

# 太阳能地源热泵式空调系统研究

## 摘要

太阳能是一种取之不尽的清洁能源，如何更有效的利用太阳能，已经成为当今各国竞相开发研究的热点；热泵的特点在于消耗一定量的电能将热量从低温热源传递到高温热源，提高低温热源的利用率。太阳能热利用技术与热泵技术相互结合，发展前景非常广阔。本文在结合太阳能热利用与地源热泵技术的基础上，分析研究了太阳能地源热泵式空调系统的技术特点：提出了太阳能地源热泵式空调系统的概念；研究了该系统的工作原理；以及系统运行时的控制方式。

本文详细介绍了平板式太阳能集热器和热管式真空管集热器的传热模型和计算方法，重点研究了热管式真空管集热器模块的工程设计和运行模式，克服了大面积太阳能集热系统在北方寒冷地区运行时的防冻问题。对空气热源、水热源和地热热源三种热泵型式进行了介绍，根据所研究系统的实际需要，主要对地热泵进行了深入研究，确定了埋地换热器的具体形式并建立了传热模型。结合具体工程，对太阳能地源热泵式空调系统进行了详细的理论计算和工程实施方案设计，并利用系统的实测数据与理论计算数据对比验证出系统在技术上的可行性。

结合系统施工和运行的实际情况，本文对该系统进行了经济性分析，分析结果证明该系统设计十分合理，在经济上非常可行。运行效果显示该系统节能效果十分明显，该系统冬季运行时供暖性能系数平均可达 4.5，夏季运行时制冷性能系数平可达 3.8，运行费用可与燃煤相当，但几乎没有污染。本论文的研究结果表明，太阳能地源热泵式空调系统在技术和经济上完全可行，很有研究和推广的价值。

关键词：太阳能；地源热泵；空调；集热器；埋地换热器

# The Study on The Air-condition System of Solar Energy and Geothermal-source Heat Pump

## ABSTRACT

Solar energy is a sort of never-failing clean energy source, and how to more effectively utilize it has increasingly become a hot spot scientists tap with efforts. The characteristic of heat pump consist in that it can transfer heat from low temperature to high temperature, and improve the rates of low temperature heat sources. There will be a great future if we integrate solar energy utilization techniques into heat pump techniques. On the base of integrating the two techniques, the paper analyzed the art trait of the air-condition system of solar energy and geothermal-source heat pump, the concept of the solar energy and geothermal-source heat pump type air-condition system is proposed; the working principle of this system has been studied in this paper; and how to control system.

This paper introduced the transfer model and the computational method of the plate-type solar energy collection heat and the hot tubular vacuum tube collection hot heat in detail, have studied the hot tubular vacuum tube collection heat module engineering design method and the movement pattern with emphasis, has overcome the frost of the big area solar energy collection is used in the north cold area. To the air-source, the water-source and the geothermal-source of three kinds of heat pumps patterns have carried on the introduction, according to the actual need of the study, mainly has conducted the thorough research to the geothermal-source heat pump, had determined buried the heat interchanger concrete form and has established the heat transfer model. Unifies the concrete project, has carried on the detailed theoretical calculation and the project implementation plan design to the air-condition system of solar energy and geothermal-source heat pump, and confirms the system in technology feasibility using the system measured data and the theoretical calculation contrast.

The union system construction and the movement actual situation, this article carried on the efficient analysis to this system, the analysis result had proven this system design extremely reasonable, was extremely feasible in the economy. The movement effect demonstrated this system energy conservation effect extremely obvious, when this system is used in Winter the heating coefficient of performance may reach 4.5 equally, in Summer the refrigerating coefficient of performance to be

even may reach 3.8, the operating cost may with burn coal quite, but has not polluted nearly. The researched results indicated that the air-condition system of solar energy and geothermal-source heat pump is completely feasible in the technology and the economy, has the research and the promoted value very much.

Keyword: solar energy; geothermal-source heat pump; air-condition; heat collector; downhole heat exchanger

# 第一章 前言

## 1.1 课题研究背景

### 1.1.1 中国的能源环境现状与对策

中国是发展中国家，人口众多，能源资源相对匮乏。中国自然资源总量排世界第七，能源资源总量居世界第三位。但中国人均能源资源占有量不到世界平均水平的一半，石油占有量仅为十分之一。而在另一方面，中国的每万美元国民生产总值能耗却很高，为发达国家的四至六倍。

在美国、中国、俄罗斯、日本、德国、加拿大和印度世界七大能源消费国中，只有中国的煤炭占能源消费量的 72.8% 以上。酸雨污染，温室效应以及臭氧层破坏等已成为制约我国经济协调稳定发展的重要环境因素。中国要达到全面实现小康社会的目标，GDP 以及人均国内生产总值都将以较高的速度继续增长，因此，中国的能源环境与经济发展的矛盾必将日益突出。能否保证中国在新世纪保持经济较高速度的可持续发展，能源动力工作者责任重大。积极制订对策、采取行之有效的措施已刻不容缓。具体的对策有很多，比如：

1. 积极开发可再生能源，充分利用清洁能源，逐步改变以煤为主的能源结构；
2. 提高能源有效利用率，最大限度地节约常规能源；
3. 能源工业发展以电力为中心，最大限度地提高一次能源煤炭用于发电的比重；
4. 煤炭的清洁使用和发展洁净煤技术。

虽然从近期来说，常规能源仍然在国民经济的发展中发挥着不可替代的重要作用；但从长远来说，以消耗矿物能源为基础的传统能源结构，由于存在资源有限、不可再生且污染严重等问题，必将被一个持久的、可再生的、多样化的、清洁的新能源系统所代替。

然而，无论是以常规能源为基础的传统能源结构，还是未来的多样化的可再生新能源为基础的能源结构，不是能源与资源、环境的矛盾尖锐，就是能源与经济以及现实作用的矛盾突出，都分别存在着自身的缺陷或不足。是否存在这样的适宜场合或领域，使得两类能源能够充分发挥各自的优势，使得可再生的新能源不必等到未来，现在就可以发挥其最大效能和作用。一般来说，这不是一件容易做到的事情，然而，对于某些领域如“建筑节能或生态建筑”领域，某些技术如太阳能、地源热泵等节能技术，经过能源工作者们的共同努力，完全有条件挖掘其最大潜能，为缓解我国的能源环境矛盾做出贡献。

随着 21 世纪的到来,我国建筑业持续发展,对建筑节能的要求越来越高。减少我国冬季采暖所造成的大气污染,降低供暖空调系统的能耗、节约能源是建筑节能和暖通空调工作者一直追求的目标,特别是近几年来,大中城市为改善大气环境,迫切需要减少燃煤量,大力推广使用包括可再生能源在内的清洁能源。随着人民生活水平的提高,建筑物不仅要满足冬季采暖的要求,而且需要夏季空调降温。如果将太阳能、地源热泵和空调系统三者有机结合起来,来实现对建筑物的供暖和制冷,必将大量减少对常规能源的消耗,同时可极大减少对环境的污染。

### 1.1.2 生态建筑与生态能源建筑

#### (1) 建筑环境与生态建筑

建筑环境是人类生存的基础之一,在人、社会、经济这一复合的巨型生态系统中,建筑物可算得上是产出容积量最大的物质产品了。建筑物及其环境是构成地球生态系统的重要组成部分,它对地球环境、地球生物、地球自然生态,尤其是人的影响很大。既有其重要的积极作用,也同时存在着消极的、有害的作用。如建筑物在使用能源的过程中排放出大量的  $\text{SO}_2$ 、 $\text{NO}_x$ 、悬浮颗粒物和它污染物,影响人体的健康和动植物的生存。世界各国建筑耗能所排放的  $\text{CO}_2$  大约占到全球  $\text{CO}_2$  排放总量的 1/3,其中住宅大体占 2/3,公共建筑占 1/3。这种消极的、有害的影响,正随着人口膨胀、地球自然物质短缺和地球生态环境的破坏,日趋恶化,建筑物的大量兴建已构成世界性的可持续发展的阻力之一。

随着人类生存意识和环境保护意识的增长,人类渴望提高生活质量,向往大自然的绿色以及人与自然的和谐共处,创造生态化节能建筑与人居环境已成为人们追求的目标。太阳能建筑、节能建筑、绿色建筑、可持续发展的建筑以及生态建筑成为近些年来国际社会关注的热门课题。

太阳能建筑历史最悠久,但范围最小;节能建筑则随着七十年代全球性能源危机而得到普遍重视,它不仅包括利用太阳能,还包括利用风能、水能和地热等,此外还包括通过改善建筑的围护结构、增强自然通风、使用遮阳设施等技术手段来实现节能的目的,因而从太阳能建筑较为单一的技术手段扩展成为更加综合的技术体系。而生态建筑则是立足于将节约能源和保护环境两大目标结合起来,所关注的不仅包括节约不可再生的常规能源和利用可再生洁净能源,还涉及节约资源(建材、水)、减少废弃物污染(空气污染、水污染)、以及材料的可降解和循环使用等。

为了实现生态建筑的预期目标,首先要充分借鉴发达国家已有经验,严把建筑设计或小区规划的质量关。丹麦建筑师结合丹麦位于北欧高纬度气候的特点,成功地设计出“抵寒建筑”,即使在漫长严寒的北欧,其室内气候也温暖如春。有些建筑师非常注重绿化,在设计中不仅考虑到屋顶绿化,还在屋面种植一些植物,强化建筑的隔热性能,有效地防止热辐射,改善夏天室内热环境条件。其次,要充分利用当今世界日新月异的创新技术,促进节能技术、材料技术、电子技术、

控制技术和信息技术等高新技术在建筑主体节能或小区建设方面的应用,使得生态建筑不仅具有与自然界和谐统一的属性,还能具备高新科技的特征。此外,在遵循世界发达国家建筑节能技术从节能建筑、低能耗建筑、可持续发展的建筑以及生态建筑的发展过程中,应重点抓住生态能源建筑体系建立这一核心内容,力争通过有效的技术手段实现跨越式发展。

## (2) 生态能源建筑与本文的研究方向

所谓生态能源建筑是指该建筑不仅能满足人类居住的基本要求,而且其能量系统要与区域生态环境相和谐,其能量系统应该采用更多的可再生能源,即使应用少量常规能源,也应该是清洁的。这是区别于传统建筑的新概念,是按生态学要求实现能量优化,使物质能量良性循环,有助于区域经济和社会高效、和谐的发展,并且以尽量减少对环境的影响为特征的建筑。

生态能源建筑没有一个固定的模式,不同规模及不同经济发展状况的城市、乡镇、农村、南方、北方和高原、海岛可有不同方式的生态能源建筑。然而,无论怎样,充分利用自然资源,在满足建筑能源需要的同时,最大限度地降低建筑能耗,减少对环境的排放,却是必须共同解决好的一个关键环节。

在世界各国的一次能源消费中,建筑耗能、工业耗能和交通运输耗能是主要的三大方面。在发达国家中,建筑能耗约占总能耗的30%~50%,我国的建筑能耗占总能耗10%以上,其中发达地区约占20~30%,但其继续增长的趋势却是必然的。因此,具有超前的意识,重点解决好建筑节能中的基础研究问题、关键技术问题,做好技术储备,是至关重要的。

建筑耗能一般包括建筑采暖、空调、降温、电气、照明、炊事、热水供应等所使用的能量。美国建筑耗能约占总耗能量的33.6%,而其中用于供暖的为53.3%,热水供应12%,制冷6.5%,其他20.8%,换言之,建筑物中约有80%的耗能量,约占总耗能的26.6%用于供暖、空调和热水供应。虽然,我国目前的经济发展和人民生活水平尚不能与美国这样的国家相提并论,而且,未来的发展模式也不可能与美国相类似,但作为人类改善生存环境和生活条件基本需要的供暖、空调和热水供应肯定会得到越来越多的保障却是一个不争的事实。

因此,本文所确定的研究方向是,以低品位的可再生能源有效利用为基础,辅助以少量常规能源,采用太阳能和地源热泵节能技术,积极探索其中的热力学、传热传质学等基础理论问题,重点解决建筑节能中的核心技术问题,为最终完成生态能源建筑的建设任务,促进科研成果向现实生产力的转化,做出不懈的努力。

## 1.2 太阳能和地源热泵的发展与研究现状

太阳能作为可利用的能源,主要有光—电转换(发电),光—化学转换(制氢),光—热转换(热利用)。太阳能集热器是一种太阳能光热转换的装置,由于它不消耗矿物燃料、无污染、价格较低、使用安全方便等特点,备受世界各国的重视,日益成为太阳能热利用领域的主要方向。

地源热泵是通过输入一定量的高品位能源（如电能），即可实现低温热源和高温热源之间的热量转移，地表土壤浅层（包括地下水）分别在冬季和夏季作为低温热源和高温热源，能量起码是部分的做到了循环回用，符合生态能源建筑建设的基本要求和方向，是最有希望在住宅和商业建筑供热、制冷、空调领域发挥重要作用的新技术。到目前为止，地源热泵的命名尚不统一，如“土壤热泵”，“大地耦合式热泵”，“地热热泵”，“地热泵”，“地下水热泵”，“地源系统”等，1997年建设部下发《住宅产业化试点技术发展要点》中称作地热泵。“地源热泵”这个命名既能突出“热源”的基本特征，又能与国际接轨，如美国、欧洲等国家多称 Ground Source Heat Pumps 简称 GSHPs (ASHRAE, 1995)<sup>[1]</sup>，因此，建议采用此名称。

### 1.2.1 太阳能热利用国内外发展概况

#### (1) 在国外的的发展

太阳能的开发利用主要有光电转换和光热转换两种形式，太阳能热水技术是太阳能热利用技术中最简单、实际应用最多，并在经济上能与常规能源相竞争的一种技术。早在二十世纪初叶，美国最先开始使用太阳能热水器，用来获取生活热水。1939年，麻省理工大学建设了第一座太阳能房，从此掀开了太阳能研究利用的序幕。第二次世界大战以后，以色列、澳大利亚、日本、希腊及南非等国家也相继使用太阳能热水器，但这时的太阳能热水器仅限于获得生活热水。1955年，以色列的泰伯等在第一次太阳能科学会议上提出了选择性涂层的基础理论，并研制成实用的黑镍等选择性涂层，为高效太阳能集热器的发展创造了条件。1954年，美国的贝尔实验室首次研制出硅太阳能电池。1960年，美国佛罗里达建成世界上第一座用平板集热器供热的氨-水吸收式空调。1961年，一台由太阳能驱动的斯特林发动机研制成功。1973年中东“石油危机”后，世界上再次兴起了开发利用太阳能的热潮，发展太阳能热水器供应生活热水以节约常规能源，得到了工业化国家政府的普遍重视，他们在财政上大力支持和鼓励新兴的太阳能热水器工业及其用户。1980年，在日内瓦召开的联合国新能源大会的筹备会上，联合国的专家小组对太阳能热水器的发展前途给予了肯定的、乐观的评价<sup>[2]</sup>。1996年，联合国在津巴布韦召开“世界太阳能高峰会议”，会后发表了《哈拉雷太阳能与持续发展宣言》，会上讨论了《世界太阳能10年行动计划》（1996-2005）、《世界太阳能公约》、《世界太阳能战略规划》等重要文件，世界太阳能利用又进入一个高潮<sup>[3]</sup>。许多国家都制定了太阳能发展计划，例如美国的“百万屋顶计划”，德国的“1000屋顶计划”，意大利的“全国太阳能屋顶计划”，日本的“七方屋顶计划”和“太阳计划”等<sup>[4]</sup>。这些计划的实施，大大地促进了世界各国太阳能热水器的发展，例如，澳大利亚政府规定，在北部地区新建房屋一定要设置太阳能热水器，西澳大利亚已有25%的新住宅安装了太阳能热水器；日本现在每年安装太阳能热水器近50万台，现在有20%的家庭安装了太阳能热水器，计划今后普及率达到25%<sup>[5]</sup>；在丹麦，

目前世界上最大的平板太阳能加热装置生产厂 Marstal 太阳能供热厂为 Aeroe 岛上的 Marstal 镇的 1250 户居民提供区域供热, 8000 平方米的太阳能集热器阵列与 2100 立方米的储热水箱相联, 6、7、8 月间可 100% 由太阳能供热, 全年能提供全区供热需求的 12.5%<sup>[6]</sup>; 以色列政府制定了法规, 要求新建住宅必须装有太阳能热水器, 目前以色列已有 65% 的住宅装有太阳能热水器, 形成了外形美观、布局合理、管道规范的太阳能热水器与建筑一体化的住宅设计。

然而, 大面积太阳能热水系统的研究只是近十几年的事, 一般情况下其投资相当于小型家用太阳能热水系统的 20~30%, 采用适当的控制系统和蓄热方式, 则可提供居民建筑的整个空间用热和家用热水的 50~70%<sup>[7]</sup>。在瑞典和德国, 人们正在研制大面积屋顶集热模块, 以便在建造房屋时把该集热模块作为建筑的一个构件直接进行安装, 从而提高建筑的整体性和降低成本<sup>[8]</sup>。

## (2) 在国内的发展

与一些发达国家相比, 我们国家在太阳能利用上面有一定的差距, 当然也取得了不少成绩。我国最早的太阳能热水淋浴室, 1958 年分别在天津大学和北京天堂河农场建成。70 年代初世界上出现的开发利用太阳能热潮, 对我国也产生了巨大影响。1975 年, 在河南安阳召开“全国第一次太阳能利用工作经验交流大会”, 进一步推动了我国太阳能事业的发展。1979 年, 在西安召开了第二届全国太阳能会议, 这次会议的重点是推广和应用太阳能产品。90 年代初, 我们国家制定了“西藏阳光计划”, 投资近 2 亿元在西藏地区建成了太阳灶 2.4 万台, 太阳房 3 万平方米, 太阳温室 13 万平方米。1992 年世界环发大会之后, 我国政府对环境与发展十分重视, 制定了《中国 21 世纪议程》, 进一步明确了太阳能重点发展项目。1995 年, 国家计委、国家科委和国家经贸委制定了《新能源和可再生能源发展纲要》(1996-2000), 明确提出我国在 1996-2010 年新能源和可再生能源的发展目标、任务以及相应对策和措施。这些文件的制定和实施, 对进一步推动我国太阳能事业发挥了重要作用。经过 20 多年的研究和科技成果转化, 我国太阳能热水技术日趋成熟。太阳能热水器以其安全、节能、卫生和适用等优点受到广大用户的喜爱, 太阳能热水器产业在一些地区已经成为新的经济增长点。到 2000 年底, 全国从事太阳能热水器研制、生产、销售和安装服务的企业有 1000 多家, 年产量达 610 万平方米, 产值超过 60 亿元, 全国太阳能热水器的保有量达 2600 万平方米, 居世界第一<sup>[9]</sup>。我国的太阳能热水器 70 年代以闷晒式为主, 这种集热器比较简单, 可有胆(闷晒盒内装有黑色塑料或金属)和无胆(即浅池热水器)两种形式; 进入 80 年代, 生产出效率高、技术先进的铜铝复合、全铜和防锈铝的平板式集热器(即管板集热器, 由它可派生出许多同类热水器, 如翼翼型、波纹板型、铝塑压制型等); 到 90 年代, 开发出可常年使用的真空管式太阳能热水器(包括全玻璃真空管式和热管真空管式)<sup>[10]</sup>。现在市场上占主导地位的太阳能热水器主要有平板型和真空管型两种, 平板型太阳能热水器国内市场份额约 55%; 真空管太阳能热水器国内市场份额约 45%。

从目前掌握的资料来看, 太阳能热水器在世界范围内都得到了充分的发展。



在国外,许多国家通过政府补贴的形式鼓励居民应用太阳能热水器,欧洲还采用了“工程项目法”等措施来加强太阳能热水器的推广,由于国外平板式太阳能热水器价格便宜、效率高、能承压、防冻等特点,使得平板式太阳能热水器成为市场上的主要产品。在国内,太阳能热水器的品种较多,平板式太阳能热水器虽然结构简单、效率高,但由于制造技术等原因,使得其保温性较差,制约了它的发展,因此,随着新材料新工艺的出现,有必要将其应用于平板式太阳能热水器,对其进行改进。另外,对目前比较看好的真空管太阳能热水器也有其致命的弱点,如全玻璃真空管式太阳能热水器,其热效率高、保温性好,但管内存水、抗冻性差,且玻璃管内壁易结垢,不易清除,更为严重的是,一支管破碎后,整个系统将不能使用;热管真空管式太阳能热水器启动快,工作温度范围宽,热损失低,但热管工质的循环次数有限,从而影响其使用寿命。

### (3) 太阳集热器的分类<sup>[11]</sup>

由于分类方式不同,太阳集热器通常有以下三种分类方法。

#### 1) 根据收集太阳能方法分类

##### ① 聚光型太阳集热器

它是利用抛物面或凹面镜收集太阳的直接辐射能量。由于吸热面积小于采光面积,所以热损失少,适用于高温集热。其装置可分为跟踪与不跟踪两种。

##### ② 平板型太阳集热器

它的采光面积与吸热面积相等。它不仅可接收直接辐射能量还可接收散射辐射能量,因此一般不需要跟踪。

#### 2) 根据吸收太阳能的工质不同分类

##### ① 工质为液体(水)

它称为液体集热器,大部分太阳集热器以水为工质,在寒冷地区可采用耐低温防冻介质。

##### ② 工质为气体

它称为空气集热器,是太阳能干燥装置的重要部件。其干燥温度范围一般为 $40\sim 70^{\circ}\text{C}$ 。

#### 3) 根据集热器吸热体的不同结构分类

##### ① 平板集热器

它是以金属或非金属做成吸热板的集热器,其集热温度一般为中温或低温,即环境温度为 $\theta_0+(20\sim 40)^{\circ}\text{C}$ 或环境温度为 $\theta_0+(10\sim 20)^{\circ}\text{C}$ 。特种平板集热器集热温度可达中高温为 $\theta_0+(40\sim 70)^{\circ}\text{C}$ 。

