季再将其从地下抽取出来送到室内。因此, 热泵充分利用了地下土壤作为蓄热体, 能量循环利用, 是一种利用可持续发展能源的新装置。

(3) 机组效率高, 节省运行费用。地下土壤的温度全年比较恒定, 在夏季土壤温度比室外环境空气温度低, 因此是热泵很好的冷源。与空气热源热泵及其它传统空调方式比较, 地源热泵的效率要高大约 20%~40%。在冬季, 地下土壤的温度远高于室外大气温度, 地源热泵的 COP 可高达 3.0, 采用地源热泵供暖的费用约为采用电锅炉供暖的 1/3。

(4) 地源热泵既可供冷, 又可供暖, 一机多用, 节约设备用房。采用地源热泵供热和供冷, 一套系统代替了原来的锅炉和空调两套系统, 夏季也省去冷却塔, 尤其在冷负荷较大或冬季不需供热的地方, 热泵机组同时还可提供家用热水, 因此一机多用, 节省了建筑空间及设备的初投资, 由此而产生的经济效益相当可观。

1.3 地源热泵技术研究现状

1.3.1 国外研究现状和水平

20 世纪 30-40 年代, 英国、美国、德国、瑞士等国已进入了热泵的研制开发阶段。二次世界大战后, 美国许多重要公司同时发展了各种热泵, 其中以小型热泵空调器发展迅速, 出现了发展热泵的高潮。与此同时, 西欧各国如比利时、法国、原联邦德国、瑞士等也致力于热泵的研究与开发。尽管西欧国家的气温和潮湿适合采用热泵供暖, 但其夏季气温偏低不需空调降温, 因此在这些国家里, 自二次世界大战后, 主要与集中供热相结合, 发展了一些单一供热的大型热泵, 对冷热两用的小型家用和中型商用热泵却未能引起生产商和供电企业的兴趣与重视。在 40-50 年代之间, 美国和欧洲对土壤源热泵进行了研究, 如对土壤源热泵运行的实验研究、埋地盘管的实验研究、埋地盘管的数学模型以及土壤的热物性方面等, 但是由于金属埋管耗量大、占地面积广、初投资成本高、计算传热过程复杂、土壤对金属的腐蚀等原因, 使得土壤源热泵的广泛使用受到了限制。

1973 年, 世界能源危机的出现, 石油价格猛涨, 对能源的需求越来越紧迫, 节约能源的需求越来越高。于是热泵以其节能的优势, 再一次引起了全世界的重视, 地源热泵的研究又一次进入高潮。1976 年, 苏联、英国、法国、西德、丹麦、瑞典、挪威等国都加入了国际地源热泵协会 (IGSHPA)。北美、日本、欧洲的制造厂家为工业、商业建筑和公共建筑提供了大量的热泵, 国际能源机构等制定了发展热泵的计划。不少新技术在新领域的试验及推广应用工作在进行和规划之中, 热泵的用途在不断拓宽, 所以热泵技术在以后的几年里得到了迅速的发展。对土壤源热泵人们做了许多实验研究。此时地下埋管已由早期的金属管改为塑料管, 解决了土壤的腐蚀问题, 计算机的发展又为计算和设计土壤源热泵带来了极大的便利条件。这个时期, 欧洲建立了不少水平埋管作为地下换热器的地源热泵工程, 但主要用于冬季供暖。1981 年田纳西大学安装了水平埋管式土壤源热泵, 同时俄克拉荷马州立大学, 一些能源机构等也都对土壤源热泵进行了研究^[16]。在欧洲、瑞典、丹麦等国对该项的研究也很活跃, 并出现一些具体的应用实例^[16-35]。上个世纪 80-90 年代, 美国的工程承包商建立了大量的地源热泵系统, 据估计到现在大约有数十万个这样的系统在设计。美国和欧洲安装的地源热泵系统很多是参照条件类似的已建工程设计安装的, 另一些工程则是采用复杂的方法计算^[15]后设计而成。

早期的地源热泵研究主要集中于土壤的传热性质、地热换热器形式、埋管的因素等方面。上个世纪 80 年代到 90 年代初, 美国开展了冷热联供地源热泵方面的研究工作, 不少文献报道了地源热泵不同形式的地下埋管换热器的传热过程计算机模拟计算方法^[36-53]。地热换热器的设计计算模型, 据不完全统计约有 30 种。这些模型有稳态的、动态的; 有采用集总参数法, 也有用一维、二维、三维有限差分法或二维有限元法等建立的。有代表性的

理论主要有以下三种:

(1) 1948年, Kelvin的线热源理论^[51-52], 即将地下埋管看做无限大介质中的线热源。目前大多数地源热泵设计是用该理论作基础; 如国际地源热泵协会和俄克拉荷马州立大学提出的设计方法^[16]都是以Kelvin的线热源理论为基础。

(2) 1983年, BNL修改过的线热源理论, 它是将埋管周围的岩土划分为两个区, 即严格区和自由区, 在地源热泵运行时, 不同区域之间的热传导引起区域温度的变化。

(3) 1986年, V.C.MeI提出的三维瞬态边界传热模型^[40], 该理论是建立在能量平衡的基础上, 由系统能量平衡结合热传导方程构成, 有别于线热源理论。

进入90年代, 除报道有关埋管换热器的强化传热以外, 还有关于地源热泵的运行总结和已建成工程的性能比较^[54-55]等。最近几年, 美国陆续报导了一些有关大型商业建筑采用地源热泵的实例。截止1999年底, 全球大约有40万台正在运行的地源热泵机组, 而且其数量也在以每年4万台的数量增加。

由于地源热泵地下换热的影响因素多、设计难度大, 基础数据不足, 某些参数的选择不当会造成工程造价难以接受, 限制了该项技术, 所以直到上个世纪80年代后期才在商业、民用建筑的空调系统中采用。因此, 地源热泵的设计细节、及其与传统建筑系统匹配的资料很少, 对地源热泵工程实例的调研和经验总结是国际上地源热泵研究的一个重要方面。最近几年, 大量报道反映了近年国外进行的工作和取得的成果, 文献^[5-15-16]就是这些经验总结的成果之一, 用以指导地源热泵系统的设计、安装、运行、维护等。

1.3.2 国内研究现状和水平

早在上个世纪50年代, 我国就已经开始空气源热泵方面的研究工作, 而地源热泵的发展则比较缓慢。自80年代末, 地源热泵技术的研究才日益受到人们的重视。国内最早开展地源热泵研究的是青岛建工学院、天津商学院、天津大学等, 初期的研究主要是关于系统性能方面的试验研究。

90年代末期, 同济大学、重庆建工学院、湖南大学, 山东建筑工程学院等相继建立了水平埋管和竖直埋管换热器的地源热泵的实验装置, 热泵技术的研究进入了一个新的发展阶段。这一阶段的研究主要内容如下:

a 有关地源热泵理论方面的研究。这些研究包括:

- (1) 地热换热器的传热模型研究^[84-100];
- (2) 地热换热器换热计算模拟研究^[101-103];
- (3) 水平埋管换热器夏季瞬态工况数值模拟研究^[101];
- (4) 地热换热器合理间距的理论分析^[35];
- (5) 土壤冻结对地热换热器传热的影响研究^[104];

(6) 地热换热器间歇运行工况分析^[85]。

b 完成了地源热泵供冷及供热方面的试验。

(1) 水平埋管热泵系统冬夏季供冷供热试验^[101, 105];

(2) 竖直 U 型管热泵系统冬夏季供冷供热试验^[106-109];

(3) 垂直套管式地热换热器试验^[97, 98]。

c 相关产品的开发及制造标准的研究, 包括水源热泵、水水热泵的批量生产。

80 年代末, 我国水冷式冷水机组开始应用, 因此制定了关于冷水机组的国家标准《容积式冷水机组性能试验方法》^[110] (即国标 GB10870-89), 但缺乏风冷式冷水机组及热泵机组的内容。因此导致我国某些机型处于无章可循的局面。例如, 水冷式冷水机组名义工况冷却水进口温度有 30℃、32℃, 风冷式室外侧空气干球温度有 30℃、35℃; 而且型号表示与制冷量极不对应, 缺少统一指导, 使用户选型和使用处于较困难的境地, 质量评估也缺少技术指导。

90 年代以来, 冷水机组和热泵机组发展迅速, 为了满足生产需要, 根据 JTS8613-86《冷水机组》、ARI590-81《活塞式冷水机组》和 ARI590-92《容积式冷水机组》以及 JBT7666-95《制冷和空调设备名义工况一般规定》, 我国制定了国标《容积式冷水(热泵)机组》(JBT4329-97)。因此目前我国的热泵机组大多是按照该标准执行的。

90 年代末, 地源热泵空调系统在国内开始得到了应用, 热泵生产厂家也逐渐增多。由于地源热泵在国内还是一项新技术, 而且也缺乏地源热泵机组的相关生产标准, 所以多数厂家仍然按照《容积式热泵机组》(JBT4329-97) 的标准执行。实际上, 地源热泵的运行工况与 JBT4329-97 规定的名义工况相差很大, 因此完全按照国标规定的名义工况来选用和设计地源热泵机组可能会达不到要求^[111]。美国供热空调制冷工程师协会针对不同的地源热泵机组规定了不同的名义工况和制造标准, 分别适用于水环热泵、地下水源热泵和土壤源热泵。目前, 我国还缺乏地源热泵机组的相关标准, 不同厂家的产品规格型号、性能参数标注也各不相同, 这给设计人员的选型带来了一定的困难。因此急需对地源热泵系统的性能进行研究, 为地源热泵机组的生产和选型提供理论基础。

d 开始了地下水源热泵和土壤源热泵的工程应用。

在地源热泵系统中, 地热换热器的研究一直是地源热泵技术的难点, 同时也是该项技术研究的核心和应用的基础。现有的地热换热器设计方法大都基于美国和欧洲对地热换热器的试验研究。国内有关地源热泵的研究重点均放在地热换热器的试验研究上, 试验的重点是:

- (1) 单位管长放热量的确定;
- (2) 实验系统 COP 的确定;
- (3) 埋管合理间距的确定;

(4) 土壤热物性的确定等。

重庆建筑大学、同济大学、青岛建筑工程学院，山东建筑工程学院等也分别根据各自的地质条件给出了相关的试验结果。结果表明，不同的地理位置及土壤热物性，单位管长放热量相差较大。目前已开展的研究绝大多数都局限于对所建立的实验系统进行性能测试并与传统的空气源热泵性能进行技术经济比较，从而得出地源热泵节能的一般性结论。由于缺乏对换热器在土壤中复杂的传热机理的深入研究，使得所得结论只适用于某一具体实验系统，理论性较差，提供的基础数据又较少，因而难于指导实际的工程设计。目前，国内对地源热泵的研究仍然处于试验研究的阶段，只有个别工程应用的实例。对地热换热器的设计有的是按照试验数据进行估算，有的则是根据模型利用计算机进行模拟。由于影响地热换热器的因素很多，而且地下传热过程复杂，现有的各种设计方法得出的结论往往相差很大，而且在短时间内很难达成共识，且由于缺乏已有工程经验总结，因此难于判断现有方法的优劣。

1.4 问题的提出

由于地源热泵环保和节能的特点，目前正在成为国内空调研究和应用的一个新的关注点。综合上述，国内对地源热泵研究的重点放在地热换热器性能及系统性能的试验研究方面，但仍然缺乏有效的地热换热器模型及设计方法。而对地源热泵系统的整体性能的模拟及适用于地源热泵系统的热泵机组优化设计则更未见有关这方面的报道。由于地源热泵的研究在国内起步比较晚，有许多问题急需解决，主要有以下几个方面的问题：

1.4.1 地热换热器的传热模型与设计方法

地源热泵系统中地热换热器的埋管方式主要有水平式和垂直式，应用较多的则是竖直埋管的地热换热器。目前，国内对竖直埋管的地热换热器的模型虽有研究，但所建立的模型大多比较粗糙，缺少较为精确的模型描述地热换热器传热机理及强化传热过程，特别是对于竖直U型埋管地热换热器，没有适当的数学模型描述其传热过程当中U型管各支管内循环流体之间的相互热影响，即热流短路现象对地热换热器传热性能的影响。因此迫切需要建立地热换热器的瞬态模型，能够准确模拟出任一时刻地热换热器的进出口流体温度。

在整个地源热泵空调系统初投资当中，地热换热器的投资占据很大一部分，准确地设计地热换热器对于节省空调系统初投资具有十分重要的意义。现有的地热换热器模型或是过于简化而难于准确设计地热换热器，或是过于复杂而难于实际工程的直接应用；针对工程实际中各种布置形式的竖直埋管地热换热器，缺乏理论基础以比较它们的优劣。往往都是基于较为简化的理论模型或是采用过于复杂的数值计算方法进行分析研究。随着地源热泵应用的增加，迫切需要有一套适合工程应用的地热换热器的设计方法。

1.4.2 地热换热器与热泵机组的耦合传热模型

国外已经有很多人地对地热换热器的传热模型进行了研究和模拟,但多是利用温频法或其他能量分析方法通过输入月平均负荷来预测地热换热器的性能、循环流体最高和最低入口温度等的长期运行情况。这类模型只能模拟地热换热器在数年或数十年内地下土壤的温度变化情况,并不能够准确模拟地热换热器瞬时的运行工况,如任一时刻地热换热器的流体进出口温度、换热量等。因此也无法模拟出地源热泵系统瞬态制冷量、耗电量等。

实际上,地热换热器流体的进出口温度是逐时变化的,因此即使建筑物的空调负荷保持不变,由于地下埋管周围土壤温度的变化而导致地热换热器流体进出口温度的变化,因此热泵机组的瞬时制冷量、耗电量等也将发生变化,所以地热换热器与热泵机组之间是相互影响的。目前并没有一个能够把地热换热器和热泵机组联系起来的动态模型,这主要是因为建立地热换热器模型和热泵机组模型本身就比较复杂,而且难度较大,而把二者结合起来建立模型就更加困难。但是只有地热换热器与热泵机组的耦合传热模型才能准确模拟出地源热泵系统的动态特性、定量分析不同配置的地热换热器对系统整体经济性的影响。因此迫切需要建立一个地热换热器与热泵机组耦合的传热模型来模拟机组的真实性能。这也正是本课题的创新之处。

1.4.3 适合于地源热泵系统的机组性能研究

空气源热泵在国内的研究始于 20 世纪 60 年代,经过多年的研究,设备的制造、机组性能的研究等方面已有了成熟的技术,空气源热泵已经得到了广泛的应用。近年来,国内对空调制冷装置的研究主要包括两个方面的内容:一是对装置内各部件优化^[112-119],以提高部件的性能,这一领域的研究最为活跃,也最见成效。它包括对压缩机性能的改善、节流装置的改进、蒸发器和冷凝器等传热效率的提高等。二是优化系统匹配^[120-128],充分发挥各部件的优势,提高系统的效率。系统优化包括系统中各部件自身的优化和各部件间匹配优化。从生产实践角度来看,优化匹配包括压缩机与换热器的最佳匹配,制冷剂充注量与系统的最佳匹配等内容。

地源热泵是近几年刚刚发展起来的一个新技术,由于影响地下土壤的传热特性的因素比空气要复杂的多,因此机组的性能也与空气源热泵和水源热泵有很大的不同。只简单地在水源热泵机组用于地源热泵系统必将带来很多问题。地源热泵机组与制冷装置结构本身没有什么区别,只是使用的目的不同而已。因此,对机组内各个部件之间的优化和匹配就成为迫切需要解决的问题。

通过对地源热泵机组不同部件建立模型,利用计算机仿真便可得到机组在不同情况下的性能,为地源热泵机组的各部件的匹配和优化设计提供依据。

为此,在2001年我们申请了山东省科技厅的科研课题。由于该课题的先进性和实用性,被列为山东省重大科技攻关项目,并获得了20万元的科研经费资助。

1.5 研究的主要内容

本课题研究的主要内容如下:

(1) 建立竖直单U型管地热换热器的传热模型

将竖直单U型管地热换热器的传热划分为两个区,即钻孔内和钻孔外至无限远处两个区。在钻孔外采用更接近实际的有限长线热源理论模型,确定周围土壤的温度分布,根据模型的理论解,得出钻孔壁的温度随时间的变化关系式。对多个钻孔之间的传热影响,根据迭加原理进行修正。

对钻孔内的区域,考虑到两根U型管之间存在的热短路现象,建立符合实际情况的准三维模型。这个模型比其它文献中给出的模型的优点在于,考虑了沿U型管管长方向流体温度的变化,因此这个模型更接近实际,同时也将换热器内流体温度与U型管的传热量直接联系起来。

(2) 根据建立的地热换热器传热模型,建立地热换热器的瞬态仿真模型。根据该模型不仅可求解任意时刻地热换热器的出口温度,并且能够确定地热换热器的最佳长度。并通过山东建筑工程学院地源热泵工程的测试结果验证模型的有效性。

(3) 建立热泵机组各部件模型

采用集总参数法,分别对活塞式压缩机、膨胀阀建立数学模型。对热泵机组的蒸发器和冷凝器,则根据换热器内制冷剂所处的状态不同进行分区,在每个区内,沿传热管段将其划分为多个微元,采用稳态分布参数法建立蒸发器和冷凝器模拟和设计模型。

(4) 建立热泵机组的稳态仿真模型

在部件模型的基础上,利用能量守恒、质量守恒定律,将各个部件的模型有机的集合起来,构成整个热泵机组的稳态模型,并分析在不同参数条件下机组的性能变化。

(5) 建立采用防冻液的热泵机组换热量衰减系数模型

热泵机组在添加防冻液后,机组的性能将会有所降低。利用从机组换热器的传热在水-水热泵机组模型的基础上,建立采用防冻液的热泵机组模型,预测出采用不同种类、不同浓度防冻液情况下机组的性能变化。

(6) 建立地源热泵系统的动态仿真模型

将地热换热器的传热模型与热泵机组的模型结合起来,建立地源热泵系统的动态模型。模拟在不同的地热换热器配置的情况下,热泵系统的性能,并通过实验工程验证模型的准确性。

(7) 对地源热泵系统冬夏季实际工况进行测试,验证系统模型的有效性,同时分析在

参数变化的情况下系统的性能变化规律。

1.6 课题的研究方法

1.6.1 地热换热器传热模型的研究方法

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半经验性设计计算公式，主要是根据冷、热负荷估算地热换热器所需埋管的长度。设计手册和教科书通常推荐以一维线热源或圆柱模型为基础的公式，最常见的形式如^[50]：

制冷工况：

$$L_c = \frac{1000 Q_c [R_f + R_{pe} + R_h + R_s \times F_c + R_{sp} \times (1 - F_c)] \left(\frac{COP_c + 1}{COP_c} \right)}{(t_{max} - t_m)}$$

供热工况：

$$L_h = \frac{1000 Q_h [R_f + R_{pe} + R_h + R_s \times F_h + R_{sp} \times (1 - F_h)] \left(\frac{COP_h - 1}{COP_h} \right)}{(t_m - t_{min})}$$

其中下标 c, h 分别表示制冷和供热工况， L 是钻井总长度 (m)， Q_c, Q_h 分别是热泵的额定冷热负荷 (kW)， COP 是热泵的性能系数，供热运行份额 F_h 和供冷运行份额 F_c 是用来考虑热泵间歇运行的影响。公式中的各热阻项采用经验或半经验的公式，钻孔外岩土热阻 R_s 采用 Kelvin 的线热源模型^[51, 52]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和全年中冷、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，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^[40, 42]。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，McI^[40]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^[42]等人采用横截面中的二维温度场简化，求解了单个钻孔的在短时间内的温度响应。这些分析研究都对定性了解地热换热器的传热过程

起到了重要的作用。

本研究采用新方法的理论基础之一是叠加原理,即把具有复杂边界条件和热源的问题分解为许多较简单的问题,特别是把具有多个钻孔的地热换热器温度场化作许多单孔温度场的叠加;把随时间变化的负荷分解为一系列脉冲负荷,进而确定任一时刻的温度响应。其理论基础之二是求解单个钻孔传热问题的解析解,特别是考虑钻孔的有限深度、钻孔内部各支管间的热干扰以及地下水渗流的影响等复杂因素时二维或三维非稳态传热问题的解析解。用这种方法求解复杂的工程问题,不但是对传热理论的贡献,也使地热换热器传热分析的模型更加精确,计算速度大大加快,完全可以满足工程设计和系统模拟的需要。

1.6.2 地源热泵系统模型的研究方法

典型的水-水地源热泵系统主要由三个环路组成,即地热换热器内水或防冻液环路,热泵机组内制冷剂环路,用户侧水环路。系统性能是这三个环路共同作用的结果,所以系统模型主要包括地热换热器模型、热泵机组模型以及室内水环路模型。

本课题通过分别建立各个环路的模型,然后通过一定的连接参数将地热换热器模型、热泵机组模型和室内水环路模型联系起来,得到地源热泵系统模型。通过输入不同的参数,即可得到不同配置情况下地源热泵系统性能参数。

参考文献

- [1] 蒋能照,姚国琦,周启瑾等. 空调用热泵技术及应用. 北京:机械工业出版社,1997.
- [2] 郁永章. 主编. 热泵:原理与应用. 北京:中国建筑工业出版社,1988.
- [3] 丁航,蔡龙俊. 一种新型空调系统:水环路热泵空调系统. 全国暖通空调制冷1996年学术年会资料集,1996,(8):393-395.
- [4] 马最良,孙丽颖,杨自强,马光昱. 水环热泵空调系统设计. 现代空调设计—空调热泵设计方法专辑,2001,(3):119-140.
- [5] Stephen P Kavanaugh, Kevin Rafferty. Ground-source heat pumps—design of geothermal systems for commercial and institutional buildings. ASHRAE, 1997.
- [6] 曲云霞,张林华,方肇洪,李安桂. 地下水源热泵及其设计方法. 可再生能源,2002,6:11-14.
- [7] 曲云霞,方肇洪,张林华,周伟. 地表水源热泵系统的设计. 可再生能源,2003,3:30-32.
- [8] 寿青云,陈汝东. 高效节能的空调—地源热泵. 节能,2001,(1):41-43.
- [9] R L D Cane. A comparison of measured and predicted performance of a ground-source heat pump system in a large building. ASHRAE Trans.1995, 101(2): 1081-1087.
- [10] D R Dinse. Geothermal system for school. ASHRAE Journal, 1998, 40(5): 52-54.
- [11] Steve Kavanaugh, Ground-coupled heat pumps for commercial buildings. ASHRAE Journal, 1992, 34(9):

- 30-37.
- [12] R R Johnson, J. A. Edwards, et al. Experimental evaluation of three ground-coupled heat pump systems. ASHRAE trans. 1988, 94(1A): 280-291.
- [13] Steve Kavanaugh. Design consideration for ground and water source heat pumps in southern climates. ASHRAE trans. 1989, 95(1): 1139-1148.
- [14] M T Sulatisky, G vander kamp. Ground-source heat pumps in the Canadian prairies. ASHRAE Trans. 1991,97(1): 374-385.
- [15] Steve Kavanaugh. Ground source heat pumps. ASHRAE Journal, 1998,40(10): 31-35.
- [16] James E Bose. Geothermal Heat Pumps Introductory Guide. Oklahoma State University Ground Source Heat Pump Publications, 1997.
- [17] 李新国, 胡憬等. 地源热泵—供暖空调节能环保技术. 节能与环保, 2001,(2): 19-21.
- [18] 涂锋华, 赵军等. 地源热泵的工程应用与环保节能特性分析. 节能与环保, 2001,(3): 33-35.
- [19] 曲云霞, 张林华, 崔永章. 地源热泵及其应用分析. 可再生能源, 2002, 4: 7-9.
- [20] 吕灿仁. 我国热泵现状、应用前景和使用问题. 中国工程热物理学会余热(含低品位)回收和利用学术会议论文, 1998.
- [21] 田长青. 土壤热源热泵用于冬季供暖的研究. 天津商学院硕士论文, 1990
- [22] 高祖锷等. 土壤热源热泵用于供暖的研究. 天津商学院学报, 1991 (1)
- [23] 高祖锷, 刘鹏建. 土壤热源热泵用于夏季空调的研究. 全国高等学校工程热物理第四届学术会议论文集, 浙江大学出版社, 1992.10.
- [24] 高祖锷. 用于供暖的土壤-水热泵系统. 暖通空调, 1995(4): 9-12.
- [25] 高祖锷, 成通宝. 土壤源热泵地下换热器的研究. 全国高等学校工程热物理第五届学术会议论文集, 大连理工大学出版社, 1994.4.
- [26] 王勇. 地源热泵. 国外建筑科学, 1997, (2):32-39.
- [27] 曲云霞, 方肇洪, 张林华, 李安柱. 太阳能辅助供暖的地源热泵经济性分析. 可再生能源, 2003,1:8-10.
- [28] 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 李安柱. 地源热泵地下环路的设计方法. 流体机械, 2002, 30(9): 50-52.
- [29] 曲云霞, 张林华, 崔永章. 地源热泵及其应用分析. 可再生能源, 2002, 4: 7-9.
- [30] 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 李安柱. 地源热泵系统防冻液的选择. 节能与环保, 2002, 8: 20-23.
- [31] 殷平. 地源热泵在中国. 现代空调第3辑, 2001: 1-10.
- [32] 康敦铺. 地源热泵系统的设计. 现代空调第3辑, 2001: 33-72.
- [33] 方肇洪, 刁乃仁, 苏登超, 崔平. 竖直U型埋管地源热泵空调系统的设计与安装. 现代空调第3辑, 2001: 101-105.
- [34] 丁勇, 刘先英, 胡鸣明等. 地源热泵系统实验研究综述. 现代空调第3辑, 2001: 11-32.

- [35] 张旭. 土壤源热泵的实验及相关基础理论研究. 现代空调第3辑, 2001:75-86.
- [36] D Deerman, S.P. Kavanaugh. Simulation of vertical U-tube ground-coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution. ASHRAE Trans. 1991, 97(1): 287-295.
- [37] H S Carslaw, J C Jaeger. Conduction of Heat in Solid. Seconded. Oxford University Press, Great Britain, 1959: 261-265.
- [38] P Eskilson. Thermal analysis of heat extraction boreholes. University of Lund, Sweden, 1987.
- [39] V C Mei, C J Emerson. New Approach for Analysis of Ground-Coil Design for Applied Heat Pump Systems. ASHRAE Trans. 1985, 91(2): 1216-1224.
- [40] V C Mei and V D Baxter. Performance of a ground-coupled heat pump with multiple dissimilar U-tube coils in series. ASHRAE Transactions, 1986, 92 Part 2: 22-25.
- [41] G Hellstrom. Ground heat storage, Thermal analysis of duct storage systems. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, 1991.
- [42] Cenk. Yavuzturk, Jeffrey D. Spitler, et al. A transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers. ASHRAE Trans. 1999, 105(2): 465-474.
- [43] Cenk. Yavuzturk, Jeffrey D. Spitler. A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers. ASHRAE Trans. 1999, 105(2): 475-484.
- [44] S P Rottmayer, W. A. Beckman, J. W. Mitchell. Simulation of a single vertical U-type ground heat exchanger in an infinite medium. ASHRAE Trans. 1997, 103(2): 651-658.
- [45] Per Eskilson. Numerical Study of radial and vertical mesh division for a single heat extraction borehole. Lund, Sweden, 1986.
- [46] Monte K. Dobson. Modified analytical method for simulating cyclic operation of vertical U-tube ground-coupled heat pumps. ASME-JSES-JSME International Solar Energy Conference, 1995: 69-76.
- [47] Gu Y, O'Neal D L. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tube in ground-coupled heat pumps. ASHRAE Trans. 1998, 104(2): 347-355.
- [48] Ingersoll L R and H. J Plass. Theory of the Ground Pipe Heat Source for the Heat Pump. Heating, Piping & Air Conditioning, 1948, July:119-122.
- [49] Hart D P, Couvillion R. Earth coupled heat transfer, Publication of the National Water Well Association. 1986.
- [50] Bose J E. Earth coil /heat pump research at the Oklahoma State University. Proceedings of the 6th Annual Heat Pump Technology Conference. 1982.
- [51] Bose J E, Parker J D, Mcquiston F C. Design/data manual for closed-loop ground-coupled heat pump systems, Atlanta: ASHRAE, 1985.
- [52] Caneta Research Inc. Commercial/Institutional Ground-Source Heat Pump Engineering Manual.

- ASHRAE, Atlanta, Ga, 1995.
- [53] V C Mei. Theoretical heat pump ground coil analysis with variable ground four-field boundary conditions. *AICHE Journal*, 1986,32(7): 662—667.
- [54] Bose J E, Parker J D. A report on the ASHRAE project to develop a design data manual for ground coupled heat pumps. *Proceedings of the 7th Annual Heat Pump Technology Conference.*, 1984.
- [55] V C Mei. Effect of backfilling material on ground coil performance. *ASHRAE trans.* 1987, 93(2): 1845-1857.
- [56] Takameto Saito et al. Heat pumps: solving energy and environmental challenges. *Proceedings of the 3rd International Energy Agency Heat Pump Conference*, 1990: Tokyo, Japan, New York: Pergamon Press, 1990.
- [57] Langley Billy C. *Heat pump technology: systems design, installation, and trouble shooting.* Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall, 1989.
- [58] James E Bose. *Geothermal Heat Pumps Introductory Guide.* Oklahoma State University Ground Source Heat Pump Publications, 1997.
- [59] Michael J Hatten, W. Bruce Morrison. The commonwealth building groundbreaking history with a groundwater heat pump. *ASHRAE Journal*, 1995,37(7): 45-48.
- [60] Edward A Kushi, chester A. Brunner. Optimizing water-loop heat pump design and performance. *ASHRAE Journal*, 1992, 34(2): 14-19.
- [61] David C Drown, Timothy P Kast, Karen R. Den Draven. A ground-coupled storage heat pump system with waste heat recovery. *ASHRAE Journal*, 1992, 34(2): 20-24.
- [62] W S Johnson, R N Baugh, et al. Seasonal performance evaluation of two horizontal-coil ground-coupled heat pump systems. *ASHRAE trans.* 1987, 93(1): 1875-1885.
- [63] G M Freedman, R. S. Dough. Monitoring of residential groundwater-source heat pumps in the northeast. *ASHRAE trans.* 1988, 94(1A): 839-863.
- [64] S D Martin. A design and economic sensitivity study of single-pipe horizontal ground-coupled heat pump systems. *ASHRAE trans.* 1990, 96(1): 634-642.
- [65] R J Couvillion, D E Cotton. Laboratory and computer comparisons of ground-coupled heat pump backfills. *ASHRAE trans.* 1990, 96(1): 643-651.
- [66] C Chapon, M Delandz. Air conditioning by heat pumps on a water loop. *ASHRAE trans.* 1991, 97(1): 263-286.
- [67] S P Kavanaugh. Design of water-to-air heat pumps with high cooling efficiency for ground-coupled applications. *ASHRAE Trans.* 1991,97(1): 889-894.
- [68] S P Kavanaugh, et al. Test results of water-to-air heat pumps with high cooling efficiency for

- ground-coupled applications. ASHRAE Trans. 1991,97(1): 895-901.
- [69] F J Lenarduzzi, et al. Direct-expansion ground-source heat pump with spiral ground coil- Heating mode. ASHRAE Trans.1991,97(1): 902-908.
- [70] S P Kavanaugh. Field test of a vertical ground-coupled heat pump in Alabama, ASHRAE Trans. 1992, 98(2): 607-615.
- [71] S P Kavanaugh. Precooling and direct-cooling coils for groundwater, lake water and water loop heat pump systems. ASHRAE Trans. 1992, 98(2): 1003-1008.
- [72] J O Goss. Reduced energy use achieved by direct and indirect use of groundwater. ASHRAE Trans. 1992, 98(2): 1009-1014.
- [73] A L. Snijders. Aquifer seasonal cold storage for space conditioning: some cost-effective applications. ASHRAE Trans. 1992, 98(2): 1015-1022.
- [74] Monte K Dobson. Nondimensional analysis of vertical-configuration ground-coupled heat pump start-up. ASME-JSES-KSES International Solar Energy Conference. 1992(Part 1): 367-375.
- [75] K D Rafferty. Large tonnage groundwater heat pumps—experiences with two systems. ASHRAE Trans.1992, 98(1): 587-592.
- [76] M J Hatten. Ground-water heat pumping: lessons learned in 43 years at one building. ASHRAE Trans.1992, 98(2): 1031-1037.
- [77] J H Zaidi, R H Howell, et al. Energy use and heat recovery in water-loop heat pump, variable-air-volume, four-pipe fan coil, and reheat HVAC systems: part 1. ASHRAE Trans.1994, 100(1): 13-28.
- [78] J H Zaidi, R H Howell, et al. Energy use and heat recovery in water-loop heat pump, variable-air-volume, four-pipe fan coil, and reheat HVAC systems: part 2. ASHRAE Trans.1994, 100(1): 29-39.
- [79] W S Cooper. Operative experience with water loop heat pump systems. ASHRAE Trans.1994, 100(2): 1569-1576.
- [80] J Rizzuto. A comparison of energy consumption and electric demand of earth-coupled heat pumps and electric resistance baseboard heaters in a residential multifamily application. ASHRAE Trans.1994, 100(2): 1597-1603.
- [81] Everett W Heinonen, Marice W Wildin, et al. Assessment of antifreeze solutions for ground-source heat pump systems. ASHRAE Trans. 1997, 103(1): 747-756.
- [82] P Ugursal. Performance and economic feasibility of ground source heat pumps in cold climate. International Journal of Energy Research, 1997, 21(10): 857-870.
- [83] D Cane. Maintenance and service costs of commercial building ground-source heat pump systems. ASHRAE Trans. 1998, 104(2): 699-706.
- [84] 柳晓雷, 王德林, 方肇洪.垂直埋管地源热泵的圆柱面传热模型及简化计算.山东建筑工程学院学报,

- 2001, 16(1): 47-51.
- [85] 崔群, 刁乃仁, 方肇洪. 地热换热器间歇运行工况分析. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1): 52-57.
- [86] Heyi Zeng, Nairen Diao, Zhaohong Fang. Efficiency of vertical geothermal Heat Exchangers in the Ground Source heat pump system, The first international symposium on thermal science and engineering, beijing, 2002.
- [87] 曾和义, 刁乃仁, 方肇洪. 竖直埋管地热换热器的稳态温度场分析. 山东建筑工程学院学报, 2002, 17(1): 1-6.
- [88] 曾和义, 方肇洪. U 型管地热换热器中介质轴向温度的数学模型. 山东建筑工程学院学报, 2002, 17(1): 7-11.
- [89] H Y Zeng, N R Diao, Z H Fang, A Finite Line-Source Model for Boreholes in Geothermal Heat Exchangers, Heat Transfer-Asian Research, 2002, 31(7): 558-567.
- [90] Heyi Zeng, Nairen Diao, Zhaohong Fang. Efficiency of Vertical Geothermal Heat Exchangers in the Ground Source Heat Pump System, Journal of Thermal Science, 2003, 12(1): 77-81.
- [91] Nairen Diao, Ping Cui Zhaohong Fang. The thermal resistance in a borehole of geothermal heat exchangers, Proc. 12th International Heat Transfer Conference, 2002.
- [92] 曾和义, 刁乃仁, 方肇洪. 地源热泵竖直埋管的有限长线热源模型. 热能动力工程, 2003, 18(1): 53-57.
- [93] 曾和义, 方肇洪. 双 U 型埋管地热换热器的传热模型. 山东建筑工程学院学报, 2003, 18(1): 11-17.
- [94] 曾和义, 刁乃仁, 方肇洪. 竖直埋管地热换热器钻孔内的热阻. 煤气与热力, 2003, 23(3): 134-138.
- [95] 刘宪英, 陈建平, 胡鸣明, 丁勇. 地源热泵地下竖埋套管换热器传热模型. 全国暖通空调学术年会学术论文集, 北京: 中国建筑工业出版社, 2000.
- [96] 刘宪英, 胡鸣明, 丁勇. 地源热泵冬季供暖测试及传热模型. 暖通空调, 2000(1): 11-14.
- [97] 胡鸣明. 浅埋套管式地源热泵地下传热模型及冬季供热实验研究. 重庆建筑大学硕士论文, 1999.
- [98] 丁勇. 浅埋套管式地源热泵夏季实验研究及传热模型. 重庆大学硕士论文, 2000, 12.
- [99] 张喜明, 于立强. 土壤源热泵垂直埋管周围温度场数理模型. 节能技术, 2001, 19(4): 5-6.
- [100] 魏唐霖. 地源热泵冬季供暖测试及传热模型. 暖通空调, 2000, 30(1): 12-14.
- [101] 李元良, 魏先勋. 水平埋地管换热器夏季瞬态工况的实验与数值模拟. 湖南大学学报, 1999, 27(2): 32-35.
- [102] 曾霖. 地源热泵地下换热器换热计算模拟与实验研究. 重庆建筑大学硕士论文, 1999.
- [103] 卫志道. 热泵用地下埋管换热的实验研究与数值模拟. 华中理工大学硕士论文, 1992.
- [104] 于明志, 方肇洪, 李明钧. 土壤冻结对地热换热器的传热影响. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1): 42-46.
- [105] 刘宪英, 丁勇, 胡鸣明. 浅埋竖管换热器地源热泵夏季供冷试验研究. 暖通空调, 2000, 30(4): 1-4.

- [106] 张旭. 太阳能-土壤热源热泵的实验及其相关基础理论研究. 同济大学博士后研究报告, 1999.
- [107] 魏先勋, 李元巨, 林玉鹏, 曾光明. 土壤源热泵的研究. 湖南大学学报, 2000, 27(2): 62-65.
- [108] 李梵, 于立强, 张晶明. U型垂直埋管式热泵制热制冷性能的实验研究. 建筑热能通风空调, 2000, 20(3): 14-17.
- [109] 于立强, 张开黎, 李梵. 垂直埋管地源热泵系统实验研究. 全国暖通空调制冷二零零零年学术年会学术文集, 北京: 中国建筑工业出版社, 2000.
- [110] 机械工业部冷冻设备标准化技术委员会编. 制冷空调技术标准应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [111] 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 李安柱. 地源热泵名义工况探讨. 西安建筑科技大学学报, 2003, 35(3): 221-225.
- [112] 张华俊, 高玉学等. 制冷活塞式压缩机指示功率的计算与分析. 制冷与空调, 1997, (3): 24-27.
- [113] 丁国良, 张春路等. 制冷压缩机热力性能的模糊建模方法. 上海交通大学学报, 2000, 34(9): 1298-1300.
- [114] 周瑞秋, 杭维颖. 螺杆制冷压缩机性能预测与试验对比. 流体机械, 1995, 23(5): 43-49.
- [115] 于兵, 刘维华等. 热力膨胀阀流动过程的实验与数值研究. 流体机械, 1995, 23(10): 54-57.
- [116] 刘维华, 白梓运, 陈芝久. 膨胀阀动态响应特性的实验研究. 流体机械, 1995, 23(7): 60-62.
- [117] 王志刚等. 电子膨胀阀内制冷剂两相流动过程的数值计算与实验验证. 流体机械, 1999, 27(8): 51-55.
- [118] 张春路, 丁国良, 李灏. 小型制冷压缩机热力计算神经网络方法的改进. 机械工程学报, 2001, 37(1): 75-77.
- [119] 刘浩, 张春路, 丁国良. 结合人工神经网络的冷凝器稳态分布参数模型. 上海交通大学学报, 2000, 34(9): 1187-1190.
- [120] 于立强. 水-水活塞压缩式热泵机组的性能测试. 暖通空调, 1995, 25(1): 12-14.
- [121] 郑祖义. 热泵技术在空调技术中的应用. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [122] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化. 北京: 科学出版社, 2001.
- [123] 陈芝久, 丁国良, 王险峰. 多工质小型制冷装置动态仿真. 制冷学报, 1995, (2): 7-13.
- [124] 周子成. 房间空调器热泵运行时的瞬态仿真. 制冷学报, 1998(4): 14-18.
- [125] 李学讯等. 家用热泵空调的系统模拟和实验研究. 制冷, 2000, 19(2): 1-4.
- [126] 陈爱玲, 袁秀玲等. 房间空调器的动态模拟和实验研究. 流体机械, 1997, 25(4): 46-52.
- [127] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置智能仿真. 北京: 科学出版社, 2002.
- [128] 葛云亭. 房间空调器系统仿真模型研究. 清华大学博士学位论文, 1997.

2 地热换热器的传热模型与模拟方法综述

2.1 地热换热器的类型

目前,国外地源热泵工程中采用的地热换热器有多种,根据其埋管方式的不同主要分为水平埋管和竖直埋管两种方式。水平埋管是将高强度的塑料管埋于地表以下1~2米处的地沟内。水平埋管的地热换热器有以下几种形式:①水平单管;②水平双管;③水平四管;④水平六管。水平埋管地热换热器的结构见图2-1。最近国外又开发了两种新形式:即水平螺旋状和扁平曲线状。在水平钻孔内,一般采用直管。常用管子的直径为20毫米~32毫米,每冷吨制冷量或制热量所需的管子长度为400~600英尺^[1](121.9~182.9米)。

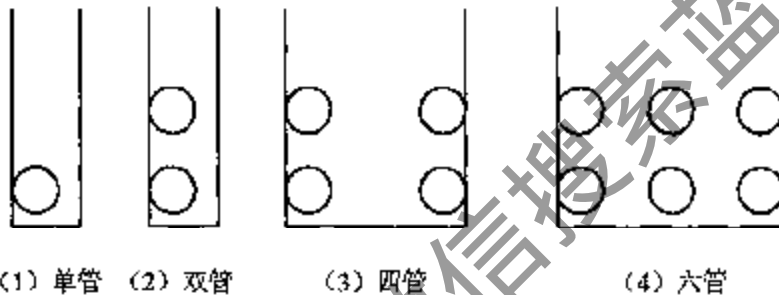


图2-1 水平埋管地热换热器示意图

水平埋管地源热泵系统由于地热换热器更接近地表面,系统性能受天气和空气温度的波动影响更大一些,因此系统效率比竖直埋管地源热泵系统要低,所需的埋管长度更长。但水平埋管地热换热器埋管比较浅,施工容易,因此安装费用相对较低。实践证明,水平换热器的寿命较长。如果场地足够大且无坚硬岩石,则水平式较经济。

竖直埋管地热换热器又可分为套管式地热换热器与U型管竖直埋管地热换热器两种。套管式换热器的结构见图2-2,来自热泵机组的循环流体被输送到换热器的钻孔中,流体通过钻孔垂直壁面直接与周围岩土进行热交换,之后通过设在钻孔底部的回水管将流体抽回到热泵机组当中。由于套管式换热器内流体与周围土壤的接触面积增大,在相同负荷情况下,可以减少地热换热器的埋管长度,因此采用套管式换热器的热泵系统投资比U型管竖直埋管系统要低。该种形式的系统适用于地下坚硬岩石区域,当然若用在土壤区域,需在钻孔内增加套管。

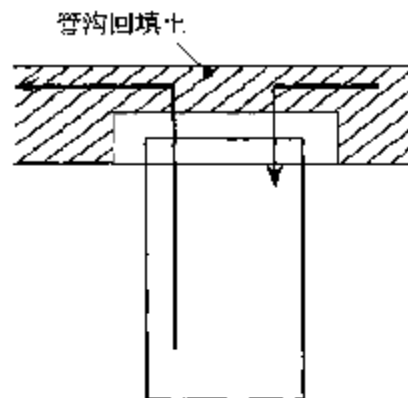


图2-2 套管式地热换热器示意图

竖直 U 型管地热换热器就是在地层中垂直钻孔，孔的深度一般在 30~150m，钻孔直径

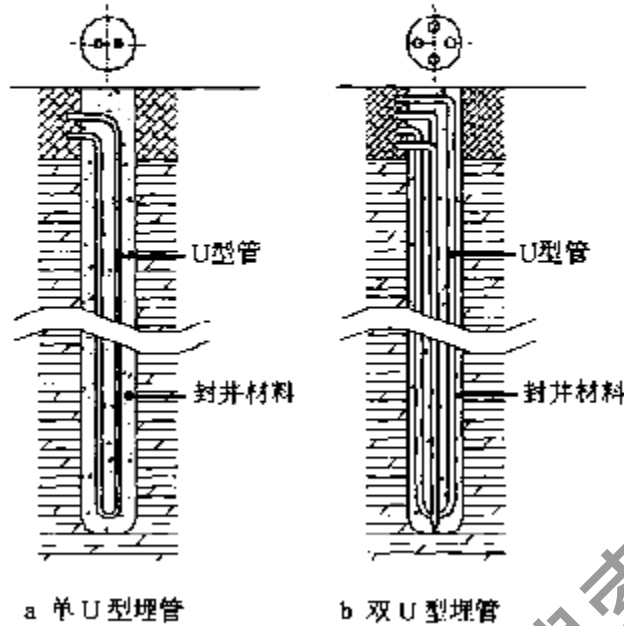


图 2-3 竖直 U 型埋管地热换热器示意图

为 70~200mm，在每个钻孔中放置一个或多个 U 型管，U 型管的直径一般为 25~40mm。竖直埋管的地热换热器有以下几种形式，(1) 单 U 型管；(2) 双 U 型管；(3) 小直径螺旋盘管；(4) 大直径的螺旋盘管；(5) 立式柱状；(6) 蜘蛛状。在竖直埋管换热器中，目前应用最为广泛的是单 U 型管和双 U 型管，详见图 2-3。由于岩土类型、湿度在不同的

地点各不相同，因此设计和安装地热换热器有许多不确定的因素，而地热换热器的设计是否准确合理直接影响到地源热泵的性能。

水平埋管的地热换热器占地面积大，而且换热器受地表气候的影响，但初投资低，因此在场面积较大时，可考虑采用水平埋管方式。竖直埋管占地面积小，系统效率高，比较适合国内人多地少的情况。本文研究的地热换热器是针对竖直单 U 型管。

2.2 已有地热换热器模拟方法

2.2.1 Ingersoll 方法

用无限长线热源模型来描述钻孔周围土壤的温度场是一种目前工程实际中应用较多的方法，也是一种比较简单的方法。Ingersoll^[2]利用开尔文的线热源理论，对确定无限大介质内任一点的温度进行了详细的描述。他的假定条件为介质在开始时温度是均匀的，具有常热流的无限长的线热源或热汇在 0 时刻是关闭的。在此假定下，给出了常热流、无限大介质内任一点的温度分布式如下：

$$T - T_0 = \left(\frac{Q}{2\pi\lambda} \right) \cdot \int_0^{\infty} \frac{1}{\beta} e^{-\beta^2} d\beta = \frac{Q}{2\pi\lambda} I(X) \quad (2-1)$$

$$X = \frac{r}{2\sqrt{at}} \quad (2-2)$$

其中, T 为离线热源任一点处的土壤温度; T_0 为土壤的初始温度; Q 为热源单位长度的热流量; r 为任一点离管中心的距离; λ 为土壤结构的导热系数; a 为土壤的热扩散率; β 为积分变量; τ 为时间。

在 $X < 0.2$ 时, 式 (2-1) 中的积分可采用下面的近似式:

$$I(X) = 2.303 \text{Log}_{10} \frac{1}{X} + \frac{X^2}{2} - \frac{X^4}{8} - 0.2886 \quad (2-3)$$

在 Ingersoll 的方法中一个最基本的假定是管子和线热源必须是无限长, 这样热流才可以看作是一维径向热流。实际上径向热流也不是恒定的, 而是逐月变化的, Ingersoll 建议在方程 2-1 中采用给定时间内积分项的平均值作为热流量。积分区间为某一特定时间间隔从开始到结束。热源和土壤之间的紧密接触也是保证土壤热物性恒定的条件。

Ingersoll 指出方程 2-1 只对真正的线热源才是准确的^[3]。但在实际的地源热泵系统中, 当埋管的直径较小 (小于 50mm)、在系统运行时间在几个小时后, 可忽略其误差, 而将其作为线热源。对于大管径的管子, 应考虑误差修正, 误差项为时间与管径的无因次值 $a\tau/R^2$ 。

为了减小误差, 这个无因次值应大于 20, 这也说明了线热源模型比较适合于模拟长时间地下温度的分布。Ingersoll 方法只是对实际传热过程的粗略近似, 对管子之间的热短路、运行时间对周围土壤的特性的影响等都没有考虑, 也没有进一步的修正, 因此这个模型的应用受到一定的限制。

2.2.2 Hart 和 Couvillison 方法

Hart 和 Couvillison^[4]利用开尔文的线热源方程得到了在热源周围的温度分布。考虑到线热源排放的热量必须立即被周围的土壤吸收, 因此提出了远端半径 r_∞ 的概念, 并给出了远端半径的近似计算式。所谓远端半径就是在某一运行时间内, 由于热源的作用, 钻孔周围的土壤温度发生了变化, 在这个半径之外, 假定土壤的温度不发生变化, 而且是常数, 这个半径就称为远端半径 r_∞ 。Hart 和 Couvillison 指出远端半径只是近似的, 因为开尔文的线热源方程不能预测在热源开始作用以后, 较小半径及很短时间内周围土壤的温度分布。基于这一点, 唯一正确的值就是 $r_\infty = \infty$ 。

Hart 和 Couvillison 给出的远端半径的定义式为:

$$r_\infty = 2\sqrt{a\tau} \quad (2-4)$$

Hart 和 Couvillison 给出的温度分布式同式 (2-1), 并根据积分表给出式 (2-1) 中的积分值等于

$$I(y) = y - \ln y - \gamma - \frac{y^2}{2x(2!)} + \frac{y^3}{3x(3!)} + \dots + \frac{(-1)^{N+1} y^N}{Nx(N!)} \quad (2-5)$$

其中, γ 为偶拉常数 ($\gamma \approx 0.5772157$), $y = r / \sqrt{2\sqrt{a\tau}}$ 。将 r_w 的定义式代入式 (2-5) 中,

得到线热源周围的温度分布为:

$$T - T_0 = \frac{Q}{2\pi\lambda} \left[\ln \frac{r_w}{r} - 0.9818 + \frac{4r^2}{2r_w^2} - \frac{1}{4x(2!)} \left(\frac{4r^2}{r_w^2} \right)^2 + \dots + \frac{(-1)^{N+1}}{2Nx(N!)} \left(\frac{4r^2}{r_w^2} \right)^N \right] \quad (2-6)$$

当计算半径等于钻孔的半径时, 即可得到钻孔壁的温度。

Hart 和 Couvillison 方法的特点是通过引入远端半径的概念对 Kelvin 线热源理论作了进一步的补充。即保证在线热源周围发生热交换的区域为 r_w , 在超过 r_w 以外的区域总假定土壤温度不受干扰, 而且半径的大小由运行时间和土壤的热扩散率决定。在有多孔钻孔的情况下, 钻孔之间的热影响取决于 r_w 的值, 因此当钻孔之间的距离小于 r_w 时, 假定钻孔之间无影响。只有当钻孔之间的距离大于或等于 r_w 时, 钻孔之间的热影响才存在, 而且采用迭加方法考虑。

Hart 和 Couvillison 也提出了基于时间变量的方程, 方程也是根据线热源方程。根据 Hart 和 Couvillison 的建议, 方程 (2-6) 也可用于远端半径与管径的比值 r_w/R 大于或等于 15 的管子, 这里 R 为塑料管的半径。当 r_w/R 小于 15 时, 计算应包括确定 r_w 的值。当 r_w/R 大于等于 3 时, 在考虑耗电量时只需要考虑前两项。当比值小于 3 时, 建议计算耗电量时, 需增加项数。作者显然把这个问题留给设计人员根据试验数据和工程经验来确定。

对于管子周围的温度分布、热源周围任一半径的热流率、以及描述以时间为变量的热交换过程的设计方程都是使用了远端半径的概念得出的。

在计算周围土壤温度场的分布时, Hart 和 Couvillison 采用的方法是将埋管周围的温度场作为一个整体, 总的传热热阻包括土壤热阻 $R_s = (T_w - T_0)/Q$, 管壁热阻 $R_p = \frac{1}{2\pi\lambda_p} \ln \frac{r_o}{r_i}$ 和

流体对流热阻 $R_c = \frac{1}{2h_{fluid}\pi r_i}$ 。其中, r_i 、 r_o 分别为塑料管内径和外径, λ_p 为管壁导热系数, h_{fluid} 为管内流体对流传热系数。

2.2.3 国际地源热泵协会 (IGSHPA) 方法

国际地源热泵组织协会 (IGSHPA) 所用的设计、模拟竖直埋管地热换热器的方法^[5]也是无限长线热源模型, Bose^[5,6]提出了根据一年中的最冷月和最热月确定地热换热器长度的方法, 然后可以使用温频法计算季节性能系数和系统能耗。IGSHPA 定义了单个垂直钻孔的

土壤热阻如下:

$$R_s(X) = \frac{I(X, r_0)}{2\pi\lambda_s} \quad (2-7)$$

$$X, r_0 = \frac{r_0}{2\sqrt{\alpha_s t}} \quad (2-8)$$

这里 $I(X)$ 为指数积分函数, r_0 为钻孔半径; α_s 为土壤的热扩散率; λ_s 为土壤的导热系数; t 为时间。

在 $0 < X \leq 1$ 时,

$$I(X) = \frac{1}{2}(-\ln X^2 - 0.57721566 + 0.99999193X^2 - 0.24991055X^4 + 0.05519968X^6 - 0.00976004X^8)$$

当 $1 \leq X < \infty$ 时,

$$I(X) = \left[\frac{1}{2X^2 e^{X^2}} \right] \frac{A}{B}$$

这里, $A = X^8 + 8.5733287X^6 + 18.059017X^4 + 8.637609X^2 + 0.2677737$

$B = X^8 + 9.5733223X^6 + 25.6329561X^4 + 21.0996531X^2 + 3.9684969$

在钻孔内部, 把 U 型管简化为具有当量直径的单管。单管的当量直径定义为 $D_{eq} = \sqrt{n}D_0$, 其中 n 为一个钻孔内 U 型管的根数。对于单根管, 它的热阻为

$R_p = \frac{1}{2\pi\lambda_p} \ln \frac{r_0}{r_i}$, 因此对于 U 型管, 它的热阻为:

$$R_p = \frac{1}{2\pi\lambda_p} \ln \frac{D_{eq}}{D_{eq} - (OD - ID)} \quad (2-9)$$

这里, OD 为管子外径, ID 为管子内径, λ_p 为管子导热系数。

对于多个钻孔的情况, 可以通过把相邻钻孔的热阻迭加到单个钻孔土壤热阻的方法来计算具有多个钻孔的地热换热器的土壤热阻。

IGSHPA 的方法是根据设定流体进入机组的最高 T_{max} 和最低 T_{min} 进口温度, 计算出每年制冷和制热运行的时间百分比。Bosc 和 Cane 建议流体设计最低入口温度 T_{min} 为当地最冷室外空气温度加上 $30 \sim 40^\circ\text{F}$ ($-1.1^\circ\text{C} \sim 4.4^\circ\text{C}$), 初次计算时假定流体最高入口温度 T_{max} 为 37.8°C 。根据确定的最低和最高入口温度, 即可选择满足冷热负荷的热泵机组, 同时也可确定制冷和制热方式时机组的性能系数 (COP_h, COP_c)。

IGSHPA 给出的地热换热器的长度计算方程如下:

$$\text{采暖时, } L_H = \frac{\text{Capacity}_{\text{heating}} \left(\frac{\text{COP}_h - 1}{\text{COP}_h} \right) (R_p + R_s \cdot \text{RunFraction}_{\text{heating}})}{T_{S \text{ min. ambient}} - T_{\text{min}}} \quad (2-10)$$

$$\text{制冷时, } L_C = \frac{\text{Capacity}_{\text{cooling}} \left(\frac{\text{COP}_C + 1}{\text{COP}_C} \right) (R_p + R_s \cdot \text{RunFraction}_{\text{cooling}})}{T_{\text{max}} - T_{s, \text{max, allowed}}} \quad (2-11)$$

2.2.4 Kavanaugh 方法

Kavanaugh^[7]利用柱热源模型给出了埋管周围温度场的分布或热流量的理论求解方程。他提出把柱热源看作是一个被无限大、常物性固体包围的绝热管，假定管子与周围土壤紧密接触，而且传热过程只有导热存在，土壤中地下水的流动和钻孔之间的热影响可忽略不计。则对于常热流的柱热源的解析解可以表达为：

$$T - T_0 = \frac{q}{\lambda} G(z, p) \quad (2-12)$$

式中， $z = \frac{\alpha t}{r^2}$ ， $p = \frac{r}{r_0}$ ， r_0 为U型管外径， λ 为土壤的导热系数， $G(z, p)$ 只是一个时间与距离的函数表达式，它的定义如下：

$$G(z, p) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^{\infty} \frac{e^{-\beta^2 z} - 1}{J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)} [J_0(p\beta)Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_0(p\beta)] \frac{1}{\beta^2} d\beta \quad (2-13)$$

则自管内流体至管外壁当量传热系数为：

$$h_{eq} = \left[\frac{r_0}{r_i h_i} + \frac{r_0}{\lambda_p} \ln \left(\frac{r_0}{r_i} \right) \right]^{-1} \quad (2-14)$$

其中， r_i 为管内径， h_i 为管内流体对流传热系数， $h_i = Nu_{Di} \frac{\lambda_{fluid}}{D_i}$ ， Nu_{Di} 可通过 Dittus-Boelter 关系式确定，即 $Nu_{Di} = 0.023 Re_{Di}^{0.8} Pr^n$ ，流体被加热时， $n=0.4$ ，被冷却时 $n=0.3$ 。

由于U型管的结构是与开尔文的线热源有偏差的主要原因，按照 Bose 建议，利用管子的等价直径修改原来的解。等价直径为 $Deq = \sqrt{n} D_0$ ，式中 n 为一个钻孔内的U型管的数量。这样可以把U型管作为一根管而近似看作线热源。

