

Research on Heat Transfer and Flow Characteristics of Capillary Radiation air Conditioning Technology



A Thesis Submitted to Chongqing University
in Partial Fulfillment of the Requirement for the
Doctor's Degree of Engineering

By
Hu Peng

Supervised by Prof. TongMingwei
Specialty: Power Engineering & Engineering
Thermophysics

College of Power Engineering of Chongqing University
Chongqing, China

October, 2012

摘 要

随着经济的发展和人民生活水平的提高, 空调能耗迅猛增加, 传统空调采用温湿度耦合处理技术, 消耗了大量高品位的能量, 低碳经济催生低碳空调, 辐射空调系统应运而生。

辐射空调以其舒适、健康、环保、节能的优越性得到世人的青睐, 而利用多孔介质微细通道内的强迫对流换热已被证实是最具发展潜力的高效冷却解决方案之一, 本文结合辐射板空调技术及热管理论创新地提出了毛细吸液芯辐射换热板空调系统。针对辐射空调的对流换热和辐射换热, 以及冷媒介质在多孔介质内部的流动特性进行了研究。

本文的毛细吸液芯辐射换热板技术源于热管技术, 在该毛细吸液芯辐射换热板中, 为了获得最大的冷(热)量, 需要毛细吸液芯有足够的毛细抽吸力, 较小的流动阻力。首先对吸液芯多孔介质的孔隙率, 疏水速度、平均孔隙半径和承压强度进行了研究。并通过添加缓凝剂得到了最佳配比。

通过比较传统辐射空调末端换热技术, 在不断改进的基础上设计了第三代毛细吸液芯辐射换热板, 通过搭建实验模型空间, 对冷媒不同进口温度和改变发射率条件下的毛细吸液芯换热板的换热进行了测试, 并比较了相同条件下蛇形辐射换热盘管的换热量, 分析了不同板面温度下的空间温度分布, 结果表明: 在冷水进口温度为 11°C - 16°C 的条件下, 制冷量提高了 37%-57.7%, 相比现在经常采用的蛇形辐射换热盘管, 毛细吸液芯辐射换热板增加了换热面积, 板面温度分布更加均匀, 而且可以做为吊顶层并承担一定的压力。表面发射率改变后, 空间温度分布相对于改变前更均匀, 主要是因为表面发射率增大后, 辐射换热量增加, 空间温度波动更小。根据毛细吸液芯辐射换热板空调系统的热交换过程, 分析了冷媒介质与毛细吸液芯壁面换热、毛细吸液芯辐射换热板与装饰层换热、天花板表面装饰层与房间空气的对流换热及各表面的辐射换热。得到了天花板壁面温度的计算公式以及毛细吸液芯辐射换热板空调系统的综合换热系数。共同构成了毛细吸液芯辐射换热板对室内传热的数学描述。为毛细吸液芯辐射换热板在以后的应用过程中奠定了一定的理论计算基础。

通过对多孔介质流动理论分析, 结合 Hagen-Poiseuille 方程, 建立了毛细吸液芯辐射换热板流动阻力模型, 所得到的模型是孔隙率、孔隙半径、颗粒直径、流体性质、流体速度、迂曲度的函数。该模型不含经验常数, 每个参数都有明确的物理意义。通过比较可知, 本模型和 Ergun 方程、实验数据符合得较好, 证明了该模型的合理性。比较分析了毛细吸液芯辐射换热板和传统的蛇形辐射换热盘管的

阻力，并利用 ICP-Optional Emission Spectrometer 对循环水在毛细吸液芯辐射换热板内部运行钙离子浓度进行了测试。

对传统空调和辐射空调的耗能进行了分析，通过热力学第一定律提出了综合散热度和集中散热度揭示了辐射空调节能的原因，指出辐射空调的设计温度相比常规空调的设计温度高 2~3℃。并通过热力学第二定律火用值理论分析了毛细吸液芯辐射空调的节能优势。

最后，通过理论分析，采用 C 语言编程，CFD 计算模拟，分析了毛细吸液芯辐射换热空间内温度梯度分布及内部多孔介质流动压降，并将数值模拟结果与实验数据、本模型公式、厄根公式做了对比。验证了实验和模型的合理性，为毛细吸液芯辐射换热板在辐射空调中的应用奠定了一定的理论基础。

关键词：辐射空调，热管，多孔介质，数值模拟

ABSTRACT

The radiation air conditioning has been gradually developed for its comfort, low energy consumption, and take advantage of the forced convection heat transfer in microchannel of the porous medium the has been proved to be one of the most development potential and efficient cooling solutions. This paper propose a new development direction of air-condition combined with radiation air-conditioning technology and forced convection heat transfer of porous medium. In this paper, studies has been done direct at the capillary wick radiation air-conditioning system of the heat exchanger plates, convection and radiation heat transfer, radiation air conditioning refrigerant medium in the internal flow characteristics of the porous medium. The main contents are as follows:

The heat transfer panel of capillary imbibition core technology of this paper is derived from the heat pipe technology, which need to enough capillary pumped force and smaller flow resistance in the capillary wick heat exchanger plates to obtain the maximum cooling capacity (heating capacity). First, the porosity of the porous medium, hydrophobic speed, the pore radius and the bearing strength of the porous medium was studied. The best ratio of the material was found by adding the retarder.

Through comparing with the ending equipment heat exchange technology of the traditional radiation air conditioning, the third generation heat transfer panel of capillary imbibition core was designed on the basis of the experiment. According to building experimental model space, heat exchange capacity of the heat transfer panel of capillary imbibition core was test under the conditions of the different refrigerant inlet temperature and transmission rate, and compared with the serpentine radiation under the same conditions, analyzes the spatial temperature distribution in different plate surface temperature, the experimental results show that: cooling capacity increase of 37%~57.7% compared with conventional serpentine radiant tube under the conditions of the cold water inlet temperature from 10°C to 16°C. When increasing the surface emissivity, the spatial temperature distribution is more uniform, mainly because as the surface emission rate increases, an increase in the radiation heat transfer, the spatial temperature fluctuations is smaller. The paper analyzed the continuous heat exchange process and proposed the heat exchange between the refrigerant medium and capillary wick wall surface, the heat transfer panel of capillary imbibition core and the decorative layer,

ceiling surface and the room air and radiation heat transfer in different surfaces. Get the ceiling surface temperature and the integrated heat transfer coefficient calculation formula of the heat transfer panel of capillary imbibition core air conditioning system. All of these constitute the mathematical description of heat transfer between capillary wick radiation heat transfer plate and indoor space. It laid a certain theoretical basis for application of the heat transfer panel of capillary imbibition core.

The flow resistance model of capillary wick radiation was build basis on the flow theory of the porous medium and the Hagen-Poiseuille equation that is the function of the porosity, pore radius, particle diameter, fluid properties, fluid velocity and tortuous degree. The model does not contain empirical constants and each parameter has a clear physical significance. With comparison, the model fit well with hagen equation and the experimental data, to prove the rationality of the model. Comparative analysis the flow resistance of the heat transfer panel of capillary imbibition core and conventional radiation heat exchange serpentine tube, and use of the ICP-Optional Emission Spectrometer on the circulation of water in the heat transfer panel of capillary imbibition core running the calcium ion concentration tested.

The paper analyzed energy consumption of conventional air-condition and the radiation air-condition and proposed the integrated cooling degree and centralized cooling degree based on the first law of thermodynamics, then energy-saving reasons of radiation air condition was revealed, that is the radiation air condition design temperature is lower 2~3 °C than the design temperature of the conventional air conditioning. Then the paper analyzed the energy-saving advantages of the capillary wick radiation air conditioning basis on the second law of thermodynamics exergy value theory.

Finally, the capillary wick radiation temperature gradient within the heat exchanger space and internal porous medium flow pressure drop were analyzed according to theoretical analysis, C programming language and CFD numerical simulation method. The numerical results verify the reasonableness of the experiment and model comparison with experimental data, the model formula and the Hagen formula. These laid the theoretical foundation for heat transfer panel of capillary imbibition core radiation air conditioning.

Key words: Radiation air conditioning, heat pipe; porous media, numerical simulation.

目 录

| | |
|--------------------------------------|-----|
| 中文摘要..... | I |
| 英文摘要..... | III |
| 1 绪 论 | 1 |
| 1.1 课题研究背景 | 1 |
| 1.1.1 传统空调的缺陷..... | 1 |
| 1.1.2 辐射式空调系统供冷暖的优缺点..... | 2 |
| 1.2 辐射式空调系统简介 | 5 |
| 1.2.1 辐射空调国内外发展现状..... | 5 |
| 1.2.2 应用状况..... | 8 |
| 1.2.3 多孔介质国内外研究现状..... | 8 |
| 1.3 本文主要研究内容 | 10 |
| 2 毛细吸液芯辐射换热板吸液芯材料性能试验研究 | 13 |
| 2.1 毛细吸液芯材料的研发基础 | 13 |
| 2.2 毛细吸液芯材料的选取 | 14 |
| 2.3 石膏性能测试 | 15 |
| 2.3.1 试验方法..... | 15 |
| 2.3.2 实验结果与讨论..... | 17 |
| 2.3.3 不同的摩尔数比对石膏吸水高度的影响..... | 17 |
| 2.4 本章小结 | 21 |
| 3 毛细吸液芯辐射换热板结构设计及传热研究 | 23 |
| 3.1 毛细吸液芯辐射换热板结构设计 | 23 |
| 3.2 毛细吸液芯辐射换热板传热实验 | 26 |
| 3.2.1 实验对象..... | 26 |
| 3.2.2 毛细吸液芯辐射换热板实验装置误差分析..... | 27 |
| 3.2.3 毛细吸液芯辐射板和蛇形辐射换热盘管实验结果分析..... | 29 |
| 3.2.4 毛细吸液芯辐射换热板（镀锌铁皮）发射率改变结果分析..... | 31 |
| 3.2.5 毛细吸液芯 ABS 塑料辐射换热板板面温度场分析..... | 33 |
| 3.3 毛细吸液芯辐射换热板传热过程分析 | 37 |
| 3.3.1 辐射空调房间传热结构示意图..... | 37 |
| 3.3.2 冷媒介质与毛细吸液芯辐射换热板壁换热..... | 39 |
| 3.3.3 毛细吸液芯辐射换热板与装饰层换热..... | 40 |

| | |
|---------------------------------------|-----------|
| 3.3.4 天花板表面与房间的传热 | 40 |
| 3.4 本章小结 | 42 |
| 4 毛细吸液芯多孔介质传输研究 | 45 |
| 4.1 多孔介质传输研究特点 | 45 |
| 4.2 多孔介质热质传输过程研究方法 | 45 |
| 4.3 多孔介质研究尺度的划分 | 46 |
| 4.4 多孔材料的物理特性 | 47 |
| 4.5 毛细吸液芯过孔介质通道阻力研究方法 | 48 |
| 4.5.1 毛细管模型 | 49 |
| 4.5.2 确定性模型 | 49 |
| 4.5.3 平均水力半径模型 | 49 |
| 4.6 孔喉弯道平均半径模型 | 52 |
| 4.6.1 粘滞能量损失研究 | 52 |
| 4.6.2 动力学能（局部阻力损失）研究 | 53 |
| 4.7 流动阻力实验研究 | 56 |
| 4.7.1 实验系统简介 | 56 |
| 4.7.2 毛细吸液芯辐射换热板和蛇形辐射换热盘管流动阻力分析 | 57 |
| 4.8 毛细吸液芯辐射空调系统循环水水质测试 | 58 |
| 4.9 本章小结 | 60 |
| 5 辐射空调系统新风及除湿方案分析 | 63 |
| 5.1 温湿度独立控制系统介绍 | 63 |
| 5.2 辐射空调房间内的热湿平衡方程 | 64 |
| 5.3 独立新风送风参数确定 | 65 |
| 5.3.1 送风温度确定 | 65 |
| 5.3.2 新风含湿量的确定 | 65 |
| 5.3.3 新风量的确定 | 65 |
| 5.4 辐射空调除湿技术介绍 | 68 |
| 5.4.1 冷却除湿 | 68 |
| 5.4.2 固体吸附剂除湿 | 69 |
| 5.4.3 溶液吸收除湿 | 70 |
| 5.4.4 加热通风除湿 | 70 |
| 5.4.5 膜法除湿 | 71 |
| 5.4.6 转式吸附除湿 | 71 |
| 5.5 本章小结 | 72 |

| | |
|--|-----|
| 6 毛细吸液芯辐射换热板与传统空调耗能研究 | 73 |
| 6.1 辐射空调基于热力学第一定律能耗分析 | 73 |
| 6.2 基于热力学第二定律（火用）分析理论 | 74 |
| 6.3 本章小结 | 77 |
| 7 毛细吸液芯辐射换热板实验模型空间温度和流场数值模拟 | 79 |
| 7.1 数值求解的基本思想 | 79 |
| 7.2 传热与流动的控制方程 | 80 |
| 7.2.1 质量守恒方程（mass conservation equation） | 80 |
| 7.2.2 动量守恒方程（momentum conservation equation） | 80 |
| 7.2.3 能量守恒方程（energy conservation equation） | 81 |
| 7.2.4 控制方程的通用形式 | 82 |
| 7.2.5 用户自定义函数（User-Defined Function） | 82 |
| 7.3 辐射模型及换热方程 | 83 |
| 7.3.1 辐射模型 | 83 |
| 7.3.2 浮力驱动流动与自然对流 | 85 |
| 7.3.3 辐射模型中衰减系数（吸收系数） | 85 |
| 7.4 辐射自然对流系统模型的建立与结果分析 | 87 |
| 7.4.1 物理模型的建立 | 87 |
| 7.4.2 数学模型的建立 | 87 |
| 7.4.3 模型网格划分 | 88 |
| 7.4.4 边界条件的设定 | 89 |
| 7.4.5 吸收系数的确定 | 89 |
| 7.4.6 数值模拟结果分析 | 92 |
| 7.5 多孔介质模型的建立与结果分析 | 100 |
| 7.5.1 多孔介质模型的限制和假设 | 100 |
| 7.5.2 多孔介质模型动量方程 | 101 |
| 7.5.3 多孔介质的 Darcy 定律 | 101 |
| 7.5.4 多孔介质模型中的湍流模型 | 102 |
| 7.5.5 多孔介质模型的非定常项 | 102 |
| 7.6 毛细吸液芯辐射换热板内部阻力流动模型的建立与结果分析 | 103 |
| 7.6.1 物理模型的建立 | 103 |
| 7.6.2 数学模型的建立 | 103 |
| 7.6.3 模型网格划分 | 104 |
| 7.6.4 边界条件的设定 | 104 |

| | |
|----------------------------|------------|
| 7.6.5 数值模拟结果分析 | 105 |
| 7.7 本章小结 | 106 |
| 8 结论与展望 | 107 |
| 8.1 结论 | 107 |
| 8.2 展望 | 108 |
| 致 谢 | 111 |
| 参考文献 | 113 |
| 附 录 | 121 |
| A 作者在攻读博士学位期间发表的论文目录 | 121 |
| B 作者在攻读博士学位期间专利 | 122 |
| C 工程实践 | 122 |

1 绪 论

本文的工作主线包括两部分，第一部分是基于辐射空调及热管技术，提出了新的毛细吸液芯辐射空调末端换热器，首先对毛细吸液芯的孔隙率、平均孔隙半径、承压强度及疏水速度进行了研究，其次对毛细吸液芯换热板的结构进行了设计，并通过实验研究了其传热性能，然后对毛细吸液芯辐射换热板在辐射空调系统中的热交换过程依次进行了分析。第二部分是针对毛细吸液芯辐射换热板内部吸液芯多孔介质的流动特性进行了实验研究，并对多孔介质阻力流动模型进行了理论分析及数值模拟，最后基于辐射空调新风及除湿的重要性，对除湿方案进行了介绍，并通过热力学第一定律和第二定律对辐射空调的能耗进行了分析。

本章首先介绍课题的研究背景及意义，其次介绍了辐射空调技术的优缺点及国内外发展现状，然后介绍了多孔介质流动及传热的国内外发展现状。最后对本文的主要工作进行了介绍。

1.1 课题研究背景

随着经济的发展和物质文明的提高，人们对生活环境也有了更高的要求，用于改善生活环境的能源消耗也越来越多，相应的能源问题日益突出。

通过最近 30 年的研究和实践，建筑节能是目前各种节能途径中能效提高潜力最大，最直接有效的方式之一。随着能源问题的日益突出和人们对室内环境的关注度越来越高，如何发展新型节能环保舒适的空调系统日益迫切。在我国，建筑能耗已经和工业能耗、交通能耗一起位列社会能源消耗“前三甲”，数据显示，我国目前的建筑运行能耗约占社会总能耗的 30%，空调能耗占建筑能耗的 47% 左右。空调能耗占据了建筑能耗的绝大部分，如何提高室内环境的舒适度和降低空调能耗成为了当前的一个热门话题。

辐射采暖技术就在这样的世界性大潮中应运而生的，毛细管网平面辐射式空调系统因其自身特点满足社会发展需求将可能获得很大发展，毛细管网平面辐射式空调起源于欧洲，以其具有的舒适性和经济性在美国、日本、澳大利亚得到快速发展^[1-4]。

1.1.1 传统空调的缺陷

室内环境是人类接触最频繁、最密切的环境之一，室内环境品质对人的身心健康、舒适感及工作效率都会产生直接的影响。如果室内环境品质不好，容易引起病态建筑综合症(Sick Building syndrome)等很多病症^[5]。当前房间的空调负荷大部分均是利用对流换热来消除的，根据负荷的大小确定蒸发温度及送风量。传统

空调房间温度分布不均匀，局部区域有较大的吹风感，而且长期以来风道或者盘管里面的粉尘以及其他一些有害物质容易污染空气品质，不能满足人们对室内环境舒适性要求而导致空调病。有很多研究都表明，在建筑室内保持一个良好舒适的环境不但使人更富创造力，有助于提高工作效率，而且使人体处于最佳状况，有益于人体健康。同时将室内的舒适性建立相应的标准，而不至于过高或者过低的浪费空调设计温度，对当前能源紧张的局面也具有重大意义^[6-7]。因此，改进传统空调系统的缺陷，提出一种更加舒适节能的空调系统具有重要的社会意义和经济意义。

自 20 世纪 50~60 年代传统的中央空调系统在全世界应用至今已沿袭了几十年，尽管随着科技的进步经历了不断的改进和完善，但从系统的本质解决不了自身所存在的问题和缺陷。这些问题的存在，不仅与当前人们对居住环境质量越来越高的需求相违背，而且高能耗问题也在当前能源日益紧张的情况下更显得突出和严重。因此采用更节能、更先进的室内空气调节系统已经到了必须要给予高度重视和大力推广的阶段。

传统空调的主要问题有：

①传统空调系统能量损失问题。传统空调需要考虑温度和湿度同时满足要求，冷冻水温度必须低于露点温度，湿度达到要求后，空气的温度经常也过低，造成能源的浪费，另外，传统空调相比辐射空调一般夏天供水温度在 7℃左右，而辐射空调可以在 18℃左右，相比之下，传统空调耗能相当严重。

②传统空调噪声问题。

③室内舒适度及空气品质问题。

由上可知，传统空调的弊端难以克服，不管从耗能上，还是舒适度，还是健康方面观察，发展一种相对耗能低，舒适度高，更环保健康的空调都有着深远的意义。目前，自然界中热量传递主要有三种基本方式：对流、导热和热辐射。一般认为，舒适条件下人体产生的热量大体以这样的比例散发：对流散热 30%、辐射 45%、蒸发 25%，所以只要能够提高空调房间内的平均辐射温度，增大人体辐射散热的比例，才能增加人体的舒适感^[8-10]。

人类学家 Edward T.Wall 曾说过，人类实际上是可以适应辐射换热的，毕竟人类已经生活在地球上达到了几亿年，而地球就是一个靠辐射能加热的星球。任何肤色皮肤的人类，发射率都达到了 0.99。他还大胆预测：“如果地球上的热交换完全靠辐射来进行，我们只需要目前能耗水平的 1/3 就能够生活的更好”。由此可见，辐射换热不仅节能而且还能够提供舒适性。

1.1.2 辐射式空调系统供冷暖的优缺点

辐射空调源于人体皮肤下的毛细血管散热和植物叶脉水分传输及蒸发机制。

后来这种散热方式被用在了空调上面，辐射式空调系统结合冷热源把冷量和热量以辐射的形式输送到围护结构内部，形成冷热辐射面，依靠这样一个辐射面与人体和围护结构内的家具以及其他各种表面的辐射热量进行热交换，使得室内温度的升高或者降低。辐射面得到的热量主要是通过围护结构、地板和天花板以及四周墙壁内的管束中流动的工质带走^[11]。管束中通常流入的是相应温度的冷热水，为保证围护结构内空气卫生需通入经处理后的新风。根据研究计算这种空调系统中辐射换热量占总换热量的 50% 以上^[12]，与传统常规空调相比它具有以下优点：

①极强舒适性 由于采用辐射方式供冷供热，热辐射交换面积较大，室内平均辐射温度增加，人体的辐射换热量所占比重很大，室内温度变化速度快、温度分布均匀，无温度死角，满足人体的舒适性条件，而且克服了传统空调中风机产生的噪音影响和吹风感觉，并且提供的新风能够改善室内空气的质量，降低室内 CO₂ 的浓度，给人创造极佳的生活工作环境。

②高效节能性 由于辐射式空调的末端多采用管路铺设，具有极大的表面散热面积，相应的换热效率也会提高。供暖时供暖水温仅需要 28~32℃^[13]，供冷时供水水温提升到了 16~18℃^[14]，作用温度可降低或者升高 2~3℃。供水温度相对传统空调制热时减小，制冷时增大，这样就可以结合太阳能、地热等低品位能源，做到更加节约能源。由于辐射板供冷的温度高于常规空调 8~10℃，因此辐射供冷系统比常规空调系统节能 28%~40%；相应的，辐射供热系统的工质温度比传统的供热系统低 8~10℃，可以节能 20%~30%，如果与地源热泵系统配套组合使用的话，节能可达到 70%，而且使用这种方式冬夏两季共用一套室内系统，可推进冷热一体化热泵装置的应用^[15,16]。还有就是辐射供冷系统的峰值耗电量是全空气系统的 27% 左右^[17]，特别是吊顶或地板埋管式辐射供冷系统的蓄冷能力强，可以充分利用夜间电力低谷时制冷，转移峰值耗电，这样在实行峰谷电价的地区，可大大节省运行费用。

有人将辐射顶板供冷系统和传统全空气空调系统的全年耗能量做了对比，结果如图 1.1 所示。图中方案 1 代表地源热泵辐射顶板供冷系统+空气处理系统，方案 2 代表辐射顶板供冷系统+空气处理系统+除湿系统，方案 3 代表全空气空调系统+再热（加湿）系统，方案 4 代表全空气空调系统。全年耗能主要包括辐射顶板循环耗能、风机耗能、除湿耗能、制冷耗能以及其他耗能，辐射顶板供冷系统不需要风机，所以也就没有风机耗能，并且蒸发温度最高，作用温度相对较低，其节能率是最高的。

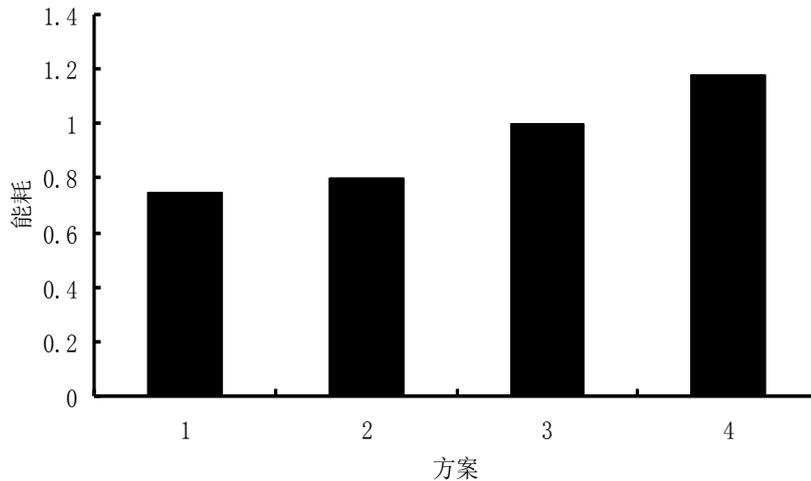


图 1.1 四种空调系统一次能源节约率对比图

Fig 1.1 The comparison of saving ratio of primary energy four kinds of air-conditioning system

③安装方便，节约空间 目前辐射式空调系统末端多采用的是由聚丙烯制作细小管材，厚度不足 5mm。假如一座使用传统空调系统的 20 层的大楼使用这种辐射管的话可以节省出 3 层的空间。况且这种辐射管材充水后的重量仅有 500~600g/m²，可以很灵活的安装在房间天花板、地板、四周墙壁等地方，有效提高了房间使用面积，使房间装饰方便，能够达到一定的美化效果。而且一些旧的建筑空间也可以很方便的安装这种辐射管材。

同时，这样一种新型的空调系统形式存在其自身的一些不足之处，综合起来主要有以下几个方面：

1) 结露问题 当顶板辐射板表面温度低于空调房间内空气露点温度时就会产生结露问题。影响人们的舒适感以及辐射空调的供冷能力。通常需要配制独立的新风系统，利用新风来控制空调房间内空气露点温度。

2) 漏水修复 辐射空调系统的冷热媒管路都是安装在装饰层的里面，一旦出现管路漏水现象，维修起来较为麻烦，所以出现漏水现象一定要迅速找出漏水点进行修复工作，要注意对安装成品的保护，避免遭受破坏。

3) 成本较高 毛细管地板供暖成本高而且只宜采暖、不宜制冷，且毛细辐射管安装中管间距较大，管束杂乱、弯曲，这样整个板面能量分布不均匀，会造成空调房间内的温度分布也不均匀。多组蛇形管组成的地源热泵散热器造价太高，不利于在民间推广^[17]。

节能、环保、舒适性空调已经成为现代空调技术发展的一个基本趋势，辐射式空调系统正是这种趋势之下的一种跨时代的产物，这种空调系统以其节能舒适环保以及能够充分利用各种低品位能源等诸多优点逐渐成为人们选用空调系统时的首选。本课题提出的毛细吸液芯辐射式空调系统正是对辐射式空调系统进一步

研究探索的成果，其节能效果，舒适性能更加优越，本文主要从毛细吸液芯辐射换热板空调系统的传热和冷媒介质在多孔介质内部流动两个方面进行了研究。

1.2 辐射式空调系统简介

1.2.1 辐射空调国内外发展现状

我国辐射采暖具有悠久的历史，千年前的火墙，以及北方地区的炕都是辐射供暖的实例，现代辐射采暖技术起源于 1907 年的英国巴克尔教授，之后在许多国家和地区得到了发展和广泛应用，从此关于辐射空调技术拉开了研究的序幕。

①国内研究现状

我国辐射供冷技术研究兴起于上世纪 80 年代，但是基于理论及控制技术达不到要求，结露问题得不到解决，没有能够成功。直到 2005 年，清华大学节能示范楼引入蛇形辐射盘管供冷方式，国内辐射顶板技术开始得到研究。

清华大学江亿院士，高志宏等以温湿度独立空调系统与毛细管辐射空调系统相结合研究了在不同水温工况，不同安装方式、水系统参数、空气设定参数等条件对毛细管空调供冷性能的影响。结果表明，室内空气温度 28℃ 条件比 26℃ 条件下的供冷能力高 20%~30%，通过调节流量降低泵耗的方式会使毛细管辐射空调供冷能力降低^[18]。

天津大学高攀、赵力等人通过建立模型对辐射空调空间内的温度场和速度场进行了仿真计算，通过对比不同换热形式的计算结果，验证了辐射空调温度分布更为均匀，舒适度更好^[19]。

吉林大学葛凤华根据人体热舒适方程，分析了综合温度变化与空气温度变化对人体舒适性影响的区别，指出在保证相同舒适度下，综合温度变化对舒适性的影响大于室内空气温度变化^[20]。

哈尔滨工程大学的马景骏、孙丽颖通过理论计算分析了冷却吊顶空调系统中房间室内温度的确定与常规空调系统的区别，并介绍了评价系统热舒适性的几个因素的特点。结果表明，冷却吊顶系统夏季内温度可以比常规空调系统高 1-2℃，但人的舒适感相同，同时该系统还具有适宜的室内温度分布和气流速度分析，从而为人体提供高标准的舒适感^[21]。

北京建筑工程学院闫全英、齐正新等人对天棚辐射系统的供冷能力和表面温度进行了研究，并建立了相关的物理模型和数学模型，对控制方程进行了数值模拟，用实验的方法研究了天棚表面温度、埋管间距、埋管深度对换热能力的影响^[22]。

天津大学的朱能、刘珊分析了在冷却顶板与置换通风结合的空调系统中，各种参数对热舒适性的影响，并分析了 ISO7730 标准所依据的热舒适性模型在置换通风与冷却顶板系统中的适用性，提出基于人体热舒适性要求最合适的设计值^[23]。

天津大学任艳莉、李德英等人针对不同负荷条件下，地板供冷、置换通风、复合式系统的室内温度场和气流组织的分布情况利用流体动力学 PHOENICS 软件建立湍流模型。结果表明室内热源的散热量和位置对气流组织分布的影响较大，复合式空调系统的舒适性相对较高，结露的危险也小于单独采用地板辐射供冷^[24]。

哈尔滨工程大学的马最良、孙丽颖等主要针对制冷机冷水温差、冷却塔供冷、新风系统形式、供水方式等因素，通过计算机动态模拟对冷却吊顶运行能耗进行了分析。结果表明独立新风系统与辐射顶板制冷系统节能效果最好。并建议为推动冷却吊顶的应用，设备生产厂家应该开发大流量、小温差、低流动阻力的冷水机组^[25]。

山东建筑大学的刘学来老师通过分析毛细格栅空调系统辐射供冷的设计参数，负荷计算、新风量等对毛细管格栅空调系统的影响，建立了相关的数学动态模型。并通过实验验证了模型的合理性，为毛细格栅空调系统以后的推广提供了一定的理论基础和工程依据^[26]。

②国外研究现状

P.Vangtook 等人对辐射空调所要求的湿度进行了实验和数值模拟，结果表明为防止辐射冷板不结露，辐射冷板的表面温度最好限制在 24℃ 以上。但是如果将新风除湿和辐射空调结合应用，辐射板表面温度可以根据除湿后露点温度做相应的调整^[27]。

Helmut E. Feustel, Corina Stetiu 对辐射制冷系统的美国市场应用做了调查，并对液体辐射空调和全空气系统的能耗做了比较，结果表明辐射制冷完全没有在美国的市场中推广开，辐射制冷降低了能源的消耗，同时也对辐射空调的发展，热舒适性，冷量方面进行了研究^[28]。

Nestor Fonseca 用实验的方法对辐射换热空调系统通过瞬态模型考虑了窗户，建筑结构，内部热负荷，和置换通风进行了考虑^[29]。

Melanie Fauchoux , Mohit Bansal 等人提出了一种新型的冷却顶板，通过薄膜吸收水蒸汽，除掉空气中的湿度，冷量通过辐射板面传入室内，并通过实验和模拟对其在不同温度和湿度的条件下的性能进行了研究^[30]。

J. Miriel, L. Serres 等人对以铜管作为辐射冷却顶板的性能，热舒适性和能耗通过实验和数值模拟进行了研究，结果表明在 TRNSYS 模型下的传热系数是符合要求的，尽管辐射空调相比传统空调舒适度好，但是存在结露的危险，该研究是针对法国西部气候做的实验，湿度相对较高，为了保证不结露顶板温度不能低于 17℃^[31]。

Takehito Imanari, Toshiaki Omori 等人比较了辐射空调和对流空调的热舒适性，能耗、成本，结果表明由于小的平均风速及辐射空调垂直温差较小，人体在辐射

空调中感觉更加舒适,不过他同时也指出尽管辐射空调可以降低 10%运行的成本,但是初投资高,根据辐射空调的市场价格需要 1-17 年才能回收^[32]。

Jae-Weon Jeong, Stanley A. Mumma 研究了机械通风和自然对流辐射空调系统的传热系数。结果表明在机械通风板面同等温度情况下,辐射空调系统的冷量可以提高 5%-35%^[33]。

Refet Karadag 通过数值模拟和理论计算研究了不同表面发射率,不同空间大小和不同热环境温度下的换热系数,并拟合出了辐射冷却顶板换热系数计算的相关方程^[34]。

Maxime Tye-Gingras, Louis Gosselin 通过提出半分析数值模型方法在对称条件下针对蛇形辐射盘管低品位辐射换热计算建立了最优化模型,巩固了计算辐射换热模型简化的基础。并详细比较了半分析数值模型方法和美国制冷与空调协会提出的完全分析模型方法,并将一维导热模型在完全分析模型和半分析模型中的结果与二维有限体积元法计算做了比较^[35]。

Taeyeon Kim, Shinsuke Kato 等人通过 CFD 提出了室内加热-冷却辐射空调的数值模拟,该数值模拟耦合了辐射换热,加热、置换通风和空调控制系统。为了验证该方法的实用性,在夏季的半封闭空间中稳态情况下利用该方法将辐射空调系统和全空气系统对能耗和 PMV 做了比较,结果表明辐射板空调系统的能源利用效率更高,舒适度更好^[36]。

Corina Stetiu 通过参数研究法评估了辐射制冷系统在美国商业建筑中的峰值蓄能进行了研究。该研究是基于美国不同位置的辐射冷却系统和全空气系统的数值模拟。结果表明辐射冷却系统可以在美国任何气候地区适用,并且结露的风险低。办公区域采用辐射空调系统代替传统的空调系统平均可以节能 30%,并且在峰值时只需要传统空调峰值功率的 27%^[37]。

Koichi Kitagawa, Noriko Komoda 指出尽管辐射空调系统被认为是更舒适和更节能的空调系统比传统对流空调系统。由于露点的问题在日本实际应用中却很少,并通过主观实验的方法在一个人工气候室采用辐射空调系统研究了湿度(45%, 65%, 85%)和空气流动对人体舒适度的影响^[38]。

Sodec 指出辐射冷却顶板占用空间小,能耗相对较低,并通过 Trnsys 软件对变风量系统与辐射冷却顶板系统能耗进行了比较,结果表明当负荷处于 45~55W/m²之间时,辐射顶板费用为变风量系统的 80%,占用的空间也更小。当使用可以回收利用的冷却介质时,辐射冷却顶板可以节能 10~20%。结果也表明,房间负荷越大的时候,辐射冷却顶板的经济性就越好^[39]。

Atila Novoselac, Jelena Srebric 对辐射顶板和置换通风相结合的空调系统进行了研究。结果表明采用复合辐射-置换空调系统相比 VAV 空调系统能够更好的提供

室内空气质量，低速的置换通风可以降低垂直温差，但是也让室内空气混合流速增加。由于相对湿度高辐射顶板结露风险应该采取瞬态控制的原则。同时也指出辐射-置换空调系统能不能节能取决于送风温度，室内流速和冷负荷，因此有必要发展一种准则以判断该空调系统适合在哪些地区适用^[40]。

1.2.2 应用状况

目前，应用最广的辐射空调末端换热设备是毛细管网辐射管束（PPR 辐射管束）。毛细管网辐射管束空调系统在国外已经应用了 20 多年，毛细管网辐射管束空调系统的应用范围涉及到公共建筑与民用建筑领域。公共建筑领域有德国柏林 Treptower Allainz 保险公司、德国柏林动物园企鹅馆、德国勒沃库森足球体育馆、德国 HANNOVER2000 展览会展馆、维也纳双子大厦、比利时布鲁塞尔 UCB 药厂项目，民用建筑领域有德国柏林 Stolpchensee 别墅区等项目^[41]。在国内，近年来辐射空调系统也有了一定的应用，并且与太阳能、水源热泵、地源热泵等低品位能源相结合，设计完成了一批工程案例。其中既有公用建筑也有民用建筑，如清华大学低能耗示范楼、清华大学环境楼、北京奥运会部分场馆、北京锋尚国际公寓、上海世博会部分场馆、南京朗诗国际街区、山东日照港务局培训中心、天津富水一方、绿地能源大厦、西藏华能水电站基地等项目^[42-44]。

1.2.3 多孔介质国内外研究现状

吸液芯热管的毛细吸液芯属于一种多孔介质，多孔介质广泛存在于自然界、工程材料、生物体、及地下结构，所以多孔介质的传热和流动是当今传热领域中的一个重要研究方向。由于多孔介质微结构的复杂性，流体在多孔介质中流动阻力的研究受到广泛的关注。1856 年提出的 Darcy 关系式第一次描述了多孔介质内单相流速和压降之间的关系，但是 Reynolds 指出，高雷诺数下压降与流速的关系偏离 Darcy 关系式，并提出这种偏离是由惯性力的作用所致。Forchheimer 指出，多孔介质中单相流的压降实际上由粘性力和惯性力两部分组成，低雷诺数下惯性力的作用可忽略不计，而高雷诺数下则影响显著。Ergun 总结了前人的研究成果，认为高雷诺数下多孔介质中单相流的压降表述为速度的一次项和二次项之和，提出了 Ergun 关系式。由于不同的多孔介质模型，流体流动过程也会不同^[45-47]。

基于 Darcy 流动阻力特性，许多学者针对多孔介质流动进行了大量的研究，并在理论分析合理简化的基础之上，提出了阻力模型和毛细管模型。在实验研究的基础上，提出了许多经验和半经验的阻力预测模型。其中，比较有影响的包括 Kozeny-Carman 方程和 Ergun 公式，但主要用于单相流体的阻力计算，对于两相流动的阻力预测并不适用。近 40 多年来，很多学者提出了适用于多孔介质流动阻力计算的经验式，但每种计算模型均不能很好地外推，对于相同的物理问题，不同经验式计算的结果出现较大的差异。近些年来，针对多孔结构强化传热也展开

了大量的研究^[48-49]。

Jeigarnik 在利用空气和水分别作为冷媒介质时,对平板之间填充了不同结构的多孔物质进行了实验研究,结果表明,在填充了多孔介质后,板间对流换热系数提高 5~10 倍,但流动阻力也相应变大了。

Kioichi 和 Takeshi 研究了多孔介质中的局部换热以及强制流动的变化特性,研究认为,存在一个最佳平衡的 Darcy 数,在有效满足多孔介质换热的情况下而且流动阻力相对较小,获得最好的节能效果。

Lage 对低渗透率微孔槽中的流动换热进行了研究,证明在保证热流密度不变的情况下多孔结构可以有效控制加热体的壁面温度^[50-57]。

V. M. Polyaev 等研究了平均直径为 45~315 μm 的不均匀微多孔介质的流动和换热特性,并通过间接的方法对多孔介质的内部换热系数测定进行了分析。

Antohe 和 Lagelso 对多孔介质内部的湍流模型进行了研究,并建立了相关稳态充分发展的湍流模型,该研究也表明,多孔介质内部只有微观湍流,而不存在宏观湍流。还指出对孔隙水平内速度的扰动量进行体积平均后会忽略湍流强度。

Hwang 和 Chao 对比了填充不同导热系数的烧结颗粒时换热系数的变化,发现强化传热的效果随着颗粒导热系数的增加而增强,在以空气为冷却介质时换热系数增加到 100~5000W/(m².K)。

Zeigarnick 和 Haritonov 等人也利用单相水对平行平板之间填充金属多孔介质进行了实验研究,结果同样表明,当填充了多孔介质之后换热系数比不填充提高了 5~10 倍。

Ahmed 和 Sunada 进行了多孔介质内湍流的理论研究。先用 N-S 方程模拟了多孔介质孔隙内的流动,随后对 N-S 方程模拟的结果进行雷诺平均,最后在表征单元体积内雷诺平均的结果又进行了体积积分。他们认为宏观方程的粘性扩散项类似于线性形状阻力项,而惯性项类似于二次形状阻力项,得到了宏观 Hazen-DuPuit-Darcy 方程。

Masuoka 和 Takatsul 研究了由颗粒组成的多孔介质内湍流现象,验证了多孔介质内微观湍流的特征,构建了多孔介质湍流流动的宏观方程,并阐明了高 Re 数情况,湍流漩涡引起的动量和能量传输之间的关系^[58-61]。

清华大学胥蕊娜等人分析了不同颗粒直径条件下等效雷诺数与摩擦因子的关系,并对流体在微细多孔介质中的流动进行了数值模拟和实验研究,结果表明,不同颗粒直径条件下,摩擦因子与经验公式得出的不同,必要时还需要考虑稀薄气体效应及速度滑移^[62]。

华中科技大学陈威、张爱国等人在建立多孔介质墙体热湿平衡的基础上,采用描述非饱和多孔介质热质迁移的数学模型,分析了多孔介质墙体方位及结构、

多孔介质层的材料及孔隙率对床层制冷特性的影响^[63]。

河海大学窦智，周志芳等人采用自行开发设计的人工平面多孔介质模型，测定了相对渗透率与饱和度的关系曲线，采用 Van Genuchten and Mualem 和 Brooks-Corey-Burdine 两种数学模型计算相对渗透率与饱和度的关系曲线，通过比较两种数学模型计算结果之间和模型计算结果与实测结果的差异^[64]。

清华大学姜培学等在研究平行平板之间填充非烧结颗粒后发现，对流换热效果比不填充颗粒时大大增强，对流换热系数最高可增加到原来的 10 倍，并认为填充颗粒的直径对换热效果有着重要的影响；同时发现，烧结颗粒对传热的强化作用大于非烧结颗粒^[65]。