##### ② 全玻璃真空管集热器

它是以全玻璃真空集热管组合而成,其集热温度范围为中高温或高温,即 $\theta_0+(40\sim 70)^{\circ}\text{C}$ 或 $\theta_0+(70\sim 120)^{\circ}\text{C}$ 。当然,中低温也可以应用,但却未能充分发挥其特性。

##### ③ 热管真空管集热器

它是以热管集热管组合而成,其集热温度范围为中温或中高温,即 $\theta_0+(20\sim$

40) °C 或  $\theta_0 + (40 \sim 70) \text{ } ^\circ\text{C}$ 。

### 1.2.2 地源热泵国内外发展概况

#### (1) 在国外的的发展

地源热泵, 以下简称 GSHPs, 如不特别说明指利用埋地换热器的地源热泵。地源热泵的历史最早可以追溯到 1912 年瑞士的一个专利, 但该技术的提出始于英、美两国。大约在 20 世纪四、五十年代, 美、英已开始研究采用地下盘管的家用热泵, 美国从 1946 年开始对 GSHPs 进行了十二个主要项目的研究。1946 年, 美国第一台地源热泵系统在俄勒冈州的波特兰市中心区安装成功。

而对于利用地下水的地源热泵系统, 美国从三十年代即开始成功应用了。在 1948 年, 俄勒冈州的一位工程师 Krockner 开创了地下水热泵在商业建筑中的应用, 许多地下水热泵空调系统至今仍在运行着。

GSHPs 在美国应用最多的还是学校和办公楼, 据地源热泵协会 GHPC 统计, 目前美国有 600 多所学校使用 GSHPs。美国的目标是每年的销售量从 1995 年的 4 千台达到 2000 年的 4 万台, 美国在 2000 年地源热泵占地热能直接热利用的 58.6%, 一年提供 3334GWH 能量。

20 世纪 50 年代欧洲出现了利用 GSHPs 的第一次高潮, 德国著名学者 Von Cube 在自己家里安装了一台水平钢管直接膨胀式 GSHPs, 运行了二十多年, 性能系数为 2.53。由于当时能源价格低, 这种系统缺乏经济竞争力, 因而, 未得到推广。在中东石油危机以后, 节能工作重新得到重视。在欧洲, 大约对三十多个 GSHPs 项目进行了研究, GSHPs 研究进入了第二次高潮, 此时地下埋管已由早期的金属管改为塑料管。这个时期, 欧洲建立了不少 GSHPs 系统, 其主要用途是冬季供暖<sup>[12]</sup>。

地源热泵在欧洲的应用主要是在中欧和北欧, 利用垂直埋管的 GSHPs 在七十年代末期引入。此后, 各种型式的垂直埋管方式主要在瑞典、德国、瑞士和奥地利等国得到应用, 市场发展较早。而且 GSHPs 在热泵应用总量中份额最高的是瑞士、瑞典, 在瑞士新建住房中每 4 幢就有 1-2 幢装有 GSHPs 系统, 其建筑密度, 按换热器长度与建筑面积的比值, 达到世界第一。这其中的一个重要原因是政府扶植, 如瑞士联邦能源办公室对于利用热泵系统替代燃油加热装置以及利用埋地换热器 GSHPs 系统的用户提供一次性补助, 补助额度为每 KW 电输入功率热泵 ¥200, 最高补助 ¥5200; 在法国、奥地利和丹麦等国家, GSHPs 也发展很快。

GSHPs 技术在为家庭居民带来舒适、可靠和高效节能的同时, 将成为降低国家能源消耗和环境污染的一股主要力量。世界能源联合会、国际能源机构、国际冷冻技术学会等国际著名组织都普遍认为, GSHPs 是国际空调和制冷行业前沿课题之一, 是最有前途的节能装置和系统, 而且也是太阳能、地热能等可再生能源利用的重要形式。1998 年美国暖通空调工程师学会的 ASHRAE 技术奖就授予地源热泵系统。

美国环保局 EPA 已经宣布 GSHPs 系统是目前可使用的对环境最友好和最有效

的供热、制冷技术,比空气源热泵系统节省能源 40%以上,比电采暖节省能源 70%以上,按一次能源利用率进行比较 GSHPs 系统平均比空气源热泵高 40%,比最好的燃气炉平均提高 48%,比燃油暖风炉高出 75%,该系统适用于各种情况,从供热、制冷量几 KW 的机组到上千 KW 的设备均可应用<sup>[13]</sup>。

## (2) 在国内的发展

我国具有较早的热泵科研与应用基础,早在 20 世纪五十年代,天津大学热能研究所吕灿仁教授就开展了我国热泵的最早研究。自从八十年代以来,天津大学开始了地源热泵的应用基础研究。进入九十年代之后,天津商学院、华中理工大学、重庆大学、同济大学等单位也对 GSHPs 进行了较深入的研究。1996 年,青岛建筑工程学院开展了青岛东部开发区建设以海水为热源的大型热泵站可行性研究。自九十年代初期以来,国家自然科学基金委也对 GSHPs 的研究进行了资助,湖南大学、山东建筑工程学院近几年来也开始了研究工作,并取得了新的进展。2001 年 10 月在宁波召开了全国热泵和空调技术交流会,其中地源热泵是最受关注的一个专业领域<sup>[14]</sup>。

在工程应用方面,尤其是利用地下水的地源热泵在国内近几年发展迅速<sup>[15]</sup>。在利用埋地换热器 GSHPs 工程应用方面,也已有所进展,在山东济南、潍坊以及吉林长春市等地都建立了示范工程项目,取得了初步的运行效果<sup>[16]</sup>。天津大学利用多年的研究成果,已成功地建设了利用地下水的地源热泵示范工程,以天津梅江生态小区地源热泵工程为背景,对桩埋换热器分别进行了取热和放热的实验研究,分析单桩单管换热特性,并与单桩双管进行比较,同时还分析桩埋换热器运行对土壤温度分布的影响,为桩埋地源热泵技术的工程应用提供了参考依据。通过对 U 型垂直埋管换热器的取热和放热进行试验研究,测试了天津地区埋深分别为 20 米和 90 米的 U 型垂直埋管换热器的换热能力,并对连续放热方式下周围土壤温度的变化进行了分析,为地源热泵的设计和应用提供了参考依据<sup>[17]</sup>。国内有多家大学对埋管换热器做了试验研究,如重庆建筑大学对地源热泵进行了长期间歇运行的试验研究,青岛建工学院、上海同济大学、华中理工大学、西安交通大学等单位也分别作了不同的研究。

近年来,国内许多大学都开展了土壤源热泵系统的研究和推广工作。据不完全统计,1996 年到 2000 年间已经建立的地源热泵工程在山东、河南、辽宁、黑龙江、北京等地已有 130 多个,近千套地源热泵系统在运行,供热、冷面积达 100 余万平方米。越来越多的中国用户开始熟悉地源热泵,并对其产生了浓厚的兴趣,例如河北建筑科技学院城建系自行设计研制的土壤源热泵空调装置于 2001 年 8 月在河北省邯郸市建成并投入运行,并设立了数据采集及控制系统,对热泵系统中的各压力、温度、流量、功率等进行测试,经过了 5 个多月的运行测试,得出了地源热泵系统冬夏季典型工况循环性能,以及在冬季运行调节下热泵机组内部循环参数改变和外部热源条件变化时的热泵运行特性。

## (3) 地源热泵系统的分类

按照地源热泵机组冷热媒介质不同通常分为:水-水式,水-空气式;根据地

下换热系统型式不同可以分成三种类型：闭环系统、开环系统与直接膨胀系统。对于一个地区，地下换热方式的选择主要取决于水文地质结构，有效的土地面积和生命周期费用。

### 1) 闭环系统

闭环系统指的是通过水或防冻液在预埋地下的塑料管中进行循环流动来传递热量的地下换热系统，闭环系统的具体形式有：垂直环路、水平环路、螺旋盘管环路与池塘环路，还有一种与建筑地桩相结合的桩埋管换热器。

#### ① 垂直环路

由高密度聚氯乙烯管组成，这些管埋放在直径 76-150 mm 的垂直管孔中并内埋设 U 形管或同心套管，具体长度取决于土壤热特性，所有垂直管孔要用膨润土、粘土、灌浆。垂直环路系统更多用于土地面积有限、水位较深以及地下为岩石层或岩石地层的地方，是商业用途中最常用的系统形式。

#### ② 水平环路

将横管放在深度约为 1.2-3.0m 深的水平管沟内，比垂直埋管可节省费用 25%-30%，管沟长度取决于土壤条件和管沟中的管子数量。该方式常用于住宅，适用于土地丰富，而且具有较高地下水水位的地区。

#### ③ 螺旋管环路

一种型式是多管水平环路的一个改进，通常称为“slingky”，另一种型式是在窄小的垂直管沟中沿高度方向布置螺旋盘管，通常适用于冷量较小的系统。

#### ④ 池塘湖泊环路

适用于具有一定表面积：40-47 m<sup>2</sup> 以上，和深度超过 3m 的池塘或湖泊。

#### ⑤ 桩埋管环路

指利用建筑地桩或在混凝土构件中充满液体的管道系统，奥地利在 80 年代末期将该技术用于建筑物的供暖和降温。

### 2) 开环系统

开环系统通常指利用传统的地下水井传递地下水中或地下土壤中热量的 GSHPs 系统，此外表面水热泵 SWHP 中的池塘或湖水直接利用热泵系统也属开环系统。开环系统有许多特殊因素要考虑，如水质、水量，以及回灌或排放等问题，同时还要考虑对地下水源的污染问题。而且，应特别注意，地下水源的应用要接受当地水资源管理部门的管理。

### 3) 直接膨胀式系统

该系统直接采用装有制冷剂的铜管埋入地下取热，铜管可以垂直埋也可以水平埋，前者需要每千瓦制冷量 2.6-4.0 m<sup>2</sup> 土地面积，通常 2.7-3.7m 深；后者需要每千瓦制冷量 11.9-14.5 m<sup>2</sup> 土地面积，通常 1.5-3.0m 深。在沙质、粘质或较干土壤中不宜用垂直埋。但由于地下埋管是金属管，所以该系统容易受腐蚀。

国内目前的工程应用中，开环系统几乎占据了地源热泵的全部市场，但从长远来说，因地制宜地利用闭环系统必将成为今后的发展方向。在国外，闭环系统自从八十年代中期以来已得到较为广泛的应用。因此，认真总结国内外在该领域

的研究成果与趋势，结合中国的实际情况，有针对性地加以消化吸收，并力争有所进展，这是中国能源工作者今后的一个主要目标。

### 1.3 本文的主要研究内容

在我国，把太阳能和热泵结合起来对建筑物进行供暖和制冷还没有引起人们足够的重视。现在有些企业在搞太阳能供暖和热泵供暖制冷，但很少有人把他们结合起来。所以从目前情况来看，太阳能和热泵联合供暖制冷技术还处于初始阶段，在世界范围内还没有被广泛深入地研究和应用，但前景非常看好。由于其节能环保等优点，将是今后重点被发展的建筑供暖和制冷方式。

本论文研究的太阳能地源热泵式空调系统，主要由太阳能集热器、地源热泵、换热储热水箱、循环泵、风机盘管等组成，主要利用太阳能、地热能和电能来实现建筑物供暖和制冷，同时还可以将该系统应用于热水工程、水产养殖业、农业、粮食和木材干燥等方面。通过对太阳能和地源热泵应用的深入研究，实现太阳能和地源热泵联合运行时的最佳配比，从而使太阳能和热泵空调系统的初期投资和运行费用更加趋于合理化。通过本课题的研究，将会为今后太阳能和地源热泵联合供暖制冷提供理论依据，并且将其付诸于工程实践，在工程实践中进一步完善该系统。

本论文具体研究内容包括：理论研究和实际工程设计与实施。

#### 1.3.1 理论研究

- (1) 太阳能地源热泵式空调系统实施方案研究。
- (2) 太阳能集热器研究。
- (3) 地源热泵系统研究。
- (4) 自动控制系统设计。

#### 1.3.2 实际工程设计与实施

- (1) 实际工程设计计算。
- (2) 实际工程实施与运行效果分析。
- (3) 与常规供暖制冷方式进行经济效益对比。

## 第二章 太阳能集热器研究

太阳能集热器是利用温室原理，将太阳能转变为热能，以达到给水加热目的的装置。现在工程中应用最多的太阳能集热器主要有三种，平板式集热器、全玻璃真空管集热器和热管真空管集热器。在大面积模块式太阳能集热工程中，最常采用的集热器是平板式集热器和热管真空管集热器。

### 2.1 平板式太阳能集热器

#### 2.1.1 平板式太阳能集热器的集热原理

当涂有黑色的金属片置于阳光下，即可吸收太阳辐射能而升高温度，同时也向四周散发热量。若它吸收的能量和它散发的能量相等，此时金属片就不再升温，这就叫“平衡温度”。如果在金属片内有流道，流体把热量不断带走，为了达到平衡温度，金属片便要不断吸收太阳的辐射能。利用这种原理，把带有流道的金属板封装在一个保温盒中，上面覆以透明盖板，使太阳的辐射能可以进入箱体，即成平板式太阳能集热器。由于吸热体温度较低，其发射出的大部分辐射能波长较长（位于远红外区），这些辐射能不能穿透透明盖板而被阻隔在集热器的空腔内，从而产生了所谓的温室效应，提高了平板式太阳能集热器的集热效率。

#### 2.1.2 平板式太阳能集热器的结构

下面是一种新型的平板式太阳能集热器，其基本构造如图 2-1 所示：它由透明盖板、隔热材料、吸热体、排管、外壳等几部分组成<sup>[18]</sup>。

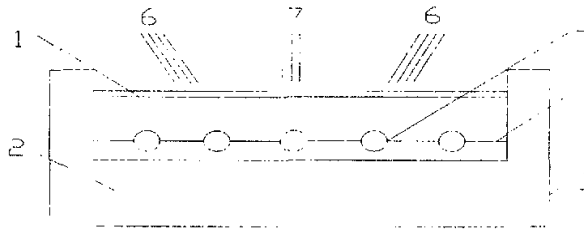


图 2-1 平板式太阳能集热器

Fig2-1 Plate-type solar energy collector

- 1 透明盖板；2 隔热材料；3 吸热体；4 排管；5 外壳；6 散射太阳辐射；  
7 直射太阳辐射

(1) 吸热板

吸热板是用以吸收透过透明盖板的太阳辐射能，并转变为热能，加热传热介质，提高其温度。常用的材料有铜、铝合金及薄钢板。铜及铝合金的导热性好，易加工，但价格较贵；薄钢板导热性稍差，不耐腐蚀，寿命短，但价格比较便宜。现在平板式太阳能集热器的吸热体大多采用铜或铜铝复合材料。金属材料的发射比高，吸收比低，为改善其性能，一般都是在金属表面刷涂料，涂料有选择性涂料和非选择性涂料两种。所谓选择性涂料，对太阳辐射短波来讲，它具有很高的吸收比，而对其本身温度下的低温长波（红外线区）辐射，发射比很低。理想的太阳能光谱选择性吸收涂层表面的光谱特性应有如下关系：当  $\lambda \leq \lambda_c$ ,  $\alpha=1$ ；当  $\lambda \geq \lambda_c$ ,  $\alpha=0$ ，其中  $\lambda_c$  为临界波长， $\alpha$  为吸收比， $\lambda_c$  随温度而变化，温度升高  $\lambda_c$  减小。表面温度为  $550^\circ\text{C}$  时， $\lambda_c=1.5\mu\text{m}$ ；表面温度为  $300^\circ\text{C}$  时， $\lambda_c=2.5\mu\text{m}$ <sup>[19]</sup>。理想的太阳能光谱选择性吸收涂层表面的光谱特性如图 2-2 所示。

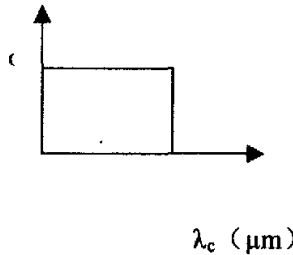


图 2-2 理想选择性涂层吸收比的光谱特性

Fig2-2 The spectral character of the ideal selective coating absorptance

具有明显的太阳光谱选择吸收性的涂料为数不多，通常需要专门的技术，如化学转化、电镀、喷涂热分解、阳极氧化和无机着色、真空蒸发与磁控溅射等来制取选择性涂层，因此制造工艺复杂，价格高。一般在  $40\sim 60^\circ\text{C}$  温度下运行的吸收体可采用便宜的非选择性涂料，如用沥青漆或黑板漆加 20% 的炭黑粉，加汽油稀释后涂刷在金属吸热面上即可；在  $60^\circ\text{C}$  以上运行的吸热体应涂选择性涂料，这种涂料的太阳能吸热表面一般选择性不高，但是涂料涂层表面容易制作，工艺简单，成本低廉，现在仍然是平板式太阳能集热系统的主要制作方法。由于涂料是由发色体和粘合剂组成，粘合剂是一种基质材料，基质对发色体必然会产生影响，涂料型吸热表面厚度与吸热比  $\alpha$  和反射比  $\epsilon$  的关系如图 2-3 所示<sup>[20]</sup>。

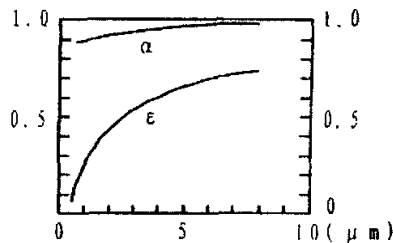


图 2-3 涂料型吸热表面厚度与  $\alpha$  和反射比  $\epsilon$  的关系

Fig2-3 Relations of the coating heat-absorbent surface thickness and  $\alpha$ , reflectance  $\epsilon$  relations

当膜厚在  $0.5\sim 4.0\mu\text{m}$  时,吸收比在 0.9 以上,反射比在 0.6 以下;其中当膜厚在  $0.5\sim 1.5\mu\text{m}$  时,发射比下降为  $0.2\sim 0.35$ ,出现良好的光谱选择性;当膜厚在  $0.5\mu\text{m}$  时,发射比进一步下降,然而吸收比也下降,反映在集热器的热效率低下;当膜厚在  $4.0\mu\text{m}$  以上,吸收比为 0.95,然而发射比增加到 0.60 以上,选择性逐渐消失,这就跟普通的涂层相似。因此涂料的类型、涂层的厚度及均匀性等对涂层的选择吸收性均具有较大影响。

吸热体的结构形式很多,可概括为三种基本类型。一种为管板式,管子与吸热体以焊接或紧配合方式连接,吸热体与流体间的传热性能与管板间的结合状况有很大关系,管板式吸热体热容量一般较小。另一种为扁盒式,吸热体面板本身就是通道的一个组成部分,其传热性能一般较好,但热容量较大。还有一种为管翼式,通道本身带有吸热翅片。目前适用最多的是最后一种,即铜铝复合板,其热性能好,集热效率高,耐压,耐腐蚀,使用寿命长。

## (2) 透明盖板

透明盖板的作用在于和集热板之间构成一定高度的空气夹层,以减少集热板对环境的对流和辐射热损失,同时保护集热板和其它部件不受雨、雪,灰尘、污物的侵蚀。常用材料有玻璃、薄膜、Solar-E 太阳能板等。玻璃抗环境稳定性好,透过率高,但普通玻璃抗冰雹等物体撞击的能力较差,易破碎,所以需采用具有一定抗冲击性的玻璃;薄膜的性能差,寿命短,已逐渐被淘汰;Solar-E 太阳能板重量轻、强度高、耐腐蚀、透过率高,在国内应用已越来越多。透明盖板随环境温度的高低,选择一到三层,一般集热器温度在  $20\sim 80^{\circ}\text{C}$  时采用单层盖板,当工作温度高和环境温度低时应采用两层或三层盖板。市场上的普通玻璃含铁量一般较高,透过率只有  $0.75\sim 0.78$ ,远低于发达国家的水平,从而限制了平板式太阳能集热器的效率。

现在研制出一种真空玻璃盖板热管平板式太阳能集热器,透明盖板采用真空平板玻璃。真空平板玻璃不同于目前已广泛应用的中空玻璃,真空玻璃的真空层不传热,内层玻璃的温度不会太低,所以不会产生结霜现象,中空玻璃在室内外温差较大时空隙内的气体有蒸气析出,在内表面会结霜,而真空玻璃的间隙中没有任何气体,所以不会产生结霜现象。由于真空玻璃热阻高,其防止结露和结霜性能也相应提高。由于真空玻璃是两块玻璃板强固连接,中间有支柱,故耐风压的强度大大提高,设计时能使用较薄的玻璃,玻璃的面积也可增大。真空玻璃采用了与保温瓶相同的原理,抽真空层杜绝了气体传导和对流,又由于其内部镶嵌有低辐射膜,因而辐射传热也就很小了。从目前的应用状况来看,采用这种真空玻璃盖板的平板式太阳能集热器比采用其它透明盖板的平板式太阳能集热器的应用范围要广,集热效率也高。