为了修正热流沿管长的不均匀性和U型管的数量，Kavanaugh 提出了下式作为温差的修正，修正系数 C 和 N 可根据试验和模拟方法确定。

$$\Delta T = \frac{q}{CN2\pi r_0 h_{eq}} \quad (2-15)$$

其中， N 为U型管的数量； C 为热流不均匀的修正系数， q 为单位管长的热流量。 $N=2$ 时， $C=0.6-0.7$ ； $N=4$ 时，参考 Kavanaugh^[8]。

由式(2-12)和(2-15)即可确定管内流体平均温度 T_{av} 如下：

$$T_{av} = T_0 + \left[\frac{q}{\lambda} G(z, p) \right] + \frac{q}{CN 2\pi r_0 h_{co}} \quad (2-16)$$

根据能量平衡，计算出 U 型管在入口和出口之间的总温差为：

$$T_{wi} - T_{wo} = \frac{qL}{m_w c_{pw}} \quad (2-17)$$

因为 $T_{aw} = (T_{wi} + T_{wo})/2$ ，所以流体出口温度为：

$$T_{wo} = \frac{qL}{2m_w c_{pw}} + T_{aw} \quad (2-18)$$

Kavanaugh 在两个测试地点验证了这个模型并给出了试验数据^[8]。根据 Kavanaugh 的文章，如果选择合适的土壤物性和在系统运行并不需要初始的入口水温，这个模型的准确性比较好。

在钻孔内，由于上升管和下降管内温度的不同，两根管内存在着热流短路现象。考虑到热流短路的影响，Kavanaugh 认为可以采用两种方法进行修正。一种是引入迭加的方法，即在流体平均温度的基础上迭加一个修正温差，热短路引起的修正温差如下：

$$\Delta T_{sc} = \frac{q_{sc} L}{m_w c_{pw}} \quad (2-19)$$

其中， q_{sc} 为短路热流，它的定义为 $q_{sc} = \frac{T_{wi} - T_{wo}}{2R_{sc}}$ ， R_{sc} 为短路引起的热阻，它包括管内对流热阻、管壁热阻和钻孔内土壤热阻。

另一种修正方法是把 U 型管看作有热短路损失的单个线热源，对普通的导热微分方程进行积分，积分区间为整个管长。Kavanaugh 建议^[9]当地热换热器流体的进出口温差小于 10°F (5.5°C) 时，短路热流小于 10% 时采用第三种修正方法。

2.2.5 Eskilson 模型

Eskilson 模型^[10]是基于有限长线热源的数值解。在钻孔外的区域，由于考虑了钻孔之间的相互影响，这个模型给出了最准确的解。由于数值解需要大量的数据和计算时间，基于这个原因，Eskilson 采用了无因次温度反应系数法^[11]，也即 g 函数法来确定钻孔周围的温度分布。

温度反应系数的计算需要两步。第一，为了确定阶跃函数的热流脉冲，需要完成一个钻孔的两维显式有限差分模拟计算。在有限差分模型中，钻孔有一定的长度和直径，钻孔的热阻（管子和灌浆）和容量可以忽略，钻孔的热阻单独计算。为了确定已经配置的钻孔阶跃函数热流脉冲的温度响应，需要使用三维的迭加，即使用三维温度分布。当钻孔外壁的温度随时间的响应是无因次时，得出的无因次温度随时间的曲线是 g 函数。对任一单位

步长的热流脉冲的温度响应系数可以采用内插 g 函数的方法。对某一特定的钻孔配置有唯一的 g 函数。

在确定了反应系数之后,通过把地热换热器随时间变化的热量分解为一系列的 g 函数,即可确定任意随时间变化的吸热量或放热量的温度响应,详细内容可参阅文献^[11]。

2.2.6 Rottmayer Beckman 和 Mitchell 模型

Rottmayer Beckman 和 Mitchell 模型^[12]采用显式有限差分方法建立了 U 型管地热换热器的数值模型,用极坐标下的二维有限差分公式计算每 10 英尺深的钻孔垂直断面的潜热交换量。垂直方向的导热可以忽略,但模型每一个断面与 U 型管长方向和边界条件有关的。采用这个方法可以建立一个准三维模型,这个模型考虑了沿深度方向的流体温度变化。一个圆内的 U 型管尺寸可以近似为扇型,即把非圆环状的管子周长与实际圆环状的管子周长相匹配。与解析解模型比较,结果证明这个准三维模型的预测结果只有 5% 的偏差,而且这也是由于尺寸的简化造成的。

2.2.7 Shonder 和 Beck 模型

Shonder 和 Beck 提出了一个无因次传热模型^[13],在这个模型中,采用等价直径的单管来表示 U 型管的直径。在钻孔模型中,假定在这个当量直径的单管周围,存在有限厚度的薄层,薄层主要是为了计算 U 型管的热容量和流体的传热。钻孔内热量假定为通过膜层、灌浆、周围土壤的一维传热。当随时间变化的热流作用在膜层的内表面以及假定远端未受干扰的土壤温度为常数时,将这些方程通过连接条件即可求解钻孔周围的温度场。传热区内土壤初始温度假定为远端未受干扰温度,使用有限差分格式即可得到问题的解。

2.3 竖直 U 型管地热换热器传热模型综述

竖直 U 型管地热换热器也就是把管子埋在地表以下的竖直钻孔中并用封井材料填实,流体在 U 型管内流动并与土壤进行换热。封井材料的作用,一是增强该部分的传热,二是起密封作用,防止地下水受地表水的渗入而污染。现在工程上常见的地热换热器的钻孔直径为 110mm,钻孔深度 30~150m。与所埋管子的深度相比较,钻孔直径是很小的。竖直单 U 型管地热换热器的结构见图 2-3(a)。

综上所述,对于竖直 U 型管地热换热器的模型和模拟不外以下两种方法:即解析解和数值解。所谓解析解方法就是假定一些条件,将 U 型管的实际传热过程进行简化,根据传热方程得出方程的解析解,然后对理论计算结果进行一定的修正。所谓数值解就是根据能量平衡方程和边界条件列出传热过程的微分方程,对方程进行离散化处理,利用有限元或有限差分方法求出传热量和温度分布。

对某一特定的地热换热器，它的工作年限取决于数年内钻孔周围提取热量或排放热量的能力以及周围是否有过多的热量积聚或散失。在工程中要求地热换热器的模型能够进行快速地计算，而且能够计算在长时间内的瞬态温度响应。因此，解析解模型在快速计算方面是很有吸引力的。由图 2-3 可见，实际上钻孔内的 U 型管并不同轴，而且钻孔内部材料也有多种，沿管长方向热流也不是恒定的，实际热流是随时间和管长的变化而变化的。对于地热换热器，其整个传热过程实际上是一个复杂的非稳态的传热过程，诸如土壤的热物性、含水量、土壤温度、埋管材料、管子直径、管内流体的物性、流速等都对地热换热器的传热产生影响。因此找到一个合适的有理论解的模型是很困难的，或者是不可能的。国内外学者给出了多种解析解模型^[2,3,5-9,18-27]，但大多都进行了简化假设。在工程应用的模型中，通常都以钻孔壁为界，把所涉及的空间区域化分为钻孔以外的岩土部分和钻孔内两部分，采用不同的简化假定分别进行分析。以下为对目前已有地热换热器的模型的归纳和总结。

2.3.1 地热换热器的解析解模型

2.3.1.1 钻孔壁以外部分的传热模型

对于钻孔以外部分的传热，必须采用非稳态的传热模型分析研究。常用的简化模型可以归结为以下几种形式：无限长线热源模型；无限长柱热源模型；有限长线热源模型。

(1) 无限长线热源模型

由于 U 型埋管的深度都远远大于钻孔的直径，因而 U 型埋管通常被近似看成是一个线热源和线热汇，这就是无限长线热源模型。用无限长线热源模型来描述钻孔周围土壤的温度场是一种目前工程实际中应用较多的方法^[1-6, 14-16]，无限长线热源模型的假定条件如下：

- a) 地下土壤的初始温度均匀，且被近似为无限大的传热介质；
 - b) 地下土壤的热物性是均匀的，且不随土壤温度的变化而变化，即具有常物性；
 - c) 不考虑地表的传热，且忽略地下水的流动；
 - d) 忽略沿 U 型管轴向的传热，只考虑径向的一维导热；
 - e) 忽略钻孔的几何尺度而把钻孔近似为轴心线上无限大的线热源。
- f) 管内热流恒定。

根据以上假设，利用格林函数法即可得出无限长线热源模型在恒热流前提下， τ 时刻在无限大介质中的温度分布^[17]为：

$$t(r, \tau) = t_0 + \frac{q_0}{4\pi\lambda} I\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right) \quad (2-20)$$

式中， $I(X) = \int_X^\infty \frac{e^{-u}}{u} du$ ，称为指数积分函数， X 为积分变量， $X = \frac{r^2}{4a\tau}$ ；

$t(r, \tau)$ 为土壤中任何一点的温度响应;

t_0 为周围土壤的初始温度;

r 为任一点径向坐标;

τ 为运行时间;

λ 、 a 分别为土壤的导热系数和热扩散系数 (导温系数);

q_l 为单位长度的传热量。

则任一时刻的温度分布写成无因次的形式:

$$\theta(r, \tau) = \frac{4\pi\lambda}{q_l} (t(r, \tau) - t_0) = I\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right) = I\left(\frac{1}{4Fo}\right) \quad (2-21)$$

式(2-21)中, $Fo = a\tau/r^2$ 称为傅立叶数, 即无因次时间。由式(2-21)可见, 无因次温度 θ 只是傅立叶数的函数。因此根据文献^[17], 式(2-21)中积分的近似解为:

$$\begin{aligned} I\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right) &= \ln\left(\frac{4a\tau}{r^2}\right) - 0.57722 - \frac{1}{4}\left[\frac{r^2}{a\tau} - \left(\frac{r^2}{4a\tau}\right)^2\right], & r/\sqrt{a\tau} \geq 0.5 \\ I\left(\frac{r^2}{4a\tau}\right) &= \ln\left(\frac{4a\tau}{r^2}\right) - 0.57722, & r/\sqrt{a\tau} > 3 \end{aligned} \quad (2-22)$$

在 $a\tau/r^2 \geq 5$ 时, 式(2-22)的误差不大于 2%。

如果取钻孔的半径为 $r_b=0.05\text{m}$, 普通岩土的热扩散系数 $a=1 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$, 则可以得到钻孔壁的无因次温度 θ_b 随时间的变化如图 2-4。从图 2-4 可见, 随着运行时间的增加, 钻孔壁的温度逐渐升高。

(2) 无限长柱热源模型

另外一种模型就是将钻孔近似为一无限长的圆柱, 在孔壁处有一恒定热流, 钻孔周围土壤同样被近似为无限大的传热介质,

这就是无限长柱热源模型^[7,13,18]。由此可见, 线热源为柱热源的简化解。

根据柱热源模型, 从时刻为 0 开始, 钻孔以恒定热负荷向其周围土壤释放 (或吸收) 热量, 则 τ 时刻钻孔周围土壤的温度分布如下式:

$$t(r, \tau) = t_0 + \frac{q_l}{2\pi\lambda} \left[-\frac{1}{r_b} \frac{2}{\pi} \int_0^\infty (1 - e^{-a\tau u^2}) \frac{J_0(ur)Y_1(ur_b) - Y_0(ur)J_1(ur_b)}{u^2 [J_1^2(ur_b) + Y_1^2(ur_b)]} du \right] \quad (2-23)$$

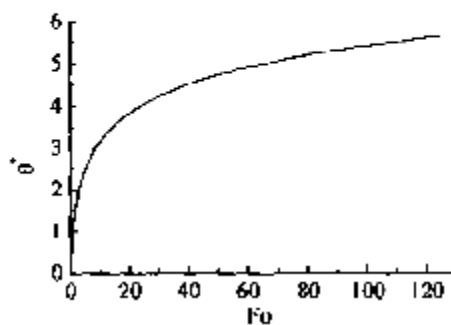


图 2-4 无因次壁温随时间的变化

式(2-23)中: J_0, J_1, Y_0, Y_1 分别为第一类和第二类贝塞尔函数, r_0 为钻孔半径, 其它符号与无限长线热源模型式(2-20)相同。

无限长圆柱模型的建立所引入的假设前提与无限长线热源模型中所作假设相同, 只是将钻孔的几何尺度近似为一个以钻孔半径为半径的无限长圆柱。

由式(2-23)可以看出, 要求解钻孔周围土壤温度场的解析解是非常复杂的。圆柱模型包含两类贝塞尔函数, 以及半无限区间的积分计算, 几乎不可能直接用于工程实际。因此在求解无限长圆柱模型的理论解时, 一般采用近似解。文献^[20]建议采用下式计算式(2-23)的近似值:

$$t(r, \tau) = t_0 + \frac{q_0}{2\pi r_0 \lambda} \sum_{j=1}^{j=10} V_j \frac{K_0(\omega_j r)}{\omega_j K_1(\omega_j r_0)} \quad (2-24)$$

其中,

$$\omega_j = \sqrt{\frac{j \ln(2)}{a\tau}}$$

$$V_j = \sum_{k=\lfloor \ln((j-1)/2) \rfloor}^{\min(j, 5)} \frac{(-1)^{j-k} k^5 (2k)!}{(5-k)!(k-1)!k!(j-k)!(2k-j)!}$$

若采用近似式计算积分项的值, 根据文献^[21], 在傅立叶数大于 10 时, 柱热源的解与线热源的解比较接近。但在傅立叶数较小时, 线热源模型的解与柱热源模型的解相比有一定的时间延迟, 这是线热源模型本身的局限, 因为线热源假定热流是施加在钻孔中心处, 因此线热源模型在时间较短的情况下有一定的误差。另一方面, 这两种模型都是将钻孔近似为无限长, 将钻孔周围土壤近似为无限大的传热介质, 这是无限长线热源模型与无限长圆柱模型的共同点, 而这当然与工程实际中有限长的钻孔有所不同, 因而会导出一些错误结论。如无限长线热源模型, 虽然比较简单, 但由于忽略了地面作为一个边界的影响, 当时间趋于无穷大时, 温度场不会趋于稳定。因此不能用来讨论很长时间的问题。

(3)有限长线热源模型

实际工程中, 地热换热器全年的冷热负荷多数情况下是不平衡的。例如, 假定某建筑物冬夏冷热负荷相同, 则夏季通过地热换热器向土壤中释放的热量近似为建筑物的负荷与压缩机耗功量之和, 而冬季通过地热换热器从土壤中提取的热量为建筑物的负荷减去压缩机的耗功量。由此可见, 即使冷热负荷相同, 夏季释放的热量要远大于冬季提取的热量。如果在一年中冬季从地热换热器中抽取的热量与夏季向地热换热器输入的热量平衡, 则地热换热器在数年的长时间运行后, 地下土壤的年平均温度没有变化, 对地热换热器的性能没有影响^[22]。但是, 如果地热换热器的吸热和放热不平衡, 多余的热量(或冷量)就会在地下积累, 引起地下年平均温度的变化。由于地表作为一个边界的影响, 时间足够长以后, 这种不平衡热量的效应就会达到一个基本稳定的状态。这一过程的长短取决于钻孔的深度, 通常需要十余年。这种换热器周围土壤年平均温度的变化会影响地热换热器长期的换热性

能, 这是在设计时所必须考虑的。这些问题用无限长线热源模型是无法解决的, 因为按照无限长线热源模型, 钻孔周围土壤的温度场是不会达到稳定状态。

针对无限长线热源模型, 考虑到竖直埋管地热换热器的工程实际, 考虑到地表边界对传热的影响及到地热换热器钻孔深度的有限性, 更为合理的模型应为以下提出的有限长线热源模型。如前所述, 工程实际中的地热换热器, 其钻孔深度一般可达 40~150m, 而钻孔的直径一般仅为 70~200mm。因此, 与钻孔的深度 (即所埋管子的深度) 相比较, 钻孔的直径是很小的。同时, 土壤可以被近似地看作是一半无限大的传热介质。因此, 埋有管子并与土壤进行着热交换的钻孔, 就可以被近似地看作是置于半无限大介质中的有限长的线热源而进行传热分析, 该线热源的长度也就是钻孔的深度。

由于有限长线热源的理论解比较复杂, 目前国外所发表的文献中仍然未见有关有限长线热源解析解的报道。曾和义等人^[23, 24]对有限长线热源的传热分析, 可以通过格林函数以及线性叠加原理进行分析, 进而得到其理论分析解的表达式。这也是本文重点研究的理论模型, 将在第三章中详细介绍。

2.3.1.2 钻孔壁内部的传热模型

对于 U 型竖直埋管地热换热器的传热, 总体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。但是正如前面所述, 目前, 国外采用的研究方法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 U 型埋管的深度都远远大于钻孔的直径, 因而 U 型埋管通常被看成是一个线热源或线热汇 (包括无限长线热源和有限长线热源模型等), 从而对 U 型埋管在钻孔外的传热进行分析; 而在钻孔内部, 包括回填材料, 管壁和管内传热介质, 与钻孔外的传热过程相比较, 由于其几何尺度和热容量要小得多, 而且温度变化较为缓慢, 因此在运行数小时后, 通常可以按稳态传热过程来考虑其热阻。钻孔内的传热模型主要有以下几种类型:

(1) 一维传热模型

对于工程中常见的 U 型竖直埋管换热器, 钻孔内通常都布置有两根塑料管, 一进一出构成了一个封闭的闭式循环回路。由于埋管换热器传热问题的复杂性, 在钻孔这一狭小区域内, 两个支管内流动着两股温度不同的冷热流体, 它们之间相互的热影响 (即热流短路现象) 是不可避免的, 这在传热模型的分析上应该、也必须给予考虑。但是, 由于 U 型管的两支管与钻孔轴不同轴, 给此传热问题的分析与建模带来困难, 同时使得解析分析也显得过于困难。因此, 工程上采用的最简单的模型就是把钻孔中 U 型管的两支管简化为一个当量的单管^[15, 20-22], 由此回避了 U 型埋管两支管与钻孔因不同轴而带来复杂问题, 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, 如图 2-5 所示。

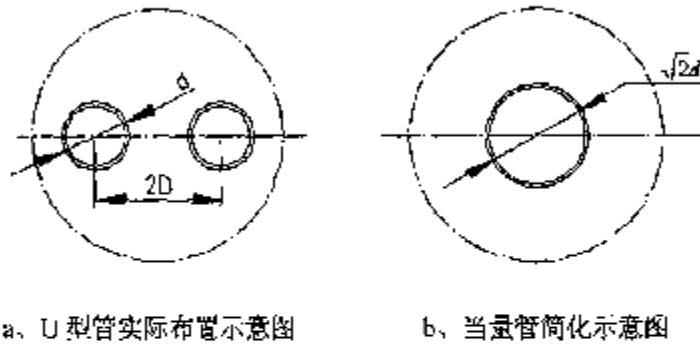


图 2-5 一维模型示意图

在钻孔内，U 型塑料管流体至管道内壁的对流换热热阻为：

$$R_f = 1/(2\pi r_p h) \quad (2-25)$$

塑料管壁导热热阻为：

$$R_{pe} = \frac{1}{2\pi k_p} \ln \frac{\sqrt{2}r_p}{\sqrt{2}r_p - (r_p - r_i)} \quad (2-26)$$

钻孔封井材料的导热热阻，即由塑料管外壁到钻孔壁的热阻为：

$$R_{bc} = \frac{1}{2\pi k_b} \ln \left(\frac{d_b}{d_s} \right) = \frac{1}{2\pi k_b} \ln \left(\frac{r_b}{\sqrt{2}r_p} \right) \quad (2-27)$$

则由简化的一维模型可得流体至孔壁的热阻，即钻孔内热阻为：

$$R_b = R_f + R_{pe} + R_{bc} \quad (2-28)$$

因此对于钻孔内稳态传热过程有

$$T_m - T_b = q_l R_b \quad (2-29)$$

式 (2-25) ~ (2-29) 中，各符号的意义如下：

R_f 、 R_{pe} 、 R_{bc} 分别为管内流体对流热阻，塑料管壁热阻和钻孔内封井材料热阻；

R_b 为钻孔内总热阻；

r_i 、 r_p 、 r_b 分别为 U 型管内半径，外半径，钻孔半径；

d_b 、 d_s 、 D 分别为钻孔直径、钻孔内塑料管当量直径和 U 型管之间的间距；

h 为管内流体对流换热系数；

k_p 、 k_b 分别为塑料管管壁导热系数和钻孔内封井材料导热系数；

T_m 为 U 型管内流体进出口平均温度。

对于此简化的一维模型，其优点是简单，易于理论推导而得到解析解，进而在理论上可以解析得到钻孔内传热过程的热阻，并对地热换热器的传热进行分析。但是，从其简化过程容易看出，一维模型因为过于简化、粗糙，根本不可能用来讨论 U 型管支管之间的相互热影响（即热流短路现象）和热流与流体进出口温度的关系，缺乏理论基础。当然也就

无法讨论 U 型管两支管的位置及其相互间的传热对整个换热过程的影响。

(2) 钻孔内二维的传热模型

针对竖直埋管地热换热器的工程实际，研究人员开发出了二维的传热模型（见图 2-6），使得地热换热器的设计与模拟更加接近工程实际。对于竖直埋管地热换热器，由于钻孔的深度远大于其直径，而且两支管中流体的平均温度沿深度方向的变化很小，因此对于岩土和钻孔的回填材料中的轴向导热可以忽略不计，问题便可简化为横截面中的二维导热，即二维的传热模型^{[1]、[25]}。这相对于早期的一维传热模型显然是更加接近于工程实际情况。下面对此二维模型作简单介绍。

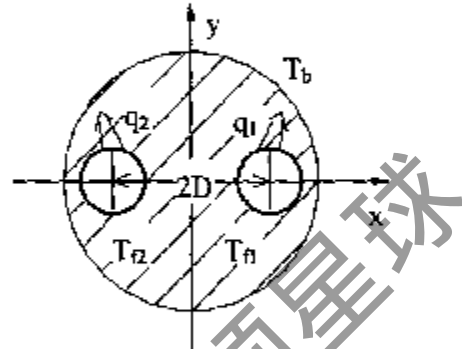


图 2-6 U 型埋管换热器截面图

在常物性的假设前提下，如果两根管子单位长度的热流分别为 q_1 和 q_2 (W/m)，根据线性迭加原理，所讨论的稳态温度场应该是这两个热流作用产生的过剩温度场（取钻孔壁的壁温为基点）的和。如果取钻孔壁的平均温度为过剩温度的零点，则有：

$$\begin{cases} T_{f1} - T_b = R_{11}q_1 + R_{12}q_2 \\ T_{f2} - T_b = R_{12}q_1 + R_{22}q_2 \end{cases} \quad (2-30)$$

其中 R_{11} 和 R_{22} 可以分别看作是两根管子与钻孔壁之间的热阻，而 R_{12} 则为两根管子之间的热阻。对于实际工程，钻孔中的 U 型埋管在结构上通常可以认为是对称的，因此有 $R_{11} = R_{22}$ 。钻孔内的这几个热阻都可以通过求解钻孔区域以内这一复合区域的二维稳态导热问题而得到^[17]，即：

$$\begin{cases} R_{11} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln\left(\frac{r_b}{r_p}\right) + \sigma \cdot \ln\left(\frac{r_b^2}{r_b^2 - D^2}\right) \right] + R_p \\ R_{12} = \frac{1}{2\pi k_b} \left[\ln\left(\frac{r_b}{2D}\right) + \sigma \cdot \ln\left(\frac{r_b^2}{r_b^2 + D^2}\right) \right] \end{cases} \quad (2-31)$$

其中 $\sigma = \frac{k_b - k}{k_b + k}$, $R_p = \frac{1}{2\pi k_p} \ln\left(\frac{r_p}{r_{pi}}\right) + \frac{1}{2\pi r_{pi} h}$ (K.m/W.)

式 (2-20) ~ (2-31) 中， R_p 为流体至管子外壁的传热热阻，K.m/W；

k 为钻孔周围土壤的导热系数，W/m.K；

T_{f1} , T_{f2} 分别为 U 型管内流体温度, $^{\circ}\text{C}$;

其余符号同式 (2-25) ~ (2-29)。

流体与 U 型管内壁的对流换热系数 h , 其值根据具体流动情况, 在一般传热手册及传热学教科书中均可查到。对于光滑圆管内紊流流动 ($Re > 10000$), Dittus-Boeler 推荐的关联式为^[25]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (\text{流体被加热时})$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (\text{流体被冷却时})$$

对于流动过渡区 ($2200 < Re < 10000$), 可采用哈欧森^[29]提出的如下公式:

$$Nu = 0.116 \left(Re^{\frac{1}{3}} - 125 \right) Pr^{\frac{1}{4}} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

对于层流状态 ($Re < 2200$), 可采用下面公式:

$$Nu = 1.86 Re^{\frac{1}{3}} Pr^{\frac{1}{4}} \left(\frac{d_i}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

对式 (2-31) 的关系式进行线性变换, 可得:

$$\begin{cases} q_1 = \frac{T_{f1} - T_b}{R_1^{\Delta}} + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_{12}^{\Delta}} \\ q_2 = \frac{T_{f2} - T_b}{R_2^{\Delta}} + \frac{T_{f2} - T_{f1}}{R_{12}^{\Delta}} \end{cases} \quad (2-32)$$

$$\text{其中: } R_1^{\Delta} = \frac{R_{11}R_{22} - (R_{12})^2}{R_{22} - R_{12}}, \quad R_2^{\Delta} = \frac{R_{11}R_{22} - (R_{12})^2}{R_{11} - R_{12}}, \quad R_{12}^{\Delta} = \frac{R_{11}R_{22} - (R_{12})^2}{R_{12}}$$

在此二维模型的建立过程中, 同样由于回避了钻孔内温度不同的两股流体的温度沿深度方向的变化, 因此只能进一步假定 $t_{f1} = t_{f2}$, $q_1 = q_2$, 这样才可以确定钻孔内的总热阻 R_b 。在 U 型管两支管对称布置于钻孔内的情况下, 二维模型得到了钻孔内流体至钻孔壁的传热热阻的解析表达式, 即:

$$R_b = \frac{R_{11} + R_{12}}{2} \quad (2-33)$$

同一维传热模型一样, 在此二维传热模型中, 由于两支管中流体温度不同而引起的热

流“短路”现象也被忽略掉了。显然，这样的热流“短路”必然会降低地热换热器的换热效率。该热流短路现象对地热换热器的影响，应该建立适当的模型加以讨论，即支管内循环流体沿钻孔深度方向上的温度变化情况不能忽略，必须在传热模型中给予考虑。为此，本论文在以上研究的基础上，进一步考虑了管内流体沿深度方向的变化 $t_f(z)$ ，进而考虑 U 型管两支管间传热的影响。但为了使模型仍保持可解析求解，固体中的轴向导热仍忽略不计，因此我们把这样的模型称为准三维模型。准三维模型将在第三章中详细介绍。

2.3.2 地热换热器的数值解模型

数值求解方法是以离散数学为基础，以计算机为工具的一种求解方法。与各种分析求解的方法相比，它在应用方面表现出很大的适用性，对于处理诸如非线性、复杂几何形状、复杂边界条件的问题以及耦合的偏微分方程都能较好地解决。目前用于求解偏微分方程的方法主要有有限差分法、有限元法和边界元法。在地热换热器的数值模型中常采用有限差分法和有限元法。

采用前面所述的线热源或柱热源等解析解模型作为地热换热器的设计模型时，还需要对 U 型管存在的热短路、管壁热阻和接触热阻进行修正。当地热换热器运行几年后，钻孔内部的尺寸简化对钻孔区温度分布的影响很小，由于热量的积聚（冷热负荷不平衡）造成钻孔区域周围土壤温度的变化则更重要。因此，采用解析解模型比较适用于对长期运行工况的研究。在钻孔周围的导热数值模型的优点是考虑了钻孔内部几何尺寸的复杂性，但缺点是计算所花费的时间较多，因此，数值模型比较适合于短时间的模拟。当然也有把数值解和解析解结合起来的设计方法。

在地热换热器的设计中，目前多采用二维、瞬态的数值模型^[10,12,13,30,31]。首先通过一系列的假定和简化，确定导热微分方程及钻孔的边界条件和初始条件，采用有限差分法（或有限元法）对导热方程进行离散即可确定钻孔壁的温度分布，进而得到单位长度钻孔的传热量。模拟过程包括确定导热微分方程、土壤的热物性、边界条件和初始条件等。

文献^[14, 28]提出了比较有代表性的数值模型-无因次反应系数模型，也称 g 函数法。该模型采用的假定条件如下：

- (1) 假定地表面的土壤温度为当地年平均气温 T_{om} ，且保持恒定；
- (2) 地下岩土的热物性均匀，且具有常物性；

根据以上条件得到数值解的模型如下：

$$\frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2-34)$$

$$T(r, z, 0) = T_{om} \quad (2-35)$$

$$T(r, 0, \tau) = T_{om} \quad (2-36)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad r = r_b, \quad 0 < z < D \quad (2-37)$$

$$T(r_b, z, \tau) = T_b(\tau) \quad D < z < D+H \quad (2-38)$$

单位钻孔长度的平均换热量即可通过下列积分式求得：

$$q(\tau) = \frac{1}{H} \int_D^{D+H} 2\pi r_b \cdot \lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_b} dz \quad (2-39)$$

式中， r 、 z 分别为距离钻孔中心的径向和轴向距离， r_b 为钻孔的半径， D 为钻孔顶部离地表的深度， H 为 U 型管的埋管深度。

在上述模型中，必须确定钻孔壁温 $T_b(\tau)$ 或 放热量 $q(\tau)$ ，实际应用时往往是确定放热量比较方便。把任一时刻的放热量看作是作用在未受干扰土壤温度上的一个阶跃热流，即：

$$q(\tau) = q_1 \cdot He(\tau) \quad He(\tau) = \begin{cases} 1 & \tau \geq 0 \\ 0 & \tau < 0 \end{cases} \quad (2-40)$$

$$T_{b_m} = 0$$

则这个单位阶跃热流的解即为土壤温度响应 T ，因此在钻孔壁处，即 $r=r_b$ 处，钻孔壁温 T_b 与 q_1 成比例，即：

$$T_b = -q_1 \cdot R_q(\tau) \quad R_q(\tau) = 0, \text{ 当 } t < 0 \text{ 时} \quad (2-41)$$

上式中， R_q 可看作热阻。根据线热源的解析模型 (2-21) 式，热阻 R_q 如下：

$$R_q = \frac{1}{4\pi\lambda} I \left(\frac{r_b^2}{4a\tau} \right) \quad (2-42)$$

令 $r' = \frac{r}{H}$ ， $z' = \frac{z}{H}$ ， $\tau' = \frac{a\tau}{H^2}$ ， $T' = \frac{2\pi\lambda}{q_1} \cdot T_q$ ，则式 (2-39) 变为：

$$1 = \int_{D/H}^{D+H/H} \frac{r_b}{H} \cdot \left. \frac{\partial T'}{\partial r'} \right|_{r'=r_b/H} dz' \quad t' > 0 \quad (2-43)$$

从 (2-43) 式可看出， T' 只是 r_b/H 和 D/H 两个无因次变量的函数，假定忽略变量 D/H 的影响，则钻孔壁温 T_b 与 z 无关，只是 $a\tau/H^2$ (或 τ/τ_s) 和 r_b/H 的函数，所以式 (2-31) 中的热阻 R_q 可以表示如下：

$$R_q(\tau) = \frac{1}{2\pi\lambda} \cdot g(\tau/\tau_s, r_b/H) \quad \tau_s = H^2/9a \quad (2-44)$$

在钻孔结构和配置确定时，通过 g 函数的数值模型即可计算出式 (2-44) 中的无因次温度系数 g ，它是时间的变量。任一钻孔配置对应着唯一的 g 函数。由所确定的 g 函数即可确定任一随时间变化的吸热量或放热量产生的温度响应，将各个温度响应迭加即可确定钻孔壁温，表达式如下：

$$T_b(\tau) = T_{0m} + \sum_{i=1}^n \frac{(q_i - q_{i-1})}{2\pi\lambda} g\left(\frac{\tau - \tau_i}{\tau_s}, \frac{r_b}{H}\right) \quad (2-45)$$

2.4 小结

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U型埋管的深度都远远大于钻孔的直径，因而U型埋管通常被看成是一个线热源或线热汇，这就是无限长线热源模型；或将钻孔近似为一无限大的圆柱，在孔壁处有一恒定热流，钻孔周围土壤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传热热阻、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不同热流，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Kelvin的线热源模型或无限长圆柱模型。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, Mci^[31]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^[32, 33]等人采用横截面中的二维温度场简化, 求解了单个钻孔的在短时间内的温度响应。这些分析研究都对定性了解地热换热器的传热过程起到了重要的作用。

参考文献

- [1] Oklahoma State University. Close loop /geothermal heat pump systems: installation guide. International Ground Source Heat Pump Association, 1996.
- [2] Ingersoll L. R. and H. J. Plass. Theory of the ground pipe heat source for the heat pump. Heating, Piping & Air Conditioning. 1948, July: 119-122.
- [3] Ingersoll L R, H. J Plass. Theory of the Ground Pipe Heat Source for the Heat Pump, ASHRAE Trans., 1948, 47: 216-219
- [4] Cenk Yavuzturk. Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems. Ph.D. dissertation, Oklahoma State University, 1999.
- [5] Bose J E. Geothermal Heat Pumps Introductory Guide. Oklahoma State University Ground Source Heat Pump Publications, 1997.
- [6] Bose J E. Closed Loop Ground Coupled Heat Pump Design Manual, Engineering Technology Extension. Oklahoma State University, 1984.
- [7] S P Kavanaugh. Simulation and experimental verification of vertical ground coupled heat pump systems. Ph.D. dissertation. Oklahoma: Oklahoma State University. 1985.
- [8] S P Kavanaugh. Field test of a vertical ground-coupled heat pump in Alabama, ASHRAE Trans. 1992, 98(2): 607-615.
- [9] S P Kavanaugh. Ground source heat pumps. ASHRAE Journal, 1998,40(10): 31-35.
- [10] Per Eskilson. Numerical Study of radial and vertical mesh division for a single heat extraction borehole. Lund, Sweden, 1986.
- [11] P Eskilson. Thermal analysis of heat extraction boreholes. University of Lund, Sweden, 1987.
- [12] S P. Rottmayer, W. A. Beckman and J. W. Mitchell. Simulation of a Single Vertical U-Tube Ground Heat Exchanger in an Infinite Medium. ASHRAE Transactions. 1997,103(2): 651-659.
- [13] J A Shonder, J V Beck. Determining Effective Soil Formation Thermal Properties from Field Data Using Parameter Estimation Technique. ASHRAE Transactions, 1999, 105(1):223-231.
- [14] M T Sulatisky, G vander kamp. Ground-source heat pumps in the Canadian prairies. ASHRAE Trans. 1991,97(1): 374-385.
- [15] Bose J E, Parker J D, McQuiston F C. Design/data manual for closed-loop ground-coupled heat pump

- systems, Atlanta: ASHRAE, 1985.
- [16] Caneta Research Inc., Commercial/Institutional Ground-Source Heat Pump Engineering Manual, ASHRAE, Atlanta, Ca, 1995.
- [17] Cars H S, Jaeger J C Conduction of Heat in Solid. Seconded Oxford University Press, Great Britain, 1959.
- [18] D Deerman, S P Kavanaugh. Simulation of vertical U-tube ground-coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution. ASHRAE trans. 1991, 97(1): 287-295.
- [19] Gu Y O, Neal D L. Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tube in ground-coupled heat pumps. ASHRAE Trans. 1998, 104(2): 347-355.
- [20] G Hellstrom. Ground heat storage, Thermal analysis of duct storage systems. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, 1991.
- [21] 柳晓雷, 于德林, 方肇洪. 垂直埋管地源热泵的圆柱面传热模型及简化计算. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1): 47-51.
- [22] 崔萍, 刁乃仁, 方肇洪. 地热换热器间歇运行工况分析. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1): 52-57.
- [23] Nairen Diao, Ping Cui Zhaozhong Fang. The thermal resistance in a borehole of geothermal heat exchangers, Proc. 12th International Heat Transfer Conference, 2002.
- [24] Zeng H Y, Diao N. R and Fang Z. H, A finite-line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers, Heat Transfer – Asian Research, 31(7): 558-567, 2002.
- [25] Zeng H Y, Diao N R and Fang Z-H. Efficiency of vertical geothermal heat exchangers in ground source heat pump systems, Journal of Thermal Science, 12 (1): 77-81, 2003.
- [26] Bose J E, Parker J. D. A report on the ASHRAE project to develop a design data manual for ground coupled heat pumps. Proceedings of the 7th Annual Heat Pump Technology Conference, 1984.
- [27] Steve Kavanaugh. Design consideration for ground and water source heat pumps in southern climates. ASHRAE trans. 1989, 95(1): 1139-1148.
- [28] 章熙民, 任泽霖, 梅飞鸣编著. 传热学, 北京: 中国建筑工业出版社, 1997.
- [29] P P Incropera, D P De Witt. Fundamentals of Heat Transfer, 1987: 266-267.
- [30] 张喜明, 于立强. 土壤源热泵垂直埋管周围温度场数理模型. 节能技术, 2001, 19(4): 5-6.
- [31] Mei V C and Baxter V D, Performance of a ground-coupled heat pump with multiple dissimilar U-tube coils in series. ASHRAE Transactions, 1986, 92 (Part 2): 22-25.
- [32] Yavuzturk C, Spitler J D and Rees S. J. A transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers. ASHRAE Transactions, 1999, 105(2): 465-474.
- [33] Yavuzturk C, Jeffrey D Spitler. A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers. ASHRAE Trans. 1999, 105(2): 475-484.

3 U型竖直埋管地热换热器的模型与设计

地热换热器设计是否合理,决定着地源热泵系统的经济性和运行的可靠性,建立较为准确的地下传热模型是合理地设计地热换热器的前提。设置在不同场合的地热换热器将涉及不同的地质结构,包括各地层的材质、含水量和地下水的运动等,这些当然都会影响到地热换热器的传热性能。此外,地热换热器负荷的间歇性及全年吸放热负荷的不平衡等因素,也对其传热性能有重要影响。由于地下传热的复杂性,地热换热器传热模型的研究一直是地源热泵空调系统的技术难点,同时也是该项研究的核心和应用的基础。

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半经验性设计计算公式^[1-3],主要用来根据冷、热负荷估算地热换热器所需埋管的长度。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和全年中冷、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,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^[4-5]。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。

由此可见,这些模型中没有任何一个模型能够准确地计算地热换热器在短时间内(如每小时)流体温度的变化。第一类模型是在输入系统月负荷或年负荷的基础上,模拟热换热器内流体的平均温度,根据能量平衡进而求出流体进出口温度。第二类模型多是假定沿钻孔深度方向流体温度不变。当以研究地源热泵系统性能为主要目的时,必须知道地热换热器流体进出口的逐时温度、机组的瞬时制冷量或制热量、耗电量等,因此迫切需要建立地热换热器的瞬态模型(即短期模型)。利用这个模型根据地热换热器的几何尺寸、地热换热器的逐时放热量或吸热量等即能够计算出地热换热器流体的逐时温度变化。本章的主要内容就是建立U型竖直埋管地热换热器的动态模型。

U型竖直埋管地热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。但是正如第二章所述,国内外研究方法多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U型埋管的深度都远远大于钻孔的直径，因而U型埋管通常被看成是一个线热源或线热汇，从而对U型埋管在钻孔外的传热进行分析；而在钻孔内部，包括回填材料，管壁和管内传热介质，与钻孔外的传热过程相比较，由于其几何尺度和热容量要小得多，而且温度变化较为缓慢，因此通常可以忽略其热容量的影响而按稳态传热过程来考虑其热阻。

在钻孔以外区域常采用无限长线热源^[1-3,6]或无限长柱热源^[7]的解析解模型。根据文献^[7]，在运行时间比较长时，线热源和柱热源解析解误差很小，因此目前多数模型为无限长线热源模型。由于在无限长线热源模型中没有考虑地表作为边界的传热，在时间趋于无限大时，钻孔周围温度场的温度也不会趋于稳定，这与实际情况不符。在本文中，我们提出采用有限长线热源模型作为钻孔以外区域的模型。

地热换热器中的传热是管内循环流体（水或防冻液）与周围固体岩土之间的换热，与传统的两种流体间换热的换热器有很大的不同，其传热的影响因素也更为繁多复杂。因此在模拟地源热泵系统性能时，对钻孔内部传热模型的研究就成为首要的课题。

本章研究的另一个重点就是钻孔内部的传热过程，通过地热换热器钻孔壁内部分的传热过程分析，以期导出U型管两支管内循环流体介质的温度沿其流动方向变化的关系式，为进一步讨论U型管两支管间的相互热影响（即热流短路现象）提供理论基础。

3.1 钻孔外有限长线热源模型的建立

由前面分析可知，由于实际工程中每年向地下排放的热量和提取的热量的不平衡，而导致地下土壤年平均温度的变化。无限长线热源模型和无限长柱热源模型均未考虑到地表边界的传热影响，因此本文采用文献^[8]中提出的更接近于实际情况的有限长线热源模型，作为描述钻孔以外区域的传热模型，进而求得钻孔壁的温度。

有限长线热源模型的假定条件如下：

(1) 地下土壤的初始温度均匀，且近似为半无限大的传热介质；

(2) 地下土壤的热物性是均匀的，且不随土壤温度的变化而变化，即具有常物性；

(3) 地表温度维持为土壤的初始温度，也就是当地的年平均温度，即采用第一类边界条件。

在推导有限长线热源模型时，首先引入点热源（或点热汇）的概念。有限长线热源产

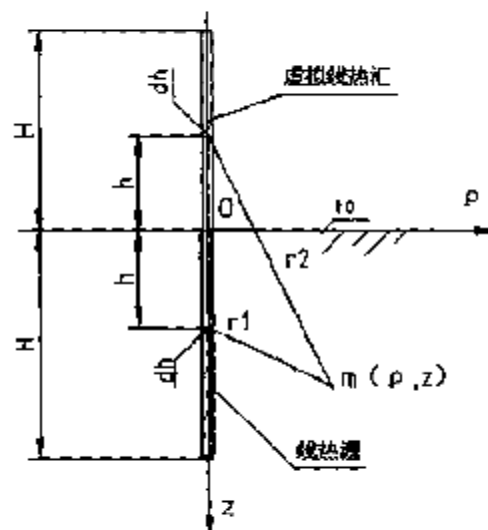


图 3-1 虚拟热源法原理示意图

生的温度场可看作点热源产生的温度场的迭加。

如图 3-1 所示, 在半无限大介质中初始温度均匀为 t_0 , 如果从某一时刻开始, 垂直于边界表面的、强度为 q_l (W/m) 的有限长均匀强度线热源开始放热 (或吸热)。由对称性可知, 线热源周围土壤的温度分布在柱坐标系中必然是二维的, 也就是与深度方向的 z 坐标和径向坐标 ρ 有关。如果在线热源上取一微元段 dh , 它可看成是一个瞬时点热源。利用格林函数法可得此点热源在点 M 处、至时刻 τ 时所产生的过余温度为:

$$d\theta_1 = \frac{q_l dh}{4\lambda\pi} \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{a\tau}}\right)}{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}} \quad (3-1)$$

其中, λ 和 a 分别为介质的导热系数和热扩散系数, H 为钻孔深度。这里引入过余温度 θ 的概念, 即以钻孔壁处的温度 t_0 为过余温度的零点, 则 $\theta = t - t_0$ 。

利用虚拟热源法原理, 在与线热源关于边界面对称的位置上设一虚拟线热汇, 其强度为 $-q_l$, 长度同样为 H 。同样进行微元分析, 则线热汇上的微元段 dh 在点 M 在 τ 时刻时产生的过余温度为:

$$d\theta_2 = \frac{-q_l dh}{4\lambda\pi} \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{\rho^2 + (z+h)^2}}{2\sqrt{a\tau}}\right)}{\sqrt{\rho^2 + (z+h)^2}} \quad (3-2)$$

在常物性的假设前提下, 由于问题的线性性质, τ 时刻点 M (ρ, z, τ) 处的温度就是线热源与线热汇上的两个微元段在此点产生的过余温度的迭加, 即为:

$$\theta = \frac{q_l}{4\lambda\pi} \int_0^H \left[\frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{a\tau}}\right)}{\sqrt{\rho^2 + (z-h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{\rho^2 + (z+h)^2}}{2\sqrt{a\tau}}\right)}{\sqrt{\rho^2 + (z+h)^2}} \right] dh \quad (3-3)$$

对 (3-3) 式进行无量纲化: 令 $Z = \frac{z}{H}$, $H' = \frac{h}{H}$, $R = \frac{\rho}{H}$, $Fo = \frac{a\tau}{H^2}$, $\Theta = \frac{4\lambda\pi(t-t_0)}{q_l}$,

可得:

$$\Theta = \int_0^1 \left[\frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{R^2 + (Z-H')^2}}{2\sqrt{Fo}}\right)}{\sqrt{R^2 + (Z-H')^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{R^2 + (Z+H')^2}}{2\sqrt{Fo}}\right)}{\sqrt{R^2 + (Z+H')^2}} \right] dH' \quad (3-4)$$

可见,无量纲温度 Θ 是无量纲变量 Z 、 R 、 Fo 的函数,即 $\Theta=f(Z, R, Fo)$ 。对于任意给定点,随着时间的推移(即随着 Fo 的增大),无量纲温度 Θ 刚开始是急剧增大,然后逐渐趋于平缓。理论上讲,只有当 $Fo \rightarrow \infty$ 时,温度场才能到达稳定。

3.2 有限长线热源模型钻孔壁的代表性温度确定

在地源热泵空调系统地热换热器的设计中,工程上最关心的是钻孔壁上的温度,即在 $\rho=r_0$ 处的温度。因为通过钻孔壁温,可以将钻孔壁内、外两个传热区间联系起来。由式(3-4)知,钻孔壁上的温度大小与热流作用时间、钻孔大小以及钻孔深度有关。实际工程中确定一个钻孔壁的代表性温度通常有两种方法:一种是用钻孔中点的壁温作为钻孔壁的代表性温度,另外一种方法是用壁温沿钻孔深度方向的积分平均值作为钻孔壁的代表性温度。

3.2.1 钻孔壁温的变化趋势

根据式(3-4),如果给定钻孔尺寸,即可求出钻孔壁上任意深度处的壁温随时间(即傅里叶数 Fo)的变化。如果取 $Z=0.5$, R 取定为孔壁处的相对半径 $R_0=r_0/H$,则孔壁中点的无量纲温度 Θ_0 是 R_0 和 Fo 的函数。对于不同的钻孔,由式(3-4)可得孔壁中点无量纲温度 Θ_0 随 Fo (即时间)的变化关系图(图3-2)。

从图3-2可以看出,随着运行时间(Fo)的增加,孔壁中点的无因次温度开始时急剧增加,在某一时间后,无因次温度逐渐趋于平缓,随着时间的增加无因次温度变化很小,

可近似认为达到了“稳态”。通过计算可以得到不同相对半径 R_0 的稳态无因次温度。因此定义:当某处非稳态的温度达到稳态时温度的0.98倍时,称在该处非稳态传热过程达到了“稳态”,则可得出非稳态传热达到稳态所需的时间,图3-3为达到稳态时,所需时

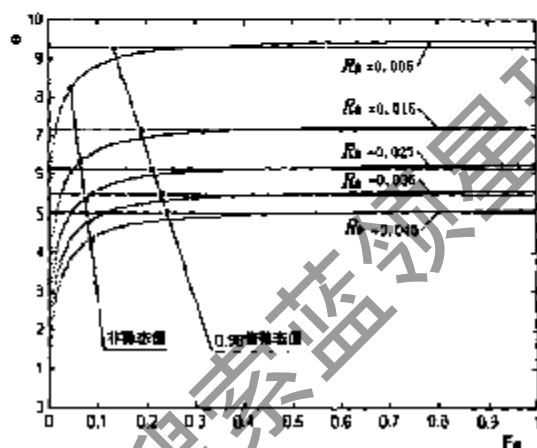


图3-2 无量纲温度 Θ_0 与傅里叶数 Fo 之间关系曲线图

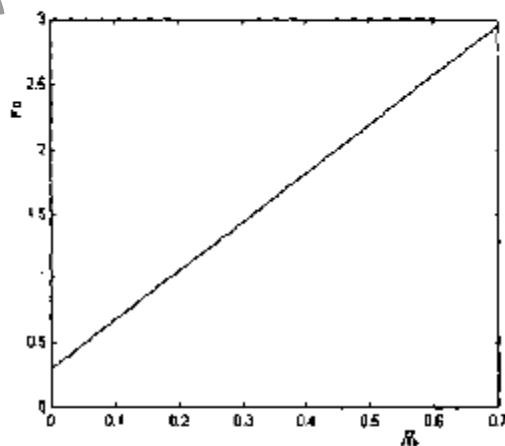


图3-3 达到名义稳态时的傅里叶数与钻孔相对半径之间的关系曲线图

间与钻孔半径之间的关系。

从图 3-3 所给出的曲线形状关系可以看出, 径向坐标 R_b 与该处达到稳态所需时间之间接近线性关系。因此, 下式为用回归方法得到的点的径向坐标 R 与该处达到名义上的“稳态”所需的时间之间的关系式:

$$Fo = 3.8R_b + 0.29 \quad (0.0001 \leq R_b \leq 0.75)$$

对一个 $R_b=0.001$ 的典型钻孔, 如 $a=3 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, 则达到稳态所需的时间为 $\tau=9.394$ 年, 由此可见, 地热换热器的传热过程是非常漫长的非稳态传热过程。

从图 3-3 可以看到, 孔壁无因次温度达到稳态所需的时间与钻孔的相对半径有关。相对半径越大, 达到稳态所需的时间越长。这正是“半无限大介质”这样一种边界条件作用的结果。由第二章图 2-5 可知, 无限大介质中线热源的孔壁温度随运行时间增加而增加, 永远也不可能达到稳定状态。因此, 有限长线热源模型更接近实际情况。尤其适合于长时间跨度(数年或数十年)的地热换热器性能的模拟和设计。

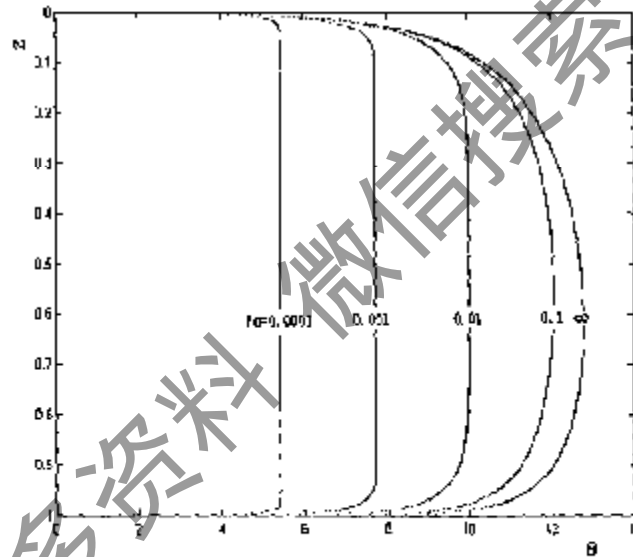


图 3-4 钻孔壁温度分布变化曲线图

以一个典型钻孔为例, 钻孔半径 $r_b=0.055\text{m}$, 钻孔深度 $H=55\text{m}$, 则 $R_b=0.001$ 。普通粘土热扩散系数 $a=0.414 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, 导热系数 $\lambda=1.41\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$ 。根据式 (3-4) 可以得到在相对半径一定的情况下, 不同时刻孔壁无因次温度沿钻孔深度方向的变化趋势, 见图 3-4。

从图 3-4 可以看出, 地热换热器钻孔孔壁温度沿钻孔深度的分布情况。从钻孔顶部开始孔壁温度急剧增大, 而到了钻孔底部附近孔壁温又急剧下降, 而在钻孔其它部分孔壁温度分布比较平缓。在线热源作用时间较短的情况下, 钻孔壁温分布平缓的区域几乎遍及整个钻孔深度, 而当作用时间较长后, 例如当傅里叶数为 0.1 时, 从图 3-4 中可以看出, 钻孔壁温分布几乎沿钻孔深度方向上没有平缓的区域, 钻孔壁温在钻孔相对深度为 0.6 附

近取得最大值。

在对地源热泵系统性能进行模拟时，只需模拟短时间的温度分布情况。在上述典型钻孔条件下，傅里叶数一般小于 0.005（即连续运行天数在 200 天以内）。因此，采用钻孔中点温度作为钻孔壁温的代表性温度是合理的。这样钻孔壁无因次温度只是时间和土壤热物性的函数。

3.2.2 钻孔壁积分平均温度

从图 3-4 可以较为直观地看出用钻孔壁中点处的温度作为钻孔壁代表性温度是简单可行的。但是，用孔壁深度方向中点处的温度作为孔壁的代表温度虽然比较简单、方便，但在定义上显得有些随意性，缺乏理论依据。因此，这里介绍的另一个方法就是，取沿整个钻孔孔壁深度方向温度的积分平均值作为孔壁代表温度，这样在传热计算中更为合理，理论上也易于理解。也就是：

$$\theta_{bm}(\tau) = \frac{1}{H} \int_0^H \theta(r_b, z, \tau) dz \quad (3-5)$$

将式 (3-5) 代入上式中，通过数值积分即可得到 θ_{bm} 的值。计算表明，积分平均值与钻孔壁中点温度的值相比较，积分平均值要小于钻孔壁中点温度的值。对于工程中常用的钻孔半径（相对半径为 0.0005~0.005），积分平均值与由简化公式计算出的钻孔壁中点过余温度的值之间的相对误差大小在 3.4%~5% 之间。对前边计算的典型钻孔，在 Fo 小于 0.005（对应运行时间在 200 天左右）的情况下，采用钻孔壁中点温度与钻孔壁积分平均温度的相对误差均小于 2%，因此采用钻孔壁中点温度作为钻孔壁的代表性温度既简单又实用。

3.2.3 钻孔壁代表性温度 T_b

由上述分析可知，工程上采用采用钻孔壁中点的无因次温度 Θ_b 作为钻孔壁的代表性温度满足要求，因此，将 $Z = \frac{1}{2}$ ， $R_b = \frac{r_b}{H}$ 代入式 (3-4) 计算出钻孔壁中点的无因次温度 Θ_b 后，即可得到钻孔壁的温度为：

$$T_b = t_b + \frac{\Theta_b q_t}{4\pi\lambda} \quad (3-6)$$

写成过余温度 θ 的表达式为：

$$\theta_b = \frac{\Theta_b q_t}{4\pi\lambda} \quad (3-7)$$

在实际工程中,地热换热器常由多个钻孔组成,每一个钻孔都受到相邻钻孔的热影响。对于一个由 N 个钻孔组成的地热换热器,在某一个孔壁处的、在任一时刻 t 的温升可由该组换热器的各钻孔在该处引起的温升迭加得到,即

$$\theta_b = \theta(r_b, \tau) + \sum_{i=1}^{N-1} \theta(r_i, \tau) \quad (3-8)$$

其中, r_i 表示第 i 个钻孔与所考虑的钻孔间的距离, $\theta(r_b, \tau)$ 由式 (3-6) 和 (3-9) 计算。

根据公式 (3-4) 计算可知,对本节采用的典型钻孔条件,在热流量 $q_f=50\text{W/m}$ 的条件下,在连续运行时间超过 200 天时,钻孔的作用半径约为 3.5m。实际工程中,地热换热器多为间歇运行方式,实际作用半径还要小。设计地热换热器时,为保证换热器的性能,必须使各个钻孔之间的间距大于运行时间内钻孔的传热半径。

在模拟地源热泵机组的性能时,由于模拟的时间长度较小,因此可以忽略不同钻孔之间的热影响,因此钻孔壁的代表性温度通过 (3-7) 式计算即可。

3.3 钻孔内流体温度的准三维模型

正如第二章所述,钻孔内一维模型和二维模型都因为没有考虑循环流体在流动方向(即钻孔深度方向)上的变化情况,因此都不能用来讨论 U 型管两支管间的相互热影响。因此建立更为精确的传热模型的基础,首先就是要了解确定循环工质沿钻孔深度方向上温度的变化关系。如下所述,循环工质沿钻孔深度方向上的温度变化关系式,可以通过能量平衡方程式的建立与求解得到,竖直埋管地热换热器内流体流动示意图见图 3-5。

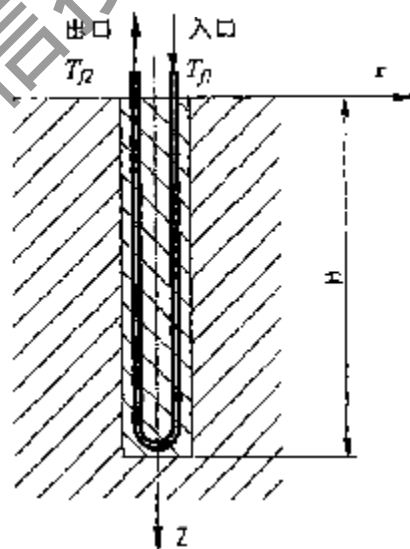


图 3-5 U 型埋管换热器示意图

3.3.1 能量平衡方程的建立

工程实际中,为提高换热器的传热性能,在 U 型管中流体的流动通常都是处于湍流状态,因此流体在流动方向上的导热忽略不计,只考虑横向的传热;同时,流体在地热换热器的进出口温度差值都不大,通常小于 10°C ,因此流体在地热换热器流动过程中,可以认为其物性参数(如比热、密度等)保持不变,而且忽略钻孔内部材料的热容量的影响,即忽略钻孔内部温度分布随时间的变化。在这些假设条件下,可以较为容易地得到流体在向下流动和向上流动过程中的能量平衡方程式,分别为:

$$Mc \frac{\partial T_{f1}(z)}{\partial z} = \frac{[T_{f1}(z) - T_b]}{R_1^\Delta} + \frac{[T_{f1}(z) - T_{f2}(z)]}{R_{12}^\Delta} \quad (3-11)$$

$$Mc \frac{\partial T_{f2}(z)}{\partial z} = \frac{[T_{f2}(z) - T_b]}{R_2^\Delta} + \frac{[T_{f2}(z) - T_{f1}(z)]}{R_{12}^\Delta} \quad (3-10)$$