华中科技大学吴金随等人通过建立模型揭示出流体在多孔介质中的流动阻力是由粘性能量损失和动力学能量损失引起的。结果表明低雷诺数流动时，流动阻力主要是由粘滞能量损失引起的。在高雷诺数时，流体流动变成湍流，流动阻力主要由不规则的孔隙引起的局部能量损失决定^[66]。

华南理工白鹏飞等人设计了四种多孔微细通道结构，针对微细尺度下，通道传热特性与流-固接触表面张力、流体粘性以及通道直径的限制，综合采用变流体物性、低雷诺数 $k-\epsilon$ 湍流模型以及混合沸腾相变模型对微通道内单相及沸腾局部传热特性进行数值模拟。并对铜粉及铜纤维构成四种孔隙率的烧结多孔微细通道换热芯进行对比测试^[67]。

中国石油大学张云等人研究了油气开采过程中自然多孔介质流的动特性，并分析了二维岩心剖面的流动规律。针对某石油公司提供的不同岩心样品的渗透率，以数字岩心作为数值计算的初始条件，对其进行了实验研究和数值模拟。并对格子 Boltzmann 方法在多孔介质中的模型进行了改进^[68]。

1.3 本文主要研究内容

辐射空调由于其高效、节能、环保、舒适，在空调末端已得到广泛应用。现有辐射空调大部分采用 PPR 制成的蛇形辐射换热管。基于现有的蛇形辐射换热管初投资高，换热量较小，所以只用在了一些别墅和收入相对较高的群体。本文在实验基础上首次提出了聚丙烯塑料板和毛细吸液芯组成的毛细吸液芯辐射换热板，本文通过对毛细吸液芯的选取，加工，传热性能测试，阻力性能测试初步完善了毛细吸液芯换热板的应用，并通过理论分析对毛细吸液芯辐射换热板空调系统的传热过程进行了描述。主要研究内容如下：

(1) 毛细吸液芯多孔介质的性能研究与选择

本文的毛细吸液芯辐射换热板技术源于热管技术，在该毛细吸液芯换热板中，为了获得最大的冷（热）量，需要毛细吸液芯有足够的毛细抽吸力，较小的流动

阻力，即有较高的渗透率，良好的传热特性，价格便宜，强度符合要求。首先对吸液芯多孔介质的孔隙率，疏水速度、孔隙半径和承压强度进行了研究。并通过添加缓凝剂得到了最佳配比。

(2) 毛细吸液芯辐射换热板结构设计及传热实验研究

通过比较传统辐射空调末端换热技术，本文在不断改进的基础上设计了第三代毛细吸液芯辐射对流换热板，通过搭建实验模型空间，对冷媒不同进口温度和改变发射率条件下的毛细吸液芯换热板的换热进行了测试，并比较了相同条件下蛇形辐射换热盘管的换热量，分析了不同板面温度下的空间温度分布。

(3) 毛细吸液芯辐射换热板空调系统传热过程分析

通过对毛细吸液芯辐射换热板空调系统热交换过程的研究，分析了冷媒介质与毛细吸液芯壁面换热、毛细吸液芯辐射换热板与装饰层换热、天花板表面装饰层与房间空气的对流换热及各表面的辐射换热。

(4) 毛细吸液芯多孔介质内部流动特性研究

通过对多孔介质流动理论分析，结合 Hagen-Poiseuille 方程，建立了毛细吸液芯辐射换热板流动阻力模型，所得到的模型是孔隙率，孔隙半径、颗粒直径、流体性质、流体速度、迂曲度的函数。比较分析了毛细吸液芯辐射换热板和传统的蛇形辐射换热盘管的阻力，并利用 ICP-Optional Emission Spectrometer 对循环水在毛细吸液芯辐射换热板内部运行钙离子浓度进行了测试。

(5) 新风及除湿方案分析

介绍了在辐射空调系统中为了解决湿度和新风问题的温湿度独立控制系统，并列出了毛细吸液芯辐射换热板空调系统房间的湿度平衡方程。通过比较当前常用的几种除湿方法，根据本文毛细吸液芯的基础上提出了转式吸附除湿技术，结合了转轮除湿和吸附除湿的优点，为毛细力和多孔介质浓溶液在除湿技术中提出了一种新的思路。

(6) 毛细吸液芯辐射-对流换热板与传统空调耗能研究

对传统空调和辐射空调的耗能进行了分析，通过热力学第一定律提出了综合散热度和集中散热度揭示了辐射空调节能的原因，指出辐射空调的设计温度相比常规空调的设计温度高 2~3℃。并通过热力学第二定律火用值理论分析了毛细吸液芯辐射空调的节能优势。

(7) 毛细吸液芯辐射换热板传热及流动数值模拟分析

通过理论分析，采用 C 语言编程，CFD 计算模拟，分析了毛细吸液芯辐射换热空间内温度梯度分布及内部多孔介质流动压降，并将数值模拟结果与实验数据、本模型公式、厄根公式做了对比。验证了实验和模型的合理性，为毛细吸液芯辐射换热板在辐射空调中的应用奠定了一定的理论基础。

2 毛细吸液芯辐射换热板吸液芯材料性能试验研究

2.1 毛细吸液芯材料的研发基础

毛细吸液芯源自热管，热管技术源于 1963 年美国 LosAlamos 国家实验室的 G.M.Grover 发明的一种称为“热管”的传热元件，它充分利用了制冷介质的快速热传递性质与热传导原理，通过热管将发热物体的热量迅速传递到热源外，热管的导热能力相比已知金属的导热能力均强。热管技术以前被广泛应用于军工、宇航等行业。从热力学角度看，热管拥有良好的导热能力，物体的吸热、放热是相对的，凡是温差存在的时候，就必然出现热从高温处向低温处传递的现象。从热传递的三种方式：辐射、对流、热传导，其中热传导最快。热管就是利用蒸发制冷，使得热管两端温度差很大，使热量快速传导。热管管壁有吸液芯，由毛细多孔材料构成。热管一端为蒸发器，另外一段为冷凝器，当热管一段受热时，毛细管中的液体迅速蒸发，蒸汽在微小的压力差下流向另外一端，并且释放出热量，重新凝结成液体，液体再沿多孔材料靠毛细力的作用流回蒸发段，如此循环不止 [69]。

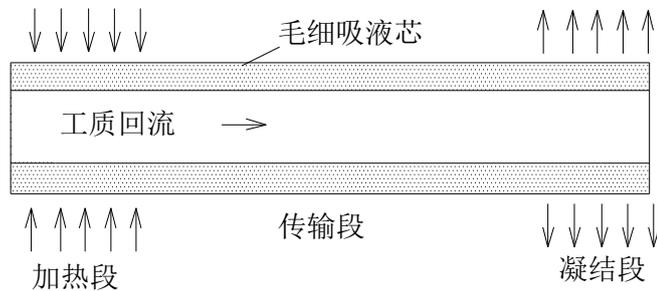


图 2.1 热管工作原理图

Fig 2.1 The diagram of working principle of heat pipe

热管技术具有以下特性：

- ① 热管内部主要靠工作液体的汽、液相变传热，热阻很小，因此具有很高的导热能力；
- ② 热管内部的蒸汽是处于饱和状态，压力决定饱和温度，饱和蒸汽从蒸发段流向冷凝段的压降很小，根据热力学的方程可知，温降亦很小，因而热管具有优良的等温性；
- ③ 可以改变传热的热流密度，解决一些其他方法难以解决的传热难题；
- ④ 热流方向可逆，由于其内部循环动力是毛细力，因此任意一段受热就可作为蒸

发段，另一端即为冷凝段。此特点可用于宇宙飞船和人造卫星在空间的温度展平；

- ⑤ 热管的形状可随热源和冷源的条件而变化，热管可做成电机的转轴，也可以做成分离式的，以适应长距离或冲热流体不能混合的情况下的换热，具有良好的环境适应性。

热管由于其良好的导热性和均温性被广泛的应用在了航天领域，可使航天飞行器和太空实验室轨道站的起居舱保持需要的均匀温度，比如航天器的均温工作舱（如图 2.2 所示）。航天器的光照面温度很高，而背阴面温度低，为使工作舱达到合适的温度便可采用毛细吸液芯热管技术。

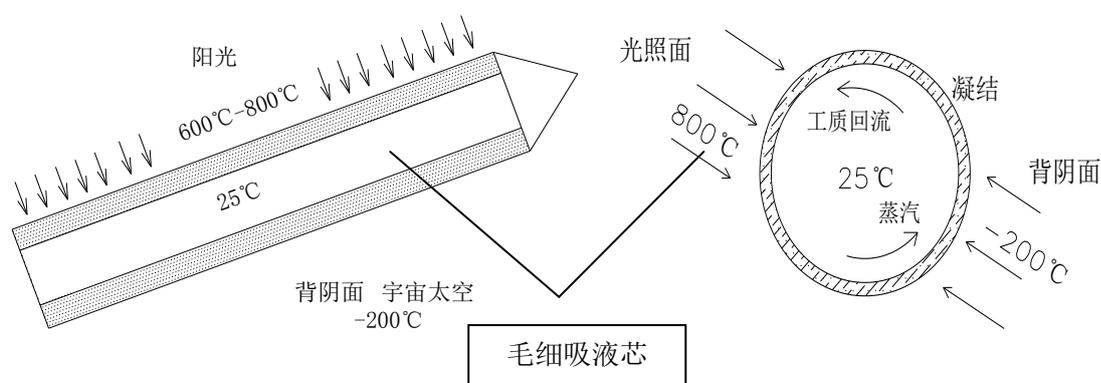


图 2.2 热管在航天器中应用示意图

Fig 2.2 The diagram of the heat pipe applied in spacecraft armature

本文的毛细吸液芯辐射换热板技术即是源于热管技术，在该毛细吸液芯换热板中，为了获得最大的冷（热）量，需要毛细吸液芯有足够的毛细抽吸力，较小的流动阻力，即有较高的渗透率，良好的传热特性，即有小的径向热阻，制造简单价格便宜。对材料的强度也有一定的要求。

2.2 毛细吸液芯材料的选取

多孔介质是由多相物质所占据的共同空间，也是多相物质共存的一种组合体，相对于其中一项来说，其它相均弥散在其中。多孔介质由固体相和孔隙组成，固体相由骨架构成，而孔隙空间由液体或者气体占据。土壤、石膏、金属泡沫、保温材料等都属于多孔介质。多孔介质包括能量、质量、动量传递问题，并且已经设计到各大学科。从工业应用角度看，多孔介质包括油气开采、房屋建筑、煤炭的储运、核废弃物的处理、工业物料的干燥、流化床的传热传质、地下水的开采等。从学科发展的角度看，多孔介质传热传质已经渗透到许多新技术领域，包括生物技术、环境科学、能源、材料、仿生学、化学工程、医学和农业工程等，是

形成新的交叉和边缘学科的一个潜在生长点。多孔介质传热传质研究具有重大学术价值，已成为地球和环境科学、国内外工程热物理中最活跃的前沿研究领域之一，多孔介质对学科发展和技术创新具有深远的影响。

目前，多孔介质的种类主要有金属多孔材料和非金属多孔材料，金属的多孔材料如金属铝泡沫多孔材料等，而非金属多孔材料又有陶瓷多孔材料、炭泡沫多孔材料等，在我国很多学校都在研究多孔介质的性能，也自己合成了不少多孔介质，如石墨泡沫、石膏多孔介质等。考虑到石膏便宜，易得，强度适中，主要针对石膏的性能做了测试。石膏是单斜晶系矿物，主要化学成分是硫酸钙(CaSO_4)。石膏是一种用途广泛的工业材料和建筑材料，可用于水泥缓凝剂、石膏建筑制品、模型制作、医用食品添加剂、硫酸生产、纸张填料、油漆填料等^[71]。国内外的学者对其物理性质已有深入的研究，发现在石膏的制备过程中加入一些缓凝剂或其他一些外加剂，会对其内部结构产生一定的改变，影响石膏自身的一些物理性质，如孔隙率、平均孔隙半径等。本章针对其不同的配制方式以及加入少量的柠檬酸钾来改变其物理性质，如孔隙率、垂直吸水高度、平均孔隙半径和水平输水速度等，从而能够增多其内部的毛细管，形成毛细管通道，制作成一种毛细吸液芯辐射石膏换热板，作为空调末端使用。凝固石膏的这些微孔具有良好的湿热性，可以使水通过其内部的毛细管快速的被吸收和发散，以石膏作为多孔介质蓄热能力强，能够承担一定的压力，并且可以以吊顶的方式存在，是适合做毛细吸液芯辐射换热板的，所以选择其作为多孔介质。

2.3 石膏性能测试

石膏：建筑石膏粉，市销，细度 325 目，含 $\text{CaSO}_4 \geq 98\%$ ；柠檬酸钾为分析纯 AR。

石膏强度测定参照采用国际标准 ISO 3051-1974 《石膏灰泥力学性能的测定》。

2.3.1 试验方法

①不同组份比配置 石膏的化学式为 $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ ，称取一定质量的石膏粉，根据 CaSO_4 和 $2\text{H}_2\text{O}$ 的摩尔数之比：1: 2; 1: 3; 1: 4; 1: 5; 分别计算出所需水的质量。依据表 1 中的数据配置出不同摩尔数比的石膏，放入小型试验砂浆搅拌机中搅拌 2 分钟，待溶液成均匀、无细小颗粒的浆体后注入 $h \times w \times l = 0.6 \times 2 \times 200 \text{ cm}$ 的 U 型模具中，充满模具。待成型为固体后，送入锅炉房 5-6 个小时烘至绝干，取其质量，减去模具质量得到绝干质量 m 。其中每个不同水分比的溶浆各用一个模具，但每个模具的质量和规格是相同的，为已知量。

表 2.1 试样配制比

Tab.2.1 The configuration than of the sample gypsum

| 配比编号 | CaSO ₄ 和 2H ₂ O 的摩尔数之比 |
|------|--|
| 1 | 1: 2 |
| 2 | 1: 3 |
| 3 | 1: 4 |
| 4 | 1: 5 |

②加入 2%的柠檬酸钾 用同样规格的模具，分别配置 1: 3, 1: 4, 1: 5 三种不同摩尔数比的石膏，只是在配置的过程中各自再加入少量的柠檬酸钾，所加质量为水质量的 2%。然后烘干，测其吸水高度，孔隙率及水平输水速度，再相互比较。具体配置比见表 2.2。

表 2.2 试样配制比

Tab.2.2 The configuration than of the sample gypsum

| 配比编号 | CaSO ₄ 和 2H ₂ O 的摩尔数之比及加入柠檬酸钾量 |
|------|--|
| 1 | 1: 3 + 2% |
| 2 | 1: 4 + 2% |
| 3 | 1: 5 + 2% |

③吸水高度的测量及孔隙率计算 将烘干后四组石膏插入水中，测出水在每种石膏中水上升的最大高度，即石膏的吸水高度 h 。然后将其全浸入水中让石膏吸水饱和后取其质量 m_1 ，减去绝干质量 m_2 ，就得到吸入水的质量.从而由下列公式计算出每种石膏的孔隙率 $\eta^{[71]}$:

$$\phi = \frac{V_L}{V_A} = \frac{(m_1 - m_2) / \rho}{hlw} \quad (2.1)$$

式中： h 为每种石膏的最大吸水高度，单位：m； l 为绝干后石膏的长度； w 为绝干后石膏的宽度单位，m； ρ 为水的密度，取 $1.0 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ 。

④水平输水速度的测量 从水平方向注入水，每 5 分钟记录一下水到达的长度，总时间为 60 分钟。表 1 中四种石膏同时测定，然后表 2.2 中三种石膏再同时测定。水平输水速度是在吸水高度测完烘干后再测定。

⑤平均孔隙半径 r 的测定 计算公式如下所示：

$$r = \frac{2\sigma}{\rho gh} \quad (2.2)$$

式中： σ 为常温下水的表面张力系数，取 $7.28 \times 10^{-2} \text{N/m}$ ； g 为重力加速度，取 9.8N/kg 。

2.3.2 实验结果与讨论

通过对实验的测试可知，不同摩尔数比石膏的平均孔隙半径结果影响很大，这是因为由公式 (2.2) 可知，水的摩尔数比大，在石膏形成孔隙的过程中，水占的多孔介质空间体积就相对较大，导致孔隙率增大，孔隙平均半径变小，由平均孔隙半径计算公式 (2.2) 得出 4 种石膏的平均孔隙半径，如表 2.3 所示：

表 2.3 孔隙平均半径结果

Tab.2.3 The results of the average pore radius of four kinds of gypsum

| 配比编号 | 平均孔隙半径 (μm) |
|------|--------------------------|
| 1 | 28 |
| 2 | 18.6 |
| 3 | 16.4 |
| 4 | 13.5 |

2.3.3 不同的摩尔数比对石膏吸水高度的影响

通过实验可知，当实验 1 按照 CaSO_4 和 $2\text{H}_2\text{O}$ 的摩尔数之比分别为 1:3, 1:4, 1:5 添加水分时，石膏在 $1 \times w \times h = 2 \times 0.02 \times 0.006 \text{ m}$ 模型中的吸水高度依次为 80cm, 96cm, 110cm。实验 2 在实验 1 的基础上对每组模型增加了每组水质量 2% 的柠檬酸钾，实验表明，加入柠檬酸钾之后，相比以前加入同等比例水分的石膏，吸水高度增加，分别为 89cm, 106.8cm, 120cm。在实验 1 和实验 2 中相同比例水分的吸水高度比较如图 2.3 所示。

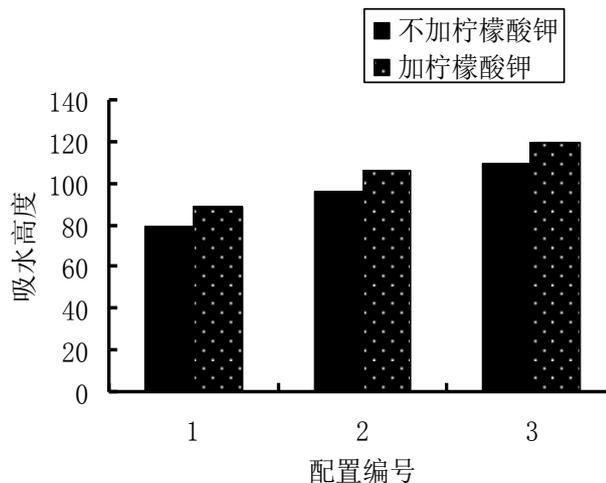


图 2.3 不同实验条件下相同比例水分的吸水高度

Fig.2.3 The comparison on water suction heights with the same proportion in experiment 1 and experiment 2

由上面分析可知，加入不同比例的水分，也会导致孔隙率的不同，加入的水分比例越大，当石膏凝结的过程中所占的空间越大，水分慢慢蒸发之后导致吸液芯石膏的孔隙率也越大，实验 1 中随着加入水分比例的增大，孔隙率依次为 41.96%，47.1%，66.8%。加入 2% 柠檬酸钾之后，由于柠檬酸根与溶液中的 Ca^{2+} 反应，生成不溶沉淀，吸附于二水石膏表面，阻碍晶体接触，延缓晶体生长，致使凝结时间增长，导致晶体间孔隙增多，孔隙率增大^[72-74]。实验 2 中三组样品孔隙率依次为 47.2%，55.3%，69.4%。在实验 1 和实验 2 中相同比例水分的孔隙率比较如图 2.4 所示。

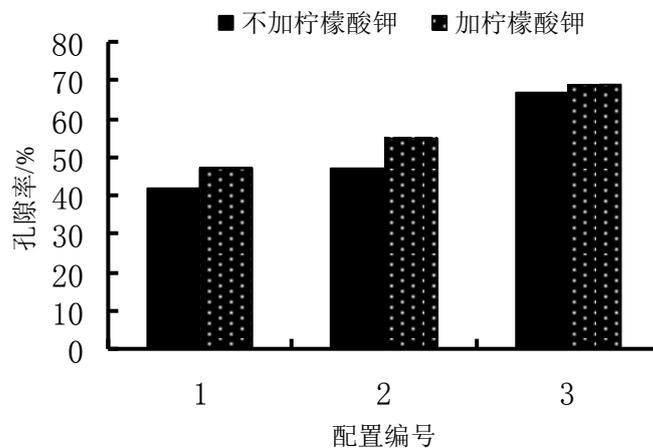


图 2.4 不同实验条件下相同比例水分的孔隙率

Fig2.4 The porosity comparison with the same proportion in experiment 1 and experiment 2

由公式 2.2 可知，吸水高度越大，平均孔隙半径越小，实验 1 中三组样品平均孔隙半径依次为 $18.6 \times 10^{-6} \text{m}$ ， $16.4 \times 10^{-6} \text{m}$ ， $13.5 \times 10^{-6} \text{m}$ 。实验 2 中因为加入了柠檬酸钾吸水能力增强，平均孔隙半径变小，依次为 $16.7 \times 10^{-6} \text{m}$ ， $15.5 \times 10^{-6} \text{m}$ ， $12.4 \times 10^{-6} \text{m}$ 。比较实验 1 和实验 2 两种情况下配置的平均孔隙半径如图 2.5 所示。

2 毛细吸液芯辐射换热板吸液芯材料性能试验研究

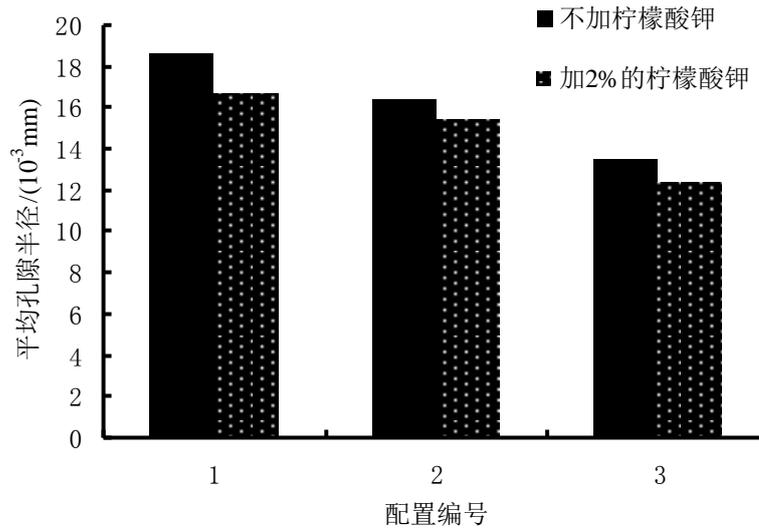


图 2.5 不同实验条件下相同比例水分的平均孔隙半径

Fig2.5 The average pore radius comparison with the same proportion in experiment 1 and experiment 2

不同配置比例的孔隙率不一样，导致水平输水速度也不一样，孔隙率越大，阻力越小，输水速度越快，加入 2% 柠檬酸钾之后，由于孔隙率增大，输水速度也相对增强，本文在靠毛细吸液芯自身毛细力的情况下对其输水速度进行了实验，实验 1 和实验 2 随着时间的增长水平输送距离相同比例比较如图 2.6 所示。

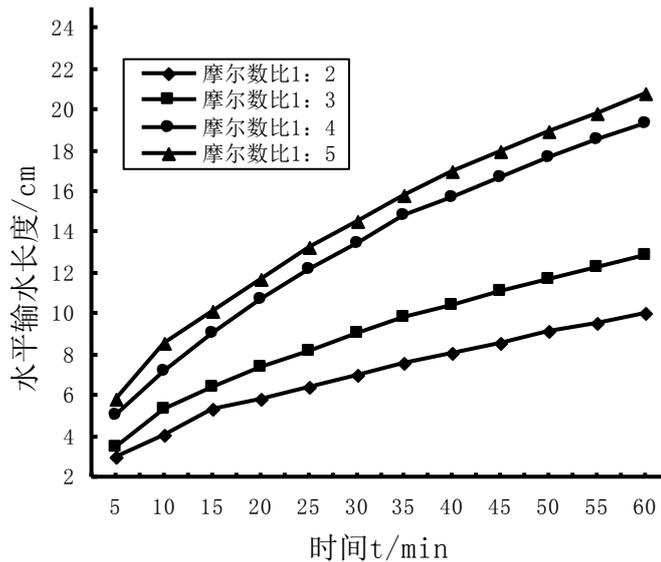


图 2.6 实验一不同配置情况下多孔介质对疏水速度的影响

Fig2.6 The comparison on horizontal transmission distances in experiment 1 and 2 with the growth of time

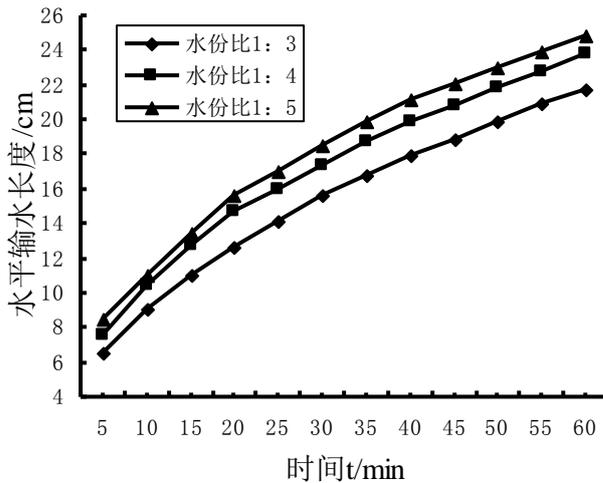


图 2.7 实验二加柠檬酸钾后不同配置情况下多孔介质对疏水速度的影响

Fig2.7 The comparison on horizontal transmission distances in experiment 1 and 2 with the growth of time

由图 2.6 可知：在一个小时内， CaSO_4 和 $2\text{H}_2\text{O}$ 摩尔数比为 1: 5 的石膏输水速度最快，输水距离最远，在到达同一个时间点时，其输水长度比其他三种石膏大。而且在第一个 5 分钟其输水长度就达到了将近 6 cm，平均输水速度达到 3.5 mm/min。无论垂直方向还是水平方向，水的摩尔数大的石膏其吸水高度、孔隙率、水平的输水速度都是最大的。由图 2.7 可知，同样 CaSO_4 和 $2\text{H}_2\text{O}$ 的摩尔数比 1: 3, 1: 4, 1: 5 配制的石膏加入少量的柠檬酸钾后，孔隙率和水平输水速度都有了增加，特别是水平输水速度，增加的很明显，摩尔数比 1: 3 的石膏的输水速度比不加柠檬酸钾的摩尔数比 1: 5 的石膏还要大，这是因为加了柠檬酸钾之后，多孔介质孔隙率增大的原因，孔隙增多，毛细力增大。上述原因主要是因为石膏晶体由纵横交错地交织在一起的细长针状晶体而构成，而柠檬酸钾具有三个羧基和一个羟基，分子式为： $\text{C}_6\text{H}_5\text{K}_3\text{O}_7 \cdot \text{H}_2\text{O}$ ，在溶液中， $\text{C}_5\text{H}_7\text{O}_5\text{COO}^-$ 可以与 Ca^{2+} 离子形成含有一个五元环和一个六元环的螯合物，其稳定常数为 4.79×10^4 。在配制石膏时加入柠檬酸钾其 $\text{C}_5\text{H}_7\text{O}_5\text{COO}^-$ 与 Ca^{2+} 离子可以形成少量的难以离解但高度可溶的絮状柠檬酸钙分布于晶体之间，使晶体之间搭接极为不稳定，使晶体之间空隙加大，从而石膏孔隙率变大，空隙增多，平均孔隙半径的减小，但是这些增多的空隙有些可能相互连结在一起，这样必导致石膏内部晶体网络松散，晶体之间的搭接大大削弱，晶体之间的结晶接触点变少，使石膏硬化结构疏松，对石膏的强度产生负面影响^[75-78]。

由于孔隙率的增大，导致石膏的强度下降，不同比例水分和加入 2% 柠檬酸钾之后对石膏的强度影响如图 2.8 所示。

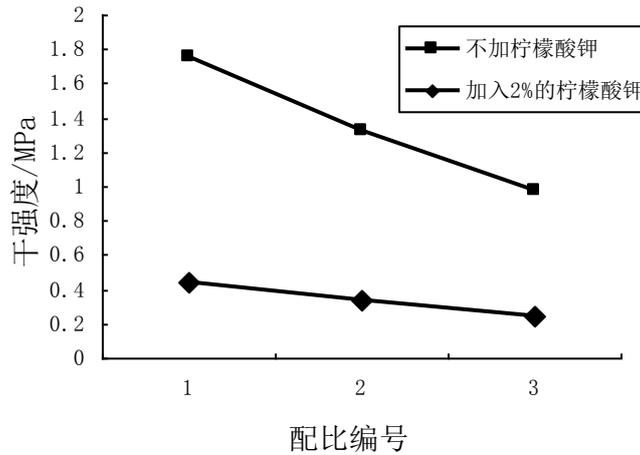


图 2.8 不同水与硫酸钙配比对石膏强度的影响

Fig 2.8 The influences of different water proportions and potassium citrate on the strength of gypsum

通过上述方式配制石膏及测定其孔隙率及平均孔隙半径等物理性质，发现多孔介质石膏的上述特性与配制方法关系极大。随水量增加孔隙率增大而其强度下降。通过增加柠檬酸钾增大其孔隙率和延长石膏的缓凝时间，对工艺上的加工更有优势。综合考虑孔隙率及强度最终选择孔隙率为 55.3%，平均孔隙半径 0.015mm 的柠檬酸钾石膏作为内填毛细吸液芯，在用水作冷却介质时柠檬酸钾-石膏板就成了一块内含多孔介质的均布流道，水由于正压力和毛细吸液芯的初始毛细力作用，可迅速均匀布满整辐射板内，流向出水管并由此流回制冷系统。由循环水带入毛细吸液芯换热板所需的冷量，经毛细吸液芯换热板与地板的辐射换热及其与空气对流换热传给进行空调的空间。

2.4 本章小结

毛细吸液芯辐射换热板技术即是源于热管技术，基于热管的特性，本章主要通过实验研究分析毛细吸液芯材料石膏的物理性质，为毛细吸液芯材料的最终确定提供依据，具体有以下主要内容：

(1) 按照不同配比对多孔介质石膏的孔隙率，水平疏水速度影响很大，水的相对摩尔数比越大，配置的石膏孔隙率增大，孔隙半径减小，但强度会降低。

(2) 柠檬酸钾对石膏的物理性质也有很大的影响，加入 2% 柠檬酸钾之后，由于柠檬酸根与溶液中的 Ca^{2+} 反应，生成不溶沉淀，吸附于二水石膏表面，阻碍晶体接触，延缓晶体生长，致使凝结时间增长，导致晶体间孔隙增多，孔隙率增大。

(3)通过对实验结果进行分析和对比,综合考虑,选择 CaSO_4 和 $2\text{H}_2\text{O}$ 摩尔数比 1: 4 外加所需水量 2% 的柠檬酸钾,孔隙率为 55.3%,孔隙半径 0.015mm 的柠檬酸钾石膏作为内填毛细吸液芯。

3 毛细吸液芯辐射换热板结构设计及传热研究

3.1 毛细吸液芯辐射换热板结构设计

辐射供冷（供暖）末端装置按照其结构形式不同划分为三大类，一类是将特制的塑料管直接埋在水泥楼板中，通过冷介质在塑料管中流动向楼板散热，形成冷辐射地板或顶板。该塑料管一般采用特制的 PE 材料或者不锈钢管，在楼板浇筑的同时将其并排固定在钢丝网上。该结构工艺成熟，造价相对较低，并结合了混凝土楼板的蓄热能力，有一定的市场，在瑞士应用较为广泛，在我国北京锋尚国际等工程中有少量试点应用。但是该系统惯性大，启动时间长，不利于调节控制，并且如果发生问题不易检修。

第二类是模块化的辐射板产品，该产品主要以塑料或者金属为材料，该辐射板类似三明治结构，辐射板中间是塑料或者金属冷介质管路，辐射板上面加保温材料，以防止冷量或者热量散失，辐射板面板一般为铝板，宽度大约在 0.6 米左右，长度在几米不等。板厚度为 0.45~2cm 不等。该辐射供冷系统响应速度较快，能够灵活安装，适合新建筑中使用，但是通过红外热成像仪表面温度分布检测时发现温度分布很不均匀，而且该结构耗费金属多，价格偏高，并且由于辐射板厚度和孔隙小的影响，肋片效率较低。

第三类即是近年来市场上出现的毛细管网格栅结构产品。该产品用 PP-R 塑料制成的直径 2~4mm、间距 10~30mm 的密布细管，两端与分水箱、集水箱相连。该结构可以与金属板结合制成模块化辐射板产品，也可以与楼板或吊顶板连接。毛细管网模拟植物叶脉和人体皮肤下的毛细血管机制，它们都是通过毛细管内流动的液体调节自身温度，从而达到与周围环境的热平衡^[79]。毛细管网辐射空调系统一般由主机，温控调节系统，配套新风除湿系统以及毛细管网组成。毛细管冬季供给 28~32 度的热水，夏季供给 18~20 度的冷水^[80]。毛细管网间距相比模块化的辐射板产品间距小，肋片效率高于上两类产品，相对应用较多，上海世博大厦及重庆大学低品位能源实验室均采用毛细管网结构。

本文在实验的基础上提出了毛细吸液芯辐射换热板代替毛细格栅管网的新的空调末端，毛细吸液芯辐射换热板结构示意图如图 3.1 所示。毛细吸液芯辐射换热板包括进液管、毛细吸液芯层、背板，侧壁板、横壁板、换热板、板间承压柱及出液管。

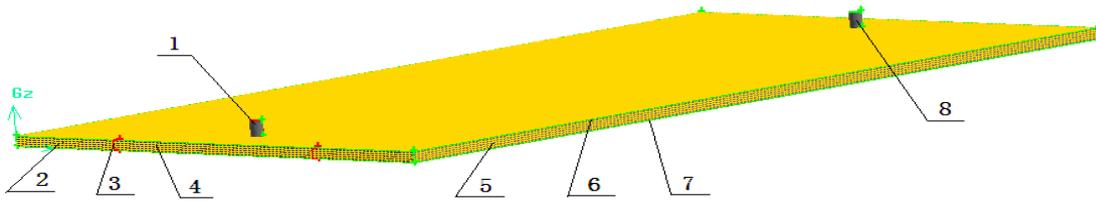


图 3.1 毛细吸液芯换热板结构示意图

Fig3.1 The structure diagram of the Heat Transfer Panel of Capillary Imbibition Core

其中：1-进液管；2-毛细吸液芯层；3-内衬短柱；4-横壁板；5-侧壁板；6-背板；7-换热板；8-出液管。

空调供冷（热）水经进水管送入由背板、侧壁板及换热板组成的内填毛细吸液芯夹层的通道内，该毛细吸液芯夹层是由柠檬酸钾和石膏配制而成，在用水作冷却介质时柠檬酸钾-石膏板就成了一块内含多孔介质的均布流道，水由于正压力和毛细吸液芯的初始毛细力作用，可迅速均匀布满整辐射板内，流向出水管并由此流回制冷系统。由循环水带入毛细吸液芯换热板所需的冷（热）量，经毛细吸液芯辐射换热板与房间各表面的辐射换热及其与空气对流换热传给进行空调的空间，从而使室内实现温度控制。

毛细吸液芯辐射换热板逐步在改进，第一次通过设计，焊接，抽真空，灌制石膏，加热烘干。该毛细吸液芯辐射换热板长 2 米，宽 0.5 米，高 0.006m 由白铁皮制成，内填孔隙率 55.3% 的石膏。该毛细吸液芯辐射换热板为第一代毛细吸液芯辐射换热板，重量较重，不适合在工程中应用，但是本文也对其传热性能进行了测试，以初步确定吸液芯的传热性能。

在该课题的研究过程中，第二代毛细吸液芯辐射换热板是以 ABS（聚丙烯）塑料为材料，横壁板和背板和内衬短柱均由 ABS 焊接而成，内填多孔介质毛细吸液芯层。第二代毛细吸液芯辐射换热板内衬短柱是通过打孔将短柱焊接在辐射板上下表面，以增强辐射板的抗压能力，和提高内部可以承受更高的压力，但是由于内部加了内衬短柱的原因也加大了工艺难度，该毛细吸液芯辐射换热板长、宽、高也分别为 2m、0.5m、0.006m。图 3.2 是现在常规用的蛇形毛细辐射换热盘管和本课题在研究过程中设计的第一代、第二代和第三代毛细吸液芯辐射换热板实物图。

3 毛细吸液芯辐射换热板结构设计及传热研究

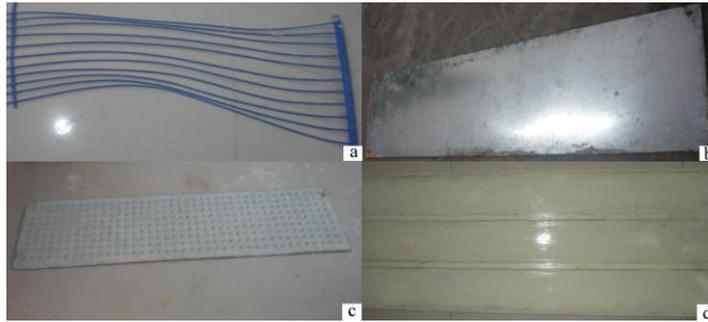


图 3.2 辐射空调换热板实物图 (a-毛细辐射管, b-镀锌铁皮辐射板, c-第二代辐射换热板, d-第三代 ABS 塑料板)

Fig 3.2. The physical picture of the Heat Transfer Panel of Capillary Imbibition Core(a-capillary radiant tube, b-galvanized sheet radiation board, c-the second generation of radiation heat exchange board, d-the third generation of ABS plastic board)

第三代毛细吸液芯辐射换热板也是以 ABS（聚丙烯）塑料为材料，和第二代毛细吸液芯辐射换热板不同的主要是内部流道发生了改变。第二代毛细吸液芯内部流道除了短柱阻碍了流体的流动方向之外，冷媒介质是以一个整体向前流动的。

而第三代毛细吸液芯辐射换热板（图 3.3、3.4、3.5），空调系统的制冷工质从入口联箱管送入后，流往多块并接的平行流换热板，每块平行流换热板中都开有数条平行微通道，每条平行微通道都填充了毛细吸液芯，进入平行流换热管的冷媒工质经各平行微通道的毛细吸液芯，由冷媒工质带入平行流换热板的冷（热）量经平行流换热管的外壁传给需要空调的空间，从而实现室内的暖通与空调。

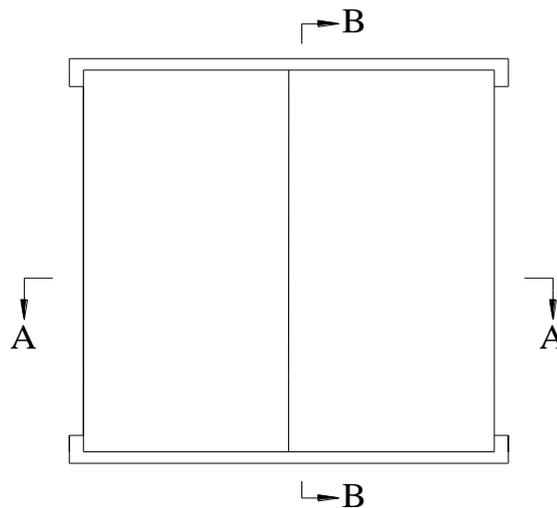
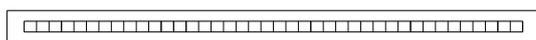


图 3.3 第三代毛细吸液芯辐射换热板俯视图

Fig 3.3 The plan view of the third generation Heat Transfer Panel of Capillary Imbibition Core



A-A

图 3.4 第三代毛细吸液芯辐射换热板 A-A 剖视图

Fig3.4 The A-A sectional view of the third generation Heat Transfer Panel of Capillary Imbibition Core



B-B

图 3.5 第三代毛细吸液芯辐射换热板 B-B 剖视图

Fig3.5 The B-B sectional view of the third generation Heat Transfer Panel of Capillary Imbibition Core

3.2 毛细吸液芯辐射换热板传热实验

3.2.1 实验对象

实验将毛细吸液芯辐射换热板和常规的蛇形辐射换热管铺设于建立的空调环境测试空间上，毛细吸液芯辐射换热板材料分别为聚丙烯和镀锌铁皮，蛇形辐射换热管束为 PP-R 材料，长 2m，宽 0.5m，每根单管之间间距为 0.02m，单管直径为 0.004m，模型空间外侧采用泡沫保温板（导热系数 0.055W/m.K）厚 60mm，空间底部除了采用泡沫保温板以外，另考虑到下面受热的因素，加了厚 30mm 的玻璃棉，辅助热源采用电加热，加热功率由调压器控制并显示在电流表电压表上，实验中所有温度利用 T 型热电偶数据采集仪采集^[81]，实验系统如图 3.6 所示：