## (3) 保温层

保温层的作用是减少集热器向周围环境散热,提高集热器的热效率。保温材料的导热系数  $\lambda$  应小于  $0.1\text{W}/\text{m}\cdot\text{k}$ ,能耐  $100^{\circ}\text{C}$  以上的温度,不变形,耐腐蚀,安装方便,价格便宜。常用的保温材料有矿渣棉、岩棉、玻璃纤维、泡沫塑料和聚氨



酯等。底部保温层一般为 30~50 mm 厚，四周保温层的厚度为底部的一半<sup>[21]</sup>。

现在平板式太阳能集热器最常采用的隔热材料是聚氨酯发泡一次成型，底部厚度一般为 30 mm。查 GB4272-92 知，设备、管道及附近外表面温度为 150℃ 时，长年运行工况允许最大散热损失  $q_{\max} = 116 \text{ W/m}^2$ 。根据传热学公式  $q = \Delta t / \sum(\delta_i / \lambda_i)$ ，其中  $\Delta t$  为平壁温差， $\delta_i$  为保温层厚度， $\lambda_i$  为保温层传热系数，查相关手册知， $\lambda_{\text{聚氨酯}} = 0.029 \text{ W/m.k}$ ， $\lambda_{\text{塑料材料}} = 0.045 \text{ W/m.k}$ ， $\lambda_{\text{空气}} = 0.0267 \text{ W/m.k}$ ，当  $\delta_{\text{聚氨酯}} = 30 \text{ mm}$ 、 $\delta_{\text{塑料材料}} = 4 \text{ mm}$ 、 $\delta_{\text{空气层}} = 16 \text{ mm}$ ，集热器内温度为 100℃、环境温度为 20℃ 时通过计算可知集热器底部的热损失  $q = 46.51 \text{ W/m}^2$ ，远低于国标所要求的最大散热损失。

#### (4) 外壳

外壳是用以保护吸热体和保温材料，支持透明盖板，使吸热体处于一个封闭的保温型腔内，形成集热器整体，并保证集热器有一定的刚度，以便安装在支架上。外壳材料要有一定的强度和刚度，耐腐蚀，重量轻，加工性好，价格便宜。其材料一般用钢板、铝合金和塑料。为了确保外壳的使用寿命，有些外壳表面需进行喷涂处理。一般涂层要求薄而均匀，有较强的附着力和抗老化性能，耐湿热，不生锈。

大多数平板式太阳能集热器采用铝合金外壳，现在有些平板式太阳能集热器外壳材料采用塑钢型材，它是以聚氯乙烯树脂为主要原料，加上一定比例的稳定剂、着色剂、填充剂和紫外线吸收剂等，经挤压而成的型材，为增强型材的刚性，超过一定长度的型材空腔内可填加钢衬以增加其强度。塑钢最突出的优点在于其保温性能，塑钢型材为多腔式结构，具有良好的隔热性能，传热系数甚小，仅为钢材的 1/375，铝材的 1/1250，在组装的过程中边框上两型材相连的部位采用焊接工艺，底板用塑钢板与边框密封连接，这样使得通过外壳的热损失大大降低。另外，塑钢不生锈，不需涂刷油漆，对酸、碱、盐和紫外线或其它化学介质的耐腐蚀性好，易加工，加入钢衬后有足够的强度，因此是比较好的外壳材料。

### 2.1.3 真空玻璃盖板平板式集热器性能的理论计算

下面我们以前一种集热效率较高的真空玻璃盖板平板式集热器为模型，来进行平板式集热器性能的理论计算<sup>[22]</sup>。

#### (1) 集热器的能量方程

平板式集热器的集热过程服从能量平衡方程式 (2-1)，该方程表示吸热板所吸收的太阳辐射能分成有用收益和各种损失。即：

$$Q_a = Q_u + Q_l + Q_s \quad (2-1)$$

式中： $Q_a$  集热器吸收的太阳辐射功率，W；

$Q_u$  集热器的有用收益，W；

$Q_l$  集热器对周围环境的散热率，W；

$Q_s$  集热器的热贮存率, W。

$$Q_s = A_c \left\{ [HR(\tau\alpha)]_{ib} + [HR(\tau\alpha)]_{id} \right\} = A_c HR(\tau\alpha) = A_c I_c(\tau\alpha) \quad (2-2)$$

式中:  $A_c$ —集热器的采光面积,  $m^2$ ;

$H$ —投射在任何方位的水平面上单位面积的直射或漫射辐射,  $W/m^2$ ;

$R$ —水平面上直射或漫射辐射转换到集热器采光面上的转换因子;

$(\tau\alpha)_i$ —盖板系统对于直射或漫射辐射的透过率和吸收率的乘积;

角码  $ib$ —直射辐射;

角码  $id$ —漫射辐射; (当无角码时指直射辐射和漫射辐射的总效果)

$I_c$ —投射到集热器采光面上的太阳总辐射率,  $W/m^2$ 。

$$Q_s = M_c \frac{dT}{d\tau} \quad (2-3)$$

式中:  $M_c$ —集热器热容量, J/K;

$T$ —温度, K;

$\tau$ —时间, s。

对于稳定状况,  $\frac{dT}{d\tau}=0$ , 即  $Q_s=0$ 。

$Q_L$  可用下式来定义:

$$Q_L = A_c U_L (T_p - T_a) \quad (2-4)$$

式中:  $U_L$ —吸热板对环境的总热损系数;

$T_p$ ,  $T_a$ —分别为吸热板温度和环境温度, K;

在稳定工况下, 式 (2-1) 可以改成

$$Q_u = A_c [I_c(\tau\alpha) - U_L(T_p - T_a)] \quad (2-5)$$

通常, 吸热板温度取决于集热器的结构形式和载热工质的进口温度等, 是一系列参数的函数, 难以通过简单的计算或实测来确定, 因而集热器的热损失项往往用载热工质的进口温度或平均温度表示, 这时集热器的热平衡方程 (2-5) 就变为

$$Q_u = F A_c [I_c(\tau\alpha) - U_L(T_{f,m} - T_a)] \quad (2-6)$$

或

$$Q_u = F_R A_c [I_c(\tau\alpha) - U_L(T_{f,i} - T_a)] \quad (2-7)$$

式中:  $F$ —集热器的效率因子;

$F_R$ —集热器的热转移因子;

$T_{f,m}$ —流体的平均温度, K;

$T_{f,i}$ —流体的进口温度, K。

用 (2-6) 或 (2-7) 式表示集热器的能量平衡方程, 简单明了, 而且将集热

器复杂的设计和运行等问题集中归结于  $F$  和  $F_R$  这两个因子, 为集热器的技术经济分析和优化设计提供了合理的模型。

集热器的热性能以集热效率来表征。瞬时效率定义为:

$$\eta = \frac{Q_s}{A_c I_c} \quad (2-8)$$

一段时间间隔内的平均集热效率为:

$$\eta_m = \frac{\int_0^t Q_s d\tau}{\int_0^t A_c I_c d\tau} \quad (2-9)$$

式中的  $I_c = HR$ , 是投射到集热器单位采光表面上的太阳总辐射密度。

(2) 集热器透过率—吸收率的乘积

投射到玻璃盖板表面的直射太阳辐射被界面反射, 一次性反射率可按菲涅尔公式进行计算:

$$\rho^b = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (2-10)$$

式中:  $\rho^b$ —直射辐射在空气与玻璃界面的反射率;

$\theta_1$ —太阳入射角;

$\theta_2$ —太阳折射角。

$\theta_1$  和  $\theta_2$  的关系服从菲涅尔定律

$$\frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2-10a)$$

$\theta_1$  和  $\theta_2$  分别为两种介质的折射率, 空气取  $n_1 = 1.0$ , 玻璃取  $n_2 = 1.53$ 。

考虑玻璃盖板的吸收, 因吸收引起的一次性透过率, 按贝尔定律为:

$$\alpha_1 = e^{-K\delta_1 / \cos \theta_1} \quad (2-10b)$$

式中:  $K$ —玻璃的消光系数, 取  $0.31/\text{cm}$ ;

$\delta_1$ —玻璃的厚度,  $\text{m}$ 。

实际上入射的太阳辐射在厚度相同的双层玻璃介质中要经过反复反射和吸收 (由于隔层为接近真空层, 因此隔层的穿透比可视为 1), 最终的直射辐射透过率和直射辐射反射率为:

$$\tau_k^b = (1 - \rho^b)^2 \alpha_1 / [1 - (\rho^b)^2 (\alpha_1)^2] \quad (2-11)$$

玻璃盖板的漫射辐射透过率和漫射辐射反射率可以取  $\tau_k^b$  和  $\rho_g^b$  在入射角为  $60^\circ$  时的值来近似, 即:

$$\tau_k^d = \tau_k^b \Big|_{\theta_1=60^\circ} \quad (2-12)$$

$$\rho_g^d = \rho_g^b |_{\theta=60^\circ} \quad (2-13)$$

入射的太阳光经过集热器的真空玻璃盖板系统，到达集热体，要进行一系列复杂的反射—透过—吸收过程，Symons 导出了该过程的直射辐射和漫射辐射的有效透过率—吸收率的乘积的表达式，其简化后的形式为：

$$(\tau\alpha)^b = \frac{\tau_g^b \tau_h^d \alpha_a + \tau_g^b \tau_h^d \rho_g^d \rho_h^d \alpha_a}{1 - (1 - \alpha_a)(\tau_h^d)^2 \rho_g^d} \quad (2-14)$$

$$(\tau\alpha)^d = \frac{\tau_g^d \tau_h^d \alpha_a (1 + \rho_g^d \rho_h^d)}{1 - (1 - \alpha_a)(\tau_h^d)^2 \rho_g^d} \quad (2-15)$$

式中： $b, d$ —分别表示直射辐射和漫射辐射；

$\alpha_a$ —集热板的吸热率，黑板漆取 0.92。

利用式 (2-10) ~ (2-15) 即可求得集热器的透过率—吸收率的乘积。

### (3) 集热器的热损失系数

真空玻璃热管平板式太阳能集热器的热损失系数，相当于管板式太阳能集热器的热损失系数，用  $U_L$  表示。假定集热板的温升速度很慢，集热板温度为常数，即集热体及其壳体的集总热容为无穷大，就可以用热阻模型来推导  $U_L$  的表达式。

(所有热阻转换为以面积  $A_c$  为基准的单位面积热阻)

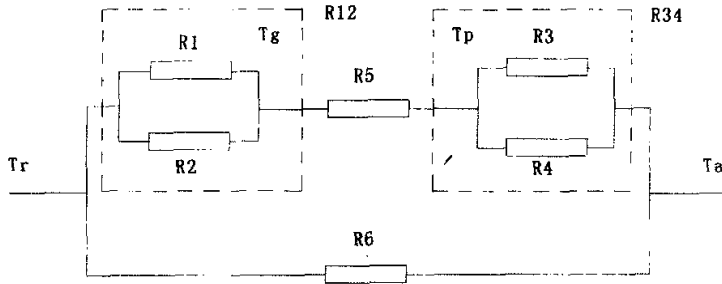


图 2-4 集热器的热损失网络

Fig2-4 Collector thermal loss network

图中： $R_1$ —集热板和真空玻璃盖板内表面间的辐射换热热阻， $m^2 \cdot K/W$ ；

$R_2$ —集热器内部空间的空气自然对流热阻， $m^2 \cdot K/W$ ；

$R_3$ —真空玻璃盖板外表面与大气环境的辐射换热热阻， $m^2 \cdot K/W$ ；

$R_4$ —真空玻璃盖板外表面与大气环境的对流换热热阻， $m^2 \cdot K/W$ ；

$R_5$ —真空玻璃的传热热阻， $m^2 \cdot K/W$ ；

$R_6$ —集热器箱体底面和侧面的散热热阻， $m^2 \cdot K/W$ ；

$T_a$ —环境温度，K；

$T_g$ —真空玻璃盖板内表面温度，K；

$T_p$ —真空玻璃盖板外表面温度, K;

$T_r$ —吸热板温度, K。

下面给出各量的表达式:

$$R_1 = (T_r - T_g) / [\varepsilon_e \sigma (T_r^4 - T_g^4)] \quad (2-16)$$

式中:  $\varepsilon_e$ —吸热板的有效发射率;

$\sigma$ —黑体辐射常数。

与水平面成一个倾角的集热器吸热板与透明盖板之间的自然对流换热系数, 有许多推荐公式, 这里给出 Dropkin 和 Somerscales 提出的一个换热的经验公式, 适用于所有倾角及葛拉晓美数  $Gr > 2 \times 10^5$  的情况。对于间隔中间为空气的情况, 努谢尔特数 Nu 与 Gr 的关系式为:

$$Nu = \frac{h_a L}{\lambda} = \left[ 0.060 - 0.017 \left( \frac{S}{60} \right) \right] Gr^{1/3} \quad (2-17)$$

式中:  $h_a$ —吸热翅片与真空玻璃盖板内表面间的对流换热系数,  $W / (m^2 \cdot K)$ ;

$L$ —吸热翅片到真空玻璃盖板内表面的间隔距离, m;

$\lambda$ —空气的导热系数,  $W / (m \cdot K)$ ;

$S$ —倾斜角度。

$$R_2 = 1/h_a \quad (2-18)$$

$$R_3 = (T_p - T_a) / [\varepsilon_p \sigma (T_p^4 - T_a^4)] \quad (2-19)$$

$$R_4 = 1 / (5.7 + 3.8v) \quad (2-20)$$

式中:  $v$ —风速, m/s。

$$R_5 = \frac{\varepsilon_1^{-1} + \varepsilon_2^{-1} - 1}{4\sigma T^4} \quad (2-21)$$

式中:  $\varepsilon_1$ —真空玻璃盖板外层玻璃的辐射率;

$\varepsilon_2$ —真空玻璃盖板内层玻璃的辐射率;

$T$ —真空玻璃盖板内外层玻璃温度的算术平均值, K。

$$R_6 = \delta_b / \left[ \frac{A_c + A_s}{A_c} \lambda_b \right] \quad (2-22)$$

式中:  $A_s$ —壳体侧面总面积,  $m^2$ ;

$\lambda_b$ —保温材料的导热系数,  $W / (m \cdot K)$ ;

$\delta_b$ —保温材料的厚度, m;

$R_6$  以保温隔热材料的热阻为主, 其它热阻的影响忽略。

令:

$$R_{12} = (1/R_1 + 1/R_2)^{-1} = R_1 R_2 / (R_1 + R_2) \quad (2-23)$$

$$R_{34} = (1/R_3 + 1/R_4)^{-1} = R_3 R_4 / (R_3 + R_4) \quad (2-24)$$

则：
$$\frac{T_r - T_g}{R_{12}} = \frac{T_p - T_a}{R_{34}} \quad (2-25)$$

从集热板到环境的总热阻：

$$R_L = (1/(R_{12} + R_{34} + R_5) + 1/R_6)^{-1} \quad (2-26)$$

$$R_L = R_6 (R_{12} + R_{34} + R_5) / (R_{12} + R_{34} + R_5 + R_6) \quad (2-27)$$

集热器的热损系数：

$$U_L = 1/R_L = (R_{12} + R_{34} + R_5 + R_6) / R_6 (R_{12} + R_{34} + R_5) \quad (2-28)$$

联立式 (2-25)、(2-28)，由以上分析可知  $U_L$  是  $T_r$ 、 $T_g$ 、 $T_p$ 、 $T_a$  的函数。

(4) 瞬时效率的计算

集热器把吸收的太阳能传给贮水箱中的水，其热阻网络如图 4-5 所示。假定集热箱体的热容为零（实际上，与贮水箱内水的热容相比很小可以忽略其影响），则单位集热面积传给热管的热流为：

$$q_{HP} = S - U_L (T_p - T_a) \quad (2-29)$$

式中： $S$ —单位集热面积吸收的太阳辐射， $W/m^2$ ；

$$S = I^b (\tau\alpha)^b + I^d (\tau\alpha)^d \quad (2-30)$$

$Q_{HP}$  传给贮水箱中的水要经过热管的热阻  $R_{HP}$  和水的自然对流换热热阻  $R_{w.con}$ 。把热管集热板温度看成是热管蒸发段外表面温度，则有：

$$R_{HP} = \frac{\sum R_{WP}}{A_c} \quad (2-31)$$

式中： $\sum R_{WP}$  为热管内部热阻。

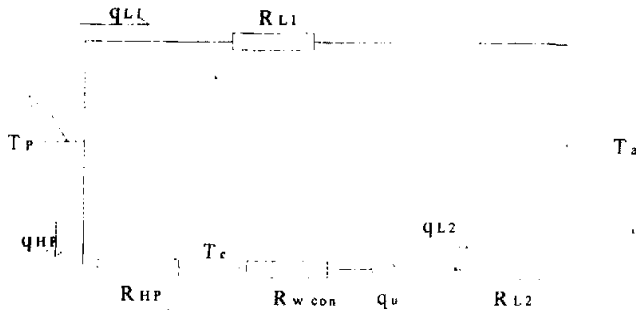


图 2-5 集热器的热阻网络图

Fig2-5 Collector thermal resistance network

$$R_{w,con} = \frac{1}{\frac{A_{con}}{A_c} h_{w,con}} \quad (2-32)$$

式中： $A_{con}$ —热管在箱内自然对流换热的面积；

$h_{w,con}$ —循环水箱内热管冷凝段与水的自然对流换热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ 。

热管冷凝段外的自然对流换热用水平管外的自然对流换热公式来近似：

$$Nu = \frac{h_{w,con} \cdot d_{con}}{\lambda_w} = 0.53(P_r G_r)^{1/4} \quad (2-33)$$

贮水箱对外的损失热流  $q_{L2}$ ：

$$q_{L2} = Q_{L2} / A_c \quad (2-34)$$

$$Q_{L2} = (T_f - T_a) \left[ \frac{\pi L}{\frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{1}{h}} + \frac{\pi d_2^2}{\frac{d_2 - d_1}{\lambda} + \frac{2}{h}} \right] \quad (2-35)$$

式中： $T_f$ —水箱内水的温度， $K$ ；

$L$ —水箱的长度， $m$ ；

$(d_2 - d_1) / 2$ —水箱保温层厚度， $m$ ；

$\lambda$ —保温层的导热系数， $W/(m \cdot K)$ ；

$h$ —水箱外的对流换热系数， $W/(m^2 \cdot K)$ 。

真空玻璃盖板热管平板式集热器实际得到的太阳能，即有效热流  $q_u$  为：

$$q_u = q_{HP} - q_{L2} \quad (2-36)$$

瞬时效率为：

$$\eta = q_u / Q_a \quad (2-37)$$

通过 (2-1) ~ (2-37)，对真空玻璃盖热管板式太阳热水器性能进行了理论模型的分析，包括集热器吸收率—透过率的乘积、集热器的热损失系数及瞬时效率的计算。

## 2.2 热管式真空管集热器

### 2.2.1 热管式真空集热管的结构与工作原理

如图 2-6 所示，热管式真空集热管从内到外分为铜热管、吸热板、内玻璃管、选择性吸收涂层、真空层、外玻璃管<sup>[23]</sup>。

当太阳光透过外层玻璃照到选择性吸收涂层后，选择性吸收涂层将辐射能转化为热能，热量通过吸热板传导到铜热虹吸管。根据热管原理，热量从铜热虹吸管的蒸发段传递到冷凝段，并通过导热块将热量传递到集热器的保温盒内，完成太阳光能到热能的转化、传递过程。

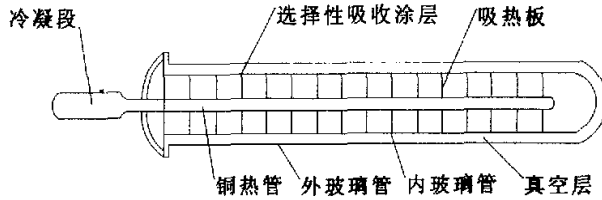


图 2-6 热管式真空管集热管  
Fig2-6 Heating-pipe type vacuum heat tube

### 2.2.2 热管式真空管集热器传热模型

图 2-7 是热管式真空管集热器示意图，在热管式真空管集热器传热计算过程中，作如下假设：

- (1) 忽略真空管内空气对流和热传导损失；
- (2) 真空管玻璃外壳和周围环境的传热系数  $h_{g-a}$  为常数；
- (3) 真空管总热损系数  $U_L$  在一定温度范围内为常数；
- (4) 忽略铜热管管壁以及导热块的传导热阻；
- (5) 忽略吸热板与热管蒸发段之间的接触热阻；忽略导热块与热管冷凝段之间的接触热阻；
- (6) 热管内传热介质（蒸汽）的温度均匀一致。