式中, T_{f1} 、 T_{f2} 分别为钻孔内下降管和上升管内流体温度, R_1^Δ 、 R_2^Δ 、 R_{12}^Δ 的定义式详见第二章式 (2-32)。

能量平衡方程 (3-9)、(3-10) 的定解条件为: $0 \leq z \leq H$; $z=0$ $T_{f1} = T_{f,m}$, $z=H$ $T_{f1} = T_{f2}$ 。其中 c (J/kg·K) 为流体的质量比热; M (kg/s) 为 U 型管内流体的质量流率, $T_{f,m}$ (°C) 为地热换热器流体入口温度。

将能量平衡方程 (3-11)、(3-12) 进行无量纲化, 为此, 令 $\Theta_1 = \frac{T_{f1}(z) - T_b}{T_{f,m} - T_b}$,

$$\Theta_2 = \frac{T_{f2}(z) - T_b}{T_{f,m} - T_b}, \quad Z = \frac{z}{H}, \quad R_1^* = \frac{McR_1^\Delta}{H}, \quad R_2^* = \frac{McR_2^\Delta}{H}, \quad R_{12}^* = \frac{McR_{12}^\Delta}{H}, \quad \text{则可}$$

以将能量方程式 (3-9)、(3-10) 分别无量纲化为如下的两个方程式:

$$-\frac{\partial \Theta_1}{\partial Z} = \frac{\Theta_1}{R_1^*} + \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{R_{12}^*} \quad (3-11)$$

$$\frac{\partial \Theta_2}{\partial Z} = \frac{\Theta_2}{R_2^*} + \frac{\Theta_2 - \Theta_1}{R_{12}^*} \quad (3-12)$$

式 (3-11)、(3-12) 的无量纲定解条件为: $\Theta_1(0) = 1$, $\Theta_1(1) = \Theta_2(1)$ 。

3.3.2 能量平衡方程的求解

能量平衡方程式 (3-11) 和 (3-12) 的求解可以采用拉普拉斯变换的方法。为此, 式 (3-11)、(3-12) 两边对坐标变量 Z 进行拉普拉斯变换, 可得:

$$-P \cdot \bar{\Theta}_1(P) + \Theta_1(0) = \frac{\bar{\Theta}_1(P)}{R_1^*} + \frac{1}{R_{12}^*} \cdot [\bar{\Theta}_1(P) - \bar{\Theta}_2(P)] \quad (3-13)$$

$$P \cdot \bar{\Theta}_2(P) - \Theta_2(0) = \frac{1}{R_2^*} \cdot \bar{\Theta}_2(P) + \frac{1}{R_{12}^*} \cdot [\bar{\Theta}_2(P) - \bar{\Theta}_1(P)] \quad (3-14)$$

其中 P 为拉普拉斯变换符号。联立求解方程式 (3-13)、(3-14), 并将其无量纲定解条件代入, 可得:

$$\bar{\Theta}_1(P) = \frac{R_{12}^*}{R_2^*} \bar{\Theta}_2(P) + \bar{\Theta}_2(P) + R_{12}^* P \bar{\Theta}_2(P) + R_{12}^* \Theta_2(0) \quad (3-15)$$

$$\bar{\Theta}_2(P) = \frac{R_{12}^*}{R_1^*} \bar{\Theta}_1(P) + \bar{\Theta}_1(P) + R_{12}^* P \bar{\Theta}_1(P) - R_{12}^* \Theta_1(0) \quad (3-16)$$

对式(3-15)、(3-16)进行化简, 可得:

$$\begin{aligned} \bar{\Theta}_1(P) & \left[P^2 - \left(\frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_1^*} \right) P - \frac{1}{R_1^* R_2^*} - \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right) \frac{1}{R_{12}^*} \right] \\ & = \left(P - \frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_{12}^*} \right) \Theta_1(0) + \frac{1}{R_{12}^*} \Theta_2(0) \end{aligned}$$

及

$$\begin{aligned} \bar{\Theta}_2(P) & \left[P^2 - \left(\frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_1^*} \right) P - \frac{1}{R_1^* R_2^*} - \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right) \frac{1}{R_{12}^*} \right] \\ & = \left(P + \frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_{12}^*} \right) \Theta_2(0) - \frac{1}{R_{12}^*} \Theta_1(0) \end{aligned}$$

为方便, 令: $\alpha = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_1^*} \right)$

$$\beta = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right)^2 + \frac{1}{R_{12}^*} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right)}$$

则由上面两方程式可得:

$$\bar{\Theta}_1(P) = \frac{\left(P - \frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_{12}^*} \right) \Theta_1(0) + \frac{1}{R_{12}^*} \Theta_2(0)}{(P-\alpha)^2 - \beta^2} + \frac{\frac{1}{R_{12}^*} \Theta_2(0)}{(P-\alpha)^2 - \beta^2} \quad (3-17)$$

$$\bar{\Theta}_2(P) = \frac{\left(P + \frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_{12}^*} \right) \Theta_2(0) - \frac{1}{R_{12}^*} \Theta_1(0)}{(P-\alpha)^2 - \beta^2} - \frac{\frac{1}{R_{12}^*} \Theta_1(0)}{(P-\alpha)^2 - \beta^2} \quad (3-18)$$

式(3-17)、(3-18)即为能量平衡方程(3-11)与(3-12)的拉普拉斯变换后得出的结果。为求解能量平衡方程, 还需进行拉普拉斯反变换。下面即进行拉普拉斯反变换。首先对式(3-17)进行拉普拉斯反变换, 经过恒等变形, 式(3-17)可化为:

$$\bar{\Theta}_1(p) = \frac{p-\alpha}{(p-\alpha)^2 - \beta^2} \Theta_1(0) - \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right) + \frac{1}{R_{12}^*}}{(p-\alpha)^2 - \beta^2} \Theta_1(0) + \frac{\frac{1}{R_{12}^*}}{(p-\alpha)^2 - \beta^2} \Theta_2(0)$$

查拉普拉斯变换表^[10]，并利用拉普拉斯变换的性质，可得其拉普拉斯反变换为：

$$\begin{aligned} \Theta_1(z) = & e^{\alpha z} ch(\beta z) \cdot \Theta_1(0) - \\ & - \frac{1}{2\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} + \frac{2}{R_{12}^*} \right) e^{\alpha z} sh(\beta z) \cdot \Theta_1(0) + \\ & + \frac{1}{\beta R_{12}^*} e^{\alpha z} sh(\beta z) \Theta_2(0) \end{aligned}$$

$$\text{令: } f_1(z) = e^{\alpha z} \left[ch(\beta z) - \frac{1}{2\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} + \frac{2}{R_{12}^*} \right) sh(\beta z) \right]$$

$$f_2(z) = \frac{1}{\beta R_{12}^*} e^{\alpha z} sh(\beta z)$$

并且将 $\Theta_1(0)=1$ 的条件代入，可得：

$$\Theta_1(z) = f_1(z) + f_2(z) \Theta_2(0) \quad (3-19)$$

上式即为式 (3-17) 的拉普拉斯反变换结果的表达式。

同理可求出式 (3-18) 的拉普拉斯反变换结果表达式。经过恒等变形，由式 (3-18) 可得：

$$\bar{\Theta}_2(p) = \frac{p-\alpha}{(p-\alpha)^2 - \beta^2} \Theta_2(0) + \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right) + \frac{1}{R_{12}^*}}{(p-\alpha)^2 - \beta^2} \Theta_2(0) - \frac{\frac{1}{R_{12}^*}}{(p-\alpha)^2 - \beta^2} \Theta_1(0)$$

查拉普拉斯变换表^[10]，可得：

$$\begin{aligned} \Theta_2(z) = & -\frac{1}{R_{12}^* \beta} e^{\alpha z} sh(\beta z) \Theta_1(0) + \\ & \left[ch(\beta z) + \frac{1}{2\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} + \frac{2}{R_{12}^*} \right) sh(\beta z) \right] e^{\alpha z} \Theta_2(0) \end{aligned}$$

$$\text{令: } f_3(Z) = \left[ch(\beta Z) + \frac{1}{2\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} + \frac{2}{R_{12}^*} \right) sh(\beta Z) \right] e^{\alpha Z}$$

并将 $\Theta_1(0) = 1$ 的条件代入, 则有:

$$\Theta_2(Z) = -f_2(Z) + f_3(Z) \cdot \Theta_2(0) \quad (3-20)$$

将定解条件 $T_{f1}(H) = T_{f2}(H)$ 或无量纲量的耦合定解条件 $\Theta_1(1) = \Theta_2(1)$ 代入式 (3-19)、(3-20), 联立求解, 可以得到如下的计算 U 型竖直埋管地热换热器出口处流体的无量纲温度计算式:

$$\Theta_2(0) = \frac{f_1(1) + f_2(1)}{f_3(1) - f_2(1)} \quad (3-21)$$

将式 (3-21) 代入式 (3-19)、(3-20), 可得描述两支管内流体在深度方向上的温度变化的无量纲表达式如下。

入口支管:

$$\Theta_1(Z) = f_1(Z) + f_2(Z) \frac{f_1(1) + f_2(1)}{f_3(1) - f_2(1)} \quad (3-22)$$

出口支管:

$$\Theta_2(Z) = -f_2(Z) + f_3(Z) \frac{f_1(1) + f_2(1)}{f_3(1) - f_2(1)} \quad (3-23)$$

式 (3-22) 与 (3-23) 适应范围为: $0 \leq Z \leq 1$ 。

以上是针对一般情况下得出的结果。对于工程实际中常见的对称布置情形, 计算更为简便。此时有: $R_{11} = R_{22}$, 因而有:

$$R_1^* = R_2^*; \quad \alpha = 0; \quad \beta = \sqrt{\frac{1}{(R_1^*)^2} + \frac{2}{R_{12}^* R_1^*}}$$

$$\left. \begin{aligned} f_1(Z) &= ch(\beta Z) - \frac{1}{\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_{12}^*} \right) sh(\beta Z) \\ f_2(Z) &= \frac{1}{\beta R_{12}^*} sh(\beta Z) \\ f_3(Z) &= ch(\beta Z) + \frac{1}{\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_{12}^*} \right) sh(\beta Z) \end{aligned} \right\} \quad (3-24)$$

将 (3-24) 式代入式 (3-21)、(3-22)、(3-23) 即可计算流体的出口温度, 以及得到

反映流体在深度方向的温度变化解析表达式。

至此，我们得到了U型埋管换热器中流体温度沿深度方向变化的关系式 $t_f(z)$ 。与一维模型和二维模型相比较，因为此模型考虑了钻孔内两股冷热不同的流体沿钻孔深度方向的变化，但同时也忽略了钻孔内的轴向导热以保持模型的可解析求解，因而我们称此模型为准三维传热模型。

根据式(3-22)、(3-23)即可直接求出U型管内流体沿深度方向温度变化的详细情况。图3-6是根据式(3-22)、(3-23)绘制的U型管两支管中流体无量纲温度沿相对深度变化的曲线图。图(a)中对应的无量纲热阻为 $R_1^* = R_2^* = 0.5$, $R_{12}^* = 0.7$ ；图(b)中对应的无量纲热阻为 $R_1^* = R_2^* = 0.5$, $R_{12}^* = 10$ 。从图3-6中可以看出，由于两管间热阻 R_{12}^* 的不同，流体无量纲温度沿深度变化情况有明显的不同。地热换热器与周围土壤之间的传热量应为：

$$Q = Mc [T_{f1}(0) - T_{f2}(0)] = Mc (T_f' - T_b) [1 - \Theta_2(0)] \quad (3-25)$$

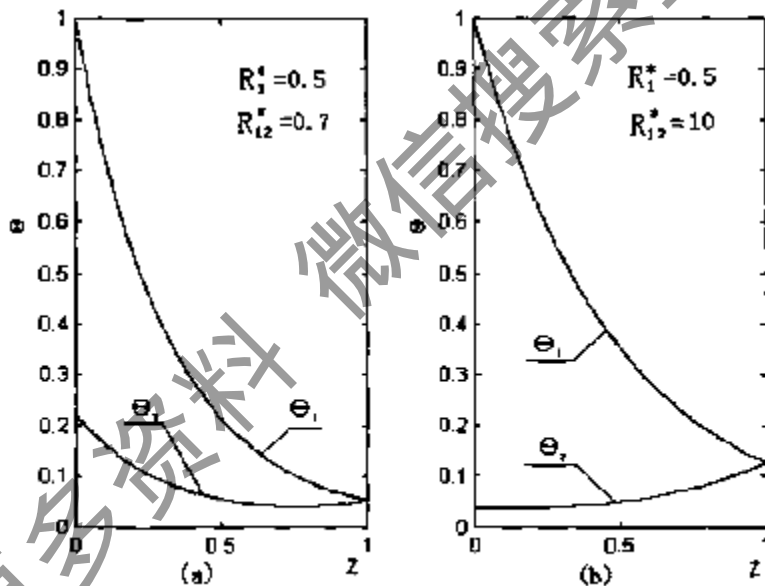


图3-6 U型竖直埋管地热换热器两支管内
流体温度沿钻孔深度分布曲线图

从图3-6中可以看出，由于两支管间的热阻不同，流体的出口温度也不同，因此影响了换热器的传热量。正如图3-6所示，由于两支管之间的热阻不同，则地热换热器的效率也就不同。两支管之间的热阻越大，出口流体温度越低，地热换热器的效率就越高。式(3-24)、(3-25)为进一步讨论U型管两支管间传热的相互影响提供了理论基础和条件。

3.3.3 地热换热器的效能

如前所述，地热换热器是通过在换热器中循环流动的流体与周围的固体土壤进行热量

或冷量的交换，而不象传统的换热器那样是两种冷热流体之间的热量或冷量交换，这与传统的两种流体之间换热的换热器有很大的不同。但是同作为换热设备，地热换热器也是一种实现能量交换的设备，也可归入蓄热式换热器的大类之中，因而也有与传统换热器设备共有的特点。依照传统换热器效能^[1]的概念，也可以为 U 型竖直埋管地热换热器定义一个效能的概念。

传统换热器的效能是指换热器实际的传热量与其最大可能的传热量之比值，它是一个无量纲的量。由换热器的效能可以方便地计算换热器的换热量以及流体的进出口温度。工程上通常把地热换热器复杂的非稳态传热简化为钻孔外的非稳态过程和钻孔内的稳态过程。因此，这里的换热器效能的定义只涉及钻孔壁以内的部分。

从埋管地热换热器入口处进入换热器的流体，经过与周围土壤交换热量（或冷量）后从换热器出口流出。根据热力学第二定律可知，在通过地热换热器向土壤抽取热量的工况条件下，经过周围土壤的加热，换热器出口处流体的温度不可能超过钻孔壁温。相反，在通过地热换热器释放热量的工况条件下，经过周围土壤的冷却，换热器出口处流体温度不可能低于钻孔壁温。因此，当地热换热器出口处流体温度等于土壤中钻孔壁的温度时，所传递的热量（或冷量）也就是地热换热器最大可能传递的热量（或冷量），即为 $Q_{\max} = Mc(T'_f - T_b)$ ，而实际传递的热量为 $Q = Mc(T'_f - T''_f)$ 。所以对于地热换热器钻孔壁以内的部分，其换热效能可写成为：

$$\varepsilon = \frac{Mc(T'_f - T''_f)}{Mc(T'_f - T_b)} \quad (3-26)$$

对上式进行化简，可得：

$$\varepsilon = \frac{T'_f - T''_f}{T'_f - T_b} = 1 - \frac{T''_f - T_b}{T'_f - T_b} \quad (3-27)$$

式 (3-27) ~ (3-29) 中， T'_f 、 T''_f 分别为地热换热器流体进出口温度。

由前面分析可知，式(3-27)中的第二项即为地热换热器出口处的无量纲温度 Θ_2 ，可以通过式 (3-21) 求得。将式 (3-21) 代入式(3-27)，可得地热换热器效能的表达式如下：

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 1 - \Theta_2 \\ \text{即} \quad \varepsilon &= \frac{f_3(1) - f_1(1) - 2f_2(1)}{f_3(1) - f_2(1)} \end{aligned} \quad (3-28)$$

其中， $f_1(1)$ 、 $f_2(1)$ 、 $f_3(1)$ 由式 (3-23) 确定。将式 (3-24) 代入式 (3-28) 并稍加化简，可得到如下的求解地热换热器效能的简单关系式：

$$\varepsilon = \frac{\frac{1}{\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right) \text{sh}(\beta)}{c h(\beta) + \frac{1}{2\beta} \left(\frac{1}{R_1^*} + \frac{1}{R_2^*} \right) \text{sh}(\beta)} \quad (3-29)$$

式中 β 、 R_1^* 、 R_2^* 的定义见 3.3 中的内容。

从式 (3-29) 的结果可以看出地热换热器的效能与参数 α 无关, 也就是说, 当 U 型管的两支管在钻孔中不对称分布时, 互换 U 型管中流动介质的进出口不影响效能的值。由此可见, U 型埋管换热器的效能仅仅与热阻 R_1^* 、 R_2^* 、 R_{12}^* 有关, 即 $\varepsilon = f(R_1^*, R_2^*, R_{12}^*)$, 而热阻只是钻孔的结构尺寸和流动介质的质量流量和比热的函数, 因此地热换热器的效能只与钻孔结构和流动介质流量和比热有关, 而与流动介质的进出口温度无关。

对于工程实际情况, U 型管两支管在钻孔中通常为对称布置, 因此通常情况下有 $R_1^* = R_2^*$, 即换热器的效能只是热阻 R_1^* 和 R_{12}^* 的函数。如果定义无量纲参数: $P = \frac{R_{12}^*}{R_1^*}$, 则对称布置情况下 U 型竖直埋管地热换热器的效能只是热阻 R_1^* 和无量纲参数 P 的函数, 即: $\varepsilon = f(R_1^*, R_{12}^*) = f(R_1^*, P)$ 。

由式 (3-29) 可知, 当 $R_1^* \rightarrow \infty$ 时, 有 $\beta \rightarrow 0$, 此时换热器的效能 $\varepsilon \rightarrow 0$ 。另一方面, 当 $R_1^* \rightarrow 0$ 时, 有 $\beta \rightarrow \infty$, 有 $ih(\beta) \rightarrow 1$, 则由式 (3-29) 可得:

$$\varepsilon = \frac{2sh\beta}{R_1^* \beta c h\beta + sh\beta}$$

将 P 的定义式 (见 3.3) 代入上式, 化简可得:

$$\varepsilon = \frac{2}{\sqrt{1 + \frac{2}{P} + th\beta}} \quad (3-30)$$

由上式可得: 当 $\beta \rightarrow \infty$ 时, 有 $\varepsilon \rightarrow 1$, 即由于有两支管之间的热阻存在, 即使 U 型管至钻孔壁之间的热阻减小为 0, 地热换热器的效能也不可能达到 1。

由上面的分析可知, U 型竖直埋管地热换热器的效能, 始终是大于 0, 而小于 1, 如图 3-7 所示。图 3-7 是根据式 (3-30) 绘制的在 U 型管对称布置于钻孔内的情况下, U 型竖直埋管地热换热器的效能与热阻之间的关系曲线图。

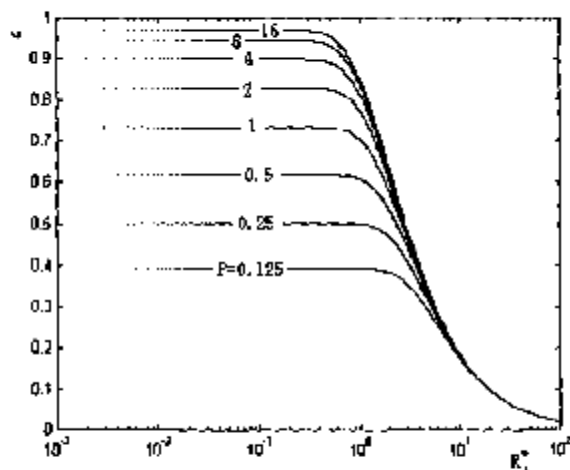


图 3-7 效能与热阻的关系曲线图

从图 3-7 可以直观地看出：一方面，随着支管中流体至钻孔壁的热阻的增大，地热换热器的效能逐渐下降；另一方面，在支管中流体至钻孔壁的热阻不变的情况下，地热换热器的效能随着比值 P 的增大（即两支管之间热阻的增大）而提高。

3.4 模型比较

3.4.1 有限长线热源与无限长线热源的比较

根据第二章的分析可知，无限长线热源模型中钻孔壁中点的无因次温度只是傅立叶数的函数，通过指数积分式 (2-21) 或近似式 (2-22) 即可求得钻孔壁的中点温度，计算简单。但由于未考虑到地表作为边界条件的作用，在地热换热器长期运行的情况下与实际情况的误差较大。图 3-8 给出了无限长线热源与有限长线热源钻孔壁中点温度随时间的变化关系曲线。

由图可见，两种模型之间的区别是明显的。特别是当地热换热器运行时间较长后，这两个模型之间的差别是愈来愈大。对于无限长线热源模型，其周围土壤的无量纲温度随着时间的推移是无限制的增大^[12]。也就是说无限长线热源模型下的温度场是不会达到稳定状态的。而对于有限长线热源模型，当运行时间足够长之后，温度场逐渐趋于稳定。

从图中还可看出，对于有限长线热源模型，其周围土壤的无量纲温度变化趋势。当运行时间从 0 开始，无量纲温度从 0 逐渐增大，到一定时间之后更是急剧的增大，并会出现一个极值点，之后渐渐趋于稳定。分析

可知，这正是地表边界条件对于地热换热器传热的影响所至。当时间较短时，地表这一边界还未影响至地表以下的钻孔中部位置，但是当时间足够长之后，地表边界的影响便传递到钻孔壁中心，因而曲线便有一个最大值区间。从图 3-8 可以看出，该最大值区间出现的时间快慢与钻孔的相对半径大小有关。

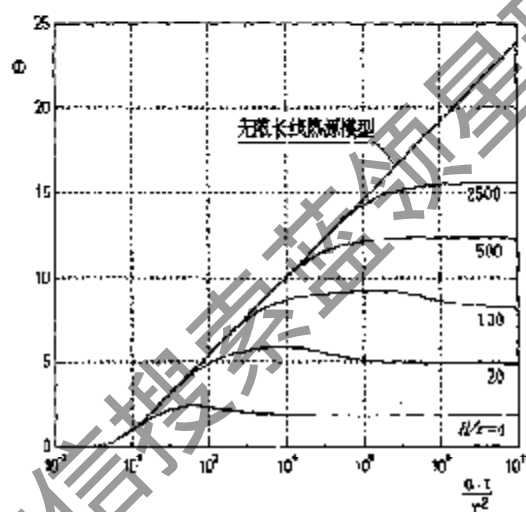


图 3-8 有限长与无限长线热源模型对比图

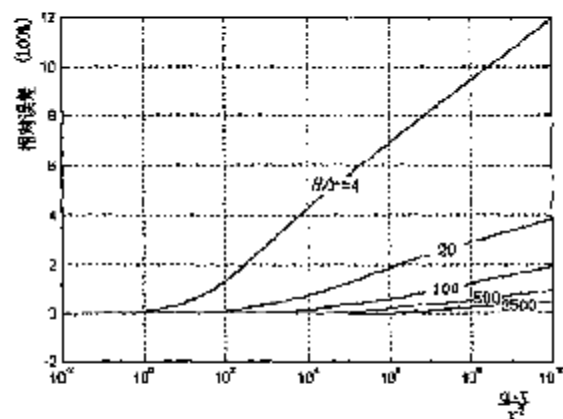


图 3-9 有限长与无限长线热源模型对比误差

图 3-9 是从相对偏差的角度对无限长与有限长线热源模型进行了对比。图中可见, 随着钻孔深度与钻孔半径的比值 H/r 的增加, 两种模型之间的误差越来越小。当 H/r 趋于无穷大时偏差为 0, 也就是说, 此时有限长线热源模型与无限长线热源模型趋于一致。此外, 在给定钻孔情况下, 有限长线热源模型与无限长线热源模型之间的偏差随着地热换热器运行时间的增长而不断的变大。

对于有限长线热源模型, 它的解析解(式 3-4)包含多个积分, 要达到较高的精度, 所需的计算时间较长。在实际工程中, 希望能够在允许的误差范围内, 能够继续快速计算。由图 3-9 可知, 对于 $H/r_0=500$ 而言, $Fo=10^4$ (即时间跨度为 2-3 年) 时, 用无限长线热源解代替有限长线热源解的相对误差均不超过 2%。因此在对地源热泵系统性能进行瞬态模拟时, 一般模拟时间为一年或一个制冷季或供暖季, 因此用无限长线热源模型代替有限长线热源模型完全可以满足工程要求。但是在设计地热换热器时, 考虑到地热换热器的设计寿命一般在 20 年以上, 为了保证在工作年限内, 地热换热器能够高效工作, 模拟时间必须较长, 此时必须采用有限长线热源模型。

3.4.2 钻孔内二维模型与准三维模型比较

(1) 钻孔内效能的比较

如第 2 章所述, 二维的传热模型由于回避了管内流体温度沿深度方向的变化, 在本质上没有涉及钻孔内地热换热器的传热问题, 只是考虑了钻孔内的热阻^[13]计算。在二维模型中, 关于流动介质的温度有以下的一些关系式:

$$\frac{q_l}{2} = \frac{T_f - T_0}{R_1^*}, \quad T_f = \frac{1}{2}(T_f^* + T_f^{**}), \quad q_l H = Mc(T_f^* - T_f^{**})$$

按照换热器效能的定义, 分析可以得到二维模型下, U 型竖直埋管地热换热器的效能

为:

$$\varepsilon_2 = \frac{2}{1 + R_1^* + R_{12}^*} \quad (3-31)$$

由式 (3-31) 可见, 在二维模型下地热换热器的效能仍然是无量纲热阻 R_1^* 、 R_{12}^* 的函数, 也即是 R_1^* 和参数 P 的函数。

由前面的分析可知, U 型竖直埋管地热换热器的效能只是无量纲热阻 R_1^* 、 R_2^* 、 R_{12}^* 。而对于实际工程中两支管对称布置的 U 型埋管换热器来说, 不论是二维模型, 还是准三维模型, 影响地热换热器换热效能的因素都是两个无量纲热阻 R_1^* 和 R_{12}^* , 或由 R_1^* 和 P 确定, 即地热换热器的效能只是 R_1^* 和参数 P 的函数。但是由这两种模型所得出的结果完全不同, 如图 3-10 所示。

从图 3-10 可以明显看出, 两种模型得出的结果完全不同, 对于二维模型, 明显可以看

出两个反常的现象：一是随着U型管两支管之间传热热阻的增大，地热换热器换热效能逐渐降低；第二，特别是当 R_1^* 较小时，二维模型下换热器效能居然能够大于1，这明显违反了热力学第二定律。这是由于二维模型采用了不符合实际的假定 $T_{f1}=T_{f2}$ ， $q_1=q_2$ 所致。

(2) 钻孔内热阻的比较

对钻孔内稳态传热过程，人们习惯用热阻这个概念来进行分析。通常情况下，由于U管两支管内流体温度沿钻孔深度方向是不断变化的，因此可定义地热换热器中循环流体工质的平均温度如下：

$$T_f = \frac{T_f' + T_f''}{2} \quad (3-32)$$

其中： T_f' 、 T_f'' 分别为地热换热器中循环流体的进出温度。由此，对于钻孔壁以内的稳态传热过程有：

$$T_f - T_b = q_f R_b \quad (3-33)$$

其中： R_b 即为钻孔内的热阻， T_b 为钻孔壁的温度， q_f 为钻孔单位深度的热流强度。

在U型管两支管对称布置于钻孔内的情况下，根据第二章的分析，对二维模型得到了钻孔内流体至钻孔壁的传热热阻的解析表达式，即：

$$R_{b2} = \frac{R_{11} + R_{12}}{2} \quad (3-34)$$

由于二维模型中必须引入与工程实际不相符的假设前提： $q_1 = q_2$ 及 $T_{f1} = T_{f2} = T_f$ ，并且还得借助于定义流体平均温度的概念，对地热换热器钻孔内传热问题进行分析。为了抛弃二维模型中的这些与实际不相符的假设条件，本章在二维模型的分析基础上进一步建立了准三维模型，即在忽略钻孔内轴向导热的假设下考虑循环流体轴向流动产生的传热，对于U型管两支管对称布置于钻孔内的情况，导得了流体沿钻孔深度方向的温度变化，见式(3-22)、(3-23)。

根据式(3-29)、(3-32)及(3-33)导得用准三维模型计算地热换热器钻孔内热阻的表达式如下：

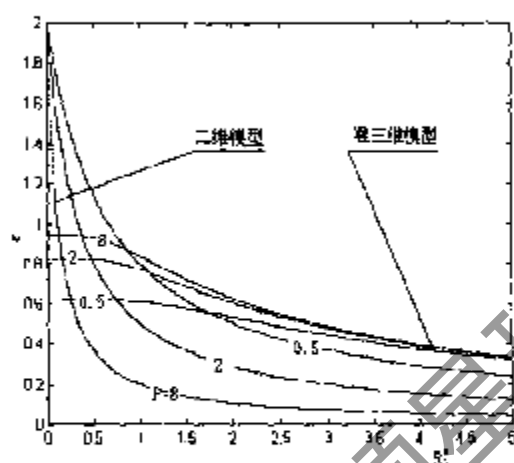


图 3-10 两种模型下的效能比较

$$R_{b3} = \frac{H}{Mc} \left(\frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{2} \right) \quad (3-35)$$

其中下标3表示计算所用模型为准三维模型。

由(3-34)式和(3-35)式,即可得到二维和准三维模型的热阻值。下面以一个典型钻孔为例,对二维模型和三维模型的热阻等进行比较。计算钻孔的半径为 $r_b=0.055\text{m}$,钻孔的深度 $H=100\text{m}$;U型管支管半径 $r_p=0.016\text{m}$,岩土导热系数 $\lambda=1.5\text{W/m.K}$;钻孔回填材料的导热系数 $\lambda_b=1.5\text{W/m.K}$,塑料管导热系数 $\lambda_p=0.35\text{W/m.K}$;换热器循环工质为纯水,质量流量率 $M=0.3\text{Kg/s}$ (相应U型管内流体流速为 0.57m/s)。表3-1、3-2分别给出了U型管两支管间距、钻孔内回填材料对钻孔热阻的影响。

表3-1 U型管两支管间距半宽D对热阻的影响

D (m)	0.016	0.022	0.030	0.039
R_{b1} (m.K/W)	0.144	0.127	0.110	0.093
R_{b3} (m.K/W)	0.150	0.132	0.115	0.098

表3-2 钻孔回填材料对钻孔内热阻的影响
(岩土导热系数 $\lambda=1.5\text{W/m.K}$, $D=0.022\text{m}$)

λ_b (W/m.K)	0.8	1.2	1.5	2.0	2.4	2.8
R_{b1} (m.K/W)	0.194	0.146	0.122	0.108	0.098	0.092
R_{b3} (m.K/W)	0.198	0.151	0.128	0.114	0.105	0.098

从表3-1、表3-2的计算结果可以看出,二维模型计算的钻孔内热阻总是小于三维模型的计算值,这主要是二维模型未考虑两根U型管之间的热短路造成的结果。另外,钻孔内两根U型管之间的间距越大,两个模型计算的热阻越接近,这是因为间距越大,两支管间的热短路的影响越小。通过上述分析表明,建立的准三维模型更接近于实际工程。

3.5 非稳态热流的地热换热器模型

前面我们建立了地热换热器钻孔外和钻孔内的理论传热模型,即在钻孔外采用有限长线热源模型确定钻孔壁温,在钻孔内采用准三维模型来确定管内流体的温度。在讨论模型时,均假定热流恒定。在实际工程中,由于热泵的负荷是随时间变化的,因此地热换热器的放热量(或吸热量)也是随时间而变化的。随时间变化的连续热流可以用一系列的矩形冲热

流来近似^[14]，见图 3-11。而在作用时间 $\tau_1 < \tau < \tau_2$ 内，单个的矩形脉冲热流可以由两个阶跃热流的迭加而得到，详见图 3-12。

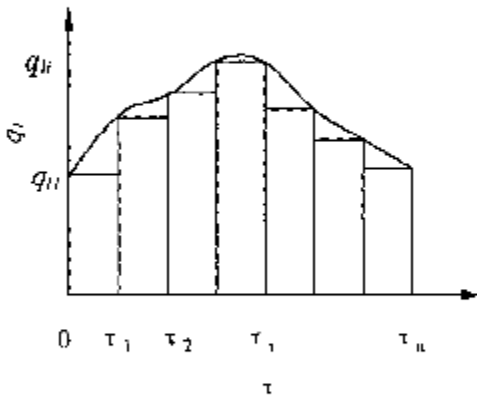


图 3-11 用矩形脉冲热流近似连续变化的热流

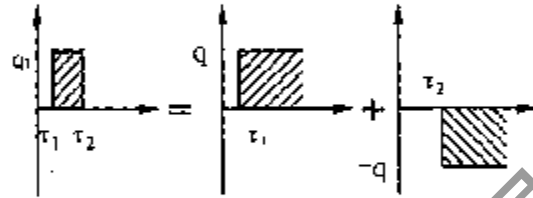


图 3-12 用两个阶跃热流迭加得到一个矩形脉冲热流

对于图 3-11 所示的连续矩形脉冲热流，利用迭加原理即可得到钻孔壁处 r 时刻的温升为：

$$T_b - t_0 = \sum_{i=1}^n \frac{1}{4\pi\lambda} (q_i - q_{i-1}) \Theta_b \left(\frac{a(\tau - \tau_{i-1})}{H^2} \right) \quad (q_{i0} = 0) \quad (3-36)$$

其中， $\tau = n\Delta\tau$ ， $\tau_{i-1} = (i-1)\Delta\tau$ ， τ 为计算时刻， $\Delta\tau$ 为时间步长。

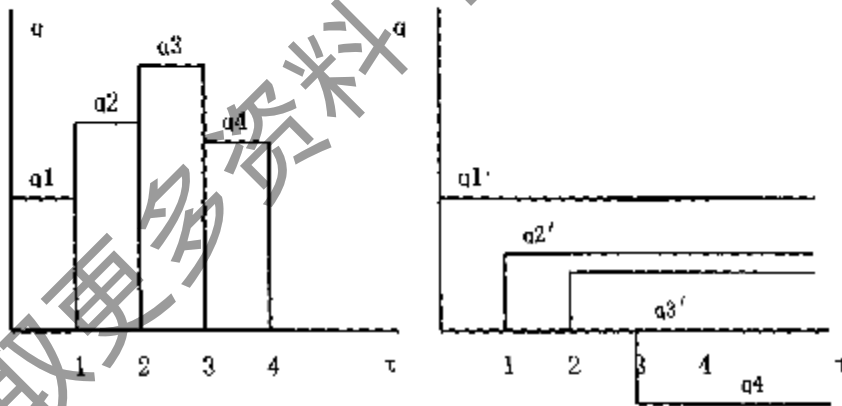


图 3-13 非稳态热流的迭加模型

对上述迭加模型，下面举例说明，见图 3-13。例如，已知某地热换热器在各时刻的热流分别为 q_1 、 q_2 、 q_3 、 q_4 ，计算第 4 时刻末的温度。根据迭加原理，热流 $q_1' = q_1$ 的作用时间为 4 小时， $q_2' = q_2 - q_1$ 的作用时间为 3 小时， $q_3' = q_3 - q_2$ 的作用时间为 2 小时， $q_4' = q_4 - q_3$ 的作用时间为 1 小时，则第 4 时刻末的温度即为这 4 个热流共同作用产生的温度效应。

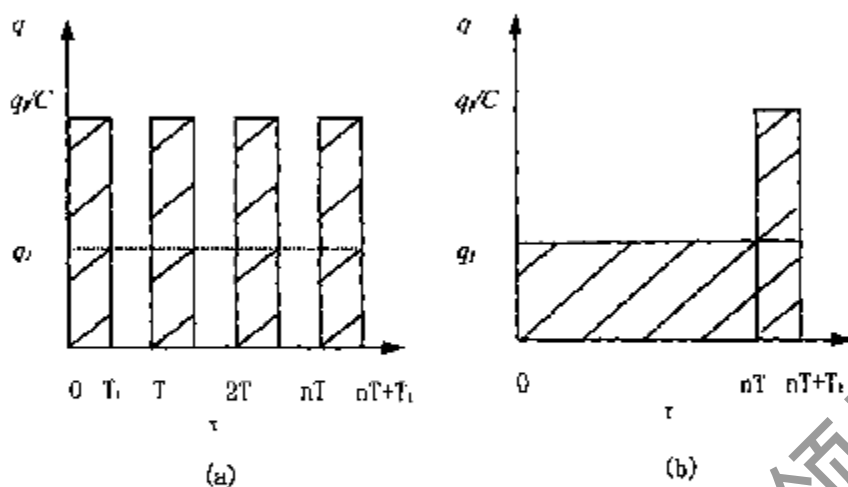


图 3-14 周期性的脉冲负荷及其简化计算的负荷

3.6 间歇运行工况的地热换热器模型

在实际的地源热泵系统中, 热泵往往是间歇运行的。对间歇运行的地源热泵系统, 地热换热器周围的土壤温度变化将更加复杂, 因此还没有关于间歇运行工况的地热换热器的合理模型。下面以一个简单的周期性运行的热泵系统为例, 见图 3-15。首先假定运行周期为 T , 其中热泵的工作时间为 T_1 , 则停止运行的时间为 $T-T_1$, 令 $C=T_1/T$ 为运行份额比例。如果在整个计算周期内的平均热负荷为 q_1 , 则在运行时间内的脉冲负荷为 q_1/C , 根据线热源的解和迭加原理, 即可得到钻孔壁的无因次温度如下:

$$\theta_s = \frac{4\pi\lambda(T_s - t_0)}{q_1} = \frac{1}{C} \sum_{m=0}^{\infty} \left\{ \Theta_b \left(\frac{\alpha(\tau - mT)}{H^2} \right) - \Theta_b \left(\frac{\alpha(\tau - mT - T_1)}{H^2} \right) \right\} \quad (3-37)$$

根据式 (3-37) 即可计算出在平均负荷相同的情况下, 不同的运行比例钻孔壁的无因次温度变化, 结果见图 3-15。从图中可以看到, 在周期性脉冲热流的作用下, 地热换热器钻孔壁的温度响应在呈周期性振荡的同时, 其平均温度逐渐上升, 其平均温度的变化大体上与在平均热负荷作用下产生的温度响应相当。此外, 在平均热负荷相同时, 运行比例 C 越小, 脉冲的热负荷强度越大, 温度振荡的振幅就越大。

从上述结果中分析可知, 对于周期性的脉冲加热问题, 在设计地热换热器时, 可以用

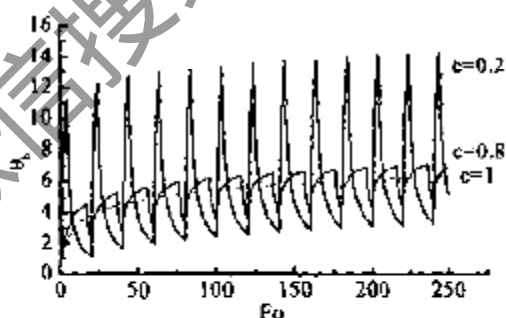


图 3-15 不同运行份额的周期性脉冲加热时的温度响应

一个连续的平均热负荷加上一个脉冲负荷来代替,如图 3-14 中 (b) 所示,所得到的最大温升值与周期性脉冲加热的解相当。这样计算比用迭加原理计算简单得多,只需计算两项即可,避免了大量的迭加。

因为钻孔壁的温度决定了地热换热器内流体的平均温度,因此经过一段时间的运行后,地热换热器钻孔壁的最高温度既取决于这一段时间内平均负荷的大小,也取决于单个脉冲负荷的强度和延续时间。在设计计算流体的最大温升值时可以把间歇工作的周期性脉冲热流简化为一个持续作用的平均热负荷和一个脉冲负荷的和。

3.7 地热换热器的设计

在实际的地源热泵工程中,由于更换和维修的不便,要求地热换热器的设计寿命至少应在 20 年以上。如何保证地热换热器在使用年限内高效工作,地热换热器的设计是关键。影响地热换热器效率的主要因素是钻孔周围地下岩土的温度。若地热换热器在使用期内,释放到地下的热量与从地下提取的热量均衡,则地下岩土内无热量堆积,地热换热器的效率较高。反之,若从地下提取和向地下释放的热量不平衡,则势必引起地下岩土温度的变化。随着地热换热器工作年限的增加,地下岩土温度就会发生变化,使进入热泵机组的流体温度发生变化,进而影响热泵机组的效率和出力。因此地热换热器的设计模型必须能够模拟数十年的地热换热器的特性,我们称其为长期模型,即钻孔壁温采用有限长线热源模型。为了使模型能够快速计算,模型中的时间步长一般为月。当地热换热器结构、配置已定时,为了模拟地源热泵系统的瞬时制冷量、耗功量等性能,则必须建立地热换热器的瞬态模型,模型的时间步长一般为分钟或小时,我们称其为短期模型或瞬态模型。地热换热器的瞬态模型将在第 6 章中介绍。

在建筑物负荷一定的情况下,热泵机组的性能主要与地热换热器循环流体的出口温度(即热泵机组的进口流体温度)有关。因此,地热换热器设计的主要目的是在已知建筑物空调负荷的前提下,选择地源热泵机组,在设定热泵机组循环介质最高(夏季)或最低(冬季)入口温度的前提下,确定地热换热器的长度和配置。以下为地热换热器的设计方法。

3.7.1 地热换热器负荷的确定

众所周知,建筑物的空调负荷是随时间和季节变化的。因此在设计地源热泵系统时,首先应根据专用的负荷计算软件或能耗分析软件计算出建筑物的峰值负荷和逐月平均负荷。根据建筑物的峰值负荷,选定相应的热泵机组,然后即可确定地热换热器的负荷。

由于建筑物的空调负荷是随时间而变化的,因此地热换热器的放热(或吸热)也是随建筑物的负荷而变化的。假设建筑物的热负荷为正,冷负荷为负,则第 i 月地热换热器的平均负荷 Q_{ev} 为:

当 $Q_u < 0$ ，即建筑物冷负荷时：

$$Q_{ca}(i) = -Q_a(i) \frac{COP_c + 1}{COP_c} \quad (3-38)$$

当 $Q_u > 0$ ，即建筑物热负荷时：

$$Q_{ca}(i) = -Q_a(i) \frac{COP_h - 1}{COP_h} \quad (3-39)$$

其中， COP_c 为对应于流体最高进口温度时热泵机组的制冷性能系数； COP_h 为对应于流体最低进口温度时热泵机组的制热性能系数； Q_a 为建筑物空调负荷，kW； Q_{ca} 为地热换热器负荷，kW。

3.7.2 初步确定钻孔的结构和地热换热器长度

由前面分析可知，钻孔内两支管之间的间距越大、回填材料导热系数越大，则钻内内热阻越小，单位长度钻孔的传热量就越大。因此，在前述理论分析的基础上，初步设定钻孔的尺寸和地热换热器的长度，根据地热换热器的负荷即可求得单位长度钻孔的平均换热量为：

$$q_c(i) = \frac{Q_{ca}(i)}{L} \quad (3-40)$$

其中， L 为地热换热器设定长度，m。

3.7.3 地热换热器循环流体最高限 T_{max} 或最低限 T_{min} 出口温度的确定

在用户侧进口水温一定的情况下，热泵机组的制冷或制热能力是由进入机组的流体温度（即地热换热器流体的出口温度）决定的。而地热换热器的长度决定了进入热泵机组的流体温度。在制冷工况时，设定地热换热器出口的流体的最高限温度越低，机组运行的 COP 就越高，机组的运行费用就越低，但所需的地热换热器的长度就越长，系统的初投资增加。因此这涉及到热泵系统最佳经济性的研究。目前国内仍缺乏这方面的研究，也没有统一的计算方法。

根据文献^[15]，对竖直埋管地热换热器夏季的设计最高限出口温度一般为土壤温度加上 11-14℃，冬季设计最低限出口温度为土壤温度减去 8-11℃。通过编制的设计软件计算表明，按照上述方法确定的地热换热器的投资太大，建议热泵机组的设定温度^[16]如下：

夏季制冷时，机组的流体最高入口温度为当地地下岩土温度加上 15~20℃；冬季制热时，机组的最低进水温度为地下岩土温度减去 10~15℃。实际工程中，若由于埋管场地受限，水温将超过这个限度，采用复合式热泵系统比较经济。

在美国, 进入地源热泵系统的流体最高和最低进口温度^[17]建议如下:

供热时, 北方 T_{max} 为 30°F (-1.1°C), 南方 T_{max} 为 55°F (12.8°C)。

供冷时, 北方 T_{min} 为 90°F (32°C), 南方 T_{min} 为 105°F (40.6°C)。

我国国标中规定的热泵机组名义工况^[18]为, 热源侧夏季进水温度为 30°C, 冬季进水温度为 15.5°C。目前, 我国生产的热泵机组中, 多数都是按照国标的名义工况来标定机组的制冷量或制热量。在地源热泵系统中, 实际的运行工况与国标中名义工况相差较大, 如果仍按照名义工况制冷量或制热量选取热泵机组的话, 将会导致机组的出力达不到用户要求。建议在选择地源热泵机组时, 应按照上述建议的入口温度, 根据厂家提供的性能曲线计算机组的实际容量, 根据实际容量来选机组, 而不是按照名义工况来选。

3.7.4 地热换热器钻孔壁温的计算

由前面的分析可知, 在时间跨度较长的情况下, 必须考虑地表作为边界条件的传热作用, 因此在设计地热换热器时, 钻孔壁温采用式 (3-4) 计算。将 $Z=1/2$, $R=r_b/H$ 代入式 (3-4) 得到单个钻孔壁温中点无因次温度 Θ_{b1} 为:

$$\Theta_{b1} = \int_0^1 \left[\frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{\left(\frac{r_b}{H}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} - H'\right)^2}}{2\sqrt{Fo}} \right]}{\sqrt{\left(\frac{r_b}{H}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} - H'\right)^2}} - \frac{\operatorname{erfc} \left[\frac{\sqrt{\left(\frac{r_b}{H}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} + H'\right)^2}}{2\sqrt{Fo}} \right]}{\sqrt{\left(\frac{r_b}{H}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} + H'\right)^2}} \right] dH' \quad (3-41)$$

对于多个钻孔的地热换热器, 相邻钻孔均对该钻孔的壁温产生影响, 故钻孔壁温中点无因次温度 Θ_b 为:

$$\Theta_b = \Theta_{b1} + \Delta\Theta \quad (3-42)$$

其中, $\Delta\Theta$ 根据式 (3-10) 计算。

对非稳态热流, 则任一时刻钻孔壁温为:

$$T_b(r) = t_0 + \sum_{i=1}^n \frac{1}{4\pi\lambda} (q_i - q_{i-1}) \Theta_b \left(\frac{a(\tau - \tau_{i-1})}{H^2} \right) \quad (q_{i0} = 0) \quad (3-43)$$

3.7.5 地热换热器流体出口温度的确定

以往在进行地热换热器的设计与模拟时, 都是基于钻孔内热阻的概念。但要确定钻孔内热阻, 必须借助于流体平均温度的概念。由于钻孔内流体温度沿钻孔深度方向是不断变

化的, 以往模型均无法考虑两根U型支管间的热短路等, 所以模型与实际情况偏差较大。在建立的准三维模型中, 通过引入效能的概念, 避免了以往模型本质上的错误。

由式(3-34)可知, 地热换热器的效能是钻孔内热阻、循环介质比热和流量的函数, 与流体进出口温度无关。因此在循环介质流量一定时, 若已知地热换热器结构和配置、土壤热物性等参数, 即可根据式(3-34)计算出地热换热器的效能 ε 。

根据能量平衡和地热换热器效能的定义, 在任一时刻地热换热器的换热量为:

$$Q - Mc(T_f' - T_f'') = \varepsilon Mc(T_f' - T_b) \quad (3-44)$$

所以, 在地热换热器负荷已知的情况下, 计算时刻流体的进出口温度即可通过下式计算:

$$\left. \begin{aligned} T_f'(\tau) &= T_b(\tau) + \frac{Q}{\varepsilon Mc} \\ T_f''(\tau) &= T_f'(\tau) - \frac{Q}{Mc} \end{aligned} \right\} \quad (3-45)$$

3.7.6 地热换热器设计计算步骤

- (1) 根据建筑物的结构尺寸, 确定建筑物的峰值负荷和逐月平均负荷。根据建筑物的峰值负荷选取热泵机组的制冷量或制热量。
- (2) 根据设计地点的地下岩土温度 T_g , 设定机组进口流体的最高限温度 T_{\max} 和最低限温度 T_{\min} , 然后根据设定的温度和峰值负荷选取热泵机组。
- (3) 根据月平均负荷和热泵机组性能参数, 求出地热换热器逐月负荷。
- (4) 初步假定地热换热器的钻孔长度 L 和钻孔配置, 计算地热换热器单位钻孔深度的平均热流 q_f 。
- (5) 根据式(3-41)~(3-43)计算在非稳态负荷情况下, 不同时刻钻孔壁的温度 T_b 。
- (6) 根据式(3-45)计算出所有时刻地热换热器出口流体温度 T_f'' , 并与设定的最高限温度 T_{\max} 和最低限温度 T_{\min} 比较, 如果二者相等, 则设定的地热换热器的长度即为设计长度, 否则转到(4), 重新设定地热换热器长度, 直到满足要求为止。

3.8 小结

- (1) 将竖直埋管地热换热器的传热划分为两个区之间的传热, 即钻孔壁以内稳态传热和钻孔壁以外的非稳态传热。在钻孔壁以内区域, 建立了有限长线热源模型, 采用各林函数法得到了有限长线热源的解析解。
- (2) 与无限长线热源模型相比, 有限长线热源产生的温度响应更好地描述了竖直

埋管地热换热器在长期运行时的传热过程,可以作为分析和计算竖直埋管地热换热器传热的基础。因此,作为描述竖直埋管地热换热器的传热模型,有限长线热源模型更加接近于工程实际,是一更为合理的数学模型。

- (3) 确定一个钻孔壁的代表性温度通常有两种方法:一种是用钻孔壁中点的温度作为钻孔壁的代表性温度,另外一种方法是用壁温沿钻孔深度方向的积分平均值作为钻孔壁的代表性温度。对于工程中常用的钻孔半径(相对半径为 $0.0005\sim 0.005$),钻孔壁温度积分平均值与由简化公式计算出的钻孔壁中点过余温度的值之间的相对误差大小在5%以内。对计算的典型钻孔,在 Fo 小于 0.005 (对应运行时间在200天左右)的情况下,采用钻孔壁中点温度与钻孔壁积分平均温度的相对误差均小于2%,因此采用钻孔壁中点温度作为钻孔壁的代表性温度既简单又实用。
- (4) 对于非稳态连续热流的地热换热器可以看作是一系列矩形脉冲热流。利用迭加原理即可得到钻孔壁处 r 时刻的温升,见公式(3-36)。
- (5) 在周期性脉冲热流的作用下,地热换热器钻孔壁的温度响应在呈周期性振荡的同时,其平均温度逐渐上升,其平均温度的变化大体上与连续作用的热负荷相当。此外,在平均热负荷相同时,运行比例 C 越小,脉冲的热负荷强度越大,温度振荡的振幅就越大。
- (6) 与钻孔外传热相比,将钻孔内的传热近似为稳态传热,同时忽略U型管内流体沿流动方向的导热,建立了钻孔内传热的准三维模型。通过对U型埋管两支管内循环流体的能量平衡方程式的分析与推导,得到了计算U型管换热器中流体温度沿深度变化的解析表达式,为进一步定量分析影响地热换热器传热性能的诸多因素奠定了理论基础。在U型埋管换热器流动流体的温度沿钻孔深度的详细变化情况都可通过式(3-22)、(3-23)直接求出。
- (7) 引入了地热换热器钻孔内效能的概念。在钻孔结构、土壤热物性、循环流体流量和比热已定的情况下,由式(3-29)即可计算地热换热器的效能。根据地热换热器的效能的计算公式,即可从理论上分析钻孔内各项参数及两支管之间的热短路对传热的影响。任一时刻地热换热器的换热量可通过式(3-45)计算。
- (8) 由于两支管间的热阻不同,流体的出口温度也不同,因此影响了换热器的传热量。由于两支管之间的热阻不同,则地热换热器的效率也就不同。根据效能的概念,从理论上分析了钻孔内二维模型的不足和错误。
- (9) 提出了地热换热器的设计方法。

参考文献

- [1] Bose J E, Parker J D, McQuiston F C. Design/data manual for closed-loop ground-coupled heat pump systems, Atlanta: ASHRAE, 1985.
- [2] Caneta Research Inc., Commercial/Institutional Ground-Source Heat Pump Engineering Manual, ASHRAE, Atlanta, Ca, 1995.
- [3] Oklahoma State University. Close loop /geothermal heat pump systems: installation guide. International Ground Source Heat Pump Association, 1996.
- [4] Mei V C and Baxter V D, Performance of a ground-coupled heat pump with multiple dissimilar U-tube coils in series. ASHRAE Transactions, 1986, 92 Part 2: 22-25.
- [5] Yavuzturk C, Spittler J D and Rees S J, A transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers. ASHRAE Transactions, 1999, 105(2): 465-474.
- [6] Ingersoll L. R. and H. J. Plass. Theory of the ground pipe heat source for the heat pump. Heating, Piping & Air Conditioning. 1948, July: 119-122.
- [7] 柳晓雷, 王德林, 方肇洪. 垂直埋管地源热泵的圆柱面传热模型及简化计算. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1): 47-51.
- [8] Zeng H Y, Diao N R and Fang Z H, A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers, Heat Transfer - Asian Research, 31(7): 558-567, 2002.
- [9] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 (第三版), 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [10] 梁昆淼. 数学物理方法. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [11] 兰州石油机械研究所, 换热器 (上). 北京: 中国石化出版社, 1986.
- [12] Hellstrom G. Ground heat storage, Thermal analysis of duct storage systems. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, 1991
- [13] Nairen DIAO, Ping CUI, Zhaohong FANG, The thermal resistance in a borehole of geothermal heat exchangers, Proc. 12th International Heat Transfer Conference, 2002
- [14] 崔萍, 刁乃仁, 方肇洪. 地热换热器间歇运行工况分析. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1): 52-57.
- [15] Steve Kavanaugh. Design consideration for ground and water source heat pumps in southern climates. ASHRAE trans. 1989, 95(1): 1139-1148.
- [16] 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 李安桂. 地源热泵名义工况探讨. 西安建筑科技大学学报, 2003, 35 (3): 221-225.
- [17] 徐伟等译. 地源热泵过程技术指南. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001.
- [18] 机械工业部冷冻设备标准化技术委员会编. 制冷空调技术标准应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1998.