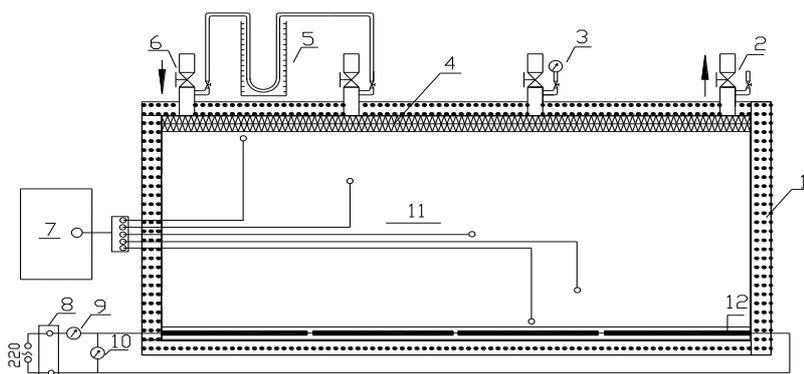


图 3.6 毛细吸液芯换热板实验台

Fig 3.6 The experimental diagram of the Heat Transfer Panel of Capillary Imbibition Core

其中：1.保温材料 2.空调出水管 3.真空表 4.毛细吸液芯换热板 5.U 型测压管 6.空调进水管 7.计算机—热电偶测温系统 8.调压器 9.电流表 10.电压表 11.模型空间 12.辅助电加热源。



图 3.7 毛细吸液芯辐射换热板试验系统外观图

Fig 3.7 The exterior diagram of the Heat Transfer Panel of Capillary Imbibition Core

该实验所用仪器如下表所示：

表 3.1 试验测量仪器

Tab3.1 Instruments for measurement

| 测量参数 | 名称 | 规格 | 数量 |
|------|------------------------|----------------|----|
| 温度 | Agilent34970A 数据采集与控制器 | 0~55℃全精度 | 1 |
| 温度 | 铜—康铜热电偶 | φ1×180, 0.5 级 | 17 |
| 流量 | LZB-6 玻璃转子流量计 | 2~40L/h, 1.0 级 | 1 |
| 压力 | U 型压力计 | 0~6000, 0.4 级 | 1 |
| 电压 | 电压表 | 0~250V, 1.5 级 | 1 |
| 电流 | 电流表 | 0~1.0A, 1.5 级 | 1 |

上述实验台主要针对了第三代毛细吸液芯辐射换热板（ABS）和传统的蛇形毛细辐射管束的传热性能在同等条件下的传热性能做了实验比较。并针对第一代毛细吸液芯辐射换热板（镀锌铁皮）的发射率改变对其冷量和空间温度分布做了比较。

3.2.2 毛细吸液芯辐射换热板实验装置误差分析

在实验测量的过程中，由于选用仪器的精度有限，环境条件波动，实验手段

不够完善等原因，必然使测量结果和被测量的客观值之间存在一定的差别，这个差值就被称为测量误差，产生误差的原因是多方面的，根据误差的来源，可以归纳有以下几个方面：

- ①环境误差。
- ②人员误差。
- ③方法误差。
- ④装置误差。

对于前两种误差，实验中通过尽量维持环境稳定，使用高精度的仪器，读取数据时认真仔细和采用正确的姿势等方法，尽量使误差减到最小。至于装置误差及方法误差，对结果有较大影响的主要是各测量仪器本身的精度误差和采取保温方法不同散热损失等方面的误差。为了能保证实验的合理性，实验采用如下方法保证装置误差在控制范围以内^[82]：

1) 温度误差

温度采集仪即 Agilent34970A 数据采集与控制器误差为 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ ，实验中测量最低温度值 10°C ，计算相对误差最大值：

$$\frac{\Delta t}{t} = \frac{0.1}{10} = 1\% \quad (3.1)$$

热电偶测量误差为 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ ，最低测试温度为 7°C ，计算相对误差最大值：

$$\frac{\Delta t}{t} = \frac{0.2}{7} = 3\% \quad (3.2)$$

2) 流量误差

转子流量计程为 $2\sim 40\text{L/h}$ ，精度为 1.0 级，则其最大测量误差为：

$$\Delta G = 40 \times 1.0\% = 0.4\text{L/h} \quad (3.3)$$

测量最小流量值为 20L/h ，则其相对误差最大值为：

$$\frac{\Delta G}{G} = \frac{0.4}{20} = 2\% \quad (3.4)$$

误差合成：

毛细吸液芯辐射换热板水系统换热量误差分析传递公式：

$$\sigma_Q^2 = \left(\frac{\partial Q}{\partial t}\right)^2 \cdot \sigma_t^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial G}\right)^2 \cdot \sigma_G^2 \quad (3.5)$$

设 G 、 t 相互独立且为正态分布，将式 3.5 按正态分布改为误差限公式：

$$\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right)^2 = \left(\frac{\Delta t}{t}\right)^2 + \left(\frac{\Delta G}{G}\right)^2 \quad (3.6)$$

$$\left(\frac{\Delta Q}{Q}\right) = \sqrt{0.01^2 + 0.02^2} = 2.2\%$$

因此测试误差结果符合常规要求。

3) 耗电量误差

电压表测量误差为 0.1V，实验中测得最小电压值为 80V，则其相对误差最大值为：

$$\frac{0.1}{80} = 0.125\%$$

电流表测量误差为 0.1A，实验中测得最小电流值为 0.8A，则其相对误差最大值为：

$$\frac{0.1}{0.8} = 12.5\%$$

本文中实验耗电误差主要是通过热量误差平衡保证的，恒温水浴和流量计控制空调冷水的温度和进水管流量，当进口空调冷水温度和流量一定时，调节调压器来控制加热热源的功率，是模型空间内的温度达到适当的空调温度并使之处于平衡状态。而毛细吸液芯辐射换热板的换热量可以通过下面计算公式得出：

$$q_2 = c_p m(t_1 - t_2) \quad (3.7)$$

式中：

q_2 为毛细吸液芯辐射换热板的制冷量，W；

c_p 为空调水的比热，KJ/(kg·°C)；

m 为空调冷水进口质量流量，L/h；

t_1 为空调冷水出口温度，°C；

t_2 为空调冷水进口温度，°C。

模型空间所接收的能量主要就是毛细吸液芯辐射板辐射的冷量和底部加热热源送入的热量，加热功率由电压表和电流表计算得出，热量的计算公式如上面 3.7 已经提出。冷量和热量二者之间的平衡是衡量系统散热损失大小的重要标准，在保证模型空间温度和其他实验条件不变的情况下，二者能够达到平衡效果，那么系统的热损失将达到最小。本实验的耗电量误差以及散热损失误差计算公式为：

$$\psi = \frac{q_2 - q_1}{q_2} \times 100\% \quad (3.8)$$

通过计算公式 (3.8) 计算整个系统的散热损失，在 3% 以内符合常规标准。

3.2.3 毛细吸液芯辐射板和蛇形辐射换热盘管实验结果分析

由实验可知，在维持流量为 40 L/h 的情况下，改变毛细吸液芯辐射换热板 (ABS) 和传统的蛇形毛细吸液芯辐射管束的冷水进口温度，温度依次从 11°C 改变到 18°C，冷却顶板毛细吸液芯辐射板制冷量依次从 126W 变化到 85W，而蛇形

辐射盘管的制冷量从 90w 变化到 55w。不同进口温度的制冷量关系如图 3.8:

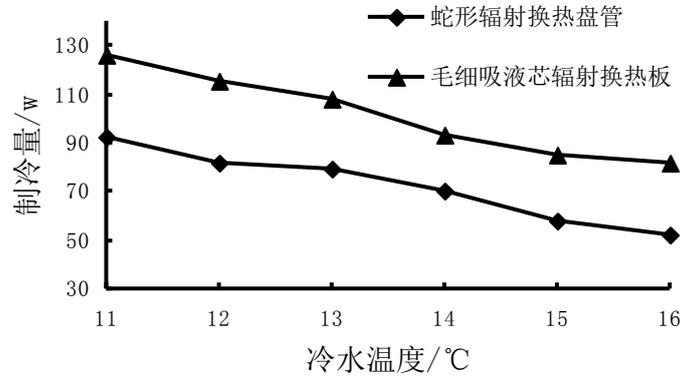


图 3.8 毛细吸液芯辐射换热板和辐射管不同进口温度和制冷量的关系

Fig3.8 Water inlet temperature and cooling capacity relationships about case1 and case2

由图 3.8 可知, 在两种空调末端进口温度相同的条件下, 辐射板的制冷量要比常规的蛇形辐射管的制冷量大, 在空调冷水进口温度为 11-16°C 时, 制冷量提高了 37%-57.7%. 辐射板相比辐射管提高效率如图 3.9 所示。

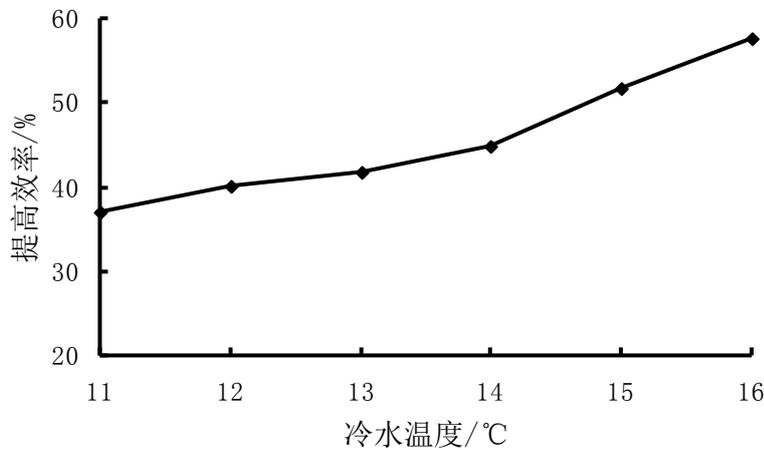


图 3.9 毛细吸液芯辐射换热板相比蛇形辐射盘管制冷效率的提高

Fig3.9 The heat transfer panel of capillary imbibition core efficiency improvement compared with serpentine radiant heat transfer pipes

模型空间的高度为 0.6m, 选取 0.15m、0.3m、0.45m, 3 个高度不同平面作为比较面。在不同的进口冷水温度条件下, 测试空间内温度分布如图 3.10 所示:

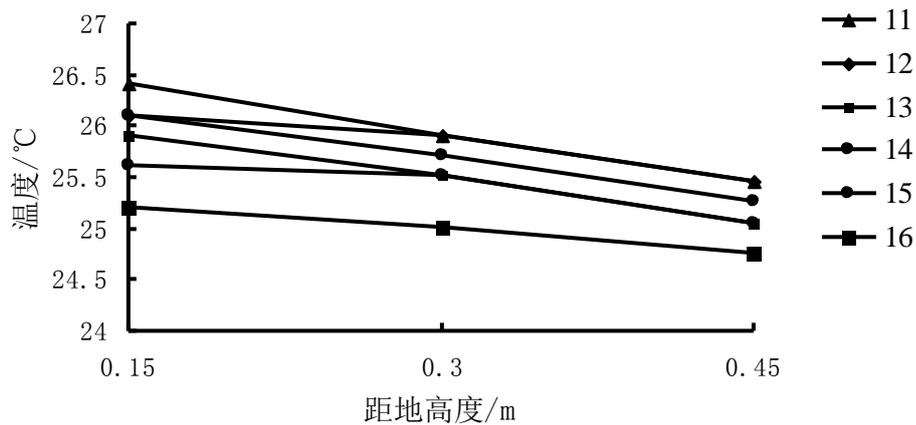


图 3.10 毛细吸液芯辐射换热板在不同进口水温的空间温度分布图

Fig3.10. Temperature distribution of heat transfer panel of capillary imbibition core with different inlet water temperature

在不同的进口温度条件下，常规毛细辐射管空间温度分布如图 3.11 所示，与图 3.10 相比，模型空间内温度分布差别不大，结果说明辐射空调房间的温度梯度分布相对都比较均匀，符合人体热舒适性的要求。

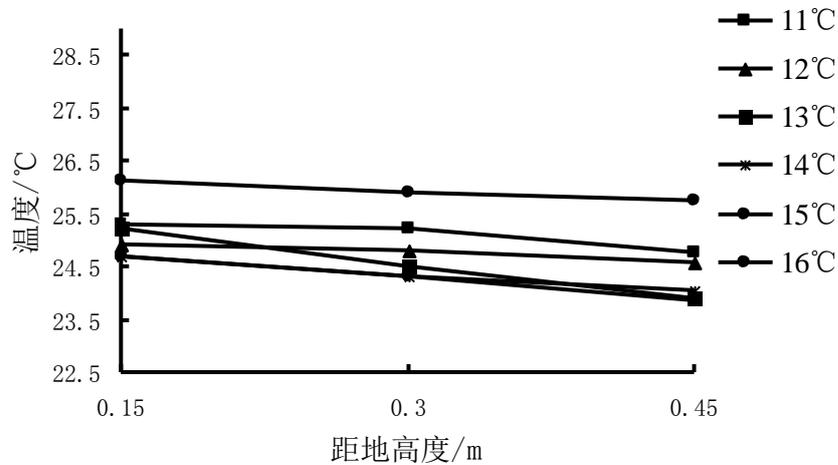


图 3.11 蛇形辐射换热管在不同进口水温的空间温度分布图

Fig3.11 Temperature distribution of serpentine radiant heat transfer pipes with different inlet water temperature

3.2.4 毛细吸液芯辐射换热板（镀锌铁皮）发射率改变结果分析

由实验可知，毛细吸液芯辐射换热板表面的初始发射率为 0.23，通过涂炭提高毛细吸液芯换热板表面黑度后，表面发射率升高到 0.95，由于表面发射率的提高，制冷量也相应的增加，改变毛细吸液芯换热板的冷水进口温度，温度依次从 13°C 改变到 18°C，相应的低发射率条件下制冷量依次从 67W 变化到 43.5W，高发射率条件下的制冷量从 103.6W 变化到 72.3W。发射率变化前后不同进口温度的制

冷量关系如图 3.12:

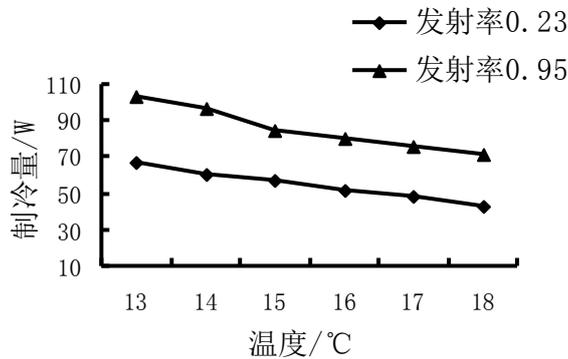


图 3.12 发射率变化前后不同进口温度和制冷量的关系

Fig3.12 The emissivity changed about cooling capacity relationships with different inlet water temperature

由于辐射顶板仅承担室内冷负荷，不能承担室内湿负荷，所以需要新风系统的配合，由通风系统去除湿负荷，并保证室内的空气质量。新风除湿系统不仅可以降低室内露点温度，使辐射顶板进口水温可适当降低，还可以由于新风的作用增强对流换热。由于该实验是在密封的条件下进行的，室内的对流换热相对较弱，如果将辐射制冷和新风除湿结合考虑，将大大提高室内对流换热，制冷量也将得到更大的提高。

模型空间的高度为 0.6m，选取 0.15m（此高度为人员温度敏感区脚踝所处高度）、0.3m、0.45m，3 个高度不同平面作为比较面。由图 3.13 的温度分布可以看出，在不同的进口温度条件下，在距地 0.15m 到 0.45m 之间温度总体变化较为平坦，最大温差为 0.5°C 左右，根据热舒适性温度可知，空间温度分布均匀，脚踝所处的温度敏感区有很好的舒适性。

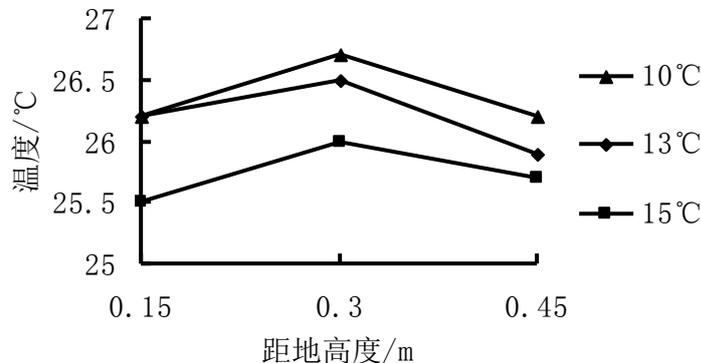


图 3.13 发射率 0.23 时不同进口水温空间温度分布图

Fig3.13 Temperature distribution of the different inlet water temperature with the emissivity is 0.23

增大毛细吸液芯辐射换热板表面发射率后，在不同的进口温度条件下，空间温度分布如图 3.14 所示，与图 3.13 相比，由于辐射换热的增加，空间温度波动较小，分布相对更加均匀。

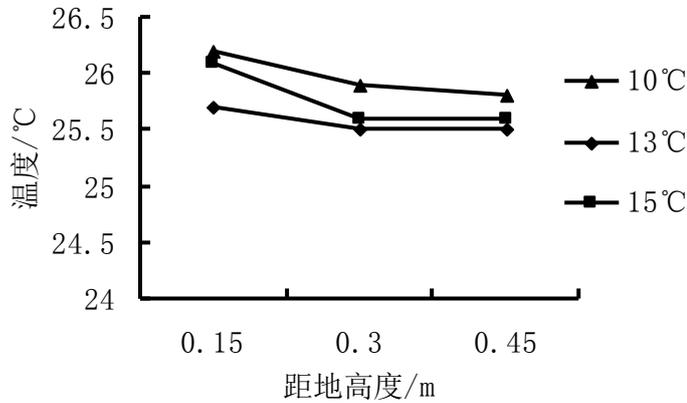


图 3.14 发射率 0.95 时不同进口水温空间温度分布图

Figure 3.14. Temperature distribution of the different inlet water temperature with the emissivity is 0.95

实验结果表明，高发射率情况下的空间温度分布更加均匀，人体舒适感更好^[83]。

3.2.5 毛细吸液芯 ABS 塑料辐射换热板板面温度场分析

① 红外热像仪测温原理

红外线的发现是人类对自然认识的一次飞跃。利用某种特殊的电子装置将物体表面的温度分布转换成肉眼可见的图像，并以不同颜色显示物体表面温度分布的技术称之为红外热成像技术，这种电子装置称为红外热像仪。

红外热像仪是利用光学成像物镜，红外探测器和扫描系统接受需要测试物体的红外辐射能量，然后通过红外探测器的光敏元反映被测物体的能量分布图。在红外探测器和光学系统之间，有一个光机扫描机构对被测物体进行红外热像扫描，并聚焦在分光探测器上，由探测器将被测物体的红外辐射能量转换成电信号，经过放大后，转换成标准视频信号通过监控设备显示所需要的红外热像图。

这种热像图与物体表面的热分布场相对应，在实际动作过程中为更有效地判断被测目标的红外热分布场，常采用一些辅助措施来增加仪器的实用功能，如图像亮度、对比度的控制，实标校正，伪色彩描绘等高线和直方进行数学运算、打印等应用。随着热成像技术的成熟以及各种低成本适于民用的热像仪的问世，它在国民经济各部门发挥的作用也越来越大。在工业生产中，许多设备常用于高温、高压和高速运转状态，应用红外热成像仪对这些设备进行检测和监控，既能保证设备的安全运转，又能发现异常情况以便及时排除隐患。同时，利用热像仪还可

以进行工业产品质量控制和管理。

红外成像有许多优点，因为在自然界中一切物体的温度都高于绝对零度，都会有红外辐射。红外辐射技术是根据被测物体的辐射能大小，该辐射能是因为物体内部分子不停的热运动，由辐射理论可知，该辐射能量与物体自身温度的四次方成正比。经系统处理转变为目标物体的热图像，以灰度级或伪彩色显示出来，即得到被测目标的温度分布从而判断物体所处的状态。红外热像仪在治安、医疗、考古、消防、农业、交通和地质等许多领域均有重要的应用。

②测试实验系统简介



图 3.15 辐射板表面温度场测试图

Fig3.15The testing picture of the temperature field of the radiant plate's surface

图 3.15 为采用红外热像仪测试毛细吸液芯辐射换热板和常规毛细管网在通入恒定温度的冷热水板面温度场的实验测试图。利用恒温水浴制取 16°C 、 18°C 的冷水和 32°C 、 34°C 的热水，通入毛细吸液芯辐射换热板与常规毛细管网。模拟测试辐射板在制冷和制热工况下，两种辐射板辐射表面的温度场的分布情况。

3 毛细吸液芯辐射换热板结构设计及传热研究



图 3.16 水系统图及恒温水浴实物图

Fig 3.16 The system picture of the circulating water and the physical map of the Thermometry Calibration System

③测试结果分析

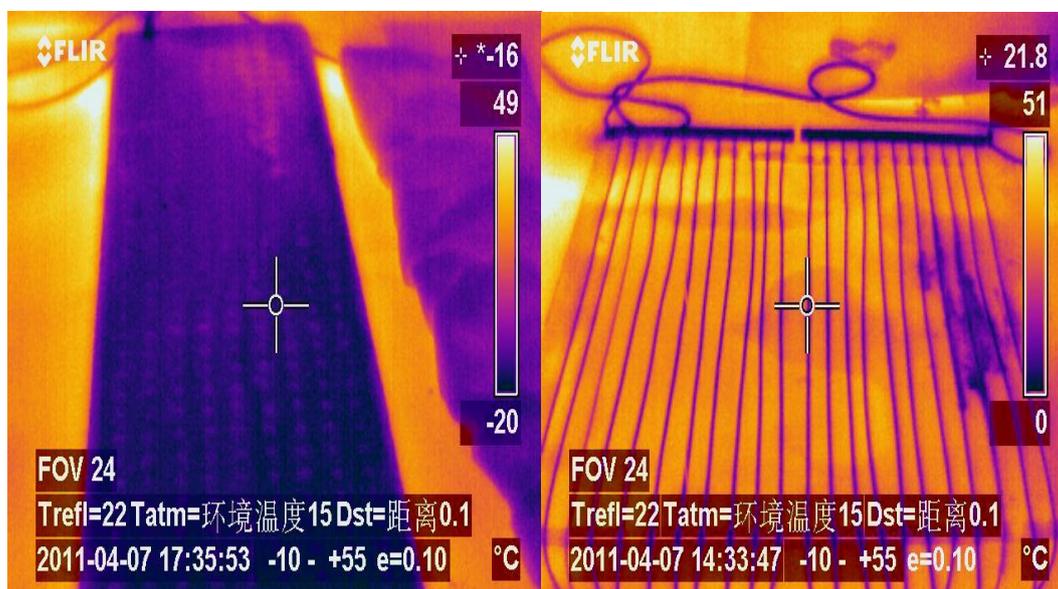


图 3.17 辐射板与辐射管通入 16°C 冷水后表面温度场分析图

Fig 3.17 The analysed picture of the temperature field of the radiant plate's surface after inflowing water with 16°C

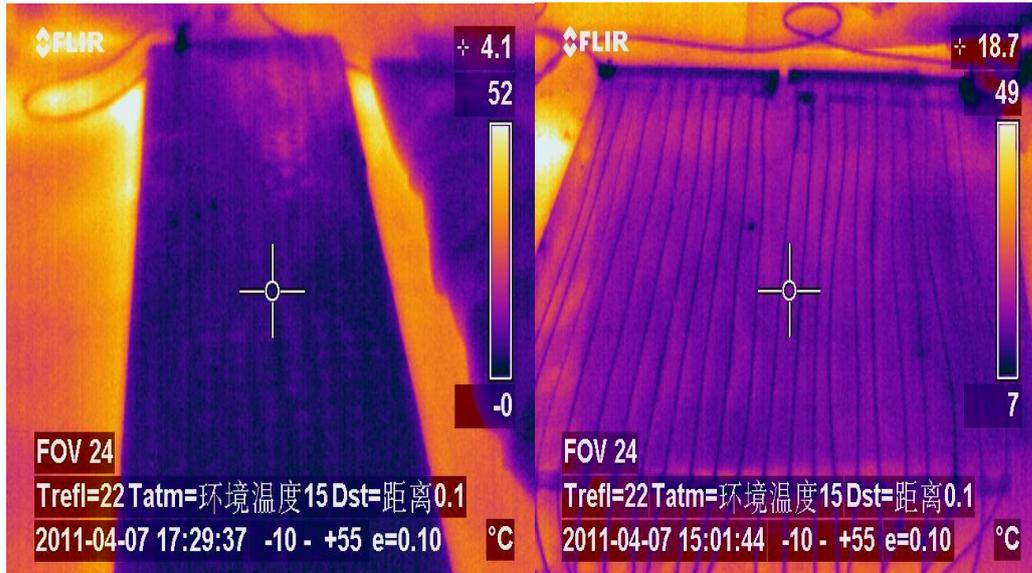


图 3.18 辐射板与辐射管通入 18℃冷水后表面温度场分析图

Fig 3.18 The analysed picture of the temperature field of the radiant plate's surface after inflowing water with 18℃

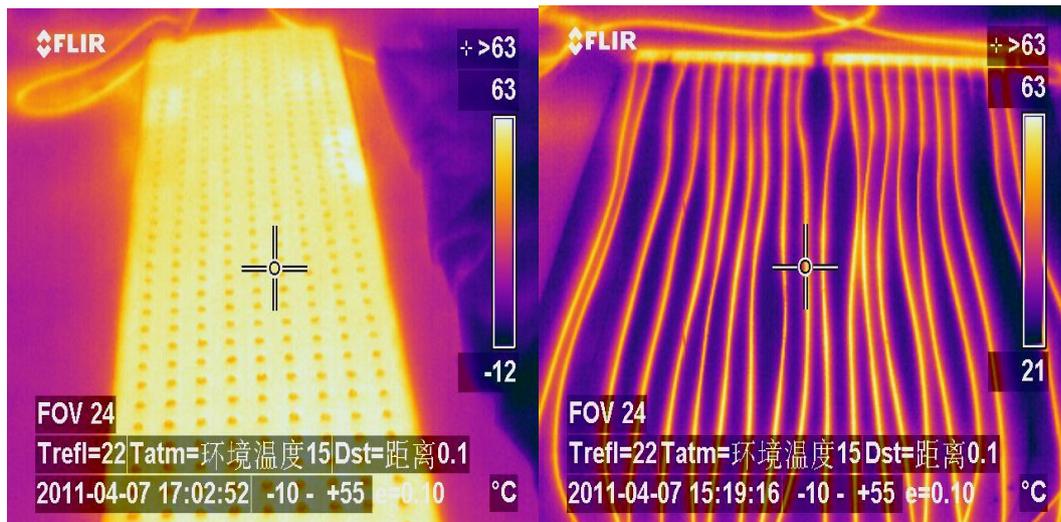


图 3.19 辐射板与辐射管通入 32℃水后表面温度场分布图

Fig 3.19 The distribution picture of the temperature field of the radiant plate's surface after inflowing water with 18℃ and 32℃

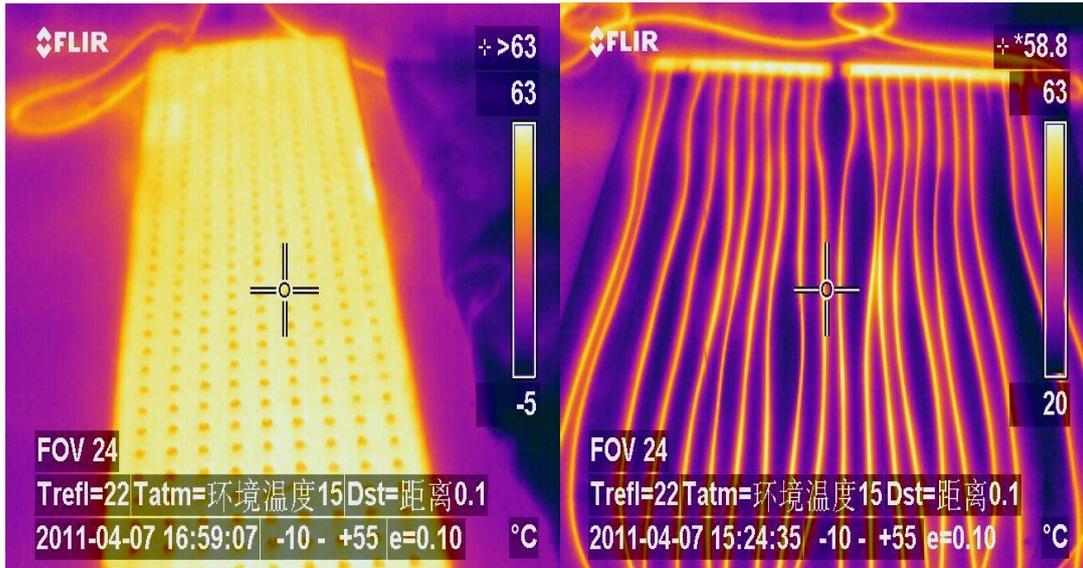


图 3.20 辐射板与辐射管通入 34℃水后表面温度场分布图

Fig 3.20 The distribution picture of the temperature field of the radiant plate's surface after inflowing water with 34℃

图 3.17 以及 3.18 为毛细吸液芯辐射换热板和常规蛇形辐射换热管制冷工况下，对板面温度分布的分析情况。从图中可看出，毛细吸液芯辐射换热板在制冷工况下板面温度分布更加的均匀，板面温差在 1℃以内，而常规蛇形辐射换热管辐射板的板面温差大于 1℃。

图 3.19 与 3.20 为毛细吸液芯辐射板和常规蛇形辐射换热管制热工况下，对板面温度分布的分析情况。从图中可看出，毛细吸液芯辐射板在制热工况下板面温度分布更加的均匀，板面温差在 3℃以内，而常规蛇形辐射换热管的板面温差在 6℃以内。通过图 3.19、3.20、3.21、3.22 的分析得知，毛细吸液芯辐射板的板面温度场比常规蛇形辐射换热管的板面温度场更加的均匀，这是由于蛇形辐射换热管管间距造成的，而且相同面积的毛细吸液芯式辐射换热板的表面换热面积比毛细辐射管大。

3.3 毛细吸液芯辐射换热板传热过程分析

3.3.1 辐射空调房间传热结构示意图

毛细吸液芯辐射换热板作为辐射空调系统末端，其基础理论是研究辐射系统的传热特性。毛细吸液芯辐射换热板供暖与供冷技术的很多问题，均基于毛细吸液芯辐射换热板的传热过程分析。在此，提出毛细吸液芯辐射换热板系统实际各层的简单构造，如图 3.21 所示：

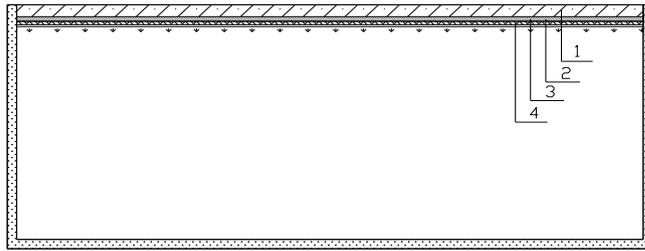


图 3.21 毛细吸液芯辐射换热板供冷结构示意图

Fig3.21 The cooling structure diagram of the Heat Transfer Panel of Capillary Imbibition Core

1-混凝土楼板；2-绝热保温层；3-毛细吸液芯辐射换热板；4-顶板装饰层

毛细吸液芯辐射换热板中水流运动和传热过程是相当复杂的，事实上，水温是不断变化的，水的流动和传热相互作用，相互耦合，室内人员数量、位置、活动量等也会在不断变化等等，为了使问题得到合理的简化现在做如下假设：

①热介质在板中流动，将热量传到室内空间，热量传递在空间的三个方向进行，故该传热过程为三维热传递过程。但由于室内毛细吸液芯辐射换热板中的冷媒介质随着板长方向温度变化很缓慢，故忽略热量沿板长的热量传递，可认为沿板方向上不发生热传导，同时毛细吸液芯辐射换热板在安装的过程中是对称的，所以只考虑毛细吸液芯辐射换热板向房间内部方向的热量传递。

②由于绝热层的存在，忽略毛细吸液芯辐射换热板向楼板上部的地面传热，认为楼板上表面为绝热表面。

③毛细吸液芯辐射换热板内冷媒介质流动为均匀流，各层材料为各向同性，且各层材料之间无接触热阻。

④除毛细吸液芯辐射换热板平面、东外墙、西外墙、地板其余围护结构为绝热壁面。

毛细吸液芯辐射换热板内冷媒介质与室内空气及壁面之间的热交换过程可以分为以下几个步骤：

- 1) 板内冷媒介质与板内壁之间的强迫对流换热；
- 2) 板内壁和板外壁之间的导热；
- 3) 板外壁与下表面的装饰层之间的导热；
- 4) 装饰层表面与室内空气及周围壁面之间的复合换热过程，包括对流换热和辐射换热；
- 5) 室内空气与外墙、外窗，其他室内表面与外墙、外窗内表面的对流、辐射换热；
- 6) 外墙、外窗的导热；
- 7) 外墙、外窗与室外环境的对流、辐射换热。

辐射空调通过冷热介质维持室内的舒适温度，湿度以及合理的洁净度，过程非常复杂。为了能够较清楚的对热量传递过程进行分析，现将复杂的传热过程分为毛细吸液芯辐射板内热介质与装饰层的换热、装饰层与室内空气及壁面的换热、室内空气及壁面与室外的换热三个过程来考虑。

3.3.2 冷媒介质与毛细吸液芯辐射换热板壁换热

由能量守恒定律可知：

$$KF(T_w - T_b) = Gc_{p1}(T_g - T_h) \quad (3.9)$$

K 为毛细吸液芯换热板传热系数，单位 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ； F 为板内壁面表面换热面积，单位 m^2 ； T_w 为毛细吸液芯辐射板内平均水温； T_b 为板内壁平均温度，单位 $^\circ C$ ； c_{p1} 水的比热容，单位 $J/kg \cdot K$ ； T_g 毛细吸液芯辐射板内供水温度，单位 $^\circ C$ ； T_h 回水温度，单位 $^\circ C$ 。

根据上式可知：

$$T_b = T_w - \frac{Gc_{p1}(T_g - T_h)}{KF} \quad (3.10)$$

$$G = \frac{\pi d_1^2}{4} u_m \rho_1 \quad (3.11)$$

式中： d_1 为毛细吸液芯辐射板内当量内径， m ； u_m 为毛细吸液芯辐射板内平均流速， m/s ； ρ_1 为水的密度， kg/m^3 。

$$F = \phi wh \quad (3.12)$$

$$d_1 = 2\sqrt{\phi wh/\pi} \quad (3.13)$$

式中： ϕ 为毛细吸液芯板内孔隙率； l 为毛细吸液芯辐射板长度， m ； w 为毛细吸液芯辐射板宽度， m ； h 为毛细吸液芯辐射板高度， m 。

$$K = 1 / \left(\frac{1}{h_1} + \frac{d_2 - d_3}{\lambda_1} \right) \quad (3.14)$$

式中： $d_2 - d_3 = 0.006m$ 为板壁厚度； h_1 为板内强迫对流换热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ； λ_1 为 ABS 毛细吸液芯辐射板的导热系数，取 $0.21 W/(m \cdot ^\circ C)$

$$T_w = \frac{T_g + T_h}{2} \quad (3.15)$$

u_m 为毛细吸液芯辐射换热板内平均流速，本文的实验流速为 $0.006 - 0.1 m/s$ ；孔隙半径为 $0.015 mm$ ； ν_l 为流体的运动粘度，取水在 $20^\circ C$ 时的运动粘度为 $5.1 \times 10^{-4} m^2/s$ 。

国内外对多孔介质的流动研究很多，但是不同的模型有不同的结果，能够通用的模型尚未见报到，清华大学姜培学等人针对空气在多孔介质中的流动进行了换热研究，文献[11]研究了水在毛细吸液芯多孔介质中的换热，并对流换热的实验结果与理论预测值的比较，除少数测点外，实验值和理论预测值之间的误差一般小于 10%，证实实验系统是可靠的。本文选取该研究的换热系数做为参考。

$$Nu = 0.029 Re^{0.21} Pr^{2.6} \theta^{0.7} = 1.86$$

Nu : 壁面上流体的无量纲温度梯度; 努谢尔特数的符号

Re : 毛细雷诺数, 惯性力与粘性力之比的一种度量;

Pr : 动量扩散能力与热量扩散能力的一种度量;

θ : 换热板进出口平均水温与室内空气温度之比。

因此:

$$Nu = \frac{d_1 h_1}{\lambda_f} = 1.86 \quad (3.15)$$

式中: λ_f 为流体的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。

由以上式子可以得出毛细吸液芯辐射换热板内壁温度。

$$T_b = T_w - \frac{\phi h u_m (T_g - T_h) \times 10^3}{l} \left(\frac{2\sqrt{\phi w h / \pi}}{1.10856} + 0.02381 \right) \quad (3.16)$$

3.3.3 毛细吸液芯辐射换热板与装饰层换热

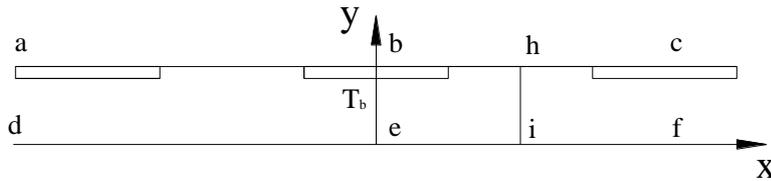


图 3.22 毛细吸液芯辐射换热板与装饰层换热示意图

Fig.3.22 The heat transfer diagram of the Heat Transfer Panel of Capillary Imbibition Core with adornment layer

如图 3.22 所示, 简化求解, 假设毛细吸液芯辐射换热板的 ac 面绝热, 忽略毛细吸液芯辐射换热板向外散热, 并且温度关于中心面对称, 计算过程中, 由于板壁及装饰层的厚度较小, 为简化计算忽略吸液芯辐射换热板与装饰层的热阻, 则板壁与装饰层接触处的温度为 T_b 。

3.3.4 天花板表面与房间的传热

天花板表面与房间的换热是一个复合换热过程, 包括顶板与周围空气的自然对流换热和被加热或者冷却的顶板与各墙面、窗等的短、长波辐射, 其热量是对流换热与辐射换热之和, 即:

$$q_z = q_c + q_r \quad (3.17)$$

以夏季为例进行分析, 毛细吸液芯辐射换热板所接触的天花顶板与空气的对流换热属于大平板冷面朝下的自然对流换热, 毛细吸液芯辐射换热板整个板面温

度非常均匀，因此忽略顶板温度不均衡因素对自然对流换热的影响，认为天花顶板温度均匀，则有：

$$Nu=0.15(Gr \cdot Pr)^{\frac{1}{3}} \quad (3.18)$$

式中：Nu 为努谢尔特数， $Nu=\frac{hl}{\lambda}$ ；Gr 为格拉晓夫数， $Gr=\frac{gl^3a\Delta t}{\nu^2}$ ；Pr 为普朗特数， $Pr=\frac{\nu}{a}$ ；l 为壁面定型尺寸，m；a 为流体容积膨胀系数，1/K；g 为重力加速度，m/s²；Δt 为流体与壁面温度差，℃；ν 为运动粘滞系数，m²/s；a 为导温系数，m²/s。根据文献[113]就大平板冷面向下的对流换热进行计算，可知：

$$h_2=2.17(T_p-T_a)^{0.31} \quad (3.19)$$

$$q_c=2.17(T_p-T_a)^{1.31} \quad (3.20)$$

式中： h_2 为天花顶板表面的对流换热系数，W/(m²·℃)； q_c 为天花顶板与室内空气的对流换热量，W/m²； T_p 为顶板下表面平均温度，℃； T_a 为室内空气温度，℃。

辐射换热受表面温度、相对表面位置、黑度等许多影响。天花顶板与室内各表面的换热包括，顶板与内墙表面，顶板与外窗，顶板与室内各散热表面的辐射换热。简化分析，在进行辐射换热计算时，认为天花顶板表面与房间维护结构围成一个封闭空腔，除顶板外，其他各面取平均温度，通过以上简化计算，则有：

$$q_r=C_b(T_b^4-T_r^4)/R_d \quad (3.21)$$

式中： C_b 为黑体辐射常数， 5.67×10^{-8} ，W/(m²·K⁴)； R_d 为辐射换热系数， q_r 为顶板下表面辐射换热量，W/m²； T_r 为室内各面平均温度，℃。

当其他表面与天花顶板温度不同时，对具有均匀供冷的封闭房间，可用 Hottel 方程来计算顶板表面辐射换热的系数：

$$R_d=\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{X_{1-2}}+\frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}\left(\frac{A_1}{A_2}\right) \quad (3.22)$$

式中： A_1 为顶板下表面的表面积，m²； A_2 为室内非供冷表面的表面积，m²； X_{1-2} 为顶板与非供冷表面的辐射换热角系数； ε_1 为顶棚的表面黑度； ε_2 为非供冷表面的表面黑度。

室内其他表面平均温度采用加权平均温度：

$$T_r=\frac{\sum T_q A_2}{\sum A_2} \quad (3.23)$$

式中： A_2 为室内各非供冷表面的表面积，m²； T_q 为室内各非供冷表面的表面温度，K。

毛细吸液芯辐射换热板面近似为非反射性表面，其辐射系数取 0.95，带入上式得天花顶板表面辐射换热系数 $R_d=1.2$ ，则有：

$$q_r = C_b (T_b^4 - T_r^4) / R_d = 4.73 \times 10^{-8} (T_b^4 - T_r^4) \quad (3.24)$$

综合以上分析可知，毛细吸液芯辐射换热板与室内空气对流换热及与各表面的辐射换热为：

$$q_z = q_c + q_r = 2.17 (T_b - T_a)^{1.31} + 4.73 \times 10^{-8} (T_b^4 - T_r^4) \quad (3.25)$$

