



华南理工大学

South China University of Technology

博士学位论文

蒸发式冷凝制冷系统的模拟、实验及节能
应用研究

作者姓名

尹应德

学科专业

化学工程

指导教师

朱冬生 教授

所在学院

化学与化工学院

论文提交日期

2012年4月6日

获取更多资料

微信搜索蓝领星球

**Simulation and Experiment and Energy-conservationed
Applied Research of Evaporative Condensed Refrigeration
System**

A Dissertation Submitted for the Degree of Doctor of Philosophy

Candidate: Yin Yingde

Supervisor: Prof. Zhu Dongsheng

South China University of Technology

Guangzhou, China



“制冷百家”

物性查询, 论文查看, 制冷、暖通最好的微信公众号, 关注送论文资料

分类号: TQ025.3

学校代号: 10561

学号: 200710103583

华南理工大学博士学位论文

蒸发式冷凝制冷系统的模拟、实验及节能
应用研究

作者姓名: 尹应德

指导教师姓名、职称: 朱冬生 教授

申请学位级别: 工学博士

学科专业名称: 化学工程

研究方向: 制冷与空调

论文提交日期: 2012年4月6日

论文答辩日期: 2012年6月7日

学位授予单位: 华南理工大学

学位授予日期: 年 月 日

答辩委员会成员:

主席: 钟理

委员: 朱冬生、陈 颢、赵黛青、梁 栋

华南理工大学 学位论文原创性声明

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

作者签名： 尹志德 日期：2012年6月9日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，即：研究生在校攻读学位期间论文工作的知识产权单位属华南理工大学。学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许学位论文被查阅（除在保密期内的保密论文外）；学校可以公布学位论文的全部或部分内容，可以允许采用影印、缩印或其它复制手段保存、汇编学位论文。本人电子文档的内容和纸质论文的内容相一致。

本学位论文属于：

保密，在 _____ 年解密后适用本授权书。

不保密，同意在校园网上发布，供校内师生和与学校有共享协议的单位浏览；同意将本人学位论文提交中国学术期刊(光盘版)电子杂志社全文出版和编入 CNKI《中国知识资源总库》，传播学位论文的全部或部分内容。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名： 尹志德 日期：2012.6.9
指导教师签名： _____ 日期：2012.6.11
作者联系电话： _____ 电子邮箱： _____
联系地址(含邮编)： _____

摘 要

随着我国经济的高速发展，以及人们对高品质工作和生活的追求，能源相对短缺的问题日益严重，建筑能耗是整个国民经济能耗中的重要组成部分，而空调和制冷系统的能耗是建筑能耗中最主要的能耗之一。蒸发式冷凝制冷系统作为制冷系统中的一种方式，具有高效节能和节水的特点，但人们对它的研究尚不多见，相关的研究资料和数据也十分缺乏。基于以上原因，本文对蒸发式冷凝制冷系统进行了深入研究分析，主要研究内容如下：

根据计算流体力学(Computational Fluid Dynamics)中关于气-液两相流的处理方法，采用 VOF(volume of fluid)多相流模型，建立了水平换热管外气-液两相流动和传热传质的计算模型，并通过数值模拟研究流体流动特性和传热传质现象。模拟结果表明：在气-液两相逆流传热过程中，潜热传热量所占气-液界面总传热量的比值在 90%以上；气-液两相逆流时，潜热传热量所占气-液界面总传热量的比值比气-液两相顺流时高；在气-液相界面处的换热形式是以水蒸发传质引起的潜热换热为主、以温差引起的显热换热为辅，逆流比顺流更有利于传热。

详细介绍了蒸发式冷凝制冷系统的实验装置，该实验装置主要为蒸发式冷凝制冷系统模型的验证提供实验数据，并为其性能优化研究提供实验平台。在实验中，主要测试了冷却水喷淋密度、室外空气干(湿)球温度、空气流速、入口空气相对湿度等参数对蒸发式冷凝制冷系统的强化传热性能和制冷性能的影响；在接近名义工况的条件下，测试得到本实验系统的能效比(Energy Efficiency Ratio)为 3.78，远高于国家相关规范中的蒸发式冷却制冷(系统)机组的制冷性能系数(国标要求不低于 2.4)的数值。

采用效率法建立了涡旋式压缩机的稳态模型；采用分布参数法建立了蒸发器和蒸发式冷凝器的稳态分布参数模型；采用顺序模块法，建立了蒸发式冷凝制冷系统整体模型。通过对整体模型的模拟值与实验值比较表明：系统制冷量的模拟值误差 10%以内，散热量的模拟值误差 10%以内，能效比(EER)的模拟值误差 10%左右；由此可见，本蒸发式冷凝制冷系统模型的精度较高，能准确地模拟系统的热力性能。

在以上研究的基础上，结合模拟和实验的手段，对蒸发式冷凝制冷系统的压缩机、制冷剂、蒸发器的选择及蒸发式冷凝器的强化传热进行研究分析。得到的结论为：(1) R134a 适用于蒸发式冷凝制冷系统；作为 R22 的替代制冷剂，R-407C 适合于使用丁式