4 水-水热泵机组各部件模型的建立

90年代以来,热泵机组在国内得到了大量的应用。热泵机组与传统的制冷空调装置原理上没有什么差别,只是使用的目的不同而已。目前使用的热泵机组多为蒸汽压缩式制冷,蒸汽压缩式制冷的主要部件包括压缩机、冷凝器、节流设备和蒸发器。传统制冷装置的仿真方法是分别建立各部件模型,然后通过一定的关系将各部件模型结合起来。因此,作为机组的部件模型也是重点研究的内容之一。本章的主要内容就是建立压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器等各个部件的模型。

4.1 压缩机模型的建立

4.1.1 压缩机建模方法

压缩机是制冷空调装置的心脏。对于压缩机特性的研究、压缩机结构的优化、压缩机与装置各部件的匹配历来是制冷空调装置研究的一个重要方面。对压缩机建立数学模型进行计算机仿真是目前广泛采用的研究方法。

目前,使用的压缩机种类较多,如全封闭、半封闭、开启式,活塞式回转式、涡旋式、螺杆式等,建模时必须按不同的种类分别进行处理。对于商用热泵机组,常采用活塞式或螺杆式压缩机。本文以全封闭活塞式压缩机为建模对象。

对于压缩机的数学模型研究,大多是把压缩机作为一个单独的装置,为其结构优化服务。在这些模型中,需要准确反应压缩机内部各种结构参数对于压缩机性能的影响,因此模型比较复杂。但对热泵系统整体模拟的压缩机模型,只需考虑对系统性能有影响的参数。模拟的目的是选用合适的压缩机,并使之与装置的其它部件相匹配。因此建模时,只考虑主要参数对其性能的影响,这样建立的模型既简单又能够保证一定的精度。根据丁国良^[1]等的分类,目前常用的压缩机建模方法有四类,即动态法、稳态法、两结点法、神经网络和模糊法。

(1) 动态法

这类方法主要用于压缩机性能的研究和改进,在早期的动态仿真研究^[2]中出现过。由于将各个传热传质环节置于同等地位,没有进行应有的分析简化,模型计算比较复杂,并不适合系统仿真,现在已被弃用。

(2) 稳态法

这类模型即为教科书^[3,4]中介绍的压缩机热力计算方法。只要确定压缩过程的多变指数、容积效率和压缩机的效率这几个半经验参数的计算方法,那么这类模型的计算都是显式的,不存在迭代计算。MacArthur等^[5]在研究中都采用了这类压缩机模型。如果系统是稳

态仿真,则采用此类模型即可。如果是模拟压缩机开机的动态过程,对于常规压缩机转速接近 3000rpm,则压缩机输气过程的时间常数比较小,仍可采用稳态模型。但由于压缩机本身具有较大的热容,压缩机传热环节的时间常数比较大,如果不考虑其动态特征,采用稳态模型将会对吸气和排气温度造成一定的影响。

(3) 两结点模型

这类模型将压缩机模型处理成两个环节:稳态的输气环节和动态的换热环节。正如在稳态模型中描述的那样,两结点模型对于动态仿真^[6]是合适的。对于不同的压缩机,输气环节的模型结构是相同的,所不同的是理论输气量的计算方法不同。对换热环节的模型结构可以分成两类:一类是低压结构,例如小型全封闭往复式压缩机,压缩机壳侧的容积与吸气管道相连,所以该环节的模型必须与蒸发器联合求解;另一类是高压结构,例如,小型全封闭滚动转子式压缩机,压缩机壳侧的容积与排气管相连,所以该环节的模型必须与冷凝器模型联合求解。

(4) 神经网络模型和模糊模型

神经网络模型由丁国良、张春路等建立^[7-10],是目前研究比较热门的一种新的方法。从总体上看,目前神经网络模型是稳态模型的一种,但其建模方式与传统模型有些差异。传统的稳态建模方法对于压缩机的容积效率、电效率等要求一定的关联式形式。对于不同的压缩机,关联式的形式可能不同,这就需要花费较多的精力去寻找合适的回归关联式。由于影响压缩机特性的因素较多,而传统的理论模型难以完全反映这些因素的影响,造成结果不够准确。相比之下,多层前向神经网络是一种无模型的万能逼近器,可以通过对样本的学习(相当于数据的回归)实现任意非线性映射。从这一意义上讲,人工神经网络方法的引入很好地改变了传统方法的通用性,但在训练神经网络之前,必须对输入和输出数据进行归一化处理,即把数据处理成 0~1 之间的小数值,网络的输出值还需还原成常规值。另外模型中学习效率的选择很重要,学习效率过大,可能引起不稳定,过小收敛速度减慢。学习效率低,物理意义不明确是影响神经网络应用的主要障碍。因此目前采用的神经网络模型一般将传统理论模型与神经网络理论结合起来应用,可以到达提高学习效率。

4.1.2 压缩机模型的建立

目前常用的压缩机稳态建模方法有效率法、图形法等。效率法是一种相对简单的方法,即将压缩机中复杂的流动与传热过程简化为一些经验公式来计算压缩机的效率,如容积效率、指示效率、摩擦效率等^[11]。图形法是根据厂家提供的压缩机性能曲线进行回归的建模方法。但这种方法适用范围小,只适用某一型号的压缩机在某一特定工况下的性能。葛云亭^[12]等采用这种方法建模。本文采用稳态效率法对全封闭式活塞式压缩机进行建模。

由于压缩机对于热泵机组的作用是通过制冷剂的迁移来实现的,因此对于通过压缩机

的制冷剂流量的计算是压缩机模型的最主要参数的计算。流经压缩机进出口制冷剂的状态对反映压缩机与蒸发器和冷凝器之间的作用也是很重要的。压缩机的功率是机组耗能的主要指标，因此对于压缩机功率的计算也是模型的重要功能。所以压缩机的性能是通过以下几个参数来反映的：一是制冷剂的质量流量；二是压缩机的功率，三是压缩机的温度。下面建立制冷剂质量流量和压缩机功率的数学模型。

(1) 制冷剂流量计算

对于活塞式压缩机，在每一转中，气缸都存在吸气和排气过程，实际吸气和排气的流量是不相等的。但从系统整体的性能考虑，制冷剂系统大约需要数分钟才能建立压力的动态平衡，而水侧则需要数十分钟才能达到所需要的温度，因此压缩机中每转中存在的流量的不连续性可以忽略，只要计算每转的平均流量^[13]即可。实际在排气和吸气的制冷剂质量流量可采用下式计算：

$$m_{com} = \lambda \frac{V_{th}}{v_{suc}} \quad (4-1)$$

式中， v_{suc} 为压缩机的吸气比容；

V_{th} 为压缩机的理论排气量；

λ 为容积效率。

对于活塞式压缩机，理论排气量为：

$$V_{th} = i \frac{\pi D^3}{4} S \cdot n \quad (4-2)$$

式中， n 为压缩机的转速； i 为气缸数； S 为活塞行程； D 为缸径。

容积效率计算公式如下：

$$\lambda = \lambda_v \lambda_p \lambda_t \lambda_l \quad (4-3)$$

其中， λ_v 、 λ_p 、 λ_t 、 λ_l 分别为容积系数、压力系数、温度系数、泄漏系数。

$$\lambda_v = 1 - c \left[\left(\frac{P_c + \Delta P_c}{P_e} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (4-4)$$

$$\lambda_p = 1 - \left(\frac{1+c}{\lambda_v} \right) \frac{\Delta P_e}{P_e} \quad (4-5)$$

$$\lambda_t = \frac{T_{suc}}{aT_c + b\Delta T_s} \quad (4-6)$$

$$\lambda_l = 0.95 \sim 0.98$$

式 (4-4) ~ (4-6) 中， P_c 、 P_e 分别为冷凝压力和蒸发压力， ΔP_c 、 ΔP_e 分别为排、吸气压力损失， T_c 、 T_e 、 T_{suc} 、 ΔT_s 分别为冷凝温度、蒸发温度、吸气温度吸气过热度， c 为余隙

系数, 取 $c=0.04$, m 为压缩过程多变指数。

(2) 压缩机功率计算

压缩机的理论功率为^[13]:

$$N_m = V_m \cdot \lambda \cdot p_c \cdot \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{p_c}{p_s} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (4-7)$$

实际压缩过程中, 压缩机的进排气均存在阻力损失, 所以吸气压力要低于蒸发压力, 排气压力要高于冷凝压力。吸气压力 $p_s = p_c - \Delta p_c$, 排气压力 $p_d = p_c + \Delta p_c$ 。故压缩机的输入功率为:

$$N_m = \frac{\lambda}{\eta} V_m \cdot p_s \cdot \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (4-8)$$

$$\eta = \eta_i \eta_m \eta_{mo} \quad (4-9)$$

式(4-9)中, η_i 、 η_m 、 η_{mo} 分别为压缩机的指示效率、摩擦效率和电机效率。指示效率的表达式如下:

$$\eta_i = \lambda_i + 0.0025(T_c - 273.15) \quad (4-10)$$

(3) 压缩机排气温度的计算

对某一压缩机而言, 不同工况下的压缩过程多变指数基本不变, 故 m 可取为一个常数, m 值通过试验数据确定。如果有多组数据, 则取其平均值。

压缩机进出口气体状态方程如下:

$$\frac{T_d}{T_s} = \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (4-11)$$

在气体压缩过程中, 压缩机本体吸收制冷剂气体热量, 使得压缩机外表面温度高于周围空气温度, 不断向周围环境释放热量。特别是对于小型压缩机, 其外表面积相对较大, 因此对周围环境的散热量不能忽略。压缩机的能量平衡式如下:

$$N_m - m_r(h_{cv} - h_{cr}) = Q_{com} \quad (4-12)$$

其中, Q_{com} 为压缩机壳体与周围环境之间的换热量, 其表达式如下:

$$Q_{com} = A_{sur} [\alpha_1 (T_{com} - T_{sur}) + \varepsilon_s \sigma (T_{com}^4 - T_{sur}^4)] \quad (4-13)$$

式中, A_{sur} 为压缩机的外表面积, α_1 为压缩机与周围环境之间的换热系数, ε_s 为压缩机壳体的黑度, 波尔兹曼常数 $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, T_{sur} 为压缩机周围近壳体环境的空气温度, 其中压缩机温度 T_{com} 与周围环境的空气温度 T_{sur} 可以通过实验或经验数据得到一个简单的关联式, 而压缩机壳体温度 T_{com} 近似为排气温度 T_d 。

4.1.3 模拟结果分析

利用压缩机模型计算出压缩机的排气温度的结果见图 4-1，图中运行时间单位为小时。结果表明，计算的数据与实测值最大不超过 2℃，最大相对误差为 2.7%，因此仿真效果比较令人满意。

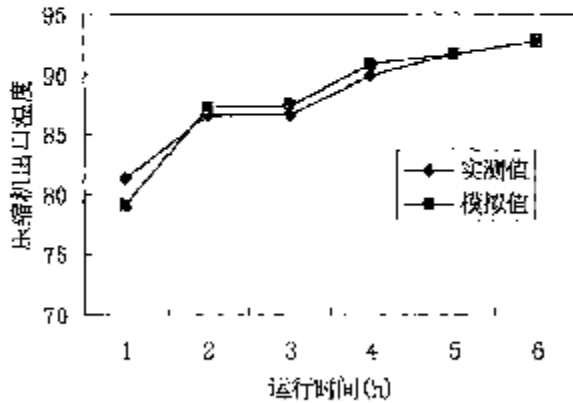


图 4-1 压缩机排气温度结果比较

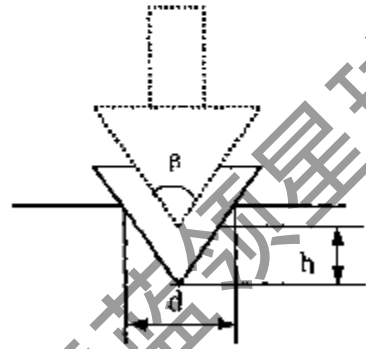


图 4-2 圆锥形阀针示意图

4.2 热力膨胀阀模型

目前，热泵机组中常用的节流机构有毛细管、热力膨胀阀和电子膨胀阀。由于毛细管的调节性能比较差，它的供液量不能随工况的变化而调节，因此只适用于蒸发温度变化范围不大、负荷比较稳定的小型机组。电子膨胀阀是近几年出现的一种新型节流元件，它可以通过计算机来控制阀的开度，电子膨胀阀具有调节精度高、调节范围大、节能的特点^[14]。但它对系统的控制要求较高，而且成本也较高。目前国内生产的多数商用热泵机组，仍以控制蒸发器出口过热度的热力膨胀阀为主。本文针对热力膨胀阀建立模型。

4.2.1 膨胀阀的结构

对于圆锥形阀针，其结构示意图见图 4-2。当阀针的开启度 h ，阀针孔径 d ，阀针锥角为 β 时，其制冷剂的流通面积 A 为：

$$A = \pi h \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \left(d - \frac{h}{2} \sin\beta \right) \quad (4-9)$$

$$A_{\max} = \frac{1}{4} \pi d^2 \quad (4-10)$$

常用的锥角为 30° 和 36°。文献^[15]研究表明，阀针的锥角对制冷剂流量影响很小，因此，本文研究的膨胀阀锥角均为定值。当锥角为 36° 时，可以得出：

$$\frac{A}{A_{\max}} = \frac{2.568 - h/h_{\max}}{1.568} \cdot \frac{h}{h_{\max}} \quad (4-11)$$

4.2.2 膨胀阀的能量方程

对任一膨胀阀, 假定膨胀过程是绝热的, 则根据热力学第一定律, 膨胀阀前后制冷剂的焓值不变, 即能量方程为:

$$H_1 = H_2 \quad (4-12)$$

这个模型适用于所有的膨胀阀。

4.2.3 膨胀阀的流量特性

根据水力学公式得到膨胀阀的流量为:

$$m_r = C_D A \sqrt{2\rho_m (P_{in} - P_{ou})} \quad (4-13)$$

式中, m_r 为制冷剂的质量流量, C_D 为流量系数, A 为阀的流通面积, ρ_m 为制冷剂液体的进口密度, P_{in} 、 P_{ou} 分别为制冷剂进出口压力。

美国 Detroit 公司的 D.D.Wile 研究了热力膨胀阀的制冷剂流量特性后, 认为制冷剂的进口密度和出口比容决定膨胀阀的流量系数, 并提出了流量系数的经验公式为^[4]:

$$C_D = 0.02005 \sqrt{\rho_m} + 0.634 v_{ou} \quad (4-14)$$

由式 (4-14) 可知, 流量系数与阀的结构无关, 只与制冷剂进出口的状态参数有关。因此, 当膨胀阀的结构和制冷剂进出口状态一定时, 即可通过式 (4-13) 确定阀的流通面积, 进而根据式 (4-11) 确定出阀的开度 h 。

4.3 冷凝器的数学模型

4.3.1 换热器的建模方法

与压缩机和膨胀阀相比, 冷凝器和蒸发器的模型和模拟方法更为复杂, 涉及到的输入和输出参数也更多。根据模拟方法的不同, 换热器的模型一般分为稳态模型和动态模型。

(1) 动态模型。对于非稳态运行的情况, 换热器中制冷剂的状态随时间变化, 另外在压缩机的启停过程中, 蒸发器和冷凝器内制冷剂的参数变化幅度比较大, 因此只能采用动态模型。

根据模型的参数集中程度, 换热器动态模型也可分为以下三类^[1]:

a) 集中参数模型, 也称黑箱模型。这类模型一般将整个换热器作为一个整体, 所有参数均采用平均值, 所以这是最简单的一种模型。这类模型只在早期的仿真研究中采用。

b) 分布参数模型。这类模型是将换热器划分为多个控制容积, 对每个控制容积按集中

参数建模，或者直接对偏微分方程离散化。这个模型可以是一维、二维或三维。从系统动态仿真的角度来看，分布参数模型的计算量比较大，计算稳定性差，适合于单个部件的模型研究，不适合实用化目的系统性能的仿真。

c)分区模型。这类模型是目前应用最广的一类模型。例如，对于冷凝器，可按照制冷剂的状态分为过热区、两相区和过冷区，然后分别对各区建立集中参数模型。与分布参数模型相比，分区计算的计算量下降，稳定性得到改善，计算精度与分布参数法比较接近。

(2) 稳态模型

稳态模型主要用于描述并预测换热器的稳态性能，为换热器的设计和选型提供依据。同样，根据参数的集中程度，换热器稳态模型分为以下四类：

- a) 集中参数模型。对于没有相变的换热器，可以采用对数平均温差法来计算换热器的稳态性能，这是典型的集中参数模型。所谓集中参数模型是对某一特定的换热器，通过试验回归出一个关系式作为该换热器的模型，这种方法简单，但模型误差较大，适用性差。
- b) 分布参数模型。这类模型比动态分布参数模型计算量小，稳态性能也大为提高，目前在系统的稳态仿真中得到了应用。分布参数法就是将换热器按制冷剂流动方向划分为许多微小单元，分别对每个微小单元进行建模，然后将微小单元之间通过数据连接起来组成整个换热器的模型。这种建模方法可对任意结构的换热器进行建模，建模精度高，但计算量大，对空隙率和两相流的机理要求高。
- c) 分区模型。分区模型是根据换热器管内制冷剂所处的状态不同进行分区，每区采用集中参数法建模。例如，通常将蒸发器分为两相区和过热区；将冷凝器分为过冷区、两相区和过热区。
- d) 神经网络模型。近几年研究人员^[16-18]提出了采用神经网络辨识和预测换热器稳态特性的方法，获得了较好的回归精度。目前这方面的研究正在受到越来越多的关注。

葛云亭^[12]等采用分布参数法建立了蒸发器、冷凝器的动态参数模型，提出了根据制冷剂两相流分析不同流形的判别准则，得出了可用于替代空隙率模型的两相界面关系方程，以进一步提高模型的模拟精度。

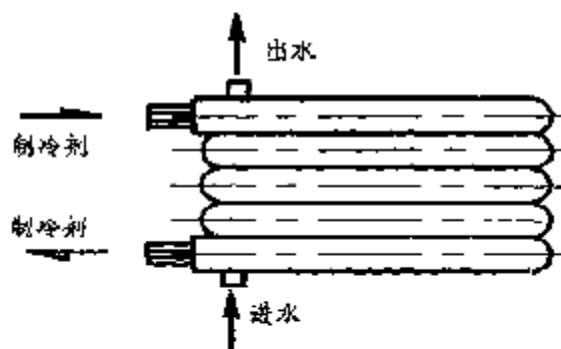


图 4-3 复合螺旋套管式蒸发器结构

4.3.2 复合螺旋套管换热器的结构

目前在商用水-水热泵机组中，常用的换热器有壳管式、套管式和板式等多种形式。本

课题以山东某公司生产的一种新型复合螺旋套管换热器为研究对象,该换热器的结构见图4-3。它由一根大管径的钢管作为套管,芯管由多根内螺纹铜管组成。芯管内走制冷剂,管外走水或防冻液。为了增强传热和减少拉伸变形,将内管分成几组分别拧成螺旋角小于45度的螺旋管,再将这几组内管拧成一大束具有一定螺旋角的螺旋管束,介质在内管中呈复合螺旋状流动,起到了一定的扰动作用又增加了流程,使换热效果得到明显提高。

传统的套管式换热器内管因无支撑物而呈现自由状态放置其中,在弯制成型时,套管内的芯管受到拉伸,产生严重的塑性变形,不仅使管壁的强度收到削弱,同时使管内的螺纹参数也产生变化而削弱了传热,而且在管束内形成管束的单边偏心现象,不能保证水流的均匀分布。

新型复合螺旋套管换热器不但解决了传统套管式换热器的拉伸变形,同时使套管内管束的均匀性分布得到了改善。交叉逆向螺旋管束结构,形成空间螺旋通道,使传热管两侧的流程均出现二次回流,两侧的传热同时得到强化。

4.3.3 冷凝器模型的建立

冷凝器作为热泵机组的高温换热器,与高温热源进行热量交换。制冷剂在冷凝器中的换热主要是相变传热。在机组稳定运行时,制冷剂以过热状态进入冷凝器,逐渐冷却至两相状态,并进一步冷却至过冷液体后离开冷凝器。但是当冷凝器设计不合理时或当系统中制冷剂的充注量不够时,冷凝器出口可能不过冷,从而影响机组的制冷量或制热量。研究结果已经表明^[19],冷凝器中可能存在雾状流、环状流及波状流等。如果对换热器区分流型建立分相流模型,一是由于能收集到的各流型下的冷凝换热系数关联式在各种流型的转换点处不具有连续性;二是由于分相流模型要考虑气液两相间的滑移,需要求解的变量多,影响模拟速度,而管内流动过于细致的研究对整机动态性能模拟精度提高意义不大。因而本节致力于建立冷凝器的稳态分布参数模型。

●建模假设

冷凝器的稳态分布参数模型主要是基于以下的假设:

- (1) 冷凝器为逆流换热器。对于复合螺旋套管式换热器,管内制冷剂和管外水侧比较接近于逆流。
- (2) 制冷剂在管内的流动为沿轴向一维均相流动,且不考虑压降。
- (3) 忽略不凝气体及润滑油对流动及换热的影响。
- (4) 管外水侧的流动亦视作一维流动。
- (5) 不计管壁沿轴向的导热。

●基本传热方程

根据以上假定,可以将冷凝器分为如图4-4所示的物理模型。在模型中,将冷凝器分

为三个相区来考虑：过冷区、两相区、过热区。每个相区划分为若干个微元。对于单相区，即过冷区和过热区，微元的划分按制冷剂侧温降进行均分；对于两相区，由于温度不变，微元的划分按制冷剂焓差进行均分。一个基本的微元见图 4-5 所示。

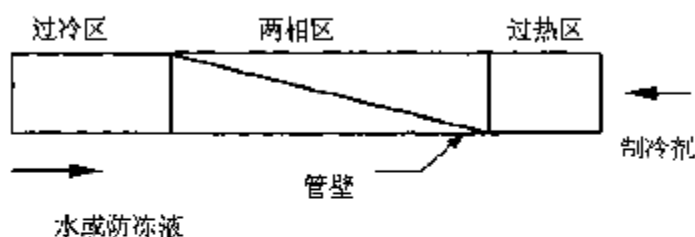


图 4-4 冷凝器模型示意图

对任一微元，可以建立如下的方程组：

水侧流动换热方程：

$$Q_w = m_w c_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) \quad (4-15)$$

制冷剂侧流动换热方程：

$$Q_r = m_r (h_1 - h_2) \quad (4-16)$$

管内外换热量平衡方程：

$$Q_w = \xi Q_r \quad (4-17)$$

微元传热方程：

$$Q_r = UA_r (T_{rm} - T_{wm}) \quad (4-18)$$

制冷剂侧平均温度：

$$T_{rm} = \frac{T_{r1} + T_{r2}}{2} \quad (4-19)$$

水侧平均温度：

$$T_{wm} = \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} \quad (4-20)$$

微元长度：

$$L = \frac{A_r}{\pi d_i} \quad (4-21)$$

式中， Q_r 、 Q_w 分别为制冷剂换热量和水侧换热量； T_{w1} 、 T_{w2} 、 T_{wm} 、 T_{rm} 分别为微元进出口水温、水侧平均温度、制冷剂侧平均温度； m_r 、 m_w 分别为水的质量流量和制冷剂质量流量； A_r 为微元面积； h_1 、 h_2 分别为制冷剂进出微元的焓值； U 为总表面传热系数； c_{pw} 为水的定压比热；漏热系数 ξ 应根据试验确定。

总传热系数的计算公式如下（以内管的传热面积为基准）：

$$U = \left(\frac{1}{\alpha_r} + \frac{(d_o - d_i) d_o}{2\lambda_p d_i} + \left(\frac{1}{\alpha_w} + R_0 \right) \frac{d_o}{d_i} \right)^{-1} \quad (4-22)$$

其中, α_r 为制冷剂侧表面传热系数, α_w 为水侧表面传热系数; d_o, d_i 分别为芯管的外径和内径; R_0 为水侧污垢热阻, 取 $R_0=0.000086 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$, λ_p 为铜管导热系数。

如果已知微元的进出口状态参数, 则可以通过上述微元方程求得每个微元的长度为:

$$L = \frac{m_r (h_{r1} - h_{r2})}{U(T_{rm} - T_{am}) \pi d_i} \quad (4-23)$$

●水侧放热系数的计算

在冷凝器中, 水在环形流道内的流动状态为湍流状态, 因此冷却水在管内流动的表面换热系数^[4]计算公式如下:

$$\alpha_w = B \frac{w^{0.8}}{d_e^{0.2}} \left(\frac{d_o}{d_i} \right)^{0.18} \quad (4-24)$$

对在螺旋管内作连续流动的流体来说, 由于螺旋管的作用, 流体在管内产生了二次环流^[20], 强化了传热, 故引入螺旋管弯曲修正系数 ε_R ^[21] 为:

$$\varepsilon_R = 1 + 10.3 \left(\frac{d_i}{R} \right)^3 \quad (4-25a)$$

$$\varepsilon_R = 1 + 1.77 \left(\frac{d_i}{R} \right) \quad (4-25b)$$

其中, 当流动介质为气体时, 采用式 (4-25a); 当流动介质为液体时, 采用式 (4-25b)。

故螺旋管内水的表面换热系数为:

$$\alpha_w = B \frac{w^{0.8}}{d_e^{0.2}} \left(\frac{d_o}{d_i} \right)^{0.18} \varepsilon_R \quad (4-26)$$

式 (4-24) ~ (4-26) 中, w 为水的流速; R 为螺旋管的曲率半径; d_e 为环形流道的当量直径; d_i 为芯管当量直径, d_o 为套管直径; B 为物性系数, 它由下式求得^[22]:

$$B = 0.017 \frac{\bar{\lambda}}{\bar{\nu}^{0.4} \bar{a}^{0.4}} \quad (4-27)$$

式 (4-27) 中, $\bar{\lambda}$ 、 \bar{a} 、 $\bar{\nu}$ 分别为管内流动介质 (水或防冻液) 的平均导热系数、平均导温系数、平均运动粘度。对水来说, 系数 B 可以表示成平均水温的函数, 即

$$B = 1430 + 22\bar{t} \quad (4-28)$$

当液体流动处于过渡区时 ($2100 < Re < 10^4$), 式 (4-26) 计算出的对流换热系数应乘以

小于1的修正系数 ϵ ，该系数主要与雷诺数有关，见表4-1。

表4-1 管内强迫流动换热系数修正系数 ϵ [22]

Re	2500	3000	4000	5000	6000	8000	10000
ϵ	0.4	0.57	0.72	0.81	0.88	0.96	1.0

●制冷剂侧表面换热系数的计算

对于单相区（过冷区、过热区），制冷剂侧换热系数 α_r 由Dittus-Boelter换热关联式计算：

$$Nu_r = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \epsilon_r \quad (4-29)$$

式中， $Nu_r = \frac{\alpha_r d_i}{\lambda}$ ， $Re = \frac{G_r d_i}{\mu}$ ， G_r 为单位面积的质量流速。对于过冷区，对应的物性参数均为液态值；对于过热区，对应的物性参数值均为气态值。

对于两相区，制冷剂侧换热系数采用如下公式 [22]：

$$\alpha_{rp} = \alpha_l \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.98}}{\epsilon_p^{0.3x}} \right] \quad (4-30)$$

式中， α_l 为假设蒸汽全部凝结时液相换热系数，采用式（4-29）计算；

α_{rp} 为两相区换热系数；

x 为制冷剂干度；

ϵ_p 为工作压力与临界压力之比，即 $\epsilon_p = \frac{p}{p_c}$ 。

4.3.4 模型中微元的划分

分布参数模型的离散化实质上是在一个微元或几个相邻微元的范围内对控制方程组沿程积分，并用算术平均值代替积分平均值以表达各个参数的沿程积分。稳态分布参数模型中，对微元的划分有两种方法，一是按空间划分，二是按制冷剂状态来划分。

在理想的情况下，假定在沿程积分的范围内各参数都呈线性分布，则算术平均值可以代替积分平均值。但是，实际对象的特性一般都是非线性的。只有当考察的范围足够小时，对象特性才近似于线性。此处的范围并非指实际空间，而是指对象的各种特性所构成的相空间。因为即使在很小的实际空间内，对象的特性仍然可能发生剧烈的变化，而出现明显的非线性特征。从这个角度讲，分布参数模型的离散按状态来划分区域比较好。当对象特性沿空间变化不是特别剧烈时，按空间来划分离散区域也是可行的，例如在一维情况下，按照长度划分微元也是可以的。但是要注意的是在区域划分不合理时，将会导致不必要的计算误差，尤其是在模型划分的微元数量较少时。

与对象特性变化剧烈相对应的另一种极端情况是，当对象在某些区域内变化极为平缓，而这些区域的计算结果对总体的计算结果影响又比较大。这种情况下，为了达到可接受的计算效果，往往要求局部作出极为细致的区域划分。例如当冷凝温度远高于空气或水的入口温度时，两侧温差很大，导致换热过强，使得制冷剂很快从过热状态冷凝至饱和液体，而余下的管段内都是过冷液体，反映在管长上就是过冷段很长。虽然在实际系统中只有当制冷剂充注量过大时，才会出现这种情况，因而是应当避免的。但是用于性能预测、部件匹配和优化设计等用途的仿真模型必须能够应对这种情况。在过冷段的开始，由于两侧温差仍然比较大，导致换热能力比较强，因此过冷段制冷剂温度沿程迅速下降，制冷剂与水之间温差变化逐渐减小，二者之间温度非常接近，换热量越来越小。从温度分布上来讲，在制冷剂的过冷段，制冷剂温度沿程变化越来越平缓，该平缓地区的长度在总管长中占着无足轻重的作用。对于按照制冷剂状态划分微元的分布参数模型，倘若制冷剂过冷段的微元划分不够细致或微元数量不多，则容易出现很大的计算误差，甚至使迭代无法收敛（当对应于制冷剂出口焓下限的计算管长仍然小于真实管长时）。为防止这种情况发生，只能对过冷段或整个管长划分足够的微元数目，有时微元数量高达几千才可收敛。

按状态划分微元的建模方式的缺点是当管路布置复杂时，模型难以建立。从这一意义上讲，按空间建模的方式具有普遍性。

从上述分析可知，按空间划分区域的建模方式的主要优点是便于处理各种边界条件，缺点是在有限的区域划分中，难以确定制冷剂的相边界；区域求解需要迭代计算，计算的稳定性与区域划分的密度有关；因此使得模型难以简化。另外很难于找到适用于各个相区的制冷剂换热系数公式，使得计算具有不连续性。对于采用按相区划分区域的建模方式则有效的克服了按空间划分区域的建模方式的缺点，计算简便，但对于管路布置的换热器，若需要按叉流来处理，则无法采用按状态划分区域的建模方式。考虑到螺旋套管式换热器的逆流流动的特点，因此本文中对换热器的建模均采用按状态划分的建模方式。

4.3.5 冷凝器的模拟算法

根据上述模型，设计了冷凝器的模拟程序。程序的输入量为冷凝器的结构参数，制冷剂、水或防冻液的入口温度、流量，需要求解的输出量为制冷剂、水或防冻液的出口参数和换热量。程序的框图见图 4-6。程序中采用的迭代算法为二分法，具体描述如下：

(1) 首先假定制冷剂出口焓值。由于该模型假定为逆流换热，因此制冷剂出口的焓值范围为：下限为对应的冷却水进口温度的制冷剂液体焓值；上限为对应冷凝压力的制冷剂饱和气体焓值（正常工况下，冷凝器出口不可能过热，只可能处于过冷或两相）。取该上、下限作为二分法的上下限侧初值，取其算术平均值作为制冷剂出口的迭代初值。

(2) 根据假定的制冷剂出口焓值，确定过热、两相和过冷各相区的制冷剂和水的进

出口状态，并计算各相区每个微元的长度，相加后得到冷凝器的计算长度。

(3) 比较计算长度与实际管长，如果误差在收敛精度内，则转向 (4)，否则，如果

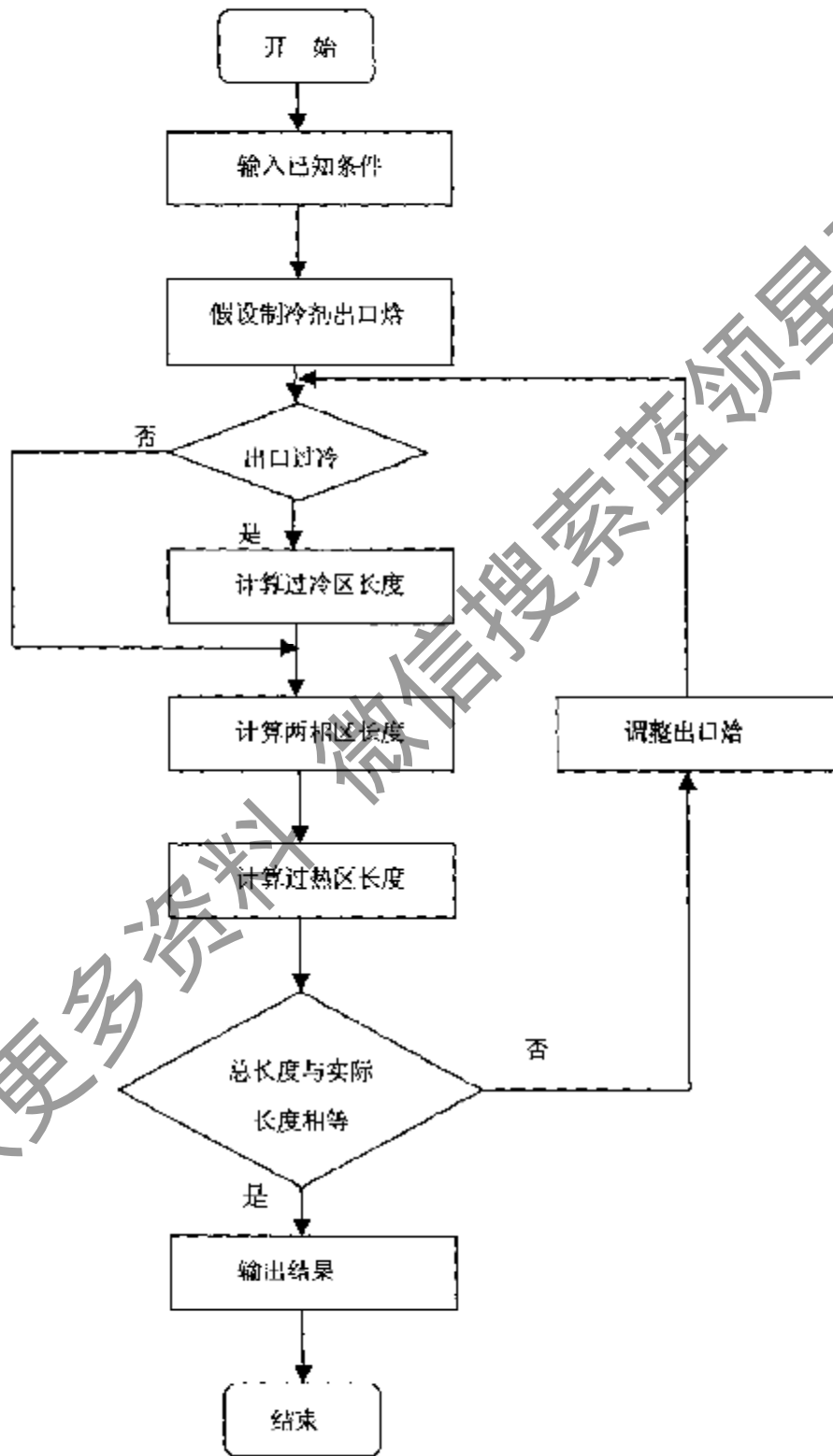


图 4-6 冷凝器模拟算法框图

计算管长大于实际管长,说明假定焓值过小,以假定焓值取代二分法的下限;反之,则用假定焓值取代二分法的上限,按算术平均算出新的假定值,重新计算。

(4) 输出结果,程序结束。

4.3.6 冷凝器模拟结果与分析

冷凝器是热泵机组的重要部件,冷凝器的匹配对机组的性能影响比较大。在传统的制冷机组或空调装置中,冷凝器的设计均是按照国标中规定的名义工况来设计的。对于地源热泵机组,实际运行工况与国标中规定的名义工况相差较大,而且机组的工作温度范围要比制冷机组大的多。因此实际运行工况下冷凝器的传热量如何变化,下面则通过螺旋套管式冷凝器模型对不同的运行工况进行模拟计算,并对结果进行分析。模拟计算条件如下:冷凝器套管外径 80mm,芯管为 24 根直径 8.92 mm 的内螺纹铜管,套管长度为 13.8m,冷冻水流量 2.88kg/s,制冷剂为 R22。图中参数在没有说明的情况下,均指计算条件。

(1) 冷凝器的运行工况

国标 (JB/T 7666-95) 中规定了水源热泵机组的名义工况见表 4-2。目前国内生产厂家在设计热泵机组的冷凝器时,有的按照表 4-2 中规定的工况进行设计,有的则按照夏季运行工况来设计,还有的按照冬季运行工况来设计,因此导致热泵机组产品的铭牌参数各种各样,使设计人员和用户难以选择,而且不同的厂家之间的产品也难以进行比较。实际上,由于热泵机组都是冷热两用的,而且不同类型的水源热泵机组热源侧的温度不同,所以冷凝器的设计应根据用户的使用要求来设计,并按照冬夏季分别标注额定参数。

国标 (JB/T 4329-97) 中对容积式热泵机组名义工况的温度条件规定如下:制冷时,冷凝器进出口水温分别为 30℃、35℃;制热时,进出口水温分别为 40℃、45℃。由此可见,对采用外转换的热泵机组,冷凝器冬夏季实际运行工况相差较大。下面以地源热泵机组为例,假定蒸发器夏季进出口水温度分别为 12℃、7℃,冬季进出口水温分别为 7℃、2℃,由此确定的热泵机组的冬夏季工况见表 4-2。根据活塞式压缩机模型计算出了在不同工况时冷凝器的负荷如下:

表 4-2 不同运行工况比较

	国标名义工况	夏季工况	冬季工况
蒸发温度 /℃	7	5	0
冷凝温度 /℃	49	40	49
吸气温度 /℃	17	10	5
过冷度 /℃	5	5	5
制冷量 (或吸热量) /kW	57.1	59.1	(41.8)
冷凝器换热量 /kW	71.76	71.3	54.65

由表 4-2 可见, 对于同一压缩机, 机组夏季工况冷凝器的放热量与国标名义工况比较接近, 但在冬季工况时, 冷凝器的换热量 (即制热量) 只有夏季的 77%。所以, 冷凝器的设计应根据用户的需要来设计。对以冷负荷为主的用户, 则冷凝器应以夏季工况作为设计工况。

(2) 冷却水流量对换热量的影响

图 4-7 给出了在冬季和夏季工况下, 冷凝器的换热量随着水量的变化情况。图中制冷剂的入口工况为表 4-2 中冬季和夏季的计算参数, 水侧进口温度夏季为 30°C , 冬季为 40°C , 冷凝器为螺旋套管式换热器, 冷凝器的长度为 $L=10.8\text{m}$, 基准流量为 3.6kg/s 。由图可见, 在制冷剂进口参数一定的情况下, 在水量大于 3.6kg/s 以后, 冷凝器的换热量变化很小, 这主要因为在水量小于 3.6kg/s 时, 制冷剂出口处于两相区, 制冷剂侧的换热系数比较大, 而且主要是潜热交换。当水量大于 3.6kg/s 后, 冷凝器内制冷剂的出口状态为过冷液体, 制冷剂与水侧的热量交换只是显热交换, 随着流量的增加制冷剂出口焓值变化很小, 所以流量的增加对换热量的影响很小。这说明在冷凝器结构和制冷剂进口参数一定时, 冷却水量有一个最佳值, 超过此值后, 水量增加对冷凝器的换热量几乎没有影响。计算工况下冷凝器的最佳流量为 3.6kg/s 。

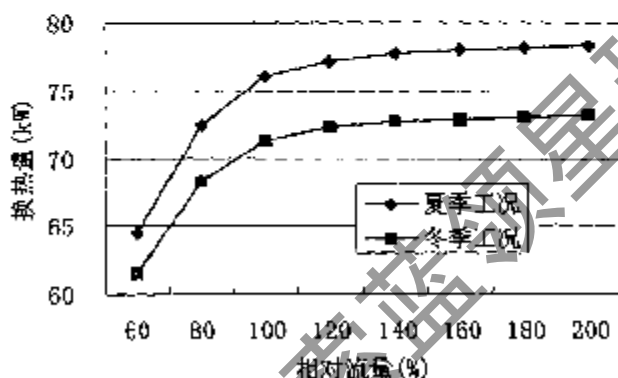
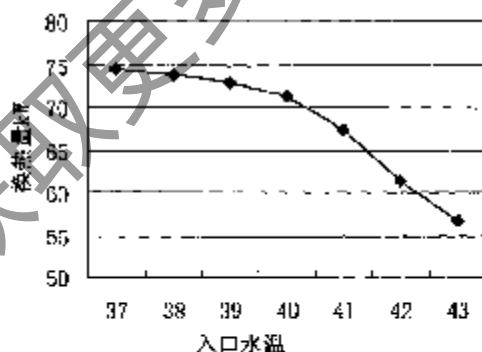


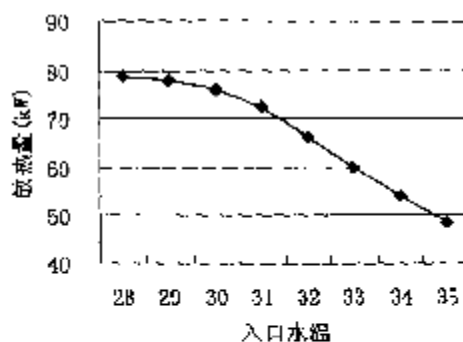
图 4-7 冷凝器换热量随水量的变化

在水量大于 3.6kg/s 以后, 冷凝器的换热量变化很小, 这主要因为在水量小于 3.6kg/s 时, 制冷剂出口处于两相区, 制冷剂侧的换热系数比较大, 而且主要是潜热交换。当水量大于 3.6kg/s 后, 冷凝器内制冷剂的出口状态为过冷液体, 制冷剂与水侧的热量交换只是显热交换, 随着流量的增加制冷剂出口焓值变化很小, 所以流量的增加对换热量的影响很小。这说明在冷凝器结构和制冷剂进口参数一定时, 冷却水量有一个最佳值, 超过此值后, 水量增加对冷凝器的换热量几乎没有影响。计算工况下冷凝器的最佳流量为 3.6kg/s 。

(3) 冷却水进口温度对换热量的影响



(a) 冬季工况



(b) 夏季工况

图 4-8 冷凝器换热量随入口水温的变化

图 4-8 为在冷凝器长度一定的条件下, 冷凝器换热量随入口水温变化的情况, 图中(a)为冬季工况, (b)为夏季工况。由图可见, 夏季当水温小于 30°C , 冬季水温低于 40°C 时, 换热量对入口水温变化不敏感, 而当超过此值时, 换热量随水温的上升急剧降低。我们称这个温度为敏感温度。主要原因是在超过敏感温度后, 随着入口水温的增加, 传热温差减小, 冷凝器换热量迅速降低, 制冷剂出口状态由过冷区变为两相区, 制冷剂出口焓值变化较大。图 4-9 给出了在冷凝器长度不同的情况下, 放热量随入口温度的变化情况。结果表明, 在制冷剂入口参数一定的情况下, 冷凝器长度不同时, 放热量随入口水温的变化规律相同, 敏感温度随着长度的增加而升高。

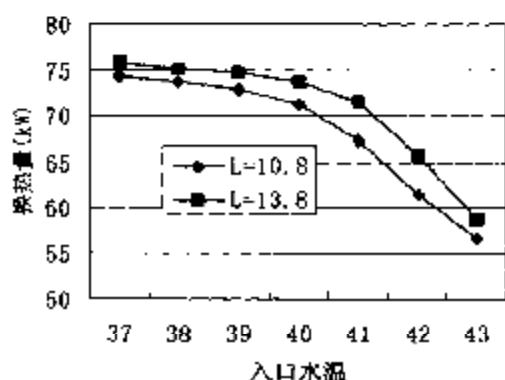


图 4-9 不同长度对换热量随入口水温的变化

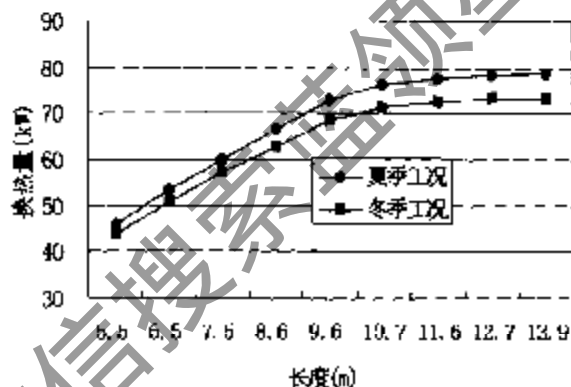


图 4-10 换热量随冷凝器长度的变化

(4) 冷凝器长度对换热量及制冷剂过冷度的影响

图 4-10、图 4-11 中给出了冷凝器换热量及过冷度随换热器长度的变化情况。结果表明, 在制冷剂入口参数一定的情况下, 当冷凝器长度超过某一限度以后, 换热量并不随长度的增加而增加。这是因为在长度超过某一限度以后, 制冷剂的出口状态已处于过冷区, 增加长度只是增加了出口过冷度, 但换热量的变化很小。这说明在设计工况下, 冷凝器长度存在一个最佳值。在图中的计算条件下, 若要维持冷凝器出口 5°C 的过冷度, 在设计工况下, 冷凝器的最佳长度以 10.7m 为宜。

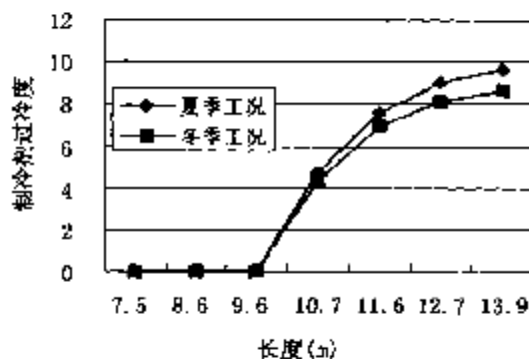


图 4-11 过冷度随冷凝器长度的变化

(5) 换热器内芯管数量对换热量的影响

对螺旋套管式换热器, 在传热面积相同的情况下, 芯管数量与长度存在着多种组合。改变芯管的数量不仅改变了冷凝器的换热面积, 而且由于芯管数量的改变使得冷凝器内水和制冷剂的流速都发生了变化, 因此换热量及制冷剂出口过冷度都随之而改变。

由图 4-12 可见, 在冷凝器长度一定时, 当芯管数量大于某一数值时, 冷凝器换热量变化很小。这是因为在冷凝器长度一定时, 随着芯管数量的增加, 虽然传热面积增加, 但总传热系数随制冷剂侧对流传热系数减小而降低。因此, 对任一长度的冷凝器, 芯管数量均存在一个最大值, 超过该值后, 冷凝器的经济性降低。图 4-13 表明, 在冷凝器长度一定时, 芯管数量对冷凝器出口制冷剂过冷度的影响较大。芯管数量在超过某一值时, 过冷度不再增加, 在低于某值时, 则无过冷度。因此在设计冷凝器时, 在保证换热量和过冷度的情况下, 应使冷凝器长度和芯管数量达到最佳匹配, 即传热面积最小。

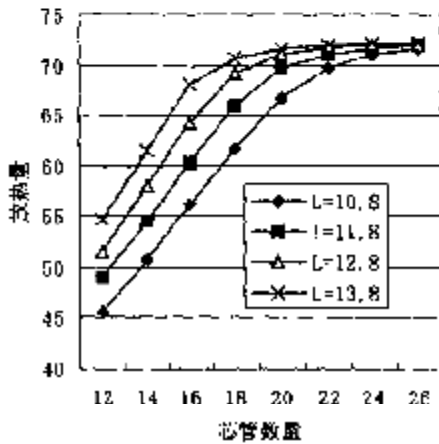


图 4-12 芯管数量对换热量的影响

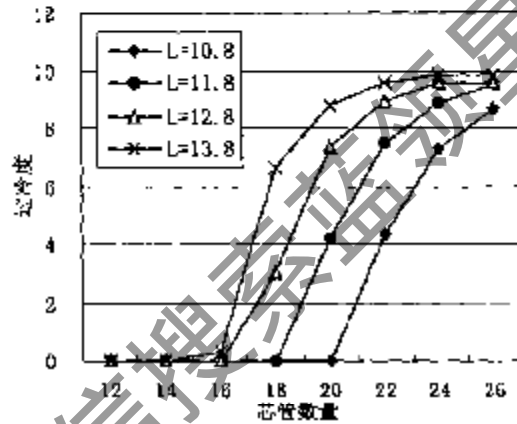


图 4-13 芯管数量对过冷度的影响

4.4 蒸发器的数学模型

蒸发器作为热泵机组的低温换热器, 在制冷模式下, 制冷剂与用户侧冷冻水发生热量交换; 在制热模式下, 制冷剂与地下环路内循环介质发生热量交换。制冷剂在蒸发器中的换热主要是相变换热。在装置稳定运行时, 制冷剂以气液两相状态进入蒸发器, 在管内沸腾换热, 制冷剂不断蒸发, 变成气态, 最后以过热气体状态离开蒸发器。因此制冷剂在蒸发器内一般由两相区和过热区组成。蒸发器仍以试验机组中采用的复合套管式为研究对象。下面建立蒸发器的稳态分布参数模型。

4.4.1 建模假设

蒸发器建模时采用的主要假设如下:

- (1) 制冷剂与水处于逆流状态;
- (2) 管壁径向温度一致。
- (3) 制冷剂在管内的流动为沿轴向一维均相流动, 且不考虑压降。

根据上述假设, 可以将蒸发器筒化为如图 4-14 所示的模型。在每个相区可以细分为若干微元。对于两相区, 制冷剂的焓值变化较大, 微元的划分通过对焓差进行等份实现的; 对于过热区, 在假设压力不变的前提下, 制冷剂温度变化较大, 微元通过对制冷剂温度的等分来实现。

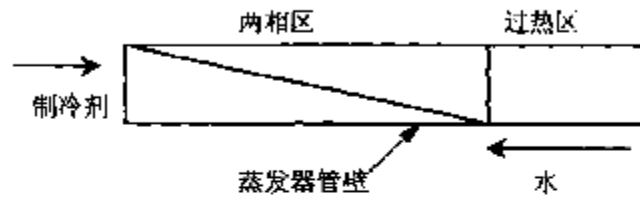


图 4-14 蒸发器模型示意图

4.4.2 蒸发器基本传热方程

蒸发器作为热泵机组的换热器之一, 其传热过程为水与制冷剂之间的传热, 因此其基本传热方程同冷凝器。

4.4.3 制冷剂侧换热系数的计算

(1) 过热区

单相流体在螺旋管内流动时产生的二次回流已进行过广泛的研究^[23]。对于过热区, 制冷剂的表面换热系数仍采用 Dittus-Boeler 换热关联式 (4-29)。

(2) 两相区

制冷剂在管内的沸腾研究已有数十年的历史, 主要分为两个阶段。第一阶段为各国研究者针对某种制冷剂在某些特定条件下进行的管内沸腾的研究, 得出一些经验关联式。目前教科书中介绍的各种制冷剂的形形色色的关联式大体都属于这种类型。第二阶段是随着时间的推移, 一方面积累了大量的试验数据, 另一方面是在管内气-液两相流和传热理论研究取得很大进展。两相流方面如流型及流型转变机理的研究, 截面含气率及两相压降预测模型的提出等^[24]; 两相传热方面则是对管内流动沸腾的机理和预测模型有一定突破, 如著名的陈氏模型的提出和发展。陈氏认为管内流动沸腾的两相换热机理是由两种换热机理的叠加, 一是管内的强制对流, 另一是大空间的核态沸腾。

1982 年, Shah 首先提出了一个纯制冷剂在管内沸腾的通用关联式, 1986 年 Gungor 和 Winteron 在大量 R11, R12, R113, R114 实验数据的基础上提出了一个通用关联式。1987 年, Kandlikar 在 5000 多个实验数据的基础上, 提出了具有较高精度的通用关联式, 这个关联式适用的制冷剂有水, R11, R12, R113, R114, R22, R134a 等。本文在计算蒸发器的表面放热系数时, 采用 Kandlikar 的关联式。Kandlikar 的通用关联式^[25]表示如下:

$$\frac{\alpha_{TP}}{\alpha_f} = C_1(C_0)^{C_2} (25F_{T1})^{C_3} + C_3(B_0)^{C_4} F_{T1} \quad (4-31)$$

$$\alpha_i = 0.023 \left[\frac{G_i(1-x)d_i}{\mu_i} \right]^{0.8} \frac{\text{Pr}_i^{0.4} \lambda_i}{d_i}$$

$$C_0 = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5}$$

$$B_0 = \frac{q}{G_i r}$$

$$Fr_i = \frac{G_i^2}{9.8 \rho_l^2 d_i}$$

其中, C_0 对流特征数, ρ 为气相密度, ρ 液相密度, q 为热流密度, r 为汽化潜热, F_{fr} 为取决于制冷剂性质的无量纲系数, C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 、 C_5 为常数, 它们的值取决于 C_0 的大小。

当 $C_0 < 0.65$ 时, $C_1=1.136$, $C_2=-0.9$, $C_3=667.2$, $C_4=0.7$, $C_5=0.3$

当 $C_0 > 0.65$ 时, $C_1=0.6683$, $C_2=-0.2$, $C_3=1058.0$, $C_4=0.7$, $C_5=0.3$

式(4-31)为光管内表面换热系数计算公式。近年来,内螺纹铜管在中、小型制冷装置中得到了广泛应用。实验研究表明^[25],内螺纹管的蒸发表面传热系数比光管的要高。例如,对制冷剂 R22 来说,管内沸腾换热系数要比光管高 1.6~2.3 倍。目前,尚无建立普遍适用的内螺纹管的换热系数关联式,因此,本文采用 Kandlikar 的关联式,考虑到内螺纹的强化传热,在此基础上引进强化系数 Ef ,因此管内沸腾放热系数的计算公式如下:

$$\frac{\alpha_{fr}}{\alpha_i} = \left[C_1 (C_0)^{C_2} (25 Fr_i)^{C_3} + C_3 (B_0)^{C_4} Fr_i \right] Ef \quad (4-32)$$

其中,强化系数 Ef 可通过试验数据^[36]得到。

4.4.4 水侧表面换热系数

对于水在螺旋型流道内的紊流流动,其表面换热系数的计算公式仍然采用式(4-26)。

4.4.5 蒸发器的模拟方法

在对于水-制冷剂蒸发器,它的换热特性同冷凝器,只是制冷剂和液侧温度不同而已。由前述可知,在建立蒸发器的分布参数模型时,假定蒸发器内无压降。实际在蒸发器中,由于制冷剂的液相压力比冷凝器内压力要小得多,因此制冷剂侧的摩擦阻力损失相对于蒸发压力不能忽略。但考虑压降后,蒸发器的模型不仅要增加一重迭代计算,而且必然会遇到多解的问题。其结果使迭代无法收敛,或求得一组解却无法判断其真假。所以在蒸发器的分布参数模型中,不考虑压降,而在机组的模型中将蒸发器的压降简化为压缩机吸入口处的压降。

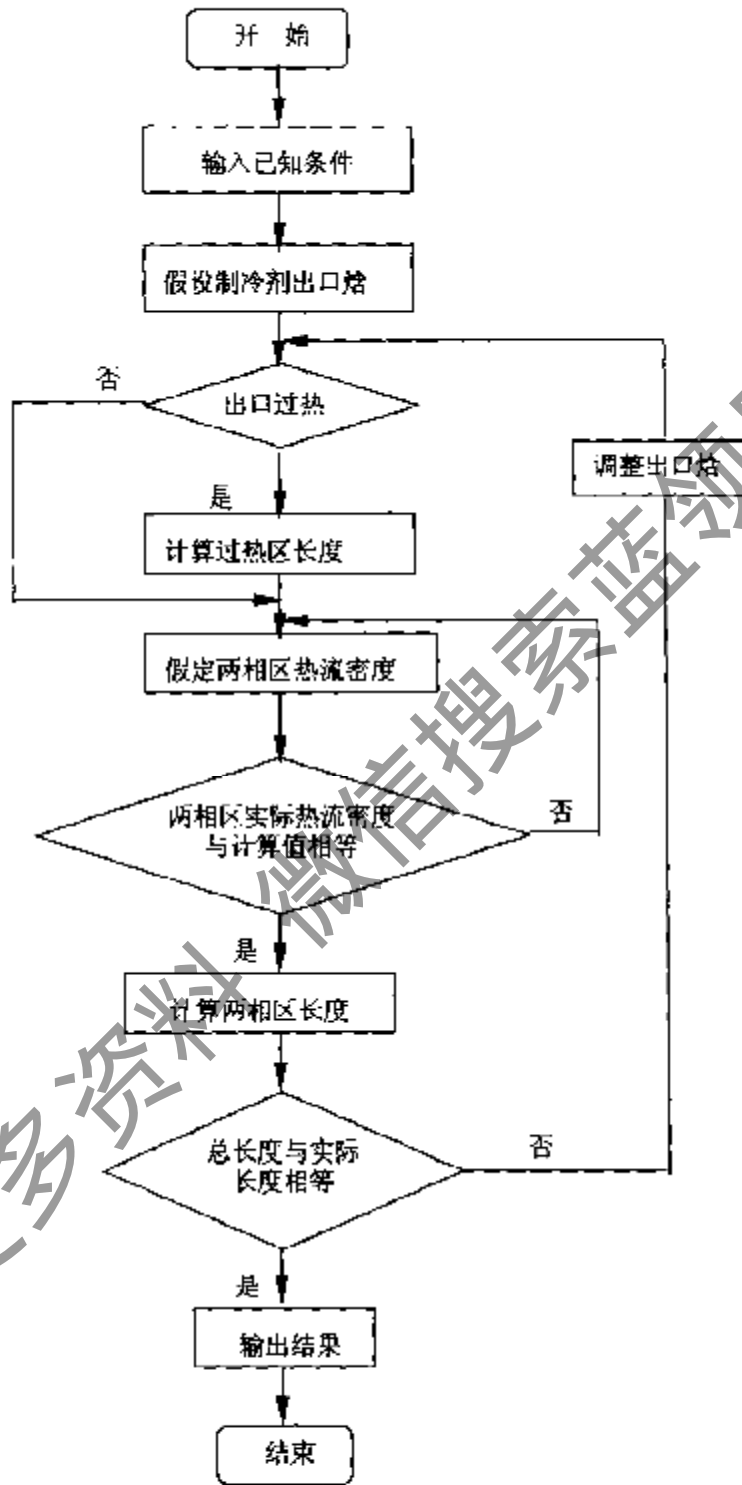


图 4-15 蒸发器模拟算法流程图

蒸发器的模拟算法有两种，一种是将制冷剂流量作为输入参数，过热度作为输出参数；另一种是将过热度作为输入参数，求制冷剂的质量流量及换热量。二者的计算原理是相同

的,只是输入变量不同而已。下面以蒸发器的第一种算法为例,说明蒸发器的模拟方法。计算的已知条件为:蒸发器的结构参数、水侧流量及进口温度、制冷剂侧进口压力、温度和制冷剂流量,程序的输出量为制冷剂及出口参数、蒸发器换热量。模拟方法如下:

(1) 首先,假设制冷剂出口焓值,根据焓值即可确定制冷剂出口状态所在相区。

(2) 确定各相区的微元数量并对微元进行编号,微元的编号从制冷剂出口处开始。在两相区,微元按焓值来划分,在过热区则按制冷剂的温度来划分。

(3) 根据假定的制冷剂出口焓值,在两相区即可确定第一个微元制冷剂进出口的焓值。根据制冷剂和水侧的能量平衡,可求得第一个微元的出口水温。由微元导热方程计算出微元的长度,依次计算下去即可算出各相区每个微元的长度,相加后得到冷凝器的计算长度。

(4) 比较计算长度与实际管长。如果计算管长大于实际管长,说明假定焓值过小,以假定焓值取代二分法的下限,重新计算;反之,则用假定焓值取代二分法的上限,按算术平均算出新的假定值,重新计算。如果误差在收敛精度内,则输出计算结果。该模型的算法流程见图 4-15。

4.5 本章小结

(1) 本章采用稳态效率法建立了全封闭活塞式压缩机的质量流量、输入功率的数学模型。

(2) 对水-水热泵机组中的节流机构——热力膨胀阀采用集中参数法建立了热力膨胀阀的数学模型。

(3) 采用分布参数法,建立了复合螺旋套管式冷凝器和蒸发器的稳态模型,并编制了冷凝器和蒸发器的设计和模拟程序。利用冷凝器的模拟程序,分析了冷凝器在冷却水流量、冷却水入口温度、冷凝器长度变化的情况下,冷凝器换热量的变化趋势。

参考文献

- [1] 丁国良,张春路著. 制冷空调装置智能仿真. 北京: 科学出版社, 2002.
- [2] J Chi, D Didion. A Simulation of the transient performance of a heat pump. *International Journal of Refrigeration*. 1982, 5(3): 176-184.
- [3] 陈光明, 陈国邦主编. 制冷与低温原理. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [4] 彦启森主编. 空气调节用制冷技术. 北京: 中国建筑工业出版社, 1980.
- [5] J W MacArthur. Transient Heat Pump Behavior: a Theoretical Investigation. *International Journal of Refrigeration*. 1984, 7(2): 123-132.
- [6] J W MacArthur, E W Grald. Unsteady Compressible Two-phase Flow Model for Predicting Cyclic Heat

- Pump Performance and a Comparison with Experimental Data. *International Journal of Refrigeration*, 1989,12(1): 29-41.
- [7] 丁国良, 李颢, 陈江平等. 制冷压缩机热力性能的神经网络模拟. *上海交通大学学报*, 1999, 33(3): 265-267.
- [8] 丁国良, 张春路, 詹涛. 制冷压缩机热力性能的模糊建模方法. *上海交通大学学报*, 2000,34(9): 1298-1300.
- [9] 张春路, 丁国良, 李颢. 小型制冷压缩机热力计算神经网络方法的改进. *机械工程学报*, 2001, 37(1): 75-77.
- [10] 丁国良, 张春路, 詹涛等. 制冷压缩机热力计算的复合模糊模型. *科学通报*, 2000, 45(6): 660-662.
- [11] 张华俊, 高玉学等. 制冷活塞式压缩机指示功率的计算与分析. *制冷与空调*, 1997(3): 24-27.
- [12] 葛云亭. 房间空调器仿真模型研究. 清华大学博士学位论文, 1997.
- [13] 丁国良, 张春路著. 制冷空调装置仿真与优化. 北京: 科学出版社, 2001.
- [14] 翁文兵, 王瑾竹, 蒋能照. 电子膨胀阀的制冷剂流量特性的试验研究. *流体机械*, 1998, 26(10): 58-61.
- [15] 张乐平, 张早校, 郁永章. 电子膨胀阀流量特性及选型分析. *流体机械*, 2000, 28(12): 51-53.
- [16] H. Wang, S. Touber. Distributed and non-steady-state modeling of an air cooler. *International Journal of Refrigeration*, 1991,14(2): 98-111.
- [17] G Diaz, M. Sen, K T Yang, et al. Simulation of heat exchanger performance by article neural networks. *International Journal of HVAC&R Research*, 1999,5(3): 195-208.
- [18] 刘浩, 张春路, 丁国良. 结合人工神经网络的冷凝器稳态分布参数模型. *上海交通大学学报*, 2000, 34(9): 1187-1190.
- [19] 鲁钟琪编著. 两相流与沸腾传热. 北京: 清华大学出版社, 2000.
- [20] 郑祖义. 热泵技术在空调技术中的应用. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [21] 章熙民, 任泽霖, 梅飞鸣. 传热学. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993.
- [22] 许为全. 热质交换过程与设备. 北京: 清华大学出版社, 1999.
- [23] Kumar Ranganathan, Conover Timothy. Flow visualization studies of a swirling flow in a cylinder. NY, USA, *Experimental thermal and fluid science*, 1993, Vol. 7(3): 254-262.
- [24] 陈学俊. 两相流与传热. 北京: 原子能出版社, 1991.
- [25] 吴业正主编. 小型制冷装置设计指导. 北京: 机械工业出版社, 1998.