综合换热系数为：

$$h_z = \frac{q_z}{T_b - T_a} = \frac{2.17 (T_b - T_a)^{1.31} + 4.73 \times 10^{-8} (T_b^4 - T_r^4)}{T_b - T_a} \quad (3.26)$$

上述式子就共同构成了毛细吸液芯辐射换热板对室内传热的数学描述。

3.4 本章小结

本章比较了常规蛇形辐射换热盘管、毛细吸液芯辐射换热板的结构，通过不断改进，设计了第三代毛细吸液芯辐射换热盘管，并通过搭建实验模型空间，对其进行了传热性能方面的实验，得出了以下结论：

(1) 第三代毛细吸液芯辐射换热板，由于重量轻，加工相对容易，流动阻力小，相比前两种辐射换热板结构设计更为合理。

(2) 通过对比实验可知，毛细吸液芯辐射换热板的传热性能能够达到要求，并且在冷水进口温度为 11℃-16℃ 的条件下，相比常规蛇形辐射换热盘管，制冷量提高了 37%-57.7%。

(3) 采用毛细吸液芯辐射换热板供冷，模型空间内垂直方向温差由上至下逐渐降低，表面发射率改变后，空间温度分布相对于改变前更均匀，主要是因为表面发射率增大后，辐射换热量增加，空间温度波动更小。

(4) 采用红外摄像技术，分析了毛细吸液芯辐射换热板的板面温度分布，并和常规蛇形辐射换热盘管做了对比，结果表明，毛细吸液芯辐射换热板的板面温度场比常规蛇形辐射换热管的板面温度场更加的均匀，这是由于毛细管管间距造成的，而且相同面积的毛细吸液芯式辐射换热板的表面换热面积比毛细辐射管大。

(5) 通过对毛细吸液芯辐射换热板实际安装过程中的结构层进行了理论分析，提出了毛细吸液芯辐射换热板空调系统的热交换过程，并通过其数学控制方程提出了冷媒介质与毛细吸液芯壁面换热、毛细吸液芯辐射换热板与装饰层换热、天花板表面与房间空气的对流换热及各表面的辐射换热。计算得出了毛细吸液芯换热板在与冷媒介质热交换后的板壁温度计算公式：

$$T_b = T_w - \frac{\phi h_u (T_g - T_h) \times 10^3}{l} \left(\frac{2\sqrt{\phi w h / \pi}}{1.10856} + 0.02381 \right)$$

得到了毛细吸液芯辐射换热板与室内空气对流换热及与各表面的辐射换热的

综合换热系数:

$$h_z = \frac{q_z}{T_p - T_a} = \frac{2.17(T_p - T_a)^{1.31} + 4.73 \times 10^{-8}(T_p^4 - T_r^4)}{T_p - T_a}$$

通过对毛细吸液芯辐射换热板系统依次的热交换过程分析,共同构成了毛细吸液芯辐射换热板对室内传热的数学描述。为毛细吸液芯辐射换热板在以后的应用过程中奠定了一定的理论计算模型。

4 毛细吸液芯多孔介质传输研究

多孔介质最初的研究领域是地下水勘探与预测,早在 1856 年,达西(H.Darcy)就对法国 Dijon 城的地下水源进行了研究,提出了著名的适用于一定条件下多孔介质中流动的达西定律。但是,在此后相当长的一段时间内,很多研究都集中在岩层或者土壤中水体流动这一问题上。直到 20 世纪 30 年代,随着技术的进步和时代发展的需要,运输业以及石油开采的快速发展,才使得多孔介质内部流动特性的研究得到了较为全面的发展。国内外许多研究者针对多孔物料干燥的原理与技术进行了较为全面、系统、深入的研究。随着生物工程、冶金、能源、化工、原子能、航空航天、制冷低温等领域中的技术发展,以及近代工农业生产的技术进步,又提出了大量更为复杂的多孔介质传热传质过程问题,从而更进一步促进了多孔介质传递科学技术的各种研究,使其成为当今科学技术中令人瞩目的研究热点之一。

4.1 多孔介质传输研究特点

多孔介质传输现象的研究,具有如下特点:

① 多孔介质传输问题设计毛细理论、流体力学、扩散理论、传热传质学、渗流原理和热力学理论等,计算求解过程和理论分析还与数值方法、数理方程等紧密相连,因此其具有多学科交叉的性质。

② 尽管多孔介质研究已经经过几十年的发展,但是其研究成果分散于不同的领域,因研究对象和研究内容不同,应用场合也不同,所以研究者在研究的过程中各有侧重。对于石油和地下水文开采,关心的是多孔介质中液相流动规律,对于多孔物料的干燥,重点是研究水分的蒸发与迁徙。对于高温元器件的冷却,注重于过程中热量传递的速率。

③ 由于多孔介质具有非均匀性和各向异性的特点,导致了多孔介质中的传递现象和机理的复杂性。使更多学者在研究的过程中不仅需要更多的理论研究,而且需要通过实验揭示传递过程的规律性,用于指导工程实践。

4.2 多孔介质热质传输过程研究方法

就多孔介质传输问题研究方法所涉及的研究对象及研究范围加以区分,可有分子水平、微观水平和宏观水平。

所谓分子水平就是将多孔介质中流体的分子运动作为研究对象,根据经典力学与能量分析,获得分子运动运动与能量传递的变化规律。从分子水平观察研究

流体是由大量离散的分子构成的，故要建立大量数学方程，在建立这些数学表达式时，还要作出各种假定，而这些假定也不是非常符合实际的。因此，用这种方法所得到的分析结果，只能为工程应用提供某种参考。一般来说，建立分子水平的传递过程已十分困难，而求解几乎是不可能的。

微观状态是不去深究流体微观粒子的构成和运动，而将流体视为连续介质。对连续介质中所发生的现象，在某种范围与规则的限定下加以平均，进行较粗水平的处理。在微观状态下，将多孔介质及其孔隙中的流体，视为被连续多孔介质固体所包围起来的流体连续介质。在连续介质中的每一质点处，是一个具有可容纳许多液体分子的集合体，质点集合体所占据的区域远远大于分子平均自由处的各种物理参数，然后再根据各种物理定律，得到多孔介质孔隙内流体性质与规律的定量描述。微观水平在描述孔隙中流体动量、能量、质量变化时，要将多孔介质固体的边界微细作为边界条件，这样的定量描述也是十分困难的。

鉴于上述方法的局限性，工程中采取了更粗水平即宏观水平方法。宏观方法也持连续介质的观点，但它假想的无固定结构的气液固连续介质去代替多相多孔介质，即设固体、流体 1 和流体 2 均作为充满多孔介质的连续介质，它们在空间个点按时间连续分布，并具有其确定的参考值，而且它们之间还可发生相互作用。利用宏观的方法所得到的结果是与客观的微观状态是不同的，只能以增加一些系数的办法加以修正。

4.3 多孔介质研究尺度的划分

微细尺度下的流体流动与常规尺度有许多不同，固体表面的粗糙度，分子间作用力，即气液界面的毛细力等对热交换和流动影响都很大。因此，对分子水平，微观水平、宏观水平的尺度划分就显得非常重要。

微通道与宏观通道的尺度界限是根据两种通道中流体流动与传热特性的不同加以划分的。Kandlikar 和 Grande^[84]基于一个大气压下气体的稀薄效应来划分，当微通道直径在 $10\mu\text{m}$ 以下时，虽然分子大小与通道尺寸仍然不成比例，但在特定的工作环境下，分子间互相作用力将不可忽略，尤其是接近通道壁处。在两相流状态下，Kawaji 和 Chung^[85]的研究结果表明，当通道直径在 $100\mu\text{m}$ 时，他们的实验结果与 Ali 等^[86]的报道有显著的区别，后者等将通道尺度划分如下：

常规通道： $>3\text{mm}$ 。

细通道： $3\text{mm} \geq D_h > 200\mu\text{m}$ 。

微通道： $200\mu\text{m} \geq D_h > 10\mu\text{m}$ 。

过渡（Transitional）通道： $10\mu\text{m} \geq D_h > 0.1\mu\text{m}(100\text{nm})$ 。

过渡微通道： $10\mu\text{m} \geq D_h > 1\mu\text{m}$ 。

过渡纳米通道 (Nanochannels): $1\mu\text{m} \geq D_h > 0.1\mu\text{m}$ 。

分子尺度 (molecular) 纳米通道: $0.1\mu\text{m} \geq D_h$ 。

然而, 随着众多相关研究成果的发表, 对上述尺度的划分有各种不同意见。

Mehendal 等推荐另一划分方式:

微通道: $1-100\mu\text{m}$ 。

细通道 (minichannels 或 mesochannels): $100\mu\text{m}-1\text{mm}$ 。

宏观通道 (macrochannels): $1-6\text{mm}$ 。

传统通道: $>6\text{mm}$ 。

Kandlikar 推荐的划分方式为:

微通道: $50-600\mu\text{m}$ 。

细通道: $600\mu\text{m}-3\text{mm}$ 。

传统通道: $>3\text{mm}$ 。

这些划分方式都没有考虑通道及流体的物理特性, 例如: 不同压力情况下流体的气泡尺寸、两相流态等。

利用连续介质假设理论并引入无量纲数 Kn (Knudsen Number) 来划分, 可将流体流动分为四类:

a) 当 $\text{Kn} < 0.001$ mm 时, 为连续流 (continuum flow), 可以不考虑稀薄效应的影响;

b) 当 $0.001 \text{ mm} < \text{Kn} < 0.1 \text{ mm}$ 时, 为滑移流动 (Slip flow), 须考虑稀薄效应引起的滑移边界影响;

c) 当 $0.1 \text{ mm} < \text{Kn} < 10 \text{ mm}$ 时, 为过渡流动 (Transition flow), 介于滑移流动与自由分子流动之间, 满足 Boltzman 方程;

d) 当 $\text{Kn} > 10 \text{ mm}$, 为自由分子流动 (Free molecular flow), 须考虑单个分子的运动。 Kn 数用分子自由程与通道的水力直径的比值来表示, Kn 。由于液体的分子自由程 $\lambda \ll 0.1\mu\text{m}$, 在本文研究的通道尺寸范围内 ($0.1-1\text{mm}$), $\text{Kn} \ll 0.001$, 因而对于本文涉及的微通道, 连续介质假设依然成立, 属于连续流动范畴。流体传热传质的通道尺度划分关系到微通道散热器的设计与进一步发展。然而, 随着众多研究者的研究结果被报道, 微细通道流动中, 受限的气泡流、湍流与层流的转变、强迫对流蒸发模式等均与宏观尺度下有很大不同, 更为科学的尺度划分应该充分考虑这些显著的区别。本文使用了 Celata^[87]的划分方法, 其将水力直径在 $1\mu\text{m}-1\text{mm}$ 定义为微通道。

4.4 多孔材料的物理特性

对多孔微流通道换热芯的传热性能进行实验研究前, 应该对构成换热芯的多

孔材料的物理特性进行了解，这些物理特性可由以下提供的方法得到：

(1) 孔隙率

孔隙率是多孔材料中孔体积所占的百分数，通过密度比较法得到多孔材料的孔隙率为：

$$\phi = 1 - \rho_p / \rho_s \quad (4.1)$$

其中， ρ_p 为多孔材料的密度， ρ_s 为构成多孔材料基体的真实密度。实验中，通过测量多孔材料的体积与质量得到多孔材料的密度。

(2) 渗透系数

多孔材料的渗透性能通常用渗透系数 K （以 m^2 或达西来表征）。在层流状态下，对于每一种多孔材料，渗透系数为常数，可由达西定律通过实验手段求出。对于由球形粉末颗粒组成的多孔材料，可得到近似通式：

$$K = \frac{d_a^2 \phi^3}{180(1-\phi)^2} \quad (4.2)$$

式中： K 为渗透系数； d_a 多孔介质特征孔径。

(3) 流动阻力

透过性能是烧结金属材料的物理特性，对于流体的分布起着重要作用。大多数情况下，流体通过多孔金属的流动主要有三种机理：黏性流动、惯性流动和滑移流动。在层流流动条件下，流体通过多孔材料的流动服从达西定律：

$$u = -\frac{k}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad (4.3)$$

式中： $\frac{\partial p}{\partial x}$ 流动方向上的压力梯度； k 为渗透率， μ 为流体的粘度； u 为流体在孔隙中的流速。

(3) 迂曲度

一般说来，多孔介质空隙连通通道都是弯曲的，显然，其弯曲程度将对多孔介质中的传递过程产生影响。对多孔介质的这一结构性用迂曲度（tortuosity） τ 表示为：

$$\tau = \left(\frac{L}{L_e} \right)^2 \quad (4.4)$$

式中： L_e ， L 分别为弯曲通道真实长度与连接弯曲通道两端的直线长度。按此定义， τ 必小于 1。

4.5 毛细吸液芯过孔介质通道阻力研究方法

建立描述多孔介质阻力或渗透率的模型，主要有三种模型：

(1) 毛细管模型。

(2) 确定性模型。

(3) 平均水力半径模型。

4.5.1 毛细管模型

在毛细管模型中，在多孔介质中的孔隙被看作是一束平行放置的直管子，也就是等径的平行的直圆管，这是最简单的和最理想化的模型，根据 Darcy 定律和 Hagen-Poiseuille 方程得到渗透率的关系式：

$$k = \frac{\phi R^2}{8} \quad (4.5)$$

式中： k 是渗透率； ϕ 是孔隙率； R 是假想平行直管的半径。经常用于粗略的描述有平均孔隙的多孔介质的渗透率。然而，这个模型估算的渗透率很难描述复杂的孔隙结构。

4.5.2 确定性模型

确定性的渗透率模型认为多孔介质中的孔隙是由变化直径的管子周期性排列组成的。这种模型的优点是可以体现出离散度。缺点是得到的结果很难和多孔介质实际的几何结构联系起来。

4.5.3 平均水力半径模型

事实证明平均水力半径模型和实验符合得最好，下面我们详细介绍此模型。平均水力半径模型是把流体在多孔介质内的流动看作是在截面残次不齐且相互缠绕在一起的弯曲管道内的流动。组成多孔介质的填料可以是球体、圆柱体或用于工业接触装置的各种填料。在下面的讨论中将流动通道看作是圆形直管，由 Hagen-poiseuille 公式得到每根管道的流量 q 。

$$q = \frac{\pi d^4}{128\mu L} \Delta p_1 \quad (4.6)$$

Δp_1 表示压强的变化， μ 表示流体的粘滞系数， d 表示管道的直径， L 表示长度。

根据平均流速等于流量除以截面积可以求得管内的平均流动速度 \bar{v} ：

$$\bar{v} = \frac{q}{A} = \frac{r^2}{8\mu L} \Delta p_1 \quad (4.7)$$

A 表示管道的截面面积， r 为圆管的半径。

因为管道并不一定是圆形截面，所以我们可以利用“平均水力半径” R_h 来代替圆管的半径 r ，它定义为：

$$R_h = S/Z \quad (4.8)$$

其中 S 是流体流过的总的截面面积， Z 是总的润湿周长，也就是粒子的总周长。因为 $\frac{S}{Z} = \frac{\pi r^2}{2\pi r} = \frac{r}{2}$ 半径 $r = 2R_h$ ，每个圆管直径 d 就要代以 $4R_h$ 。现在把多孔介质内

的孔隙看成是水力半径为 R_h 的截面形状很复杂的管子。这样把 $r=2R_h$ 代入 (4.7) 式得, 流体流动的平均流动速度

$$\bar{v} = \frac{q_v}{A} = \frac{R_h^2}{2\mu L} \Delta p \quad (4.9)$$

“水力半径”可以用“孔隙率” ϕ 和单位床层体积的润湿面积 a 表达如下:

$$\begin{aligned} R_h &= \left(\frac{\text{可供流动的截面面积}}{\text{润湿周长}} \right) \\ &= \left(\frac{\text{可供流动的体积}}{\text{总润湿面积}} \right) \\ &= \left(\frac{\text{孔隙体积/多孔介质总体积}}{\text{润湿面积/多孔介质总体积}} \right) = \frac{\phi}{a} \end{aligned} \quad (4.10)$$

量 a 与“比表面” a_v (颗粒总面积/颗粒总体积) 的关系是:

$$a = a_v (1 - \phi) \quad (4.11)$$

于是量 a_v 可用来定义平均粒子直径 D_p

$$D_p = 6/a_v \quad (4.12)$$

D_p 为球形颗粒直径, 最后注意, 对粒子间速度的平均值并不容易得到, 比较容易得到的是表观速度 v_s , 表观速度 v_s 和管内的平均流动速度 \bar{v} 的关系可用表达式 $v_s = \bar{v} \phi$ 关联之。这些定义与修正的 Hagen-poiseuille 公式相结合, 即可得:

$$\begin{aligned} v_s &= \frac{\Delta p R_h^2}{2\mu L} \phi = \frac{\Delta p \phi^3}{2\mu L a^2} \\ &= \frac{\Delta p \phi^3}{2\mu L a_v^2 (1-\phi)^2} = \frac{\Delta p D_p^2 \phi^3}{72\mu L (1-\phi)^2} \end{aligned} \quad (4.13)$$

由前面多孔介质物理特性分析可知, 流体流过的流线并非直线, 而是弯弯曲曲的曲线, 因此用一个常数 τ 来修正, 代入到 (4.13) 式。于是有:

$$v_s = \frac{\Delta p D_p^2 \phi^3}{72\mu L \tau (1-\phi)^2} \quad (4.14)$$

然而对于不同的材料, 不同孔隙率或者不同结构的多孔介质弯曲系数 τ 的值不同。

因此:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{72\mu\tau(1-\phi)^2 v_s}{D_p^2 \phi^3} \quad (4.15)$$

对于层流以及孔隙率小于 0.5 的多孔介质流动, $\tau=25/12$, 上式可以修正为:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{150\mu(1-\phi)^2 v_s}{D_p^2 \phi^3} \quad (4.16)$$

上式即为 Blake-Kozeny 方程。

对于高度湍流的多孔介质，引入摩擦因子：

$$f = \frac{1}{4} \left(\frac{d}{L} \right) \left(\frac{\Delta P_2}{\frac{1}{2} \rho v^2} \right) \quad (4.17)$$

因此有

$$\frac{\Delta P_2}{L} = \frac{1}{d} \frac{1}{2} \rho v^2 4f \quad (4.18)$$

根据上面定义有 $a = a_v(1-\phi)$ ， $v_s = \bar{v}\phi$ ， $D_p = 6/a_v$ ，带入上式公式可以得到：

$$\frac{\Delta P_2}{L} = \frac{1-\phi}{\phi^3} \frac{1}{D_p} \frac{1}{2} \rho v_0^2 4f \quad (4.19)$$

在 Burke-Plummer 方程中， $6f=3.5$ ，因此有：

$$\frac{\Delta P_2}{L} = 1.75 \frac{1-\phi}{\phi^3} \frac{\rho v_0^2}{D_p} \quad (4.20)$$

该模型使用与湍流。把层流的 Blake-Kozeny 方程和湍流的 Burke-Plummer 方程作简单的相加，结果为：

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{150\mu(1-\phi)^2 v_0}{D_p^2 \phi^3} + 1.75 \frac{1-\phi}{\phi^3} \frac{\rho v_0^2}{D_p} \quad (4.21)$$

这就是 Ergun 方程，早在 1952 年，厄根总结得出厄根方程，通过这个方程可以得到单位长度上的流动压降和流体通过多孔介质时的流动速度的关系，厄根还从实验中得到了压降和流体的流动速度、粘滞系数、密度，以及多孔介质中颗粒的大小、形状、颗粒的表面积等有关，厄根方程是用“平均水力半径”和实验结合得到的半经验公式：

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{72C\mu(1-\phi)^2 v_0}{D_p^2 \phi^3} + \frac{6f}{3} \frac{1-\phi}{\phi^3} \frac{\rho v_0^2}{D_p} \quad (4.22)$$

其中 $\tau = 25/12$ 和 $6f=3.5$ 是从实验数据中得到的经验常数，没有任何物理意义。第一项表示粘滞能量损失，也就是 Blake-Kozeny 方程：

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{72\tau\mu(1-\phi)^2 v_0}{D_p^2 \phi^3} \quad (4.23)$$

第二项表示动力学能量损失，也就是 Burke-Plummer 方程。

$$\frac{\Delta P}{L} = 2f \frac{1-\phi}{\phi^3} \frac{\rho v_0^2}{D_p} \quad (4.24)$$

当流速很高时，动力学能量损失占主要地位，方程右边的第一项可略去不计，即变成 Burke-Plummer 方程。在流速较低时，粘滞能量损失占主要地位，右边第二项可略去不计，即得 Blake-Kozeny 方程。在多孔介质中总的能量损失是粘滞能量

损失和动力学能量损失之和^[88-90]。

4.6 孔喉弯道平均半径模型

4.6.1 粘滞能量损失研究

本文将多孔介质流动看成是由弯弯曲曲的毛细管做成的。流体通过多孔介质中毛细管通道时的流量满足修正的 Hagen-Poiseuille 方程:

$$q(\lambda) = \frac{\pi}{128} \frac{\Delta P_1}{L_t} \frac{d^4}{\mu} \quad (4.25)$$

式中 d 为单根弯曲毛细管的直径, μ 为流体的粘滞系数, ΔP 为压力梯度, L_t 为弯曲毛细管的总长度, 是迂曲度 τ 的函数, $L_t = L\tau$ 。根据 Yu、Wu 研究可知, 迂曲度 τ 由下式决定:

$$\tau = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{2} \frac{\sqrt{1-\phi} + \sqrt{1-\phi} \sqrt{\left(\frac{1}{\sqrt{1-\phi}} - 1 \right)^2 + \frac{1}{4}}}{1 - \sqrt{1-\phi}} \right] \quad (4.26)$$

毛细管的横截面积

$$A = \pi r^2 = \frac{\pi d^2}{4} \quad (4.27)$$

综合方程 (4.26) 和 (4.27) 可得到通过毛细管的平均速度 (即 porevelocity)

$$\bar{v} = \frac{q}{A} = \frac{r^2}{8\mu L\tau} \Delta P_1 \quad (4.28)$$

于是有:

$$\frac{\Delta P_1}{L} = \frac{8\mu\tau\bar{v}}{r^2} \quad (4.29)$$

其中 $r (=d/2)$ 是毛细管的半径, 利用平均水力半径关系 $r = 2R_h$ 带入上式可得:

$$\frac{\Delta P_1}{L} = \frac{2\mu\tau\bar{v}}{R_h^2} \quad (4.30)$$

其中平均水力半径 R_h 为:

$$R_h = \frac{\phi D_p}{6(1-\phi)} \quad (4.31)$$

于是有:

$$\frac{\Delta P_1}{L} = \frac{72\mu\tau(1-\phi)^2\bar{v}}{\phi^2 D_p^2} \quad (4.32)$$

根据平均速度和表观速度得关系 $\bar{v} = v_s / \phi$, 可以得到下式:

$$\frac{\Delta P_1}{L} = \frac{72\mu\tau(1-\phi)^2 v_s}{\phi^3 D_p^2} \quad (4.33)$$

以上的推导过程忽略了动力学能量损失，只考虑了粘质能量损失。而 Blake—Kozeny 方程中的 τ 是一个经验常数，不随孔隙率变化。而这里 τ 有明确的物理意义，并且是孔隙率的函数，从方程 (4.33) 也可以看出随着迂曲度的增加，压降也增大，和实际情况是一样的。这说明方程 (4.33) 比 Blake—Kozeny 方程更有意义。

4.6.2 动力学能（局部阻力损失）研究

局部阻力损失一般由突然扩大、突然缩小以及突然变向引起的，本文基于此思想提出了孔喉弯道模型。孔喉弯道模型如图 4.1、4.2、4.3 所示：

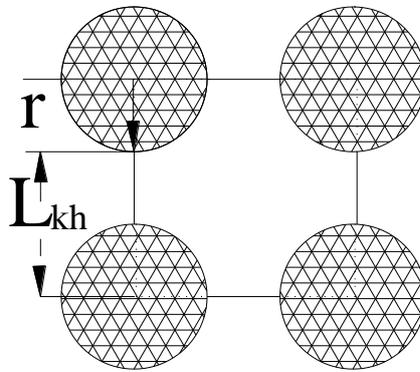


图 4.1 孔喉损失模型

Fig 4.1 The loss model of pore throat

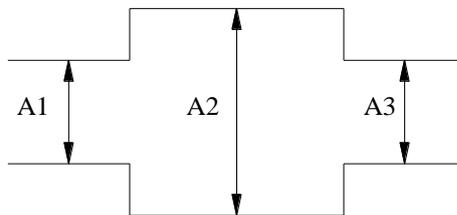


图 4.2 孔喉损失模型中喉道面积比

Fig4.2 The throat area ratio of pore throat loss model

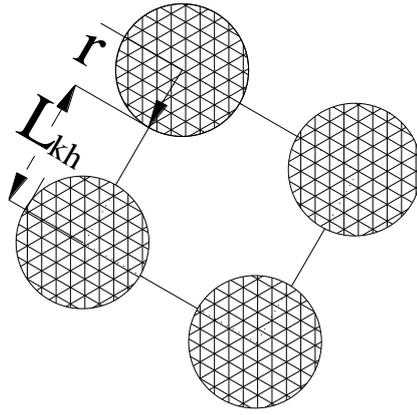


图 4.3 弯道损失模型

Fig4.3 The loss model of corners

其中 r 为孔隙半径， L_{kh} 为孔喉的尺寸。在孔喉弯道模型中，多孔介质流动的局部阻力损失包括三部分，突然扩大、突然缩小与突然变向的损失。为简化分析，孔喉弯道变向损失中按照平均 10 度变向考虑。

对于突然收缩的管道，局部阻力损失为：

$$h_s = \xi_s \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (4.34)$$

其中 ξ_s 为：

$$\xi_s = 0.5 \left(1 - \frac{A_3}{A_2} \right) \quad (4.35)$$

对于突然扩大的管道，局部阻力损失系数为：

$$\xi_k = \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 \quad (4.36)$$

对于突然变向的管道，局部阻力损失系数为：

$$\begin{aligned} \xi_b &= \left(0.131 + 0.163 \left((D_p + L_{kh}) / L_{kh} \right)^{3.5} \right) \sqrt{\frac{\theta}{90^\circ}} \\ &= 0.1 + 0.12 \left((D_p + L_{kh}) / L_{kh} \right)^{3.5} \end{aligned} \quad (4.37)$$

其中 θ 为管道变向的角度，按照平均 10 度变向考虑。

所以局部阻力损失为：

$$h = h_s + h_k + h_b = (\xi_s + \xi_k + \xi_b) \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (4.38)$$

在该模型中，孔喉比为：

$$\alpha = \frac{L_{kh} + 2r}{L_{kh}} \quad (4.39)$$

孔喉面积为:

$$A_1 = \frac{\pi r^2}{1-\phi} \quad (4.40)$$

孔的直径为:

$$2r + L_{kh} = \sqrt{A_1} = D_p \sqrt{\frac{\pi}{4(1-\phi)}} \quad (4.41)$$

其中 $D_p=2r$, 因此喉的直径:

$$L_{kh} = \sqrt{A_1} = D_p \left(\sqrt{\frac{\pi}{4(1-\phi)}} - 1 \right) \quad (4.42)$$

所以孔喉比为:

$$\beta = 1 / \left(1 - 2\sqrt{(1-\phi)/\pi} \right) \quad (4.43)$$

综上所述可得:

$$h_f = \left(\frac{8}{5} + \frac{1}{\beta^4} + 0.12\beta^{3.5} - \frac{5}{2\beta^2} \right) \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (4.44)$$

所以:

$$\Delta P_2 = \rho g h_f = \left(\frac{8}{5} + \frac{1}{\beta^4} + 0.12\beta^{3.5} - \frac{5}{2\beta^2} \right) \frac{\bar{v}^2}{2g} \quad (4.45)$$

为简化分析, 假设单个多孔介质的孔喉长度和平均孔隙直径是相等的, $L=4R_h$, 而且由前面可知 $v_s = \bar{v} \phi$, $R_h = \frac{\phi D_p}{6(1-\phi)}$, 带入上式可知:

$$\frac{\Delta P_2}{L} = \frac{3(1-\phi) \left(\frac{8}{5} + \frac{1}{\beta^4} + 0.12\beta^{3.5} - \frac{5}{2\beta^2} \right) \frac{\rho v_s^2}{2}}{2\phi^3 D_p} \quad (4.46)$$

总的压力损失

总的压力损失为沿程阻力和局部阻力损失之和, 综上所述可知:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{72\mu\tau(1-\phi)^2 v_s}{\phi^3 D_p^2} + \frac{3(1-\phi) \left(\frac{8}{5} + \frac{1}{\beta^4} + 0.12\beta^{3.5} - \frac{5}{2\beta^2} \right) \frac{\rho v_s^2}{2}}{2\phi^3 D_p} \quad (4.47)$$

由于多孔介质流动的复杂性和不确定性, 本文将上述模型公式以及厄根公式, 与实验数据进行了对比, 实验中多孔介质的颗粒半径为 $2.86 \times 10^{-4} \text{m}$, 孔隙率为 0.553。通过分析可知, 实验数据与上述公式以及厄根公式都符合得较好^[91-93]。图 4.4 是孔喉弯道模型公式 (4.47) 与厄根方程及实验数据的比较。

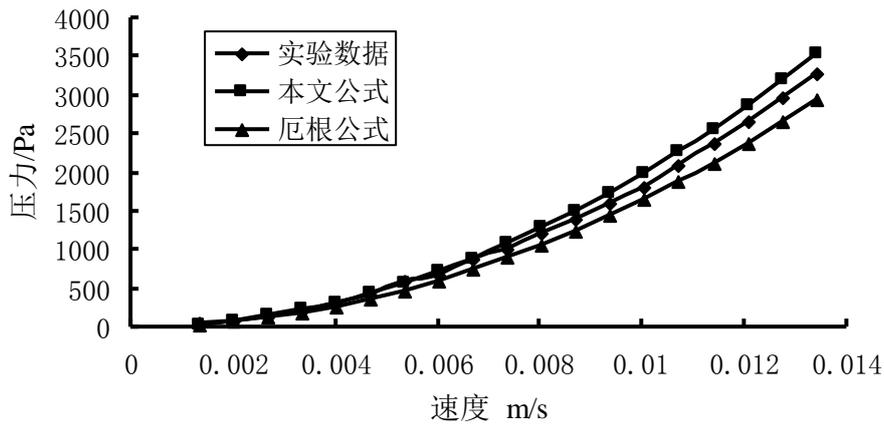


图 4.4 孔喉弯道模型公式 (4.47) 与厄根方程及实验数据比较

Fig 4.4 The pore throat corner model formula (4.47) and Ergun equation and experimental data for comparison

4.7 流动阻力实验研究

4.7.1 实验系统简介

毛细吸液芯辐射换热板为内含多孔介质的均布流道，本章根据毛细吸液芯辐射换热板的内部结构对其进行了理论分析，并从实验的基础上研究了毛细吸液芯辐射换热板和传统蛇形辐射换热盘管的流动阻力特性及不同流量对流动的影响，分析比较了毛细吸液芯辐射换热板和传统的蛇形辐射换热盘管流量与阻力的关系，通过实验验证理论分析和数值模拟的误差值。首先将柠檬酸钾和硫酸钙按一定的比例配制了单位面积的毛细吸液芯辐射冷却顶板 $L \times w \times h(2m \times 0.5m \times 0.003m)$ 。空调供冷水流过毛细吸液芯辐射换热板内部微细多孔结构流动阻力的实验系统，试验流程如图 4.5 所示，水经制冷系统蒸发器流出，经过体积流量控制器控制流量，热电偶测量进出口温度后，进入实验段，实验段为毛细吸液芯辐射换热板（ABS 材料，内填上述按一定比例配制的孔隙率为 55.3%，孔隙平均半径为 $1.5 \times 10^{-5}m$ 的多孔介质）。

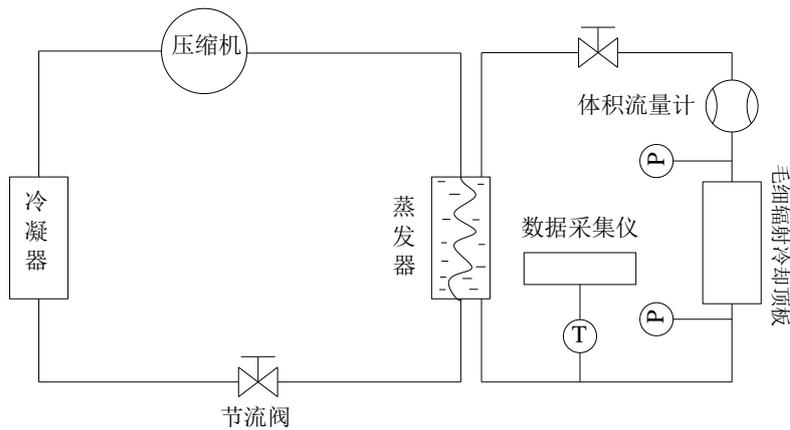


图 4.5 试验流程图

Fig4.5 Schematic diagram of experimental apparatus

同理采用该系统让空调循环水流过长2m,外径4mm,单管间距0.02m,内径2.5mm的传统辐射空调系统中采用的蛇形辐射换热盘管,让蛇形辐射换热盘管取代上图4.5中的毛细吸液芯辐射换热板,分析测得相应的实验数据。

4.7.2 毛细吸液芯辐射换热板和蛇形辐射换热盘管流动阻力分析

通过依次改变水的流量从 8L/h、10L/h、12L/h.....一直变化到 40L/h,发现随着水流量的依次增大,水由层流逐渐变为湍流,扰动增大,毛细吸液芯辐射辐射换热板和蛇形辐射换热盘管的阻力也依次增大,不同流量情况下进出口压差(即阻力)与流量的关系如图 4.6 所示:

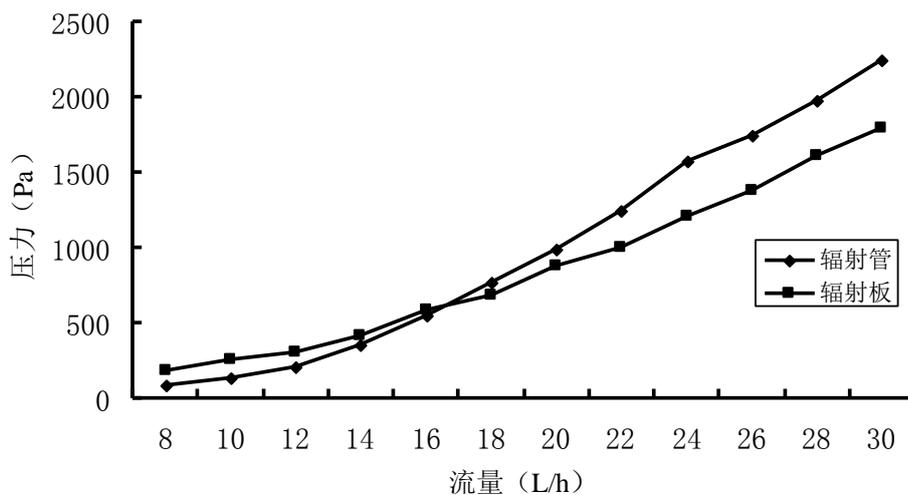


图 4.6 阻力随流量的增加而变化

Fig4.6 Revolution of resistance when flow increases

实验数据表明辐射板和蛇形管的流动阻力（即压差）都随着流量的增大而增大，但在蛇形管中流动的阻力变化趋势较辐射板而言更为明显。当流量小于 17L/h 时，水在辐射板中流动时的阻力大于在蛇形管中流动时的阻力；流量大于 17L/h 时，水在辐射板中流动时的阻力小于在蛇形管中流动时的阻力。说明随着流量的增大，蛇形管的阻力增加的更快，流动损失较大。所以在大于 17L/h 的流量条件下，流体更适合于在辐射板中流动。

4.8 毛细吸液芯辐射空调系统循环水水质测试

①测量实验简介

为了确定毛细吸液芯辐射冷却顶板中多孔介质是否随着时间的推移导致系统中钙离子浓度增加影响系统的运行。本实验利用恒温水浴设定 12℃ 的辐射板进口冷水水温，流量调至 40L/h，让系统运行 1200 小时，每隔 120 小时从恒温水浴中取少量循环水试样，然后对每一项循环水试样中的主要化学元素 Ca^{2+} 浓度变化进行检测。

②检测方法

通常检测水中钙离子的方法主要有 EDTA ($\text{C}_{10}\text{H}_{14}\text{N}_2\text{O}_8\text{Na}_2$) 滴定法^[94]和原子吸收分光光度法^[95]。这些方法对于水中钙离子浓度过低的水质不能够较准确的测定水质中的钙离子含量，而且费时费力，特别容易受到水中其他离子的干扰^[96]。本文采用的是电感耦合等离子体原子发射光谱分析法^[97]。这种方法是根据试样物质中气态原子（或离子）被电感耦合等离子体光源激发以后，其外层电子辐射跃迁所发生的特征辐射能（不同的光谱）来研究物质化学组成的一种方法。原子光谱是原子内部运动的一种客观反映。对原子光谱分析时，光谱线的波长和强度的选择是很重要的，而光谱线的波长和强度与原子的结构密切相关。

这种光谱分析法的具体理论顺序：样品引入一个激发光源→样品中的元素被加热至气态产生自由原子→原子核外电子吸收能量并被激发至高能态→被激发的电子从高能态返回低能态时发射出各自的特征光谱→发射出的特征光谱被分成不同波长的谱线→不同波长的谱线的强度被定量测定并与标样谱线的强度相比较→测出试样中元素的含量。由于测定元素含量时每个元素被激发都会产生自身特有的光谱，每种元素可以根据各自不同的特征谱线来肯定自身的存在，所以这种方法可以检测出水中每种元素的含量，并互不干扰。这种电感耦合等离子体原子发射光谱分析法具有灵敏度高、选择性好、分析速度快、使用试样量小、能同时进行多元素的定量和定性分析等优点，是元素分析方法中使用最为广泛的办法之一。本文邀请西南大学地理科学学院化学同位素实验室应用 ICP—Optical Emission Spectrometer 方法对毛细吸液芯辐射空调系统循环水中主要化学元素 Ca^{2+} 浓度变化

进行检测。

③检测仪器及标准

检测仪器：ICP——OES Optima 2100；

检测稳定性：1h RSD<1%，相对标准偏差 RSD≤0.5%；

选取 Ca^{2+} 波长：317.933nm，检出限 0.01mg/L；

实验恒温水浴使用水：普通自来水。

④检测结果及分析，即水中 Ca^{2+} 浓度变化量

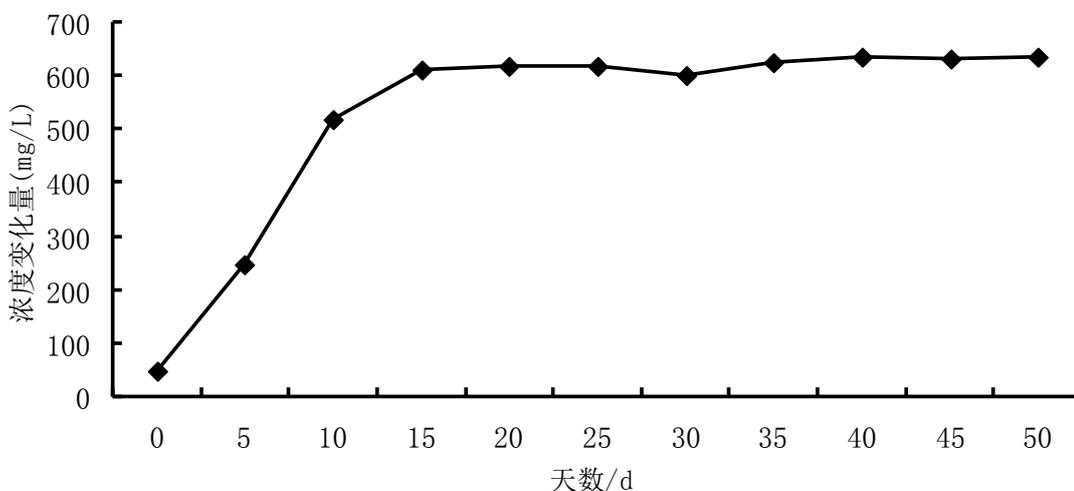


图 4.7 毛细吸液芯辐射空调系统循环水中 Ca^{2+} 浓度变化图

Fig 4.7 The picture of the concentration of the circulating water's Ca^{2+} of the radiant air-conditioning system of capillary imbibition core

从上面图 4.7 中可以知道，在运行 0h 时，也就是水质检测实验还没开始运行的时候，循环水中已存在的钙离子浓度为 0.05g/L 左右，在实验运行 0~360 小时这段时间内，循环水中的钙离子浓度显著增加达到了 0.6g/L 左右，这是由于水通过石膏毛细抽吸力作用流过石膏时，有一部分的石膏被水带走并溶化在水中。但是在实验运行进入 360 小时以后，水中的钙离子含量并没有太过明显的变化，水中钙离子浓度曲线趋于稳定状态，基本呈现在 0.6g/L 左右，将不会对整个毛细吸液芯辐射空调系统的运行状况造成不良的影响，表明在石膏作为毛细吸液芯辐射板填充材料时，不会出现石膏溶解在水中而随着系统长时间的运行毛细吸液芯材料石膏逐步减少的状况发生，能够保证这种的空调系统拥有长期的使用寿命。含有这样 Ca^{2+} 浓度的循环水是不能饮用的，否则会对人体健康造成伤害。