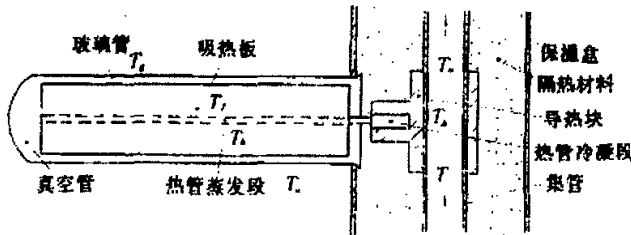


图 2-7 热管式真空管集热器  
Fig2-7 Heating-pipe type vacuum heat collector

### 2.2.3 热管式真空管集热器性能的理论计算<sup>[24]</sup>

#### (1) 集热器的能量方程

图 2-8(a) 给出了热管式真空管集热器的等效热网络。根据能量守恒定律，单位时间内集热器得到的有用能  $Q_u$  应该等于集热器吸收的太阳辐射能  $S$  减去集热器向周围环境散失的能量  $Q_L$ ，即：

$$Q_u = S - Q_L \quad (2-38)$$

把  $S$  和  $Q_L$  的表达式代入上式，得：



$$Q_a = A_p I (\tau \alpha) - A_p U_L (T_p - T_a) \quad (2-39)$$

式中： $A_p$  是吸热板的面积；

$I$  是太阳辐射强度；

$\tau$  是外层玻璃的透射率；

$\alpha$  是吸收涂层的吸收率；

$U_L$  是热管式真空管集热器的总热损系数；

$T_p$  是吸热板的温度；

$T_a$  是管外空气的温度。

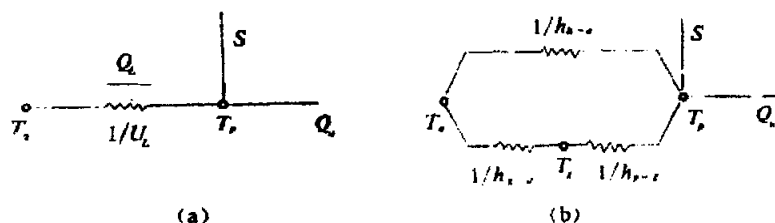


图 2-8 热管式真空管集热器热网络图

Fig2-8 Hot network chart of the heating-pipe type vacuum heat collector

## (2) 真空管集热器总热损系数 $U_L$

真空管集热器的总热损系数  $U_L$  是真空管热损系数  $U_i$  和保温盒热损系数  $U_b$  之和：

$$U_L = U_i + U_b \quad (2-40)$$

保温盒的热损失  $U_b$  与保温材料的性质、保温层的厚度有关，可从设计手册查取。

由图 2-8 (b) 可见，真空管的热损系数  $U_i$  可由下式确定：

$$U_i = \left( \frac{1}{h_{p-g}} + \frac{1}{h_{g-a}} \right)^{-1} \quad (2-41)$$

式中： $h_{g-a}$  表示玻璃管与周围环境的传热系数；

$h_{p-g}$  表示玻璃管与吸热板的传热系数。

由于忽略了真空管内空气对流和传导热损失，因而只需考虑吸热板的辐射热损失。根据辐射换热原理，可推导出吸热板与玻璃管之间辐射换热功率  $Q_{p-g}$  的数学表达式：

$$Q_{p-g} = \frac{2A_p \sigma (T_p^4 - T_g^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{2A_p}{A_g} \left( \frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)} \quad (2-42)$$

若将  $Q_{p-g}$  用  $T_p - T_g$  表示，则有

$$Q_{p-g} = h_{p-g} A_p (T_p - T_g) \quad (2-43)$$

联合式 (2-42) 和式 2-43), 可得

$$h_{p-g} = \frac{2\sigma(T_p + T_g)(T_p^2 + T_g^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + 2\frac{A_p}{A_g}\left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1\right)} \quad (2-44)$$

式中:  $\sigma$  是玻尔兹曼辐射常数;

$T_g$  是外层玻璃的温度;

$\varepsilon_p$  与  $\varepsilon_g$  表示吸热板与外层玻璃管的黑度;

$A_g$  是外层玻璃管的面积。

从图 2-8 (b) 可见, 真空管的热损失还可表示为:

$$U_i(T_p - T_a) = h_{p-g}(T_p - T_g) \quad (2-45)$$

式 (2-410、(2-44)和(2-45)是计算真空管热损失系数  $U_i$  的方程组。真空管各项参数  $A_p$ 、 $A_g$ 、 $\varepsilon_p$ 、 $\varepsilon_g$  都是已知的, 传热系数  $h_{g-a}$  可从设计手册中查到经验数据, 因而在所讨论的  $T_g$  和  $T_a$  条件下, 只有  $U_i$ 、 $h_{p-g}$  和  $T_g$  是未知数。用迭代法求解方程组, 即可计算出真空热损失系数  $U_i$ 。

保温盒的热损失主要由集管通过隔热材料的传导向周围环境散失热量, 其值用  $(UA)_b$  表示, 它由隔热材料的导热系数、隔热材料厚度和保温盒表面积等因素决定。保温盒热损失系数  $U_b$  还需将热损失折合到吸热板单位面积上, 即

$$U_b = h_{b-a} = \frac{(UA)_b}{A_p} \quad (2-46)$$

计算出  $U_i$  和  $U_b$  后, 代入式 (2-40) 便可求得真空管集热器的总热损系数  $U_L$ 。

集热板某时刻得到的有用能与透射到集热器上的太阳辐射能之比, 称为集热器的瞬时效率, 定义为:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_s I} \quad (2-47)$$

这里,  $A_s$  为真空管的采光面积, 将 (1-2) 代入 (1-6) 后, 可以得到热管式真空管集热器的瞬时效率:

$$\eta = \frac{A_p}{A_s} \left[ (\tau\alpha) - U_L \frac{T_p - T_a}{I} \right] \quad (2-48)$$

### (3) 真空管集热器的效率因子 $F'$

在某些情况下, 热管式真空管集热器的瞬时效率方程需用热管温度  $T_h$  表示:

$$\eta = \left( \frac{A_p}{A_s} \right) F' \left[ (\tau\alpha) - U_L \frac{T_h - T_a}{I} \right] \quad (2-49)$$

式中： $F'$  称为集热器效率因子，其物理意义是集热器实际的有效能量与假想吸热板温度为热管温度时的有效能量之比。

Duffie 和 Beckman 推导出不同结构形式吸热板的  $F'$  表达式。对轧制、吹胀而成的吸热板，其  $F'$  表达式为：

$$F' = \frac{1}{W \left[ \frac{1}{D+(W-D)F} + \frac{U_L}{\pi D h_e} \right]} \quad (2-50)$$

式中： $h_e$  是吸热板与热管蒸发段的传热系数；

$F$  称为吸热板的肋片效率。

$F$  可用下式得到：

$$F = \frac{\tanh \left[ \frac{m(W-D)}{2} \right]}{m(W-D)/2} \quad (2-51)$$

$$m = \left( \frac{U_L}{\kappa \delta} \right)^{1/2} \quad (2-52)$$

在上述公式中，吸热板的各项参数  $W$ 、 $D$ 、 $\kappa$ 、 $\delta$  均是已知的，传热系数  $h_e$  可从有关文献中查到测试数据，总热损系数  $U_L$  也已经求得，所以根据式 (2-50)、(2-51) 和 (2-52) 即可计算出真空管集热器的效率因子  $F'$ 。

#### (4) 真空管集热器的热转移因子 $F_R$

如果用集管工质进口温度  $T_i$  表示热管式真空管集热器的瞬时效率方程，则有：

$$\eta = \left( \frac{A_p}{A_c} \right) F_R \left[ (\tau \alpha) - U_L \frac{T_i - T_a}{I} \right] \quad (2-53)$$

式中： $F_R$  称为集热器热转移因子，其物理意义是集热器实际的有效能量与假想吸热板温度为工质进口温度时的有效能量之比。

为了推导  $F_R$ ，在忽略热管管壁、导热快和集管管壁的传导热阻以及它们之间接触热阻的前提下，可以认为沿集管流动的工质是处于等壁温  $T_h$  加热状态之下。在集管长度  $L$  内任何距离  $y$  处的工质与管壁的传热方程为：

$$mC_p \frac{dT}{dy} = h_c \frac{A_c}{L} (T_h - T) \quad (2-54)$$

将方程 (2-54) 沿  $y$  方向积分，有

$$\int_{T_i}^{T_0} \frac{dT}{T_h - T} = \int_0^L \frac{h_c A_c}{mC_p L} dy \quad (2-55)$$

求解后得到：

$$T_0 = T_i \exp(-N_m) + T_h [1 - \exp(-N_m)] \quad (2-56)$$

式中：

$$N_m = \frac{h_c A_c}{m C_p} \quad (2-57)$$

根据定义，集热器效率可写成：

$$\eta = \frac{m C_p (T_0 - T_i)}{A_s I} \quad (2-58)$$

将式(2-56)代入式(2-58)，并与式(2-49)联合求解  $T_h$ ，可得

$$T_h = \frac{\frac{I(\tau\alpha)}{UL} + T_a + T_i F_1}{1 + F_1} \quad (2-59)$$

式中：

$$F_1 = [1 - \exp(-N_m)] / N_c \quad (2-60)$$

$$N_c = F' U_L A_p / m C_p \quad (2-61)$$

将式(2-59)代入式(2-56)，整理后得

$$T_0 = T_i + \left[ \frac{I(\tau\alpha)}{U_L} - (T_i - T_a) \right] \frac{F_1}{1 + F_1} N_c \quad (2-62)$$

将式(2-62)代入式(2-58)，并与式(2-53)合并，求得

$$F_R = F' \frac{F_1}{1 + F_1} \quad (2-63)$$

式(2-63)是单根真空管情况下  $F_R$  的计算公式，它跟流体直接流过的集热器的  $F_R$  计算公式有某些相似之处。不过式中  $F_1$  即包含有  $N_c(FU_L A_p / m C_p)$ ，又包含有  $N_m(h_c A_c / m C_p)$ ，这说明热管式真空管集热器的热转移因子不仅与集热器的总热损  $U_L A_p$  有关，而且还在很大程度上取决于热管冷凝段的传热量  $h_c A_c$ 。

当  $n$  根真空管连接在同一根集管上时每根真空管所对应的出口段温度将是下一根真空管所对应集管段的进口温度。运用类似上述的方法，可以推导出  $n$  根真空管情况下的  $F_R$  计算式<sup>[25]</sup>：

$$F_R = \frac{F' (1 - G^n)}{N_c} \quad (2-64)$$

式中：

$$G = 1 - \frac{N_c F_1}{n (1 + F_1)} \quad (2-65)$$

$$F_1 = \frac{1 - \exp(-N_c / n)}{N_c / n} \quad (2-66)$$

$$N_c = n F' U_L A_p / m C_p \quad (2-67)$$

$$N_c = nh_c A_c / mC_p \quad (2-68)$$

在式(2-64)~(2-68)中,集热器各项参数  $A_p$ 、 $A_c$ 、 $n$  和  $m$  均是已知的,传热系数  $h_c$  可从有关文献中查到测试数据,  $U_L$  和  $F'$  也已经求得,所以不难计算出真空管集热器的热转移因子  $F_R$ 。

## 2.3 本章小结

本章主要介绍了工程中最常用的两种太阳能集热器:平板式集热器和热管真空管集热器。介绍了真空玻璃盖板热管平板式太阳能集热器的结构及其工作原理,对真空玻璃盖板热管平板式太阳能集热器进行了理论模型的分析,包括集热器吸收率—透过率的乘积、集热器的热损系数及瞬时效率的计算;介绍了热管真空管集热器的结构及其工作原理,并进行了理论模型的分析,包括集热器的热损系数、瞬时效率、效率因子、热转移因子的计算。通过对两种太阳能集热器的研究,为所研究系统中太阳能部分的设计提供了理论依据。

### 第三章 地源热泵系统研究

根据采用的热源形式的不同,热泵可分为水热源热泵、空气热源热泵和地源热泵。在地下水丰富或地表水水源良好的地方,采用地下水或地表水的水源热泵,换热性能好;换热系统小,能耗低,性能系数优于土壤源热泵,但由于地下水或地表水源并非到处可得,且水质不一定满足要求,水源热泵回灌时对水源会造成轻度污染,现在国家也禁止对地下水开采,故水热源热泵的使用受到限制;空气热源热泵系统小,初投资低,但环境温度达到 $-5^{\circ}\text{C}$ 以下时,空气热源热泵效率非常低,甚至无法正常运行,所以空气热源热泵只能在南方部分地区采用,而在冬季比较寒冷的地区无法应用。

地源热泵系统冬季通过热泵将大地中的低位热能提高品位对建筑物供暖,同时蓄存冷量以备夏用;夏季通过热泵将建筑物内的热量转移到地下,对建筑物进行降温,同时蓄存热量以备冬用。并且地源热泵受环境温度影响时波动较小,运行稳定,所以在很多地方都可以被采用。在本文所研究的系统中,采用的就是地源热泵,一般提到地源热泵都是指土壤源热泵或称大地耦合热泵系统,本文采用“地源热泵”这一称谓<sup>[26]</sup>。

#### 3.1 闭环地源热泵系统的结构和工作原理

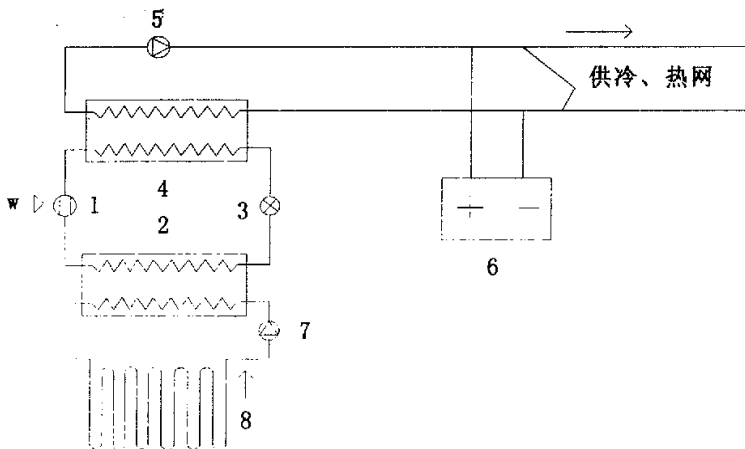


图 3-1 闭环地源热泵系统示意图

Fig3-1 Geothermal-source heat pump system

- 1 压缩机; 2 蒸发器; 3 节流装置; 4 冷凝器; 5 供冷、热循环泵; 6 风机盘管;  
7 换热循环泵; 8 埋地换热器

本文所研究的系统中，地源热泵采用“闭式循环”的方式，垂直埋地换热器采用 U 型并联布置方式。图 3-1 给出了闭环地源热泵系统的示意图，热泵主机部分包括压缩机、蒸发器、节流装置、冷凝器，辅助设备有循环泵、风机盘管、埋地换热器。

冬季供热工况时，埋地换热器 8 与蒸发器 2 相接，室内供暖水管与冷凝器 4 相接，通过制冷剂循环，从地下土壤中吸取热量为室内供热；

夏季制冷工况时，地源热泵切换到逆向循环，蒸发器 2 转变为冷凝器，冷凝器 4 转变为蒸发器，从而埋地换热器与热泵机组冷凝器相接，室内冷冻水管与蒸发器相接，通过制冷剂循环，不断的将室内热量释放到地下土壤中。

### 3.2 闭环地源热泵的性能测试及经济指标

在实际工程中，可以采用室外水侧量热计法，进行闭环地源热泵系统的设计和性能测试<sup>[27]</sup>。室外水侧量热计法如图 3-2 所示：

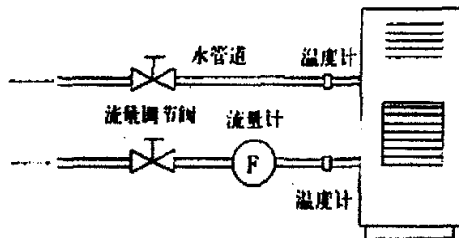


图 3-2 室外水侧量热计法

Fig3-2 Measure thermal method from outdoor water side

夏季制冷时，地源热泵系统的制冷量为：

$$Q_{ico} = W_w C_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) - E_t \quad (3-1)$$

制冷系统的工作性能系数：

$$COP_{ico} = Q_{ico} / E_t \quad (3-2)$$

冬季供热时，热泵系统的供暖量为：

$$Q_{iho} = W_w C_{pw} (t_{w1} - t_{w2}) + E_t \quad (3-3)$$

供暖系统的工作性能系数：

$$COP_{iho} = Q_{iho} / E_t \quad (3-4)$$

式中： $Q_{ico}$ —制冷量，W；

$W_w$ —水流量，kg/s；

$C_{pw}$ —水的比热容，J/(kg·℃)；

$t_{w1}$ —进入室外侧换热器水温，℃；

$t_{w2}$ —离开室外侧换热器的水温,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$E_t$ —输入热泵的总功率,  $\text{W}$ ;

$Q_{tho}$ —供暖量,  $\text{W}$ 。

### 3.3 U型管埋地换热器

#### 3.3.1 U型管埋地换热器设计与施工

埋地换热器和水平联管均采用聚乙烯管, 垂直管按 U 型并联布置, 钻孔直径一般为  $0.15\text{—}0.5\text{m}$ <sup>[28]</sup>。从理论上来说, 垂直钻孔间的间隔越大, 孔间传热相互影响越小。但由于受场地限制, 不能取得过大, 参考北美的设计指南<sup>[29]</sup>, 一般取为  $5\text{—}6\text{m}$  时孔间传热相互影响已经足够小。通常钻孔越深、直径越大, 埋地换热器的换热效果越好。但从经济角度和下管的方便性来考虑, 钻孔一般不会特别深, 目前最深的 U 型管埋深为  $180\text{m}$ 。下面是有关文献中提出的有关埋管埋深的建议<sup>[30]</sup>:

管径	埋入深度(m)
DN20	30~60
DN25	45~90
DN32	75~150
DN40	90~180

U型管埋地换热器回路如图 3-3 所示。

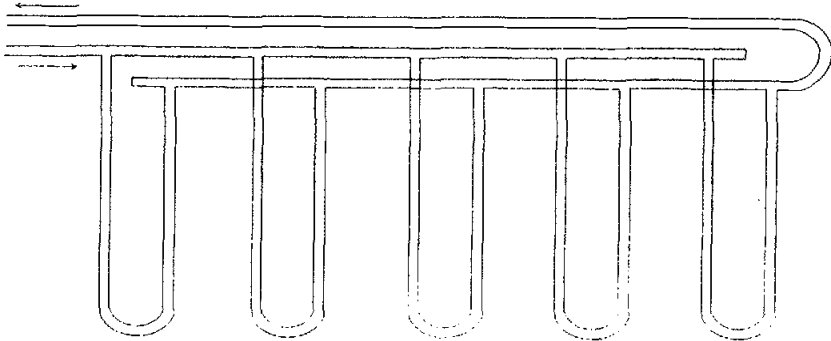


图 3-3 埋地换热器回路

Fig3-3 Downhole heat exchanger circular route

回填材料的导热性和流动性对 U 形管埋地换热器的换热性能有较大的影响, 通常在回填材料中使用含大颗粒骨料的粗沙, 一般沙土配比为  $1:2$ 。一方面可以降低回填材料失水后的收缩、开裂, 另一方面可以使回填材料的导热系数呈现线性增长<sup>[31]</sup>。

对于系统在冬季运行时温度始终不会降到零下的情况, 埋地换热器中的循环液



体采用水，但水要进行处理，以减少埋地换热器结垢现象；当系统在冬季运行时温度会有零下的情况出现时，为了解决系统的防冻问题，U形管埋地换热器中的循环液体可采用防冻液，这样系统在冬季特别寒冷地区也可以被广泛应用。

### 3.3.2 U型管埋地换热器传热模型

#### (1) 传热模型理论基础<sup>[32]</sup>

地源热泵地下埋管换热器传热模型的理论基础据文献介绍有三种：1)简单的线源理论 (Ingersoll 和 Plass, 1984)；2)修改的线源理论 (BNL, 1983)；3)能量平衡理论 (VC.Mei, 1986)。下面分别作简单介绍：

##### 1) 简单的线源理论

该理论假设，不管房间负荷多大，地下盘管总能提供或吸收房间需要或排出的热量。盘管附近土壤温度分布应根据提取或吸收的热量的变化而变化。同时，该理论还假设在一无限大的介质中有一衡热流的无限长的线热源，则该无限大介质中任一点的温度分布表达式为：

$$T - T_0 = \frac{Q}{2\pi K} \int_x^c \frac{e^{-\beta^2}}{\beta} d\beta = \frac{Q}{2\pi K} I(X) \quad (3-5)$$

式中： $X = r/2\sqrt{\alpha t}$ ，Ingersoll 和 Plass 已经以表格的形式给出了  $I(X)$  的值，具体参见文献 [31]；

$T_0$ —大地初始温度，℃；

$T$ —埋管附近土壤任一点的温度，℃；

$Q$ —埋管吸（放）热量，W；

$r$ —埋管断面上任一点距管中心的距离，m；

$K$ —土壤导热系数，W/m℃；

$\alpha$ —土壤热扩散系数， $\alpha = K/\rho C$ ， $m^2/s$ ；

$\rho$ —土壤密度， $Kg/m^3$ ；

$C$ —土壤的比热。J/(Kg·℃)；

$\beta$ —积分变量；

$t$ —运行时间，s。

这样土壤各点的温度就可以轻而易举的计算出来，但该模型太过粗糙，土壤以及管材的任何热物理性质均没有考虑在内。而且该模型仅可以计算埋管周围温度呈对称分布的情形。另外，使用该方法线热源强度需要估算，目前的估计都过于保守，以至于地下埋管换热器的设计偏大，而且还没有方法确定到底偏大多少。