5 水-水热泵机组模型与仿真

5.1 制冷剂热物理性质的计算

制冷剂热力性质的计算是进行制冷循环分析计算的基础。制冷剂热力性质的计算方法,可以分为图表法、状态方程法^[1]。图表法简单,但工作量大,比较适合于工程设计计算。状态方程法是制冷剂热力计算的核心方法,状态方程及其辅助方程的建立是基于严格的理论研究和实验研究,故这类方法具有精度高、适用范围广的特点。本文采用状态方程法计算制冷剂的热物理性质。

从理论上讲,只要状态方程有足够的精度,那么只需状态方程和制冷剂工质在理想气体状态下的比热容方程,即可根据热力学基本关系式导出制冷工质的所有热力学性质表达式。然而,一般的状态方程往往很难保证在气相和液相同时具有很高的精度,所以通常状态方程仅描述工质的气体状态,而饱和气体压力和饱和液体密度由单独的表达式直接给出,工质的气相饱和状态由状态方程和饱和气体压力表达式联立求得。通常实际工质的状态方程是一种半经验方程,不同的学者提出了不同的表达式。在制冷领域中,马丁-侯方程^[2]是最常用的方程之一。下面就是马丁-侯方程的表达式和一些常用工质的热力学性质计算的表达式。

(1) 状态方程

$$p = \frac{RT}{v-b} + \frac{A_2 + B_2T + C_2e^{-kT/T_c}}{(v-b)^2} + \frac{A_3 + B_3T + C_3e^{-kT/T_c}}{(v-b)^3} + \frac{A_4 + B_4T + C_4e^{-kT/T_c}}{(v-b)^4} + \frac{A_5 + B_5T + C_5e^{-kT/T_c}}{(v-b)^5} + \frac{A_6 + B_6T + C_6e^{-kT/T_c}}{e^{uv}(1+c'e^{uv})} \quad (5-1)$$

(2) 饱和气体压力 (单位为 kPa)

$$\ln p = A + \frac{B}{T} + CT + DT^2 + E \frac{(F-T)}{T} \ln(F-T) + G \ln T \quad (5-2)$$

(3) 饱和液体密度 (单位为 kg/m³)

$$\rho_l = \rho_c + \sum_{i=1}^6 D_i \left(1 - \frac{T}{T_c} \right)^{1/3} \quad (5-3)$$

(4) 理想气体比定容热容 (单位为 kJ/kg·K)

$$c_v = c_1 + c_2T + c_3T^2 + c_4T^3 + \frac{c_5}{T} + \frac{c_6}{T^2} \quad (5-4)$$

(5) 气体比焓 (单位为 kJ/kg)

$$\begin{aligned}
 h = & c_1 T + c_2 T^2 + c_3 T^3 + c_4 T^4 + c_5 \ln T - \frac{C_6}{T} + p v + \\
 & \left\{ \frac{A_2}{v-b} + \frac{A_3}{2(v-b)^2} + \frac{A_4}{3(v-b)^3} + \frac{A_5}{4(v-b)^4} + \frac{A_6}{\alpha} \left[\frac{1}{e^{\alpha v}} + c' \ln \left(1 + \frac{1}{c' e^{\alpha v}} \right) \right] \right\} + \\
 & e^{-K T / T_c} \left(1 + \frac{K T}{T_c} \right) \left[\frac{C_2}{v-b} + \frac{C_3}{2(v-b)^2} + \frac{C_4}{3(v-b)^3} + \frac{C_5}{4(v-b)^4} + \frac{C_6}{\alpha e^{\alpha v}} - \frac{C_6 c'}{\alpha} \ln \left(1 + \frac{1}{c' e^{\alpha v}} \right) \right] + h_0
 \end{aligned} \quad (5-5)$$

式中, h_0 为由基准比焓值确定的积分常数。

(6) 气体比熵 (单位为 kJ/kg·K)

$$\begin{aligned}
 s = & c_1 \ln T + C_2 T + \frac{C_3 T^2}{2} + \frac{C_4 T^3}{3} - \frac{C_5}{T} - \frac{C_6}{2 T^2} + R \ln(v-b) + \\
 & \left[\frac{B_2}{v-b} + \frac{B_3}{2(v-b)^2} + \frac{B_4}{3(v-b)^3} + \frac{B_5}{4(v-b)^4} \right] + \frac{B_6}{\alpha} \left[\frac{1}{e^{\alpha v}} - c' \ln \left(1 + \frac{1}{c' e^{\alpha v}} \right) \right] + \\
 & \frac{K e^{-K T / T_c}}{T_c} \left[\frac{C_2}{v-b} + \frac{C_3}{2(v-b)^2} + \frac{C_4}{3(v-b)^3} + \frac{C_5}{4(v-b)^4} + \frac{C_6}{\alpha e^{\alpha v}} - \frac{C_6 c'}{\alpha} \ln \left(1 + \frac{1}{c' e^{\alpha v}} \right) \right] + s_0
 \end{aligned} \quad (5-6)$$

式中, s_0 为基准点比熵值确定的积分常数。

(7) 气体汽化热、液体比焓和液体比熵 (单位分别为 kJ/kg, kJ/kg, kJ/kg·K)

$$r = T(v'' - v') p \left\{ -\frac{B}{T^2} + C + 2D - E \left[\frac{1}{T} + \frac{F \ln(F-T)}{T^2} + \frac{G}{T} \right] \right\} \quad (5-7)$$

$$h' = h'' - r' \quad (5-8)$$

$$s' = s'' - \frac{r'}{T} \quad (5-9)$$

式 (5-1) ~ (5-9) 中, 各符号的意义如下:

c_i —比定压热容, kJ/kg·K;

h —比焓, kJ/kg;

p —压力, kPa;

r —汽化热, kJ/kg;

s —比熵, kJ/kg·K;

T —热力学温度, K;

v —比体积, m³/kg;

ρ —密度, kg/m³;

上标'—代表液体;

上标''—代表气体;

下标 c —代表临界状态;

下标 l —代表液体。

其它参数均为与制冷剂有关的马丁-侯公式计算系数，具体数值可参阅有关资料^[2]。

本文中，根据公式 (5-1) ~ (5-9)，编制了 R22 和 R134a 两种制冷剂气态的热物性子程序，这些子程序包括 (1) 计算气态制冷剂压力、比容的子程序 `functionP`, `functionV`；(2) 计算气态制冷剂焓值和熵的子程序 `functionH`, `functionS`。另外根据相关文献，编制了 R22 和 R134a 和水的饱和液态导热系数、定压比热、密度、动力粘度等参数的计算程序。

5.2 制冷剂充注量模型

制冷剂充注量与热泵机组或制冷设备的工作特性密切相关。制冷剂充注量过小，可能导致压缩机吸气过热度增加，因此蒸发器的传热系数降低，制冷量减小。而制冷剂充注量过多时，将会导致冷凝压力升高，制冷量下降，而且能耗增加。

目前，对系统中制冷剂的研究大多为针对制冷剂的热力学特性和物理化学性质，而对制冷剂的充注量及充注量的变化与系统特性之间的关系，则相对研究较少。每一种制冷装置的设计都存在如何准确确定充注量的问题，但目前的研究缺少成熟的理论计算方法，各生产厂家往往依靠试验手段，在经验估算值左右不断进行调试，以最终确定最佳充注量。这种重复的工作不仅花钱，也花去大量的人力和时间，因此迫切需要可靠的理论计算方法。

5.2.1 已有充注量计算方法

制冷剂充注量的确定，迄今还没有很好的解决方法。目前归纳起来有两种方法，一是实验法，二是理论模拟方法。

热泵机组的仿真与优化研究，要求能够准确模拟实际工作状况，定量反映充注量对系统特性的影响。充注量计算的难点在于两相区制冷剂量的确定，其关键是两相区空泡率的正确计算。而空泡率与制冷剂物性、制冷剂系统结构等许多因素有关。

国内外已有学者在制冷剂充注量与空泡率研究等方面进行了一定的研究工作。有些学者采用在实验基础之上的经验公式计算制冷剂的充注量，对常规的设计有一定的指导作用。但这类公式一般不能反映充注量与其它热力参数的关系，适用范围也较窄，相间的滑动有时也被忽略。根据制冷剂与热媒的热平衡求制冷剂的比容并最终求出制冷剂的质量，这是一种静态集中参数模型，也是目前最常用的一种方法。

在对两相流动问题进行研究的过程中，一些学者提出了具有一定实用价值的空泡率模型。根据这些分相模型可以求出流体的局部空泡率、局部密度等参数，其中较为著名的有 L-M、Baroczy、Zivi、Tandon、Premoli、Hughmark 模型^[3]，这些模型成为求两相区制冷剂

密度的重要工具。Rice 的研究结果表明,空泡率模型的选择对充注量计算至关重要。

5.2.2 空泡率模型

(1) 基本概念

在蒸发器和冷凝器中,制冷剂的流动多为两相流。两相流和单相流比较,多出一个相和相间界面,其流动参数要比单相流动多出一倍,流场的流动参数和传热特性也发生了很大的变化。由于两相流传热比较复杂,影响因素多,许多问题很难通过解析分析得出结论,所以目前两相流的研究是建立在实验研究、数值计算和数据处理的基础上的。两相流参数可分为可定参数和不可定参数^[4]。可定参数可以通过已知数据计算得到,如干度;不定参数只能通过实验测得,如空泡率。在两相流中,常用的几个参数如下:

a) 介质流速。质量流量(M)是单位时间内通过流道或绕过流体的介质流量,单位为 kg/s 。面积质量流量(G)是通过单位流通截面的质量流量,单位为 $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$ 。介质的流速为 M/G ,单位流通面积的容积流量,单位为 m/s 。对于气液两相流,气相和液相的速度分别为:

$$u_g = \frac{Q_g}{A_g} = \frac{M_g}{\rho_g A_g}, \quad u_l = \frac{Q_l}{A_l} = \frac{M_l}{\rho_l A_l} \quad (5-10)$$

b) 滑速比 S 。滑速比定义为气液两相速度的比值,即

$$S = \frac{u_g}{u_l} \quad (5-11)$$

匀速流动时,两相流速相等,故滑速比 $S=1$ 。

c) 空泡率 α 。流场中某一控制单元内气相所占的体积份额,称为空泡率,也称容积含气率,用 α 表示。对一维流动,如所取控制体为一段长度为 L 的流道,当流道长度近似为零时,则空泡率为两相混合物在任一流动截面内气相所占的总面积份额也称截面空泡率,本文均指截面空泡率。空泡率的定义式如下:

$$\alpha = \frac{A_g}{A} \quad (5-12)$$

式中, A 、 A_g 分别为流道面积与流道中气体流通面积。

d) 干度 x 。干度与空泡率是两个不同的概念。干度也称质量含气率,是指单位时间内流过流道截面的两相流总质量中,气相质量所占的份额,其定义式为:

$$x = \frac{M_g}{M} = \frac{M_g}{M_g + M_l} \quad (5-13)$$

在传热计算中,我们首先得到的是制冷剂的干度。而制冷剂的质量计算是不能用干度来进行,而需要通过空泡系数来确定。两相区制冷剂的密度可用下式来表示

$$\rho = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l \quad (5-14)$$

通过推导, 得到空泡率与干度之间的关系式如下:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{x} - 1\right) S \frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (5-15)$$

式(5-10) ~ (5-15)中, Q 为体积流量, M 为质量流量, A 为面积, ρ 为密度, x 为干度, u 为流速, S 为滑速比, α 为空泡率, 下标 g 代表气态, 下标 l 代表液态。

(2) 现有的空泡率模型

空泡率是两相流流动特性的一个重要参数, 它是区分两相流与单相流不同的重要标志。空泡率受流型的影响很大, 在不区分流型的情况下, 很难取得统一的确定空泡率的计算公式。所以, 目前已有的空泡率计算公式, 都是局限在一定的参数范围内。按照美国学者 Rice^[5] 的分类法, 可分为四种类型, 即均相流模型、滑速比修正、 K 修正、考虑质流率的模型。

a) 均相模型

均相流模型是最简单的一种, 即在两相流情况下, 气相和液相流速相等, 因此均相流滑速比等于 1, 所以空泡率为

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{x} - 1\right) \frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (5-16)$$

均相流模型适用于面积质量流速较大、压力较高的连续流型的两相流。

b) 滑速比模型

在滑速比模型中, 关键是滑速比的确定。对此不同的学者提出了不同的计算公式。滑速比的公式大多通过实验拟合得到。下面列举一些比较有影响的公式。

Zivil 的公式为:

$$S = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (5-17)$$

式(5-17)是对无流体夹带的环状流, 在管壁摩擦为零、熵增为零的前提下得出的。

Smith 基于均匀混合物核心与环状液相具有相等的速度头的假设, 提出了泡状流滑速比修正模型如下:

$$S = K + (1 - K) \left[\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + K \left(\frac{1-x}{x}\right)}{1 + K \left(\frac{1-x}{x}\right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5-18)$$

式(5-18)中, K 为夹带系数, 一般取 $K=0.64$ 。

原苏联的 Miropoloski 得出的滑速比^[4]的计算公式如下:

$$S = 1 + \frac{13.5}{Fr_1^{1/2} Re_1^{1/6}} \left(1 - \frac{P}{P_{cr}} \right) \quad (5-19)$$

式中, $Fr_1 = \frac{G_1^2}{\rho_1^2 g d_1}$, $Re_1 = \frac{G_1 d_1}{\mu_1}$ 。

式(5-19)适用的当量直径为 $7 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_1 - \rho_g)} \right]^{1/2} < d_1 < 20 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_1 - \rho_g)} \right]^{1/2} \times \left[\frac{\rho_1 - \rho_g}{\rho_1} \right]^{1/4}$,

当 d_1 超过上限时, 用上限, 超越下限时取 $S = \left(\frac{P}{P_{cr}} \right)^{-0.38}$ 。

c) X_{tt} 修正模型

Wallis 提出了采用 L-M 关联式 (即 Lockhart-Martinelli) 计算空泡率的公式, Baroczy 和 Didion 又加以改进, 提出空泡率的计算公式如下:

$$\begin{aligned} \alpha &= (1 + X_{tt}^{0.8})^{-0.375} & X_{tt} \leq 10 \\ \alpha &= 0.823 - 0.157 \ln X_{tt} & X_{tt} > 10 \end{aligned} \quad (5-20)$$

L-M 关联式如下:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (5-21)$$

d) 考虑质流率的模型

这类模型中, 主要有 Tandon、Hughmark、Premoli 模型。

Tandon 模型是在 Zivi 模型基础上考虑管壁摩擦之后的一种改进, 它计算空泡系数时还考虑了质流量的影响, 其数学形式为

$$\begin{aligned} \alpha &= 1 - 1.928 \frac{Re_l^{-0.315}}{F(X_{tt})} + 0.9293 \frac{Re_l^{-0.63}}{F(X_{tt})^2} & (50 < Re_l < 1125) \\ \alpha &= 1 - 0.38 \frac{Re_l^{-0.688}}{F(X_{tt})} + 0.0361 \frac{Re_l^{-0.176}}{F(X_{tt})^2} & (Re_l > 1125) \end{aligned} \quad (5-22)$$

$$F(X_{tt}) = 0.15 \left(\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2.85}{X_{tt}^{0.476}} \right) \quad (5-23)$$

Premoli 模型是一个经验修正模型, 它是通过滑速比的计算进行的, 求得滑速比后带入式(5-19)即可求得空泡率。滑速比的计算公式如下:

$$S = 1 - E_1 \left(\frac{y}{1 + yE_2} + yE_2 \right)^{0.5} \quad (5-24)$$

式中,

$$y = \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)$$

$$E_1 = 1.578 Re_i^{-0.19} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.22}$$

$$E_2 = 0.0273 We Re_i^{-0.51} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{-0.08}$$

$$Re_i = \frac{G_i d_i}{\mu_l}$$

$$We = \frac{G_i^2 d_i}{\rho_l \sigma}$$

Premoli 模型是准则关系式, 原则上, 适用于不同介质。

Hughmark 模型是 Hughmark 在 Bankoff 的实验工作基础上加以整理而得到的经验模型, 其数学表达式为

$$\alpha = \frac{K_H}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_g}{\rho_l}} \quad (5-25)$$

式 (5-26) 中, $K_H=f(Z)$, 其具体关系式见表 5-1。

表 5-1 Hughmark 流动参数 K_H 与 Z 的关系

Z	1.3	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0	10.0	15	20	40	70	130
K_H	0.185	0.225	0.325	0.49	0.605	0.675	0.72	0.767	0.78	0.808	0.83	0.88	0.93	0.98

$$Z = \frac{Re_\alpha^{1/8} Fr^{1/8}}{y_i^{1/4}}$$

$$Re_\alpha = \frac{d_i G_i}{\mu_l + \alpha(\mu_g - \mu_l)}$$

$$Fr = \frac{V^2}{gd_i}$$

$$y_i = \frac{1}{1 + \left(\frac{x}{1-x}\right) \frac{\rho_l}{\rho_g}}$$

式(5-16)~(5-25)中, p_G 为临界压力, g 为重力加速度, G_i 为面积质量流量, d_i 为流道内径, σ 为表面张力, V 为体积流量, 其它符号同前。

5.2.3 制冷剂充注量的计算

选择了合适的空泡率模型后, 则两相区的制冷剂质量即可通过下式计算。

$$M_{TP} = \int_0^m [\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l] A dx \quad (5-26)$$

空泡率受流型的影响很大, 在不区分流型的情况下, 很难取得统一的确定空泡率的计算公式。前面所述的空泡率的模型, 并未确切考虑流型, 而只适用于某些流型范围。但目前由于对空泡率研究方面的不完善, 在没有特殊说明的情况下, 也可用于一般流型。本文采用 X_{tt} 修正模型, 即式(5-20)作为空泡率的计算模型。

普通的水-水热泵机组的主要部件包括蒸发器、压缩机、冷凝器、干燥过滤器、膨胀阀等。因此机组内制冷剂的质量包括蒸发器内两相区、过热区的制冷剂; 压缩机内空腔的制冷剂; 冷凝器内过热区、两相区、过冷区的制冷剂; 干燥过滤器内制冷剂以及制冷剂管道内制冷剂质量。对一维流动, 机组内制冷剂质量表达式如下:

$$M = M_{TP,eva} + \int_0^{SC,eva} \rho_{SH} A dx + M_{TP,con} + \int_0^{SH,con} \rho_{SH} A dx + \int_0^{SC,con} \rho_l A dx + \rho V_{com} + M_{fil} + M_{oil} + M_{pipe} \quad (5-27)$$

式(5-27)中, 两相区的制冷剂质量按照式(5-26)计算, 下标 TP、SC、SH 分别代表两相区、过冷区、过热区, 下标 eva、con、com、fil、oil、pipe 分别代表蒸发器、冷凝器、压缩机、过滤器、润滑油和制冷剂管道, A 为制冷剂流通截面积, M_{oil} 、 M_{fil} 、 M_{pipe} 分别为润滑油、过滤器、制冷剂管道中所含的制冷剂质量。

机组中蒸发器、冷凝器各相所占的体积对计算结果影响很大, 对一维流动, 即各相区的长度对计算结果影响很大。而各相区的长度是通过传热计算确定的, 故系统中传热计算的准确性对制冷剂的充注量计算是很重要的。在干燥过滤器内, 制冷剂一般为液体, 制冷剂的量比较大, 故需要准确计算。

根据实验结果表明, 压缩机内气缸的内容积很小, 因此它的体积可以忽略。而压缩机壳体空腔中制冷剂气体的温度比较均匀, 故压缩机中制冷剂质量计算采用壳体中气体平均温度。对于热泵机组, 由于各部件安装比较紧凑, 制冷剂管道比较短, 因此处于气态的制冷剂管道可忽略不计, 只计算液态制冷剂管道内的制冷剂量。

在建立制冷剂的充注量模型时，所遵循的关系式即为：

$$M = M_{charge} \quad (5-28)$$

5.3 热泵和制冷机模型综述

采用活塞式压缩机的热泵或制冷机模型一直是模拟研究的重点。Hamilton and Miller 提出了极端情况下空调制冷设备模拟的分类方法^[6]：即方程拟合模型和确定性模型。

所谓方程拟合模型就是将系统看作一个黑箱，系统性能通过一个或多个方程来表示，这些方程本身并不涉及系统内部的具体结构参数。对于方程拟合模型，它的数据来源于厂家提供的产品样本，它的合理应用只限于生产商提供的参数和工况，一般常用来预测机组运行工况的性能。

确定性模型也称为第一定律模型，即通过热力学定律和热质交换原理对每个独立部件而建立具体模型。确定性模型往往需要厂家提供部件具体的结构参数，另外为了验证模型的准确性，也需要有大量的对机组的测试数据，因此比较适合于产品的设计和部件的匹配，同样也可以预测机组在不同工况的性能。

当然，以上的两种分类方法只是两个极端情况，在各种文献中看到的模型可能介于这两种模型之间。例如Bourdouxhe等提出的往复式压缩制冷机模型^[7]中，制冷机被看作是几个简化部件的组合，每一个部件采用具体的公式模拟。部件的几何尺寸和运行参数被调整以尽可能和机组的实际工况接近。Bourdouxhe的模型要求比生产商提供的资料更详细。这种模型最适合于那些已经从旧冷水机组、蒸发器、冷凝器获得了大量的冷凝温度、蒸发温度、过冷度、过热度等测量数据的用户。以下为国外比较典型的机组模型。

5.3.1 Allen 模型

Allen提出了一个活塞式冷水机组的稳态模型^[6]，可用于满负荷和部分负荷状态的参数计算。该模型为典型的方程拟合模型，其他的方程拟合模型与该模型类似。这个冷水机组模型是一个整体模型，它并不包括各个内部部件模型或内部压力温度。尽管冷水机组稳态工况的基本方程是应用能量守恒获得的，但作者通过应用变量之间的函数关系及水侧性能数据消除了内部变量。例如，蒸发器冷负荷可以表示为蒸发器和冷凝器水温的多项式如下：

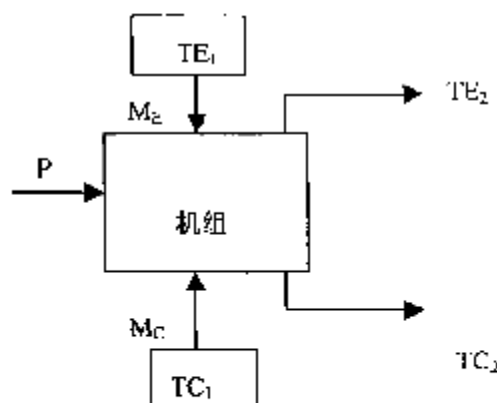


图 5-1 Allen 的机组模型

$$Q_E = B_1 TE_2 + B_2 TC_2 + B_3 TE_2 TC_2 + B_4 TE_2^2 + B_5 TC_2^2 + B_6$$

同理，压缩机的能量平衡表示如下：

$$P = B_7 TE_2 + B_8 TC_2 + B_9 TE_2 TC_2 + B_{10} TE_2^2 + B_{11} TC_2^2 + B_{12} \quad (5-29)$$

对蒸发器和冷凝器水侧的能量平衡及系统总的能量平衡分别表示如下：

$$Q_E = M_E C_p (TE_1 - TE_2) \quad (5-30)$$

$$Q_C = M_C C_p (TC_2 - TC_1) \quad (5-31)$$

上式中， TE_1 、 TE_2 、 M_E 分别为蒸发器进出口水温 and 流量， TC_1 、 TC_2 、 M_C 分别为冷凝器进出口水温 and 流量， P 为压缩机功率， Q_E 为蒸发器冷负荷， Q_C 为冷凝器的放热量。

该机组的模型见图5-1。在模型中有12个常数 $B_1 \sim B_{12}$ ，这12个常数均可以根据产品样本参数来确定。该模型共由5个方程、9个变量组成。在蒸发器和冷凝器入口温度及流量已知的情况下，5个方程中，只有5个变量，因此根据方程即可确定蒸发器冷负荷 Q_E 、出口水温等参数。

5.3.2 Hamilton 模型

Allen模型利用了系统参数，如进出口水温 and 流量等。相反，Hamilton模型^[9]则要求更详细的数据，如制冷剂内部压力和温度。

Hamilton通过对厂家样本中给定的部件数据及热力学关系式进行拟合提出了稳态模型。这个模型能够模拟周围环境和内部条件不同时空调系统的反应。根据作者介绍，任何空调系统都可以划分为换热器、风机等部件。它允许用户用普通程序模拟特殊的空调系统。在每一个部件的连接点都可以通过质量和能量连续及压力温度关系式

设定几个模型与外部空调环境相连。在稳态条件下，每个部件的模型都是由能量和质量平衡两个方程组成，图5-2说明了稳态条件下的部件模型。模型方程如下：

$$E = f_1(P_i, T_i, X_i, P_o, T_o, X_o) \quad (5-32)$$

$$m = f_2(P_i, T_i, X_i, P_o, T_o, X_o) \quad (5-33)$$

式中， E 、 P 、 T 、 X 、 U 分别为能量、压力、温度和能量流量。

作者将这个模型用于空调系统的模拟，如分体空调器或空气-空气热交换机组等。对蒸发器或冷凝器，空气均为第二流体。因此蒸发器和冷凝器模型不仅包括空气的质量流量，也应包括盘管侧凝结水的流量。显然对冷凝器，凝结水流量为零。

描述各个部件特性的函数拟合方程同时形成描述系统特性的一组代数方程。这个模型

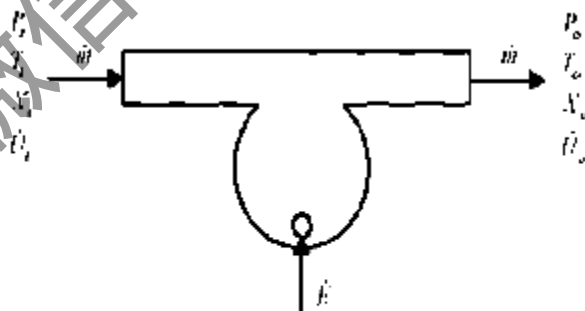


图 5-2 稳态条件下单一流体部件模型

是真正的方程拟合模型,但它是通过内部运行工况对每个部件建立模型,而不是把系统作为一个黑箱来处理。根据文献^[8],每个部件模型是基于厂商提供的样本数据。与确定模型相同的是模型中缺乏具体的部件性能参数。

5.3.3 Stoecker 模型

Stoecker提出了蒸汽压缩式系统的模拟分析方法^[9]。当已知各个部件的特性时,分析的目的在于预测整个系统的特性。模拟方法是对各个部件分别建立数学方程。

(1) 活塞式压缩机性能

对活塞式压缩机,性能表达式如下:

$$Q_E = C_1 + C_2 T_e + C_3 T_e^2 + C_4 T_c + C_5 T_c^2 + C_6 T_e T_c + C_7 T_e^2 T_c + C_8 T_e T_c^2 + C_9 T_e^2 T_c^2 \quad (5-34)$$

$$P = D_1 + D_2 T_e + D_3 T_e^2 + D_4 T_c + D_5 T_c^2 + D_6 T_e T_c + D_7 T_e^2 T_c + D_8 T_e T_c^2 + D_9 T_e^2 T_c^2 \quad (5-35)$$

$$Q_C = Q_E + P \quad (5-36)$$

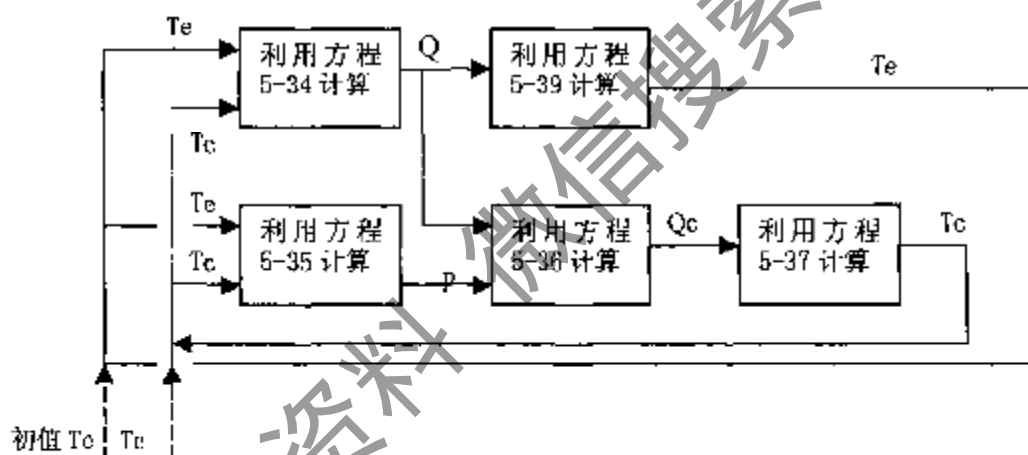


图 5-3 机组模拟示意图

这里, Q_E 为制冷量, P 为耗功量, T_e 、 T_c 分别为蒸发温度和冷凝温度, C 、 D 分别为常数项, 常数项通过方程拟合得到。

(2) 冷凝器性能

对冷凝器其热交换特性的准确表达式是非常复杂的,这是因为过热制冷剂蒸气进入冷凝器后,沿程压力和制冷剂温度不断变化。对于工程中所用的空冷式冷凝器,为了计算方便一般假定冷凝器的传热系数为常数,因此冷凝器的计算公式如下:

$$Q_C = F(T_c - T_{amb}) \quad (5-37)$$

其中, F 为单位温差的传热量, T_{amb} 为环境温度。

(3) 蒸发器性能

对蒸发器的性能通过下式表达:

$$Q_E = G(T_{w_i} - T_c) \quad (5-38)$$

其中, T_{w_i} 为入口水温, G 为比例系数。 G 可能是常数, 如果不是常数, 可以近似看作温差的线性函数。在特定情况下, $G = 6[1 + 0.046(T_{w_i} - T_c)]$, 所以

$$Q_E = 6[1 + 0.046(T_{w_i} - T_c)](T_{w_i} - T_c) \quad (5-39)$$

(4) 系统的模拟

系统模拟时, 可以同时三个部件进行模拟, 模拟过程见图5-3。这个模型与Hamilton模型类似, 在模拟过程中需要详细的参数, 如制冷剂的压力、温度等。

5.3.4 Stefanuk 模型

Stefanuk提出的控制过热度的水-水热泵机组模型^[10]是目前见到的比较详细的模型之一。该模型是通过质量、能量、动量和状态方程及热交换关联式得出的。每个部件模型均达到一个很详细的水平。例如冷凝器被看作是由三个不同相制冷剂的换热器组成。通过假定某一变量的初值, 每个部件的参数数值就可以确定。如压缩机模型中, 压缩机的变量可以通过厂家提供的质量流量和输入功率随蒸发温度及压力变化的性能曲线来选择。然而, 多数情况下, 无法从厂家那里获得这些参数。通过对蒸发压力和冷凝压力的实验数据和预测数据进行比较, 得到蒸发器、冷凝器的换热量和热泵的COP, 除了几个点的误差超过10%外, 大部分可以接受。在两个换热器中换热量的预测值都是比较高的。作者解释这个现象的原因是预测的热交换系数过大, 因为在这个模型中的使用的换热系数误差在±20%以内。

5.3.5 Bourdouxhe模型

Bourdouxhe提出了往复式制冷剂的准稳态模型^[7], 该模型是介于方程拟合模型和确定性模型之间的一种模型。模拟方法是将机组看作是各个部件的组合, 每个部件的特性均通过几个具体的公式来模拟。与以前提出的模型比较, 模型只需要极少的参数和实验数据。在确定参数的过程中, 冷凝温度和蒸发温度均作为实验数据, 需要确定的是过冷度和过热度。根据这些实验数据, 首先可以确定压缩机的参数, 然后就可以确定蒸发器和冷凝器的换热系数。但是厂家的样本上并不提供这些实验数据。

蒸发器和冷凝器均被看作是典型的换热器, 其中, 水作为第二工作流体。在制冷剂侧不考虑压力降, 而且制冷剂或水与环境之间看作是绝热的。热交换效率的模型定义如下:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (5-40)$$

$$NTU = \frac{UA}{m_w c_w} \quad (5-41)$$

其中, ε 为换热器的热交换效率, NTU 为传热单元数, m_w , c_w 分别为水的质量流量和水的比热, U 、 A 分别为传热系数和传热面积。在模拟过程中, 假定传热系数与水流量无关,

且保持常数。

这个模型主要基于如下假定：

- (1) 制冷剂进入汽缸的过程为等压过程；
- (2) 气体压缩过程为绝热压缩；
- (3) 制冷剂的排气过程为等压过程；
- (4) 余隙容积在排气结束时的膨胀过程为绝热过程。

由于余隙容积的二次膨胀，制冷剂的流量表示如下：

$$V = V_s \left[1 + C_f - C_f \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right] \quad (5-42)$$

其中， V 为体积流量， m^3/s ； C_f 余隙系数， p_1 、 p_2 分别为蒸发器和压缩机的排气压力， kPa ， γ 为绝热指数， V_s 为压缩机的理论排气量， m^3/s 。

作者将制冷机模型的性能计算分为两部分：即参数确定和模拟过程。在整个参数确定的过程中，认为压缩机与热泵是独立的。每个工作点需要的数据为：蒸发温度和冷凝温度；可能的过热度和过冷度；制冷量和压缩机的耗功量。

选择了 4 个参数来表达压缩机几何和动力特性，分别是：

- 1) 压缩机的理论排气量 V_s ， m^3/s ；
- 2) 余隙系数 C_f ；
- 3) W_{le} 电机损失的常数部分， kW ；
- 4) α 为电机损失与压缩机内部功率成比例的损失系数。

压缩机绝热压缩功率如下：

$$W_s = \varepsilon_{\text{vol}} V_s \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (5-43)$$

其中， W_s 为绝热压缩功率， kW ； ε_{vol} 容积效率，其余参数同前式。

压缩机消耗的功率如下：

$$W = W_{\text{le}} + (1 + \alpha) W_s \quad (5-44)$$

W_s 为绝热压缩耗功量， α 为与压缩机内部摩擦损失功率与绝热压缩功率成比例的电机损失系数。

当确定了压缩机的参数后，就可以考虑机组参数。如上所述，只需要确定两个参数，即蒸发器和冷凝器的热交换系数。将这两个热交换系数作为变量的主要目的是建立计算制冷量和耗功量实验数据和模拟数据之间相对误差的目标函数。在这个优化问题中，主要是根据目标函数确定传热系数的最优值。

综上所述,国外热泵机组模型多数是基于厂家提供的产品样本而建立的。在国内,多数样本只提供了额定工况时的性能参数,少数产品即使提供了运行工况的性能参数,所给出的数据往往不是经过严格的试验测试出来的,数据的可靠性难以保证。所以,完全根据样本数据建立模型的方法无法实现。国内对于热泵机组的模拟研究多采用确定性模型,即分别对各个部件建立模型,机组模型则由各部件模型通过适当的接口参数连接而成。求解机组模型,不仅要求解各部件模型,而且要求解各部件参数之间的耦合关系,因此机组模型的仿真方法要比单一部件的算法要复杂得多。不仅如此,通过机组模型的求解还可以发现部件模型或仿真方法的不足之处,因此机组仿真方法的研究是制冷装置或热泵机组仿真研究的关键技术之一。

5.4 热泵机组稳态仿真模型的建立

5.4.1 热泵机组仿真算法分类

近年来,国内对制冷空调装置的仿真研究^[11-20]进展较快,且多集中在风冷热泵机组和小型制冷装置的仿真。采用的方法也多是根据机组各部件的结构参数建立部件模型,然后建立机组整体模型。根据 Hamilton and Miller 的分类方法,国内对机组的仿真研究则属了确定性方法。根据丁国良等人^[1]对制冷空调装置的仿真将其细分为如下两类:

第一类我们称其为方程求解法,即根据质量守恒和能量守恒的原理,列出部件所有的方程并与边界条件和初始条件联立求解。在求解的过程中,采用的数值方法有 Euler 法、Newton-raphson 法、Ronge-kutta 法等。方程求解法的优点是通用性较高;缺点是计算的中间过程没有明确的物理意义,一旦出错,使用者难以判断造成错误的真正原因,导致调试效率低下,计算的稳定性也难以保证。

第二类方法称其为顺序模块法。这类方法以特定的平衡条件,如质量平衡,为收敛原则。在猜测一组初值后,从最内层循环开始计算,其它变量根据这些假定值算得。如果收敛条件不满足,假定值被修改后的新值取代。由此,完成由内到外各层的循环计算。这类方法的优点是计算的中间过程有明确的物理意义,便于调试,计算的稳定性也容易保证;缺点是通用性不高,往往要结合实际循环流程调整或重新设计流程。

近年来,以人工神经网络和模糊理论为代表的现代人工智能技术在制冷空调行业已得到初步应用。采用人工智能技术来研究传统理论难以解决的实际应用问题,收到了较好的实际效果。例如在制冷空调装置的控制、故障监控和诊断、负荷预测等方面,人工智能技术得到了应用。最近,有研究者尝试将人工智能技术应用到制冷空调装置的仿真中^[21]。但只是作为一种无模型的建模方法进行简单应用,而未有更深入的分析。

对于地源热泵机组,它的运行工况与普通的制冷机组有较大的差别,尤其是地热换热

器的性能对机组的影响比较大。因此本文采用顺序模块法建立热泵机组的稳态仿真模型，通过试验数据相结合，模型不仅能够准确预测机组在不同工况时的性能参数，而且可以对机组进行优化设计。

5.4.2 部件模型的表达式

(1) 系统组成

本文研究的热泵机组主要由压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器四个部件组成，机组配置见图 5-4。由于对热力循环的影响很小，故机组中其他部件的作用可忽略。在不考虑设备与环境之间热损失的前提下，系统的能量平衡为：

$$Q_c = Q_e + W_m \quad (5-45)$$

其中， Q_c 为负荷侧传热量， Q_e 为热源侧放热量， W_m 为压缩机输入功率。

(2) 热力循环模型

在制冷装置或热泵机组的仿真过程中，制冷剂热力循环的模型对机组的性能起关键作用，特别是压缩机模型对机组的性能影响较大。以前的研究多将循环简化为理论循环，然后将结果乘上一一定的修正系数。这种方法造成的误差往往较大。

为了使模型更接近了实际过程，将单级蒸汽压缩式制冷过程简化为如图 5-5 所示的循环。图中 1 点为蒸发器出口状态点，1' 点为压缩机吸气状态点，2' 点为压缩机排气状态点，2 点为冷凝器的进口状态点，3 为冷凝器的出口状态点，4 为蒸发器入口状态点。简化过程如下：

- 压缩机内的压缩过程近似为多变压缩过程，即 $1' \rightarrow 2'$ 过程为多变过程。
- 忽略冷凝器和蒸发器内制冷剂的压降，而将冷凝器内的阻力损失看作是压缩机排气阀的损失，而将蒸发器内的阻力损失看作是压缩机吸气阀的损失。因此制冷剂的冷凝压力 p_c 和蒸发压力 p_e 分别为：

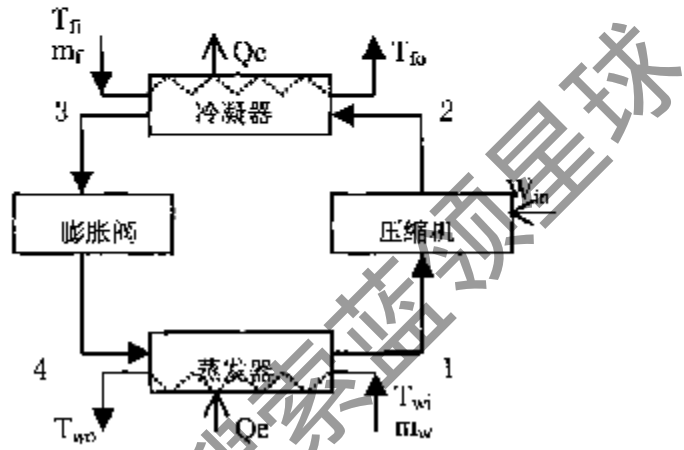


图 5-4 热泵机组示意图

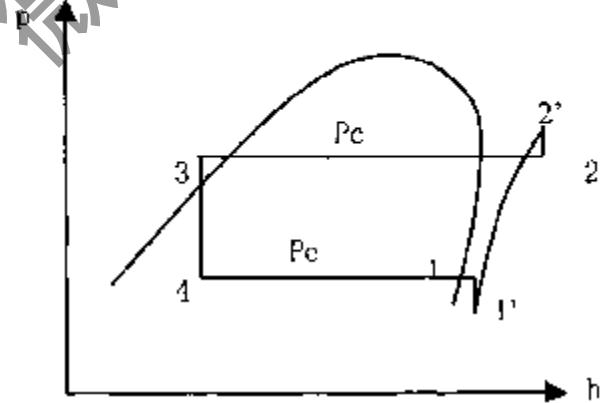


图 5-5 单级蒸汽压缩式制冷压焓图

$$p_c = p_2 - dp_c \quad (5-46)$$

$$p_e = p_1 + dp_e \quad (5-47)$$

其中, p_1 、 p_2 分别为压缩机吸入压力和排出压力, dp_c 、 dp_e 分别为冷凝器和蒸发器的阻力损失, 可近似认为与冷凝压力和蒸发压力成比例, 数值的大小可根据蒸发器和冷凝器的具体结构形式来确定, 一般 $dp_c = 0.05 \sim 0.15 p_c$, $dp_e = 0.05 \sim 0.15 p_e$ 。

- 冷凝器入口的焓值 $h_2 = h_2'$ 。

(3) 部件模型表达式

在研究各部件模型时, 首先要确定各部件模型的输入、输出参数。针对第四章建立的部件模型, 将其表述成输入、输出参数的函数关系式如下:

对压缩机模型:

$$(m_r, h_2, N_{com}, M_{com}) = F_1(p_e, h_1, p_c) \quad (5-48)$$

对冷凝器模型:

$$(h_3, Q_{com}, M_{com}) = F_2(p_c, h_2, m_r) \quad (5-49)$$

对膨胀阀模型:

$$(h_4, M_{ev}) = F_3(p_e, h_3, p_c, m_r) \quad (5-50)$$

对蒸发器模型:

$$(Q_{ev}, M_{ev}) = F_4(p_e, h_4, h_1) \quad (5-51)$$

5.4.3 热泵机组仿真算法

(1) 迭代判断关系式

在机组的仿真过程中, 系统内各循环之间必须通过一定的迭代关系式来进行判断。这些关系式构成了部件之间的相互联系。它必须独立于各部件模型, 而且不能出现在各部件模型之中。这些关系式如下:

- 各部件之间的制冷剂质量之和等于机组的充注量。
- 各部件之间的能量守恒。

对于单级压缩式制冷系统, 迭代判断关系式如下:

$$M_{com} + M_{con} + M_{ev} + M_{exp} = M_{charge} \quad (5-52)$$

$$Q_{com} = m_r (h_2 - h_3) \quad (5-53)$$

$$Q_{ev} = m_r (h_1 - h_4) \quad (5-54)$$

(2) 迭代变量的确定

迭代变量的选取应满足以下两条原则:

◇ 独立的迭代变量的数量与迭代关系式的数量应相等。

◇ 迭代变量应从部件模型的输入参数中选取，这样可以保证模型直接计算。

根据部件模型表达式(5-52)、(5-53)、(5-54)可以看出，总的输入变量为： p_e 、 p_c 、 h_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 。其中在假定过热度为一常数时，由 p_e 即可确定 h_1 ；由 p_c 、 h_1 即可确定 h_2 ；设定膨胀阀出口干度 x 后，由 p_e 即可求出 h_3 ；根据 h_4 、 p_c 即可确定 h_3 。因此，实际的独立变量只有三个，即 p_e 、 p_c 、 x 。由于蒸发温度、冷凝温度与蒸发压力、冷凝压力是一一对应的关系，因此实际选取的迭代变量为蒸发温度 T_e 、冷凝温度 T_c 和干度 x 。

(3) 模拟算法

热泵机组的控制方法有多种，目前应用最多的方法仍然为控制过热度^[23]。本文主要研究控制过热度为主的热泵机组的模拟算法，程序框图见图 5-6。机组模拟的目的就是在设定变量初值后，通过不断的迭代和改变变量的设定值，在保证一定误差的前提下，确定机组的实际运行工况。稳态的热泵机组模拟主要由三重迭代过程组成，其主要步骤如下：

- 1) 设定蒸发器出口制冷剂的过热度 Δt_s 。
- 2) 输入已知量，包括蒸发器、冷凝器的结构参数，制冷剂充注量及工况参数。
- 3) 设定蒸发温度 T_e 、冷凝温度 T_c 和蒸发器入口制冷剂干度 x 的初值。
- 4) 调用压缩机模型，计算制冷剂质量流量及状态点 1 的参数。
- 5) 调用蒸发器模型，计算蒸发器的传热面积 A_e ，并与蒸发器的实际传热面积 A_{e0} 比较，若 $|A_e - A_{e0}| > \varepsilon$ ，转到 3) 重新设定蒸发温度 T_e ，直到满足 $|A_e - A_{e0}| \leq \varepsilon$ 为止。这是第一重循环。
- 6) 调用膨胀阀模型，计算状态点 2、3、4 点的状态参数。
- 7) 调用冷凝器模型，计算冷凝器的传热面积 A_c ，并与冷凝器的实际传热面积 A_{c0} 比较，若 $|A_c - A_{c0}| > \varepsilon$ ，转到 3) 重新设定冷凝温度 T_c ，直到满足 $|A_c - A_{c0}| \leq \varepsilon$ 为止。这是第二重循环。
- 8) 计算整个系统内制冷剂的质量 M ，其中 $M = M_{com} + M_{con} + M_{str} + M_{con}$ 。如果 $|M - M_{charge}| > \varepsilon_m$ ，则转到 3)，重新设定蒸发器入口制冷剂干度 x ，直到满足 $|M - M_{charge}| \leq \varepsilon_m$ 为止。这是第三重循环。
- 9) 计算机组的各项性能参数，如机组性能系数 COP、压缩机功率、制冷量等，输出各参数。

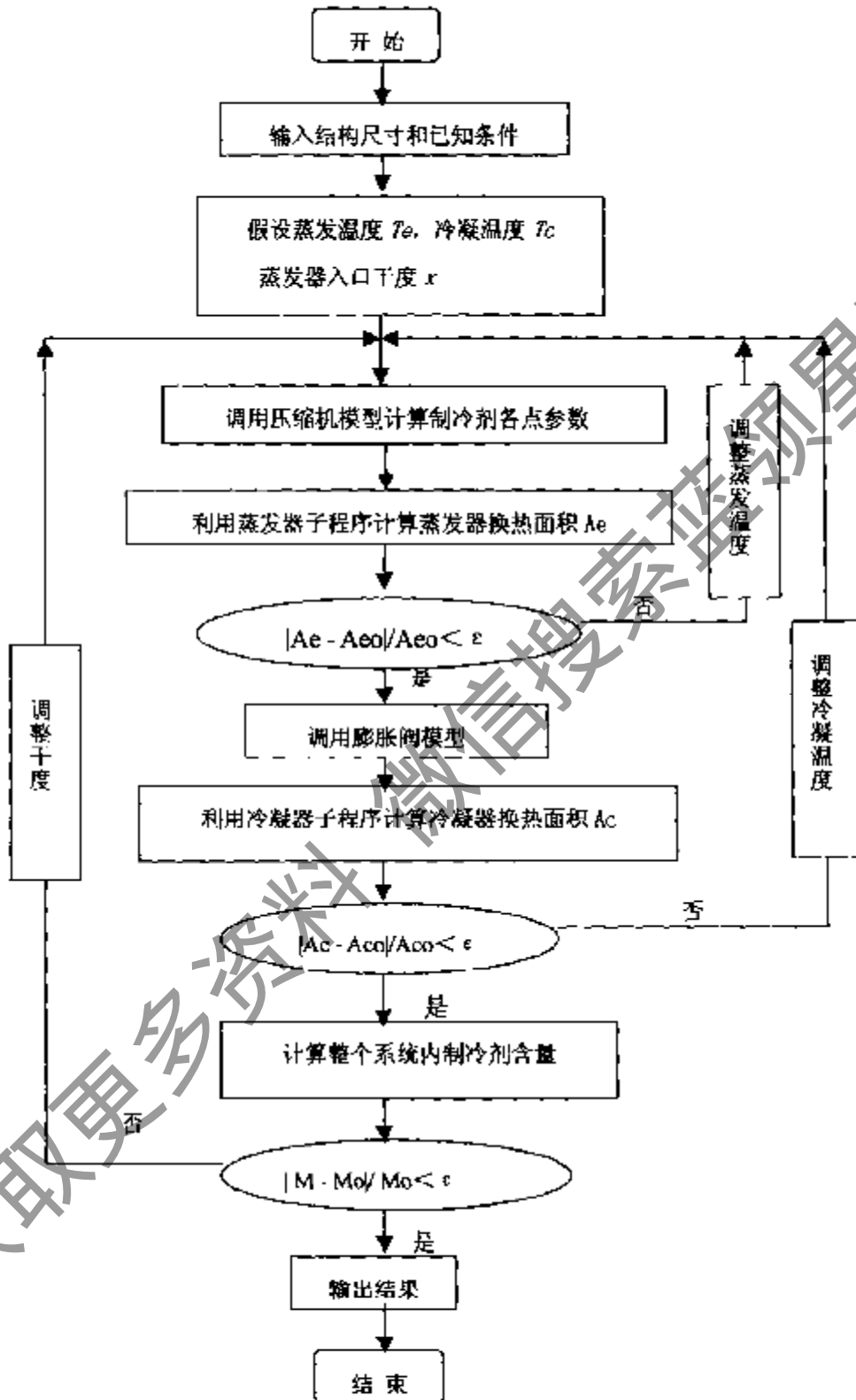


图 5-6 热泵机组模拟计算框图

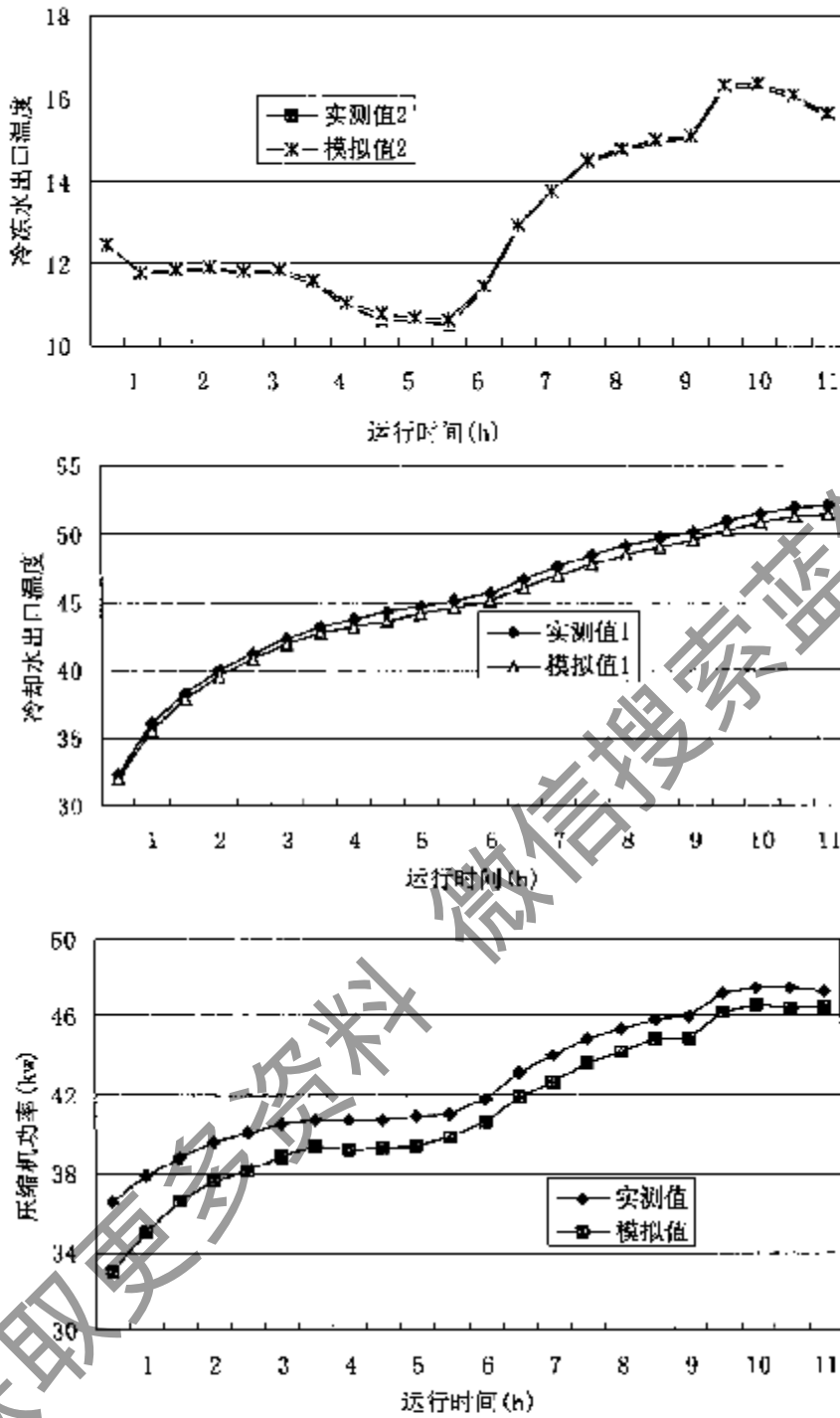


图 5-7 实测值与模拟值的比较

5.5 机组模型验证

为了验证模型的准确性，对地源热泵试验工程夏季工况和冬季工况分别进行了测试，同时利用机组仿真程序计算了在与试验工程进口温度、流量相同的情况下机组的出口温度、

制冷量、放热量等参数。由于冬季机组内的两台压缩机间歇运行，测试结果无法用于模型验证，故只利用夏季三天的实测数据进行比较，实测结果与模拟结果见图 5-7。

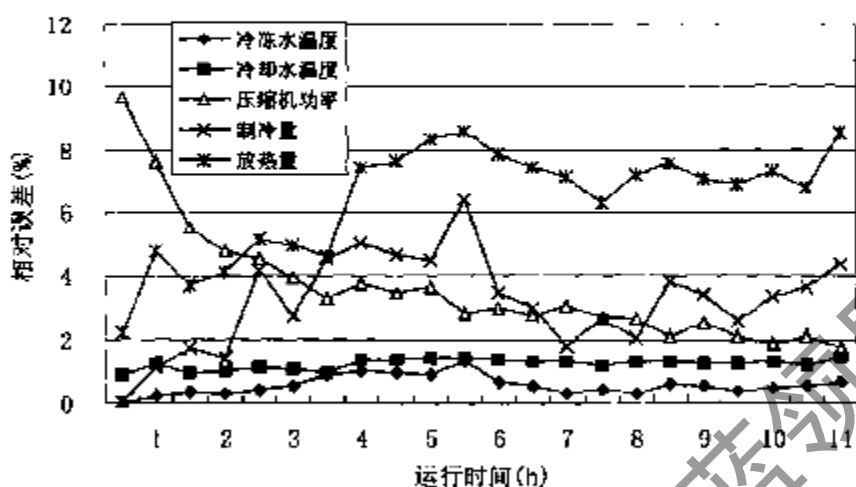


图 5-8 实测值与模拟值的相对误差

图 5-7 结果表明，模拟的冷冻水和冷却水出口温度与实测值比较接近，冷却水温度最大误差 0.6°C ，冷冻水温度最大误差 0.3°C ，二者最大相对误差不超过 2%。压缩机功率在运行开始时误差稍大，最大误差为 2.5kW 左右，随着运行时间的增加，误差逐渐减小。除了最初几个测点功率的误差超过 5% 以外，其余均低于 5%。图 5-8 给出了实测值与模拟值的相对误差。由此可见，温度相对误差均在 2% 以内，制冷量除个别点误差超过 5% 以外，其余均低于 5%。实测放热量与模拟值误差稍大的原因是未考虑环路中水泵的热量，若计入水泵热量，则放热量的相对误差不超过所有参数误差均不超过 5%，这说明模型比较准确，也比文献^[10]中报道的误差要低得多。