⑤ Ca^{2+} 浓度变化量与天数之间关系式

根据最小二乘法原理，对实验数据进行分析处理，得出 Ca^{2+} 浓度变化量与天数之间的函数表达计算式：

$$X = 20.52\ln(N) + 550.98 \quad (4.48)$$

式中：X 为 Ca^{2+} 浓度变化量，单位：mg/L；
N 为天数。

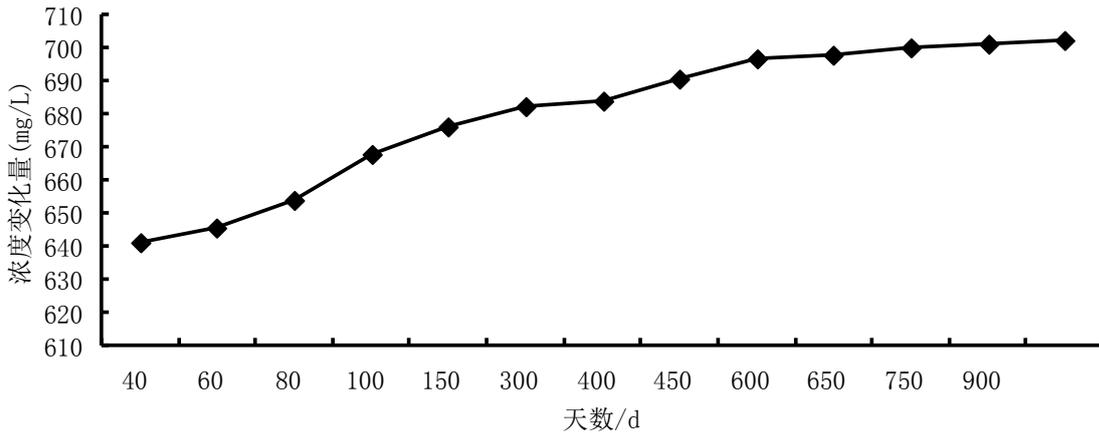


图 4.8 毛细吸液芯辐射空调系统循环水中 Ca^{2+} 浓度变化图（拟合数据）

Fig 4.8 The picture of the concentration of the circulating water's Ca^{2+} of the radiant air-conditioning system of capillary imbibition core (Fitting data)

图 4.8 为根据拟合公式（4.48）在不同天数下算出的钙离子浓度变化量，从图中可以看出随着天数增加而增加，但是增加的幅度很小。最大达到 900 天的时候，循环水中钙离子的浓度还不到 0.7g/L，从而验证了前面所推导理论，就是石膏作为毛细吸液芯辐射板内填充材料时随着系统的长期运行，循环水中钙离子的变化量不会太大而导致系统无法运行。

4.9 本章小结

本章通过对多孔介质的理论分析，搭建实验台对毛细吸液芯辐射换热板与传统蛇形辐射换热盘管进行了阻力测试，并对水质的变化进行了检测，主要结论如下：

①通过对多孔介质流动理论分析，结合 Hagen-Poiseuille 方程，建立了毛细吸液芯辐射换热板流动阻力模型，所得到的模型是孔隙率，孔隙半径、颗粒直径、流体性质、流体速度、迂曲度的函数。该模型不含经验常数，每个参数都有明确的物理意义。通过比较可知，本模型和 Ergun 方程、实验数据符合得较好，证明了该模型的合理性。

② 通过实验比较了毛细吸液芯辐射换热板与常规的蛇形辐射换热盘管的流动阻力，数据表明辐射板和蛇形管的流动阻力（即压差）都随着流量的增大而增大，但在蛇形管中流动的阻力变化趋势较辐射板而言更为明显。当流量小于 17L/h 时，水在辐射板中流动时的阻力大于在蛇形管中流动时的阻力；流量大于 17L/h 时，水在辐射板中流动时的阻力小于在蛇形管中流动时的阻力。说明随着流量的增大，蛇形管的阻力增加的更快，流动损失较大。所以在大于 17L/h 的流量条件下，流体更适合于在辐射板中流动。

③ 用 ICP—Optical Emission Spectrometer 方法对毛细吸液芯辐射空调系统循环水中主要化学元素 Ca^{2+} 浓度变化进行检测。毛细吸液芯式冷却顶板运行进入 360 小时以后，水中的钙离子浓度趋于稳定状态，基本呈现在 0.6g/L 左右，将不会对整个毛细吸液芯辐射空调系统的运行状况造成不良的影响，能够满足循环水在空调中的长期使用。

5 辐射空调系统新风及除湿方案分析

5.1 温湿度独立控制系统介绍

辐射空调供冷具有良好的热舒适性、无吹风感、节能等优点，但由于夏季制冷时，辐射板温度低可能出现结露问题，导致其应用受到极大的限制。如何解决辐射板表面结露的问题是辐射供冷推广的关键问题之一。毛细吸液芯辐射换热板为辐射空调系统解决显热的问题，针对潜热负荷以及新风处理，本章介绍了新风量的送风参数要求，建立了毛细吸液芯辐射换热板空调房间平衡方程，介绍了几种除湿方案的优缺点。为辐射空调的结露问题及新风量要求提供了一定的理论基础。

在传统空调系统中，对空气的降温处理要求冷源的温度低于房间空气的干球温度，对空气的除湿处理则要求冷源的温度低于房间空气的露点温度。传统空调系统使用同一冷源对空气进行降温 and 除湿处理，因而可能造成能源品位的浪费。传统空调系统采用冷凝方式对空气进行除湿，与此同时对空气进行冷却，其吸收的显热与潜热比只能在一定的范围内变化。当建筑物实际需要的显热潜热比在较大的范围内变化时，往往不能满足实际需要。

在辐射空调系统中，温度与新风除湿都是单独控制的，即温湿度独立控制系统。该系统室内温度、湿度通过各自独立控制的空调系统，分别控制、调节室内的温度与湿度，避免了传统空调系统中温湿度耦合处理所带来的能量损失。由于温度、湿度各自采用独立的控制调节方式，满足了房间温湿度比，克服了传统空调难以同时满足温、湿度参数要求的弊端^[98]。

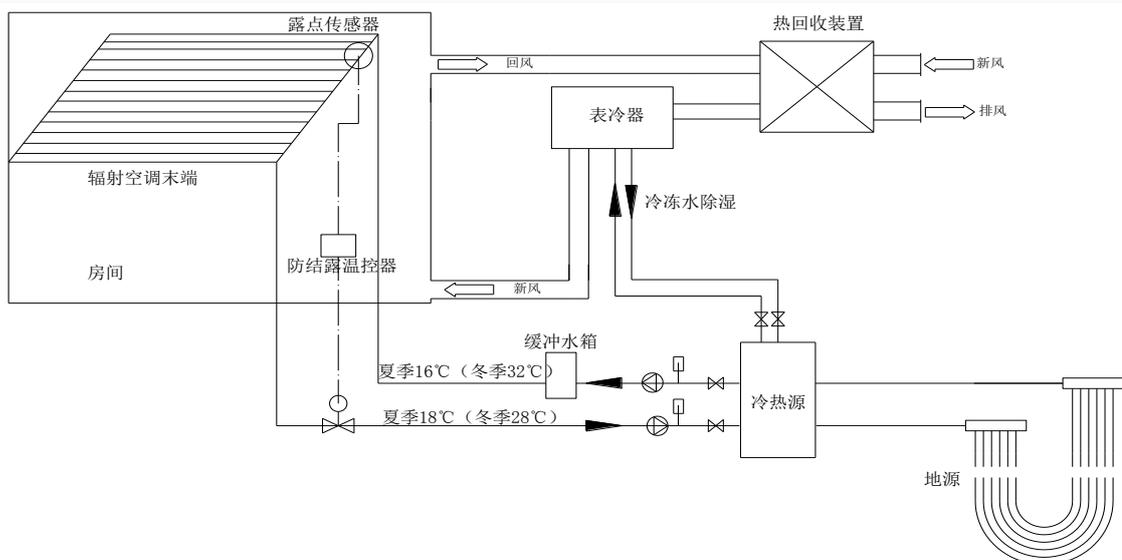


图 5.1 基于冷凝除湿的地源热泵毛细管顶板复合空调系统示意图

Fig5.1 The schematic diagram of condensation dehumidification ground source heat pump radiation air-conditioning system

温湿度独立控制空调系统与常规空调系统相比具有以下优势：

- 1) 采用温湿度独立控制的空调方式，机组效率大大增加；
- 2) 溶液可有效去除空气中的细菌和可吸入颗粒，有益于提高室内空气品质；
- 3) 系统无冷凝水的潮湿表面，送风空气品质高，确保室内人员舒适健康；
- 4) 真正实现室内温度、湿度独立调节，精确控制室内参数，提高人体舒适性；
- 5) 除湿量可调范围大，可精确控制送风温度和湿度，即使对于潜热变化范围较大的房间（如会议室），也能够始终维持室内环境控制要求；
- 6) 热泵式溶液调湿新风机组与水源热泵均可冬夏两用，与常规系统相比，可以节省蒸汽锅炉与热水换热器的投资费用。

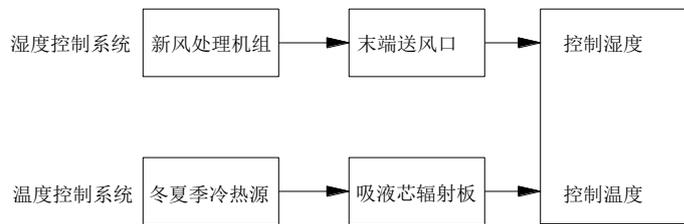


图 5.2 温湿度独立控制系统图

Fig5.2 Diagram of independence controlling of temperature and humidity system

5.2 辐射空调房间内的热湿平衡方程

以一个空调房间分析为例，设空调房间面积为 $V(m)$ ，空调房间内的湿度为 $d_n(g/h)$ ，换气次数为 $n(1/h)$ ，空气密度为 ρ ，送风含湿量为 $d_{in}(g/h)$ ，室内人、植物、湿面散湿量为 $D_n(g/h)$ ，室内总绝对含湿量 M_d ，因此：

$$M_d = V \rho d_n \quad (5.1)$$

$$dM_d = V \rho dd_n \quad (5.2)$$

辐射空调房间湿平衡动态方程为^[99]：

$$\frac{dM_d}{dt} = nV \rho d_{in} + D_n - nV \rho d_n \quad (5.3)$$

式中： $nV \rho d_{in}$ 为送风含湿量(g/h)；

$nV \rho d_n$ 回风带走的湿量(g/h)；

D_n 室内人、植物、湿面散湿量(g/h)。联立上面两式可得：

$$V \rho \frac{dd_n}{dt} + nV \rho d_n = nV \rho d_{in} + D_n \quad (5.4)$$

上式即为辐射空调房间内热湿平衡方程，当扰动为送风湿度时，式(5.3)的解为：

$$d_n = d_{in} (1 - \exp(-nt)) + \frac{1}{n\rho V} D_{in} \quad (5.5)$$

5.3 独立新风送风参数确定

5.3.1 送风温度确定

传统空调的送风温度是考虑了热湿耦合的情况下，送风温度根据焓湿图上的热湿比线确定的，而辐射空调新风不再必须承担显热，因此传统方法就失去了限定的条件。新风的送风温度受舒适度，除湿方法，承担显热负荷、露点温度等的影响，同样新风的温度也对辐射空调系统末端产生一系列的影响：

① 送风温度过低或者过高都会影响室内房间的舒适度，严重时还可能对人体造成伤害；

② 送风温度决定了新风可承担室内显热负荷的多少，新风温度越低，承担的显热负荷就越多，可相应为辐射空调末端减轻负荷压力。

③ 送风温度过低，可能导致送风口表面结露，使室内卫生条件恶化。

有文献研究表面，为了确保新风负荷，当采用冷凝除湿，室内全部潜热和部分显热负荷由新风机组承担，一般出风温度不宜高于 7℃。因此除湿后的空气温度较低，可以采用没有除湿的新风对其再热到 13℃，然后送入室内，13℃的新风还可以承担部分显热负荷，对于采用吸收除湿后的新风温度一般较高，可以采用室内回风对新风进行适当降温后直接送入室内^[100,101]。

5.3.2 新风含湿量的确定

辐射空调系统的新风必须承担室内全部潜热负荷，保证辐射顶板不结露，因此在送风参数中应首先保证不结露问题，送风含湿量可以由上式进行计算，不同房间的送风含湿量计算结果不一样，各房间计算的最低值确定为送风含湿量的湿度参数。

5.3.3 新风量的确定

确定新风量的依据有下列三个因素：

① 卫生要求

在人长期停留的空调房间内，人体总要不断地吸进氧气，呼出二氧化碳。针对室内空气品质的要求，不同国家也作出了一些相应的标准。以英国、美国为例，英国建筑服务工程委员会（CIBSE）针对室内空气品质规定，少于 20% 的人感觉不舒服，少于 10% 的感觉黏膜刺激，少于 5% 的室内人员感觉有异味，以及少于 5% 的人在少于 2% 的时间内感觉烦躁，则认为该空气品质可以被接受。美国的 ASHRAE 标准定义，室内 80% 以上的人员未表示不满，而且室内已知污染物的浓度不会对人体的健康产生危害。这些定义主要针对室内卫生条件的要求，并通过

这些标准给出了设计新风量的计算方法。表 5.1 给出了在各种场合下二氧化碳的允许浓度。

表 5.1 二氧化碳的允许浓度

Table 5.1 Carbon dioxide allowable concentration

| 房间性质 | CO ₂ 的允许浓度 | |
|------------|-----------------------|--------|
| | (l/m ²) | (g/kg) |
| 人长期停留的地方 | 1 | 1.5 |
| 儿童和病人停留的地方 | 0.7 | 1.0 |
| 人周期性停留的地方 | 1.25 | 1.75 |
| 人短期停留的地方 | 2.0 | 3.0 |

在实际工作中，一般可按规范《公共建筑节能设计标准》(GB50189-2005) 确定，不论每人占房间的体积多少，新风量按大于等于 30m³/h·人采用。对于人员密集的建筑，如采用空调的体育馆、会场，每人所占的空间较少，但停留的时间很短，可分别按吸烟或不吸烟的情况，新风量以 7~15m³/h·人计算。由于这类建筑物按此确定的新风量占总风量的百分比可能达到 30%~40%，从而对冷量的影响很大，所以在确定新风量时应十分慎重。

② 保持空调房间正压要求

为了防止外界环境空气渗入空调房间，干扰空调房间内温湿度或破坏室内洁净度，需要在空调系统中用一定量的新风来保持房间的正压。

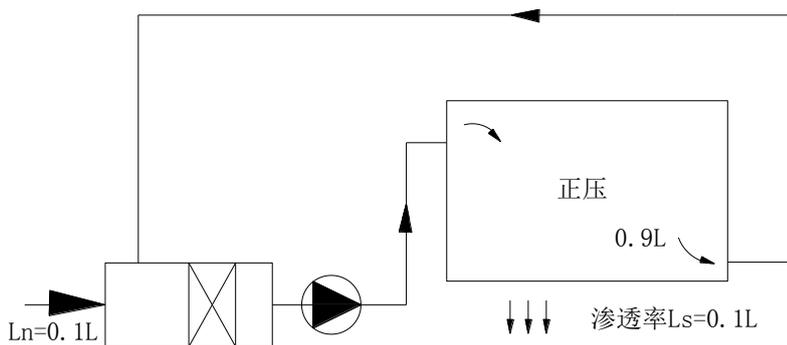


图 5.3 空调系统空气正压平衡关系图

Fig5.3 Air pressure balance relationship diagram of Air conditioning system

图 5.3 表示空调系统的空气正压平衡关系图，从图中可以看出，当把这个系统中的送、回风口调节阀调节到使送风量 L 大于从房间吸走的回风量（如 0.9L）房

间即呈正压状态，而送、回风量差 L_s 就通过室内的不严密处，包括从排风孔渗出，或者门窗的开启。室内的正压差值正好相当于空气从缝隙渗出时的阻力。一般情况下室内正压在 $5\sim 10\text{Pa}$ 即可满足要求，如果采取过大的正压，不但增大了压力而且还降低了系统运行的经济性。

③ 消除湿负荷的最小新风量

1) 人员散湿量

人体散热与性别、年龄、衣着、劳动强度以及环境条件等多种因素有关。为简化分析，以成年男子为计算基础。人体散湿量计算公式为：

$$M_1 = m_s \varphi n^\circ \tag{5.6}$$

式中： m_s 为不同室温和劳动性质时成年男子散湿量；
 φ 为群集系数；
 n° 室内全部人数。

2) 敞开水槽表面散湿量

当室内存在水池、卫生设备等敞开水面时，这些水面就会不断蒸发出水蒸气散发出湿量，敞开水槽表面散湿量按下式计算：

$$M_2 = \beta_1 (p_{q,b} - p_q) F \frac{B}{B'} \tag{5.7}$$

式中： $p_{q,b}$ 相应于水表面温度下的饱和空气的水蒸气分压 Pa；
 p_q 空气中水蒸汽的分压力 Pa；
 β_1 蒸发系数， $\text{kg}/(\text{N}\cdot\text{s})$ ， $\beta_1 = (a + 0.00363v)10^{-5}$ ；
 F 蒸发水槽表面积， m^2 ；
 B 标准大气压力， 101325Pa ；
 B' 当地实际大气压力，Pa；
 a 不同水温下的扩散系数 $\text{kg}/(\text{N}\cdot\text{s})$ ；
 v 水面上周围空气流速。

表 5.2 不同水温下的扩散系数

Table 5.2 The mass diffusivity in different temperature

| 水温 (°C) | <30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
|------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| a (kg/N.s) | 0.0043 | 0.0058 | 0.0069 | 0.0077 | 0.0088 | 0.0096 | 0.0106 | 0.0125 |

3) 当房间植物多时，要考虑植物的散湿量，表 5.3 给出了一些植物散湿量的测量结果。

表 5.3 植物水分蒸发率

| 植物名称 | 海棠 | 紫荆 | 火棘 | 桂花 | 连翘 | 紫藤 | 榆叶梅 |
|-----------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 蒸发率 $g/(m^2 \cdot h)$ | 359 | 364 | 378 | 396 | 431 | 435 | 441 |

常见植物叶片表面积在 $0.3 \sim 1m^2$ ，由上表可知这些植物的散湿量相当于 2~3 个成年男子的散湿量，因此，室内绿色植物较多的建筑，必须考虑房间植物散湿量。

综上所述可知，系统的总的散湿量包括人员散湿 M_1 ，敞开水槽表面散湿 M_2 ，植物散湿 M_3 ，总的散湿量计算式为：

$$M = M_1 + M_2 + M_3 \quad (5.8)$$

所以根据散湿量确定的最小新风量为：

$$V = \frac{M}{\rho(d_n - d_{in})} \quad (5.9)$$

式中：V 为新风量 m^3 ；M 房间总的散湿量 g/h ； d_n 为室内空气含湿量 g/kg ； d_{in} 为新风送风含湿量 g/kg 。

对于毛细吸液芯辐射板空调系统的新风量应充分考虑以上三种情况的每一种单独最小新风量，取其中最大的新风量作为该系统的最小新风量。

5.4 辐射空调除湿技术介绍

空气除湿技术主要有冷却除湿、固体吸附剂除湿、溶液除湿、HVAC 除湿、膜除湿、质子传导电化学除湿及热泵除湿等方式，也可以将几种除湿方式结合，组合成新的除湿系统。采用什么除湿方式要根据温度、压力、湿度等方面进行选择。

5.4.1 冷却除湿

冷却除湿通过制冷机组提供低温的冷冻水，然后通过表冷器作为冷却设备，利用风机将潮湿的空气抽入冷却设备内，使空气的温度降低到露点温度以下，此时空气中的水分结露流出，从而降低空气的绝对含湿量。冷却除湿表冷器出口温度相对较低，如果直接通过风管送入室内，可能会导致送风口结露，并使人有较为不舒服的冷感，所以冷却除湿之后，还需要利用回风的预热或者冷凝热通过复温换热器将冷却除湿后的低温空气预热。



图 5.4 本研究实验室辐射空调冷却除湿实物图

Fig5.4. The research laboratory diagram of radiation air conditioning cooling dehumidification

冷却除湿在露点为 $8^{\circ}\text{C}\sim 10^{\circ}\text{C}$ 以上的场合使用，该方法相对技术成熟，性能稳定，在湿度、温度高的场合使用效率较高。但是冷却除湿先降温后加热的工艺也导致了能量的损失，在辐射空调系统中，由于供给系统的冷冻水温度一般为 $16^{\circ}\text{C}\sim 18^{\circ}\text{C}$ ，如果要采用冷却除湿则需要单独再加一套制冷系统，系统投入增大，回收期延长。而且冷却除湿不利于温湿度独立控制，也不能提供超低露点的送风工况。并且表冷器当供水温度在 4°C 以下时，冷水会在盘管表面结冰，容易引起表冷器内部的缝隙堵塞，经过长时间的累积，会大大影响除湿的效率，成本也会大大增加 [102,103]。

5.4.2 固体吸附剂除湿

固体吸附除湿设备有固定式和转轮式两种，固定式采用周期性切换的方法，实现间歇式的吸湿再生，转轮式除湿可实现连续的除湿和再生，应用较为广泛，常用的固体吸附剂有硅胶、活性炭、分子筛、氧化铝凝胶等。

固体吸附剂除湿也是利用干燥吸附剂吸收空气中的水蒸气，只是和溶液吸收相比该方法是利用的固体干燥剂。所有固体吸附剂本身都具有大量孔隙，孔隙内表面积非常大。各孔隙内表面呈凹面，曲率半径小的凹面上水蒸气分压力比平液面上水蒸气分压力低，当被处理空气通过吸附材料时，空气的水蒸气分压力比凹面上水蒸气分压力高，因此空气中的水蒸气向凹面迁移，由气态变为液态并释

放出汽化潜热。但是固体吸附除湿在除湿的过程中会产生大量的热，为保持吸附剂的连续除湿，必须对干燥剂进行降温，就需要增加能耗。固体除湿处理量相对较大，适合于低湿、低温空气场合的使用，目前在工业应用中较为广泛^[104]。

固体吸附剂除湿除了固体吸附床除湿也包括利用干燥剂的转轮除湿。在转轮干燥剂除湿的过程中，室外新风被送到干燥转轮，其中的水分被吸附掉之后，湿度降低。由于在吸附的过程中，水蒸气凝结会放出大量的潜热，吸附剂和空气的温度都会升高。随后空气进入热交换器，其显热被冷却的介质吸收，温度降低。温度降低至理想条件后，送入室内。而吸附了空气中水蒸气的干燥剂被转轮缓慢的转入再生区域中，由反向吹入的高温空气使得其中的水分被解析，热空气带着被解析的水蒸气而被排出室外，从而转轮干燥剂除湿也恢复了其除湿的能力而完成了再生过程。转轮不断地转动，这一过程不断周而复始保证除湿系统的连续运行，干燥空气连续的经温度调节后送入指定空间，达到高精度的温湿度控制^[105]。

5.4.3 溶液吸收除湿

溶液除湿就是利用一些吸湿性好的溶液，比如氯化锂，氯化钙，溴化锂等溶液对湿空气进行处理，除湿的原理是因为除湿侧空气中的水蒸气分压力大于浓溶液的水蒸气分压力，由于两者之间存在压力差，水分被浓溶液吸收，溶液浓度也相对变稀，吸收能力也随之下降。所以在再生侧需要对浓溶液吸收的水蒸气进行解析，通过对稀溶液的加热，然后将其送入再生器，利用再生空气与稀溶液之间的水蒸气分压力差，由稀溶液中的水向空气中传递，完成溶液的再生过程，如此循环进行。液体吸收式除湿装置一般包括：除湿器、再生器、换热器、蒸发式冷却器，泵等几个部分。

溶液除湿有许多优点，包括设计结构灵活，吸湿能力强，可以任意调节空气出口湿度、环保等优点。溶液除湿也有一些缺点，虽然它的溶液可以杀菌，提高室内空气品质，但是它自己本身的溶液分子通过人体呼吸进入体内，是否对人体有影响目前尚未有定论。另外循环中为了除湿，采用了喷淋溶液的方式，因此造成了被处理空气中带有溶液分子，使设备及周边的设备及零部件表面受到了溶液分子的腐蚀，危害很大，大大缩短产品使用寿命。同时，除湿时溶液与空气直接接触，空气中的污染物质即进入溶液中，长久使用后随着污染物的增加将大大降低溶液的使用寿命，设备体积庞大，运行COP低，需要定期检查^[106,107]。

5.4.4 加热通风除湿

加热通风除湿通过加热的方法降低空气的相对湿度，但是不能降低绝对湿度。该方法运行费用低，但是难以确保室内的除湿效果。加热通风除湿由加热器、冷却除湿器、过滤器、加湿器和风扇等组成。

该方法的优点是运行成本低，除湿性能稳定可靠，管理方便，相比其他除湿

技术提高了系统的COP，除湿的同时兼顾了新风的考虑，有益于人体健康，创造了一个舒适的环境。缺点是加热通风除湿结构比较复杂，机器噪声大，初投资高，新风提供不足，气体循环相对较低^[108]。

5.4.5 膜法除湿

膜法除湿相比传统除湿技术，设备操作灵活方便、无二次污染、无需再生、集成度高、节省空间等优势。该方法是利用空气中的水分在除湿膜两侧压差不同而除去空气中的水分。根据热渗透原理，温度高的时候膜对水的吸附量小，膜内水处理侧表面向驱动气流侧表面扩散，从而使空气中的水蒸气不断降低。尽管该方法作为一种新兴的除湿技术有很多优点，但是除湿核心部件除湿膜，目前还存在着强度差、成本高、透湿率较低的缺点，目前技术相对还不是很成熟^[109,110]。

5.4.6 转式吸附除湿

上述几种除湿系统是现在常规用到的除湿技术，本文在基于毛细吸液芯辐射换热的基础上进一步提出了多孔介质浓盐溶液转式吸附除湿系统。该除湿系统除湿空间大且能耗低。转式吸附除湿系统包括：多层吸湿盘、转轴、密封条、流道边框、风扇、减速机、固定隔盘、解析热风、湿空气、盐溶液盘、浓盐溶液。多孔介质浓盐溶液转式吸附除湿系统结构如图5.5所示。多层吸湿盘在减速机驱动下环绕转轴缓慢转动，湿空气在风扇推动下流经各层多层吸湿盘，多层吸湿盘是由具有浸透浓盐溶液的多孔介质构成。当低温湿空气从多层吸湿盘间流过时，所含的水汽便被高浓度盐溶液部分吸收，而使湿空气的相对湿度降低。当多层吸湿盘转过密封条后便进入流道边框内，解析热风又将多层吸湿盘上的被浓盐溶液吸收的水汽部分解析出来，恢复了高浓度盐溶液原本的浓度。贮存在盐溶液盘内的高浓度盐溶液具有强吸湿作用。这类溶液会在多孔介质的毛细抽吸力作用下，补充到多层吸湿盘内，从而实现室内空气湿度的控制。

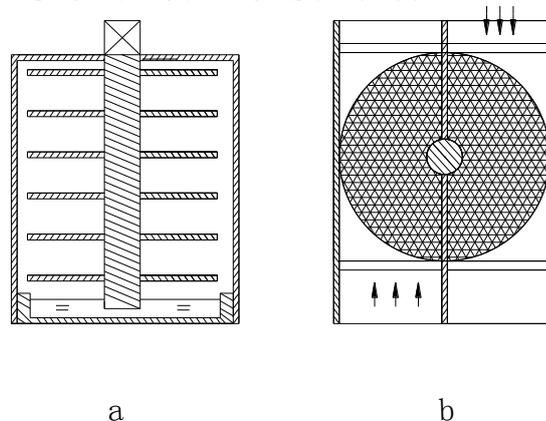


图5.5多孔介质浓盐溶液转式吸附除湿系统(a)侧视图、俯视图(b)

Figure 5.5 Turn type and adsorption diagram of porous medium thick salt solution dehumidification system (a) side elevation, vertical view (b)

该系统综合了吸附除湿和转轮除湿的优点，并利用毛细吸液芯的抽吸力将溶液吸入转轮除湿盘，使湿空气中的水蒸气被多孔介质溶液吸收。该系统中用到的解析热风，可利用冷凝器外的热风以及室内的回风二次利用，现在几乎所有空调的室外机的冷凝热风都被浪费了，如果能进行能量的回收，可大大减少能源的浪费，相比传统的除湿系统更加节能。

5.5 本章小结

本章介绍了在辐射空调系统中为了解决湿度和新风问题的温湿度独立控制系统，并列出了毛细吸液芯辐射换热板空调系统房间的湿度平衡方程。通过比较当前常用的几种除湿方法，提出了转式吸附除湿技术，得到了以下结论：

(1) 介绍了温湿度独立控制系统，比较了该系统和传统热湿耦合空调系统的优点，确定了辐射空调系统房间的湿度平衡方程。

(2) 对新风送风温度进行了确定，对除湿后新风温度应采取相应的措施使其能保证进入房间的温度要求，介绍了影响新风量的三个因素，新风量应充分考虑卫生情况、正压要求、消除湿负荷的每一种单独最小新风量，取其中最大的新风量作为该系统的最小新风量。

(3) 介绍了几种常规除湿的技术，并描述了各自的优缺点，在根据本文毛细吸液芯的基础上提出了转式吸附除湿技术，结合了转轮除湿和吸附除湿的优点，为毛细力和多孔介质浓溶液在除湿技术中提出了一种新的思路。

6 毛细吸液芯辐射换热板与传统空调耗能研究

随着社会的发展，人们生活水平的提高，空调的耗能会越来越高，空调节能的方式也将是一个永无止境的课题，当前空调的节能方式主要集中在通过变频调节不同时段的空调机频率来节能，以及热回收利用、清洁能源开发、提高设备性能等等。这些节能方式均是通过改善设备性能、提高系统的 COP，或者调节设备的制冷能力来实现的。这一类的节能方式，可以统称为开源式节能。而辐射空调是通过改变传热方式，改对流传热为辐射传热，增加人体的散热集中度实现节能。这种节能方式可以称为节流式节能。空调的目的是让人体产生舒适的感觉，人体本身需要的冷量是有限的，只要能保持人体的散热集中度，有效地减少人体的热感觉就完成了空调的任务，至于空调环境内其他的物体，墙壁、窗户、电器、家具等等，它们的温度与空调为人类舒适度服务目的是没有什么直接关系的。本章主要对传统空调和辐射空调的耗能进行了分析，从热力学第一定律和热力学第二定律分析了毛细吸液芯辐射空调的节能优势^[111]。

6.1 辐射空调基于热力学第一定律能耗分析

传统空调一般设计温度为 25~26℃，而辐射空调的设计温度相比常规空调的设计温度高 2~3℃，该设计温度的不同主要和综合散热度和集中散热度有关。

综合散热度是以整个空调场所覆盖的面积，以及该面积下所涵盖的所有物体为准的。包括了室内的人体、窗户、墙体、家具、电器等等。在传统空调房间中，主要以对流散热为主，在该系统中，空气被风机盘管冷却后和室内的所有物体强化换热，通过强化空调场整体的对流换热，从而降低整个空间所有物体的平均温度，相比所有物体而言，传统空调的对流换热综合换热量要好。集中散热度是专指空调场内人体的集中散热，在室内没有其他特殊热源的情况下，人体温度相比其他物体的温度要高很多，在辐射空调房间中，人体作为唯一的高温热源，没有了空气强化对流换热，辐射换热占了很大一部分的散热，人体向四面八方散热，辐射传热角系数几乎为 1，有高温物体的自然温差优势，也就是说，在辐射空调房间中，对流换热已经不再是主要的换热方式，人体温度相比其他温度较高，有优先的散热方式。而在传统空调的对流场中，由于气流流动时所产生的强化换热作用，就淡化了人体作为唯一高温热源的辐射传热作用。

由上面分析可知，辐射空调的节能原理：在人体作为辐射空调房间唯一高温热源的情况下，由于人体的几种散热度最高，使得房间的冷量能够有效地在人体身上起到降低热感觉的作用，另外根据国内外冷顶板辐射空调实验结果以及相关

的实际工程应用发现, 辐射空调房间温度在 $27^{\circ}\text{C}\sim 28^{\circ}\text{C}$ 的时候, 由于散热集中度的作用, 人体就能获得对流空调场内室内温度为 25°C 时的舒适度。因此辐射空调的设计温度相比常规空调的设计温度高 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。

从热力学第一定律分析辐射空调的节能性, 以重庆地区某空调房间为例。夏季室外气温是 36.5°C , 相对湿度是 78% 。

在同一舒适度的情况下, 计算传统空调房间设计温度 25°C , 和辐射空调房间 27°C 情况下的耗能比较。

设室外温度 $T_0=36.5^{\circ}\text{C}$, 室外相对湿度为 78% , 传统空调房间温度为 $T_1=25^{\circ}\text{C}$, 相对湿度为 65% , 辐射空调房间温度 $T_2=27^{\circ}\text{C}$, 相对湿度为 65% 。则:

室外空气焓值 $h_0=116.7\text{ kJ/kg}$;

传统空调房间 $h_1=58.5\text{ kJ/kg}$;

辐射空调房间 $h_2=64.9\text{ kJ/kg}$;

传统空调房间室内外焓差值为:

$$\Delta h_1 = h_0 - h_1 = 116.7 - 58.5\text{ kJ/kg}$$

辐射空调房间室内外焓差值为:

$$\Delta h_2 = h_0 - h_2 = 116.7 - 64.9\text{ kJ/kg}$$

由上面两式可知 $\Delta h_1/\Delta h_2=1.12$, 因此每处理 1m^3 的新风到室内状态, 室内状态 25°C 传统空调相比室内状态 27°C 辐射空调要多耗能 12% 。如果将辐射空调房间设计温度定为 28°C , 同理由上面的分析可知, 单从设计温度上考虑传统空调要比辐射空调多耗能 20% 。

6.2 基于热力学第二定律（火用）分析理论

热力学第二定律分析了各种形态的能量相互转换时具有明显的方向性, 如机械能, 电能可全部转化为热能, 理论上可以 100% 转换, 这类可以无限转换的能量称为火用, 反方向的热能却不可能全部转为为机械能或者电能。所以从技术和使用的经济价值角度, 火用的品质更高^[112,113]。

在热力系与环境的相互作用中, 从任意状态可逆的变化到与环境相平衡时, 作出的最大有用功称为该热力系的火用。在环境条件下不可能转化为有用功的那部分能量称为火无。

任何能量 E 都由火用 E_x 和火无 A_n 两部分组成, 即:

$$E = E_x + A_n \quad (6.1)$$

火用参数的引出, 把能量的“量”和“质”结合起来评价能量的价值, 更深刻地揭示能量在传递和转换过程中能质退化的本质, 为合理用能、节约用能指明了方向。

由热力学原理可知: 稳定流动的开口系统从进口状态经过可逆过程变化到环

境状态可能作出的最大有用功(即工质), 对流过的工质而言为:

$$E_{x,U} = W_{u,\max} = U - U_0 - T_0(S - S_0) + p_0(V - V_0) \quad (6.2)$$

对于单位质量工质, 比热力学火用为:

$$e_{x,U} = u - u_0 - T_0(s - s_0) + p_0(v - v_0) \quad (6.3)$$

稳流工质在只与环境作用下, 从给定状态以可逆方式变化到环境状态时所作出的最大有用功, 即为稳流工质的物流火用, 以 E_x 表示:

$$e_x = w_{u,\max} = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{1}{2}c_f^2 \quad (6.4)$$

公式中 6.4 中动能全部是机械火用, 另予考虑。若速度不高, 动能也可以忽略不计。因此稳流工质的火用, 通常是指其能量焓中的火用, 故称焓火用, 单位质量工质的比焓火用为:

$$e_{x,H} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (6.5)$$

空调系统中的循环水可以看作为稳流工质, 前面已经提到本文中的毛细吸液芯辐射空调系统, 在工质水水流过辐射换热板内的多孔介质石膏时, 由于毛细力和惯性力的作用而均匀流过, 水流速度不高, 其机械火用可忽略不计, 传统空调的风机盘管系统也可以看作是工质水稳定流动的开口系统, 所以对于单位质量流过空调系统时在火用分析其节能性时的计算公式为:

$$e_x = w_{\max} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (6.6)$$

$$\Delta h = q_p = c_p \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) \quad (6.7)$$

$$\Delta s_{1-2} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R_g \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (6.8)$$

结合公式 6.6、6.7、6.8 得出工质焓火用最终表达式为:

$$e_x = c_p(T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T}{T_0} \right) \quad (6.9)$$

公式 6.9 中:

e_x 为工质焓火用, 单位: kJ/kg;

c_p 为定压比热, 取 4.19kJ/(kg K);

T 为工质进口温度, 单位: K;

T_0 环境温度, 环境温度取 25°C, 单位: K。

以重庆地区为例, 当采用辐射空调制冷与传统空调系统制冷时, 各自的火用损计算分析如下: 重庆地区夏季干球温度为 36.6°C, 湿球温度为 27.3°C, 室内设计温度为 25°C, 湿度为 60%。

毛细吸液芯辐射空调系统供回水温度分别为 16°C 和 20°C, 辐射空调系统以蒸发温度为 5°C 的空调系统处理新风以及消除潜热, 处理新风的冷媒介质的回水温度为 8°C, 按照总冷负荷的 30% 考虑。以蒸发温度为 16°C 的辐射换热来消除显热。

传统风机盘管空调系统的供回水温度分别取 7℃和 12℃，且取两项空调系统单位面积冷负荷相同。由此可用公式 (6.9) 计算两种空调系统不同状态下的焓火用值：

毛细吸液芯辐射空调系统 16℃的供水焓火用值为：

$$e_{x,1} = 4.19(289.15 - 298.15) - (273.15 + 25) \times 4.19 \times \ln \frac{273.15 + 16}{273.15 + 25} = 0.58 \text{kJ/kg}$$

毛细吸液芯辐射空调系统 20℃的回水焓火用值为：

$$e_{x,2} = 4.19(293.15 - 298.15) - (273.15 + 25) \times 4.19 \times \ln \frac{273.15 + 20}{273.15 + 25} = 0.18 \text{kJ/kg}$$

毛细吸液芯辐射空调系统 5℃的表冷器供水焓火用值为：

$$e_{x,3} = 4.19(278.15 - 298.15) - (273.15 + 25) \times 4.19 \times \ln \frac{273.15 + 5}{273.15 + 25} = 2.94 \text{kJ/kg}$$

毛细吸液芯辐射空调系统 8℃的表冷器回水焓火用值为：

$$e_{x,4} = 4.19(281.15 - 298.15) - (273.15 + 25) \times 4.19 \times \ln \frac{273.15 + 8}{273.15 + 25} = 2.11 \text{kJ/kg}$$

传统风机盘管空调系统 7℃的供水焓火用值为：

$$e_{x,5} = 4.19(280.15 - 298.15) - (273.15 + 25) \times 4.19 \times \ln \frac{273.15 + 7}{273.15 + 25} = 6.37 \text{kJ/kg}$$

传统风机盘管空调系统 12℃的回水焓火用值为：

$$e_{x,6} = 4.19(285.15 - 298.15) - (273.15 + 25) \times 4.19 \times \ln \frac{273.15 + 12}{273.15 + 25} = 1.22 \text{kJ/kg}$$

由空调负荷计算公式可得出两项空调系统工质质量流量，取两项空调系统的单位面积冷负荷相等，所以可得出两项空调系统工质质量流量之间的关系表达式，如下所示：

$$Q = Cm\Delta t \quad (6.10)$$

首先考虑在辐射空调制冷系统中，冷凝除湿和显热除湿需要的质量流量比。

设辐射空调系统的总负荷为 Q_1 ，由潜热以及新风需要的负荷为 Q_2 ，工质质量流量为 m_2 ，显热负荷为 Q_3 ，工质质量流量为 m_3 ，因为 $30\%Q_1 = Q_2$ ，因此：

$$\frac{Q_2}{Q_3} = \frac{Cm_2(8-5)}{Cm_3(20-16)} = \frac{30\%}{70\%} \quad (6.11)$$

$$\frac{m_2}{m_3} = \frac{4}{7} \quad (6.12)$$

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 = Q_4 \quad (6.13)$$

传统空调系统的工质质量流量为 m_4 ，由公式 7.10、7.11、7.12 可推导出毛细吸液芯空调系统与传统风机盘管空调系统工质质量流量的关系表达式：

$$\frac{m_2}{m_4} = \frac{1}{2} \quad (6.14)$$

则对于供回水温度为 16℃和 20℃的毛细吸液芯辐射空调系统，其单位制冷空

调面积单位时间内所消耗的焓火用为:

$$\Delta E_{x,1} = m_2(e_{x,2} - e_{x,1}) + m_3(e_{x,4} - e_{x,3}) = 0.83m_2 + 0.4m_3 = 1.68m_2 \quad (6.15)$$