##### 2) 修改过的线源理论

该模型是依据传导方程来建立的，它把大地分为完全不同的区域，即严格区和自由区。严格区即指远边界区域，它体现了不同深度的土壤季节性变化。自由区的温度依据两区之间的热传导的变化而变化，该热传导是由于埋管运行而引起的。关于严格区和自由区的划分，不同的计算机程序会有不同的划分方法。图 3-4

为严格区和自由区的一种分隔方法。该模型为：

$$q(X,t) = K \frac{dT}{dX}(X,t) \quad (3-6)$$

该模型可以模拟热泵间歇运行的情形，可以考虑埋管间的热干扰以及土壤热物理性质。但该模型还必须估算线热源强度，而且不同的严格区和自由区的划分还会导致不同的温度分布。

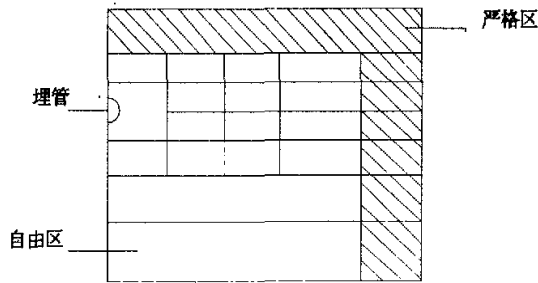


图 3-4 严格区和自由区的一种划分方法

Fig3-4 One division method of strict area and free area

### 3) 能量平衡理论

该理论假设流体介质运动方向的任一微元体，该微元体基于热对流、导热等所得的净热量应等于该微元体能量的变化量。VC.MeI 模型就是基于该理论建立起来的。该模型精确度高，考虑的因素多，但微分方程比较复杂。该模型将在后面详细介绍。

#### (2) 三种典型传热模型介绍

关于换热器传热模型的介绍，国外文献资料较多，但其理论基础不外乎前面所介绍的三种。下面介绍三种典型传热模型：

##### 1) IGSHPA 模型

IGSHPA (International Ground-source Heat Pump Association) 模型是美国一所大学基于线热源理论建立起来的，是目前北美确定地下埋管换热器尺寸的普遍方法。该方法首先按最冷月和最热月来计算埋地换热器尺寸，然后计算季节性出力以及系统的耗热量，并进行能耗分析。

##### 2) NWWA 模型

NWWA (National Water Well Association) 模型也是一种常用的地下埋管换热器模型。该模型是在 Kelvin 线源方程闭合分析解的基础上并结合许多假设建立起来的，它用来模拟大地温度场和确定埋管换热器尺寸。

##### 3) VC.MeI 模型

该模型采用复杂的偏微分方程描述了管内流体以及土壤的温度分布，利用有限差分方法即可求解。该模型考虑了诸多因素包括：埋管与土壤性质、含湿量以

及流体性质等。该模型可以求解流体以及土壤沿换热器长度方向的温度分布和每一个节点的温度。

IGSHPA 和 NWWA 模型是基于线源理论来近似计算土壤中的热传导过程，而 VC.Mei 模型则更为精确地描述了土壤中的热传导过程。但 VC.Mei 模型的实用价值却很小，它主要用来理论研究和参数分析，而 IGSHPA 和 NWWA 模型主要用于设计方面。IGSHPA 模型相对于 NWWA 模型而言，地下埋管换热器尺寸一般要偏大 10~30%，而且包含的假设要多。所有模型均可以模拟土壤温度随时间和管长（埋深）的变化，均应用 Kasuda 方程来确定大地初始温度。所有模型都可以考虑埋管间的热干扰。IGSHPA 模型不能模拟热泵间歇运行的情形。只有 VC.Mei 模型考虑了土壤冻结对换热的影响，但也只有 VC.Mei 模型不能进行能耗分析。

以上三种传热模型均有详细的数学描述，前两种可参见文献[33][34]，VC.Mei 模型将在下面详细介绍。

### (3) U 形管埋地换热器传热模型<sup>[35][36]</sup>

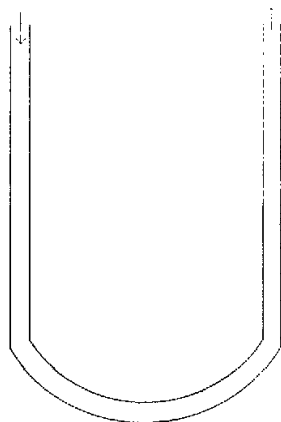
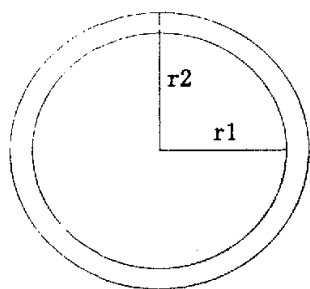


图 3-5 U 形管埋地换热器传热模型图解

图 3-6 U 形管埋地换热器模型示意图

Fig3-5 Heat transfer model drawing

Fig3-6 Heat transfer sketch map of

Of U tube downhole heat exchanger

U tube downhole heat exchanger

图 3-5 为 VC.Mei 垂直 U 型管埋地换热器传热模型图解。模型假设为：

- ①土壤是均匀的；
- ②埋管内流体速度相同；
- ③土壤热物理参数不变；
- ④不考虑热湿迁移影响；
- ⑤忽略埋管进出段之间的相互影响；
- ⑥忽略埋管与土壤的接触热阻。

在上述假设的基础上，结合热传导方程可得出热泵间歇运行时的传热模型。

#### 1) 热泵运行时

热泵运行时，管内流体与管内壁发生对流换热（见图 3-6）。因为 U 型管的两

部分的结构是相互对称的，可以取其中的一部分进行传热分析，这里取进入端进行分析。

① 进入管内的流体与管壁的传热

$$\frac{-VT_f}{\partial Z} + \frac{2\lambda}{\rho_f C_{pf} r_1} \times \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_1} = \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (r < r_1 \quad Z \geq 0) \quad (3-7)$$

② 管壁的导热

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (r_2 > r \geq r_1 \quad Z \geq 0) \quad (3-8)$$

③ 大地中的导热

$$\frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} = \frac{1}{a_s} \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (r_3 > r \geq r_2 \quad Z \geq 0) \quad (3-9)$$

初始条件 ( $t=0$ ):  $T(Z)=T_s(Z)=T_f(Z)$ , 已知。

进液处表面的初始条件 ( $Z=0$ ):  $T_f(t,0)=f(t)$ , 是已知时间的函数。

换热器管末端的边界条件 ( $Z=L$ ):

管内的流体与管壁处的边界条件:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_1} = \alpha (T - T_f) \quad (3-10)$$

管壁与大地交界处边界条件:  $T=T_s$  ( $r=r_2$ )

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_2} = \lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \Big|_{r=r_2} \quad (3-11)$$

远边界处的边界条件由初始地温决定。

式中:  $V$ —管内的流体速度, m/s;

$Z$ —沿管长方向坐标, m;

$r_1$ —管的内半径, m;

$r_2$ —管的外半径, m;

$r_3$ —远边界处半径, m;

$C_{pf}$ —流体的比热, J/(Kg·°C)

$T_f$ —管内的流体温度, °C;

$T$ —管壁的温度, °C;

$T_s$ —埋管附近大地的温度, °C;

$a$ —管壁的导温系数, m<sup>2</sup>/s;

$a_s$ —大地的导温系数, m<sup>2</sup>/s;

$\lambda$ —管壁的导热系数, W/(m·°C);

$\lambda_s$ —大地的导热系数, W/(m·°C);

$\rho_f$ —流体的密度, Kg/m<sup>3</sup>;

$\alpha$ —管内的流体与管壁的对流换热系数, W/(m<sup>2</sup>·°C);

$t$ —从运行开始算起的时间, s。

## 2) 热泵停止运行时

热泵停止时, 埋管内的流体静止, 流体与管壁之间以导热形式传热。

## ① 管内液体与管壁的导热

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} = \frac{2\lambda}{\rho_f C_{pf} r_1} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_1} \quad (r \leq r_1 \quad Z \geq 0) \quad (3-12)$$

## ② 管壁的导热

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (r_2 > r \geq r_1 \quad Z \geq 0) \quad (3-13)$$

## ③ 大地中的导热

$$\frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} = \frac{1}{a_s} \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (r_3 > r \geq r_2 \quad Z \geq 0) \quad (3-14)$$

液体与管内壁、以及管外壁与土壤交界处的边界条件:

$$T = T_f \quad (r = r_1); \quad T = T_s \quad (r = r_1) \quad (3-15)$$

通过上述传热模型, 便可以进行埋地换热器传热的模拟计算。

## 3.4 本章小结

本章首先简要介绍了闭环地源热泵系统的结构和工作原理, 以及工程中常用的性能测试方法、经济指标。重点介绍了 U 型管埋地换热器的设计和施工, 以及 U 型管埋地换热器的传热模型。

经过本章的理论分析, 为所研究系统中地源热泵部分的工程设计提供了理论依据, 这对于地源热泵在供暖和制冷工程中的设计、施工具有重要的指导意义。

## 第四章 工程实例

为了实验太阳能地源热泵式空调系统的实际运行效果，我们在哈尔滨市设计和安装了太阳能地源热泵式空调系统。系统安装地点在黑龙江省农业机械研究院后院，建筑物为朝向正南的平顶民房，共有两大两小四个房间，建筑面积约为100m<sup>2</sup>，房屋高度为3m。

系统中太阳能集热系统主要用于冬季采暖和夏季生活用水加热，地源热泵系统主要用于夏季制冷和冬季采暖。

本系统供暖和制冷共用一套装置，采用风机盘管。冬季供暖循环水温在30℃—45℃之间，夏季制冷循环水温在15℃—25℃之间。系统应满足房间冬季供暖温度不低于18℃，夏季制冷温度不高于26℃的要求。在实际工程应用中我们发现，在北方冬季特别寒冷的地区，如果太阳能地源热泵式空调系统能够满足冬季供暖的要求，就一定能够满足夏季制冷的要求。所以，在这套系统设计中，建筑物维护结构能耗计算以冬季供暖热负荷为主。

### 4.1 建筑物供暖热负荷计算

#### 4.1.1 建筑物供暖热负荷计算基本公式<sup>[37]</sup>

##### (1) 围护结构的基本耗热量

在工程设计中，围护结构的基本耗热量是按一维稳定传热过程进行计算的，即假设在计算时间内，室内、外空气温度和其它传热过程参数都不随时间变化。实际上，室内散热设备散热不稳定，室外空气温度随季节和昼夜变化不断波动，这是一个不稳定传热过程。但不稳定传热计算复杂，所以对室内温度容许有一定波动幅度的一般建筑物来说，采用稳定传热计算可以简化计算方法并能基本满足要求。但对于室内温度要求严格，温度波动幅度要求很小的建筑物或房间，就需采用不稳定传热原理进行围护结构耗热量计算。在我们的设计中，由于容许房间有一定波动幅度，所以我们采用稳定传热原理来进行围护结构耗热量计算。

围护结构基本耗热量，可按式(4-1)计算：

$$q' = KF(t_n - t_w')a \quad (4-1)$$

式中： $K$ —围护结构的传热系数，W/m<sup>2</sup>·℃；

$F$ —围护结构的面积，m<sup>2</sup>；

$t_n$ —冬季室内计算温度，℃；

$t_w'$ —冬季室外计算温度，℃；

$a$ —围护结构的温差修正系数。

整个建筑物或房间的基本耗热量  $Q'_{iw}$  等于它的围护结构各部分基本耗热量  $q'$  的总和。

$$Q'_{iw} = \sum q' = \sum KF(t_n - t'_w)a \quad (4-2)$$

对供暖房间围护结构外侧不是与室外空气直接接触，而中间隔着不供暖房间或空间的场合（如图 4-1），通过该围护结构的传热量应为  $q'=KF(t_n - t_h)$ ，式中  $t_h$  是传热达到热平衡时非供暖房间或空间的温度。

计算与大气不直接接触的外围护结构基本耗热量时，为了统一计算公式，采用了系数  $a$ —围护结构的温差修正系数，见下式。

$$q' = KF(t_n - t'_w)a = KF(t_n - t_h) \quad (4-3)$$

$$a = \frac{t_n - t_h}{t_n - t'_w} \quad (4-4)$$

式中： $F$ —供暖房间所计算的围护结构表面积， $m^2$ ；

$K$ —供暖房间所计算的围护结构的传热系数， $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ；

$t_h$ —不供暖房间或空间的空气温度， $^\circ C$ 。

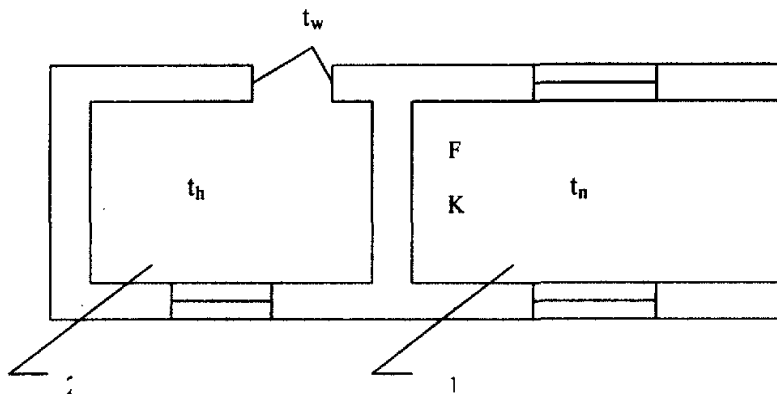


图 4-1 计算温差修正系数的示意图

Fig4-1 computation temperature correction coefficient schematic drawing

1—供暖房间；2—非供暖房间

一般建筑物的外墙和屋顶都属于匀质多层材料的平壁结构，其传热系数  $K$  值可用下式计算：

$$K = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_w}} = \frac{1}{R_n + R_j + R_w} \quad (4-5)$$

式中： $R_0$ —围护结构的传热热阻， $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ；

$\alpha_n$ 、 $\alpha_w$ —围护结构内、外表面的换热系数， $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ；

$R_n$ 、 $R_w$ —围护结构内、外表面的传热热阻,  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ;

$\delta_i$ —围护结构各层的厚度, m;

$\lambda_i$ —围护结构各层的导热系数,  $W/m \cdot ^\circ C$ ;

$R_j$ —有单层或多层材料组成的围护结构各层材料的热阻,  $m^2 \cdot ^\circ C/W$ 。

围护结构表面换热过程是对流和辐射的综合过程。围护结构内表面换热是壁面与邻近空气和其它壁面由于温差引起的自然对流和辐射换热作用, 而在围护结构外表面主要是由于风力作用产生的强迫对流换热, 辐射换热占的比例较小。工程计算中采用的换热系数和换热热阻分别列于表 4-1 和表 4-2。

表 4-1 内表面换热系数  $\alpha_n$  与换热热阻  $R_n$

Table4-1 Internal surface heat transfer coefficient  $\alpha_n$  and heat transfer resistance  $R_n$

围护结构内表面特征	$\alpha_n$	$R_n$
	$m^2 \cdot ^\circ C/W$ ( $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )	$m^2 \cdot ^\circ C/W$ ( $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )
墙、地面、表面平整或有肋状突出物的顶棚, 当 $h/s \leq 0.3$ 时	8.7 (7.5)	0.115 (0.133)
有肋状突出物的顶棚, 当 $h/s > 0.3$ 时	7.6 (6.5)	0.132 (0.154)

注: 表中  $h$ —肋高 (m);  $s$ —肋间净距 (m)

表 4-2 外表面换热系数  $\alpha_w$  与换热热阻  $R_w$

Table4-2 Outside surface heat transfer coefficient  $\alpha_w$  and heat transfer resistance  $R_w$

围护结构外表面特征	$\alpha_w$	$R_w$
	$m^2 \cdot ^\circ C/W$ ( $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )	$m^2 \cdot ^\circ C/W$ ( $kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$ )
外墙与屋顶	23 (20)	0.04 (0.05)
与室外空气相通的非采暖地下室上面的楼板	17 (15)	0.06 (0.07)
闷顶和外墙上有窗的非采暖地下室上面的楼板	12 (10)	0.08 (0.10)
外墙上无窗的非采暖地下室上面的楼板	6 (5)	0.17 (0.20)

表 4-3 非保温地面的传热系数和换热热阻

Table4-3 Heat transfer coefficient and heat transfer resistance of the non-heat preservation ground

地 带	$R_0$	$K_0$
	$m^2 \cdot ^\circ C/W$	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
第一地带	2.15	0.47
第二地带	4.30	0.23
第三地带	8.60	0.12
第四地带	14.2	0.07



贴土保温地面（组成地面的各层材料中，有导热系数  $\lambda$  小于  $1.16\text{W/m}\cdot\text{C}$  的保温层）各地带的热阻值，可按下式计算

$$R'_0 = R_0 + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \quad (4-6)$$

式中： $R'_0$ —贴土保温地面的换热热阻， $\text{m}^2\cdot\text{C}/\text{W}$ ；

$R_0$ —非保温地面的换热热阻， $\text{m}^2\cdot\text{C}/\text{W}$ ；

$\delta_i$ —保温层的厚度， $\text{m}$ ；

$\lambda_i$ —保温材料的导热系数， $\text{W/m}\cdot\text{C}$ 。

贴土非保温地面（组成地面的各层材料导热系数  $\lambda$  都大于  $1.16\text{W/m}\cdot\text{C}$ ），其传热系数及热阻值见表 4-3。

(2) 围护结构的附加（修正）耗热量

围护结构的基本耗热量，是在稳定条件下，按公式（4-2）计算得出的。实际耗热量会受到气象条件以及建筑物情况等各种因素影响而有所增减。由于这些因素影响，需要对房间围护结构基本耗热量进行修正。这些修正耗热量称为围护结构附加（修正）耗热量，通常按基本耗热量的百分率进行修正。附加（修正）耗热量有朝向修正、风力附加和高度附加耗热量等。

建筑物或房间在室外供暖计算温度下，通过围护结构的总耗热量  $Q'$ ，可用下式综合表示：

$$Q' = Q_{i,j} + Q'_{i,x} = (1 + x_g) \sum aKF(t_n - t'_w)(1 + x_{ca} + x_f) \quad (4-7)$$

(3) 冷风渗透耗热量

在风力和热压造成的室内外压差作用下，室外的冷空气通过门、窗等缝隙渗入室内，被加热后逸出。把这部分冷空气从室外温度加热到室内温度所消耗的热量，称为冷风渗透耗热量  $Q_2$ 。冷风渗透耗热量，在热负荷中占有不小的份额。

对于不高于六层的建筑物，冷风渗透耗热量主要考虑风压的作用，可以忽略热压的影响。计算冷风渗透耗热量的常用方法有缝隙法、换气次数法和百分数法。

1) 按缝隙法计算建筑物的冷风渗透耗热量

表 4-4 每米长缝隙渗入的空气量  $L$ ， $\text{m}^3/\text{m}\cdot\text{h}$

Table 4-4 Each meter slit permeating air  $L$ ,  $\text{m}^3/\text{m}\cdot\text{h}$

门窗类型	冬季室外平均风速 (m/s)					
	1	2	3	4	5	6
单层木窗	1.0	2.0	3.1	4.3	5.5	6.7
双层木窗	0.7	1.4	2.2	3.0	3.9	4.7
单层钢窗	0.6	1.5	2.6	3.9	5.2	6.7
双层钢窗	0.4	1.1	1.8	2.7	3.6	4.7
推拉铝窗	0.2	0.5	1.0	1.6	2.3	2.9
平开铝窗	0.0	0.1	0.3	0.4	0.6	0.8

注：1. 每米外门缝隙渗入的空气量，为表中同类型外窗的两倍；

2. 当有密封条时, 表中数据可乘以 0.5~0.6 的系数。

对不同类型的门、窗, 在不同风速下每米长缝隙渗入的空气量  $L$ , 可采用表 4-4 的实验数据。

在计算不同朝向的冷风渗透空气量时, 引入一个渗透空气量的朝向修正系数  $n$ 。即:

$$V = nLl \quad (4-8)$$

式中:  $L$ —每米门、窗缝隙渗入室内的空气量, 按当地冬季室外平均风速, 采用表 4-5 的数据,  $m^3/m \cdot h$ ;

$l$ —门、窗缝隙的计算长度,  $m$ ;

$n$ —渗透空气量的朝向修正系数。

门、窗缝隙的计算长度, 建议可按下述方法计算: 当房间仅有一面或相邻两面外墙时, 全部计入其门、窗可开启部分的缝隙长度; 当房间有相对两面外墙时, 仅计入风量较大一面的缝隙; 当房间有三面外墙时, 仅计入风量较大的两面的缝隙。渗透空气量的朝向修正系数  $n$  可从《暖通规范》进行查取。

确定门、窗缝隙渗入空气量  $V$  后, 冷风渗透耗热量  $Q_2'$ , 可按下式计算:

$$Q_2' = 0.278V\rho_w c_p (t_n - t_w') \quad (4-9)$$

式中:  $V$ —经门、窗缝隙渗入室内的总空气量,  $m^3/h$ ;

$\rho_w$ —供暖室外计算温度下的空气密度,  $kg/m^3$ ;

$c_p$ —冷空气的定压比热,  $c=1kJ/kg \cdot ^\circ C$ ;