5.6 机组模拟结果与分析

5.6.1 冷冻水、冷却水流量的变化

图 5-9 为冷冻水流量（或冷却水流量）不变，改变冷却水流量（或冷冻水流量）时，单台机组性能的变化情况，其中冷冻水基准流量为 2.86kg/s ，冷却水基准流量为 3.43kg/s ，计算条件为冷却水入口为 30°C ，冷冻水进口水温为 12°C 。由图可见：

(1) 在冷冻水流量一定时，随着冷却水流量的增加，机组的制冷量、性能系数 COP 和放热量稍有增加，但压缩机的耗功量却随着冷却水量的增加而降低。这是因为当冷却水流量增加时，冷却水出口温度降低，导致机组冷凝温度降低，机组制冷量增加，压缩机耗功量减少，故机组 COP 增加。

(2) 在冷却水流量一定时, 随着冷冻水流量的增加, 机组的制冷量、放热量、压缩机耗功量、机组 COP 均随之而增加。原因是冷冻水量增加使机组的蒸发温度相应提高, 而冷凝温度基本不变, 故制冷剂流量增加, 因此机组制冷量、放热量、压缩机耗功量等均增加。

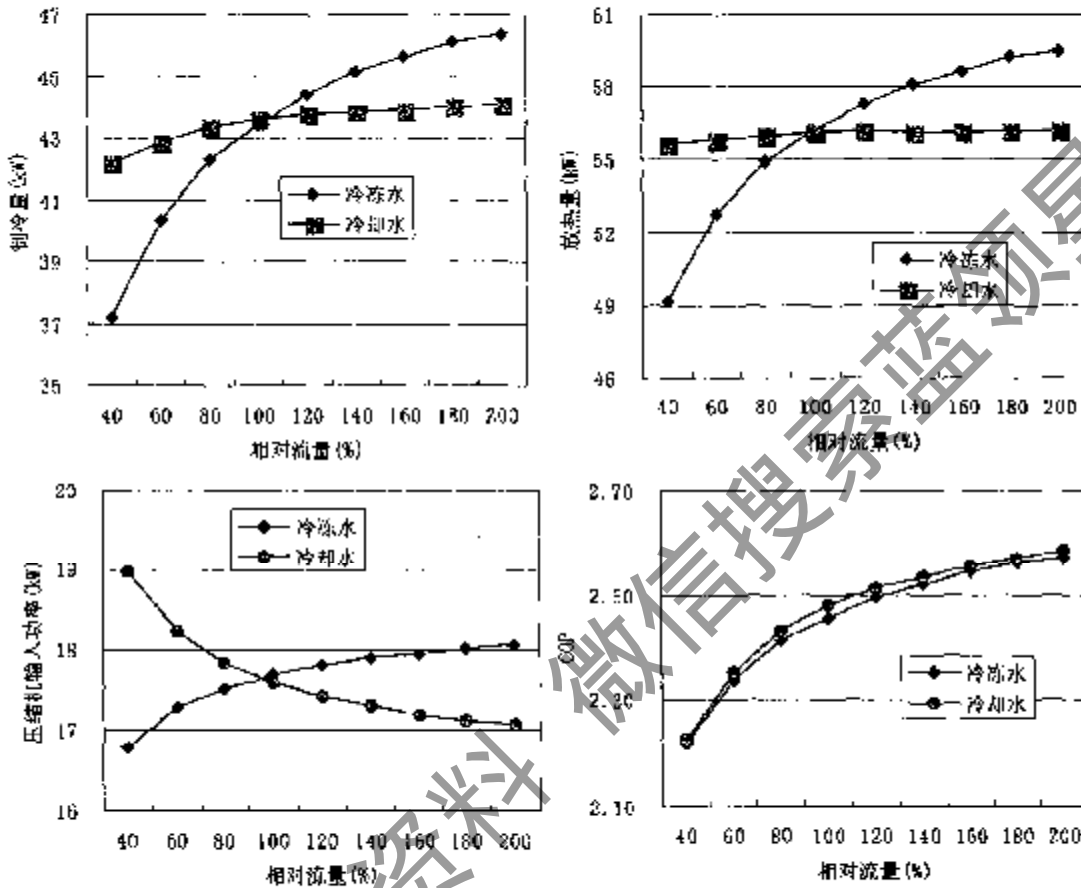


图 5-9 机组性能随水量的变化

图中明显看出, 机组的制冷量、放热量随冷却水流量的增加变化很小, 但随冷冻水流量的增加变化较大, 在冷冻水量小于 100% 时, 机组的制冷量、放热量、压缩机耗功量、机组 COP 均增加较快, 此后, 随着流量的增加, 各项性能参数变化减慢。显然, 从系统的经济性考虑, 该机组冷冻水的最佳流量为 2.86~3.43kg/s。对冷却水来说, 流量变化对机组性能参数影响较小, 因此冷却水的最佳流量为 3.43kg/s

5.6.2 机组冷冻水入口温度变化

图 5-10 为在冷却水进口温度 30℃, 冷却水及冷冻水水量保持恒定时, 机组各项性能参数随冷冻水进口温度的变化情况。图中结果表明: 随着冷冻水进口温度的增加, 机组的制冷量、压缩机耗功量和放热量均近似呈直线上升, 机组 COP 也随之而上升。这是因为当

冷冻水进口温度升高时，使得机组蒸发温度随之升高，制冷剂流量增加，故机组制冷量随之而上升，压缩机耗功量稍有增加。由于制冷量的增加使得放热量及机组 COP 均随之而升高。应注意的是在水量不变时，入口冷冻水温度升高，虽然使机组制冷量和 COP 升高，但机组冷冻水出口温度也随之升高，因此会造成空调房间内空气温度上升。

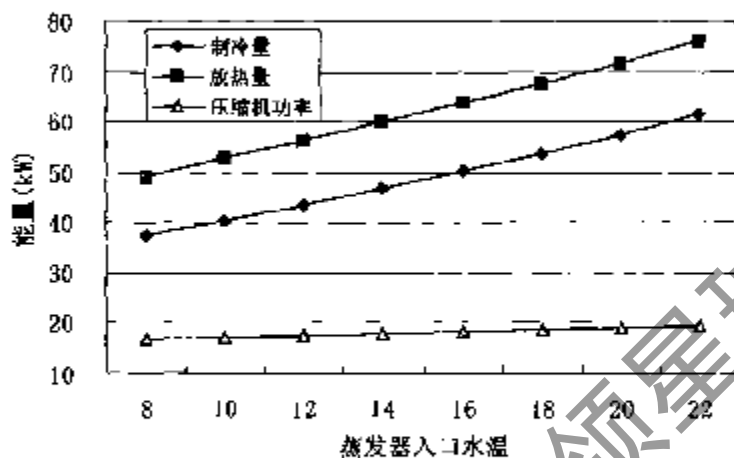


图 5-10 机组性能随蒸发器入口水温的变化

5.6.3 冷却水进口水温变化

图 5-11 为在冷冻水进口温度 12°C，冷却水及冷冻水水量保持恒定时，机组各项性能参数随冷却水进口温度的变化情况。图中结果表明：随着冷却水进口温度的增加，机组的制冷量迅速降低，机组 COP 和放热量也随之而下降，压缩机耗功量却随之而上升。这是因为冷却水入口温度升高使机组的冷凝温度上升，所以在冷冻水进口

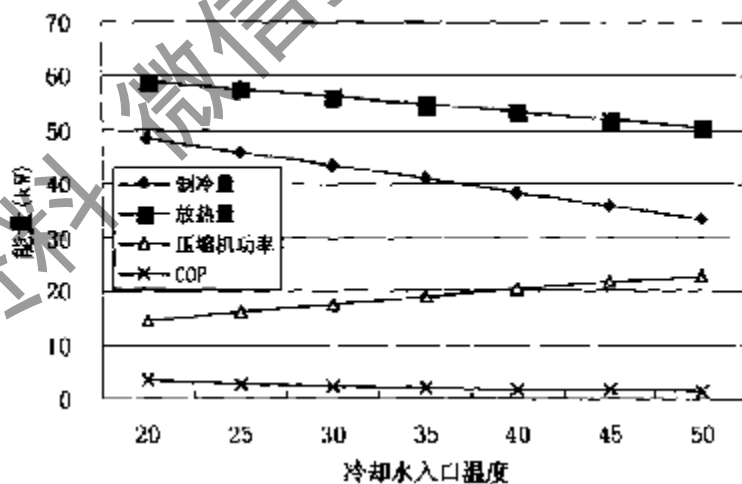


图 5-11 机组性能随冷却水入口水温的变化

温度和流量恒定的情况下，机组内制冷剂流量减少，导致机组制冷量、放热量降低，由于压缩比增加，故压缩机耗功量增加，机组 COP 随制冷量的降低和压缩机功率的增加而降低。因此冷却水温度升高对机组性能是不利的，在工程中应尽量降低冷却水入口温度。

5.7 机组结构参数的优化

热泵机组结构参数的变化包括蒸发器、冷凝器传热面积的变化，膨胀阀及压缩机的型

号的改变以及制冷剂充注量的变化。当其中任一参数改变时，机组的性能都将发生变化。因此热泵机组的匹配过程即为机组的优化设计过程。

5.7.1 机组优化原则

对机组进行优化，首先要确定优化原则。优化原则包括确定优化目标、优化参数、优化计算条件和优化方法。

对任何制冷装置和热泵机组，优化的主要目标就是：（1）首先机组能够正常运行，达到其性能要求；（2）机组效率与经济性最高。其中第一条是最基本的要求，第二条效率与经济性是指机组运行费用与制造费用的综合最低。提高机组运行效率，可以节约能量，降低运行费用。降低制造成本是市场的必然要求，这二者之间往往是矛盾的，而如何综合考虑两者达到总体最优，则是优化的主要目标。

优化参数是指优化计算中的可变量。优化计算过程就是改变这些变量，寻找最佳组合。对热泵机组来讲，压缩机排气量的大小、冷凝器、蒸发器的管径与传热面积、膨胀阀结构尺寸等参数都可以作为优化参数。在设计过程中，有些参数是允许连续取值的，如套管式或壳管换热器的传热面积等，但有些参数是不能连续变化的，如压缩机的排气量，膨胀阀的尺寸等。由于优化设计程序只能对连续参数进行计算，所以包括非连续参数的优化就会变得非常复杂。影响机组性能的因素很多，在参数选择上应兼顾各个方面。

5.7.2 机组优化方法

热泵机组在实际使用过程中，存在一个有代表性的工况点，机组在大部分时间内都运行在此工况周围。因此如何使机组在该工况点运行时，性能达到最优，即对机组进行最佳匹配，成为机组优化的目标。目前水-水热泵机组的设计多是按照国标中规定的额定工况来进行设计。

对采用套管式换热器的热泵机组，机组的优化目标是在满足制冷量和一定性能系数的前提下，使冷凝器和蒸发器的总长度最短。本文中根据前面建立的热泵机组模型，通过改变换热器的结构参数，得出了不同条件下机组的性能参数。模型以复合套管式换热器为例，在计算时，除变量外，其他参数均采用试验机组的实际数据，如制冷剂充注量、压缩机排气量等，计算的水侧入口条件为：冷凝器入口水温为 30℃，蒸发器入口水温为 12℃，冷却水量为 3.43 kg/s，冷冻水量为 2.86kg/s。

5.7.3 结果分析

（1）蒸发器、冷凝器长度变化

图 5-12、图 5-13 分别给出了在其他参数不变的情况下，改变蒸发器和冷凝器长度时，

机组各项性能参数的变化情况。

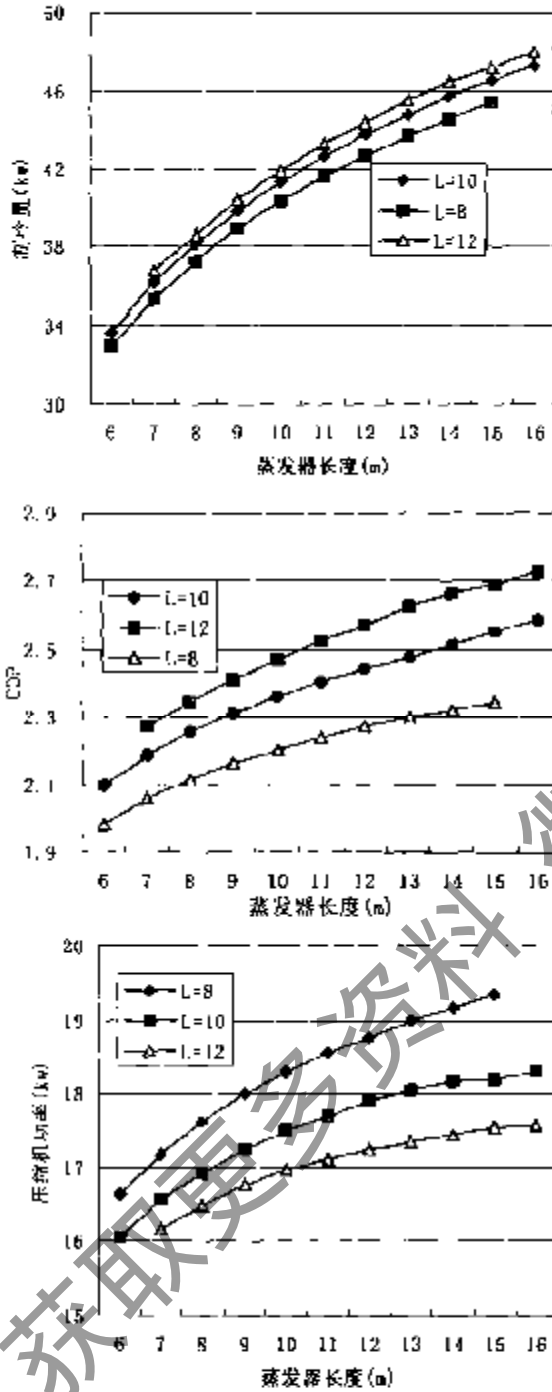


图 5-12 蒸发器长度的变化
对机组性能的影响

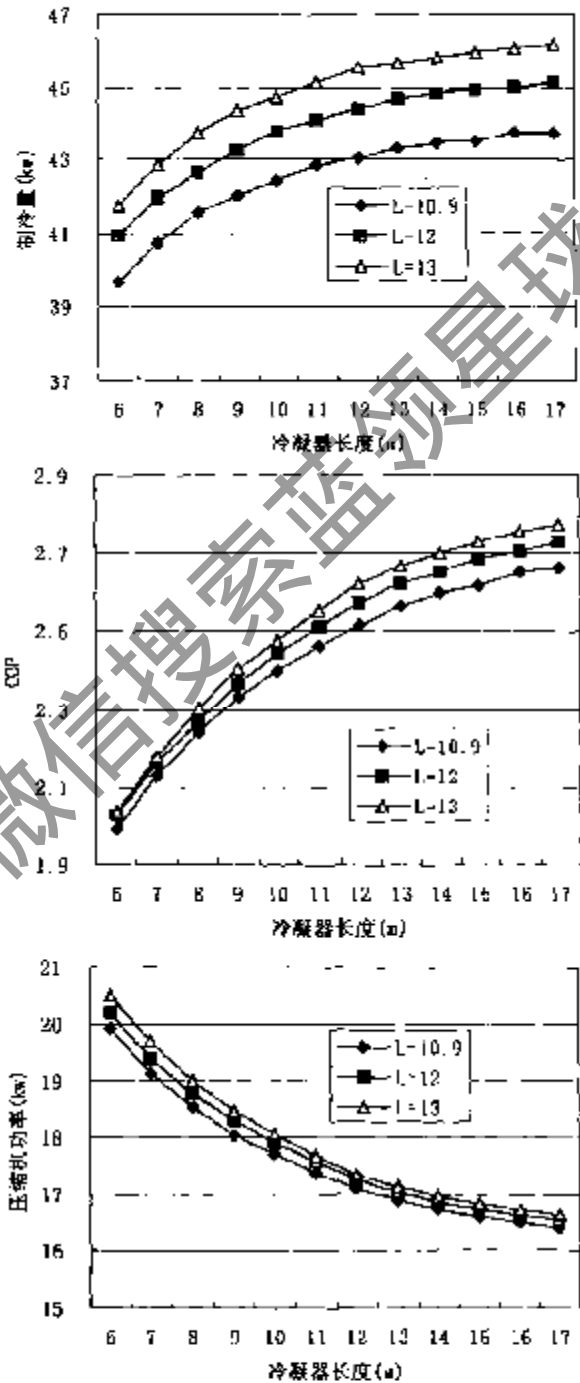


图 5-13 冷凝器长度变化
对机组性能影响

图中表明，在冷凝器长度不变时，随着蒸发器长度的增加，机组制冷量、机组 COP 及压缩机功率均随之而上升，而且机组制冷量随蒸发器长度的增加较快。例如在冷凝器长度

为 10m 时, 蒸发器长度从 6m 增加到 12m 时, 机组的制冷量增加近 1/3。这说明蒸发器的长度对制冷量影响较大。

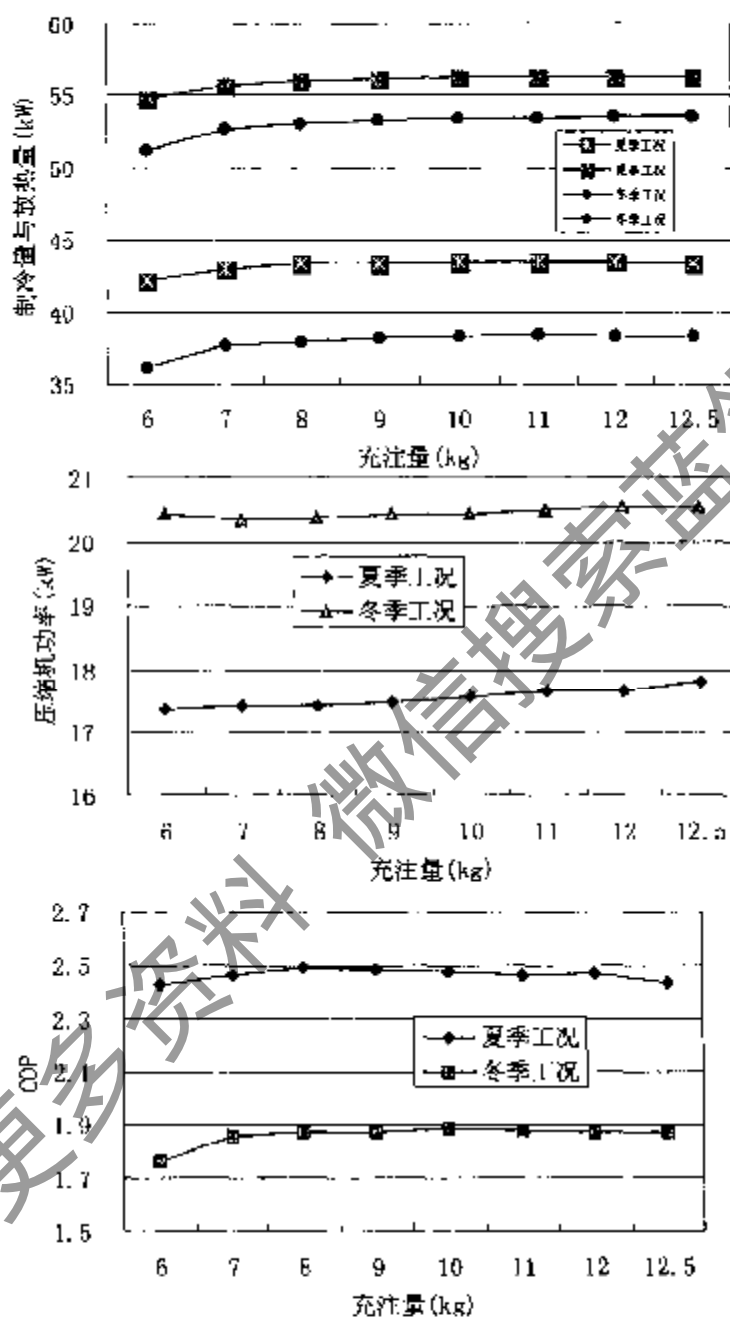


图 5-14 机组内制冷剂充注量的变化

当蒸发器长度不变时, 随着冷凝器长度的增加, 机组的制冷量、性能系数 COP 均随之而增加, 但压缩机耗功量随之降低。在冷凝器的长度超过一定值时, 机组制冷量随长度的增加而变化很小, 因此对应某一蒸发器长度, 冷凝器存在一个最经济的长度。

根据模拟结果可知,对应某一制冷量,冷凝器和蒸发器长度存在多种组合。根据冷凝器和蒸发器总长度最小,且机组 COP 最大的优化目标,得到机组冷凝器和蒸发器的最佳匹配:即冷凝器长度为 13m,蒸发器长度为 10.5m。

(2) 机组内制冷剂充注量变化

对制冷剂的充注量及充注量的变化与系统特性之间的关系,目前相对研究较少。本次根据建立的热泵模型,对采用不同充注量的情况,给出了热泵机组的性能变化,结果见图 5-14。图中计算条件均以试验工程中的热泵机组参数为例。

图中结果表明,制冷剂充注量的变化对机组的性能的影响与计算工况无关。在充注量小于 9kg 时,机组的制冷量、放热量、压缩机耗功量、COP 等均随着充注量的增加而上升,此后,随着充注量的增加,机组的制冷量和放热量变化很小,COP 开始下降。由此可见,计算条件下机组的最佳充注量为 9kg。

5.8 添加防冻液的热泵机组模型

对于用于地源热泵工程的水-水热泵机组,由于冬季制热运行时,热泵机组蒸发器出口流体温度可能会降至零度以下,故系统需要添加防冻液。与使用纯水作为冷媒的热泵机组比较,在添加了防冻液后,机组内换热器的传热系数将下降^[24],因此导致机组性能有所降低。至于下降的程度如何,国内还没有人进行这方面的研究。目前所有生产厂家提供的机组性能参数也是基于纯水的,因此急需建立一个热泵机组模型能够预测防冻液对机组性能的影响。

当然,可以利用前面建立的水-水热泵机组模型,直接输入不同防冻液的热物性参数即可计算出在不同工况时的机组性能。对热泵用户来说,由于无法得到详细的设备尺寸,也不可能利用热泵机组程序得到不同工况下的修正系数。本文希望能够建立一个简单的模型,直接给出某种防冻液的传热量的修正系数公式,然后根据使用纯水时的制热量、制冷量或耗功量乘以根据防冻液的修正系数,即可直接求出该工况的实际制冷量、制热量等。

5.8.1 防冻液侧对流传热系数的衰减系数 D_a

根据传热理论可知,换热器总热阻由以下几部分组成:即冷媒侧对流传热热阻、制冷剂侧对流传热热阻、管壁热阻及污垢热阻。而冷媒侧对流传热系数主要取决于换热器结构、冷媒的流动速度和物性参数。

下面以前述的复合套管式换热器为例(制冷剂在管内,冷媒在套管外),讨论一下冷媒侧的对流传热系数。其中,冷媒的流动可以近似看作管槽内的紊流流动。对光滑管内紊流,Sieder-Tate 推荐的关联式^[22]如下:

$$Nu = 0.027 Re^{0.5} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5-55)$$

其中, Re 为雷诺数, $Re = \frac{ud_e}{\nu}$;

Pr 为普朗特数, $Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$;

Nu 为努谢尔特数, $Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda}$;

μ 为流体的动力粘度, μ_w 为换热器壁面温度对应的流体动力粘度, $N \cdot s/m^2$;

u 为流体速度, m/s ;

d_e 为当量直径, m ;

ν 为流体运动粘度, m^2/s ;

c_p 为流体比热, $kJ/kg \cdot ^\circ C$;

λ 为流体导热系数; $J/m^2 \cdot s \cdot ^\circ C$;

α 为流体对流放热系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$ 。

在热泵机组内, 由于换热器内两侧流体温差不大(除过热区以外), 故忽略不均匀物性参数的影响, 即 $\frac{\mu}{\mu_w} \approx 1.0$ 。将各准则数代入式(5-55)得到流体的对流放热系数如下:

$$\alpha = 0.027 u^{0.8} d_e^{-0.2} \mu^{-0.47} \rho^{0.8} C_p^{0.33} \lambda^{0.67} \quad (5-56)$$

假定采用防冻液后, 冷媒侧流体的体积流量不变, 由于换热器的结构参数一定, 故流体速度不变。所以热物性不同的两种循环流体的对流放热系数之比为:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \left(\frac{\mu_1}{\mu_2} \right)^{-0.47} \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{p1}}{C_{p2}} \right)^{0.33} \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right)^{0.67} \quad (5-57)$$

定义防冻液的衰减系数为防冻液的对流放热系数与传热面积的乘积与纯水的对流放热系数与传热面积的乘积的比值, 则衰减系数 Da 的定义式如下:

$$Da = \frac{(\alpha A)_{anti}}{(\alpha A)_{water}} \quad (5-58)$$

式中, $(\alpha A)_{anti}$ 为防冻液的对流放热系数与传热面积的乘积, $W/^\circ C$;

$(\alpha A)_{water}$ 为纯水的对流放热系数与传热面积的乘积, $W/^\circ C$ 。

由于传热面积不变, 所以衰减系数的表达式如下

$$Da = \frac{\alpha_{anti}}{\alpha_{water}} = \left(\frac{\mu_{anti}}{\mu_{water}} \right)^{-0.47} \left(\frac{\rho_{anti}}{\rho_{water}} \right)^{0.8} \left(\frac{C_{panti}}{C_{pwater}} \right)^{0.33} \left(\frac{\lambda_{anti}}{\lambda_{water}} \right)^{0.67} \quad (5-59)$$

由式(5-59)可见, 当防冻液的种类确定后, 即可根据上式确定不同浓度、不同温度

情况下, 防冻液对流放热衰减系数 $D\alpha$ 。

5.8.2 换热器传热量的总衰减系数 DF

我们最终关心的是换热器传热量的降低程度。对换热器来说, 总的传热热阻为:

$$\frac{1}{(UA)_{tot}} = \frac{1}{(\alpha A)_{refr}} + \frac{1}{(\alpha A)_{fluid}} + R_{foul} + R_{wall} \quad (5-60)$$

其中, $(UA)_{tot}$ 为总传热系数与传热面积的乘积, $W/^\circ C$;

$(\alpha A)_{refr}$ 为制冷剂侧对流放热系数与传热面积的乘积, $W/^\circ C$;

$(\alpha A)_{fluid}$ 为冷媒侧对流放热系数与传热面积的乘积, $W/^\circ C$;

R_{foul} 为污垢热阻与传热面积的乘积, $^\circ C/W$;

R_{wall} 为管壁热阻与传热面积的乘积, $^\circ C/W$ 。

设定 R_S 为制冷剂侧热阻、管壁热阻与污垢热阻的和, 即

$$R_S = \frac{1}{(\alpha A)_{refr}} + R_{foul} + R_{wall} \quad (5-61)$$

假定这三个热阻为常数, 即 R_S 为常数, 则换热器的总热阻为

$$\frac{1}{(UA)_{tot}} = \frac{1}{(\alpha A)_{fluid}} + R_S \quad (5-62)$$

根据公式 (5-56) 可知, 冷媒侧对流放热系数是流速和流体物性的函数。在热泵机组的运行工况下, 水的热物性变化很小, 因此水的物性可近似看作常数。由式 (5-56) 可知, 水的对流放热系数即为流速的函数。

设 $(\alpha A)_{water} = \frac{u^{0.8}}{C_1}$, $R_S = C_2$, 则式 (5-62) 变化如下:

$$\frac{1}{(UA)_{water}} = \frac{C_1}{u^{0.8}} + C_2 \quad (5-63)$$

$$(UA)_{water} = \frac{1}{C_1 u^{-0.8} + C_2} \quad (5-64)$$

而换热器内流体速度为:

$$u = \frac{V}{A_S} \quad (5-65)$$

其中, V 为体积流量, m^3/s ;

A_S 为横断面面积, m^2 。

将式 (5-65) 代入式 (5-64) 得到:

$$(UA)_{water} = \frac{1}{C_1 \left(\frac{V}{A_3} \right)^{-0.8} + C_2} \quad (5-66)$$

设 $C_2 = C_1 A_3^{0.8}$ ，则采用纯水时的总传热系数为

$$(UA)_{water} = \frac{1}{C_3 V^{-0.8} + C_2} \quad (5-67)$$

式(5-67)中， C_2 为制冷剂侧总热阻，包括制冷剂对流传热热阻、污垢热阻和管壁热阻， C_3 是水的热物性、换热器结构的函数。一般情况下，污垢热阻和管壁热阻是常数，若假定制冷剂侧放热系数保持不变， C_2 则为常数。当冷媒侧水温变化不大时， C_3 可近似看作常数。由式(5-67)可知， $C_3 V^{-0.8}$ 为水侧对流传热热阻，故水侧流体对流传热系数只是体积流量的函数，即

$$\alpha_{water} = C_0 V^{0.8} \quad (5-68)$$

根据对流传热系数衰减系数的定义式(5-58)，当添加防冻液后，防冻液的对流传热系数即为

$$\alpha_{anti} = D\alpha \cdot \alpha_{water} \quad (5-69)$$

将式(5-69)代入式(5-68)得到：

$$(UA)_{anti} = \frac{1}{\frac{C_3 V^{-0.8}}{D\alpha} + C_2} \quad (5-70)$$

假定系统的体积流量不变，添加防冻液后，换热器内传热温差变化不大，因此可忽略其影响，故换热量总衰减系数为：

$$DF = \frac{Q_{anti}}{Q_{water}} = \frac{(UA)_{anti}}{(UA)_{water}} = \frac{D\alpha}{1 + \frac{(D\alpha - 1)C_2}{C_3 V^{-0.8} + C_2}} \quad (5-71)$$

设 $\beta = \frac{C_2}{C_3 V^{-0.8} + C_2}$ ，则式(5-71)即为：

$$DF = \frac{D\alpha}{1 - \beta(1 - D\alpha)} \quad (5-72)$$

其中， β 为制冷侧热阻、管壁热阻与污垢热阻之和与总热阻的比值。

由式(5-71)可知，采用防冻液后，机组内换热器传热量的降低只与防冻液的对流传热衰减系数 $D\alpha$ 和制冷侧热阻与总热阻的比值 β 有关。而 β 则与换热器的类型及制冷剂的表面换热系数有关。而衰减系数 $D\alpha$ 则与防冻液的物性有关。

在防冻液浓度一定时， $D\alpha$ 只是温度的函数。图 5-15 中给出了不同温度条件下，防冻

液的对流放热系数 Da 随乙二醇浓度的变化情况。图中结果表明, 随着乙二醇浓度的增大, 对流传热系数 Da 迅速降低。这是因为随着浓度的增大, 乙二醇的动力粘度、比热和导热系数均降低。在同一浓度时, 随着防冻液温度的升高, 对流传热系数 Da 也随之而上升。这是因为乙二醇的动力粘度、比热和导热系数均随着温度的升高而增大。

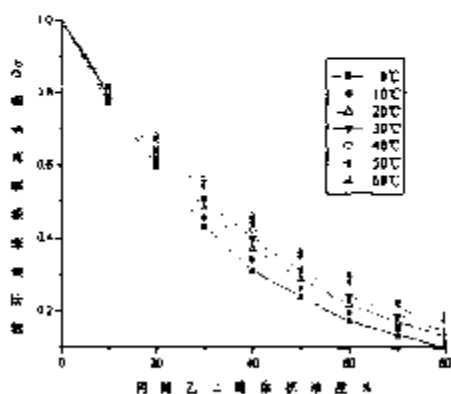


图 5-15 不同温度时 Da 的变化

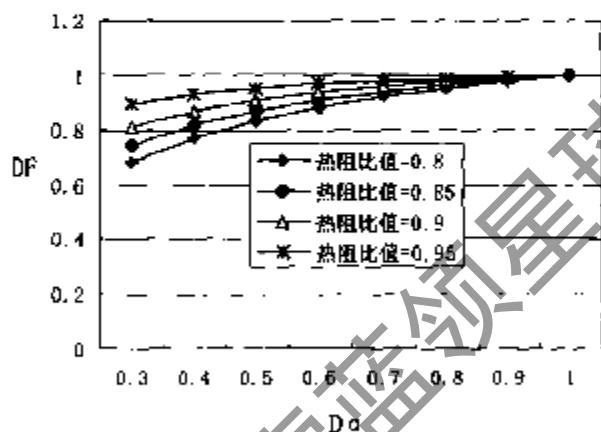


图 5-16 换热量衰减系数 DF 随 Da 的变化

以复合式套管式换热器为例, 在循环介质流量一定时, 利用热泵机组仿真程序对不同工况时的换热器的各项热阻进行了计算。结果表明, β 值随工况的变化很小, 计算条件下 β 值大约在 0.85~0.90 之间。因此根据热泵机组模型即可模拟出不同类型换热器的 β 值, 然后利用公式 (5-59) 计算得到防冻液的放热衰减系数 Da , 将 Da 代入式 (5-71) 即可得到在采用不同防冻液时, 换热器换热量的衰减系数。

图 5-16 给出了换热器热量衰减系数 DF 随防冻液放热衰减系数 Da 的变化情况。结果表明, 随着 Da 的增大, 热量衰减系数 DF 也随之而上升, 在 Da 一定时, 热量衰减系数 DF 随热阻比例 β 的增大而增加。这说明制冷剂侧热阻越大, 防冻液的特性对换热量的影响越小。

5.8.3 采用防冻液的热泵机组性能分析

对于地源热泵系统, 添加了防冻液后, 机组以及地热换热器的换热量都将有所降低。采用的防冻液的种类不同, 机组性能的影响程度不同。选取哪种防冻液主要根据热泵系统的工作温度、防冻液的物理化学性质、传热特性等多个方面进行经济技术比较。

对商用水-水热泵机组, 机组冷热工况的转换多采用水侧转换。在地源热泵系统中, 夏季地热换热器与热泵机组内的冷凝器相连, 冬季运行时与蒸发器相连。因此在充注防冻液的系统中, 在冬夏季不同运行工况时, 对机组性能的影响也不相同。下面以乙二醇水溶液为例, 在采用不同浓度防冻液的情况下, 利用机组模型分别计算了在冬夏季不同额定工况时机组的性能, 结果见图 5-17, 图 5-18。其中, 图 5-17 为夏季工况, 图 5-18 为冬季工

况。图中的计算条件为夏季工况：冷却水进口水温 30°C ，冷冻水进口水温 12°C ；冬季工况：冷凝器侧进口水温 40°C ，蒸发器侧进口水温 7°C ，冷却水量为 3.43kg/s ，冷冻水量为 2.86kg/s 。

由图 5-17 可见，在夏季工况时，防冻液浓度对机组内换热器的换热量影响很小。随着防冻液浓度的增加，机组的制冷量逐渐降低、压缩机的耗功量逐渐增加，因此机组的 COP 也随之而减小。这是由于随着防冻液浓度的提高，虽然进口温度不变，但冷却水出口水温却随着升高，造成机组冷凝温度上升，故机组压缩机耗功量增加，COP 降低。

图 5-18 表明，在冬季工况时，随着防冻液浓度的增加，机组的制热量、蒸发器的吸热量以及机组的性能系数均明显下降，而且下降的程度明显高于夏季。主要原因是冬季工况时，随着防冻液浓度的升高，防冻液的粘度、比热等显著下降，导致机组内蒸发器的换热量显著降低，制冷剂蒸发温度降低，所以机组制热量、压缩机耗功量等也随之而降低。

从式 (5-71) 可知，即使在 β 值不变的情况下，由于冬夏季工作温度不同，故 D_a 不同，所以热量衰减系数 DF 也不相同。这说明利用式 (5-71) 得出的变化规律与机组模拟结果是一致的。另外将机组模拟结果与式 (5-71) 得出的结果比较发现，二者的误差均在 5% 以内，说明热量衰减系数模型比较准确、可靠。

机组模拟结果表明，添加防冻液后，防冻液不仅对与防冻液进行热交换的换热器的传热量有影响，而且对机组的整体性能均产生影响。例如在冬季制热工况时，当采用 30% 的乙二醇作为防冻液时，机组制热量比纯水工况时降低约 5%。在地源热泵工程中，实际

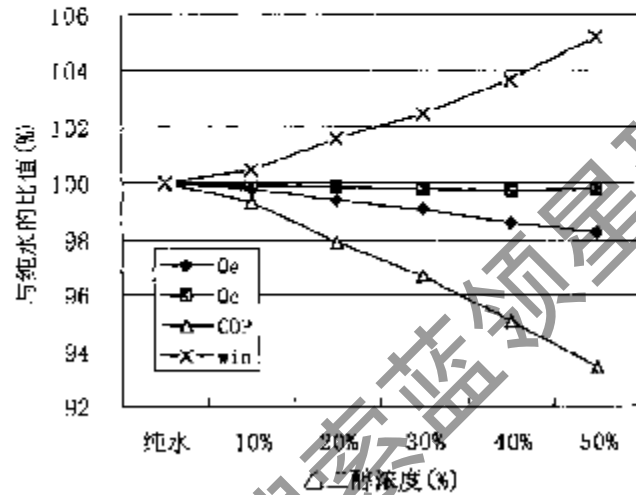


图 5-17 夏季工况防冻液浓度对机组的影响

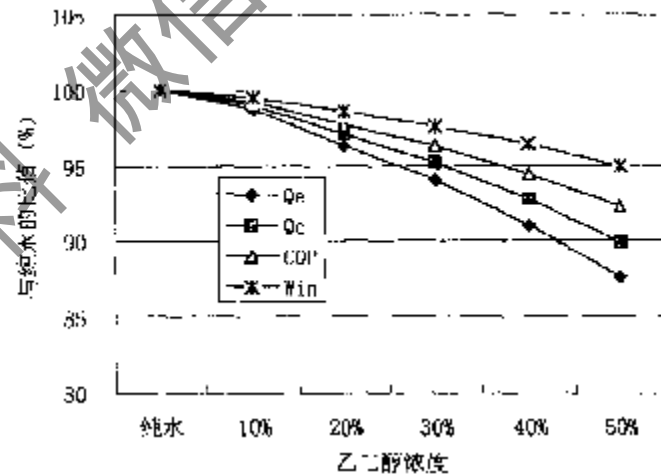


图 5-18 冬季工况防冻液浓度对机组的影响

运行工况比计算的额定工况的温度可能还要低,制热量的衰减会更大。因此对采用防冻液的地源热泵机组,为了保证机组的容量一种方法是根据使用的条件适当增加机组换热器的传热面积,另一种方法是根据防冻液的种类给出不同工况时机组性能的衰减系数关系式或图表,确定机组的实际容量参数。

5.9 本章小结

在计算制冷剂的状态参数时,状态方程法具有精度高、适用范围广的特点。本章采用状态方程法建立了制冷剂状态参数的计算模型。根据马丁-侯方程编制了 R22 和 R134a 两种制冷剂状态参数子程序,这些子程序包括(1)计算气态制冷剂压力、比容、焓值和熵的通用子程序;(2)另外根据相关文献,编制了 R22、R134a 和水的饱和液态导热系数、定压比热、密度、动力粘度、焓值等参数的计算子程序。

对制冷剂的充注量及充注量的变化与系统特性之间的关系,目前缺少成熟的理论方法。空泡率模型的选择对充注量计算至关重要。本章采用的空泡率 α 的计算公式如下:

$$\alpha = (1 + X_u^{0.8})^{-0.375} \quad X_u \leq 10$$

$$\alpha = 0.823 - 0.157 \ln X_u \quad X_u > 10$$

L-M 关联式如下:

$$X_u = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1}$$

水-水热泵机组主要由压缩机、冷凝器、蒸发器和膨胀阀等组成。本章在第四章建立的各部件模型的基础上,在制冷剂质量平衡和部件之间的能量平衡的条件下建立了水-水热泵机组的稳态仿真模型。

为了验证模型的准确性,对地源热泵试验工程夏季工况和冬季工况分别进行了测试,同时利用机组模拟程序计算了在与试验工程进口温度、流量相同的情况下机组的出口温度、制冷量、放热量等参数。结果表明,模拟值与实测值比较吻合,预测温度与实测温度最大值为 0.6℃,压缩机功率及制冷量的相对误差除个别点外,误差均在 5% 以内,冷凝器放热量误差约在 8% 左右。

利用机组模型预测了在冷冻水流量、冷却水流量、冷冻水入口温度以及冷却水入口温度变化的情况下,机组性能的变化情况。模拟结果表明,随着冷却水和冷冻水流量的增加,机组制冷量、放热量及 COP 均随之而增大,但冷却水流量变化对机组制冷量和放热量影响较小。压缩机输入功率随着冷却水流量的增加而降低,随冷冻水流量的增加而升高。机组

制冷量随着冷冻水入口温度的增加而增大, 随冷却水温度的升高而降低。压缩机耗功量均随着水温的升高而增加。

提出了热泵机组优化设计的方法, 根据机组仿真程序得到了在冷凝器长度、蒸发器长度和制冷剂充注量变化的情况下机组的各项性能。

对地源热泵系统, 冬季制热工况时, 为保证系统可靠运行, 需在系统中添加防冻液。添加防冻液后机组性能有所降低。本章建立了添加后防冻液后机组内换热器的热量衰减系数模型。分析表明, 机组内换热量的衰减与热阻比值 β 和防冻液的对流放热衰减系数 D_0 有关。在机组结构一定的情况下, 换热器的 β 值随运行工况的变化比较小, 因此根据水-水热泵机组程序即可计算出 β 值。用户通过公式(5-71)即可得到机组在不同工况下的热量衰减系数。利用热泵机组模型的模拟结果与热量衰减系数模型式(5-71)得出的结果比较吻合, 表明模型是有效的。

参考文献

- [1] 陈光明, 陈国邦主编. 制冷与低温原理. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [2] 吴业正主编. 小型制冷装置设计指导. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [3] 丁国良, 张春路著. 制冷空调装置智能仿真. 北京: 科学出版社, 2002.
- [4] 鲁钟琪编著. 两相流与沸腾传热. 北京: 清华大学出版社, 2000.
- [5] Rice C K, Pate M B. The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions. ASHRAE Transactions, 1987, 93 (1): 341-367.
- [6] Allen J J, J P Hamilton. Steady-State Reciprocating Water Chiller Models. ASHRAE Trans., 1983, 89(2A): 398-407.
- [7] Hourdouxhe, J P, H M Girodent, J J Lebun, et al. A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation-Part 2: Reciprocating Chiller Models. ASHRAE Trans., 1994, 100(2): 774-786.
- [8] Hamilton J E, J L Miller. A Simulation Program for Modeling an Air-conditioning System. ASHRAE Trans., 1990, 96(1): 213-221.
- [9] Stoecker W F. Procedures for Simulating the Performance of Components and Systems for Energy Calculations. 3rd edition. Atlanta: ASHRAE. 1975.
- [10] Stefanuk N B M, J D Aplevich, M Renksizbulut. Modeling and Simulation of a Superheat-controlled Water-to-Water Heat Pump. ASHRAE Trans., 1992, 98(2): 172-184.
- [11] 丁国良, 张春路著. 制冷空调装置仿真与优化. 北京: 科学出版社, 2001.
- [12] 周子成. 房间空调器热泵运行时的瞬态仿真. 制冷学报, 1998, (4): 14-18.
- [13] 李学讯等. 家用热泵空调的系统模拟和实验研究. 制冷, 2000, 19(2): 1-4.
- [14] 陈爱玲, 袁秀玲等. 房间空调器的动态模拟和实验研究. 流体机械, 1997, 25(4): 46-52.

- [15] 陈华等. 房间空调器制冷系统分相模拟研究. 流体机械, 1999, 27(10): 50-53.
- [16] 陈芝久, 丁国良, 王险峰. 多工质小型制冷装置动态仿真. 制冷学报, 1995,(2): 7-13.
- [17] 薛卫华, 刘传家, 陈沛霖. 热泵式VRV空调系统制热运行能耗及其影响因素分析. 暖通空调, 2001, 31(4): 7-9.
- [18] 布文峰, 王世洪, 尚春敬. 运行温度控制在建筑物能耗模拟计算中的应用. 建筑热能通风空调, 2001, 20(2): 46-47.
- [19] 姜益强, 姚杨, 马景良. 空气源热泵冷热水机组供热最佳能源利用率平衡点温度的研究. 建筑热能通风空调, 2000, 19(2): 5-6.
- [20] 葛云亭. 房间空调器仿真模型研究. 清华大学博士学位论文, 1997.
- [21] 杨杰. 系统仿真的新技术探讨(3): 人工智能. 计算机仿真, 1996, 13(3): 51-54.
- [22] 章熙民, 任泽霖, 梅飞鸣. 传热学. 北京: 中国建筑工业出版社, 1993.
- [23] K L Krakow, S Lin. A numerical model of heat pumps having various means of refrigerant flow control and capacity control. ASHRAE Trans. 1987, 93(1): 491-510.
- [24] Everett W Heinonen, Maurice W Wildin. Assessment of Antifreeze Solution for Ground-source Heat Pump Systems. ASHRAE Trans: Symposia, 1997, 103: 747-756.

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

6 地源热泵系统仿真

6.1 地源热泵系统组成

典型的水-水地源热泵系统主要由三个环路组成，即地热换热器内水或防冻液环路，热泵机组内制冷剂环路，用户侧水环路，整个系统示意图见 6-1（夏季工况）。系统性能是这三个环路共同作用的结果，所以系统模型主要包括地热换热器模型、热泵机组模型和室内水环路模型。下面分别建立各环路的模型。

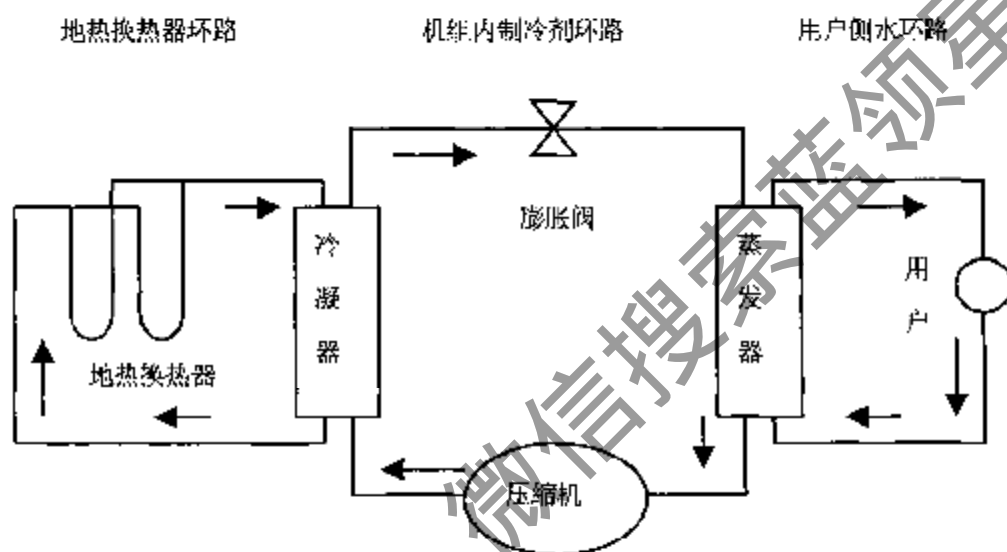


图 6-1 水-水地源热泵系统示意图

6.2 地热换热器的瞬态模型

6.2.1 地热换热器的瞬态模型的建立

在进行地热换热器的设计时，为了模拟数十年内地下土壤的温度分布，第二章中我们建立了地热换热器的长期模型。在这个模型中，地表作为边界的影响不能忽略，因此在钻孔外区域采用有限长线热源模型计算钻孔壁温，为了能够快速计算，模拟的时间步长一般为月。

对以研究地源热泵系统性能为主要目的时，我们关心的是机组瞬态的制冷量、耗电量等，模拟的时间一般为一个制冷季或一年，模拟的时间步长为小时，采用地热换热器长期模型无法模拟出机组瞬态性能，因此必须建立地热换热器的瞬态模型，通过瞬态模型模拟出流体进出口温度的逐时变化。

国际上现有的地热换热器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。在钻孔外区域，按非稳态传热进行分析^[1-3]。在钻孔内，通常按稳态传热过程来考虑其热阻。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^[2]，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。另一种方法是将钻孔内的两根 U 型管分别看作是具有不同热流，钻孔内稳态温度场即为两个热流的迭加，即二维传热模型^[4]。这两种方法均对钻孔内各项热阻做了大量简化假定，且均假定流体温度沿钻孔深度不变，因此这些模型均不能真正预测流体进出口瞬时温度与地热换热器之间的关系，也不可能用于预测地源热泵系统的瞬时性能。实际工程中，地热换热器负荷是逐时变化的，U 型管内流体温度也随 U 型管的深度而变化，故这种模型与实际情况偏差较大。

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^[6-7]。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，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，更不适合用作系统性能模拟。

在第三章中，根据能量平衡建立了钻孔内流体温度的准三维模型，即式(3-24)(3-25)。为了计算方便引入了地热换热器效能的概念。由式(3-35)可知，地热换热器的效能是钻孔内热阻、循环介质比热和流量的函数，与流体进出口温度无关。因此在循环介质流量一定时，若已知地热换热器结构和配置、土壤热物性等参数，即可根据式(3-37)计算出地热换热器的效能 ε 。

根据能量平衡和地热换热器效能的定义，在任一时刻地热换热器的换热量为：

$$Q = Mc(T_f' - T_f'') = \varepsilon Mc(T_f' - T_h) \quad (6-1)$$

所以，在地热换热器负荷已知的情况下，计算时刻流体的进出口温度即可通过下式计算：

$$\left. \begin{aligned} T_f'(\tau) &= T_h(\tau) + \frac{Q}{\varepsilon Mc} \\ T_f''(\tau) &= T_f'(\tau) - \frac{Q}{Mc} \end{aligned} \right\} \quad (6-2)$$

6.2.2 地热换热器瞬态模型中各个参数的确定

(1) 地热换热器负荷 Q

在实际的地源热泵系统中, 建筑物的冷负荷或热负荷都是逐时变化的, 因此地热换热器的负荷也是逐时变化的。在制冷工况时, 地热换热器负荷即为热泵机组内冷凝器的负荷, 而冷凝器的负荷为该时刻建筑物冷负荷与热泵机组耗功量之和, 即

$$Q = Q_c + N_m \quad (6-3)$$

在制热工况时, 地热换热器负荷即为热泵机组内蒸发器的负荷, 而蒸发器的负荷等于建筑物热负荷与热泵机组耗功量之差, 即

$$Q = Q_h - N_m \quad (6-4)$$

式(6-3), (6-4)中, Q_c 、 Q_h 分别为建筑物冷热负荷, N_m 为压缩机耗功量。

由上式可见, 在建筑物负荷已知的情况下, 通过第四章中热泵机组仿真程序即可得到地热换热器负荷。在地热换热器长度已知的情况下, 地热换热器单位钻孔深度的热流如下:

$$q_l = \frac{Q}{L/2} = \frac{Q}{mH} \quad (6-5)$$

其中, L 为地热换热器长度, H 为钻孔深度, m 为钻孔数量。

(2) 钻孔壁温 T_b

由第三章分析可知, 在结构一定时, 钻孔壁的温度 Θ_b 只是时间的函数, 即 $\Theta_b = f(\tau)$, $f(\tau)$ 的定义参见第三章式(3-6)。故在稳态热流时, 钻孔壁的温度为

$$T_b = t_a + \frac{\Theta_b q_l}{4\pi\lambda} \quad (6-6)$$

写成过剩温度 θ 的表达式为:

$$\theta_b = \frac{\Theta_b q_l}{4\pi\lambda} \quad (6-7)$$

实际地源热泵系统中, 地热换热器的热流并不恒定。对于非稳态热流的运行工况, 根据有限长线热源的迭加原理, 单个钻孔壁温的计算式如下:

$$T_b = t_a + \sum_{i=1}^n \frac{(q_{li} - q_{li-1})}{4\pi\lambda} f(\tau - \tau_{i-1}), \quad q_{l0} = 0 \quad (6-8)$$

在实际工程中, 地热换热器常由多个钻孔组成, 每一个钻孔都受到相邻钻孔的热影响。对于一个由 N 个钻孔组成的地热换热器, 在某一个孔壁处的、在任一时刻 τ 的温升可由该组换热器的各钻孔在该处引起的温升迭加得到, 即

$$\theta_b = \theta(r_b, \tau) + \sum_{i=1}^{N-1} \theta(r_i, \tau) \quad (6-9)$$

其中, r_i 表示第 i 个钻孔与计算钻孔间的距离, r_b 为钻孔半径 $\theta(r_b, \tau)$ 由式(3-9)计算。

对于相邻钻孔之间的热影响, 通过对典型钻孔的计算可知, 在一个制冷季或制热季内(运行时间大约在 200 天内), 相邻钻孔(间距为 5m)产生的温度影响约为 10^{-2} 的数量级,

因此在地热换热器的瞬态模型中,如计算时间较短,可以忽略相邻钻孔的热影响。

(3) 地热换热器效能 ε

由第三章分析得到地热换热器效能表达式如下:

$$\varepsilon = \frac{\frac{1}{\beta} \left(\frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2'} \right) sh(\beta)}{ch(\beta) + \frac{1}{2\beta} \left(\frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2'} \right) sh(\beta)} \quad (6-10)$$

其中,公式(6-10)中的符号参见第二章、第三章中相关内容。

6.2.3 地热换热器的模拟方法

对传统的换热器,当换热器的结构和热交换介质一定时,只要两种热交换流体进口温度、质量流量等保持不变,换热量则保持不变。根据热平衡原理,即可求出换热器的换热量和流体出口温度。对地热换热器,它的换热是流体与土壤之间进行的。而土壤的温度则与以前所有时刻释放到地下或从地下吸收的热量有关。由式(6-8)可知,钻孔壁温是孔壁无因次温度与热流的函数。而在钻孔结构一定时,孔壁无因次温度只是时间的函数,故钻孔壁温只是时间与热流的函数。

由式(6-10)可知,在钻孔结构和循环流体流量一定时,地热换热器的效能是常数,根据式(6-2)可知,即使地热换热器的负荷恒定,地热换热器流体的进出口温度也是时间与热流的函数,所以地热换热器的模型是一个动态模型。

在对地源热泵系统进行模拟时,我们最关心的是地热换热器的出口温度(即热泵机组的进口温度),因为通过地热换热器的出口温度将热泵机组和地热换热器的模型联系起来。因此建立地热换热器模型的目的就是在进口温度和热流已知的情况下,模拟地热换热器的出口温度。而地热换热器的进口温度和热流即为热泵模型的输出。

在对地热换热器进行模拟时,任一时刻地热换热器的负荷作为已知条件(地热换热器负荷通过热泵机组程序模拟给出),然后根据地热换热器模型,即式(6-2)便可计算出任一时刻地热换热器流体的进出口温度,地热换热器流体出口温度即为机组的入口温度。

下面以钻孔配置一定的地热换热器为例,说明地热换热器的模拟方法。

已知钻孔深度为 H , 地热换热器的总长度为 L , 钻孔的半径为 r_b , 循环流体的质量流量和比热,求任一时刻地热换热器进出口流体温度。

- (1) 首先根据钻孔的结构和配置,由式(6-10)计算地热换热器的效能 ε 。
- (2) 设定热泵机组流体的初始进口温度 T_i (初次计算时可设定初始温度为地下岩土温度 $T_{\text{in}}(0)$),调用热泵机组模型,计算地热换热器热负荷 Q ,根据式(6-5)即

可求出该时刻热流 $q(1)$ 。

- (3) 根据式 (6-8)、(6-9) 计算出钻孔壁温 $T_b(\tau)$ 。
- (4) 根据公式 (6-2) 计算出第一时刻地热换热器的流体进出口温度 $T_{in}(1)$ 、 $T_{out}(1)$ 。
- (5) 以 $T_{in}(1)$ 作为机组的入口温度, 调用热泵机组模型, 计算出地热换热器下一时刻热负荷 $Q(2)$, 并根据式 (6-5) 即可求出该时刻热流 $q(2)$ 。
- (6) 根据式 (6-8)、(6-9) 计算出钻孔壁温 $T_b(\tau)$ 。
- (7) 根据公式 (6-2) 计算出下一时刻地热换热器的流体进出口温度 $T_{in}(2)$ 、 $T_{out}(2)$ 。
- (8) 如此不断循环即可计算出任一时刻地热换热器流体的进出口温度 $T_{in}(\tau)$ 、 $T_{out}(\tau)$ 。

利用钻孔内效能的概念模拟地热换热器, 由于抛弃了二维模型中不符合实际的假设, 避开了必须用平均温度来计算出口温度和换热量的弊端, 使得地热换热器的模拟结果更加可靠与合理。