则对于供回水温度为 7°C 和 12°C 的传统风机盘管空调系统, 其单位制冷空调面积单位时间内所消耗的焓火用为:

$$\Delta E_{x,2} = m_4(e_{x,6} - e_{x,5}) = 5.15m_4 \quad (6.16)$$

故两项空调系统在产生相同的冷负荷, 达到相同的制冷效果的基础上, 毛细吸液芯辐射空调系统的火用损相比传统空调可以降低:

$$\eta = \frac{\Delta E_{x,2} - \Delta E_{x,1}}{\Delta E_{x,2}} \times 100\% = 83.7\% \quad (6.17)$$

从上面的火用理论分析计算结果可以很明确的看出, 与传统的空调系统相比, 辐射制冷系统换热末端火用损可以降低 83.7%。由于蒸发温度提高, 蒸发器与室内空气的温差减小, 不可逆损失也就降低。所以辐射制冷降低火用损的主要原因是: 其室内的显热通过小温差大面积的辐射换热带走, 而传统空调系统通过大温差小面积来带走显热, 这样就浪费了大量高品质的能量。

毛细吸液芯辐射空调系统从热源的“量”和“质”来计算分析, 与常规的风机盘管空调系统相比, 这种新型的空调系统可节能 83.7%。同时也体现了毛细吸液芯辐射空调系统不仅在能量的数量上节约, 而且还在能量的品质上节省。所以这种新型的空调系统如果能够与低品位能源结合使用, 则在节能上将会更加高效。

6.3 本章小结

本章对传统空调和辐射空调的耗能进行了分析, 通过热力学第一定律提出了综合散热度和集中散热度揭示辐射空调节能的原因, 并通过热力学第二定律火用值理论分析了毛细吸液芯辐射空调的节能优势。主要结论如下:

(1) 由于综合散热度与集中散热度的原因, 辐射空调的设计温度相比常规空调的设计温度高 2~3°C。每处理 1m³ 的新风到室内状态, 室内状态 25°C 传统空调相比室内状态 27°C 辐射空调要多耗能 12%。如果将辐射空调房间设计温度定为 28°C, 传统空调要比辐射空调多耗能 20%。

(2) 与常规的风机盘管空调系统相比, 通过火用值理论分析可知, 辐射空调系统火用损可以降低 83.7%。同时也体现了毛细吸液芯辐射空调系统不仅在能量的数量上节约, 而且还在能量的品质上节省。因此对毛细管顶板空调系统而言, 只要充分利用地下水、地源热泵、江河湖水等具有低品位能量的冷源, 便能更充分地体现其节能的优越性。

7 毛细吸液芯辐射换热板实验模型空间温度和流场数值模拟

本章将通过前面建立的数学模型，利用有限体积法对非线性边界条件下，各种不同工况时毛细吸液芯辐射换热板的三维稳态传热问题，对实验模型空间的温度场，速度场，和压降分布进行了模拟计算，得到的数值解将和实验进行对比，为以后的设计提供一定的理论基础。

7.1 数值求解的基本思想

随着计算机技术的发展，近年来利用数值方法来求解实际的流动传热问题已成为一种重要的求解方法，并得到迅速发展。数值传热学就是利用数值解法对描述流动与传热问题的控制方程予以求解的传热学与数值解法相结合的交叉学科。其基本思想简化为以下几个步骤：将原来在空间和时间坐标中连续的物理场（如速度场、温度场、浓度场等），用一系列有限个离散点（称为节点，node）上变量值的集合来代替，通过一定的原则建立起这些离散点上变量值之间关系的代数方程(称为离散方程，dis-cretization equation)，进而来求解所建立起来的代数方程以获得所求解变量的近似值，其基本求解思路如图。

不同的数值解法主要体现在方程的离散方式、代数方程的求解、区域的离散方式这三个环节上。在传热与流动的数值模拟中应用比较广泛的是有限容积法（finite volume method, FVM），有限元法（finite element method, FEM）、有限分析法（finite analytic method, FAM）及有限差分法（finite difference method, FDM）。

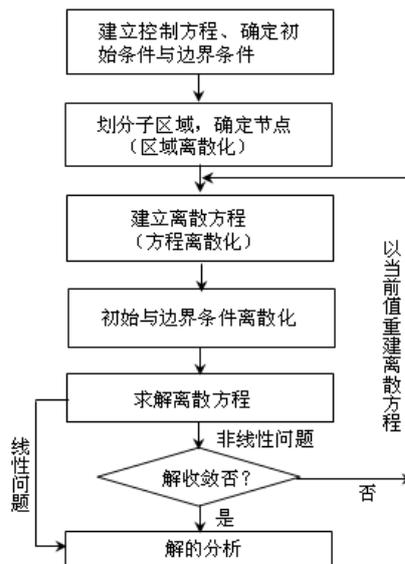


图 7.1 物理问题数值求解的基本过程

Fig.7.1 The CFD basic process of numerical solution Physical problems

CFD(Computational Fluid Dynamics), 即计算流体力学。CFD 是近代流体力学, 数值数学和计算机科学结合的产物, 是一门具有强大生命力的边缘科学。它以电子计算机为工具, 应用各种离散化的数学方法, 对流体力学的各类问题进行数值实验、计算机模拟和分析研究, 以解决各种实际问题。目前在流动与传热领域应用较多的 CFD 模拟软件有 FLUENT、CFX、Airpak。本文利用 ANSYS 公司针对流动传热领域专门开发的一款应用最为广泛的 FLUENT 软件对平板辐射空调系统进行模拟研究^[114-116]。

7.2 传热与流动的控制方程

根据经典的力学理论, 所有流体在运动的过程中都要遵循三个守恒定律, 即质量守恒、动量守恒、能量守恒。

7.2.1 质量守恒方程 (mass conservation equation)

对于流场中任意位置的微元体, 质量守恒定律可以表示为单位时间内的微元体中流体质量的增加等同于同一时间间隔内流入该微元体的净质量, 根据这一定律, 可以得质量守恒方程为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (7.1)$$

式中: ρ —流体密度, kg/m^3 ;

t —时间, s ;

u 、 v 、 w — x 、 y 、 z 方向上的速度分量, m/s ;

7.2.2 动量守恒方程 (momentum conservation equation)

根据牛顿第二定律, 流场中的微元体中流体动量的增加率应等于作用在微元体上各种力的和, 引入牛顿切应力公式可以得出微元体 3 个速度分量的动量方程如下:

u -动量方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial z} = & -\frac{\partial p}{\partial x} \\ & + \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu' - \frac{2}{3} \mu \right) \text{div} U + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \rho F_x \end{aligned} \quad (7.2)$$

v -动量方程

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} \\
& + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu - \frac{2}{3} \mu \right) \operatorname{div} U + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \\
& + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \rho F_y
\end{aligned} \tag{7.3}$$

w-动量方程

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho ww)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} \\
& + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu - \frac{2}{3} \mu \right) \operatorname{div} U + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \\
& + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \rho F_z
\end{aligned} \tag{7.4}$$

式中： p —流体微元体所受的压力， N/m^2 ；

μ —动力粘度， N s/m^2 ；

对以上3方程式进行简化，可得：

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u U) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho F_x \tag{7.5}$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v U) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho F_y \tag{7.6}$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho w U) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho F_z \tag{7.7}$$

式中： τ_{xx} ， τ_{yz} ， τ_{xz} —微元体表面上粘性应力的分量， Pa ；

F_x ， F_y ， F_z —作用于微元体的体积力，当微元体仅受重力作用 $F_x = 0$ ，

$F_y = 0$ ， $F_z = -\rho g$ 。

7.2.3 能量守恒方程 (energy conservation equation)

根据能量守恒定律，一定时间内微元体热力学能的变化应等于同一时间内进入微元体的净热流量和体积力及表面力对微元体所做的功之和，引入傅里叶定律可得用流体比焓及温度表示能量方程：

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uh)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vh)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wh)}{\partial z} \\
& = -p \operatorname{div} U + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + \Phi + S_h
\end{aligned} \tag{7.8}$$

式中： λ —流体的导热系数， W/m K ；

S_h —为流体内热源；

Φ —为由于粘性作用机械能转换为热能的部分，称为耗散函数 (dissipation function)，其计算式如下：

$$\Phi = \eta \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} + \lambda \operatorname{div} U \quad (7.9)$$

式中 $p \operatorname{div} U$ 系表面力对流体微元体所做的功，一般可以忽略；同时对理想气体，液体及固体可以取 $h = c_p T$ ，进一步取 c_p 为常数，并把耗散函数 Φ 纳入到源项 S_T 中 ($S_T = S_h + \Phi$)，于是可得：

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho U T) = \operatorname{div}\left(\frac{\lambda}{c_p} \operatorname{grad} T\right) + S_T \quad (7.10)$$

对不可压缩流体有：

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \operatorname{div}(U T) = \operatorname{div}\left(-\frac{\lambda}{\rho c_p} \operatorname{grad} T\right) + \frac{S_T}{\rho} \quad (7.11)$$

上述式中包含 6 个未知量 u, v, w, p, T 及 ρ ，还需补充一个联系 p, ρ 的状态方程，方程才能封闭：

$$\rho = f(p, T) \quad (7.12)$$

对理想气体可有：

$$p = \rho R T \quad (7.13)$$

其中 R 为摩尔气体常数。

7.2.4 控制方程的通用形式

在流动与传热问题求解中所需求解主要变量（速度、温度及浓度等）的控制方程都可以表示成以下通用形式：

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho U \phi) = \operatorname{div}(\Gamma_\phi \operatorname{grad} \phi) + S_\phi \quad (7.14)$$

式中： ϕ —通用变量，可以代表 u, v, w, T 等求解变量；

Γ_ϕ —广义扩散系数；

S_ϕ —广义源项。

7.2.5 用户自定义函数 (User-Defined Function)

用户自定义函数（简称为 UDF），它是 FLUENT 软件提供的一个用户接口，用户可以通过进行个性化的设置对三个守恒定律进行修改来进行一些特殊的模拟需要，概括起来，UDF 可以解决以下几个方面的问题：

- ① 自定义边界条件，自定义材料属性，修改表面和容积化学反应速率，修改 FLUENT 所求解的输运方程、UDS (User-Defined Scalar 用户自定义标量) 输运方程的源项，自定义扩散系数等。
- ② 迭代过程中对计算值进行调整。
- ③ 自行设定初场，自定义初始化。

- ④异步 (on demand) 执行, 即在需要的时候才通过 UDF 进行某些操作。
- ⑤在迭代结束的时候通过 UDF 完成某些操作。
- ⑥增强后处理功能, 例如可以通过 UDF 获得某些变量的二阶倒数或其它更复杂的量。
- ⑦增强 FLUENT 标准模块化功能, 例如通过 UDF 增强离散项模型、多相流模型、DO 辐射模型、动网格功能等。

7.3 辐射模型及换热方程

7.3.1 辐射模型

①DTRM 辐射模型

DTRM 辐射模型有三个优点: 它是一个比较简单的辐射模型, 这个模型可以在不同光学厚度情况下进行计算, 这个模型的计算精度可以通过增加射线数量来提高。DTRM 辐射模型也有一定的局限性, 计算中没有考虑到散射效应, 计算中假定的辐射是灰体辐射, 当采用大量射线进行计算, CPU 的负担增大, DTRM 辐射模型不能用于动网格或存在拼接网格界面情况, 也不能用于并行结算, 该模型假设所有表面都是漫射表面, 各辐射射线均匀地反射到各个方向。

② P-1 辐射模型

P-1 辐射模型默认的辐射类型也是灰体辐射, 而且模型中涉及到的表面均按漫反射表面处理。在燃烧等光学厚度很大的计算问题中, P-1 辐射模型的计算效果都比较好。P-1 辐射模型还可以在采用曲线坐标系的情况下计算复杂几何形状的问题。对于 P-1 辐射模型, 辐射换热方程是一个计算相对较小的扩散方程, 同时模型中包含了散射效应。

③Rosseland 辐射模型

同 P-1 辐射模型相比 Rosseland 辐射模型的优点是不用像 P-1 辐射模型那样计算额外的输运方程, 因此 Rosseland 辐射模型计算速度更快, 需要的内存更少, 更节省计算机资源。

④ DO 辐射模型

因为采用了灰带模型进行计算, DO 辐射模型既可以计算灰体辐射, 也可以计算非灰体辐射, 因此 DO 辐射模型是应用较为广泛的一种辐射模型。DO 辐射模型是使用范围最大的模型, 它可以计算所有光学厚度的辐射问题, 并且计算涵盖了从表面辐射、半透明介质辐射到燃烧问题中出现的参与性介质辐射在内的各种辐射问题。

⑤表面辐射 (S2S) 模型

表面辐射模型适用于计算在没有参与性介质的封闭空间内的辐射换热计算,

比如飞船散热系统、太阳能集热器、辐射式加热器和汽车箱内冷却过程等。两个表面间的辐射换热量依赖于它们的尺寸、间距和方向等因素。这种特性可以用角系数的几何量来综合表示。表面辐射模型忽略了辐射吸收、发射和散射，因此模型中仅考虑表面间的辐射换热。

根据以上分析本文辐射换热模型选择 Rosseland 辐射模型。这是因为在所有的模型中 Rosseland 辐射模型的计算量最小，且实用于大空间的气体辐射。

Rosseland 辐射模型的计算公式是：

$$q_r = -\frac{1}{3(\alpha + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (7.15)$$

其中： α 为吸收系数， σ_s 为散射系数， G 为入射辐射， q_r 为辐射热流。

C 为线性各相异性相位函数，取值范围是-1.0~1.0。若 C 为正值，则表明向前的散射辐射量大于向后的散射辐射量；若为负值，则表明向后的散射辐射量大于向前的散射辐射量；若为零，表明散射为各向同性（即散射量在所有的方向均相同）。

引入参数：

$$\Gamma = \frac{1}{3(\alpha - \sigma_s) - C\sigma_s} \quad (7.16)$$

将 (7.16) 带入 (7.15) 式就得到：

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (7.17)$$

Rosseland 辐射模型假定辐射强度 G 等于当地温度下的黑体辐射即 $G = 4\sigma T^4$ 代入(7.17)中就可以得到：

$$q_r = -16\sigma\Gamma T^3 \nabla T \quad (7.18)$$

公式 (7.18) 还可以转化为类似于傅立叶导热定律的形式：

$$\begin{cases} q_r = -k_r \nabla T \\ k_r = 16\sigma\Gamma T^3 \end{cases} \quad (7.19)$$

壁面处的辐射热流 q_r 使用滑移系数 ψ 来进行定义：

$$q_{r,w} = -\frac{\sigma(T_w^4 - T_g^4)}{\psi} \quad (7.20)$$

其中， T_w 为壁面温度， T_g 为在壁面附近的气温相温度， ψ 为滑移系数对滑移系数 ψ 定义如下：

$$\begin{aligned} \psi &= 1/2 & N_w < 0.01 \\ \psi &= \frac{2x^3 + 3x^2 - 12x + 7}{54} & 0.01 \leq N_w \leq 10 \end{aligned} \quad (7.21)$$

$$\psi = 0 \quad N_w > 10$$

其中, N_w 为壁面处的一个辐射参数:

$$N_w = \frac{k(\alpha + \sigma_s)}{4\sigma T^3}$$

$$x = \log_{10} N_w \quad (7.22)$$

7.3.2 浮力驱动流动与自然对流

当流体受热并且其密度随温度而变化时, 密度变化引起重力差异将会引发流体的流动。FLUENT 可以模拟这种被称做自然对流 (或混合对流) 的浮力驱动流动。

混合对流中, 浮力影响可以通过如式所示的格拉晓夫数与雷诺数之比来判别。

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta\Delta TL}{V^2} \quad (7.23)$$

当此数值接近或超过 1.0 时, 浮力对流动将有较大影响。相反, 若此数较小, 浮力的影响可以不予考虑。

在纯粹的自然对流中, 浮力引致的流动强度由式所示的瑞利数判定。

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3 \rho}{u\alpha} \quad (7.24)$$

若瑞利数小于 10^8 , 浮力驱动的对流为层流, 由于层流向湍流转换的瑞利数范围为 $10^8 < Ra < 10^{10}$, 瑞利数超过 10^{10} 的浮力驱动为湍流流动。公式中 β 为热膨胀系数; α 为热扩散率 (导温系数)。

当模拟封闭区域内的自然对流时, 密度场的计算是流场计算的关键。在 FLUENT 中可以用两种方法来计算密度场。

① 按非定常计算。在这种处理方法中, 流场的初始密度由初始压力、温度通过状态方程计算得到, 而随后的计算中, 求解沿时间推进, 则利用 (流体) 质量保持守恒的关系计算密度场的变化。这种方法适用于计算域内温度差较大的情况。

② 使用 Boussinesq 模型假设按定常问题计算。所谓 Boussinesq 模型假设就是在计算中假设除了动量方程以外的其它方程中密度均为常数。根据 Boussinesq 假设, 在小温差的情况下, 假设流体的密度仅依赖温度变化而变化, 与压力变化没有关系。另外, 解方程时, 除了浮升力一项外, 都认为密度是常数 (应该就是设定的 "operating density")。这对于解自然对流的层流特别适用, 常用于小温差的流场计算^[117-119]。

7.3.3 辐射模型中衰减系数 (吸收系数)

吸收系数又称气体辐射减弱系数或衰减系数, 它是由气体辐射和吸收在整个容积中进行所引起的。当气体或容器壁发射出辐射能时, 可以射入到气体容积内的任何地方, 但辐射能在射线行程过程中被有吸收能力的气体分子所部分吸收而逐渐削弱。

衰减系数由两部分组成，气体吸收系数与散射系数：

$$k_{e\lambda} = k_{a\lambda} + k_{b\lambda} \quad (7.25)$$

式中 $k_{a\lambda}$ 称为光谱吸收系数， $k_{b\lambda}$ 称为光谱散射系数，单位与 $k_{e\lambda}$ 相同。不少介质的 $k_{e\lambda}$ 与密度 ρ 有线性或近似线性的关系，所以有时将密度从 $k_{e\lambda}$ 中单独分离出来，在工程中也有将压力 p 或浓度 μ 分离出来的表示方法。即：

$$k_{e\lambda} = k_{e\lambda,\rho}\rho = k_{e\lambda,p}p = k_{e\lambda,\mu}\mu \quad (7.26)$$

式中： $k_{e\lambda,\rho}$ 、 $k_{e\lambda,p}$ 、 $k_{e\lambda,\mu}$ 称为光谱密度、压力、浓度衰减系数，但不少文献或应用领域中不区别地都称其为光谱衰减系数。因其物理内涵不同，他们的单位也不一样，分别为 $[m^2/kg]$ 、 $[1/(Pa \cdot m)]$ 、 $[m^2/kg]$ 。

式(8.25)中如果忽略散射系数的影响，吸收系数又称气体辐射减弱系数或衰减系数，它是由气体辐射和吸收在整个容积中进行所引起的。当气体或容器壁发射出辐射能时可以射入到气体容积内的任何地方但辐射能在射线行程过程中被有吸收能力的气体分子所部分吸收而逐渐削弱。吸收系数是与气体的组成、温度、压力、三原子气体的含量和粉尘含量等多种因素有关。当气体或容器壁发射出辐射能时，可以射入到气体容积内的任何地方，但辐射能在射线行程过程中被有吸收能力的气体分子所部分吸收而逐渐削弱。空气中主要含有 CO_2 和水蒸气，这2种气体具有很强的辐射和吸收能力，所以在计算过程中需要考虑其影响。

如果一介质的衰减系数 $k_{e\lambda}$ 很大，即 $1/k_{e\lambda}$ 很小，由布格尔定律可知，投射到此介质上的辐射能，传播很短一段距离就很弱了。相反， $k_{e\lambda}$ 很小时，即 $1/k_{e\lambda}$ 很大，穿透距离就很长，并且 $1/k_{e\lambda}$ 具有长度的量纲，所以衰减系数的倒数可称为光学穿透距离。当 $1/k_{e\lambda}$ 等于几何穿透距离 L 时，辐射强度衰减 $1/e$ 倍，即 $I_{\lambda,L}/I_{\lambda,0} = 1/e$ 。光学穿透距离也可以看成，以衰减份额为权重的全行程的平均穿透距离 l_m ，条件是 $k_{e\lambda} = \text{常数}$ ，即：

$$l_m = k_{e\lambda} \int_0^{\infty} x \frac{I_{\lambda}(x) - I_{\lambda}(x - dx)}{I_{\lambda}(0)} = \frac{1}{k_{e\lambda}} \quad (7.27)$$

布格尔定律： $I_{\lambda,L} = I_{\lambda,0} \exp(-k_{e\lambda}L)$ ，式中的指数项，称为光谱光学厚度，有的文献也称为光学长度，光学行程长度等，无量纲，用 τ_{λ} 表示：

$$\tau_{\lambda} = \int_0^L k_{e\lambda} dx \quad (7.28)$$

从上式可以看出，介质中射线的衰减程度不直接取决于几何厚度，而是直接取决于光学厚度。

衰减系数很大，即光学厚度很大的介质，称为光学厚介质。衰减系数很小的，即光学厚度很小的介质，称为光学薄介质。光学厚与光学薄都是介质辐射的一种极限情况，在辐射换热中可允许简化^[120-122]。

7.4 辐射自然对流系统模型的建立与结果分析

本模型模拟主要利用 FLUENT 软件模拟辐射空调系统依靠辐射和自然对流换热的情况下，不同供回水温度室内温度、速度场的分布情况，并与实验数据进行对比。

7.4.1 物理模型的建立

本模型以实验物理空间为基础利用 FLUENT 前处理软件 GAMBIT 建立物理模型，模型空间如图 7.2，对其进行数值模拟。该模型空间基本尺寸为 $2m \times 0.5m \times 0.6m$ (X×Y×Z)。

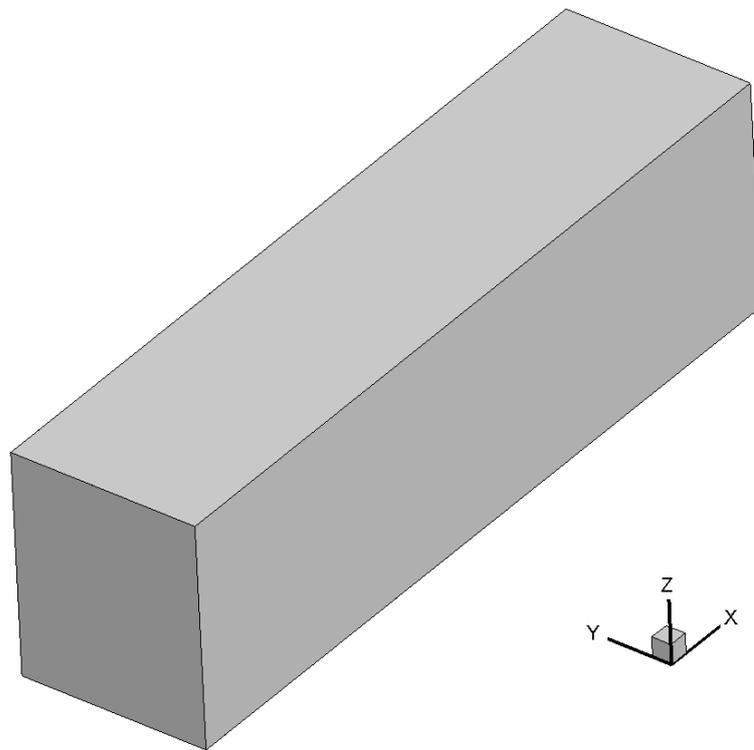


图 7.2 毛细吸液芯辐射空间计算物理模型

Fig7.2 The computational physics model of the radiation space of capillary imbibition core

7.4.2 数学模型的建立

本文选取 CFD 软件 FLUENT 对毛细板辐射空调进行数值模拟研究，研究的内容主要涉及到模型空间内的空气流动与空间内的温度场及速度场分布。根据第 4 章的分析，本文模型空间的流动传热现象属于有限空间的自然对流问题，必须考虑浮升力的作用，计算所得的 $Ra < 10^8$ ，且温差很小，故采用 Rosseland 模型并使用 Boussinesq 假设按定常问题计算。

在本文所研究的尺寸范围内，工质流动满足 Navier-Stokes 方程，采用 CFD 数

值模拟软件 FLUENT 中的 Rosseland 模型并引进 Boussinesq 假设确定模拟对象的数学模型。针对模型的研究情况，并根据第 4 章对数值模拟的理论基础分析，对本文数学模型作如下处理：

在自然对流条件下本模型流动状态为层流，采用 Laminar 模型求解流动；为了更好地处理靠近壁面处空气的流动和换热问题，在靠近壁面处采用标准壁面函数法。

为便于处理流体空间各部分密度的不均匀引起的浮升力项，采用 Boussinesq 假设来处理由温差造成的密度分布不均匀而引起的浮升力项。除密度以外的其它物性参数为常数，流体密度仅随温度变化，与压力无关。由于温差很小引起的速度比较低，可近似认为空气流动为不可压缩流动。

对于模型辐射部分，采用 Rosseland 辐射模型来考虑模型空间内的辐射传热。在求解离散化的 Navier-Stokes 方程时，压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法，其它变量采用二阶迎风格式进行离散。

7.4.3 模型网格划分

GAMBIT 软件在 ACIS 内核基础上的全面三维几何建模能力，通过多种方式直接建立点、线、面、体，而且具有强大的布尔运算能力，该功能大大领先于其它 CAE 软件的前处理器，当模拟对象的物理模型确定之后，就需要用 GAMBIT 软件进行物理模型的网格划分从而将模型中的各项控制方程离散。强大的网格划分能力，可以划分包括边界层等 CFD 特殊要求的高质量网格。GAMBIT 中专用的网格划分算法可以保证在复杂的几何区域内直接划分出高质量的六面体、四面体网格或混合网格。先进的六面体核心(HEXCORE)技术是 GAMBIT 所独有的，集成了笛卡尔网格和非结构网格的优点，使用该技术划分网格时更加容易，而且大大节省网格数量、提高网格质量。

本模型网格划分全部采用高质量的矩形单元结构化网格，为了提高计算精度对所有靠近壁面和进出口附近的网格进行加密处理（如图 7.3 所示）。通过不断加密网格进行网格无关性验证，所验证的总网格从 20 万到 70 万，最终模型选取 42 万左右的网格。

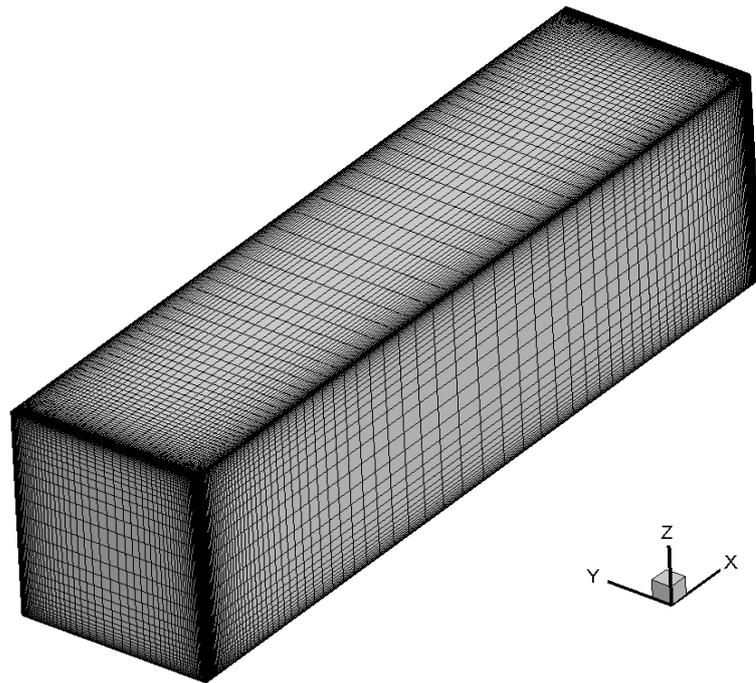


图 7.3 毛细吸液芯辐射换热板模拟空间模型网格划分示意图

Fig 7.3 Space model grid partition schematic diagram of the heat transfer panel of capillary imbibition core

7.4.4 边界条件的设定

计算中涉及的边界条件有：对于模型空间底板按第二类边界条件处理，根据相应毛细板进口速度、温度定义热流大小；顶部的毛细吸液芯辐射换热板下表面温度场通过编程，使用用户自定义函数（UDF）使其在流动方向按均匀的梯度分布，其余壁面不考虑壁面的传热，为绝热边界条件，热流量为 $0\text{W}/\text{m}^2$ 。

7.4.5 吸收系数的确定

本文通过对不同吸收系数下的辐射模型进行了分析，发现吸收系数对空间的温度分布影响很大，并通过数值模拟和实验对比确定了，在一个大气压下，空气温度在 $23^\circ\text{C} \sim 26^\circ\text{C}$ 情况下的吸收系数。

表 7.1 不同吸收系数情况下的空间模型温度梯度分布

Tab7.1 The condition of space model temperature gradient distribution under different absorption coefficient

| 吸收 系数 空间 坐标 | absorption coefficient | | | | | | | | | |
|----------------------|------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 0.03 | 0.06 | 0.09 | 0.12 | 0.15 | 0.18 | 0.21 | 0.24 | 0.27 | 0.30 |
| | X=1 | X=1 | X=1 | X=1 | X=1 | X=1 | X=1 | X=1 | X=1 | X=1 |
| 0.60 | 295.68 | 295.68 | 295.69 | 295.69 | 295.69 | 295.74 | 295.85 | 295.42 | 295.32 | 295.79 |
| 0.59 | 295.69 | 295.69 | 295.70 | 295.70 | 295.71 | 295.76 | 295.87 | 295.44 | 295.35 | 295.83 |
| 0.57 | 295.69 | 295.70 | 295.71 | 295.72 | 295.73 | 295.79 | 295.91 | 295.48 | 295.39 | 295.88 |
| 0.56 | 295.70 | 295.71 | 295.73 | 295.74 | 295.76 | 295.82 | 295.94 | 295.52 | 295.43 | 295.92 |
| 0.55 | 295.70 | 295.72 | 295.74 | 295.76 | 295.77 | 295.84 | 295.96 | 295.54 | 295.45 | 295.95 |
| 0.54 | 295.71 | 295.73 | 295.75 | 295.77 | 295.79 | 295.86 | 295.99 | 295.57 | 295.48 | 295.98 |
| 0.52 | 295.71 | 295.73 | 295.76 | 295.79 | 295.81 | 295.89 | 296.03 | 295.60 | 295.52 | 296.02 |
| 0.51 | 295.72 | 295.75 | 295.78 | 295.81 | 295.84 | 295.92 | 296.07 | 295.64 | 295.56 | 296.06 |
| 0.48 | 295.72 | 295.76 | 295.80 | 295.84 | 295.87 | 295.96 | 296.11 | 295.68 | 295.61 | 296.11 |
| 0.46 | 295.73 | 295.78 | 295.83 | 295.87 | 295.91 | 296.00 | 296.17 | 295.74 | 295.66 | 296.16 |
| 0.43 | 295.74 | 295.80 | 295.85 | 295.91 | 295.95 | 296.06 | 296.24 | 295.80 | 295.73 | 296.21 |
| 0.39 | 295.75 | 295.82 | 295.89 | 295.95 | 296.01 | 296.12 | 296.31 | 295.87 | 295.80 | 296.27 |
| 0.35 | 295.77 | 295.85 | 295.93 | 296.01 | 296.07 | 296.19 | 296.40 | 295.95 | 295.89 | 296.33 |
| 0.30 | 295.78 | 295.88 | 295.98 | 296.07 | 296.15 | 296.28 | 296.50 | 296.06 | 296.00 | 296.40 |
| 0.25 | 295.80 | 295.91 | 296.03 | 296.13 | 296.22 | 296.37 | 296.60 | 296.16 | 296.11 | 296.46 |
| 0.21 | 295.81 | 295.94 | 296.07 | 296.19 | 296.29 | 296.44 | 296.69 | 296.26 | 296.21 | 296.52 |
| 0.17 | 295.82 | 295.96 | 296.10 | 296.23 | 296.34 | 296.50 | 296.76 | 296.34 | 296.30 | 296.58 |
| 0.14 | 295.83 | 295.98 | 296.13 | 296.27 | 296.38 | 296.55 | 296.81 | 296.41 | 296.38 | 296.63 |
| 0.12 | 295.84 | 296.00 | 296.16 | 296.30 | 296.42 | 296.59 | 296.86 | 296.48 | 296.45 | 296.68 |
| 0.09 | 295.85 | 296.01 | 296.18 | 296.33 | 296.45 | 296.63 | 296.91 | 296.53 | 296.51 | 296.73 |

| 吸收系数 | 0.03 | 0.06 | 0.09 | 0.12 | 0.15 | 0.18 | 0.21 | 0.24 | 0.27 | 0.30 |
|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 空间坐标 | X=1 |
| 0.08 | 295.85 | 296.02 | 296.19 | 296.35 | 296.48 | 296.66 | 296.94 | 296.57 | 296.56 | 296.77 |
| 0.06 | 295.86 | 296.03 | 296.21 | 296.37 | 296.50 | 296.69 | 296.97 | 296.61 | 296.60 | 296.81 |
| 0.05 | 295.86 | 296.04 | 296.22 | 296.38 | 296.52 | 296.71 | 297.00 | 296.64 | 296.64 | 296.84 |
| 0.04 | 295.87 | 296.05 | 296.23 | 296.40 | 296.54 | 296.73 | 297.02 | 296.67 | 296.67 | 296.87 |
| 0.03 | 295.87 | 296.05 | 296.24 | 296.41 | 296.55 | 296.74 | 297.04 | 296.69 | 296.69 | 296.89 |
| 0.02 | 295.87 | 296.06 | 296.25 | 296.42 | 296.57 | 296.77 | 297.06 | 296.72 | 296.73 | 296.93 |
| 0.01 | 295.88 | 296.07 | 296.26 | 296.43 | 296.59 | 296.78 | 297.08 | 296.75 | 296.75 | 296.95 |

通过对数值模拟空间温度梯度分布可知，在不同吸收系数情况下的空间温差最大值如图 7.4 所示。并对其和实验数据比较可知，在吸收系数为 0.21 时，数值模拟空间温度分布和实验稳合度最好。

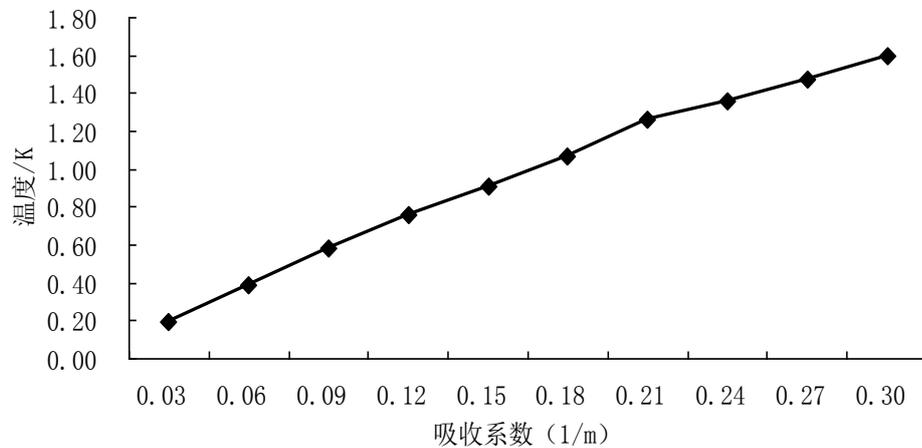


图 7.4 不同吸收系数情况下的空间模型最大温差

Fig 7.4 The condition of space model maximum temperature difference under the different absorption coefficient

因此针对吸收系数为 0.21 时，对不同进口温度的模型内空间温度分布以及速度流场进行了计算。并与相应的实验数据进行了对比，验证了该吸收系数的合理性。

7.4.6 数值模拟结果分析

根据前面所建立的物理数学模型及设定的边界条件及参数,对不同工况下(如表 8.2) 供回水温度条件下的物理模型进行数值计算,模拟分析其相应的模型空间温度、速度场分布情况。

表 7.2 各工况具体参数

Tab 7.2 The concrete parameters of the working conditions

| | 进口/K | 出口/K | 热流密度 W/m ² |
|------|--------|--------|-----------------------|
| 工况 1 | 288.15 | 290.15 | 95 |
| 工况 2 | 289.15 | 291.15 | 89 |
| 工况 3 | 290.15 | 292.15 | 85 |
| 工况 4 | 291.15 | 293.15 | 81 |

①供回水温度为 288.15/290.15K

当毛细板辐射空调系统供回水温度为 288.15/290.15K 时,根据前面讨论的边界条件设置,毛细板温度按温度梯度进行自定义。图 7.4、7.5、7.6 分别为 Y=0.25m 中心截面温度云图、速度矢量图与速度云图。

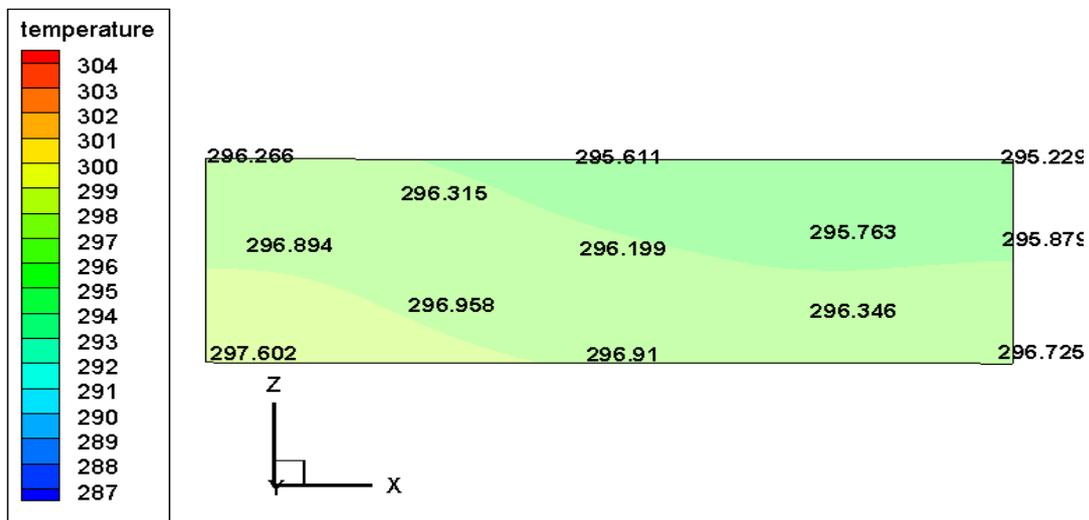


图 7.4 供回水温度为 288.15/290.15K 时 Y=0.25m 中心截面温度云图

Fig7.4 Y=0.25m cut face temperature distribution nephogram under supply and return temperature 288.15/290.15K.

7 毛细吸液芯辐射换热板实验模型空间温度和流场数值模拟

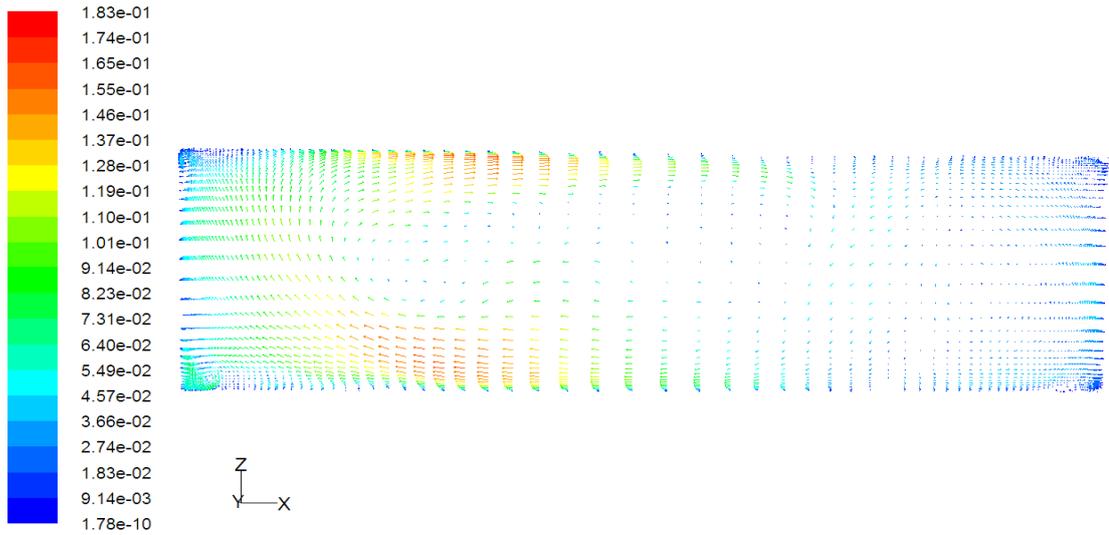


图 7.5 供回水温度为 288.15/290.15K 时 Y=0.25m 中心截面速度矢量图

Fig7.5 Y=0.25m cut face velocity vector diagram under supply and return temperature 288.15/290.15K.