0.278—单位换算系数,  $1kJ/h=0.278W$ 。

### 2) 用换气次数法计算冷风渗透耗热量——用于民用建筑的概算法

在工程设计中, 也有按房间换气次数来估算该房间的冷风渗透耗热量。计算公式为:

$$Q_2' = 0.278n_k V_n \rho_w c_p (t_n - t_w') \quad (4-10)$$

式中:  $V_n$ —房间的内部体积,  $m^3$ ;

$n_k$ —房间的换气次数, 次/h, 可按表 4-5 选用。

表 4-5 概算换气次数

Table 4-5 Times of the budgetary exchanging air

房间外墙暴露情况	$n_k$
一面有外窗或外门	1/4~2/3
两面有外窗或外门	1/2~1.0
三面有外窗或外门	1~1.5
门厅	2

注: 制表条件为窗墙面积比约 20%, 单层钢窗, 上值应乘 0.7。

### 3) 用百分数法计算冷风渗透耗热量——用于工业建筑的概算法

由于工业建筑房屋较高, 室内外温差产生的热压较大, 冷风渗透量可根据建

建筑物的高度及玻璃窗的层数，按表 4-6 列出的百分数进行估算。

表 4-6 渗透耗热量占围护结构总耗热量的百分率

Table 4-6 Percentage of the permeating heat consumption accounts for surrounding structure in the total heat consumption

玻璃窗层数	建筑物高度 (m)		
	<4.5	4.5~10.0	>10.0
	百分率 (%)		
单层	25	35	40
单、双层均有	20	30	35
双层	15	25	30

由于工业建筑房屋较高，室内外温差产生的热压较大，冷风渗透量可根据建筑物的高度及玻璃窗的层数，按表 4-6 列出的百分数进行估算。

#### (4) 冷风侵入耗热量

在冬季受风压和热压作用下，冷空气由开启的外门侵入室内。把这部分冷空气加热到室内温度所消耗的热量称为冷风侵入耗热量。

冷风侵入耗热量，同样可按下式计算：

$$Q_3' = 0.278V_w \rho_w c_p (t_n - t_w') \quad (4-11)$$

式中： $V_w$ —流入的冷空气量， $m^3/h$ 。

由于流入的空气量  $V_w$  不易确定，根据经验公式，冷风侵入耗热量可采用外门基本耗热量乘以表 4-8 的百分数的简便方法进行计算。即

$$Q_3' = N Q_{1,j,m} \quad (4-12)$$

式中： $Q_{1,j,m}$ —外门的基本耗热量，W；

$N$ —考虑冷风侵入的外门附加率，按表 4-7 采用。

表 4-7 的外门附加率，只使用于短时间开启的、无热风幕的外门。对于开启时间长的外门，冷风侵入量  $V_w$  可根据《工业通风》等原理进行计算，或根据经验公式或图标确定，并按公式 (4-9) 计算冷风侵入耗热量。此外，对建筑物的阳台门不必考虑冷风侵入耗热量。

表 4-7 外门附加率  $N$  值

Table 4-7 Outdoor attachment rate  $N$

外门布置状况	附加率
一道门	65n%
两道门 (有门斗)	80n%
三道门 (有两个门斗)	60n%
公共建筑和生产厂房的主要出入口	500%

## 4.1.2 给定平房供暖热负荷计算

图 4-2 所示为安装太阳能地源热泵式空调系统的平房的平面图和剖面图, 计算其供暖设计热负荷。

已知围护结构条件:

外墙: 两砖厚 (490mm), 内面抹灰 (20mm) 砖墙, 内加聚苯板 (30mm)。由式 (4-5) 可计算出,  $K=0.66\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{C}$ ;

外窗: 单框二层玻璃窗, 有密封条。尺寸 (宽 $\times$ 高) 为  $1.5\times 1.0\text{m}$ 。窗型为三扇两开窗。可开启部分的缝隙总长为  $9.0\text{m}$ 。由参考文献可查出,  $K=3.49\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{C}$ ;

外门: 单层实体木制门。尺寸 (宽 $\times$ 高) 为  $1.2\times 2.0\text{m}$ 。门型为单扇门, 可开启部分的缝隙总长为  $8.0\text{m}$ 。由参考文献可查出,  $K=4.65\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{C}$ ;

屋顶: 厚  $30\text{mm}$  的松木板 (顺木纹), 上铺厚  $30\text{mm}$  的聚苯板和  $50\text{mm}$  的防腐木屑, 最外层是厚  $20\text{mm}$  的沥青油毡。由式 (4-5) 可计算出,  $K=0.54\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{C}$ ;

地面: 保温地面, 下面是厚  $100\text{mm}$  的锅炉渣, 中间是厚  $30\text{mm}$  的水泥砂浆, 最上面是厚  $10\text{mm}$  的地板砖, 从而可求出  $K=0.39\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{C}$ ;

哈尔滨市室外气象资料:

供暖室外计算温度  $t_w'=-26\text{C}$ ;

冬季室外平均风速  $v_{p,j}=3.4\text{m}/\text{s}$ ;

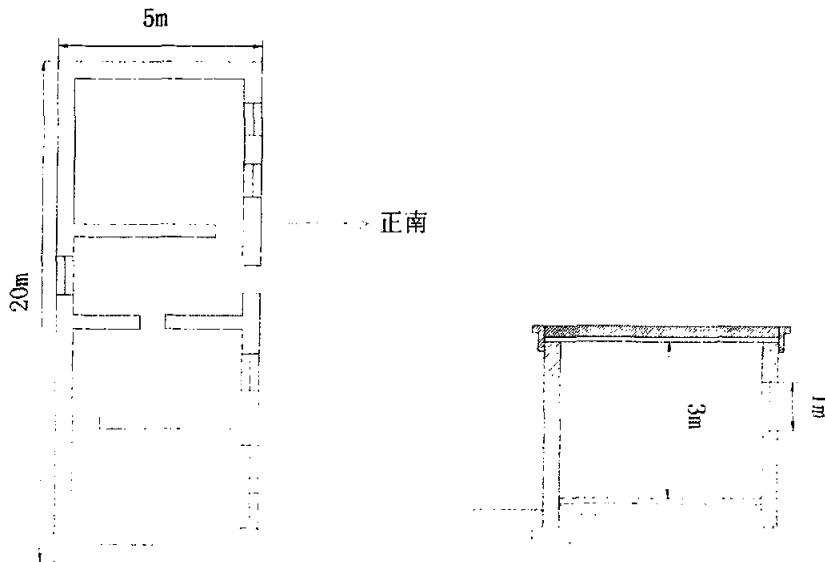


图 4-2 平房的平面图和剖面图

Fig4-2 One-story house horizontal plan and sectional drawing

(1) 围护结构传热耗热量  $Q_1$  的计算

全部计算列于表 4-8 中。围护结构总传热耗热量  $Q_1=7338\text{W}$ 。

(2) 冷风渗透耗热量  $Q_2$  的计算

根据参考文献可查得哈尔滨市的冷风朝向修正系数:南向 $n=1.00$ ,北向 $n=0.30$ 。对有三面外墙的房间,按最不利的两面外墙(南向、北向)计算冷风渗透量。

按表 4-4,在冬季室外平均风速 $v_{p,j}=3.4\text{m/s}$ 下,窗的每米缝隙的冷风渗透量 $L=2.52\text{m}^3/\text{m}\cdot\text{h}$ 。南向五个窗的缝隙长度为 $5\times 9=45\text{m}$ ,北向一个窗的缝隙长度为 $9\text{m}$ 。总的冷风渗透量 $V$ 等于:

$$V = n_1 L l_1 + n_2 L l_2 = 1.0 \times 2.52 \times 45 + 0.3 \times 2.52 \times 9 = 136.1 \text{ m}^3/\text{h}$$

冷风渗透耗热量 $Q'_2$ 等于:

$$Q'_2 = 0.278 \rho_w c_p (t_n - t'_w) = 0.278 \times 136.1 \times 1.41 \times 1 \times [18 - (-26)] = 2347 \text{ W}$$

(3) 外门冷风侵入耗热量 $Q'_3$ 的计算

可按开启时间不长的一道门考虑。外门冷风侵入耗热量为外门基本耗热量乘 $65n\%$ (表 4-7)。

$$Q'_3 = N Q'_{1,j,m} = 0.65 \times 1 \times 445 = 289 \text{ W}$$

平房供暖热负荷总计为(按十位数汇总)

$$Q = Q'_1 + Q'_2 + Q'_3 = 8386 + 2347 + 289 = 11022 \text{ W}$$

表 4-8 房间耗热量计算表

Table 4-8 Room heat consumption computation

房屋名称	围护结构			传热系数	室内计算温度	供暖室外计算温度	室内外计算温度差
	名称及方向	面积计算	面积 $\text{m}^2$	K $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}$	$t_n$ $^{\circ}\text{C}$	$t'_w$ $^{\circ}\text{C}$	$t_n - t'_w$ $^{\circ}\text{C}$
1	2	3	4	5	6	7	8
平房	南外墙	$20 \times 3 - 5 \times 1.5 \times 1 - 1.2 \times 2$	50.1	0.66	18	-26	44
	北外墙	$20 \times 3 - 1.5 \times 1$	58.5	0.66			
	东外墙	$5 \times 3 - 1.5 \times 1$	13.5	0.66			
	西外墙	$5 \times 3$	15	0.66			
	南外窗	$5 \times 1.5 \times 1$	7.5	3.49			
	北外窗	$1.5 \times 1$	1.5	3.49			
	南外门	$1.2 \times 2$	2.4	4.65			
	屋顶	$19.02 \times 4.02$	76.5	0.54			
	地面	$2 \times 2 \times 19.02 + 2 \times 2 \times 4.02$	92.2	0.39			

表 4-8 房间耗热量计算表(续表)

Table4-8 Room heat consumption computation(continues table)

温差修正系数	基本耗热量	耗热量修正					围护结构耗热量	冷风渗透耗热量	冷风侵入耗热量	房间总耗热量
		朝向	风向		修正后耗热量	高度修正				
a	$Q'_{1,j}$	$X_{ch}$	$X_f$	$1 + X_{ch} + X_f$	$Q$	$X_g$	$Q'_1$	$Q'_2$	$Q'_3$	$Q'$
	W	%	%	%	W	%	W	W	W	W
9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
1	1454	-3		70	1018		1018			
1	1699	0		100	1699		1699			
1	392	0		95	373		373			
1	436	-5		95	414		414			
1	1152	-5	0	70	806	0	806	2347		
1	230	-3		100	230		230			
1	635	0		70	445		445		289	
1	1818	0		100	1818		1818			
1	1583	0		100	1583		1583			
					8386		8386	2347	289	11022

## 4.2 太阳能集热系统设计

目前,在国内设计的承压式运行的太阳能热水工程中,太阳能集热器主要采用平板式和热管真空管式两种,这两种集热器很容易组成集热模块,便于大面积连接。平板式集热器具有集热快,价格低,耐热冲击性好,安装快等特点。在日照条件好的地区,平板式集热器热效率较高,但在冬季气温比较低的地区易结霜、热损失较大,从而导致其在寒冷地区冬季应用时热效率较低。所以在冬季气温不太低的地区可以大面积采用,在冬季特别寒冷的地区不宜被采用;热管式真空管集热器的全年热效率较高,承压能力大,一般可达 0.98Mpa,耐热冲击性好,耐冰冻,夜间热损失小,系统工作可靠性强。虽然价格贵一些,但其适用范围比较广泛,在冬季比较寒冷的地区集热效率较高。所以在哈尔滨地区所设计的工程中,我们采用的是热管式真空管集热器。

### 4.2.1 集热器面积的确定

虽然系统中集热器的面积越大,系统的运行费用会越低,但这样会使初投资增加很多,并且很多建筑物并不具备足够大的安装空间。所以从经济性和适用性角度出发,我们对系统中集热器部分的设计思想是:在供暖期光照充足的大部分角度出发,我们对系统中集热器部分的设计思想是:在供暖期光照充足的大部分

时间内，太阳能集热器接收来的能量能够满足在它工作时段内建筑物所需的供暖热负荷，热泵机组在此期间不需要启动。

在哈尔滨市，供暖期内室外日平均温度约为 $-9^{\circ}\text{C}$ ，室内供暖温度要达到 $18^{\circ}\text{C}$ 。从以上两个条件出发，我们通过对给定平房的围护结构计算，可以得出在室外日平均气温为 $-9^{\circ}\text{C}$ 时，该平房的总耗热量约为 $7870\text{W}$ 。经过理论计算、试验测定、并参照生产厂家的产品说明，确定出冬季在哈尔滨地区热管式真空管集热器的集热效率约为 $58\%$ ，集热功率约为 $350\text{W}/\text{m}^2$ 。由于该系统部分管路在室外循环，并采用二次换热，所以会有部分热损失。在实际设计中，通过计算初步确定这部分热损失为 $15\%$ 左右，由此我们得到热管式真空管集热器的有效集热功率约为 $300\text{W}/\text{m}^2$ 。

由上面的分析，可以计算出该工程中所需的集热器面积为：

$$F = \frac{Q}{\eta_{y,j} W} = \frac{7870}{0.85 \times 350} \approx 26 \text{ m}^2$$

式中： $F$ —集热器面积， $\text{m}^2$ ；

$Q$ —供暖期内室外日平均温度下的平房总耗热量， $\text{W}$ ；

$\eta_{y,j}$ —二次换热时集热器的效率；

$W$ —集热器的集热功率， $\text{W}/\text{m}^2$ 。

工程中共采用集热器 $8$ 组，面积 $3.28\text{m}^2/\text{组}$ ，每组 $20$ 根管，集热管的规格为：直径为 $\Phi 58$ ，长度 $1800\text{mm}$ 。

#### 4.2.2 集热器的连接方式

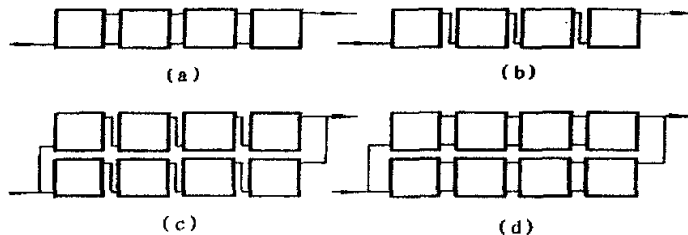


图 4-3 集热器的连接方式

Fig4-3 Heat collector connection way

(a) 集热器并联 (b) 集热器串联

(c) 集热器并串联 (d) 集热器串并联

在大面积太阳能热水系统中，集热模块的连接是比较关键的问题之一。其连接主要根据系统的运行方式，尽量减少沿程压力损失，减少死区的出现，充分发挥每个集热模块的作用，同时还要考虑安装环境和建筑物结构及建筑物整体美观的协调。常用的连接方式如图 4-3 所示，有串联、并联、并串联和串并联四种。串联存在阻力平衡问题，但串联过多会使集热模块效率降低，压降也会增加。并

联压降较小，效率较高，当并联过多，阻力不易平衡。根据具体需要，本系统采用集热器串联布置<sup>[38]</sup>。

集热器作为建筑的一个构件，在屋顶上大面积连接时应起到防水作用。在本系统中，两个集热器联箱之间连接处先作保温处理，然后再用和联箱同种材质的金属板材铆接。

#### 4.2.3 集热器的支撑

对于平屋顶，一般情况下采用角钢焊接成坡形框架作为集热模块的支撑，可以焊成固定坡度（图 4-4），也可焊接成角度可调的；也可以用不同组装构件连接

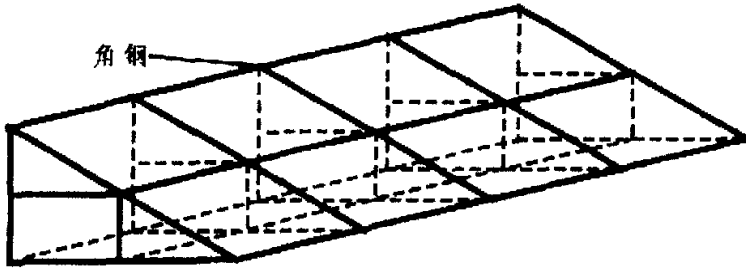


图 4-4 钢架结构示意图

Fig4-4 Steel frame structure schematic drawing

成要求的坡度，构件表面可热镀锌。框架的坡度角根据集热器的使用情况而定。若全年使用，坡度角为当地纬度；若以夏季使用为主，则按当地纬度减  $10^\circ$ ；若以冬季使用为主，则按当地纬度加  $10^\circ$ 。每排若放一层，框架可用  $40 \times 40$  角钢焊接；每排若放两层，则需用  $45 \times 45$  角钢焊接。为防止大风的影响，须把框架加固，用钢丝绳拉掉，还应避雷。排与排之间的距离，一般在北纬  $40^\circ$  左右的地区，冬季系统  $S=H$ ，过冬系统  $S=2H$ （ $S$  为两排集热器之间的距离， $H$  为集热器的高度）<sup>[39]</sup>。

对于坡屋顶，可以把屋面直接作为集热模块的支撑，如何进行设计、安装和施工，这是一项比较复杂的工作，需要同建筑设计部门合作，根据热水器的类型以及建筑所处的地理纬度和气候特点，对建筑物的造型、平面布局和热水器的布置位置及方式等进行综合考虑，才能制定一套合理的安装施工方案。

在本系统中，集热器的支撑采用  $40 \times 40$  角钢焊接，集热器阵列循环液入口端到循环液出口端具有一定的倾斜度（约为  $5\%$ ），底部固定在房梁上并用钢丝绳拉掉，装有避雷装置。哈尔滨市地处北纬  $45^\circ 45'$ ，考虑集热器冬夏两季应用使用的综合热效率，将该系统集热器支撑的倾角设计为  $50^\circ$ 。

#### 4.2.4 系统运行方式的选择

常见的太阳能系统运行方式有三种，即自然循环式、定时强迫循环式和定温强迫循环式。



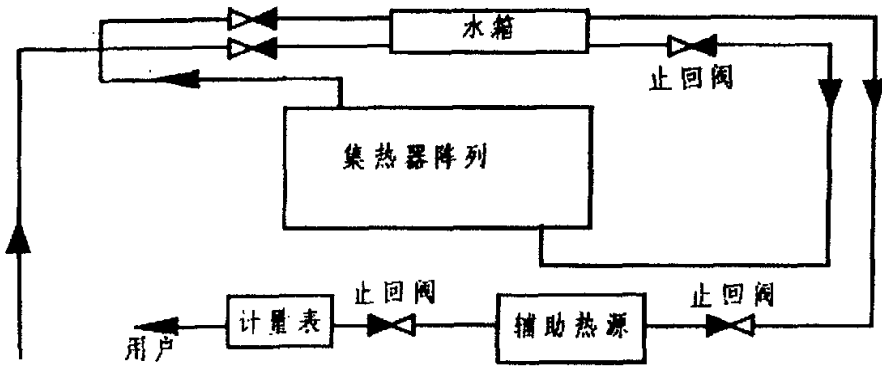


图 4-5 自然循环式热水系统

Fig4-5 Nature cycling hot water system

自然循环式热水系统（如图 4-5 所示）的水箱高于集热器，循环水在集热器中被加热，通过自然循环回到水箱，自来水顶出水箱中的热水，经辅助加热系统（水温达不到要求时）送往用户，该系统不用水时无需专人看护，一次性投资少，但水箱需要高架（受安装条件所限），且抗冻性差，一般适用于非冰冻地区使用，且系统集热面积不能过大，通常在  $30\text{m}^2$  以下。

定时强迫循环热水系统（如图 4-6 所示）的水在水泵作用下送往集热器中加热后回到水箱，冷水将水箱中的热水顶出，经辅助加热系统（水温达不到要求时）送往用户。该系统的特点是：水箱位置较低，水泵定时连续运行，系统工况稳定，初投资较少。由于水泵运行定时开启，与日照、集热器水温无关，常常在日照较弱的情况下运行，造成无效运行，浪费电能，使系统运行效率降低。因此，该系统通常用于加热游泳池用水。

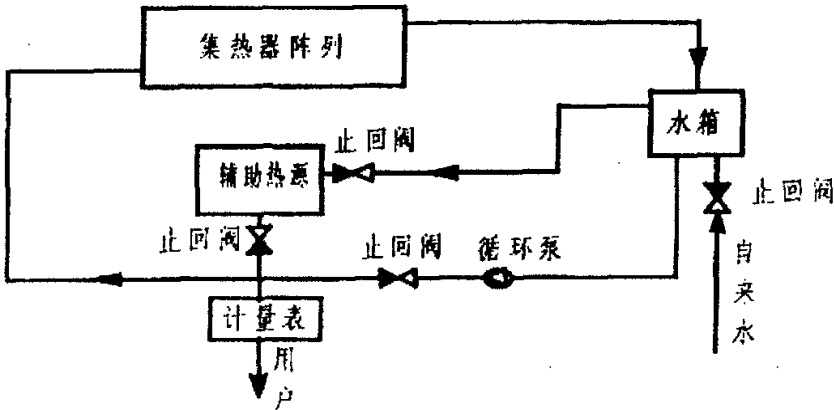


图 4-6 定时强迫式热水系统

Fig4-6 Fixed time forcing hot water system

定温强迫循环式热水系统（如图 4-7 所示）增设了水泵运行控制仪，一般有两种方式控制水泵的运行。一种是设置光敏探头，当太阳辐射强度达到一定数值



## T—感温探头 TC—温控仪

本系统采用定温强迫循环方式（如图 4-8 所示），换热储热水箱和地源热泵机组一起安装在房屋旁边的一个小房间内，循环管路裸露部分一律采用  $\delta=25\sim 30\text{mm}$  厚的聚氨脂保温管进行保温处理。用来换热储热的水箱容量为 500kg，有保温层（50mm），能承受一定压力。系统在夏季运行时换热方式是一次换热；在冬季运行时换热方式是二次换热，密闭循环，为了解决防冻问题循环液采用防冻液（乙二醇）。当集热器阵列中的循环液温度高于换热储热水箱中水的温度达到  $10^{\circ}\text{C}$  温差时，循环泵开始启动；当循环到集热器阵列中的循环液温度高于换热储热水箱中水的温度  $2^{\circ}\text{C}$  温差时，循环泵停止运行。定温强迫循环方式的优点在于：