6.2.4 地热换热器模型的验证

通过上述模拟方法, 编制了地热换热器的模拟程序。为了验证模型的有效性, 同时对学术报告厅的地源热泵空调系统进行了测试。测试系统的地热换热器配置如下:

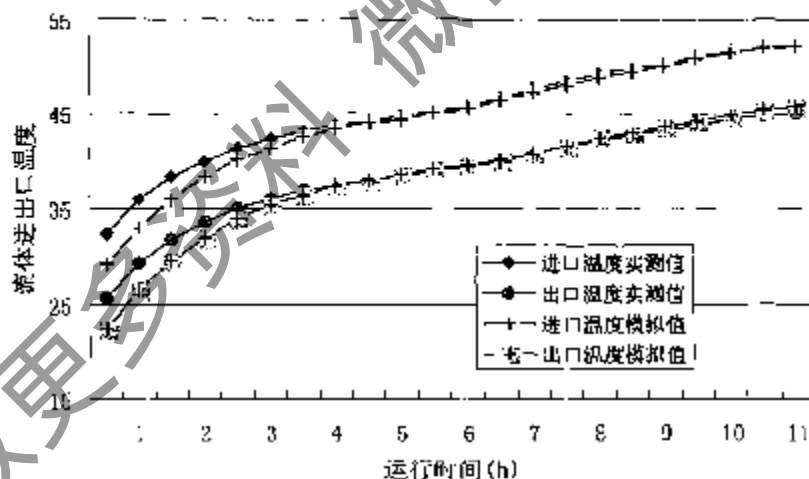


图 6-2 地热换热器进出口温度实测值与模拟值比较

地热换热器钻孔半径为 $r_b=0.055$ m, 钻孔深度为 $H=62$ m, 钻孔内塑料管直径为 $DN=32$ mm, 钻孔间距为 5m, 总的钻孔数量为 25, 地热换热器总长度为 3100 m。经过现场测试得到, 当地土壤的导热系数 $\lambda=1.5$ W/m· $^{\circ}\text{C}$, 地下环路水的质量流量为 19 m³/h。

图 6-2 为利用地热换热器的瞬态模型得出的地热换热器各时刻进出口流体温度与实测值的比较, 图中计算条件为试验系统测得的各个时刻的放热量作为地热换热器的已知量,

地热换热器进出口流体温度为输出值。图 6-3 为进出口温度实测值与模拟值的相对误差。

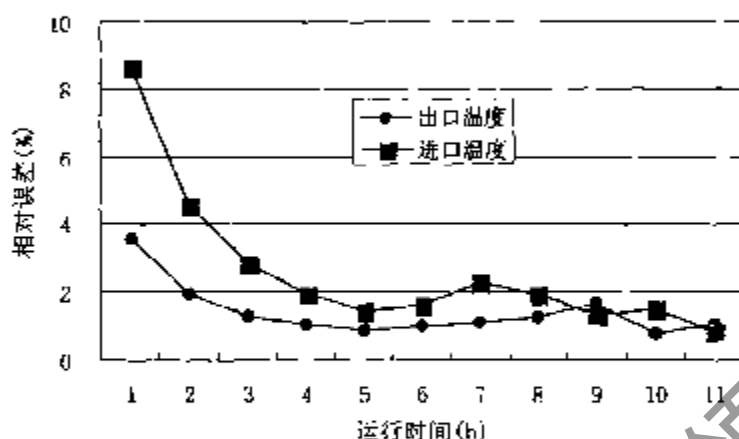


图 6-3 模拟结果与实测结果的相对误差

由图 6-2、6-3 可见，在运行开始的 2~3 小时内，模拟值与实测值相差较大，此后随着运行时间的增加，二者的误差越来越小。在 3 小时后，实测值与模拟值之间最大误差均不超过 0.8℃。在地热换热器的运行的最初几个小时内，模拟的出口温度与实测值误差稍大，的主要原因是在确定钻孔壁温时，是按照线热源模型计算的，实际上线热源模型并不适合于短时间模拟。另外，钻孔内的准三维模型是将钻孔内的传热近似为稳定传热，且不考虑钻孔内材料的热容量的变化。实际情况是，在刚刚开始运行时，由于钻孔内材料的蓄热，钻孔内传热为非稳态，此时钻孔壁温上升较快，在运行一段时间后钻孔壁温变化趋缓，钻孔内热容量的影响成为次要的因素。

6.2.5 地热换热器的模拟结果分析

地热换热器的传热过程是一个复杂的过程，影响传热量的因素很多。在保证经济性的前提下，如何提高地热换热器的传热量是目前的主要内容之一。为了有效提高换热量，就必须了解诸如土壤的热物性、回填材料的热物性、钻孔的尺寸、循环流体的热物性、流量等因素对传热的影响程度，下面利用地热换热器模拟程序分析各个因素对地热换热器出口水温(夏季工况)的影响。

(1) 地热换热器长度对出口温度的影响

地热换热器长度不仅影响地热换热器的出口水温，而且决定了地源热泵系统的投资。图 6-4 为以实验系统地热换热器配置为例，模拟在恒定热流 ($Q=180\text{kW}$) 的情况下，地热换热器长度不同时地热换热器出口温度随时间的变化情况，图中模拟的时间为 12 小时，土壤初始温度为 20℃。

由图可见，在同一时刻，随着地热换热器长度的增加，地热换热器的出口温度迅速下

降。例如，在运行的第 12 小时末，长度为 $L=3100\text{m}$ 和 $L=930\text{m}$ 的出口水温相差近 40°C ，这说明地热换热器的长度是影响地热换热器出口温度的主要因素。

另外由图中曲线可见，随着运行时间的增加，出口水温逐渐上升，在运行开始的 4 小时内，水温上升较快，

随后水温上升减缓，大约在 10 小时后，水温趋于稳定。地热换热器的长度越小，水温上升的幅度越大。

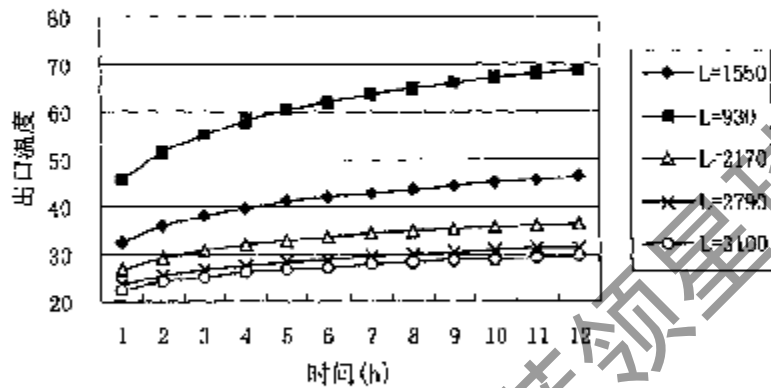


图 6-4 地热换热器长度对流体出口温度的影响

模拟结果表明，地热换热器长度和运行时间影响地热换热器的出口水温，其中地热换热

器的长度起决定作用。当地热换热器的长度超过 2790m 后，地热换热器的出口水温随时间的增大而上升缓慢，增加地热换热器的长度对出口水温的影响越来越小。最终的出口水温度约在 32°C 左右，与国标中规定的名义工况^[9]比较接近。因此，在模拟负荷条件下，若要保证机组的运行工况不超过国标中规定的名义工况，则所需的地热换热器的长度必须在 2790m 以上。

对热泵机组，在建筑物空调负荷一定时，热泵机组的性能取决于地热换热器流体出口温度。因此地热换热器的长度必须保证在运行时间内热泵机组流体进口温度不超过限定值。夏季流体进口温度的限定值越高，所需地热换热器长度越短，但机组效率越低，冬季则正好相反。由此可见，在负荷一定时，机组流体入口温度的限定值决定了地热换热器的长度。如何确定机组流体入口温度的限定值，这涉及到系统整体经济性的问题。一方面要求机组能够在高效率下运行，另一方面还要求地热换热器的初投资不能太高。文献^[9]中根据用户负荷性质和机组不同的使用地点，给出北美地区南方和北方的机组进水温度的推荐值，结果见表 6-1。

表 6-1 闭环地源热泵系统机组进水温度推荐值

	北 方		南 方	
	供热 ($^{\circ}\text{F}$)	供冷 ($^{\circ}\text{F}$)	供热 ($^{\circ}\text{F}$)	供冷 ($^{\circ}\text{F}$)
围护结构负荷为主	30	90	55	105
内热源负荷为主	40	105	70	105

研究表明^[10]，热泵机组的最高限温度以当地深层土壤温度加上 20°C ，最低限温度以当

地深层土壤温度减去 15°C 为最佳。若由于埋管场地限制, 机组流体入口温度超过最高限温度, 则应采用复合式水力系统, 即采用地热换热器和冷却塔共同承担系统的负荷, 这样可以大大降低地热换热器的投资^[1]。反之, 若机组进口流体温度低于最低限定温度, 采用辅助加热设备会更经济^[2]。

从图 6-4 可见, 当地热换热器的长度为 930m 或 1550 m 时, 虽然地热换热器的投资低, 但机组入口水温较高, 系统的效率太低, 难以保证空调房间温度要求, 此时必须采用辅助散热设备, 即采用复合式水力系统。

(2) 钻孔内不同回填材料对出口温度的影响

在地热换热器的施工过程中, 钻孔内需要用回填材料填实。一方面是为了保证地表水不渗入地下, 污染地下水, 另一方面是为了减少钻孔内管壁与回填材料之间的接触热阻, 同时增强传热。国外工程中, 常用的回填材料有泥浆、水泥、膨润土等。不同的回填材料对地热换热器出口水温有一定的影响。图 6-5 给出了采用不同回填材料时, 地热换热器出口水温的模拟结果。图中计算条件在没有说明的情况下, 均以实验工程中参数为例, 具体详见第 7 章。

结果表明, 在回填材料的导热系数小于 1.0 时, 随着回填材料导热系数的增加, 地热换热器流体出口温度迅速降低, 在导热系数大于 1.0 后, 回填材料导热系数对流体出口温度的影响逐渐减小。由第三章式 (3-34)、式 (3-35) 知, 当回填材料导热系数较小时, 钻孔内热阻与钻孔外热阻值比较接近, 故流体出口温度随导热系数的升高而降低; 随回填材料导热系数的增大, 钻孔内热阻值迅速降低, 进一步减小它的效果不明显, 故流体出口温度变化较小。

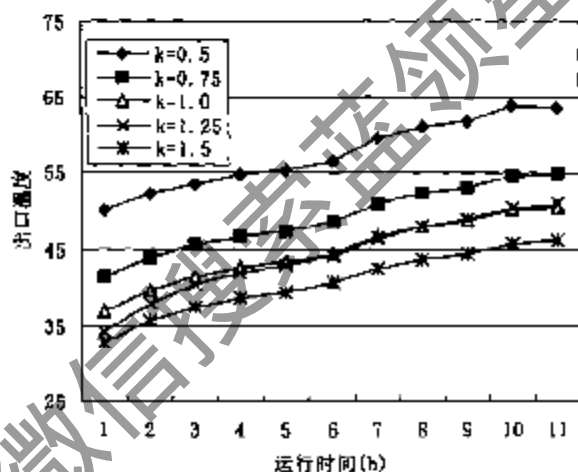


图 6-5 钻孔内回填材料导热系数对出口温度的影响

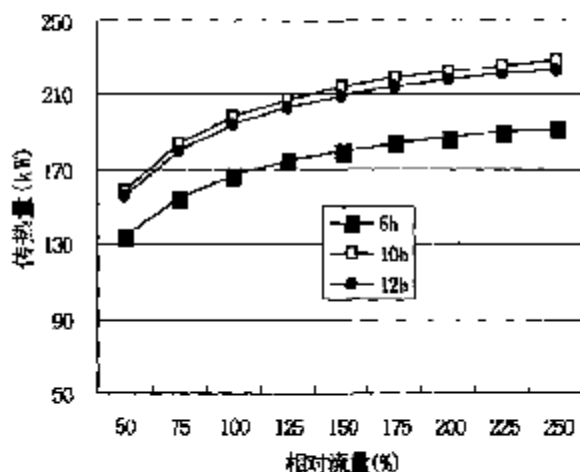


图 6-6 介质流量对地热换热器传热量的影响

(3) 地下环路流量对地热换热器换热量(进出口温度)的影响

图 6-6 给出了在进口流体温度相同时, 不同时刻地热换热器换热量随循环介质流量变化的模拟结果, 图中计算的基准流量为 $23\text{m}^3/\text{h}$ 。

从图 6-6 中可见, 随着循环介质流量的增加, 地热换热器的换热量逐渐增加。当循环介质相对流量小于 100% 时, 流量对地热换热器出口水温影响较大, 当相对流量大于 120% 后, 随着流量的增加, 地热换热器换热量变化很小, 但地下环路泵的耗功率将急剧增大。这说明在计算条件下, 最佳流量为 $6.44\sim 8.05\text{kg/s}$ (即相对流量在 100%~120% 之间)。

(4) 土壤初始温度对地热换热器出口温度的影响

图 6-7 给出了地热换热器负荷一定、土壤初始温度不同的情况下, 地热换热器流体出口温度的变化情况。结果表明, 地下土壤初始温度越高, 地热换热器出口水温越高, 但任一时刻出口水温与土壤温度的差值只是时间的函数, 而与土壤温度无关。

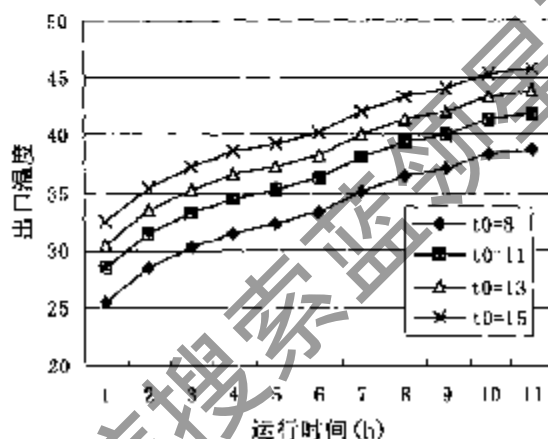


图 6-7 土壤初始温度对出口温度的影响

(5) 每日运行时间份额对钻孔初始壁温的影响

在实际的空调系统中, 特别是住宅建筑, 热泵系统多是间歇运行的, 虽然热泵系统每日的平均负荷变化不大, 但由于热泵机组的间歇运行, 使得钻孔壁初始温度也随每日运行时间份额的变化而变化。图 6-8 给出了在地热换热器长度 ($L=1550\text{m}$) 和负荷一定 ($Q=180\text{kW}$) 的情况下, 每日运行时间份额不同时, 钻孔壁初始温度的变化。图中计算条件为热流恒定, 不考虑地下水的流动, 温升为每日运行初始时刻的钻孔壁温与当地土壤温度之差, 计算初始土壤温度为 15°C , 10%代表每日连续运行时间为 2.4 小时, 停止运行时间 21.6 小时, 100%即为 24 小时连续运行。

由图可见, 随着运行天数的增加, 每日运行初始时刻的钻孔壁温随之上升, 运行时间份额越大, 钻孔壁温升越大。例如当每日运行时间为 10% 时, 则每日运行初始时刻钻孔壁温增加很小, 运行 15 天后钻孔初始壁温只升高了 1.74°C , 而当连续运行时, 15 天后钻孔壁温升高了 33.9°C 。这说明间歇运行对地源热泵系统更有利。这是因为在热泵停止运行时, 钻孔壁的温度高于周围土壤温度, 因此钻孔壁与周围土壤之间仍存在热交换, 随着停止运行时间的增加, 钻孔壁温会逐渐降低, 逐渐接近土壤初始温度。图中结果未考虑地下水的流动, 实际运行时, 由于存在地下水的流动, 实际钻孔壁温比模拟结果要低。

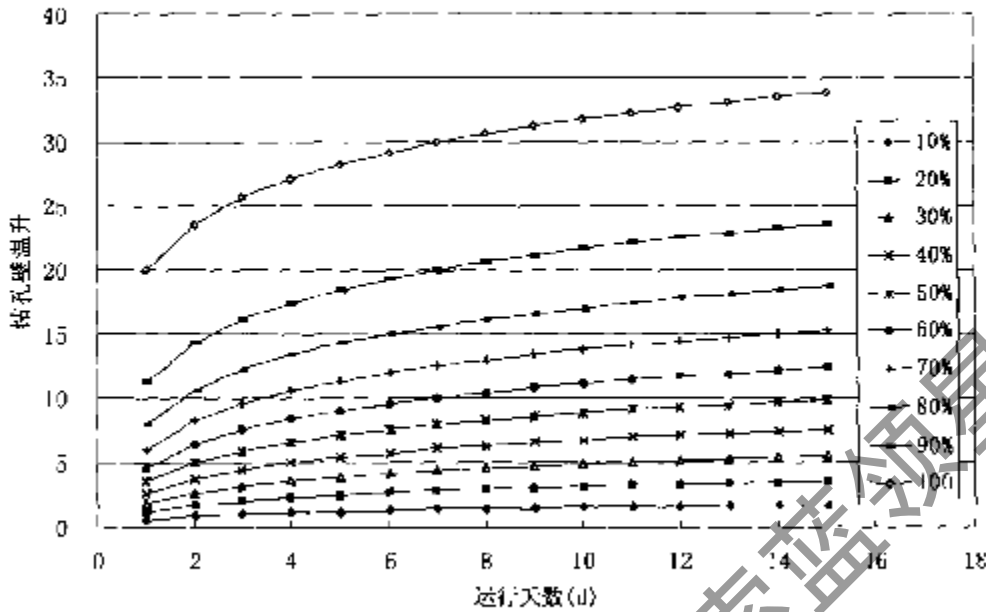


图 6-8 每日运行时间份额对钻孔壁温的影响

6.3 室内水环路模型

6.3.1 空调负荷计算方法

地源热泵空调系统与普通的空调系统的负荷计算方法是一样的。在对地源热泵系统性能进行分析时，不仅需要确定它的峰值负荷，更需要确定它的逐时负荷。空调系统动态负荷计算方法都是在平壁热力系统传递函数研究的基础上发展起来的。不同的方法对应的传递函数不同。常用的负荷计算方法有以下几种^[1]：(1) 冷负荷系数法（与 Z 传递函数相对应）；(2) 谐波反应法（与正弦传递函数相对应）；(3) 反应系数法（与 S 传递函数相对应）。这些方法都是将扰量和围护结构本身的传递特性分开处理，先求出反映围护结构本身特性的有关参数，然后计算系统的动态响应时，只需将这些已经计算求的参数同扰量进行合成即可。

6.3.2 负荷计算原理

在空调负荷计算中，通常将围护结构连同室内空气视为一个热力系统，将日射和室外温度变化等视为作用于其上的扰量，而将内表面的热流、温度以及室温等作为这一系统对扰量的响应。此时就可将扰量作为系统的输入，而将响应作为系统的输出。对空调负荷计算中所遇到的围护结构和室内负荷的计算问题，通常可作为线性定常系统来看待，而线性

系统的特点就是服从于迭加原理。

由控制理论可知，为了描述线性定常系统的输入与输出之间的关系，最常用的方法就是传递函数法。传递函数被定义为：当初始条件为零时，输出量的拉氏变换与输入量的拉氏变换之比。它是一种以系统参数表示的线性定常系统输入量与输出量之间的关系式，用传递函数可以表达系统本身的特性，但却与输入量本身及系统的初始状态无关。因此当空调房间热力系统的传递函数确定以后，便可根据作用于其上的扰量，计算这一空调房间热力系统的响应。

根据热力系统传递函数的定义，若扰量为得热，并以 $Q(t)$ 表示，将作为响应的空调负荷以 $CL(t)$ 表示，系统的传递函数以 $G(s)$ 表示，则有

$$CL(s) = G(s)Q(s) \quad (6-14)$$

若已知系统的传递函数，便可根据系统的扰量按照式 (6-14) 求出响应的拉氏变换，再通过逆变换而得出其响应 $CL(t)$ 。若对式 (6-4) 进行 Z 变换，则有

$$CL(z) = G(z)Q(z) \quad (6-15)$$

式中的 $G(z)$ 被称为空调房间热力系统传递函数。

到 n 时刻为止，作为输入量的得热的 z 变换 $Q(z)$ 为

$$Q(z) = Q_n z^{-n} + Q_{n-1} z^{-(n-1)} + Q_{n-2} z^{-(n-2)} + \dots + Q_m z^{-m} \quad (6-16)$$

同理作为输出量的冷负荷的 z 变换 $CL(z)$ 为

$$CL(z) = CL_n z^{-n} + CL_{n-1} z^{-(n-1)} + CL_{n-2} z^{-(n-2)} + \dots + CL_m z^{-m} \quad (6-17)$$

而空调房间热力系统传递函数一般可用 z 的高次多项式之比表达如下：

$$G(z) = \frac{V_0 + V_1 z^{-1} + V_2 z^{-2} + \dots + V_n z^{-n}}{W_0 + W_1 z^{-1} + W_2 z^{-2} + \dots + W_n z^{-n}} \quad (6-18)$$

将式 (6-16) (6-17) (6-18) 代入式 (6-15) 中得到：

$$W_0 CL_n + W_1 CL_{n-1} + W_2 CL_{n-2} + \dots + W_n CL_{n-n} = V_0 Q_n + V_1 Q_{n-1} + V_2 Q_{n-2} + \dots + V_n Q_{n-n} \quad (6-19)$$

若令 $W_0=1$ ，则有

$$CL_n = V_0 Q_n + V_1 Q_{n-1} + V_2 Q_{n-2} + \dots + V_n Q_{n-n} - (W_1 CL_{n-1} + W_2 CL_{n-2} + \dots + W_n CL_{n-n}) \quad (6-20)$$

式(6-10)中的 V_0 、 V_1 、 V_2 、……、 V_m 及 W_1 、 W_2 、……、 W_m 称为传递函数的系数,这些系数描述了空调房间的热力特性。

为了简化计算^[14],采用三项系数近似描述空调房间热力系统特性。所以空调房间热力系统的传递函数被简化为下式:

$$G(z) = \frac{V_0 + V_1 z^{-1}}{1 + W_1 z^{-1}} \quad (6-21)$$

于是, n 时刻负荷计算式为:

$$CL_n = V_0 Q_n + V_1 Q_{n-1} - W_1 CL_{n-1} \quad (6-22)$$

由上式可见,任一时刻的冷负荷与该时刻的得热和前一时刻的冷负荷有关,这些传递函数系数与得热的性质、室内围护结构和家具的热容量及室内空气流动有关,因此通过围护结构的得热与透过窗户的太阳辐射得热的传递函数系数不同。上式中 W_1 为表征房间蓄热特性的传递函数系数,因此对同一房间来说,得热性质不同并不改变房间的蓄热特性,故室内围护结构的 $W_{1(c)}$ 与窗户的 $W_{1(q)}$ 应相同。根据线性系统迭加原理,任一时刻房间的冷负荷即为室内围护结构和透过窗户的太阳辐射得热形成的冷负荷之和,表达式如下:

$$CL_n = V_{0(c)} Q_{n(c)} + V_{1(c)} Q_{n-1(c)} + V_{0(q)} Q_{n(q)} + V_{1(q)} Q_{n-1(q)} - W_1 CL_{n-1} \quad (6-23)$$

式中, $Q_{n(q)}$ 、 $Q_{n-1(q)}$ 分别为第 n 、 $n-1$ 时刻墙体等围护结构传热形成的室内得热;

$Q_{n(c)}$ 、 $Q_{n-1(c)}$ 分别为第 n 、 $n-1$ 时刻日射透过窗户形成的室内得热;

$CL_{n(q)}$ 、 $CL_{n-1(q)}$ 分别为第 n 、 $n-1$ 时刻墙体等围护结构传热形成的冷负荷;

$CL_{n(c)}$ 、 $CL_{n-1(c)}$ 分别为第 n 、 $n-1$ 时刻日射透过窗户形成的冷负荷;

$V_{0(c)}$ 、 $V_{1(c)}$ 、 $W_{1(c)}$ 日射透过窗户引起冷负荷的房间传递函数系数;

$V_{0(q)}$ 、 $V_{1(q)}$ 、 $W_{1(q)}$ 墙体等围护结构传热引起冷负荷的房间传递函数系数。

由式(6-23)可知,只要知道了房间传递函数系数,根据得热的逐时值,便可算出冷负荷的逐时值。究竟通过何种途径得出表征得热与冷负荷之间关系的数学表达式,不同的计算方法有不同的处理方法。

谐波反应法^[13]是建立在墙体导热方程求解的基础上,早在上个世纪40年代就已经提出。在谐波反应法中,是以室外空气综合温度作为输入量。由于室外空气综合温度呈周期性波动,这就使得围护结构从外表面到内表面逐层跟着波动。这种波幅是由外向内逐渐衰减和延迟的。对于墙体,可以预先求出各阶谐波的衰减和延迟。当输入量为各阶谐波的合成时,就很容易求出响应来。谐波反应法所使用的有关平壁不稳定传热的概念,如传热的

衰减和延迟、蓄热特性等，物理意义比较明确、直观，已为大家所熟悉。谐波反应法是以周期性的扰量为前提，空调中经常有以 24 小时为周期变化的变量，所以该方法最先得到应用。后来出现的反应系数法已经摆脱了周期扰量的限制，因此更适合于一般的情况。

反应系数法是加拿大人 Stephenson 和 Mitalas 在 1968 年提出的^[15]，他们将平壁作为一个线性热力系统，利用系统传递函数得出某种扰量下的各种反应系数，再利用反应系数求出传热量。反应系数法对扰量的分解主要采用单位三角函数或单位矩形波函数，这两种波形的函数都可以单位阶跃函数来构成，所以单位阶跃函数是更基本的扰量形式。反应系数的确定则通过建立标准房间，构筑出室内各面围护结构组成的热平衡方程组，通过高阶矩阵方程来求解。这种方法需要大量的运算时间，因此工程中并不实用。

冷负荷系数法是通过实验室和一些典型建筑物的实测实验数据，用数理统计的方法，通过多元回归得出正规方程组，以求得房间传递函数系数值。根据传递函数的理论得知，传递函数与输出输入量无关，故可将一些典型房间得出的传递函数系数推广到国内一般建筑物的房间情况。用此法即可求出适合于我国情况的窗和墙的传递函数值。这种方法要求有大量的试验测试数据。

6.3.3 建筑物负荷计算

对建筑物空调负荷的计算主要有两种方法，一是完全采用理论方程求解房间动态负荷，这种方法花费时间长，在工程中很少应用；另一种是采用工程计算方法，如冷负荷系数法和谐波反应法。本文中采用清华大学编制的 DEST 软件作为建筑物负荷计算程序，即通过输入建筑物的具体结构尺寸等多项已知参数，便可计算出该建筑物任一时刻的冷负荷。为了减少模拟的计算时间，本次在对地源热泵系统进行性能模拟时，首先利用 DEST 软件计算出建筑物的逐时负荷，在进行系统性能模拟时，将建筑物负荷作为已知量直接调用即可。

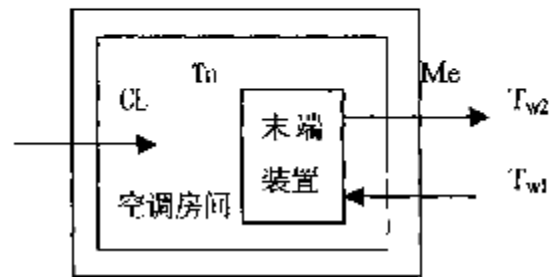


图 6-9 用户水环路模型

6.3.4 用户水环路模型

对水-水地源热泵系统，室内水环路通过末端装置与热泵机组相连，常用的末端装置有风机盘管或空调机组。在用户侧通过末端装置提供的冷水或热水与室内空气进行热交换，实现房间的供暖和供冷。用户水环路模型见图 6-9。

在任一时刻，当室内空气温度 T_n 恒定时，则房间冷负荷与机组制冷量的关系式如下：

$$CL = R_F Q_e \quad (6-24)$$

对水侧,

$$Q_e = M_e C_p (T_{w2} - T_{w1}) \quad (6-25)$$

式中, T_{w1} 、 T_{w2} 分别为风机盘管的进出口水温, $^{\circ}\text{C}$; M_e 为通过风机盘管的水流量, kg/s ; C_p 为水的比热, $\text{kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$; Q_e 、 CL 分别为机组制冷量和房间冷负荷, kW ; R_F 为机组运行时间份额, %。

若假定风机盘管进口水温 T_{w1} (即热泵机组出口水温) 一定, 则房间的负荷大小最终影响到风机盘管的回水温度 T_{w2} 。由式 (6-25) 可知, 在进水温度一定时, 已知空调房间负荷, 即可求出任一时刻风机盘管的回水温度, 风机盘管的进水温度则通过热泵机组程序给出。

6.4 地源热泵系统模型

6.4.1 地源热泵系统模型的表达式

地源热泵系统包括三个环路, 因此系统模型是由地热换热器模型、热泵机组模型和用户水环路模型, 这三个模型通过适当的连接参数而构成。求解系统模型, 不仅要求解各个部件模型, 而且要确定各个部件之间参数的耦合关系。

对热泵机组模型, 当机组结构参数已知时, 只要输入蒸发器和冷凝器的入口水温和水量, 即可求出机组的其他性能参数。因此机组模型的输入变量为蒸发器和冷凝器的入口水温及水量。

对地热换热器, 在制冷工况时, 地热换热器环路与冷凝器形成一个闭合环路, 在制热工况时, 地热换热器与蒸发器形成一个闭合环路。根据地热换热器的瞬态模型可知, 在地热换热器配置一定时, 只要知道地热换热器负荷, 即可求出地热换热器流体的进出口温度。所以地热换热器模型的输入变量为任一时刻负荷。

对用户侧水环路, 只要确定任一时刻的冷负荷及风机盘管进水温度, 即可确定风机盘管出水温度, 因此用户水环路模型的输入变量为冷负荷与风机盘管的进水温度。

因此, 地源热泵系统中各个环路模型的输入输出关系表达式如下:

对机组

$$(Q_e, Q_c, N_m, T_{w1}, T_{fw}) = f_1(T_{fw}, T_{w2}) \quad (6-26)$$

对室内水环路

$$(T_{w2}) = f_2(T_{w1}, CL) \quad (6-27)$$

对地热换热器

$$(T_{fw}, T_{fn}) = f_3(Q_c) \quad (6-28)$$

其中, T_{w1} 、 T_{w2} 分别为风机盘管的进出口水温, $^{\circ}\text{C}$; T_{fu} 、 T_{fd} 分别为地热换热器的进出口水温, $^{\circ}\text{C}$; Q_e 、 Q_c 分别为热泵机组的制冷量和放热量, kW; N_{in} 为压缩机输入功率, kW, CL 为建筑物负荷, kW。

在系统模型中, 质量守恒自动满足, 即在夏季工况时, 地热换热器内介质流量等于冷凝器内介质流量, 室内水环路流量等于蒸发器内水侧流量。在三个模型的节点处, 都服从能量守恒定律, 即任一时刻, 机组的放热量等于地热换热器的传热量, 室内冷负荷等于机组的制冷量。

6.4.2 地源热泵系统模型的求解

由式 (6-26) (6-27) (6-27) 可知, 在系统模型中, 实际的输入变量只有 3 个: 即地热换热器出口水温 T_{fu} , 室内环路回水温度 T_{w2} 及室内冷负荷 CL。三个变量对应三个方程, 故方程可以求解。因此只要输入三个变量值, 即可求得任一时刻系统的各项性能参数。在这 3 个变量中, 地热换热器出口水温 T_{fu} 通过地热换热器模型式 (6-2) 求出; 室内环路回水温度 T_{w2} 通过室内水环路模型式 (6-25) 求出; 建筑物负荷 CL 通过专用负荷软件给出。

在系统模型求解时, 应首先从热泵机组模型开始, 因为对制冷剂环路, 在大约数分钟的时间内即可建立相对稳定的温度压力关系, 而对用户侧水环路和地热换热器流体环路, 则需要数十分钟甚至数小时才能建立相对稳定的关系。在计算初始时刻, 首先根据土壤温度确定热泵机组冷却水的入口温度, 由机组周围空气温度确定机组冷冻水的入口水温, 然后调用热泵机组模型, 即可确定机组放热量和冷冻水出口温度。以机组放热量作为地热换热器第一时刻负荷, 调用地热换热器模型即可计算出该时刻地热换热器出口水温。以冷冻水出口温度作为第一时刻室内环路入口水温, 调用负荷计算程序计算出第一时刻建筑物负荷, 利用室内水环路模型式 (6-25) 即可计算出第一时刻机组冷冻水入口温度。此时调用热泵机组模型便可求出第一时刻系统的各项性能参数。同理可以求出其他时刻系统的各项性能参数。

下面以夏季制冷工况为例, 说明地源热泵系统模型的求解过程如下:

(1) 输入已知参数, 这些参数包括:

- ◇ 地热换热器结构参数, 地热换热器长度、地下岩土及塑料埋管的热物性;
- ◇ 热泵机组内压缩机、冷凝器、蒸发器、及膨胀阀的结构参数;

- ◇ 冷却水的初始进口温度 T_{r0} 、流量 M_{ex} 、 C_{px} 比热；
- ◇ 冷冻水的初始进口温度 T_{w0} 、流量 M_c 、 C_f 比热；
- ◇ 任一时刻的室内冷负荷 CL 。

(2) 调用热泵机组模型，计算初始时刻机组的制冷量、放热量、冷冻水及冷却水的出口温度 T_{r2} 。

(3) 以热泵机组的放热量作为地热换热器的负荷，调用地热换热器模型，计算出第一时刻地热换热器流体出口温度 T_{r01} ，并与 (2) 计算的机组冷却水出口温度 T_{r2} 比较，若二者误差大于设定值，则转到 (2)，重新设定冷却水的初始进口温度 T_{r0} ，调用机组模型，计算地热换热器负荷，直到满足误差为主。

(4) 调用室内负荷模型，计算出第一时刻建筑物冷负荷。

(5) 以初始时刻机组冷冻水的出口温度和第一时刻建筑物冷负荷作为输入量，调用用户侧水环路模型，求出第一时刻冷冻水回水温度 T_{w2} 。

(6) 以第一时刻计算出的冷冻水温度 T_{w2} 和地热换热器流体出口温度 T_{r01} 作为输入量，调用热泵机组模型，计算出第一时刻机组的制冷量、放热量、机组性能系数、冷冻水温度 T_{w1} 、 T_{r1} 等。

(7) 以 (6) 计算出的冷冻水温度 T_{w1} 、 T_{r1} 作为输入量，然后转到 (2)，计算下一时刻机组的各项性能参数，直到达到总的模拟时间。

6.5 系统模型的验证

为了验证系统模型的有效性，对地源热泵试验系统的水温、水量及制冷剂的温度进行了测定，测定数据详见附录。同时根据系统模拟软件，利用测定的水量及用户的回水温度作为已知参数，对地源热泵系统进行了模拟，结果见图 6-10 和图 6-11。

图 6-10 为冷冻水出口温度、地热换热器出口温度、压缩机输入功率的模拟值与实测值的比较，图 6-11 为系统各参数实测值与模拟值的相对误差。由于制冷量和放热量不是直接测量的参数，这里只给出机组制冷量、放热量与压缩机功率模拟值与实测结果的相对误差，见图 6-11。

由图 6-10 可见，冷冻水出口温度的模拟值与实测结果非常接近，最大误差不超过 0.5℃。在运行初始阶段，冷却水进出口温度模拟值与实测值相差较大，在运行时间超过 3 小时后，模拟值与实测值比较接近，这是因为地热换热器模型不适用于短时间内的模拟。对压缩机输入功率，在运行的初始阶段，模拟值与实测值之间误差较大，而且模拟值均比实测值小，随着运行时间的增加，二者之间的误差越来越小，最终模拟值超过实测值。这是

因为初始阶段地热换热器出口温度模拟值远低于实测值，使得机组的冷凝压力低于实际压力，故压缩机功率低于实测值。随着地热换热器出口水温误差的减小，压缩机输入功率的误差也随之减小。由图 6-11 可见，在运行 3~4 小时后，模拟的制冷量与实测值的相对误差几乎都不超过 5%；其中放热量误差稍大是因为热泵机组的放热量中未考虑循环水泵的耗功量。这说明模型的准确性比较好。

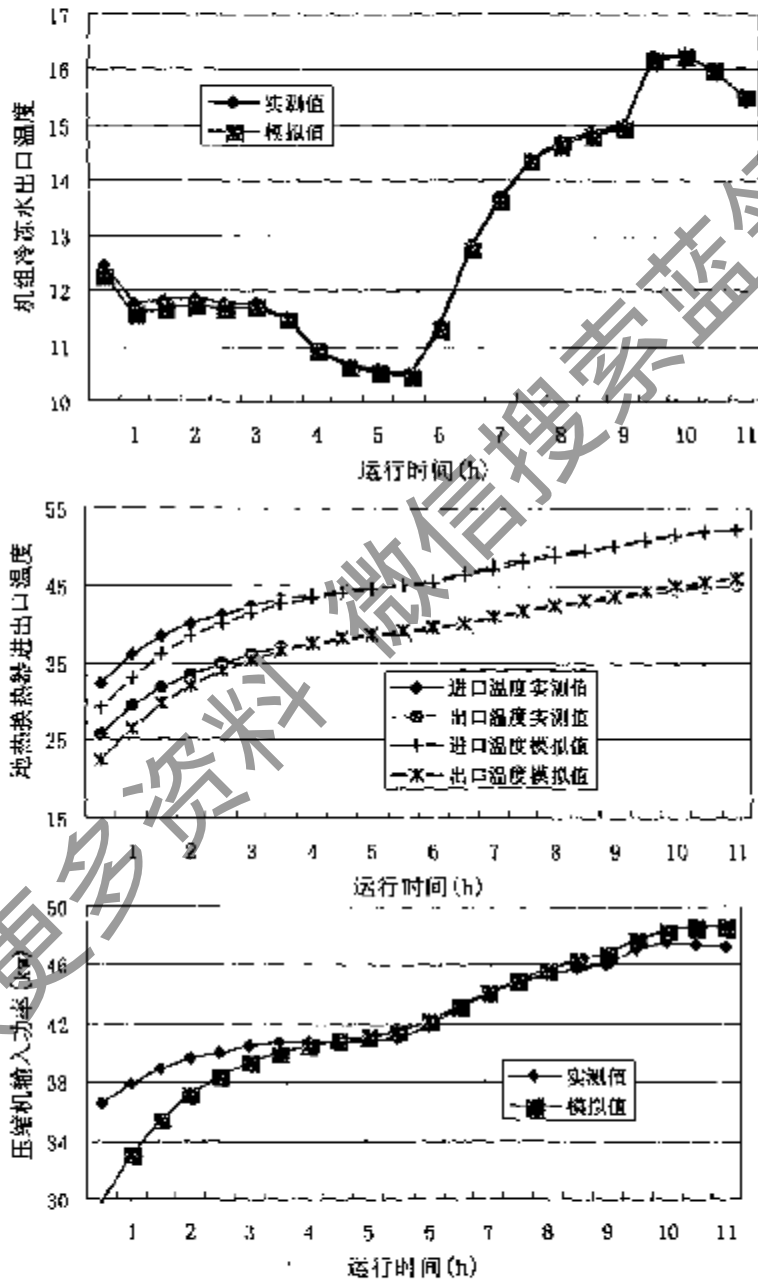


图 6-10 机组实测值与模拟值的比较

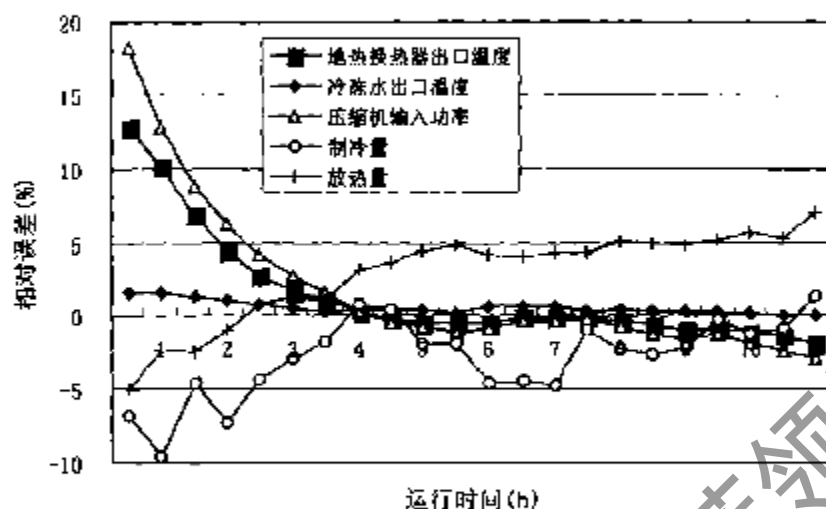


图 6-11 模拟值与实测值之间的相对误差

6.6 防冻液浓度对系统性能的影响

在冬季制热工况时，随着运行时间的增加，地源热泵系统地下环路内流体的温度迅速下降。当热负荷较大或地热换热器长度较小时，热泵机组流体出口温度可能会降至 0°C 以下，为了维持系统的正常运行，环路内需要添加防冻液。由于防冻液与水的物性不同，因此采用防冻液后，地热换热器 U 型管内对流放热系数及机组内换热器对流放热系数均有所降低^[18]。防冻液物性不同，系统性能的变化程度也不同。通过输入不同防冻液的物性参数^[19-20]，建立了不同防冻液的地源热泵系统的仿真程序。图 6-12、6-13 给出了冬夏季工况地源热泵系统在地热换热器长度和配置一定，负荷、循环介质和水流量不变的情况下，采用不同浓度的乙二醇溶液时系统各项参数的变化情况。图中结果通过系统仿真软件得出。

图中结果表明，采用防冻液后，系统的制热量或制冷量均比以水作为传热介质时有所降低。在夏季工况时，防冻液浓度对系统的制冷量、压缩机耗电量等影响很小，与水作为循环介质比较，制冷量变化都不超过 1%。因此在夏季工况时，可忽略防冻液对系统性能的影响。在冬季工况时，系统的制热量随着运行时间的增加而下降，防冻液浓度越大，系统的热量衰减越大，但在运行时间内，系统制热量的衰减系数变化不大，可近似看作定值。

根据模拟结果得到不同浓度时，系统热量平均衰减系数见图 6-13。在实际的地源热泵工程中，只要确定了防冻液的浓度，即可根据类似图 6-13 这样的图表确定系统热量的衰减系数。

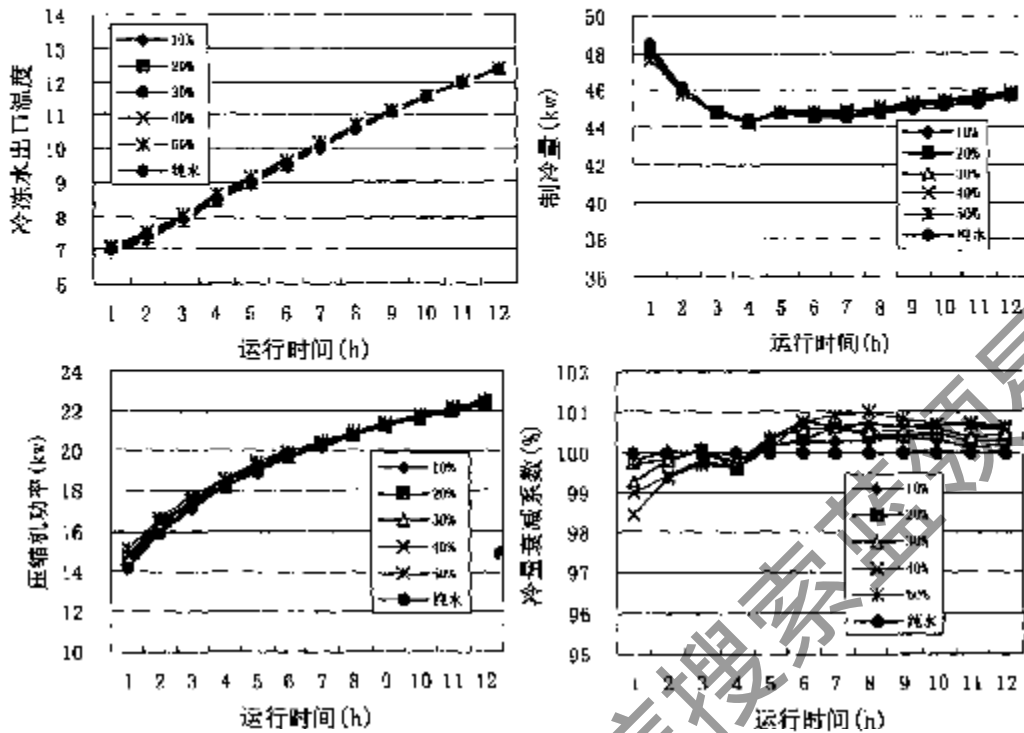


图 6-12 夏季工况防冻液浓度对系统性能的影响

6.7 地源热泵系统防冻液的选择

6.7.1 防冻液的种类

在冬季制热工况时，若土壤温度较低，或在以采暖负荷为主的地区，进入热泵机组的循环液的温度可能会降至水的冰点以下，因此必须采用防冻液作为地下环路循环介质。由于用地下岩土作为热源或热汇，因此防冻液有可能因泄漏或溢出而进入土壤、地表水或地下水；有些防冻液对人或动物有潜在的毒性；而有一些是易燃的，特别是在安装期间，它们以高浓度的形式存在，因此具有火灾和爆炸的危险。由

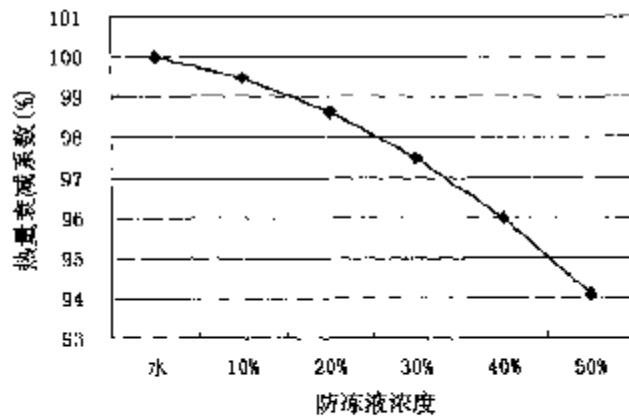


图 6-13 冬季工况不同浓度防冻液的热量平均衰减系数

于地源热泵系统设计使用多年,因此管道及设备的腐蚀也是存在的问题。目前,国内对地源热泵仍处于研究阶段,有关实际应用方面的实例较少,特别是对防冻液特性研究则更少。由于防冻液的性质对机组的出力、系统的运行费用以及环境、人体健康、安全等方面都有重要影响,因此选择合适的防冻液是保证系统运行良好的关键之一。

目前,国外地源热泵系统采用的防冻液有以下几类^[21]:(1)无机盐类:如氯化钠和氯化钙水溶液;(2)有机化合物:如甲醇、乙醇、乙二醇水溶液;(3)醋酸钾、碳酸钾溶液。

6.7.2 防冻液的特性

(1) 凝固点

为使地热换热器内的循环介质在系统运行过程中不冻结,必须选择合适的防冻液及适宜的浓度。一般建议防冻液的凝固点必须比热泵要求的最低入口温度低 $5^{\circ}\text{C}\sim 9^{\circ}\text{C}$ ^[17]。一旦确定了系统循环介质的工作温度,即可利用防冻液的热物性表确定防冻液的凝固点温度和防冻液的浓度。

(2) 系统的投资和运行费

由于不同防冻液的热物性不同,在相同负荷前提下,热泵机组所需的换热器面积不同,因此系统的初投资及运行费用也不同。采用防冻液的地源热泵系统费用可以从以下几个方面来讨论,一是循环介质流量相同时热泵换热器的传热能力及相同负荷时所需地下换热器的长度;二是系统负荷相同、热泵换热器流体进出口温差相同时地下环路循环泵的耗功量;三是防冻液的价格。表 6-3 给出了不同防冻液比较结果。

表 6-3 不同防冻液比较(冬季工况)

防冻液种类	凝固点为 -10°C 时防冻液的浓度(质量浓度)	相同流量时热泵换热器的传热能力	相同负荷时所需地热换热器的长度	泵的耗功量
氯化钙	15%	100%	100%	100%
氯化钠	15%	104%	100%	83%
乙二醇	19%*	79%*	99.5%	76%
乙醇	20%	94%	100%	84%
甲醇	17%	81%	99.8%	66%
醋酸钾	18%*	82%	99.8%	76%
碳酸钾	20%*	93%	100%	93%*

表中带*数据来自文献^[14]

结果表明,在负荷相同时采用不同防冻液所需的地热换热器的长度差别不大。这是因为地热换热器的传热热阻主要是大地热阻,地热换热器内对流换热热阻对总的传热热阻影响很小。

地下环路循环泵的扬程 H 和体积流量 V 的关系如下:

$$H = SV^2 \quad (6-30)$$

$$V = \frac{G}{\rho} = \frac{Q}{\rho C \Delta t} \quad (6-31)$$

所以, 由式 (6-29) 可知, 循环泵的轴功率为

$$N = \frac{\gamma V H}{\eta} = \frac{\gamma S V^3}{\eta} = \frac{g S Q^3}{\eta \Delta t^3 \rho^2 C^3} \quad (6-32)$$

这里, γ 为防冻液的容重, S 为地下环路的阻力数, η 为泵的效率, C 为循环流体的比热, Q 为地热换热器的负荷, g 为重力加速度, ρ 为流体密度, Δt 地热换热器流体进出口温差, N 地下环路循环泵的功率。

在地热换热器结构一定的情况下, S 为常数, 假定地热换热器的负荷、泵的效率不变, 忽略地热换热器流体进出口温差的变化, 则由式 (6-32) 可知, 泵的耗功量 N 是循环介质的密度和比热乘积的函数, 二者的乘积越大, 则泵的耗功量越小, 而且比热对系统的耗功量影响更大。

(3) 防冻液的腐蚀性

腐蚀就是材料被液体介质溶解而受破坏。影响材料腐蚀的因素很多, 它包括温度、流体及材料的种类以及流体中氧气的含量。

地源热泵系统中使用的各种材料都有可能与防冻液相接触; 如钢、铜、黄铜、铝、聚乙烯、聚氯乙烯和聚丁烯。必须合理选择及处理好防冻液才能使热泵系统更可靠的运行。文献^[18]对不同防冻液对系统内部和外部的金属部件的腐蚀性进行了测试, 主要是为了确定防冻液是否对管材、焊点处、管接头、阀门、密封材料等产生腐蚀。测试的材料包括不锈钢、黑铁管、铸钢、铜及含铜部件。

测试结果表明^[18], 氯化钠或氯化钙溶液对金属有强烈的腐蚀作用, 尤其是对低碳钢、锌及含锌焊料。实践表明, 金属的被腐蚀与溶液的含氧量有关, 含氧量越大, 腐蚀性越强。因此, 为了减少对金属的腐蚀应尽量使系统与空气减少接触。另外也可加入一定量的缓蚀剂, 使溶液呈弱碱性。对盐溶液可用重铬酸钠加氢氧化钠作为缓蚀剂, 但重铬酸钠能使人皮肤皴裂, 配置溶液时须格外小心。甲醇对黑铁、铸铁、镀锌材料有腐蚀, 乙醇对铸铁和镀锌材料有腐蚀, 二者均可加入抗氧化剂以减少腐蚀。乙二醇只对镀锌材料有腐蚀。醋酸钾溶液对对碳钢、铝和镀锌材料有腐蚀, 使用时可加入葡萄糖作为缓蚀剂^[2]。碳酸钾溶液对低碳钢和铜有腐蚀, 使用时也须加入缓蚀剂。从对各种材料的腐蚀性来看, 乙二醇的腐蚀性最小。

(4) 对人体健康和环境的影响

防冻液的毒性一般从三个方面来评价：即呼吸、误服和长时间暴露于防冻液的环境中对人体造成的危害。

市场上出售的甲醇、乙二醇和乙醇均为液体，氯化钙和氯化钠等盐类是粒状或粉末状的，醋酸钾和碳酸钾大部分是固体状的。在将防冻液充注到管道之前，必须把盐溶解到水中。溶液可以在现场或另外的地方配置，也可从厂家那里直接买到预先混合好的溶液。若工作地点水质较差则需要在水质好的地方配置溶液。

对高浓度的防冻液，当误食或溅到皮肤、眼睛时，至少会引起一些刺激。在配置溶液和向地源热泵中充注防冻液时，为了防止事故和伤害，对所有防冻液都应格外小心。在一个受限的空间，吸入防冻液粉末或蒸气是不可避免的。长时间的处于高浓度的甲醇环境中，会导致头痛、恶心、失明甚至死亡。因此在处理甲醇时，必须有合适的防护设备。其它防冻液均无吸入的危险。甲醇是毒性最大的防冻液，即使喝下很少量也可能导致失明甚至死亡，它的慢性症状包括致癌、病变等潜在的危险。因此甲醇被认为是具有较高的吸入和误服的风险，而误服乙醇会使人致癌。乙二醇是一种无色有甜味的液体，误服有一定的毒性。若使用得当，其它防冻液对人体均无重大健康风险。

地热换热器防冻液的泄漏有可能使防冻液流入环境当中。如果防冻液进入地下水、水井、和湖泊中，不仅污染环境而且可能对人体产生危害。再就是管道的安装和测试过程应将泄漏的可能性降到最低。防冻液的泄漏主要与液体的张力有关，张力越小，泄漏的可能性越大。由于醋酸钾溶液具有极低的表面张力，它泄漏的风险最大，因此必须选择合适的管子接口材料和密封材料以防泄漏。

文献^[18]为了评价系统的潜在泄漏情况，建立了一个与地源热泵系统相似的环路。分别使用铜配件、钢配件、聚乙烯软管及常用的几种形式的密封材料、合成橡胶等进行测试。即让各种防冻液的温度为-7℃时在环路中运行七天，然后温度为43.3℃时运行七天。这主要是评估在运行温度条件下是否会泄漏。试验表明，甲醇无泄漏，乙醇和乙二醇有少量的泄漏，在聚乙烯软管和设备的连接处使用密封胶的地方有中等程度的醋酸钾泄漏。测试表明，在地源热泵系统中，使用合成橡胶容易产生泄漏。

(h) 火灾风险

在相对封闭的环境向系统充注纯甲醇和纯乙醇时，存在着严重的火灾风险。但集中放置的稀释溶液，一般不易达到它的燃点。但在高温条件下，乙二醇是易燃的，其余防冻液均无火灾风险。

(6) 价格和来源

由于防冻液的价格与它的浓度有关，比较的前提是各种防冻液的凝固点相同，然后确定各种防冻液的质量浓度。表6-4说明了配置1立方米防冻液的价格。这些流体可以充注1200米长、直径为32毫米的聚乙烯管。表中的参考价格均指高浓度的液体或固体。

表 6-4 不同防冻液的价格比较

	氯化钙	氯化钠	乙醇	乙二醇	甲醇	醋酸钾	碳酸钾
凝固点为 10℃ 时 防冻液的浓度	15%	15%	19%	20%	17%	18%	20%
防冻液的 参考价格	6500 元/吨	2000 元/吨	5.5 元/升	6.5 元/升	4.5 元/升	4800 元/吨	1700 元/吨
配置 1m ³ 的 防冻液的价格	1200	400	1400	1450	1050	900	340

注：表中数据均来自网络。

6.7.3 防冻液的选择

选择防冻液必须考虑下面的几种特性：(1) 可燃可爆性，(2) 有无毒性，(3) 腐蚀性，(4) 导热性，(5) 粘性，(6) 成本，(7) 使用寿命。

选取哪种防冻液主要根据热泵系统的工作温度、防冻液的特性等多个方面进行经济技术比较。一般须考虑以下几个方面：(1) 防冻液的凝固点；(2) 系统的投资和运行费；(3) 防冻液的腐蚀性；(4) 对人体健康和环境的影响；(5) 火灾风险；(6) 价格和来源。

从前面的分析可看出，虽然乙二醇的价格较高，但它的传热性能比较好，腐蚀性也很低，对人体的健康和环境的影响较小，管理和操作也比较简单。因此乙二醇都是一种良好的防冻液，也是热泵系统的首选。

甲醇的价格、泵的耗功量均比乙醇低，传热性能比乙醇好，但由于高浓度的甲醇具有很强的毒性和可燃性，对人体健康和环境存在很大的风险，而且对黑铁管和铸铁管也有较高的腐蚀率，因此它在使用时应考虑合适的防护措施。甲醇是目前国外广泛采用的一种防冻液。

乙醇溶液在各方面都处于中等。乙醇存在的问题是对铸铁及镀锌材料有较高的腐蚀率，高浓度时潜在火灾风险。但在地源热泵系统中，若选择合适的管件和配件，腐蚀不应该作为主要问题。

醋酸钾的最大风险是泄漏。它的火灾风险可忽略，对人体的健康和环境的影响很小。但系统部件的选择和安装必须仔细监测，以防泄漏。醋酸钾对低碳钢和铜有腐蚀性，因此必须加入缓蚀剂。这两种防冻液在国内还未见应用方面的报道。

氯化钠和氯化钙盐溶液的传热性能较好。但它对金属有腐蚀，而且泵的耗功量也比较

大, 对人体的皮肤和眼睛有刺激, 因此, 在热泵系统的应用有一定的限制。

在选择防冻液时, 防冻液的价格对系统总的费用影响并不大。因此价格并不是选择时考虑的主要因素。防冻液的安全性、腐蚀性及对环境的影响是考虑的主要因素。

6.8 本章小结

本章根据第三章中提出的钻孔内准三维模型建立了以分钟或小时为步长的地热换热器瞬态模型, 编写地热换热器的模拟软件。只要输入任一时刻的地热换热器负荷即可通过模拟软件确定该时刻地热换热器内循环流体的进出口温度。

利用试验系统的测试数据对地热换热器模型进行了验证。结果表明, 在运行开始的 3 小时内, 地热换热器进出口流体温度的模拟值与实测值误差较大, 主要原因是线热源模型不适用短时间的模拟。在运行约 3~4 小时后, 流体进出口温度实测值与模拟值比较吻合, 温度相对误差均不超过 2%。

利用地热换热器模拟软件, 得出了地热换热器出口水温随地热换热器长度、钻孔内回填材料、地下环路循环介质流量、土壤初始温度、地热换热器负荷、每日运行时间份额等因素的变化规律。

利用冷负荷系数法原理, 通过专业商业软件计算建筑物的逐时冷负荷和热负荷。

根据能量守恒原理, 建立了室内水环路的动态模型。

将地热换热器、热泵机组和室内水环路模型通过质量和能量守恒关系式联系起来, 建立了地源热泵系统的动态仿真模型。只要输入逐时冷负荷或热负荷、运行初始时刻冷冻水和冷却水的进口温度, 即可通过仿真软件计算出地源热泵系统任一时刻的各项性能参数。

利用试验测试数据, 验证了地源热泵系统仿真模型的有效性。除了在运行开始的几个小时内, 实测值与模拟值的误差较大外, 其余时间内, 各项参数的相对误差均不超过 5%。

利用系统仿真软件, 给出了防冻液浓度变化条件下, 地源热泵系统的制冷量、压缩机耗功量等参数的变化规律, 并对模拟结果进行了分析。

介绍了地源热泵系统常用的防冻液种类, 对用于地源热泵系统的防冻液特性进行了研究。首次提出了对防冻液特性的评价方法, 选取防冻液主要根据热泵系统的工作温度、防冻液的特性等多个方面进行经济技术比较。一般须考虑以下几个方面: (1) 防冻液的凝固点; (2) 系统的投资和运行费; (3) 防冻液的腐蚀性; (4) 对人体健康和环境的影响; (5) 火灾风险; (6) 价格和来源。

综合分析表明,虽然乙二醇的价格较高,但它的传热能性比较好,腐蚀性也很低,对人体的健康和环境的影响较小,管理和操作也比较简单,因此乙二醇都是一种良好的防冻液,也是热泵系统的首选。

参考文献

- [1] Ingersoll L R and H. J Plass. Theory of the ground pipe heat source for the heat pump. Heating, Piping & Air Conditioning. 1948, July: 119-122.
- [2] Bose J E, Parker J D, McQuiston F C. Design/data manual for closed-loop ground-coupled heat pump systems, Atlanta: ASHRAE, 1985.
- [3] 柳晓雷, 干德林, 方肇洪. 垂直埋管地源热泵的圆柱面传热模型及简化计算. 山东建筑工程学院学报, 2001, 16(1): 47-51.
- [4] Hellstrom G. Ground heat storage, Thermal analysis of duct storage systems. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, 1991.
- [5] Zeng H Y, Diao N R and Fang Z H. A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers, Heat Transfer - Asian Research, 31(7): 558-567, 2002
- [6] Mei V C and Baxter V D. Performance of a ground-coupled heat pump with multiple dissimilar U-tube coils in series. ASHRAE Transactions, 1986, 92 Part 2: 22-25
- [7] Yavuzturk C, Spitler J D and Rees S J. A transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers. ASHRAE Transactions, 1999, 105(2): 465-474.
- [8] 机械工业部冷冻设备标准化技术委员会编. 制冷空调技术标准应用手册. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [9] 徐伟等译. 地源热泵过程技术指南. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001.
- [10] 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 李安桂. 地源热泵名义工况探讨. 西安建筑科技大学学报, 2003, 35(3): 221-225.
- [11] 曲云霞, 张林华, 方肇洪. 地源热泵系统辅助散热设备经济性能. 可再生能源, 2003, 4: 9-11.
- [12] 曲云霞, 方肇洪, 张林华, 李安桂. 太阳能辅助供暖的地源热泵经济性分析. 可再生能源, 2003, 1: 8-10.
- [13] 赵荣义, 范存养, 薛殿华, 钱以明. 空气调节. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001.
- [14] 单寄平著. 空调实用计算方法. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995.
- [15] Mitalas G P, Stephenson D G. Room thermal response factors. ASHRAE Transactions, Vol. 73, part 2. 1967.
- [16] 周谟仁主编. 流体力学. 北京: 中国建筑工业出版社, 1981.