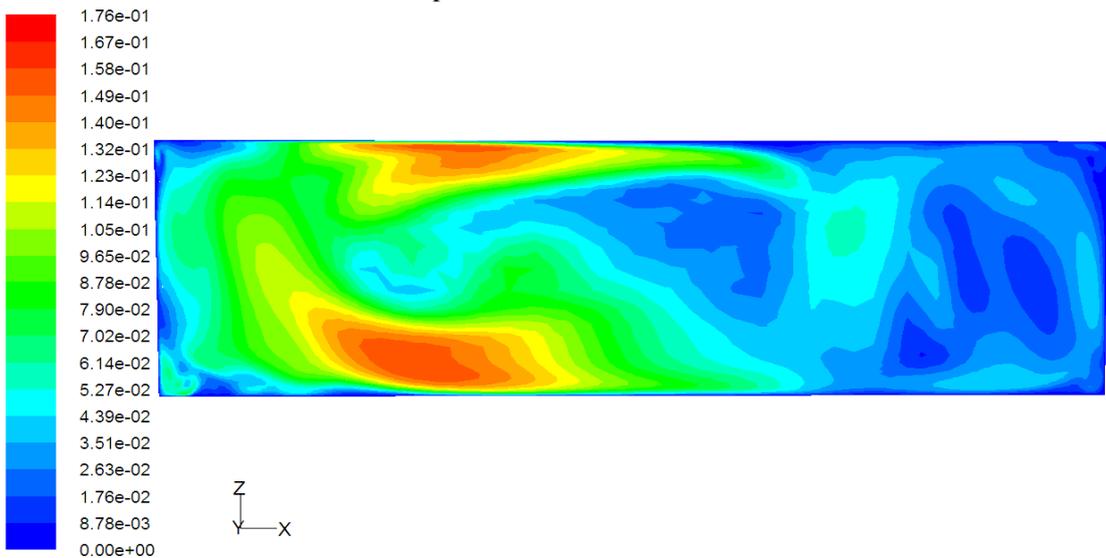


图 7.6 供回水温度为 288.15/290.15K 时 Y=0.25m 中心截面速度云图

Fig7.6 Y=0.25m cut face velocity nephogram diagram under supply and return temperature 288.15/290.15K

由图 7.4 可以看出，模型中下部温度较高，而上部温度相对较低，模型内部温度存在分层现象。但整体温差相差不大，左侧上部和下部的温差在 1.7℃ 左右，而右侧温差在 1.1℃ 左右。根据图 7.5 的速度矢量图可以看出，模型内部空气沿顺时针方向流动，这是由于一方面左边底部温度稍高的气体密度小，在浮升力的作用下向上浮升，这样使得空气把底部的热量带走与上部毛细吸液芯辐射换热板进行对流换热。虽然毛细吸液芯辐射换热板底部温度呈梯度分布，但因为辐射板整体

温度远低于空气的温度，所以冷空气向右流动继续与毛细板进行对流换热，所以辐射板末端温度较低。右边低温空气在重力的作用下下沉于模型底部，冷空气途经热源时，在热源的加热作用下温度不断升高，使空气密度不断减小，在浮升力的作用下不断上升。从而形成如图 7.5 所示的顺时针流场。

从上述分析可以得出，毛细吸液芯辐射换热板空调系统的温度梯度比较小，分布均匀能更好地满足人们对舒适性的要求，有传统空调不可比拟的优势。

②供回水温度为 289.15/291.15K

当毛细板辐射空调系统供回水温度为 289.15/291.15K 时，同样根据前面讨论的边界条件设置，毛细吸液芯辐射换热板温度按温度梯度进行自定义。图 7.7、7.8、7.9 分别为 Y=0.25m 中心截面温度云图、速度矢量图与速度云图。

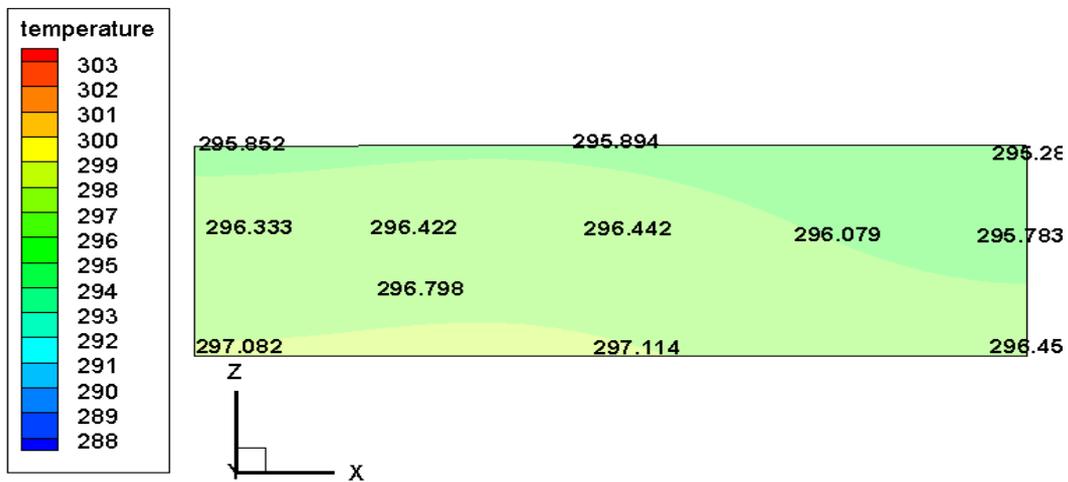


图 7.7 供回水温度为 289.15/291.15K 时 Y=0.25m 中心截面温度云图

Fig7.7 Y=0.25m cut face temperature distribution nephogram under supply and return temperature 289.15/291.15K.

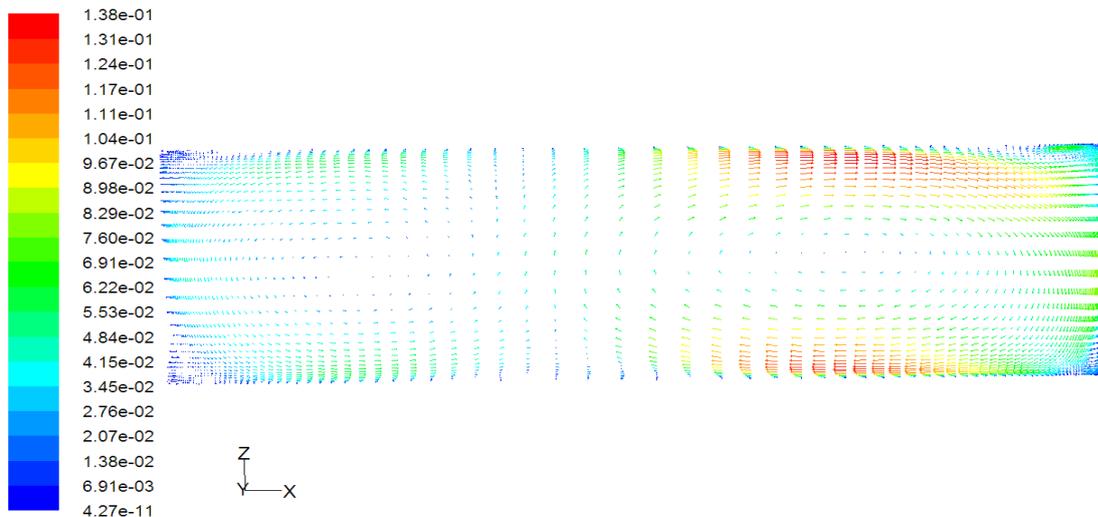


图 7.8 供回水温度为 289.15/291.15K 时 Y=0.25m 中心截面速度矢量图

Fig7.8 Y=0.25m cut face velocity vector diagram under supply and return temperature 289.15/291.15K.

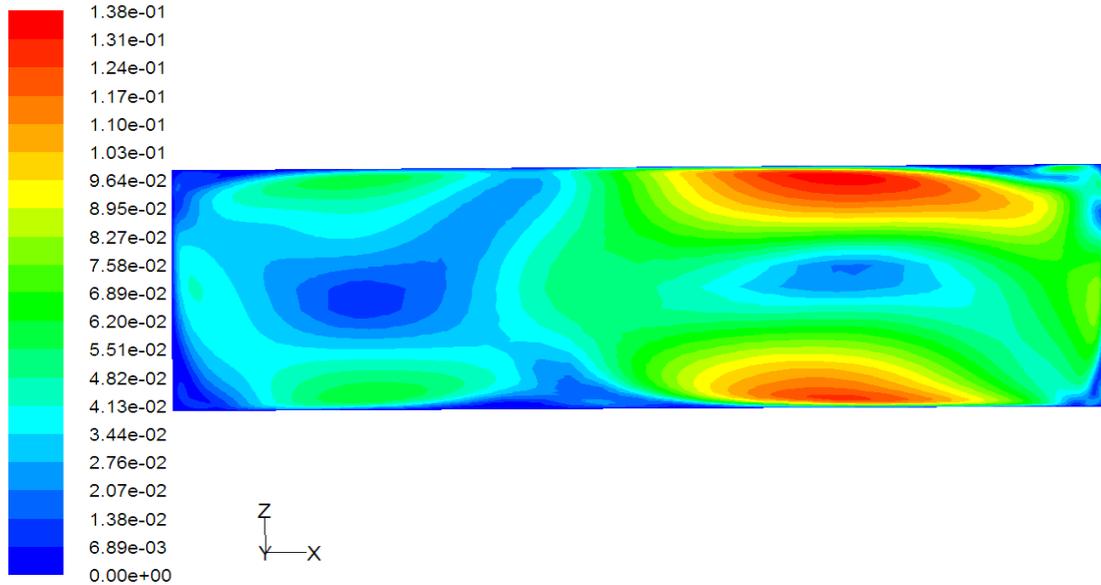


图 7.9 供回水温度为 288.15/290.15K 时 Y=0.25m 中心截面速度云图

Fig 7.9 Y=0.25m cut face velocity nephogram diagram under supply and return temperature 288.15/290.15K

同理根据前面分析的供回水温度为 288.15/290.15K 原理，当供回水温度为 289.15/291.15K 时，其温度分布云图和速度矢量图相类似。可见温度分布云图相比于供回水温度为 288.15/290.15K 其热空气区域较大，整体流动状态相差比较小，上部和下部近壁面气体温差为 1.5℃ 左右。

③ 供回水温度为 290.15/292.15K

当毛细板辐射空调系统供回水温度为 290.15/292.15K 时，同样根据前面讨论的边界条件设置，毛细吸液芯辐射换热板温度按温度梯度进行自定义。图 7.10、7.11、7.12 分别为 Y=0.25m 中心截面温度云图、速度矢量图与速度云图。

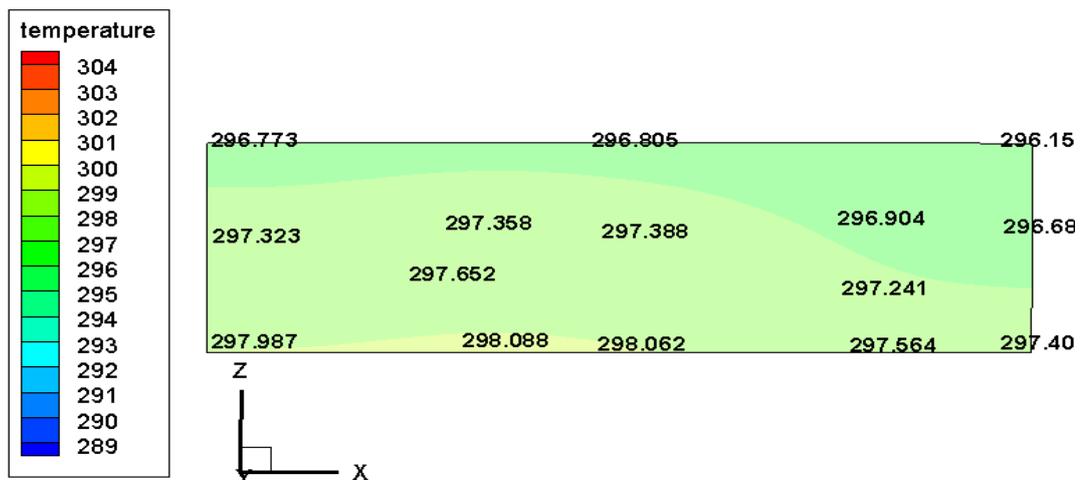


图 7.10 供回水温度为 290.15/292.15K 时 Y=0.25m 中心截面温度云图

Fig 7.10 Y=0.25m cut face temperature distribution nephogram under supply and return temperature 290.15/292.15K.

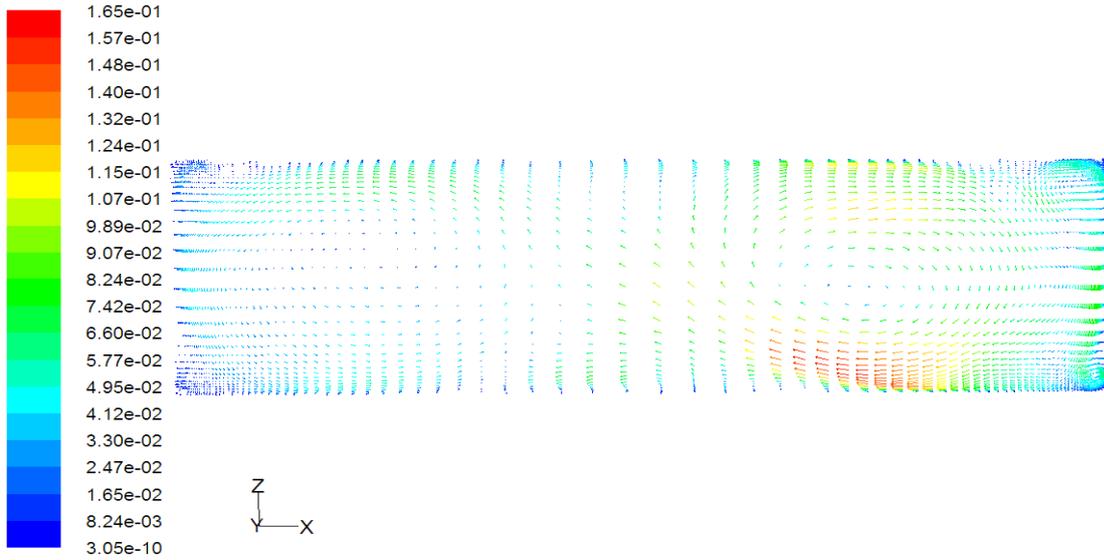


图 7.11 供回水温度为 290.15/292.15K 时 Y=0.25m 中心截面速度矢量图

Fig 7.11 Y=0.25m cut face velocity vector diagram under supply and return temperature 290.15/292.15K.

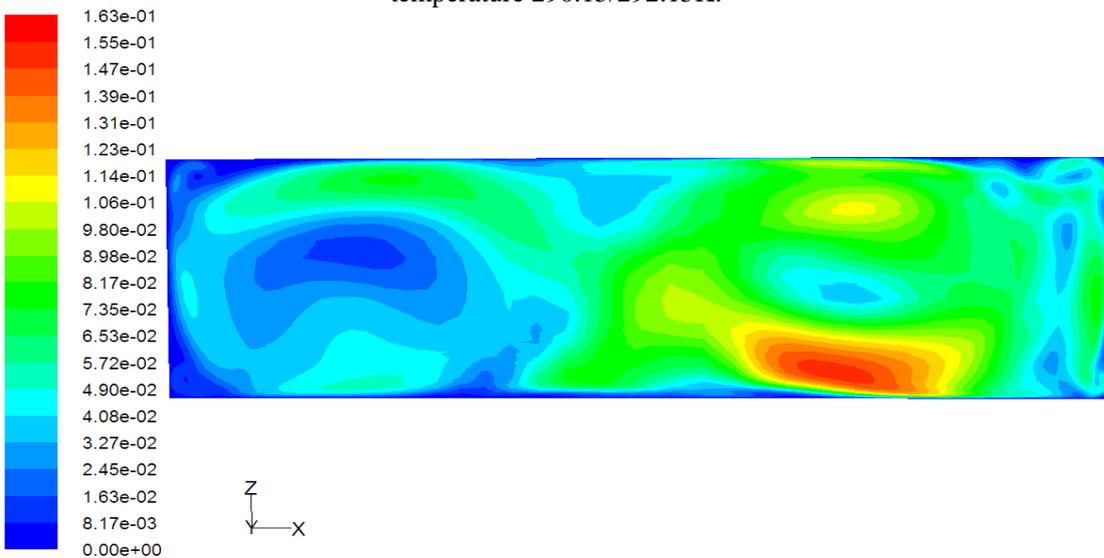


图 7.12 供回水温度为 288.15/290.15K 时 Y=0.25m 中心截面速度云图

Fig7.12 Y=0.25m cut face velocity nephogram diagram under supply and return temperature 288.15/290.15K

当供回水温度为 290.15/292.15K 时，可见温度分布云图相比于供回水温度为 288.15/290.15K 其热空气区域较大，整体流动状态相差比较小，整体温度云图和供回水温度为 289.15/291.15K 相差不大，这是由于虽然进出口水温不同，但此工况底部所加的热流密度小于供回水温度为 289.15/291.15K。从图 7.10 中可以得出上部和下部近壁面气体温差为 1.2℃左右。

④ 供回水温度为 291.15/293.15K

当毛细板辐射空调系统供回水温度为 291.15/293.15K 时，同样根据前面讨论的边界条件设置，毛细板温度按温度梯度进行自定义。图 7.13、7.14、7.15 分别为 Y=0.25m 中心截面温度云图、速度矢量图与速度云图。

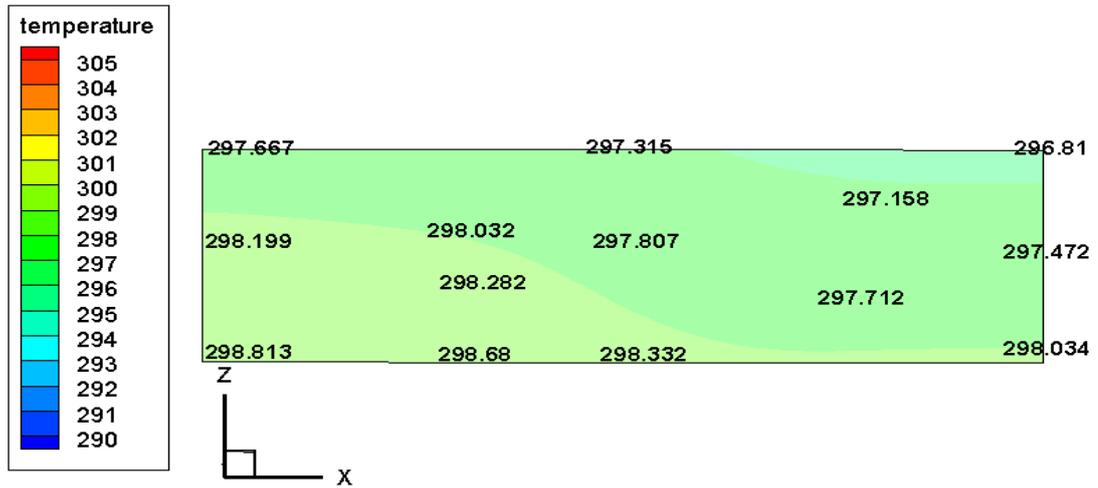


图 7.13 供回水温度为 291.15/293.15K 时 Y=0.25m 中心截面温度云图

Fig 7.13 Y=0.25m cut face temperature distribution nephogram under supply and return temperature 291.15/293.15K.

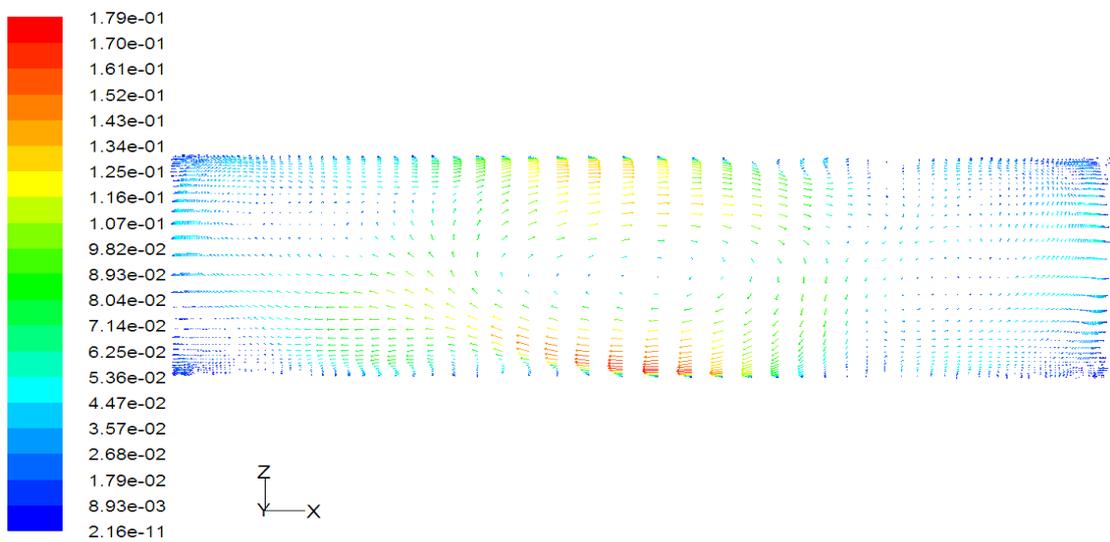


图 7.14 供回水温度为 291.15/293.15K 时 Y=0.25m 中心截面速度矢量图

Fig 7.14 Y=0.25m cut face velocity vector diagram under supply and return temperature 291.15/293.15K.

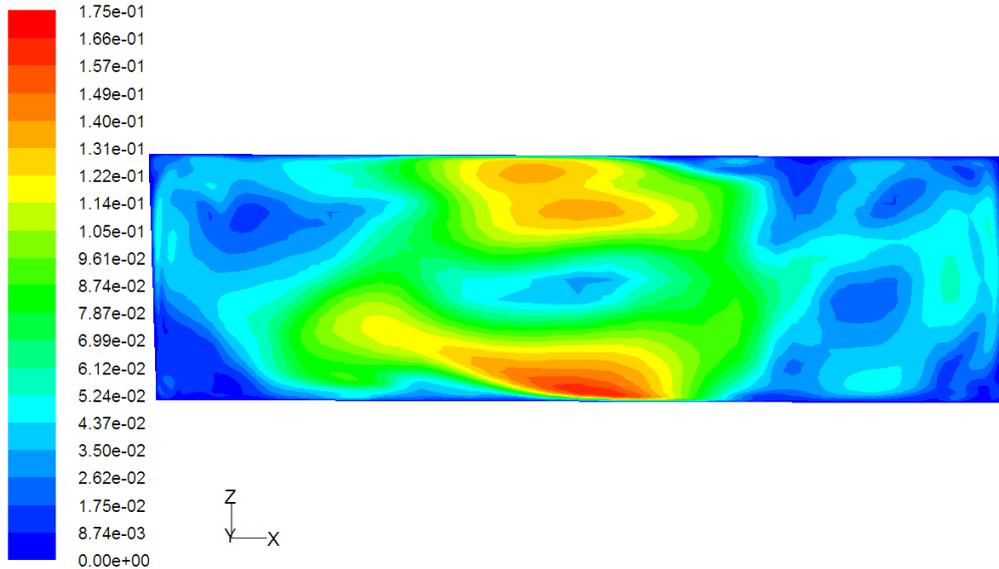


图 7.15 供回水温度为 291.15/293.15K 时 Y=0.25m 中心截面速度矢量图

Fig.7.15 Y=0.25m cut face velocity vector diagram under supply and return temperature 291.15/293.15K

当供回水温度 291.15/293.15K 时，可见温度分布云图相比于供回水温度为 290.15/292.15K 其热空气区域较大，整体流动状态相比较为强烈达到 1.52cm/s，这是由于上部分毛细板的温度升高，而底部热流变化量太小而引起。从图 7.13 中可以得出上部和下部近壁面气体温差为 1.8℃左右。

辐射空调内部速度流场因为没有了强迫对流的流动，速度在空间内分布相对较小，当供回水温度 291.15/293.15K 时，速度在模型空间中速度最大值为 0.17m/s，该结果也说明辐射空调系统中的空气流速非常小，符合人体舒适性的感觉。在 X=1, Y=0.25 时，模型空间纵向温度分布如图 7.16 所示：

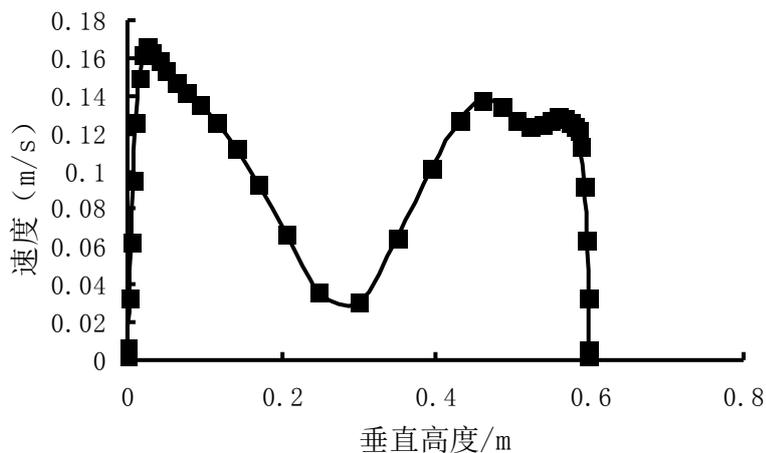


图 7.16 供回水温度为 291.15/293.15K 时 X=1, Y=0.25m 时速度大小

Fig 7.16 X=1,Y=0.25m cut face velocity diagram under supply and return temperature 291.15/293.15K.

上述分析通过云图对空间温度分布进行了分析，为进一步了解空间模型纵向温度梯度分布，本文选取了三个剖面温度梯度进行了数值观察，图 7.17、图 7.18、图 7.19 是在 $X=0.2$ 、 $Y=0.25$ ， $X=1$ 、 $Y=0.25$ ，以及 $X=1.8$ 、 $Y=0.25$ 三个纵向温度梯度的温度梯度分布。

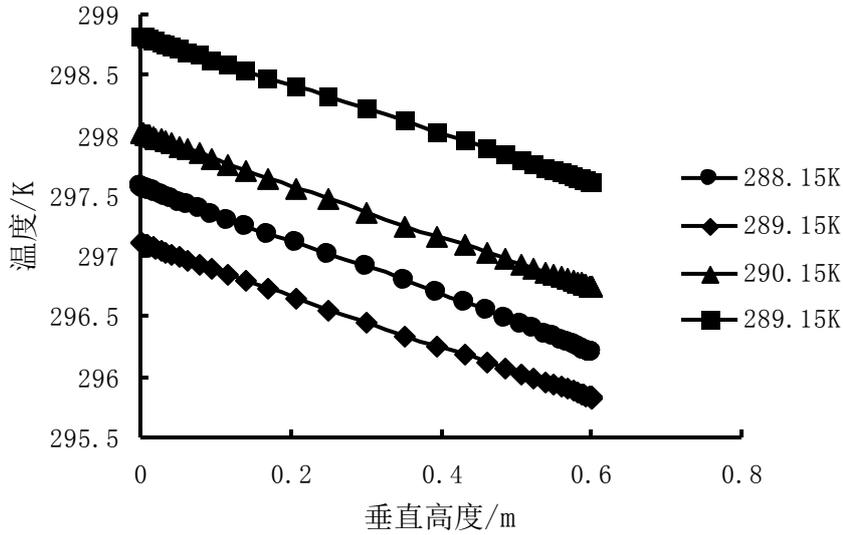


图 7.17 $X=0.2$ ， $Y=0.25$ 不同进口水温下空间温度梯度分布

Fig7.17 The model temperature gradient distribution under different import temperature when $X = 0.2$, $Y = 0.25$

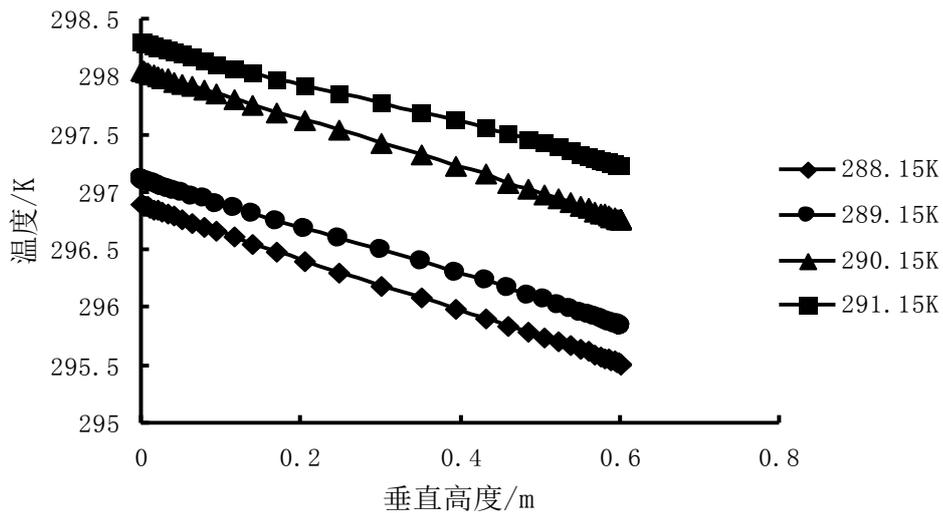


图 7.18 $X=1$ ， $Y=0.25$ 不同进口水温下空间温度梯度分布

Fig7.18 The model temperature gradient distribution under different import temperature when $X = 1$, $Y = 0.25$

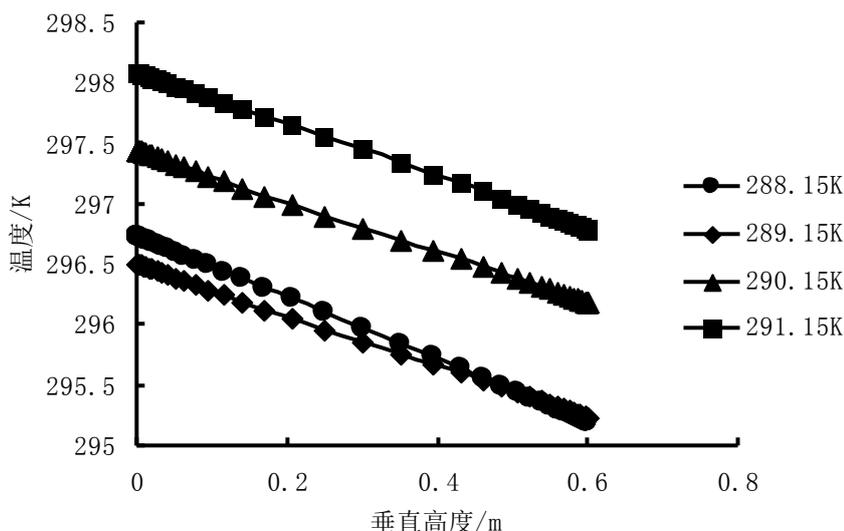


图 7.19 X=1.8, Y=0.25 不同进口水温下空间温度梯度分布

Fig7.19 The model temperature gradient distribution under different import temperature when X = 1.8, Y = 0.25

本节通过建立物理数学模型，对不同工况下供回水温度条件下的物理模型进行数值计算，模拟分析其相应的模型空间温度、速度场分布情况。结果表明，在辐射空调温度场情况下，室内温度梯度以及速度场的流动都非常小，符合人体舒适性要求。

7.5 多孔介质模型的建立与结果分析

多孔介质模型适用的范围非常广泛，可以应用于很多问题，如通过充满介质的流动、通过过滤纸、穿孔圆盘、流量分配器以及管道堆的流动。当使用其中某一模型时，就定义了一个具有多孔介质的单元区域，而且流动的压力损失由多孔介质的动量方程中所输入的内容来决定。通过介质的热传导问题也可以得到描述，它服从介质和流体流动之间的热平衡假设。

7.5.1 多孔介质模型的限制和假设

多孔介质模型结合模型区域所具有的阻力的经验公式被定义为“多孔”。多孔介质模型就是在定义为多孔介质的区域结合了一个根据经验假设为主的流动阻力。本质上，多孔介质模型仅仅是在动量方程上叠加了一个动量源项。这种情况下，以下模型方面的假设和限制就可以很容易得到。

流体通过介质时不会加速，因为事实上出现的体积的阻塞并没有在模型中出现。这对于过渡流是有很大的影响的，因为它意味着 FLUENT 不会正确的描述通过介质的过渡时间。

因为没有表示多孔介质区域的实际存在的体,所以 fluent 默认是计算基于连续性方程的虚假速度。多孔介质对于湍流的影响只是近似的。

7.5.2 多孔介质模型动量方程

多孔介质模型的动量方程是在标准动量方程的后面加上动量方程源项。源项包含两个部分(粘性损失项和惯性损失项):

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |v| v_j \right) \quad (7.29)$$

式中, S_i 是 $i(x, y, z)$ 动量方程的源项, $|v|$ 是速度大小, D 和 C 是矩阵。动量源项对多孔介质区域的压力梯度有影响, 生成一个与速度大小, (速度平方) 成正比的压降。

对于各向同性多孔介质简单情况下:

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_i \right) \quad (7.30)$$

式中 α 是渗透系数, 是惯性阻力系数, 也就是将 D, C 矩阵简化为对角矩阵, 对角上的系数分别为 $1/\alpha$ 和 C_2 , 其他项都是 0。若假设 C_2 为 0, 则上式可简化为 Darcy 定律, 忽略对流加速以及扩散。

同样 fluent 也可以将源项设定为速度的幂函数型:

$$S_i = -C_0 |v|^{C_1} = -C_0 |v|^{(C_1-1)} v_i \quad (7.31)$$

式中 C_0 和 C_1 是用户自定义的经验系数。在幂函数型模型中, 压降是均匀的, C_0 的单位是国际单位制^[123-125]。

7.5.3 多孔介质的 Darcy 定律

① 多孔介质材料粘性损失

通过多孔介质的层流流动中, 压降和速度成比例, 常数 C_2 可以考虑为 0。忽略对流加速以及扩散, 多孔介质的动量方程源项就可以化简为 Darcy 定律:

$$\nabla p = \frac{\mu}{\alpha} \vec{U} \quad (7.32)$$

坐标轴三个不同方向的压降 fluent 计算如下:

$$\nabla p_x = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{xj}} v_j \Delta n_x \quad (7.33)$$

$$\nabla p_y = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{yj}} v_j \Delta n_y \quad (7.34)$$

$$\nabla p_z = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{zj}} v_j \Delta n_z \quad (7.35)$$

式中 $1/\alpha_{ij}$ 是方程 (7.29) 中矩阵 D 的项, v_j 是 $x, y,$ 和 z 方向速度, $\Delta n_x, \Delta n_y, \Delta n_z$ 是 $x, y,$ 和 z 方向的多孔介质厚度。这里, 多孔介质的厚度 ($\Delta n_x, \Delta n_y, \Delta n_z$)

是模型中的实际厚度,如果模型中的厚度不是实际厚度,就需要对输入参数 $1/\alpha_{ij}$ 进行调整。

②多孔介质材料惯性损失

在高速流动时,方程(7.30)中常数 C_2 是对多孔介质中关于惯性损失的修正。这个常数被认为是流动方向单位长度的损失系数,压降定义为动水头的函数。如果模拟多孔板或者管束系统,有时候可以忽略渗透项而只使用惯性损失项,就得到如下的多孔介质压降方程:

$$\nabla p = -\sum_{j=1}^3 C_{2ij} \left(\frac{1}{2} \rho v_j |v| \right) \quad (7.36)$$

如下是 x , y , z 方向的压力损失项:

$$\nabla p_x \approx \sum_{j=1}^3 C_{2xj} \Delta n_x \frac{1}{2} \rho v_j |v| \quad (7.37)$$

$$\nabla p_y \approx \sum_{j=1}^3 C_{2yj} \Delta n_y \frac{1}{2} \rho v_j |v| \quad (7.38)$$

$$\nabla p_z \approx \sum_{j=1}^3 C_{2zj} \Delta n_z \frac{1}{2} \rho v_j |v| \quad (7.39)$$

同前面一样, Δn_x , Δn_y , Δn_z 是 x , y , 和 z 方向的多孔介质厚度; 多孔介质的厚度 (Δn_x , Δn_y , Δn_z) 是模型中的实际厚度。

7.5.4 多孔介质模型中的湍流模型

Fluent 在默认情况下会求解湍流的标准守恒方程。因此固体对介质的生成和耗散速度没有影响。当多孔介质的渗透性足够大时,流动介质的湍流涡和流动介质的尺度相互作用不大,这种假设是可以接受的。但是也在有一些模型中,这样的假设抑制了流动介质湍流的影响。

如果使用 Spalart-Allmaras 模型或者 $k-\varepsilon$ 模型,如果设定湍流对粘性的贡献 m_t 为零,你可能会压制了湍流对介质的影响。当你选择这一选项时,FLUENT 会将入口湍流的性质传输到介质中,但是它对流动混合和动量的影响被忽略了。除此之外,在介质中湍流的生成也被设定为零。要实现这一解策略,在流体面板中打开层流选项。激活这个选项就意味着多孔介质中的 m_t 为零,湍流的生成也为零。如果去掉该选项(默认)则意味着多孔介质中的湍流会像大体积流体流动一样被计算^[126-128]。

7.5.5 多孔介质模型的非定常项

非定常多孔介质计算,多孔介质对时间微分项的影响包含了所有的标量输运方程和连续性方程。当考虑孔隙率影响的时候,时间微分方程项变成 $\frac{\partial}{\partial t}(\gamma\rho\phi)$, 式中 ϕ 是标量 (k , ε , etc) 和 γ 是孔隙率。孔隙率的影响是自动加入的,默认状况

时孔隙率设定为 1。本文的孔隙率为 0.553。

7.6 毛细吸液芯辐射换热板内部阻力流动模型的建立与结果分析

本模型模拟同样利用 FLUENT 软件模拟辐射空调系统毛细板水在不同的进口速度下，进出口流动的压力降，并与本文提出的弯道孔喉模型公式 (4.47)、厄根公式以及实验数据进行对比，从而验证毛细吸液芯辐射换热板中孔喉弯道模型的合理性。

7.6.1 物理模型的建立

本模型以实验模型为基础同样利用 FLUENT 前处理软件 GAMBIT 建立物理模型，模型空间如图，对其进行数值模拟。该模型空间基本尺寸为 $2m \times 0.5m \times 0.006m$ (X×Y×Z)。

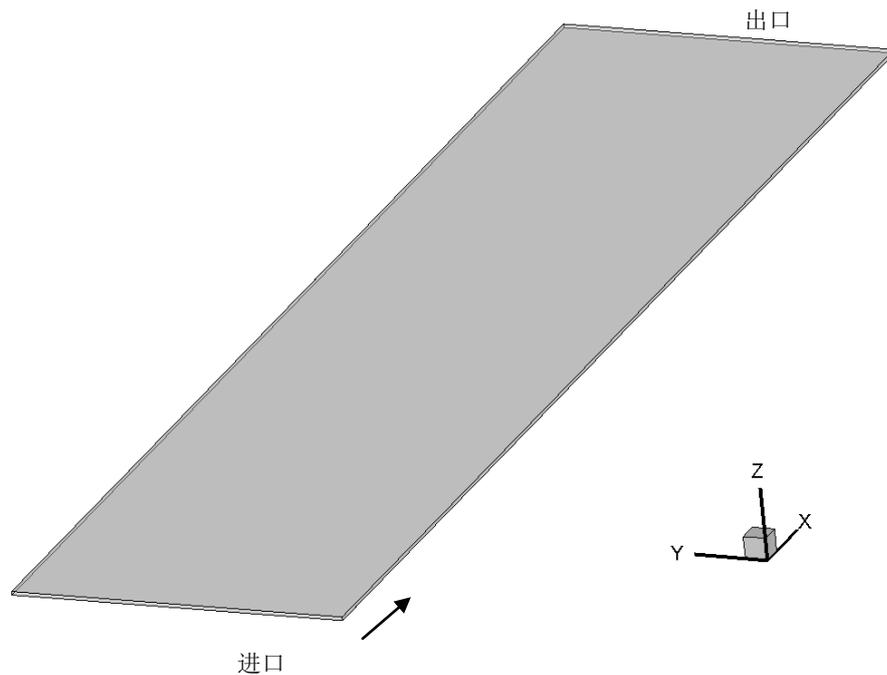


图 7.20 毛细辐射换热板物理计算模型

Fig7.20 The computational physics model of the heat transfer panel of capillary imbibition core

7.6.2 数学模型的建立

研究的内容主要涉及到模型进出口水的压力降问题。采用 CFD 数值模拟软件 FLUENT 对模型进行数值求解，并根据第 4 章对数值模拟的理论基础分析，对本

文数学模型作如下处理：

在多孔介质条件下本模型流动状态为湍流，采用 $k\text{-}\epsilon$ 模型求解流动，为了更好地处理靠近壁面处空气的流动和换热问题，在靠近壁面处采用标准壁面函数法。在求解过程中，各物性参数为常数，工质流动为不可压缩流动。对于模型辐射部分，采用 Rosseland 辐射模型来考虑模型空间内的辐射传热。在求解离散化的 Navier-Stokes 方程时，压力-速度耦合采用 SIMPLE 算法，其它变量采用二阶迎风格式进行离散。

7.6.3 模型网格划分

本模型网格划分同样使用 GAMBIT，并全部采用高质量的矩形单元结构化网格，为了提高计算精度对所有靠近壁面附近的网格进行加密处理（如图 7.21）。通过不断加密网格进行网格无关性验证，所验证的总网格从 5 万到 40 万，最终模型选取 20 万左右的网格。