（1）该方式比自然循环方式的循环作用强。自然循环中的动力来自冷热水密度差形成的热虹吸压力，一般情况下所形成的压头比较小，不稳定，在采光面积较大情况下，循环管路较长，局部阻力原件较多，相应的循环作用较弱，而定温强迫循环可提供压头足够克服水流阻力，有效保证了大面积热水系统循环的顺利进行。

（2）该方式水流速度大，管壁不易结垢，集热器阵列也不容易形成“循环死区”。同时，由于采用了温差控制方式，能够更充分的吸收太阳能，集热效率较高。

## 4.3 地源热泵系统设计

### 4.3.1 地源热泵机组的选取

通过对房间围护结构耗热量的计算，得出计算温度下该平房的房间总耗热量为 11022W。因为在设计中将地源热泵机组设计成间歇式运行，并考虑到在实际运行中机组的制热量和机组给定的制热量会有偏差，为稳妥起见，所选择的热泵机组的给定制热量大于 11022W。

该工程中选用的地源热泵机组由山东宏力空调有限公司特殊加工制造，机组型号为 BWHP20，采用全封闭涡旋式压缩机，制冷剂为 R22。机组制热量为 16.6KW，制冷量为 13.3KW，输入功率为 3.4KW，电源为三相交流 380V，蒸发器额定流量为  $5.9\text{m}^3/\text{h}$ ，冷凝器额定流量为  $3.0\text{m}^3/\text{h}$ 。

### 4.3.2 埋地换热器设计与施工

埋地换热器采用 U 型并联，分两排，每排四孔，为了节省占地空间，相邻三个孔之间呈品字形布置（如图 4-9 所示）。钻孔深度 45m，钻孔直径 0.4m，钻孔间距 6m。埋地换热器垂直管采用直径为  $\Phi 20$  的聚乙烯管，根据传热模型计算并参考哈工大热泵实验室的实验数据，在哈尔滨市将此埋地换热器冬季的平均取热功率定为  $15\text{W}/\text{m}$ ，由此确定出本系统的埋地换热器总长度 900 米，需打井 8 孔。

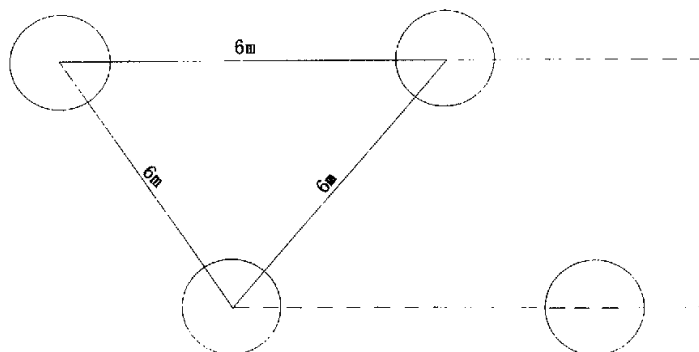


图 4-9 钻孔布置示意图

Fig4-9 Drill hole arrangement schematic drawing

在本系统中没有采用地下水平连管连接的方式,而是把所有管路通过深 2.5 米的地沟引出到系统所在房间的室内,然后用两个分水器进行连接(如图 4-10 所示),连接处安装阀门,这样能更加增强埋地换热器使用时的安全性。

为了增加回填材料的导热系数,埋地换热器的回填材料采用含大颗粒骨料的粗沙和黄土混合,沙土配比为 1: 2。一方面可以降低回填材料失水后的收缩、开裂,另一方面可以使回填材料的导热系数呈现线性增长。

为了解决该系统的防冻问题,冬季运行时 U 型管埋地换热器中的循环液体采用防冻液。

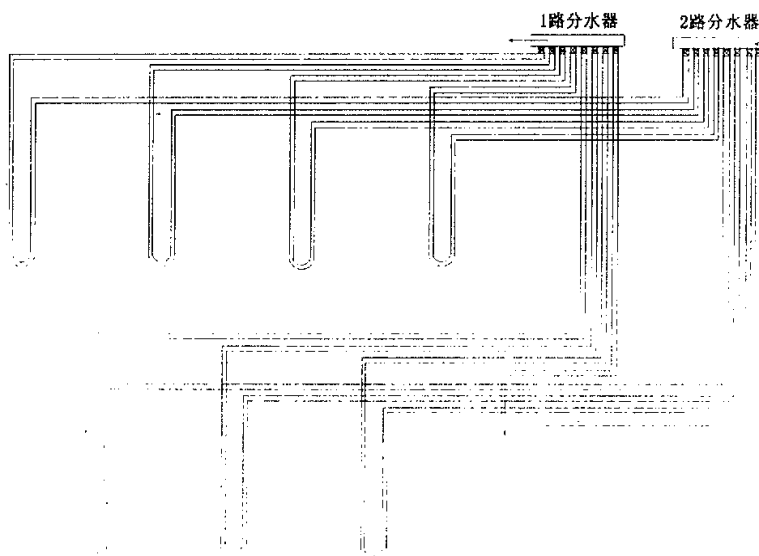


图 4-10 系统埋地换热器循环回路

Fig4-10 Circulated route of the system heat interchanger

## 4.4 系统循环泵选择

### 4.4.1 换热循环泵的选择

#### (1) 系统阻力

对于闭式系统，系统阻力  $H=H_f+H_d+H_m$

式中： $H_f$ —系统总沿程阻力， $P_a$ ；

$H_d$ —系统局部阻力， $P_a$ ；

$H_m$ —设备阻力， $P_a$ 。

太阳能集热系统所采用的循环管直径为 DN32，系统循环液设计流速为 1.0m/s，在此条件下循环液总流量为 0.803L/s。根据文献[41]P806 页管道的水利计算图可查得：在流量为 0.803L/s，流速为 1.0m/s 的情况下，单位管长压降约为 700Pa/m。最不利循环管长约为 30 米，则：

$$H_f = 30 \times 700 = 21000 \text{ Pa}$$

对于  $H_d$ ，近似取  $H_d=H_f=21000Pa$ 。

因为集热器的设备阻力约为 1500Pa/组，所以  $H_m=1500 \times 8=12000Pa$ 。

则系统总阻力为：

$$H=21000+21000+12000=53000 \text{ Pa}$$

#### (2) 系统流量

系统流量为 0.803L/s，即 2.89m<sup>3</sup>/h。

#### (3) 循环泵的选择

在图 4-13 中，所选择的换热循环泵 12 应满足：

扬程  $H=1.2 \times 5.3=6.4mH_2O$ ；

流量  $Q=1.2 \times 2.89=3.47m^3/h$ 。

现选择上海凯全立式水泵，所选水泵型号为：KQR40-100A

流量：3.9m<sup>3</sup>/h

扬程：10.6mH<sub>2</sub>O

转速：2900r/min

电机功率：0.37KW

### 4.4.2 埋地换热器侧循环泵的选择

#### (1) 系统阻力

对于闭式系统，系统阻力  $H=H_f+H_d+H_m$

式中： $H_f$ —系统总沿程阻力， $P_a$ ；

$H_d$ —系统局部阻力， $P_a$ ；

$H_m$ —设备阻力， $P_a$ 。

地下埋管各支路设计流量为 0.4m<sup>3</sup>/h(0.111L/s)，地下各支路埋管总长为 900m。

根据文献[41]P806页管道的水利计算图可查得：在流量为0.111L/s，流速为0.35m/s的情况下，单位管长压降约为120Pa/m。每个支路最不利循环管长约为110m（包括地下竖直管路和水平管路，所以每个支路的沿程阻力为13200Pa，则8个支路并联之后的总沿程阻力为：

$$H_f = \frac{13200}{64} = 206 \text{ Pa}$$

对于  $H_d$ ，近似取  $H_d=40000\text{Pa}$ ；

设备阻力为  $H_m=45000\text{Pa}$ 。

则系统总阻力为：

$$H=206+40000+45000=85206 \text{ Pa}$$

#### (2) 系统流量

系统流量为0.889L/s，即3.2m<sup>3</sup>/h。

#### (3) 循环泵的选择

在图4-13中，所选择的埋地换热器侧循环泵11应满足：

扬程  $H=1.2 \times 8.52=10.22\text{mH}_2\text{O}$ ；

流量  $Q=1.2 \times 3.2=3.84\text{m}^3/\text{h}$ 。

现选择上海凯全立式水泵，所选水泵型号为：KQR40-100A

流量：5.2m<sup>3</sup>/h

扬程：13.5mH<sub>2</sub>O

转速：2900r/min

电机功率：0.55KW

### 4.4.3 供暖和制冷循环泵的选择

#### (1) 系统阻力

对于闭式系统，系统阻力  $H=H_f+H_d+H_m$

式中： $H_f$ —系统总沿程阻力，Pa；

$H_d$ —系统局部阻力，Pa；

$H_m$ —设备阻力，Pa。

供暖和制冷室内循环总管直径为DN32，系统总水流量为0.825L/s。根据文献[41]P806页管道的水利计算图可查得：在流量为0.825L/s，流速为1.03m/s的情况下，单位管长压降约为750Pa/m。最不利循环管长约为20米，则：

$$H_f = 20 \times 750 = 15000 \text{ Pa}$$

对于  $H_d$ ，近似取  $H_d=H_f=15000\text{Pa}$ 。

设备阻力为  $H_m=45000\text{Pa}$ 。

则系统总阻力为：

$$H=15000+15000+45000=75000 \text{ Pa}$$

#### (2) 系统流量

系统流量为0.825L/s，即2.97m<sup>3</sup>/h。

## (3) 循环泵的选择

在图 4-13 中, 所选择的循环泵 9 和循环泵 10 应满足:

扬程  $H=1.2 \times 7.5=9\text{mH}_2\text{O}$ ;

流量  $Q=1.2 \times 2.97=3.56\text{m}^3/\text{h}$ 。

现选择上海凯全立式水泵, 所选水泵型号为: KQR40-100A

流量:  $3.9\text{m}^3/\text{h}$

扬程:  $10.6\text{mH}_2\text{O}$

转速:  $2900\text{r}/\text{min}$

电机功率:  $0.37\text{KW}$

## 4.5 风机盘管选择

常用的风机盘管机组型式分为明、暗、卧等 (如图 4-11), 进水形式分左进水和右进水两种。设有三档调速装置, 可调节风量大小; 表冷器采用铜管穿条缝型双翻边铝制翅片, 散热、散冷性能好。

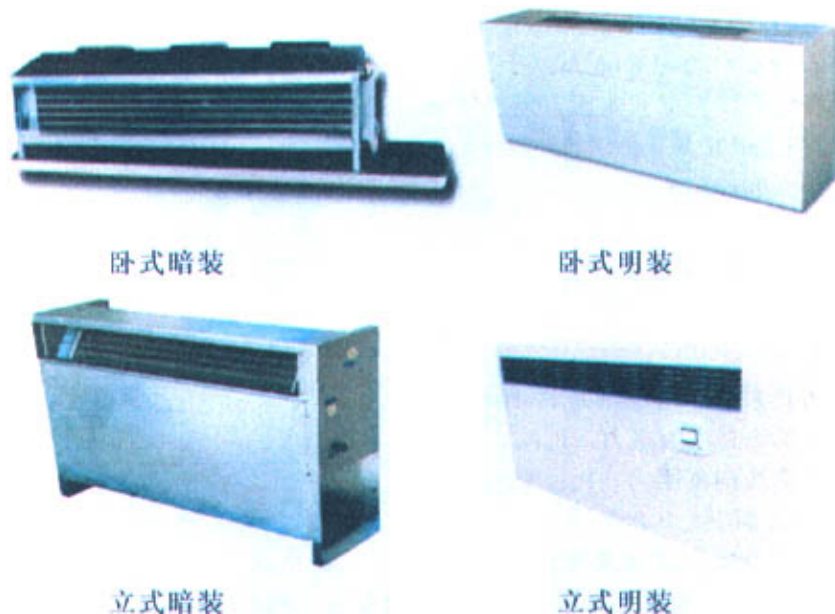


图 4-11 风机盘管机组型式

Fig4-11 Air helix tube pattern

在该工程中我们采用的是山东宏力空调设备有限公司生产的立式明装风机盘管空调器, 每个房间一台, 共计 4 台, 采取并联的连接方式。

两个大房间采用的机组相同, 机组型号: FP-7.5; 风量: 高速  $750\text{m}^3/\text{h}$ , 中速  $600\text{m}^3/\text{h}$ , 低速  $500\text{m}^3/\text{h}$ ; 供冷量: 在额定供冷量测定工况  $27^\circ\text{C}$ 、湿球温度  $19.5^\circ\text{C}$ 、进水温度  $7^\circ\text{C}$  条件下, 高速  $4200\text{W}$ , 中速  $3982\text{W}$ , 低速  $3575\text{W}$ ; 供热量: 在额定供热量工况参数干球温度  $21^\circ\text{C}$ 、进水温度  $60^\circ\text{C}$  条件下, 高速  $6100\text{W}$ , 中速  $5620\text{W}$ , 低速  $1222\text{W}$ ; 电机输入功率:  $50\text{W}$ 。

两个小房间采用的机组相同，机组型号：FP-3.5；风量：高速 370m<sup>3</sup>/h，中速 300m<sup>3</sup>/h，低速 250m<sup>3</sup>/h；供冷量：在额定供冷量测定工况 27℃、湿球温度 19.5℃、进水温度 7℃条件下，高速 2050W，中速 1900W，低速 1610W；供热量：在额定供热量工况参数干球温度 21℃、进水温度 60℃条件下，高速 3020W，中速 2510W，低速 1800W；电机输入功率：30W。

## 4.6 系统运行设计

在本工程中，太阳能地源热泵式空调系统的运行原理如图 4-12 所示。

在本系统运行时，太阳能集热器 18 将太阳辐射能转化为热能，被集热循环系统中的液体吸收，通过换热器将热量交换并储存到换热储热水箱 17 中。太阳能部分的换热循环采取温差控制，在太阳能集热器和储热水箱中安装感温探头，当太阳能集热器中的液体温度比换热储热水箱中的水温高 10℃ 时，循环泵 12 开始运行，二者温差下降到 2℃ 时循环泵 12 停止运行。

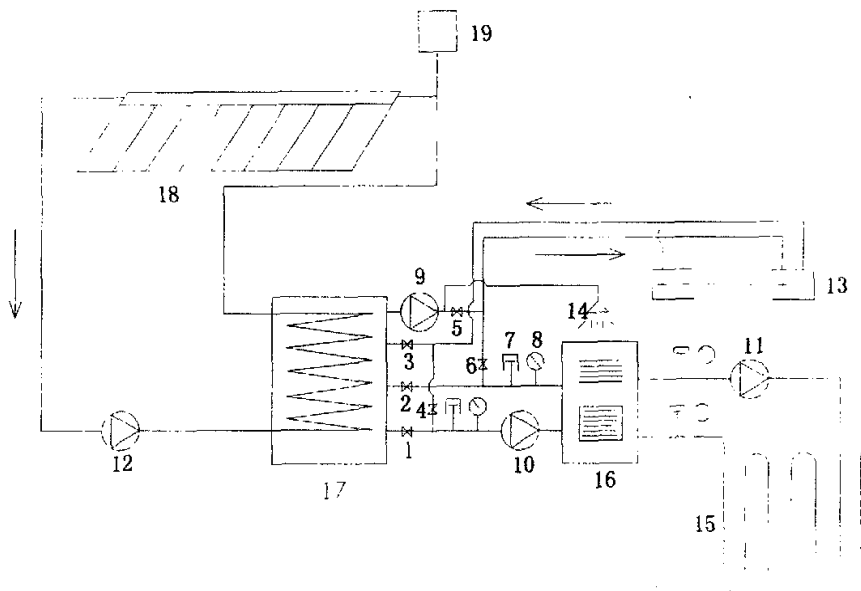


图 4-12 系统运行原理图

Fig4-12 Air-condition system working principle

1-6 阀门；7 温度计；8 流量计；9-12 循环泵；13 风机盘管；14 淋浴装置；  
15 埋地换热器；16 地源热泵；17 换热储水箱；18 太阳能集热器；19 膨胀箱  
地源热泵机组的运行也采取温控制的方式。

冬季供热工况时，将阀门 4 和 6 关闭，埋地换热器 15 与地源热泵 16 的蒸发器相接，换热储热水箱与冷凝器相接，通过制冷剂循环，从地下土壤中吸取热量



为室内供热。地源热泵机组和循环泵 10、11 的运行由换热储热水箱中感温探头探测到的温度来决定，当温度低于  $30^{\circ}\text{C}$  时地源热泵机组和循环泵 10、11 开始运行。循环泵 9 的运行由感温探头感测到的室内温度来控制，当室内温度低于  $18^{\circ}\text{C}$  时循环泵 9 开始运行，通过风机盘管 13 将热量释放到房间内；当温度高于  $22^{\circ}\text{C}$  时，循环泵 9 和风机盘管 13 停止运行。

夏季制冷工况时，阀门 4 和 6 打开，将阀门 1、2、3、5 关闭，地源热泵机组切换到逆向循环，蒸发器变为冷凝器，冷凝器变为蒸发器，从而埋地换热器与热泵机组冷凝器相接，室内冷冻水管与蒸发器相接，通过制冷剂循环，不断的将室内热量释放到地下土壤中。此时地源热泵和循环泵 10、11 的运行由感温探头感测到的室内温度来控制，当室内温度高于  $26^{\circ}\text{C}$  时，地源热泵机组和循环泵 10、11 开始运行，通过风机盘管 13 将冷量释放到房间内；当室内温度低于  $22^{\circ}\text{C}$  时，地源热泵机组、循环泵和风机盘管停止运行。在夏季，太阳能集热器采集来的热量主要供应生活用的热水。

#### 4.7 系统运行分析

系统建成后，我们对其进行了跟踪测试，证明该系统在北方严寒地区运行良好，节能效果明显。在系统运行期间，我们每个月选取具有代表性工况的十天进行系统性能测试，冬季共测试了 60 组数据，夏季共测试了 30 组数据，并且在这些工况下我们进行了理论计算。根据实测数据和理论计算数据，得出如图 4-13 和图 4-14 所示的系统性能曲线。由图中可以看出，系统冬季和夏季的实测性能系数要优于理论计算的数据，说明该系统设计的比较成功，达到了预期的设计目的。热泵系统的冬季供暖性能系数平均可达到 4.5 左右，夏季制冷性能系数平均为 3.8 左右。

地源热泵系统在冬季和夏季运行时，热泵启动初期，埋管井壁温度、埋管换热器出水温度、热泵循环性能系数呈现出较快的变化趋势，运行约 200 小时后，热泵工况趋于稳定。地源热泵经过一个冬季或者夏季运行后，在热泵停运的过渡季节，埋管井壁土壤温度可恢复到原始温度的水平。由于这一特性，在地源热泵的长期使用过程中，其循环特性并不会产生和初期使用时的显著差别。由于埋管井土壤温度变化特性的影响，导致地源热泵冬季运行时，埋管换热器出水温度较低，而夏季埋管换热器出水温度则较高的现象。冬季运行时，最后时刻的埋管换热器出水温度为  $2^{\circ}\text{C}$  左右、进水温度已达到  $0^{\circ}\text{C}$  左右；夏季运行时，最后时刻的埋管换热器出水温度为  $30^{\circ}\text{C}$  左右、进水温度为  $34^{\circ}\text{C}$  左右。

在供暖期，系统的制热系数呈现两头高中间低的分布趋势，即供暖开始的一个多月和供暖后期的一个多月系统制热效率高，而中间近三个月系统效率低。这是因为在供暖初期和末期光照较强、光照时间较长，太阳能集热器采集来的能量较多，室内所需的能量相对较少，因此在光照充足的天气里热泵机组运行时间较少，所以系统制热系数较高（可达 6.2）；在中间近三个月的时间内，阴雪天气多、

光照较弱、光照时间较短，太阳能集热器采集来的能量较少，而室内所需的能量相对较多，因此热泵机组运行时间较长，所以系统制热系数较低（可达 2.9）。制冷初期系统制冷系数最高（可达 4.7），之后逐渐下降，在制冷系数为 3.5 时逐渐趋于稳定。根据分析，出现这种情况的原因是随着系统运行时间的增加，埋地换热器周围土壤的温度会逐渐增高，从而导致系统制冷系数有所下降。在夏季光照较好的情况下，系统还可以提供 50℃ 的热水 1 吨多，可满足单位职工洗澡和生活用热水的要求。