- [17] S.Kavanaugh. Water Loop Design for Ground-coupled Heat Pumps. ASHRAE Journal May 1996.
- [18] 曲云霞, 方肇洪, 张林华, 李安桂. 地源热泵系统中防冻液的传热能力分析. 流体机械, 2002,30(10):47-50.
- [19] 郭庆章, 吴进发. 实用制冷工程设计手册. 北京, 中国建筑工业出版社, 1994.
- [20] 陈锦全. 冷冻空调设备大全. 广州: 广东科技出版社, 1991.
- [21] Everett W Heinonen, Maurice W Wildin. Assessment of Antifreeze Solution for Ground-source Heat Pump Systems. ASHRAE Transactions: Symposia, 1997, vol .103:747-756.

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

7 热泵试验装置

7.1 试验目的

前面的章节中分别建立了地热换热器的模型、热泵机组的模型以及地源热泵系统的模型。建立地热换热器模型的目的是在进口流体温度已知的情况下，能够模拟地热换热器出口的流体温度。模型的有效性必须通过实验来验证，因此实验必须能够测试出地热换热器流体进出口的逐时温度、流量。

建立热泵机组模型的目的，一是通过模型对已有机组的性能进行预测，二是根据模型来优化设计热泵机组各部件。建立地源热泵系统的模型的目的是为了模拟地源热泵系统的制冷量、耗电量等各项性能参数，根据模型即可预测出系统在工作周期内的整体性能，同时根据地热换热器的不同配置做出并作出经济性比较。以上所有内容都必须是建立在模型准确的前提下，因此必须通过实验验证模型的准确性。

7.2 试验系统简介

7.2.1 空调系统

本次试验采用山东建筑工程学院学术报告厅所用的地源热泵空调系统作为测试对象。该空调系统夏季为供冷学术报告厅和图书馆供冷、冬季为报告厅和学生自习室供暖。系统总的冷负荷约为 120kw，总的热负荷为 70kw。

该学术报告厅为两层建筑。一层为学生自习室，二层为学术报告厅。每层建筑面积为 500m²。夏季，热泵机组主要为二层学术报告厅供冷。考虑到报告厅不是频繁使用，为提高空调设备的利用率，水系统经过切换，也可为图书馆阅览室供冷，供冷的总面积为 1000m²。冬季，由于图书馆已有采暖设备，热泵机组只为报告厅和学生自习室供暖。供暖的总面积为 500m²。

报告厅采用全空气式空调系统，由热泵机组制出的冷冻水通过空调机组将报告厅内的室内回风冷却，冷却后的空气送入报告厅，使室内维持温度恒定。图书馆阅览室则采用风机盘管空调系统。夏季，热泵机组制出的冷冻水则直接送到室内的风机盘管中。

冬季，学生自习室采用低温地板辐射供暖系统，由热泵机组制出的温水通过循环泵送入学生自习室。因为地源热泵在制热工况下制出的热水温度一般在 40-50℃ 的范围内，适合于低温地板辐射采暖的要求。另外，该系统的设计也同时兼顾教学和科研需要。

7.2.2 地下环路部分

该地源热泵系统可供埋管的地方位于建筑物的前面, 面积约为 250m^2 。根据建筑物的负荷大小和占地面积, 设计采用竖直埋管地热换热器。该地热换热器由 25 个钻孔组成, 钻孔深度为 62m , 每个钻孔内放置一组 U 型管, 钻孔总长度为 1550m , 每组 U 型管的进出管与设在地沟内的水平干管相连。水平干管的埋深为 2m , 钻孔之间的距离为 4m , 分两排交错布置, 排间距为 5m 。地热换热器的安装详见图 7-1。

钻孔直径为 110mm , 回填材料为水泥、膨润土和细砂的混合物, 其导热系数为 $1.5\text{W/m}\cdot\text{K}$ 。工程所处地理位置的岩土类型为: 10 米以上为土质, $10\text{-}20\text{m}$ 为强风化岩, $20\text{-}80\text{m}$ 为中风化岩。在钻完第一个钻孔时使用新研发的仪器对三组钻孔的地下岩土的热物性进行了六天的测试, 通过测试数据计算出当地的岩土导热系数约为 $1.83\text{W/m}\cdot\text{K}$, 体积比热约为 $1800\text{kJ/m}^3\cdot\text{K}$ 。岩土的常年平均温度为 15°C 。循环液为纯水, 设计循环流量为 $25\text{m}^3/\text{h}$ 。

每个钻孔内设置一组 U 型管。管材为目前国际上广泛采用的高密度聚乙烯管 (PE3408), 标准尺寸比 (管公称外径与壁厚之比) 为 SDR11, 管外径为 32mm , 内径为 26mm 。管内设计流速为 0.4m/s 。各组 U 型管之间采用并联连接, 为使各支管间达到较好的水力平衡, 各钻孔之间管路采用同程系统。

7.2.3 机房内设备

机房内共有两台热泵机组, 均由厂家免费提供。一台为潍坊宏力空调设备公司生产的 DMR-30 热泵机组, 机组额定制热量为 130kW , 制冷量为 120kW 。该机组为模块式机组, 机组由两个模块组成。每个模块内设一台压缩机, 压缩机的额定功率为 18kW , 冷凝器和蒸发器均为复合套管式换热器。另外一台机组为烟台荏原空调设备公司制造的 RHSCW060M 型螺杆模块式冷水热泵机组其名义制热量为 220kW , 制冷量为 200kW , 额定输入功率为 45kW 。这两台热泵机组冬夏季工况的转换均采用外转换方式, 即水侧转换方式。夏季地下环路与机组的冷凝器相接, 冬季则与蒸发器连接, 机组内冷凝器和蒸发器的作用保持不变。本次实验主要以宏力公司的热泵机组作为试验机组。

热泵机组的水环路包括地下侧循环介质 (水或防冻液) 环路和用户侧冷媒水环路。地下环路装有一台 KQL50-160 立式离心泵, 其扬程为 32m 、流量为 $25\text{m}^3/\text{h}$, 配用电动机功率为 4kW , 效率为 63% 。在地下环路系统的最高点, 即水泵入口处设有膨胀水箱和排气阀。在用户侧, 考虑到多个用户之间的切换和备用, 设置了两台循环水泵 (冷冻水和温水共用), 单台水泵流量为 $20\text{m}^3/\text{h}$, 扬程为 32m 。

7.3 测试内容及方法

本次试验测试内容包括系统性能测定、机组内制冷剂侧状态参数的测定以及土壤热物性参数的测定。

7.3.1 系统性能测试

系统性能测试装置及测点布置见图 7-1，系统性能参数的测定内容如下：

(1) 机组的制冷量或制热量

热泵机组的制冷量或制热量是地源热泵系统的一个重要参数。制冷量（或制热量）的测定有两种方法：直接测量法和间接测量法^[1]。直接测量法就是通过测定制冷系统内制冷剂的质量流量和蒸发器进出口制冷剂的状态参数，即可确定机组的制冷量。间接测量法，就是通过测量用户侧空调冷媒水的供回水温度和流量而得到机组的制冷量。在实际工程中，无法采用直接测量法，而多为间接测量法。热泵机组的制冷量通过如下公式计算：

$$Q_0 = C_p V_f \rho (T_{w1} - T_{w2}) \quad (7-1)$$

式中， C_p 为用户侧冷媒水的比热， $\text{W/m}^2 \cdot \text{C}$ ；

V_f 为冷媒水的流量， m^3/s ；

ρ 为冷媒水的密度， kg/m^3 ；

T_{w1} 、 T_{w2} 分别为冷媒水的进出口温度， C ；

Q_0 为机组的制冷量， Kw 。

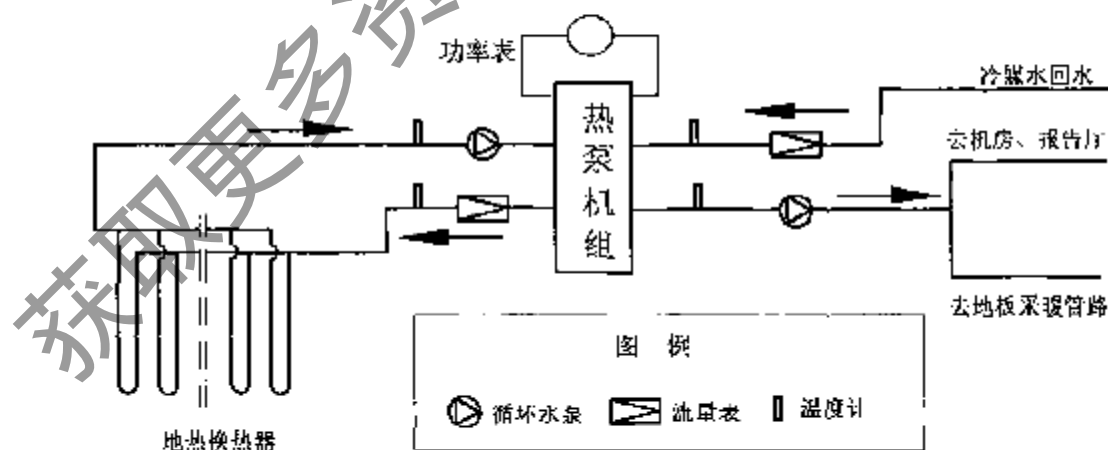


图 7-1 系统性能测试原理及测点布置示意图

(2) 地热换热器的放热量或吸热量

地热换热器的换热量是通过测定地下环路进出口的流量和温度确定的。由于机组采用外转换方式，夏季测得的热量即为机组冷凝器释放的热量，冬季测得的热量即为机组蒸发器吸收的热量。地热换热器换热量的计算公式如下：

$$Q_x = C_{gr} V_f \rho_f (T_{f1} - T_{f2}) \quad (7.2)$$

式中， C_{gr} 为地下环路循环介质的比热， $\text{W/m}^2 \cdot \text{C}$ ；

V_f 为地下环路循环介质的流量， m^3/s ；

ρ_f 为地下环路循环介质的密度， kg/m^3 ；

T_{f1} 、 T_{f2} 分别为地下环路循环介质的进出口温度， C ；

Q_x 为地热换热器的吸热量或放热量， Kw 。

(3) 压缩机的输入功率

压缩机的输入功率则通过三相功率表直接测得压缩机的输入功率。

7.3.2 机组内制冷剂状态参数测定

机组内制冷剂状态参数测试包括压力和温度测试。压力测试包括压缩机吸气和排气压力的测试，由机组内压力表直接读出。温度测定包括压缩机吸气和排气温度、膨胀阀进出口温度。测试装置及测点布置见图 7-2。

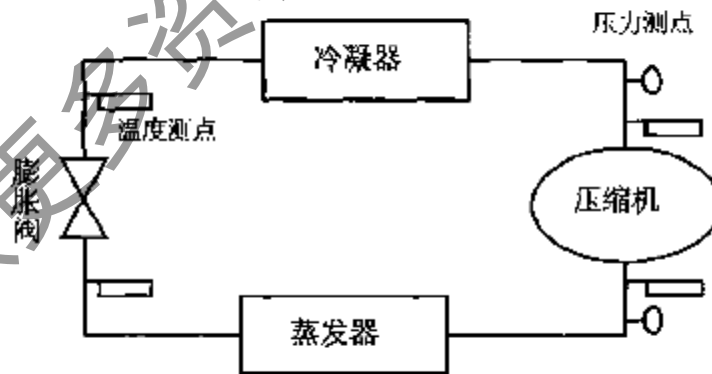


图 7-2 制冷剂状态参数测点布置示意图

7.3.3 土壤导热系数的测定

根据文献^[1]中定义，土壤的导热系数为单位时间内，沿着热流方向单位温度梯度通过

土壤或岩土横断面传递的热量。尽管土壤内单位微元体的热量交换是通过对流、辐射等多种方式进行的，但热量传递主要是靠导热方式。另外，土壤和地下岩层是由多种成分和多层组成的，因此，实际测得的导热系数为有效导热系数。在实际工程中，岩层中的水分含量大小、土壤成分等都对导热系数有影响，其它的影响因素则通过修正系数来考虑。

(1) 测试原理

对竖直单 U 型管地热换热器，其结构横断面如图 7-3(a)。管内流体与周围土壤的传热为二维非稳态传热，但二维非稳态传热问题没有数学上的解析解，只能用数值方法进行计算。为了工程计算方便，将钻孔内 U 型管简化为如图 7-3(b)所示的一根当量管，当量管的直径为 U 型管直径的 $\sqrt{2}$ 倍，并假定钻孔内的传热为稳态传热。则钻孔内传热热阻包括管内流体至管壁对流热阻、管壁导热热阻、回填材料热阻及钻孔周围土壤热阻，分别表示如下：

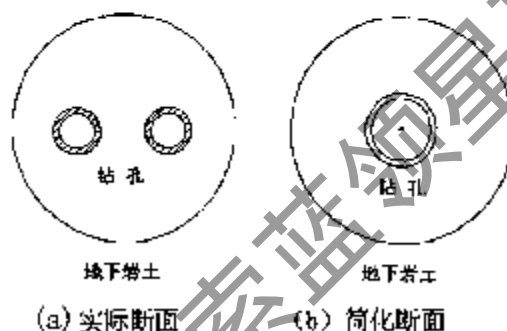


图 7-3 钻孔断面图

流体至管内壁的对流热阻：

$$R_1 = \frac{1}{\pi d_0 h_f}$$

管壁的导热热阻：

$$R_2 = \frac{1}{2\pi k_p} \ln\left(\frac{d_p}{d_0}\right)$$

钻孔回填材料的热阻：

$$R_3 = \frac{1}{2\pi k_b} \ln\left(\frac{d_b}{d_p}\right)$$

钻孔周围岩土至无穷远处的导热热阻：

$$R_4 = \frac{1}{4\pi k_r} \cdot E\left(-\frac{d_b^2}{16a\tau}\right)$$

其中： d_0 、 d_p 、 d_b 分别是当量管内径、当量管外径、钻孔孔径， k_p 、 k_b 、 k_r 分别是管壁、回填材料、周围岩土的导热系数， h_f 是流体与管壁之间的对流换热系数， τ 是时间， a 是

周围岩土的热阻系数, $E(x) = \int_x^{\infty} \frac{e^{-s}}{s} ds$, 称为指数积分函数。

根据热阻的概念, 管内流体的温度为:

$$T_f = T_0 + q_l \cdot (R_1 + R_2 + R_3 + R_4) \quad (7-3)$$

其中, T_f 为 U 型管内流体温度; T_0 为无穷远处岩土温度, 也是地下岩土初始温度为地下岩土温度; q_l 为 U 型管单位管长与周围岩土换热的热流强度。

测试中, 利用加热器加热地下回路中的工质, 并测量工质的温度, 得到一组工质的温度值 (T_1, T_2, \dots, T_n) 以及与其对应的时间值 ($\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$)。将得到的数据代入下面的公式:

$$\begin{aligned} f &= \sum_1^n (T_i - T_f)^2 \\ &= \sum_1^n (T_i - T_0 + q_l \cdot (R_1 + R_2 + R_3 + R_4))^2 \end{aligned} \quad (7-4)$$

分析公式 (7-4) 可知, 流体与周围岩土的热流强度、流体与管壁的对流换热系数、管子内外径、管壁导热系数、回填材料导热系数、钻孔当量直径、地下岩土初始温度均可以得到, 因此函数 f 是地下岩土的热物性参数 $k_s, \rho c$ 的函数, 即 $f(k_s, \rho c)$ 。如果能够找到这样的一对 ($k_s, \rho c$) 值, 使得通过数学模型计算出的流体的温度值最接近测量得到的温度值, 即 $f(k_s, \rho c)$ 最小, 则这对 ($k_s, \rho c$) 值就是我们所求得地下岩土的导热系数 k_s 与容积比热容 ρc 。 f 的最小值可以通过最优化技术可以求得。

利用上述线热源模型可以比较方便地现场求得地下岩土的热物性参数, 但是如果更加准确地确定地下岩土的热物性参数, 必须用图 7-3(b) 所示的二维模型分析钻孔中埋管与周围岩土所进行的非稳态传热过程。由于如图 7-3(b) 所示的二维非稳态传热过程无法得到解析解, 因而只能采用数值计算方法。

(2) 测试方法

利用在二维非稳态模型的基础上自行研制的热物性测量仪及开发的软件对试验地点的地下岩土热物性参数进行了现场测量, 测试装置见图 7-4。在试验

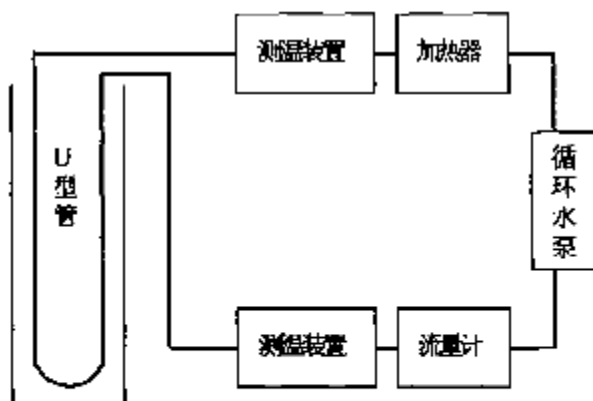


图 7-4 土壤导热系数测试装置示意图

现场,选取其中的一个钻孔作为测试对象,将测试仪器与钻孔内 U 型管连接,测出 U 型管内水流量、进出口水温,热源的加热量可以通过电加热的输入功率得到。根据能量守恒,热源的加热量即等于 U 型管的传热量。测试钻孔直径 110mm, U 型管内径 25mm、外径 32mm,管间距 70mm,地下岩土初始温度 15℃,管壁导热系数为 0.33 w/m·℃,钻孔回填材料导热系数 1.5 w/m·℃,加热功率 46 W/m。最后测得岩土的导热系数为 1.83 w/m·℃,容积比热容为 1804 kJ/s/m³·℃。

7.3.4 测试仪表

本次测试主要包括温度测试、流量测试、压力测试和功率测试。

(1) 温度测试仪表。在机组的性能测试中,温度测试包括用户侧冷却水进出口温度和地下环路循环流体进出口温度 4 个测点,采用 KMC 公司的 STE-1421 高精度热敏元件作为传感器,然后通过计算机直接读数。传感器测温范围为 -40℃~250℃,准确度为:±0.20℃。

制冷剂状态点温度测试则采用铜-康铜热电偶作为传感器,测试数据由温度热流巡回自动检测仪读出或打印,铜-康铜热电偶的测温范围为 -50℃~100℃,在测试前,均通过恒温水浴进行标定。

室内空气温度测试采用标准水银温度计测量,温度计测量范围为 0℃~50℃。

(2) 流量测试仪表。用户侧冷却水流量采用的流量传感器为 DWM2000 型水流量传感器,其精度为±1%满量程,其流量直接通过计算机采集。地热换热器内循环流体的流量采用热量表测得,通过该热量表可随时读出瞬时流量。热能表为德国真兰公司生产,其温度测量灵敏度为 0.01℃。

(3) 功率的测试

压缩机的功率通过有功功率变送器(S3-WD)直接由计算机采集。对循环水泵功率此次试验未进行测试,由于循环水泵功率相对于机组的制冷量或放热量来说很小,因此在计算时根据水泵铭牌功率估算即可。

(4) 压力测试

本次只对压缩机进出口制冷剂压力进行了测试,并采用机组内设置的压力传感器测试。压力读数通过机组控制柜的压力表直接读出。压力表的最大量程为 2.5Mpa,最低量程为 0.2 Mpa。

7.4 实验数据及分析

7.4.1 夏季工况测试结果

本次试验中,分别对夏季工况和冬季工况进行了测试。由于压缩机用电负荷较大,学校限制用电,只定时供电,因此夏季工况共断续测试了3天,而且每次的最大运行时间不超过12小时。

6月3日,通过启动地下环路循环水泵,测得地下土壤初始温度为 15°C 。实验从6月7日上午8:40分启动地源热泵空调系统,采取每3分钟记录一次的速率对用户侧冷媒水和地下环路循环介质流量和温度进行数据跟踪采集。在6月7日晚上近8点,由于用电负荷原因,学校配电中心拉闸断电,因而终止了本次实验。6月7日服务的空调用户为学术报告厅和图书馆,空调面积约为 1000m^2 。

6月21日,从上午8:14分启动地源热泵空调系统,采取每5分钟记录一次的速率对用户侧冷媒水和地下环路循环介质流量和温度进行数据跟踪采。对机组内制冷剂状态测试,由于采用人工打印数据的方法,故读取数据间隔不固定,大约在10分钟左右记录一次,通过热流温度巡回检测仪打印出数据。下午2:41分停止供电,试验停止。

6月22日,从上午8:36分启动地源热泵空调系统,采取每5分钟记录一次的速率对用户侧冷媒水和地下环路循环介质流量和温度进行数据跟踪采。对机组内制冷剂状态测试,采取约10分钟记录一次的速率,通过热流温度巡回检测仪打印出数据。下午6:00分停止供电,试验停止。这两天中,空调用户只有学术报告厅,故空调冷负荷比6月7日要小。

7.4.2 夏季实测结果分析

图7-5为6月7日水侧测试结果。结果表明,冷却水温度、压缩机耗功量均随时间的增加逐渐上升,在运行初期,随着运行时间的增加,冷冻水出口温度逐渐下降,大约在6小时后,水温又开始逐渐上升,制冷量、放热量随时间的变化规律与冷冻水的变化规律相同。这是因为随着运行时间的增加,钻孔内壁温逐渐升高,故导致冷却水温度逐渐提高,机组冷凝温度升高使压缩机耗功量也随之而上升。在运行初期,土壤温度较低,因而冷凝温度较低,导致蒸发温度也降低,故冷冻水出口温度降低。此后,随着时间的增

加, 钻孔壁温迅速上升, 而导致冷凝温度迅速上升, 制冷剂流量又开始增加, 故蒸发温度随之上升, 故冷冻水温度又逐渐上升。

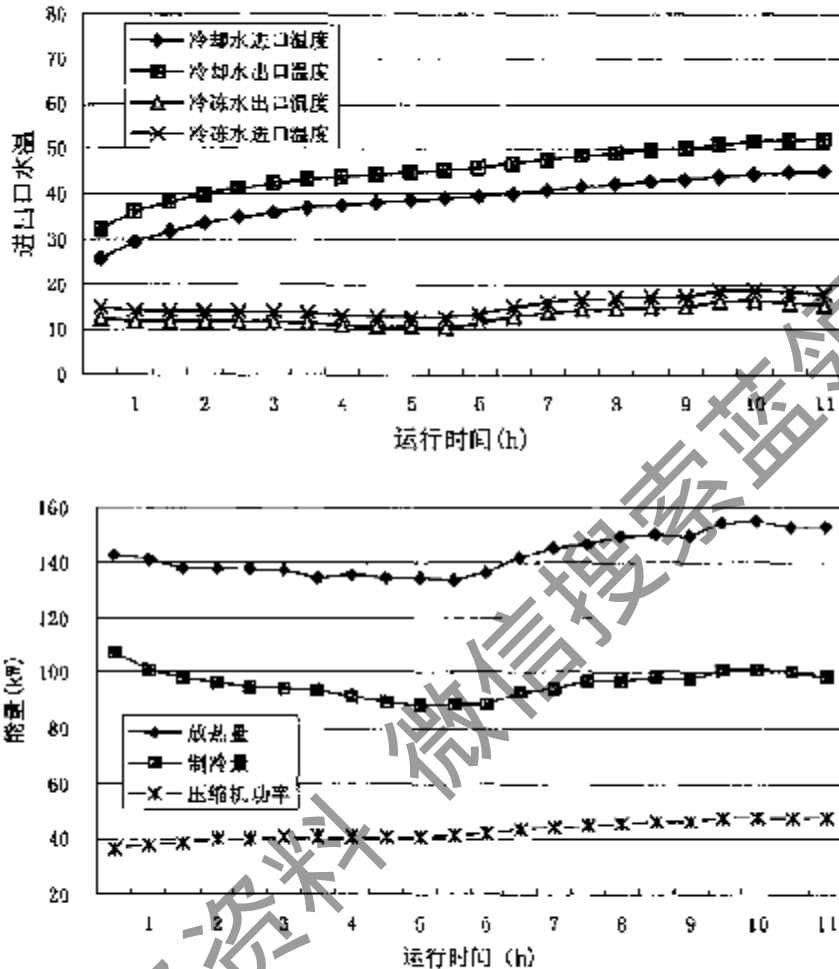


图 7-5 6月7日实测结果

图 7-6 为 6 月 21 日、6 月 22 日两天的实测数据比较。图中结果表明, 在冷负荷相同的情况下, 第二天机组的冷冻水、冷却水温度及压缩机耗功量等均比第一天同时刻有所上升, 但各项参数随时间的变化规律相同。这是因为该地源热泵系统地热换热器设计偏小, 而空调系统冷负荷较大, 使得地热换热器热负荷大大增加, 从而导致钻孔周围形成热量累积, 钻孔壁温不断升高。因此地热换热器出口水温逐渐上升, 压缩机耗功量不断增加。这也说明地源热泵系统不适合于连续高负荷的空调系统。

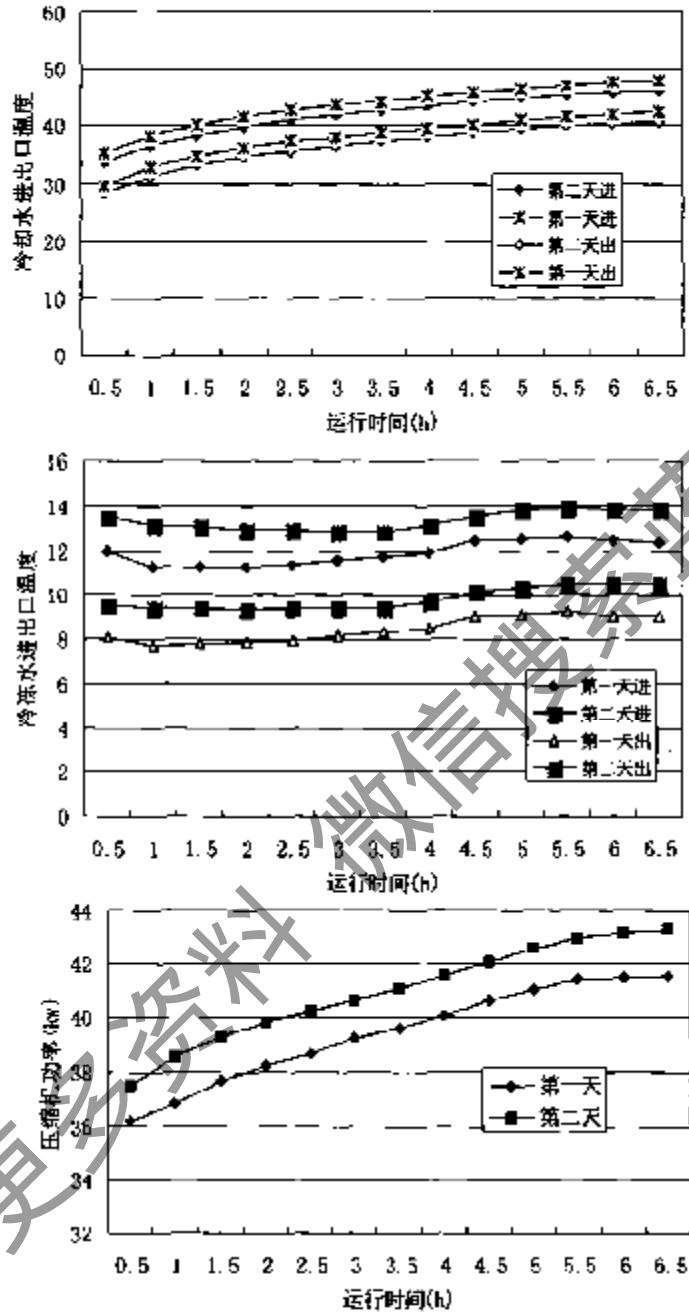


图 7-6 6月21日22日实测结果比较

7.4.3 冬季工况测试结果

冬季工况实验共分两个阶段，一是地热换热器内采用纯水作为循环液；第二阶段是循环液为防冻液。由于实验用热泵机组无自动控制方案，只采用简单的水温控制方法，即当

热泵机组用户侧水温超过 48°C 时或地下环路侧循环介质出口温度低于 2°C 时, 其中一台压缩机将停止运行。因此导致热泵机组中压缩机不停的启停, 工作台数随水温的变化而变化, 使测试的数据没有连续性。所以结果均以每日平均参数作为参考值。测试期间, 室外空气温度 $2\sim 10^{\circ}\text{C}$ 之间, 室内温度保持在 $20\sim 24^{\circ}\text{C}$ 范围内。

(1) 第一阶段测试: 此时时间从 12 月 7 日~12 月 12 日

12 月 7 日 7 时开始做实验测试。7:00 分首先启动地热换热器的循环水泵, 测试出地下土壤的温度为 15.5°C 。7:30 分启动温水循环水泵和机组的一号压缩机。系统开始正常运行, 同时计算机开始采集数据。此时, 用酒精温度计测的室外气温为 2°C 。由于系统水温升得太慢, 10:00, 启动二号压缩机, 待温度升到 48°C 时, 二号压缩机自动关闭。至此一号压缩机一直持续运行到 12 月 9 号 22:00。其中, 12 月 8 号 7:21 分钟, 出水温度超过设定值 48°C , 一号压缩机也停止。7:30 启动, 此后, 由于持续运行, 使压缩机始终处于间歇运行阶段。

12 月 10 号 8:15 启动地热换热器循环水泵, 8:25 启动两台压缩机。由于自习室人员较多, 且持续供暖三天, 地板辐射采暖基本稳定, 所以负荷较少。10:00 启动报告厅的空调系统。由于当时报告厅内无人员热负荷, 且有较大的新风负荷, 机组的制热量不能同时满足自习室与报告厅的负荷要求, 故运行一个小时后, 停止对报告厅送暖风。整个系统仍是对自习室供暖。15:00 由于实际需要关闭自习室地板采暖, 转到报告厅空调系统, 17:47 关闭空调系统, 转到自习室地板采暖。其中 16:31 断电停机。21:00 关闭整个系统。

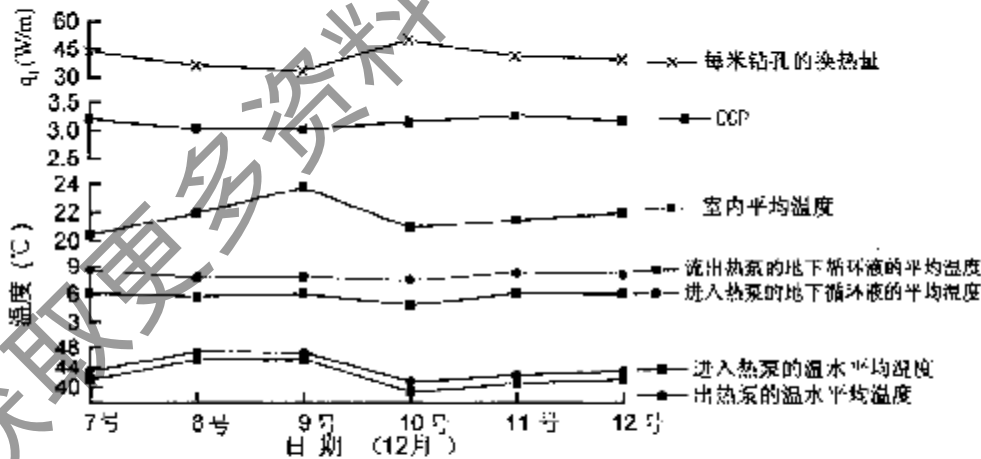


图 7-7 第一阶段系统各参数平均值变化曲线

12 月 11 号, 7:15 启动循环水泵, 7:20 启动主机。17:26 突然停电, 18:11 重新启动。22:00 系统停止运行。

12 月 12 号, 6:57 启动循环水泵, 7:00 启动主机。8:30 突然停电, 8:44 重新启动。21:00

系统停止运行。启动二号压缩机，待温度升到 48°C 时，关闭二号压缩机。至此一号压缩机一直持续运行到 12 月 9 号 22:00。其中，12 月 8 号 7:21，出水温度超过设定值 48°C ，一号压缩机也停止。7:30 启动，此后，由于持续运行，使压缩机始终处于间歇运行阶段。

从 12 月 10 号至 12 月 12 号，该系统始终处于间歇运行状态，即上午 8 时启动，晚间 21 时关闭。

该阶段的测试结果见图 7-7。

(2) 第二阶段测试 (12 月 22 号—12 月 26 号)

从 12 月 12 号至 12 月 21 号期间由于向地热换热器内的循环液中填加防冻液，故地源热泵系统停止运行，采用锅炉房热水对自习室和报告厅进行供暖。

12 月 22 号，13:00 启动系统，21:00 关闭系统，由于实际需要在运行期间间歇性地启动报告厅空调系统。

12 月 23 号，7:40 启动系统，21:00 关闭系统。间歇性地启动报告厅空调系统。

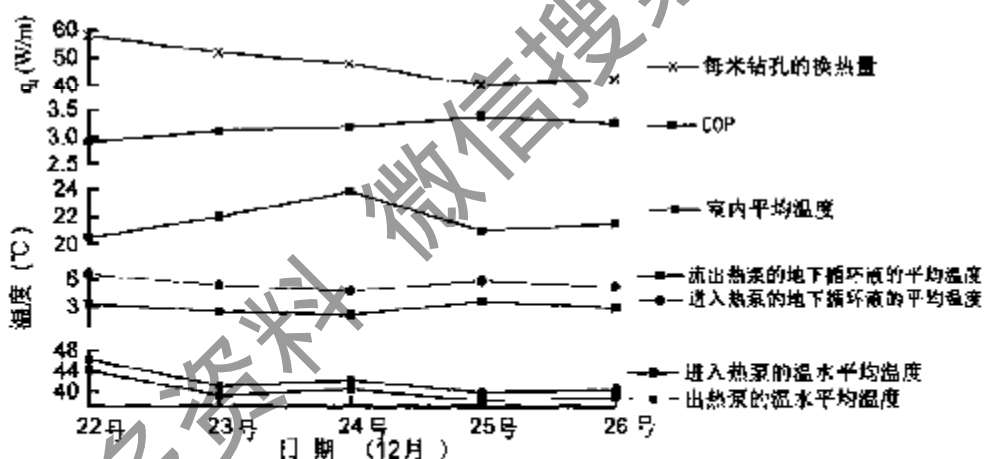


图 7-8 第二阶段系统各参数平均值变化曲线

12 月 24 号，7:40 启动循环水泵，8:00 启动热泵机组。经过 20 分钟的地热换热器内水的循环，可以看出水在夜间与土壤进行换热后，可以由停机时的 6°C 达到 13°C ，这对于空调系统需要间歇性运行的建筑物（如办公楼，公共建筑等）来说是比较有利的。21:00 关机。

12 月 25 号，8:09 启动系统，21:40 关闭系统。

12 月 26 号，8:04 启动系统，21:09 关闭系统。

该阶段的测试结果见图 7-8。

7.4.4 冬季实测结果分析

图 7-9 为 12 月 7 日测定的用户侧热水供回水温度和地下环路的进出口温度随时间的变化情况。结果表明,在开始的 4 小时左右,地下环路流体的进出口温度迅速下降,而用户侧热水的温度则迅速上升,地热换热器进出口流体温度迅速下降。这是由于开始运行时,用户回水温度较低,冷凝温度低导致机组内制冷剂蒸发温度迅速降低,故地热换热器出口温度也降低,此时只有一台压缩机工作。随着运行时间的增加,由于地板的蓄热的作用,使用户回水温度迅速上升,机组内两压缩机同时运行,使得地热换热器流体进出口温度迅速下降,几乎达到机组的最低控制温度。在两台压缩机同时运行 2 小时后,其中一台停止运行。在运行 6 小时后,地板内温度趋于稳定,故用户侧回水温度及地下环路流体的进出口温度也逐渐稳定。

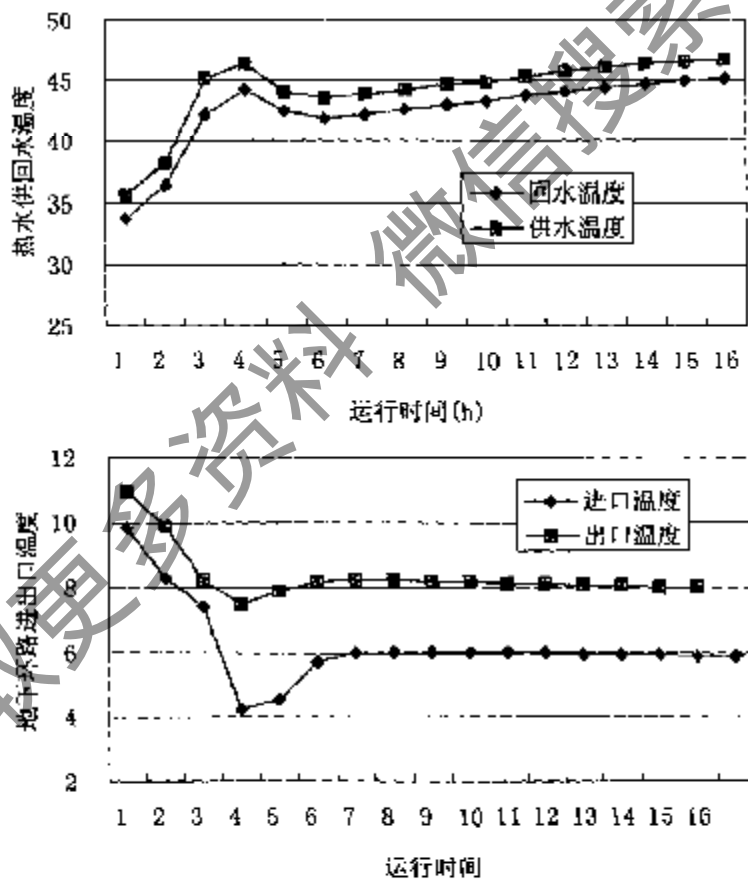


图 7-9 12 月 7 日测试结果

另外,由测试数据可知,随着运行天数的增加,每日运行时间内地下环路和用户水环路流体进出口平均温度变化较小,平均制热量、压缩机的功率、机组的平均制热性能系数

均逐渐降低。在制热工况时,机组的制热性能系数均维持在2.0~3.5之间,室内也维持在20℃以上,这说明地源热泵系统供暖效果良好,完全满足设计要求。

7.5 测试结论

(1) 制冷工况时,运行初期,冷冻水的出口温度逐渐降低,在大约5小时左右,冷冻水出口温度及制冷量均达到最低值。此后,冷冻水出口温度、制冷量逐渐上升。在开始运行的3小时左右,地下环路冷却水进出口温度上升比较快,此后开始缓慢上升。在运行过程中,压缩机耗功量一直在上升。

对每日间歇运行的空调系统,每天运行的时间越长,地热换热器进出口流体的温度及压缩机的耗功量越高,机组的性能系数就越低。制冷工况时,机组制冷性能系数在1.7~3.0之间,室内温度维持在24~29℃之间。夏季单位深度钻孔传热量为80~100W/m。

(2) 制热工况时,每天在开始运行2个小时左右,用户侧和地下环路进出口温度即达到相对稳定状态。达到稳态时,用户侧供回水温度在42~47℃之间,地下环路进出口温度维持在3~8℃之间。每日内连续运行的时间越长,达到稳定状态所需的时间越短。

随着运行天数和时间的增加,用户侧和地下环路进出口温度均有所升高,实测平均制热量、压缩机耗功量、机组制热性能系数等逐渐下降。实测每口平均制热量维持在37~60kW,机组的瞬态制热性能系数在2.0~3.5之间,平均值在2.3左右,冬季单位深度钻孔传热量为20~40kW/m。对于间歇运行的空调系统,停止运行的时间越长,机组的性能系数就越高。

参考文献

[1]机械工业部冷冻设备标准化技术委员会编.制冷空调技术标准应用手册.北京:机械工业出版社,1998.

8 结论

本课题在山东省自然科学基金的资助下,以地源热泵空调系统为研究对象,首先根据传热学理论,建立了竖直埋管地热换热器的瞬态仿真模型和设计方法,然后采用分布参数和集中参数方法,分别建立了蒸发器、冷凝器、压缩机和热力膨胀阀的部件模型,在此基础上,采用顺序模块法建立了水-水热泵机组的稳态模型。最后,利用质量守恒和能量守恒的原理,将地热换热器、热泵机组和室内水环路模型联系起来,建立了地源热泵系统动态仿真模型,并通过试验进行了验证。本文的主要成果如下:

8.1 竖直埋管地热换热器模型

(1) 将竖直埋管地热换热器的传热划分为两个区之间的传热,即钻孔壁以内稳态传热和钻孔周围的非稳态传热。在钻孔周围区域,将地热换热器的传热简化为有限长线热源的传热问题,采用格林函数法得到了有限长线热源的解析解。

(2) 已有的地热换热器理论解模型均将地热换热器的传热简化为无限长线热源的传热,并给出了它的解析解。与无限长线热源模型相比,有限长线热源产生的温度响应更好地描述了竖直埋管地热换热器在长期运行时的传热过程,更加接近于工程实际,是一更为合理的数学模型。

(3) 提出了利用钻孔壁中点的温度作为钻孔壁的代表性温度的方法,与采用沿钻孔深度方向壁温的积分平均值作为钻孔壁的代表性温度的方法比较,该方法既简单又实用。

(4) 与钻孔周围区域传热过程相比,由于钻孔内容积较小,将钻孔内的传热近似为稳态传热,同时忽略U型管内流体沿流动方向的导热,建立了钻孔内传热的准三维模型,得到了U型管换热器中流体温度沿深度变化的解析表达式。引入了地热换热器钻孔内效能的概念,并得到了地热换热器效能的计算公式。根据效能的计算公式,即可从理论上分析钻孔内各项参数及两支管之间的热短路对传热的影响,为定量分析影响地热换热器传热性能的诸多因素奠定了理论基础。

(5) 把地热换热器随时间变化的负荷分解为一系列脉冲负荷,进而确定任一对时刻的温度响应,从而建立了非稳态热流的地热换热器模型。把具有复杂边界条件和热源的问题分解为许多较简单的问题,即把具有多个钻孔的地热换热器温度场化作许多单孔温度场的叠加,建立了多钻孔地热换热器温度场叠加模型。

8.2 水-水热泵机组模型

(1) 采用稳态效率法建立了全封闭活塞式压缩机的质量流量、输入功率的数学模型。

对水-水热泵机组中的节流机构—热力膨胀阀采用集中参数法建立了热力膨胀阀的数学模型。采用分布参数法,建立了复合螺旋套管式冷凝器和蒸发器的稳态模型,并编制了冷凝器和蒸发器的设计和模拟软件。利用冷凝器的模拟程序,分析了冷凝器在冷却水流量、冷却水入口温度、冷凝器长度变化的情况下,冷凝器换热量的变化趋势。

(2) 采用状态方程法建立了制冷剂热物理性质的计算模型。根据马丁-侯方程编制了 R22 和 R134a 两种制冷剂热物性子程序。另外根据相关资料,编制了水、乙二醇的物性参数子程序。

(3) 对制冷剂的充注量及充注量的变化与系统特性之间的关系,目前缺少成熟的理论方法。本文采用 X_n 修正模型,作为空泡率的计算模型,建立了热泵机组制冷剂充注量的计算模型。

(4) 在建立的压缩机、冷凝器、蒸发器和膨胀阀各部件模型的基础上,采用顺序模块法,根据制冷剂质量平衡和部件之间的能量平衡的关系式,建立了水-水热泵机组的稳态仿真模型。

(5) 利用试验系统的测试数据,对热泵机组模型进行了验证。结果表明,模拟值与实测值比较吻合,预测温度与实测温度最大值为 0.6°C 。压缩机功率及制冷量的相对误差除个别点外,误差均在 5% 以内,机组放热量误差约在 8% 左右。

(6) 利用水-水机组模型给出了夏季工况时,机组的各项性能随冷冻水流量、冷却水流量、冷冻水入口温度以及冷却水入口温度变化的模拟结果。模拟结果表明,随着冷却水和冷冻水流量的增加,机组制冷量、放热量及 COP 均随之而增大,但冷却水流量变化对机组制冷量和放热量影响较小。压缩机输入功率随着冷却水流量的增加而降低,随冷冻水流量的增加而升高。机组制冷量随着冷冻水入口温度的增加而增大,随冷却水温度的升高而降低。压缩机耗功量均随着水温的升高而增加。

(7) 提出了热泵机组优化设计的方法,根据机组仿真程序得到了在冷凝器长度、蒸发器长度和制冷剂充注量变化的情况下机组的各项性能。

(8) 对地源热泵系统,冬季制热工况时,为保证系统可靠运行,需在系统中添加防冻液。添加防冻液后机组性能有所降低。本章建立了添加后防冻液后机组内换热器的热量衰减系数模型。在机组结构一定的情况下,换热器的 β 值随运行工况的变化比较小。在 β 值一定时,对流放热衰减系数越大,机组换热量的衰减系数越大。根据热量衰减系数模型即可确定采用不同防冻液时的机组热量衰减值。

8.3 地源热泵系统模型

(1) 建立了以小时为步长的地热换热器瞬态模型。只要输入任一时刻的地热换热器负荷即可通过模拟软件确定该时刻地热换热器内循环流体的进出口温度。利用地热换热器瞬

态模型, 得出了地热换热器出口水温随地热换热器长度、钻孔内回填材料、地下环路循环介质流量、土壤初始温度、地热换热器负荷、每日运行时间份额等因素的变化规律。

(2) 根据能量守恒原理, 建立了室内水环路的动态模型。

(3) 通过质量和能量守恒关系式, 将地热换热器、热泵机组和室内水环路模型联系起来, 建立了地源热泵系统的动态仿真模型。输入建筑物逐时冷负荷或热负荷、运行初始时刻冷冻水和冷却水的进口温度, 即可通过仿真软件计算出地源热泵系统任一时刻的各项性能参数及系统总能耗。

(4) 利用试验测试数据, 验证了地源热泵系统仿真模型的有效性。除了运行开始的几个小时内, 实测值与模拟值的误差较大外, 其余时间内, 各项参数的相对误差均不超过 5%。

(5) 利用系统仿真软件, 给出了在防冻液浓度变化时, 地源热泵系统的制冷量、压缩机耗功量等参数的变化规律, 并对模拟结果进行了分析。

(6) 介绍了地源热泵系统常用的防冻液种类, 对用于地源热泵系统的防冻液特性进行了研究。首次提出了对防冻液特性的评价方法。选取防冻液主要根据热泵系统的工作温度、防冻液的特性等多个方面进行经济技术比较。一般须考虑以下几个方面: a、防冻液的凝固点; b、系统的投资和运行费; c、防冻液的腐蚀性; d、对人体健康和环境的影响; e、火灾风险; f、价格和来源。

综合分析表明, 虽然乙二醇的价格较高, 但它的传热性能比较好, 腐蚀性也很低, 对人体的健康和环境的影响较小, 管理和操作也比较简单, 因此乙二醇都是一种良好的防冻液, 也是热泵系统的首选。

致 谢

本文是在李安柱教授和方肇洪教授两位导师的悉心指导和热情关怀下完成的。

李安柱教授做事严谨、和蔼可亲，对作者的关怀情真意切。贯穿于课题过程中的是他的一直不断关心和谆谆教诲。此外，在同作者对课题的讨论中见解深刻，分析问题切中肯綮，师生之谊作者将永记于心。

作者是在方肇洪教授的直接指导下完成博士课题研究工作的。方肇洪教授渊博的学识、充沛的精力、干练的作风、严谨的治学态度、孜孜不倦的敬业精神，以及对学科发展的敏锐洞察力使作者受益非浅，也将激励作者永远前行。方老师在课题的选择、程序的编写以及学位论文的审阅过程中倾注了许多心血，同时也为作者提供了良好的试验条件和工作条件，使作者能够顺利完成学业。在此向我的导师表示崇高的敬意和衷心的感谢。

在博士论文即将完成之际，我的心情久久不能平静。回想起四年多来给予我支持和帮助的老师、同事们和朋友们，是你们的鼓励和支持才使我在紧张的工作之余，顺利地完成了博士论文，在此由衷地道一声“谢谢”。

崔萍为本课题提供了冬季工况的试验数据，硕士生周伟在程序的编写和试验测试过程中提供了支持和帮助，在此表示衷心感谢。

感谢胡玉珠老师给予作者生活上的帮助和精神上的鼓励。

在这里还要感谢我的丈夫张林华先生，虽然工作繁忙，但主动承担了繁重的家务，并悉心照顾着儿子的生活和学习，是他无私的奉献使作者得以顺利完成学业。在论文进行的过程中，他不断的鼓励和支持，为作者增添了学习的动力。

感谢我儿子对作者的关心和支持，在作者工作最繁忙的时刻，他默默地替我分担部分家务。在此祝愿他健康成长，永远向上。

最后，向所有关心和帮助过我的人们再次表示衷心的感谢。

曲云霞

2004年4月

攻读博士学位期间发表的论文和参与的科研项目

发表论文:

- 1 曲云霞, 张林华. 固态硅酸盐被膜缓蚀剂在热水锅炉及空调循环水系统中的应用分析. 建筑热能通风空调, 2001. 20(5): 56-57.
- 2 曲云霞, 张林华, 崔永章. 地源热泵及其应用分析. 可再生能源, 2002. 4: 7-9.
- 3 张林华, 曲云霞. 臭氧法水处理在空调循环水中的应用. 暖通空调, 2002. 32(4): 110-111.
- 4 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 李安柱. 地源热泵地下环路的设计方法. 流体机械, 2002. 30(9): 50-52.
- 5 曲云霞, 方肇洪, 张林华, 李安柱. 地源热泵系统中防冻液的传热能力分析. 流体机械, 2002. 30(10): 47-50.
- 6 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 李安柱. 地源热泵系统防冻液的选择. 节能与环保, 2002. 8: 20-23.
- 7 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 李安柱. 地下水源热泵及其设计方法. 可再生能源, 2002. 6: 11-14.
- 8 曲云霞, 方肇洪, 张林华, 李安柱. 太阳能辅助供暖的地源热泵经济性分析. 可再生能源, 2003. 1: 8-10.
- 9 周伟, 曲云霞, 方肇洪. 冷凝器换热模型与仿真. 山东建工学院学报, 2003. 18(1): 18-22.
- 10 张林华, 王元, 曲云霞. 太阳能温室空气-土壤热交换器系统的技术进展. 可再生能源, 2003. 2: 9-10.
- 11 张林华, 曲云霞, 王元. 电锅炉用于供热系统的技术经济分析. 工业锅炉, 2003. 3: 51-53.
- 12 曲云霞, 方肇洪, 张林华, 周伟. 地表水源热泵系统的设计. 可再生能源, 2003. 3: 30-32.
- 13 张林华, 曲云霞, 方肇洪, 李安柱. 地源热泵机组压缩机的合理匹配. 流体机械, 2003. 7: 59-63.
- 14 曲云霞, 张林华, 方肇洪. 地源热泵系统辅助散热设备经济性能. 可再生能源, 2003. 4: 9-11.
- 15 张林华, 曲云霞, 刘清华. 即热式换热增压装置的原理及应用. 煤气与热力, 2003. 6: 374-375.
- 16 张林华, 崔永章, 曲云霞, 刘学亨. 锅炉给水加氢除氧器的实验研究. 山东建筑工程学院学报, 2003. 18(2): 42-45.

- 17 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 李安柱. 地源热泵名义工况探讨. 西安建筑科技大学学报, 2003. 35(3): 221-225 (EI 收录:04128075617)
- 18 张林华, 崔永章, 曲云霞, 刘学亭. 一种新型锅炉给水除氧器的研究. 热能动力工程, 2003. 18(5): 503-506.
- 19 周伟, 方肇洪, 曲云霞. 防冻液对热泵机组换热性能的影响. 建筑热能通风空调, 2003. 22(4): 26-29.
- 20 lin-hua ZHANG, yunxia-QU, wei ZHOU, zhao-hong FANG. A Study on Standard Rating Conditions for Ground-Source Heat Pumps. Proceedings of the 4th International Compressor and Refrigeration, Xi'an Jiaotong University Press, Oct. 2003: 295-303.
- 21 张林华, 方肇洪, 曲云霞, 李安柱. 闭环地源热泵系统的设计. 西安建筑科技大学学报, 2004. 36(1).
- 22 曲云霞, 张林华, 方肇洪. 地源热泵应用于小型住宅的可行性研究. 中国建筑学会热能动力分会第 12 届学术交流大会 (论文集), 郑州, 2003. 359-362.
- 23 曲云霞, 张林华, 方肇洪. 地源热泵地下换热器的合理设计. 山东暖通空调, 2001. No.4: 4-8
- 24 曲云霞, 张林华, 苏登超. 水源热泵的研究与分析. 山东建筑热能动力学会学术论文集, 潍坊, 2002 年 6 月, 76-80. (获优秀论文二等奖)
- 25 曲云霞, 张林华, 方肇洪, 尹纲领. 供热系统温控及热计量仪表原理与应用. 山东暖通空调制冷学术年会, 济南, 2002 年 9 月. (获优秀论文一等奖)
- 26 张林华, 曲云霞, 刘学亭. 流体速度测量技术及应用. 山东暖通空调制冷学术年会, 济南, 2002 年 9 月. (获优秀论文三等奖)
- 27 曲云霞, 张林华, 刘学亭. 供暖系统节能措施探讨. 山东暖通空调制冷学术年会, 济南, 2002 年 9 月. (获优秀论文二等奖)
- 28 张林华, 曲云霞, 尹纲领. 自然通风在大空间建筑设计中的应用. 山东暖通空调制冷学术年会, 济南, 2002 年 9 月. (获优秀论文一等奖)

参与的科研项目:

- 1、山东省教委资助科研项目: 新型节能环保(催化加氢)除氧器的研究。
- 2、山东省科委重大科技攻关项目: 地热空调关键技术(011150105)。
- 3、国家自然科学基金项目: 多元通风的模式分析及设计原理研究(50278025)。