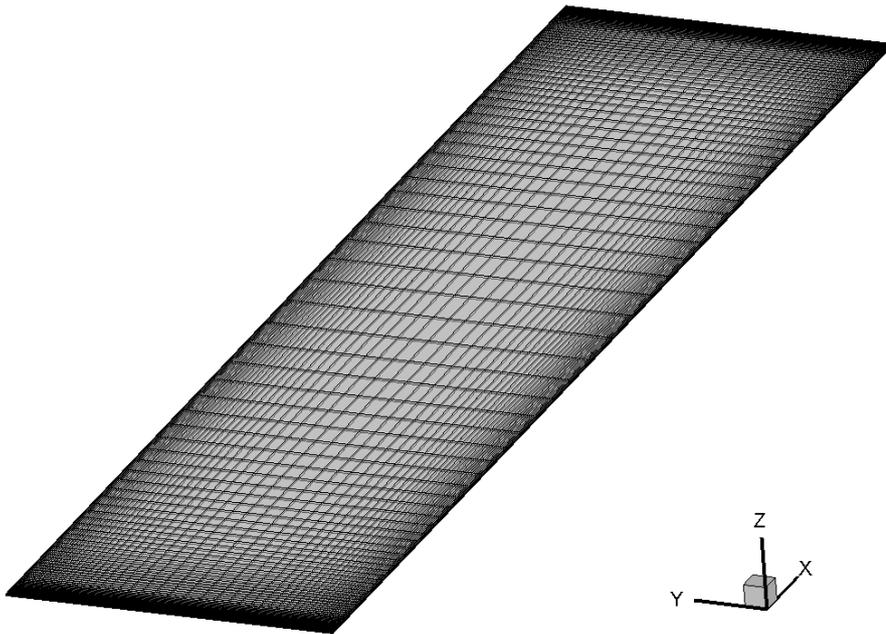


图 7.21 毛细吸液芯辐射换热板模型网格划分示意图

Fig 7.21 Space model grid partition schematic diagram of the heat transfer panel of capillary imbibition core

7.6.4 边界条件的设定

计算中涉及的边界条件有：对于模型空间底板按第二类边界条件处理，根据

相应毛细吸液芯辐射换热板进口速度、温度定义热流大小；其余壁面不考虑壁面的传热，为绝热边界条件，热流量为 0W/m^2 。流动阻力系数和惯性阻力系数根据本模型计算分别取值。

7.6.5 数值模拟结果分析

根据前面所建立的物理数学模型及设定的边界条件及参数，对不同进口速度下的物理模型进行数值模拟，统计出不同进口速度下水的进出口压力。在不同的进口速度条件下，数值模拟所得压降如下图所示：

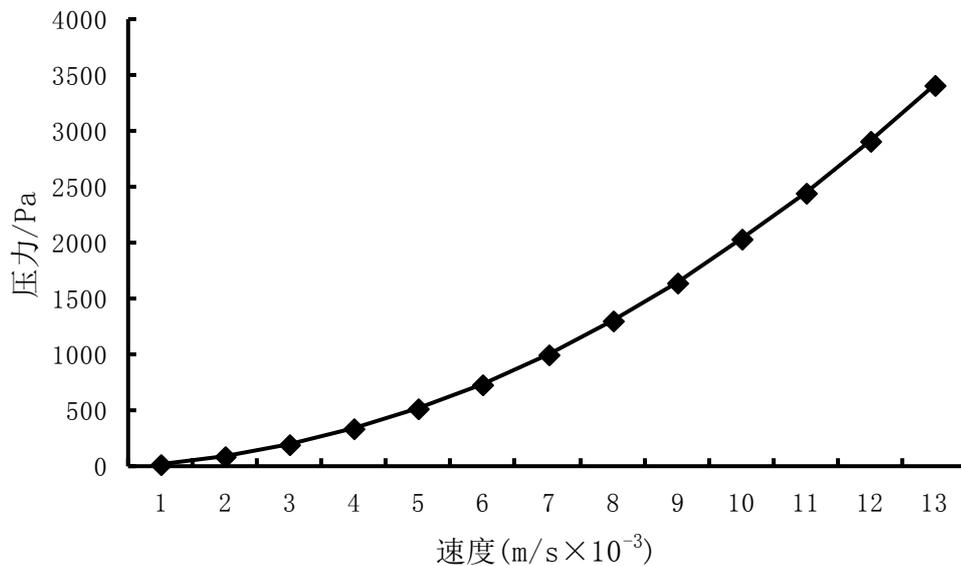


图 7.22 不同速度下数值模拟压降图

Fig 7.22 Numerical simulation under different speeds pressure drop diagram

本文通过理论分析给出了毛细吸液芯多孔介质中流动的一个经验公式，所得到的模型是孔隙率、孔隙半径、颗粒直径、流体性质、流体速度、迂曲度的函数。该模型不含经验常数，每个参数都有明确的物理意义。图 7.23 对孔喉弯道模型、厄根公式、实验数据及数值模拟做了对比，结果表明符合较好，证明了该模型合理性。鉴于多孔介质流动的复杂性以及不同模型的影响很大，本文希望为毛细吸液芯辐射换热板的流动模型提供一定的理论支撑，也为后面的多孔介质流动的进一步研究提供一定的基础。

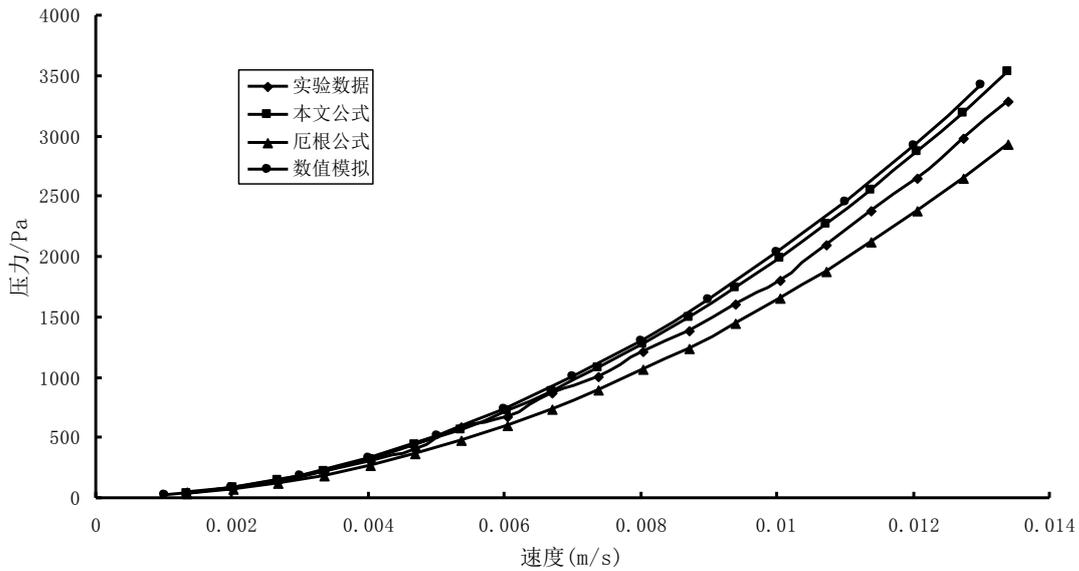


图 7.23 方程 (4.47) 和厄根方程、数值模拟与实验数据的比较

Figure 7.23 Equation (5.47), and Hagen equation, numerical simulation and experimental data comparison

7.7 本章小结

本章通过建立物理数学模型,利用 *fluent* 软件对毛细吸液芯辐射换热板辐射空间模型的温度场,速度场,以及内部冷媒介质的流动压降进行了数值模拟,主要结论如下:

(1) 编制了毛细吸液芯辐射换热板在流动方向按均匀梯度的分布程序,对不同工况下供回水温度条件下的物理模型进行数值计算,模拟分析了其相应的模型空间温度、速度场分布情况。结果表明,在辐射空调温度场情况下,室内温度梯度以及速度场的流动都非常小,符合人体舒适性要求。

(2) 分析了毛细吸液芯辐射换热空间内温度梯度分布及内部多孔介质流动压降,并将数值模拟结果与实验数据、本模型公式、厄根公式做了对比。验证了实验和模型的合理性,为毛细吸液芯辐射换热板在辐射空调中的应用奠定了一定的理论基础。

8 结论与展望

8.1 结论

辐射空调由于其高效、节能、环保、舒适，在空调末端已得到广泛应用。现有辐射空调大部分采用 PPR 制成的蛇形辐射换热管或者 PVC 制成的毛细辐射板。基于现有的蛇形辐射换热管初投资高，换热量较小，所以只用在了一些别墅和收入相对较高的群体。本文在实验基础上首次提出了由柠檬酸钾-石膏配制而成的毛细吸液芯辐射换热板。通过对毛细吸液芯的选取，加工，传热性能测试，阻力性能测试初步完善了毛细吸液芯辐射换热板的应用，并通过理论分析针对毛细吸液芯辐射板空调系统的传热过程进行了描述。主要研究内容如下：

①通过实验对多孔介质石膏的孔隙率、强度、平均孔隙半径等进行了研究，结果表明柠檬酸钾对石膏的物理性质有很大的影响，加入柠檬酸钾之后，由于柠檬酸根与溶液中的 Ca^{2+} 反应，生成不溶沉淀，吸附于二水石膏表面，阻碍晶体接触，延缓晶体生长，致使凝结时间增长，导致晶体间孔隙增多，孔隙率增大。综合考虑，选择了 CaSO_4 和 $2\text{H}_2\text{O}$ 摩尔数比 1: 4 外加所需水量 2% 的柠檬酸钾，孔隙率为 55.3%，孔隙半径 0.015mm 的柠檬酸钾石膏作为内填毛细吸液芯。

②通过不断改进，设计了第三代毛细吸液芯辐射换热板，对比实验可知，毛细吸液芯辐射换热板的传热性能能够达到要求，并且在冷水进口温度为 11°C - 16°C 的条件下，相比常规辐射空调中的蛇形辐射换热盘管，制冷量提高了 37%-57.7%。采用红外摄像技术，分析了毛细吸液芯辐射换热板的板面温度分布及空间温度分布梯度，结果表明，毛细吸液芯辐射板的板面温度场比常规蛇形辐射换热盘管的板面温度场更加的均匀，空间温度梯度更小，更符合人体热舒适性要求。

③提出了在毛细吸液芯辐射换热板空调系统中其依次的热交换过程，冷媒介质与毛细吸液芯辐射换热板壁面换热、毛细吸液芯辐射换热板与装饰层换热、天花板表面与房间空气的对流换热及各表面的辐射换热。得到了天花板壁面的温度计算公式以及在该模型下的综合换热系数。共同构成了毛细吸液芯辐射换热板对室内传热过程的数学描述。

④通过对多孔介质流动理论分析，结合 Hagen-Poiseuille 方程，建立了毛细吸液芯辐射换热板流动阻力模型，所得到的模型是孔隙率，孔隙半径、颗粒直径、流体性质、流体速度、迂曲度的函数。该模型不含经验常数，每个参数都有明确的物理意义。通过比较可知，本模型和 Ergun 方程、实验数据符合得较好，证明了该模型的合理性。比较分析了毛细吸液芯辐射换热板和传统的蛇形辐射换热盘管

的阻力,结果表明当流量小于 17L/h 时,水在辐射板中流动时的阻力大于在蛇形管中流动时的阻力;流量大于 17L/h 时,水在辐射板中流动时的阻力小于在蛇形管中流动时的阻力。说明随着流量的增大,蛇形管的阻力增加的更快,流动损失较大。所以在大于 17L/h 的流量条件下,流体更适合于在毛细吸液芯辐射板中流动。并利用 ICP-Optional Emission Spectrometer 对循环水在毛细吸液芯辐射换热板内部运行钙离子浓度进行了测试,测试结果表明,毛细吸液芯式冷却顶板运行 360 小时以后,水中的钙离子浓度趋于稳定状态,基本呈现在 0.6g/L 左右,将不会对整个毛细吸液芯辐射空调系统的运行状况造成不良的影响,能够满足循环水在空调中的长期使用。

⑤介绍了在辐射空调系统中为了解决湿度和新风问题的温湿度独立控制系统,并列出了毛细吸液芯辐射换热板空调系统房间的湿度平衡方程。通过比较当前常用的几种除湿方法,根据本文毛细吸液芯的基础上提出了转式吸附除湿技术,结合了转轮除湿和吸附除湿的优点,为毛细力和多孔介质浓溶液在除湿技术中提出了一种新的思路。

⑥对传统空调和辐射空调的耗能进行了分析,通过热力学第一定律提出了综合散热度和集中散热度揭示了辐射空调节能的原因,指出辐射空调的设计温度相比常规空调的设计温度高 2~3℃。每处理 1m³ 的新风到室内状态,室内状态 25℃ 传统空调相比室内状态 27℃ 辐射空调要多耗能 12%。如果将辐射空调房间设计温度定为 28℃,传统空调要比辐射空调多耗能 20%。并通过热力学第二定律火用值理论分析了毛细吸液芯辐射空调的节能优势,与常规的风机盘管空调系统相比,辐射空调系统火用损可以降低 83.7%。。

⑦通过理论分析,采用 C 语言编程,CFD 计算模拟,分析了毛细吸液芯辐射换热空间内温度梯度分布及内部多孔介质流动压降,并将数值模拟结果与实验数据以及本模型公式、厄根公式做了对比。验证了实验和模型的合理性,为毛细吸液芯辐射换热板在辐射空调中的应用奠定了一定的理论基础。

8.2 展望

本文提出了一种新的辐射空调末端换热器,将多孔介质比表面积大,传热效果好的优点与辐射空调末端结合了起来,并通过实验、理论分析与数值模拟对毛细吸液芯辐射换热板的换热性能,流动阻力损失进行了研究。鉴于辐射空调在国内应用的时间较短,多孔介质流动的复杂性以及不同模型的影响很大,论文还有很多工作需要进一步研究和完善,主要表现在以下几个方面:

①本文仅从实验和理论分析的角度对毛细吸液芯辐射板的换热及流动性能进行了研究,在实际工程的应用中还需要进一步的完善,并且辐射空调利用的是低

品位能源，如何将地源热泵、水源热泵、太阳能等和辐射空调末端很好的利用起来，需要开展针对整个系统的节能型研究。

②多孔介质的流动及换热相当复杂，现在国内外的研究基本上都是基于自己的模型得出的半经验公式，而且多孔介质内部流体换热系数在国内外的研究中成熟模型还未见报道，希望能更进一步的研究。鉴于多孔介质流动的复杂性以及不同模型的影响很大，本文希望为毛细吸液芯辐射换热板的流动模型提供一定的理论支撑，也为后面的多孔介质流动的进一步研究提供一定的基础。

③在童老师的带领下，刘彬博士正在开发第四代平行流毛细吸液芯辐射换热板直接蒸发式分体型热泵空调系统。传统的辐射空调系统用在大型场合或者别墅中较多，该辐射空调系统有望在家装中采用。期望他们尽快做出实验研究，对其节能性和舒适性进行分析。

致 谢

致 谢

光阴似箭，博士五年的学习生活即将结束。回首既往，自己人生的一段宝贵时光能够在这样的校园之中，能够在如此众多学术精湛，才华横溢的老师的熏陶下度过，实感荣幸之至。五年专业知识的深入学习让我受益匪浅，这除了自身的努力外，与各位老师、同学和朋友的关心、支持和鼓励是分不开的。

从本论文的选题和实验研究以及完成论文的撰写都倾注着导师童明伟教授的大量心血。值此论文完成之际，向童老师表达我最诚挚的谢意和深深祝福，是他勇于创新的精神、深厚的专业知识、严谨的治学态度、丰富的实践经验不断的激励着我们不断的尝试、学习、总结、实践，使得课题一步一步的能够进行下去，并不断的取得良好的效果。童老师宽广的胸襟，敢想敢做勇于承担的精神是我们以后做人做事的榜样，跟从童老师学习的五年将会对我终生受益。同时也要感谢我的师母，她在我们平时的生活中给予的关爱，让我们在外求学时感受到家庭般的温暖。

感谢杨颖老师在我读书的这五年里对我学业上的的引导和帮助，在这里我向杨老师表示衷心的感谢和深深的敬意。

在论文的完成过程中，感谢实验室的所有师兄、师姐、师弟、师妹在我做研究的过程中对我的帮助。特别感谢硕士吴中正、师弟陈才帮助我一起做实验，正是因为大家的一起努力，才有了今天的结果。感谢刘彬师兄、张强师兄、蔡琴师姐、秦增虎博士、张浩师弟、尹飞师弟、王茜师妹、孙亚辉师弟、于佳佳师弟，感谢你们对我学习上和生活上的帮助。感谢在五年里所有帮助过我的同学和朋友们，是你们陪我走过了这五年的风风雨雨，感谢你们最真挚的友谊。

在此，也向在远方的父母和家人致以最深的谢意。感谢他们多年来对我学业的支持、鼓励以及生活上的帮助。同时向所有关心和帮助过我的人致以最诚挚的谢意！

由于自身专业水平的不足，本论文肯定有尚未发现的缺点和错误，恳请评阅论文和参加答辩的各位专家老师和同学给予指正！衷心的感谢你们在百忙之中评阅和参加我的论文答辩！

胡 鹏

二〇一二年九月于重庆大学

参考文献

- [1] 王子介.法国的建筑节能与法规[J].暖通空调,1995,25(6):36-39.
- [2] 涂逢祥.走向 21 世纪的英国节能建筑[J].建筑节能,1996,(3):42-48.
- [3] 建设部.建筑节能九五计划和 2010 年规划,1996.
- [4] 建设部.建筑节能技术政策,1996.
- [5] 薛红香.毛细管空调系统舒适性及气流组织的研究:[山东建筑大学硕士学位论文].山东:山东建筑大学,2009.
- [6] P.Courtin. Queleques notions du confort humain dans differentes ambiances[J].Chaud froid plomberie 2001,(636):75-79.
- [7] 金招芬,朱颖心.建筑环境学[M].北京:中国建筑工业出版社,2001.
- [8] K. Kitagava,N. Komoda,ect. Effect of humidity and small air movement on thermal comfort under a radiant cooling ceiling by subjective experiments[J].Energy and Buildings,1999,(30):185-193.
- [9] T.Miyanaga.Simplified body model for evaluating thermal radiant environment in a radiant cooling space[J].Building and Environment,2001,(6):801-808.
- [10] S.G.Hodder. Thermal comfort in chilled celing and displacement ventilation environments: vertical radiant temperature asymmetry effects[J].Energy and Buildings,1998,(27):167-173.
- [11] 王子介.低温辐射供暖与辐射供冷[M].北京:机械工业出版社,2004.
- [12] 陈启,马一太.辐射顶板空调系统的优势[J].节能技术,2005,23(1):40-43.
- [13] 亢燕铭等.地板辐射采暖的节能效应分析[J].全国暖通年会论文集,2000:32-35.
- [14] 苏夺,陆琼文.辐射空调及其发展方向[J].制冷空调电力机械,2003,24(93):165-172.
- [15] H.E.Feustel,C.Stetiu. Hydronic radiation cooling-preliminary assesment[J].Energy and Buildings,1995,(26):193-205.
- [16] J.l.z.zhang. Energy saving plntential of chilled-ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climates[J]. Energy and Buildings 2000(34):487-495.
- [17] 何婧,杜静,寿青云等.浅议辐射供冷空调系统在工程中的应用[J].制冷空调与电力机械,2008,(29):59-61.
- [18] 高志宏,刘晓华,江亿.毛细管辐射供冷性能试验研究[J].太阳能学报.2011.32(1):101-106.
- [19] 高攀,赵力.辐射式空调器的设计与数值模拟[J].机械工程学报,2008,2(44):238-241.
- [20] 葛风华.平均辐射温度与辐射供暖、辐射供冷[J].吉林建筑工程学院学报,2006,23(2):45-48.
- [21] 马景骏,孙丽颖.冷却顶板系统的热舒适性分析[J].哈尔滨工程大学学报,2001,

- 22(5):27-30.
- [22] 闫全英,齐正新,王威.无保温楼板辐射供冷系统热过程的研究[J]. 建筑热能通风空调 2005, 24(1): 1-6.
- [23] 朱能,刘珊.置换通风与冷却顶板的热舒适性研究[J]. 制冷学报, 2000,21 (4)::64-70.
- [24] 任艳丽, 李德英, 张于峰. 地板供冷与置换通风的模拟与分析[J]. 沈阳建筑大学学报: 自然科学版, 2008, 6(24):1066-1069.
- [25] 孙丽颖,马最良.冷却吊顶供水方式对系统运行能耗的影响[J]. 暖通空调, 2003, 33(1):107-109.
- [26] 刘学来.毛细管格栅空调系统的动态仿真与实验研究:[中国石油大学博士论文].山东: 中国石油大学, 2011.
- [27] P.VANGTOOK, S.CHIRARATTANANON An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate[J].Energy and Buildings, 2006, 38: 273–285.
- [28] Helmut E. Feustel, Corina Stetiu. Hydronic radiant cooling - preliminary assessment[J]. Energy and Buildings 22 (1995) 193-205.
- [29] Nestor Fonseca. Experimental analysis and modeling of hydronic radiant ceiling panels using transient-state analysis[J]. International journal of refrigeration. 2011,34:958-967.
- [30] Melanie Fauchoux , Mohit Bansal, etal. Testing and modelling of a novel ceiling panel for maintaining space relative humidity by moisture transfer[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer. 53 (2010) 3961–3968.
- [31] J. Miriel, et al. Radiant ceiling panel heating–cooling systems: experimental and simulated study of the perormances, thermal comfort and energy consumptions[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22: 1861–1873.
- [32] T. IMANARI, TOSHIAKI OMORI, KAZUAKI, BOGAKI. Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system: comparison with the conventional all-air system[J]. Energy and Buildings, 1999, 30: 167–175.
- [33] J.W. Jeong, et al. Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel[J]. Building and Environment, 2007, 42: 3176 – 3185.
- [34] Refet Karadag. New approach relevant to total heat transfer coefficient including the effect of radiation and convection at the ceiling in a cooled ceiling room[J]. Applied Thermal Engineering, 29 (2009) 1561–1565.
- [35] Maxime Tye-Gingras, Louis Gosselin. Investigation on heat transfer modeling assumptions for radiant panels with serpentine layout[J]. Energy and Buildings, 43 (2011) 1598–1608.
- [36] Taeyeon Kim, Shinsuke Kato. Indoor cooling/heating load analysis based on coupled simulation of convection, radiation and HVAC control[J]. Building and Environment 36

参考文献

- (2001) 901–908.
- [37] Corina Stetiu. Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings[J]. *Energy and Buildings* 30_1999. 127–138.
- [38] Koichi Kitagawa , Noriko Komoda. Effect of humidity and small air movement on thermal comfort under a radiant cooling ceiling by subjective experiments[J]. *Energy and Buildings*,30 1999. 185–193.
- [39] F. Sodec. Economic viability of cooling ceiling systems[J]. *Energy and Buildings*, 1999, 30(2): 195-201.
- [40] AtilaNovoselace, JelenaSrebrice. A critical review on the performance and design of combined cooled ceiling and displacement ventilation systems[J]. *Energy and Buildings*, 2002,34:497-509.
- [41] Peter Simmonds,Stefan Holst. Using radiant cooled floors to conditioning large space and maintain comfort condition[J]. *ASHRAE Transactions*, Symposia 2000, DA-00-8-3:695-701.
- [42] 何婧,杜静,寿青云等.浅议辐射供冷空调系统在工程中的应用[J].*制冷空调与电力机械*,2008,(29):59-61.
- [43] 任杰,兰海,周井明.毛细管网平面辐射空调系统应用与推广[J].*供热制冷*,2008,(6):27-29.
- [44] 薛志峰.超低能耗建筑技术及应用[M].北京:中国建筑工业出版社,2005.
- [45] Albusairi B, Hsu J T. Application of Shape Factor to Determine the Permeability of Perfusive Particle[J]. *Chemical Engineering Journal*,2002,89:173~183.
- [46] Ergun S. Fluid Flow through Packed Columns[J]. *Chemical Engineering Progress*, 1952, 48:89~94.
- [47] Carman P C. Fluid Flow through Granular Beds. *Transactions-Institution of Chemical Engineers*, 1937,150-166.
- [48] F.R. Villatoro, J. Perez, J.L.G. Santander, etal. Perturbation analysis of the heat transfer in porous media with small thermal conductivity. *Journal of Mathematical Analysis and Applications*, 374 (2011) 57–70.
- [49] J. Raymond, R. Therrien, L. Gosselin, etal. Numerical analysis of thermal response tests with a groundwater flow and heat transfer model. *Renewable Energy*, 36 (2011) 315-324.
- [50] Jiang P X, Li M, Lu T J et al. Experimental Research on Convection heat Transfer in Sintered Porous Plate Channels[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*,2004, 47: 2085~2096.
- [51] Jiang P X, Wang Z, Ren Z P et al. Experimental Research of Fluid Flow and Convection Heat Transfer in Plate Channels Filled with Glass or Metallic Particles[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1999,20: 45~54.

- [52] Gray W G. Thermodynamics and Constitutive Theory for Multiphase Porous-media Flow Considering Internal Geometric Constraints[J]. Advances in Water Resources, 1999, 22(5): 521~547.
- [53] Fergui O, Bertin H, Quintard M. Transient Aqueous Foam Flow in Porous Media: Experiment and Modeling[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 1998, 20: 9~29.
- [54] Teng H, Zhao T S. An Extension of Darcy's Law to Non-Stokes Flow in Porous Media[J]. Chemical Engineering Science, 2000, 55: 2727~2735.
- [55] Chikh S, Boumedien A, Bouhadek K. Analysis Solution of Non-Darcian Forced Convection in an Annular Duct Partially Filled with a Porous Medium[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1995, 38(9): 1543~1551.
- [56] Bortolozzi R A, Deiber J A. Comparison between Two and One-Field Models for Natural Convection in Porous Media[J]. Chemical Engineering Science, 2001, 56: 157~172.
- [57] Jiang P X, Si G S, Li M et al. Experimental and Numerical Investigation of Forced Convection Heat Transfer of Air in Non-sintered Porous Media[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2004, 28: 545~555.
- [58] Izadpanah M R, Müller-Steinhagen H, Jamialahmadi M. Experimental and Theoretical Studies of Convective Heat Transfer in a Cylindrical Porous Medium[J]. International Journal of Heat and Fluid flow, 1998, 19: 629~635.
- [59] Jiang P X, Xu Y J, Lv J et al. Experimental Investigation of Convection Heat Transfer of CO₂ at Super-critical Pressures in Vertical Mini-tubes and in Porous Media[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24: 1255~1270.
- [60] Antohe B V, Lage J L, Price D C, et al. Experimental Determination of Permeability and Inertia Coefficients of Mechanically Compressed Aluminum Porous Matrices[J]. Journal of Fluids Engineering, 1997, 119(2): 404-412.
- [61] Polyakov V M, Mozhaev A P, Galitsevsky B M, et al. A Study of Internal Heat Transfer in Nonuniform Porous structures[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1996, 12(4): 426-432.
- [62] 胥蕊娜, 姜培学, 李勋, 等. 微细多孔介质中流动及换热实验研究[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(1): 103 - 106.
- [63] 陈威, 张爱国, 刘倩等. 含湿多孔介质应用于建筑墙体的制冷性能分析[J]. 四川建筑科学研究, 2011, 37(6): 252-257.
- [64] 窦智, 周志芳, 李兆峰. 多孔介质油水两相 $k \sim s \sim p$ 关系数学模型的实验研究[J]. 水科学进展, 2012, 23(2): 201-208.

参考文献

- [65] Jiang P X, Ren Z P, Wang B X. Numerical Simulation of Forced Convection Heat Transfer in Porous Plate Channels Using Thermal Equilibrium and Nonthermal Equilibrium Models. *Numerical Heat Transfer(Part A)*,1999,35(1):99-113.
- [66] 吴金随. 多孔介质里流动阻力分析:[华中科技大学硕士论文].湖北:华中科技大学, 2006.
- [67] 白鹏飞. 多孔型微细通道强化传热结构的设计制造及传热性能研究:[华南理工大学博士论文]. 广东: 华南理工大学, 2010.
- [68] 张云. 多孔介质中流动的格子 Boltzmann 模拟[中国石油大学博士学位论文]. 山东: 中国石油大学, 2011.
- [69] Nan Liu,Zhixian Gao,Huanying Zhou,Yonghong He.Study of oligonucleotide fixation on bilayer lipid membranes by patch-clamp pipette support[J].*Rare Metal Materials and Engineering*,2006,35(1):324-326.
- [70] 彭家惠, 陆明凤, 瞿金东, 等. 柠檬酸对建筑石膏水化的影响及其机理研究[J].*建筑材料学报*, 2005, 8(1):94-99.
- [71] 刘伟,范爱武,黄晓明.多孔介质传热传质理论与应用[M].北京:科学出版社,2006.
- [72] 彭家惠,王凤仙,张建新等.柠檬酸对石膏析晶过饱和度和微结构的影响[J].*武汉理工大学学报*,2006,28(11):44-47.
- [73] 黄凤萍,李纓,陈利红等.绿色高效外加剂对模型石膏性能的影响[J].*非金属矿*,2007,30(6):18-20.
- [74] 张巨松,郑万荣,陈华,张添华.影响 α 半水石膏粒度、形貌及强度的因素[J].*沈阳建筑大学学报*,2006,26(6):930-933.
- [75] Liu Chun-yang,Guan Bao-hong,Wu Zhong-biao.Characterization and precipitation mechanism of α -calcium sulfate hemihydrate growing out of FGD gypsum in salt solution[J].*Science in China Series E: Technological Sciences*,2009,52(3):125-129.
- [76] Tydlitá V,Tesárek P. Effects of the type of calorimeter and use of plasticizers and hydrophobizers on the measured hydration heat development of FGD gypsum[J].*Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*,2008,91(15):225-229.
- [77] 王青豪,郑辉,欧阳健明.柠檬酸钾对尿石患者和正常人尿液凝胶中草酸钙晶体生长的影响[J].*人工晶体学报*,2006,35(5):1099-1102.
- [78] 何国欣,姬长发.多孔介质在暖通空调领域的应用与分析[J].*制冷与空调*,2009,23(3):26-30.
- [79] 布文峰, 王世洪.户型冷板辐射式空调系统研究[J].*制冷与空调*, 2002, 4(2):25-27.
- [80] 金梧凤,余铭锡等.毛细管网系统供冷性能的实验研究[J].*暖通空调*,2010,40(9):102-107.
- [81] 童明伟,胡鹏,吴中正.毛细吸液芯换热板的设计与实验研究[J].*重庆大学学报*, 2011,34(8):8-12.
- [82] 田胜元,萧日嵘.实验设计与数据处理[M].北京:化学工业出版社出版社,2000.

- [83] 胡鹏, 童明伟, 陈才等. 毛细吸液芯冷却顶板流动阻力及制冷特性[J]. 化工学报, 2012,63(1):57-61.
- [84] Kandlikar S.G., Grande W.J. Evolution of Microchannel Flow Passages- Thermohydraulic Performance and Fabrication Technology[J]. Heat Transfer Engineering, 2002, 25(1): 3-17.
- [85] Kawaji M., Chung P.M.Y.. Unique Characteristics of Adiabatic Gas-Liquid Flows in Microchannels Diameter and Shape Effects on Flow Patterns, Void Fraction and Pressure Drop[A]. Proceedings of the First International Conference on Microchannels and Minichannels[C]. New York: ASME. 2003: 115-127.
- [86] Ali M.I, Sadatomi M., Kawaji M. Two-Phase Flow in Narrow Channels between Two Flat Plates[J]. Canadian journal of chemical engineering, 1993, 71(5): 449-456.
- [87] Celata G.P. Heat Transfer and Fluid Flow in Microchannels[M]. New York: Begell House Inc, 2004.
- [88] Meijuan Yun, Boming Yu, Peng Xu, Jinsui Wu , Geometrical Models for Tortuosity of Streamlines in Three-Dimensional Porous Media , The Canadian Journal of Chemical Engineering, 84, 301-309, 2006.
- [89] Yu B.M and Cheng P., A fractal permeability model for bi-dispersed porous media, Int. J. Heat and Mass Transfer, 2002, Vol.45(14) 2983-2993.
- [90] Yu B.M., Cheng P., A fractal model for permeability of bi-dispersed porous media. Int.J.of Heat and Mass Transfer. 2002 Vol.45,2983-2993.
- [91] Yu B.M., Li J.H., Some fractal characters of porous media, Fractals, 2001.9(3),365-372.
- [92] Yu B.M., Lee L J, Cao H Q, Fractal characters of pore microstructures of textile fabrics. Fractals, 2001.9(2): 155-163.
- [93] 张也影, 流体力学, 高等教育出版社 (pp142, pp251) .
- [94] GB/T7476-1987 《水质钙的测定 EDTA 滴定法》 .
- [95] GB/T11905-1989 《水质钙和镁的测定原子吸收分光光度法》 .
- [96] 王静斌, 权瑞, 文德振. 水中钙离子现场快速测定方法研究[J], 环境污染治理技术与设备, 2002, 3(4): 9-12.
- [97] 刘丽娟, 赵国雄, 邹健等. 电感耦合等离子体原子发射光谱仪(ICP-AES)测定重组酵母乙型肝炎疫苗中硫柳贡的含量[J], 中国药事, 2010, 24(8): 795-797.
- [98] 刘栓强, 刘晓华, 江亿. 温湿度独立控制空调系统中独立新风系统的研究[J]. 暖通空调, 2010, 40(12): 85-90.
- [99] 刘学来, 薛红香, 李永安, 等. 毛细管平面辐射空调房间室内计算温度研究[J]. 煤气与热力, 2010, 30 (3) : A24-A29
- [100] 马玉奇, 刘学来, 李永安等. 冷却顶板结露问题分析[J]. 山东建筑大学学报, 2007,

参考文献

- 22(6): 537—540.
- [101] 马玉奇, 刘学米, 李永安等. 冷却顶板热工参数分析[J]. 山东建筑大学学报, 2007, 22(5): 425-429.
- [102] 张立志. 除湿技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [103] 谢海敏. 空调系统中的除湿技术及其节能分析[J]. 应用能源技术, 2008, (04): 35-40.
- [104] 马丽君. 固体干燥剂转轮除湿特性的理论与实验研究[D]. 天津商业大学, 2011.
- [105] 王高飞. 转轮除湿空调系统研究[D]. 广州大学, 2007.
- [106] 江亿, 李震, 陈晓阳, 等. 溶液式空调及其应用[J]. 暖通空调, 2004, (11): 88. 97.
- [107] 袁秋霞, 刘俊杰, 谢慧. 液体除湿系统在低湿洁净环境中的应用研究[J]. 河北建筑科技学院学报, 2005, 23(3): 21. 23.
- [108] 代彦军, 王如竹. 混合式除湿空调节能特性研究[J]. 工程热物理学报, 2003, (02): 205-207.
- [109] 王保国, 文湘华, 陈翠仙. 膜分离技术在石油化工中应用研究现状[J]. 化工进展, 2002, 21(12): 880. 884.
- [110] 张立志, 江亿. 膜法空气除湿的研究与进展[J]. 暖通空调, 1999, (06): 28. 32.
- [111] 汪洋. 冷辐射空调及其节能原理[J]. 建筑热能通风空调, 2010, 29(3): 71-74.
- [112] 马玉奇, 刘学米, 李永安等. “火用”分析方法在毛细管空调系统的节能性分析中的应用[J]. 中国住宅设施, 2007, (11): 58-59.
- [113] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 第4版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 365—371.
- [114] 陶文铨. 数值传热学(第2版)[M]. 西安交通大学出版社, 2003.
- [115] 陶文铨. 计算流体力学与传热学[M]. 中国建筑工业出版社, 1991.
- [116] 邓彩华, 童亮, 陈壁峰等. 多孔介质流动的直接数值模拟[J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2011, 35(12): 1257-1260.
- [117] 汪明. 基于封闭式冷却塔的毛细管辐射空调冷源研究[D]. 山东建筑大学, 2011.
- [118] 李永安, 尚丰伟, 焦明先. 空调用封闭式冷却塔热工性能的动态仿真及实验研究[J]. 制冷学报, 1998, (4): 66-70.
- [119] 徐今强, 冯自平, 肖睿, 等. 冰蓄冷中央空调预热泵流量模糊控制[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(3): 260-267.
- [120] 童明伟, 胡鹏, 孙亚辉等. 热泵空调机组水循环流动特性的试验研究[J]. 排灌机械工程学报, 2012, 30(1): 1-5.
- [121] 郭晓艳. 吸收系数对炉膛传热计算的影响[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2009, 33(5): 156-158.
- [122] 余其铮. 辐射换热原理[M]. 哈尔滨工业大学出版社, 2000.
- [123] 金文, 张鸿雁, 何文博. 多孔介质壁面条件下微尺度流动的数值模拟[J]. 排灌机械工程

- 学报, 2010, 28 (3): 271-278.学报, 2012,30(1): 1-5.
- [124] 陆亚俊主编.暖通空调.北京:中国建筑工业出版社, 2002.
- [125] 王雪.冷却顶板和太阳辐射对置换通风系统影响的模拟与分析[D].哈尔滨工业大学硕论文, 2005.6.
- [126] Bear J. 多孔介质流体动力学. 李竞生, 崇希, 译[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983.
- [127] 金仁喜, 淮秀兰. 多孔介质高强度传热传质的理论研究[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(6): 152-154.
- [128] 杨世铭, 肖宝成, 杨强生. 多孔介质内部热质传递的等效耦合扩散模型[J]. 上海交通大学学报, 1992. 26(6): 52-61.

附 录

A. 作者在攻读博士学位期间发表的论文目录

- [1] 童明伟, 胡鹏. 涡旋式高压气体膨胀机做工过程的热力学分析[J], 机械工程学报, 2010, 46(17): 145-150.
- [2] 童明伟, 胡鹏, 杨颖等. 毛细吸液芯换热板的设计与实验研究[J], 重大学报, 2011, 34(8): 6-10.
- [3] 胡鹏, 童明伟, 陈才等. 毛细吸液芯冷却顶板流动阻力及制冷特性[J], 化工学报, 2012, 63(1): 57-61.
- [4] 童明伟, 胡鹏, 孙亚辉. 基于热泵空调机组水循环阻力及水质实验研究[J] 排灌机械工程学报, 2012, 30(1): 1-5.
- [5] Ming-wei Tong Peng Hu · Qiang Zhang et al. Prediction and Measurement of Lifting Height of Liquid Nitrogen in Capillary Porosity Wick (Journal of Superconductivity and Novel Magnetism) .(已录用).
- [6] Ming-wei Tong Peng Hu Zeng-hu Qin, et al. The Performance Characteristics of a New Ceiling Cooling Panel (Journal of Superconductivity and Novel Magnetism) .(已录用).
- [7] 童明伟, 吴中正, 胡鹏, 刘彬. 石膏不同组份对孔隙率的影响[J], 重庆大学学报, 2011, 34(10): 97-102.
- [8] 杨颖, 陈才, 童明伟, 胡鹏. 毛细吸液芯蒸发式辐射空调系统供冷量的相关研究[J], 化工进展, 2012, 31 (4): 773-777.
- [9] Design and Performance Measurement on a New Ceiling Cooling of Capillary Suction Core (外审中)。

B. 作者在攻读博士学位期间专利

- [1] 童明伟;胡鹏;童师颖.液氮驱动冷热微创刀系统(发明专利,专利号:201010204057.5,已授权)。
- [2] 童明伟,胡鹏,张强,刘彬.带式压榨机颗粒物料分配器(实用新型专利,专利号:201020144721.7,已授权)。
- [3] 胡鹏,童明伟.人体微环境控制节能空调服系统(发明专利,专利号201010151108.2,已公布)。
- [4] 胡鹏,童明伟,童师颖.自然对流防爆型铝质平行流热管散热器(发明专利,专利号201010135420.2,已公布)。
- [5] 童明伟;胡鹏;童师颖.毛细辐射板蒸发器(发明专利,专利号:20091010402.2,已公布)。
- [6] 童明伟;胡鹏;童师颖.体内微创冷冻手术刀(发明专利,专利号:201010204079.1,已公布)。
- [7] 童明伟;胡鹏;童师颖等.平行流毛细吸液芯板末端空调换热器(发明专利,申请号:201010582075.7;已公布)。
- [9] 胡鹏;童明伟;童师颖等多孔介质浓盐溶液回转式吸附除湿系统(发明专利,专利号,20111010434.2,已公布)。
- [10] 童明伟;胡鹏;童师颖.高温液态物料造粒及热回收系统(发明专利,专利号201110041004.已公布)。
- [11] 童明伟;胡鹏;童师颖;陈才.三维螺旋板式气-气换热器(发明专利,专利号201120076459,已公布)。
- [12] 童明伟;胡鹏;童师颖;秦增虎.充气式转炉顶吹转炉煤气密封环(发明专利,专利号,20111004102.5,已公布)。
- [13] 胡鹏;童明伟;童师颖等.平行流毛细吸液芯板分体型热泵空调系统(发明专利,专利号,20101059828.8,已公布)。

C. 工程实践

- [1] 2011年2月-2011年10月在天汇圣泉机电设备有限公司负责了重庆天景樾舍酒店及祠堂空调系统设计及重庆示范工程项目报告研究。
- [2] 2011年11月-至今,参与了国家十一五项目中煤科工集团重庆研究院4800Nm³/d含氧煤层气LNG液化分离装置中试试验。以及中煤科工集团重庆研究院国家十二五项目30万Nm³/d含氧煤层气液化分离制LNG工程的工艺包设计。