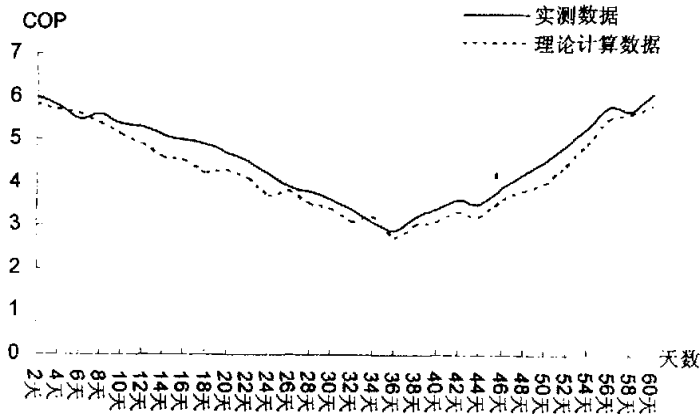


图 4-13 系统冬季制热时的性能系数

Fig4-13 System heat coefficient of performance in winter

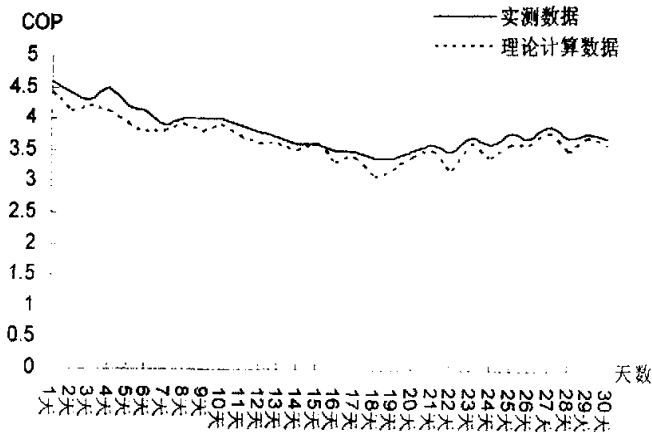


图 4-14 系统夏季制冷时的性能系数

Fig4-14 System refrigeration coefficient of performance in summer

## 4.8 本章小结

本章结合具体工程实例，进行了围护结构耗热量的计算，根据建筑屋所需耗热量确定了所需太阳能集热器的面积、地源热泵机组的功率以及埋地换热器的长度。通过详细的理论分析和实际计算，在具体工程中实现了太阳能、地源热泵和风机盘管空调器三者的有机结合，确定了系统的最佳运行方式。在工程实践的基础上，对系统进行了运行分析。通过本工程的设计和实施，为太阳能地源热泵式空调系统在今后的改进和推广提供了理论依据。

## 第五章 系统技术经济分析

### 5.1 系统的热性能分析

在暖通空调工程中采用太阳能地源热泵式空调系统是否具有较明显的节能效果,评价该问题涉及到多方面的影响因素,其中主要有系统设计合理性、地区气候和光照条件、低温热源特征、负荷大小等。本文就所举工程实例中的太阳能地源热泵式空调系统供热进行了热性能分析:

#### (1) 系统的性能系数

这里主要在制热工况下,讨论系统的性能系数。在系统中,能量来源主要有两个方面,一是太阳能集热器接受来的太阳辐射能,二是地源热泵耗用一定的高品位能后从地下转移来的能量。因此系统的能量消耗是一个重要的技术性能指标,常用特性系数 COP 值表示:

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (5-1)$$

式中:  $Q$ —系统制热量, W;

$W$ —系统耗电量, W。

该系统在理想状态下,太阳能集热循环主要取决于光照强度和时数,热泵循环主要取决于两热源的溫度,当供热温度为  $45^{\circ}\text{C}$ ,埋地换热器循环液出液温度为  $5^{\circ}\text{C}$  时,其理想的系统循环特性系数  $COP \approx 9$ ,即消耗  $1\text{W}$  的电能,最多可产生  $9\text{W}$  的热量。这对于一个实际系统循环是不可能达到的,因为在实际循环中,其性能系数不仅与光照条件,热泵两热源溫度有关,同时也与热泵循环中的过热度、过冷度、工质的种类等有关。

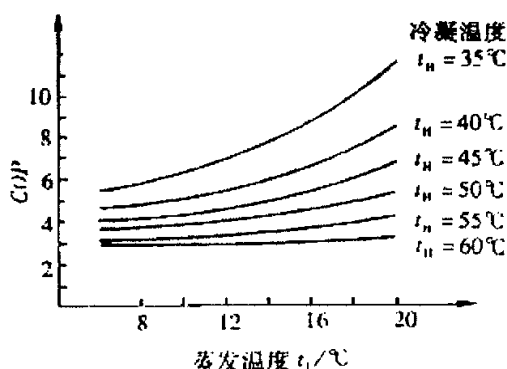


图 5-1 实际供热工况下系统 COP 与热泵蒸发温度、冷凝温度的关系图

Fig5-1 Under actual heating operating mode system COP and heat pump vaporization temperature,condensing temperature relational graph

图 5-1 给出了工质为 R22 的实际供热工况下特性曲线,由曲线看出哈尔滨地

区的埋地换热器循环液出液温度与实际工况下系统的 COP 值的关系, 在供热工况, 热泵从低温热源吸收热量, 当供热温度为 40℃(冷凝温度为 43~45℃), 埋地换热器循环液出液温度为 8℃(蒸发温度为 4~6℃)时, 其 COP=5; 当埋地换热器循环液出液温度为 5℃时, COP 约为 4.7; 当埋地换热器循环液出液温度下降至 3℃后, COP 值在 4 以下。由此可见, 在供热状况下, 热泵循环时低温热源的温度越高越有利, 若低温热源温度偏低时, 热泵热经济性没有明显的效果。

(2) 一次能源利用率 PER

从一次能源利用率 (PER)<sup>[42]</sup>的分析可见到, 由于能源利用率不仅要考虑 COP 值的影响, 同时要考虑初始能源转换成驱动系统运行的功的效率, 即定义: PER=系统输出的有效能量/系统消耗的能量。当利用电动机驱动热泵和循环泵, 且电力是来自火力发电时, 则可引入另一个定义式:  $PER=[1-\eta_b/ (COP\eta_e\eta_c)]\times 100\%$ , 此时的 PER 反映的是采用太阳能地源热泵式空调系统供热比锅炉供热所节省的初级能量百分数, 式中的各项参数根据当地资源了解到: 锅炉的热效率  $\eta_b=74\%$ , 发电效率  $\eta_e=32\%$ , 输变电效率  $\eta_c=90\%$ , 埋地换热器循环液出液温度为 5℃时的 COP=4.7, 代入可得: PER=45.3%。该值表明, 采用太阳能地源热泵式空调系统供热比锅炉供热所节约的一次能源比率, 同时也表明, 只要系统供热系数大于锅炉效率与发电效率之比  $COP>\eta_b/\eta_e\eta_c$  成立, 说明该系统就具有节能效果。

## 5.2 系统经济性分析

一般说来, 太阳能地源热泵式空调系统是节能的, 但是否也省钱? 对于这一经济性问题的分析, 除要顾及到上述热分析因素外, 同时还要考虑到设备的投资费用、燃料价格、电力价格等问题。因此必须综合考虑各种影响因素, 才能正确判断热泵在暖通空调应用中除了节能外还是否“省钱”<sup>[43]</sup>。本文对工程实例中的系统进行经济投资对比。

表 5-1 四种供暖制冷方案经济性对比

Table5-1 Four kind of plan economic efficiency contrast

分 类	空 调 方 式			
	燃煤锅炉+ 制冷机组	燃油锅炉+ 制冷机组	电锅炉+ 制冷机组	太阳能地源热 泵式空调系统
年燃料费/万元	0.32	0.8		
年耗电量/KWh	2420	2150	35450	6830
管理费/万元	0.3	0.3		
年总经费/万元	0.76	1.23	2.13	0.41
工程投资/万元	2.1	2.3	1.8	4.5

说明: 1. 空调运行时间, 冬季 180 天, 夏季 35 天; 2. 煤价 400 元/吨, 电价 0.6 元 KWh

下面针对第四章给定建筑的太阳能地源热泵式空调系统, 与采用不同供暖

制冷方式进行经济性对比, 其它常用的供暖制冷方式有: 燃煤锅炉+制冷机组, 燃油锅炉+制冷机组, 电锅炉+制冷机组。对于这四种方案的对比, 需要考虑的因素较多, 要对每项进行较详细计算, 现将计算结果用表格形式给出, 如表 5-1 所示。

由表中对比计算看出, 该建筑采用太阳能地源热泵式空调系统后, 年运行费用明显低于其它三种供暖制冷方式。同燃煤锅炉+制冷机组供暖和制冷相比, 虽然太阳能地源热泵式空调系统的设备初投资比燃煤锅炉+制冷机组高出 2.4 万元, 但其每年运行费用可节省 0.35 万元, 所以多投资部分在 7 年之内可由节省的运行费用补偿。太阳能地源热泵式空调系统地上部分使用寿命至少 20 年, 埋地换热器至少可使用 50 年, 所以在系统正常使用寿命内, 其节能性和经济性比其它供暖方式优越得多。并且该系统在运行的同时可满足生活用热水的需要, 尤其夏季可以满足多人洗澡。并且该系统采用自动控制, 运行时无需专人管理。

### 5.3 系统对环境保护的作用

众所周知, 全球气候变暖趋势的原因是大气层的温室效应, 造成温室效应的主要原因来自世界能源体系。在四种常规能源中有三种(煤炭、石油、天然气)是属于含碳化石燃料, 占世界能源消耗量的 80%以上, 由于低燃点的燃烧, 每年向大气排入 210 亿吨  $\text{CO}_2$ , 还有大量的  $\text{NO}_x$  和  $\text{CH}_4$  等。目前大气中的  $\text{CO}_2$  增加 25%,  $\text{NO}_x$  增加 19%。 $\text{CO}_2$  每年增长率为  $1.5 \times 10^{-4}\%$ ,  $\text{CO}_2$  增长一倍, 就会使低层大气平均温度升高  $1.5 \sim 3.0^\circ\text{C}$ , 上个世纪平均温度上升了  $2.3^\circ\text{C}$ , 破坏了自然界的正常生态循环。

我国每年能源消费就达 2 亿多吨标准煤, 而采用的锅炉由于吨位小、效率低、燃烧点严重分散等因素更加重了大气污染。在本系统中, 采用太阳能地源热泵式空调系统供热和制冷, 可减少煤或油在低燃点燃烧所排放出的  $\text{CO}_2$ 、 $\text{SO}_2$  等有害物质, 并可节约常规能源的消耗。太阳能地源热泵式空调系统供热和制冷是解决传统热源中矿物燃料燃烧过程对环境污染的有效途径之一。为了达到可持续发展的目地, 各大城市和特殊地区已开始限制和禁止使用燃煤和燃油锅炉, 如上海市中心区, 浦东新区的主要街道禁止使用这两种锅炉, 北京申奥成功承诺所有的建筑设施一律采用无污染的绿色空调, 这将给太阳能地源热泵式空调系统的开发和利用带来极好的机遇。该系统不仅可节约大量能源和省钱, 同时会大大减少环境污染, 并且减少了大量排放热量, 这对于有效降低环境污染和减少温室效应具有积极作用<sup>[44]</sup>。

### 5.4 本章小结

本章对系统的热性能进行了分析, 介绍了该系统的节能原理和节能效果。同时, 通过对系统经济性的分析, 从经济角度阐明了系统研究和推广的现实可行性。最后, 从环境保护的角度出发, 说明了推广和应用该系统的社会效益。

## 结 论

本论文的研究是基于环保和节能的目地，寻求一种利用可再生能源对建筑物进行供暖和制冷的方式，从而减少对常规能源的消耗和减少对环境的污染。针对太阳能和地源热泵联合供暖和制冷的问题，本文主要进行了以下几方面的研究工作：

1. 本文对太阳能集热器和地源热泵进行了系统的理论研究，证明了太阳能地源热泵式空调系统的可行性，确定出系统的总体实施方案。

2. 根据系统实际情况确定出所采用集热器的型式以及集热器面积的计算方法，详细设计了集热器的连接方式、运行方式和换热方式。

3. 本系统地源热泵部分采用闭式循环的运行方式，埋地换热器采用 U 型管并联布置，建立了埋地换热器的传热模型，介绍了热泵机组的选择方法。

4. 结合具体工程，进行了详细的系统设计，在具体工程中实现了太阳能集热器、地源热泵和风机盘管空调器三者的有机结合，并对系统运行效果进行了详细的分析和介绍。

5. 从技术经济角度对系统进行深入分析，阐明了该系统的节能环保效果，以及在经济上的现实可行性。

6. 本论文基本上达到了预期的研究目地，完成了系统的整体设计和工程实践。实际运行效果证明，该系统运行状况良好，制热系数和制冷系数都很高。

因为本系统所需研究的问题较多，工作量较大，加上本人水平有限，所以还有很多方面需要进一步的深入研究。但是本论文对太阳能地源热泵式空调系统的设计和施工提供了第一手的资料，希望能对后继工作提供帮助。

## 致 谢

从事论文写作的这段日子，即充满艰辛，又让人倍感充实，是令我今生珍惜的回忆。有耕耘，才会有收获，而这份论文是我近一年来最大的收获。但我深知，论文的顺利完成离不开导师的精心指导，离不开各位老师和同学的支持与帮助。

在两年多的研究生生活中，我的导师宫克勤副教授不论在学习上还是在生活上，都给了我无微不至的关怀和帮助。宫老师严谨治学的精神，和蔼可亲的为人将令我永生难忘。宫老师不但在学习方面给了我指导，同时使我明白了今后做人、工作的许多道理，让我受益匪浅。在这里，我要对宫老师表示衷心的感谢。

同时，我还要对吴国忠教授、刘晓燕教授等多位老师表示衷心的感谢，谢谢你们对我的帮助和辛勤教诲。在这里我还要感谢哈尔滨阳光能源工程有限公司的各位领导和员工，感谢他们在我去他们公司兼职期间给与我的关心和帮助，没有他们给我提供的实验条件，我无法顺利完成论文的研究工作。

还要衷心感谢我的同学和朋友，没有你们的关心和支持，我无法顺利完成学业。是你们给了我继续前行的勇气，谢谢你们！



## 附录

读硕士期间发表论文情况:

1. 宫克勤, 刘逸, 刘丹, 姜文英. 太阳能地源热泵式空调系统研究. 太阳能学报, 已被录用。
2. 宫克勤, 刘逸, 刘丹. 太阳能地源热泵式空调系统研究. 中国工程热物理学会第十一届年会论文集(下册), 2005: 533~538
3. 刘逸, 康建平. 居室太阳能地板采暖系统. 黑龙江科技信息, 2004, 11:45
4. 宫克勤, 刘丹, 刘逸. 太阳能地源热泵系统在水产养殖中的应用, 黑龙江科技信息, 2005, 4:112

读硕士期间参加的工程项目:

1. 哈尔滨水产所室内养殖水提温工程。
2. 哈尔滨阳光能源工程有限公司职工食堂利用太阳能地源热泵式空调系统供暖制冷工程。
3. 庆丰农场二层楼利用太阳能地源热泵式空调系统供暖制冷工程。

## 参考文献

- [1] 赵军. 垂直埋管型地源热泵地下传热及热力性能的研究. 博士学位论文. 天津: 天津大学, 2002. 2~10
- [2] 陆维德. 太阳热水器. 太阳能, 1981, 1: 161~184
- [3] 李锦堂. 太阳能热利用 100 年. 太阳能, 1999, 4: 61~64
- [4] 中国新能源与可再生能源 1999 白皮书. 北京: 中国计划出版社, 2000. 92~93
- [5] 曾广强. 太阳能热水器的应用. 工程建筑与设计, 1999, 6: 124~127
- [6] 傅黎. 欧洲太阳能利用现状. 太阳能, 2000, 2: 162~164
- [7] J. nagaraju. 1MW<sub>th</sub> industrial solar hot water system and its performance. Solar Energy, 1999, 66(6): 491~497
- [8] M. N. Fisch. A review of large-scale Solar Heating System in Europe. Solar Energy, 1998, 63(6): 355~356
- [9] 新能源和可再生能源产业发展“十五规划”. 节能, 2002, 4: 125~128
- [10] 李根华, 黄建州. 太阳能热水器的发展趋势与对策. 新能源, 1999, 21(10): 168~170
- [11] 罗运俊, 李元哲, 赵承龙. 太阳能热水器原理、制造与施工. 北京: 化学工业出版社, 2005. 52~90
- [12] John W, Lund, Tonyal L Boyd. Geothermal direct-use in the United States update: 1995~1999. Proceeding World Geothermal Congress 2000. Kyushu-Tohoku, Japan, May 28-June 10, 2000: 297~305
- [13] Mr Johnny WW rnelW. Ground-coupled Heat Pump market and prospects in Europe. Proceedings 7<sup>th</sup> International Energy Agency Conference on Heat Pumping Technologies. Beijing, 2002: 365~375
- [14] 李新国, 胡璟, 赵军, 朱强, 王施力. 地源热泵—供暖空调节能环保技术. 节能与环保, 2001, 4: 19~21
- [15] 张昆峰, 马芳梅, 金六一, 汤建华. 土壤源与热泵联接运行冬季工况的试验研究. 华中理工大学学报, 1996, 24(1): 23~26
- [16] 刘东, 陈沛霖, 张旭. 地源热泵的特性研究. 流体机械, 2001, 29(7): 42~45
- [17] 张开黎, 王如竹, 于立强. 垂直埋管土壤源热泵供热供冷实验与分析. 流体机械, 2001, 29(9): 57~60
- [18] 王瑞平. 平板型太阳能集热器效率分析. 西安科技学院学报, 2002, 22(3): 362~366
- [19] 陈珏. 太阳能选择性涂层的研制. 真空科学与技术, 2000, 20(3): 84~87
- [20] 曾宪阳. 大面积模块式太阳能集热器的研究. 硕士学位论文. 河南: 河南农业

- 大学, 2002. 7~10
- [21] 岑幻霞. 太阳能热利用. 北京: 清华大学出版社, 1997. 69
- [22] 王世锋. 真空玻璃盖板热管平板式太阳能热水器的理论与实验研究. 硕士学位论文. 浙江: 浙江大学, 2004. 64~72
- [23] 陈海飞. 热管技术与其在太阳能热水器中的应用. 硕士学位论文. 合肥: 合肥工业大学, 2004. 45~46
- [24] 何梓年, 蒋富林, 葛洪川, 李伟. 热管式真空管集热器的热性能研究. 太阳能学报, 1994, 15 (1): 73~81
- [25] Hull J R. Analysis of heat transfer for a Heat Pipe Absorber Array connected to a common manifold. ASME Trans. J, of Solar Energy Engineering, 1986, 66: 11~16
- [26] Bernier M A. Ground-coupled Heat System simulation. ASHRAE Transaction, 2001, 107(1): 605~616
- [27] 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, 1998. 284~287
- [28] 孙恒虎, 崔建强, 毛信理. 地源热泵的节能机理. 太阳能学报, 2004, 25 (1): 24~27
- [29] Niagara Mohawk Power Corporation. Manual of acceptable practices for installation of residential earth-coupled Heat Pump Systems, 1986, 5: 23
- [30] Water Loop Design for Ground-coupled Heat Pumps. ASHRAE Journal, 1996, 5: 127~131
- [31] 庄迎春, 孙友宏, 谢康和. 直埋闭式地源热泵回填土性能研究. 太阳能学报, 2004, 25 (2): 216~220
- [32] V. C. Mei heating transfer of buried pipe for Heat Pump applications. Journal of Solar Engineering, 1998, 113: 51~55
- [33] R. L. D. Lane. Modeling of round-source Heat Pump Systems. ASHRAE Transaction, 2000, 91(17): 909~925
- [34] 胡鸣明. 浅埋套管式地热源热泵地下传热模型及冬季供热实验研究. 硕士学位论文. 重庆: 重庆大学, 1999. 25~29
- [35] V. C. Mei vertical concentric tube ground coupled Heat Exchangers. ASHRAE Transaction, 2000, 83(2): 391~405
- [36] 魏棣. 地源热泵冬季供暖测试及传热模型. 暖通空调, 2000, 30 (1): 12~14
- [37] 贺平, 孙刚. 供热工程 (第三版). 北京: 中国建筑工业出版社, 1993. 8~24
- [38] 韩晶, 石久胜, 高云峰. 太阳能热水器的供应现状与发展. 长春工程学院学报 (自然科学版), 2001, 2 (1): 132~135
- [39] 许新中, 等. 太阳能热水系统设计. 太阳能, 1990, 6: 135~138
- [40] 田琦. 大型太阳能热水供应系统设计的若干问题. 中国给排水, 2001, 17 (6):

124~128

- [41] 陆耀庆.实用供暖通风设计手册.北京:中国建筑工业出版社,1994.806
- [42] 郑祖义.热泵空调系统的设计与创新.武汉:华中理工大学出版社,1994.19~28
- [43] 第六届全国热力学分析与节能学术会议学术委员会热力学分析与节能.北京:科学出版社,1993.199~203
- [44] 徐玉党,雷飞,王凡.地热源热泵空调系统的技术经济分析.应用科学学报,2003,21(4):377~380