蒸发器的蒸发式冷凝制冷系统；R-410A 适合于使用满液式蒸发器的全新设计的蒸发式冷凝制冷系统。(2)采用满液式蒸发器的系统能效比(EER) (制冷剂为 R22) 比采用干式蒸发器约高 8.6%-14%左右。(3) 在一定的实验范围内，空气湿球温度对蒸发式冷凝制冷系统性能的影响最大，其次为空气流速，再次为空气相对湿度，最次为冷却水喷淋密度；在相同的实验条件下，蒸发式冷凝器的换热盘管为圆管、椭圆管以及扭扁管型的蒸发式冷凝制冷系统能效比依次增大，且增幅显著。

采用 Visual Basic 语言开发了一款蒸发式冷凝制冷机组的快速选型软件，该软件可以实现以下功能：(1) 根据建筑类型、建筑面积、预测的 EER 值，快速选出蒸发式冷凝制冷机组的主要设计参数，为生产厂家提供具体产品设计要求依据。(2) 已知建筑物的详细制冷量需求，快速选出蒸发式冷凝制冷机组的主要设计参数，校核生产厂家生产的具体产品是否满足实际要求。介绍了蒸发式冷凝制冷系统节能改造示范工程的具体实施情况，其现场测试结果表明：较之原有的水冷式制冷机组冷源系统，蒸发式冷凝制冷机组冷源系统的节能率为 16.3%，节水率为 39.7%。

本文的研究结果为蒸发式冷凝制冷系统在建筑舒适性空调领域的应用提供了可靠的理论和实验数据，具有重要的参考价值。

关键词：蒸发式冷凝制冷系统；强化传热传质；数值模拟；性能优化；示范工程

ABSTRACT

With China's rapid economic development, as well as the pursuit of the high-quality work and life, the relative shortage of energy is becoming increasingly serious. Building energy consumption is an important component part in the national economy energy consumption, and air conditioning and refrigeration system's energy consumption is one of the main energy consumption of building energy consumption. As one of the refrigeration systems, the evaporative condensed refrigeration system has the features of high efficiency energy-conservation and water-conservation. But the research is still rare, related research information and data are very lack. Based on the above reasons, the evaporative condensed refrigeration system had been in-depth research and analysis in the issue, and the main research contents are as follows:

Based on CFD (computational fluid dynamics) on gas-liquid two-phase approach, using the VOF(volume of fluid) multiphase flow model, and the gas - liquid two-phase flow and heat and mass transfer computational model outside horizontal heat exchanged tube was established, the fluid flow characteristics and heat and mass transfer phenomena was simulated by numerical simulation. Simulation results show that: in the gas - liquid two-phase process of counter current flow, the heat transfer of latent heat percentage ratio is more than 90% in the total heat transfer rate on gas - liquid interface, and the latent heat transfer rate of gas - liquid two-phase counter current flow is higher than that of the gas - liquid two-phase concurrent flow. The form of heat and mass transfer in the gas - liquid interface is caused by water evaporation's latent heat exchange based, supplemented by sensible heat exchange, heat exchange is more conducive to counter current flow than that of concurrent flow.

The evaporative condensed refrigeration system's experimental device was introduced detailedly. The experimental device mainly was used to provide experimental data for the validation of evaporative condensed refrigeration system models, and also used to provide the experimental research platform for evaporative condensed refrigeration system performance optimization, the cooling water spray density, outdoor air dry (wet) bulb temperature, air flow, intake air relative humidity etc key parameters were Tested for the enhanced heat transfer performance and refrigeration performance of the evaporative condensed refrigeration system, and tested to get the energy efficiency of the experimental system energy efficiency ratio (*EER*) of 3.78 nearly in the nominal operation conditions, it is much higher than the relevant national standards for evaporative condensed (system) chiller's energy efficiency ratio (*EER*)

(GB requirement of not less than 2.4) values.

The steady-state model of scroll compressors was established by the usage of efficient method, the steady-state distribution parameters' models of the evaporator and evaporative condenser were established by the usage of the distribution parameters method, the evaporative condensed refrigeration system model was established by the Usage of sequential modular approach. the comparison of the system model through simulation and experimental values shows that: the system cooled capacity simulation error is less than 10%, the system condensed heat simulation error is within 10% error, and energy efficiency ratio (*EER*) simulation error is about 10%; thus, the result shows the high accuracy of the model of the evaporative condenser refrigeration system, and it can accurately simulate the thermal performance of the system.

Based on the above study, combined simulation and experimental means, the choice of evaporative condensed refrigeration system's compressor, refrigerant, evaporator and enhanced heat transfer research of evaporative condenser was analyzed. The following conclusions are obtained: (1) R134a is adapted to evaporative condensed refrigeration system; as an alternative to R22 refrigerant, R-407C is suitable for dry-type evaporator's evaporative condensed refrigeration system; R-410A is suitable for flooded evaporator design of evaporative condensed refrigeration system. (2) The energy efficiency ratio (*EER*) of flooded evaporator's chiller system (R22 refrigerant is used) is higher than that of the dry-type evaporator for about 8.6%-14%. (3) in a certain experimental range, for the effect to the evaporative condensed refrigeration system performance, the gradation from much more to less is air wet bulb temperature, air velocity, relative humidity of the air, the cooling water spray density orderly. in the same experimental conditions, the energy efficiency of evaporative condensed refrigeration system with which evaporative condenser's heat exchange coil is tube, oval tube and twisted respectively in turn increases, and the increase is significantly.

The rapid selection software for evaporative condensed plant was developed by using Visual Basic language, it can achieve the following functions: (1) according to building type, building size, predicted *EER* values, the main design parameters of an evaporative condensed refrigeration plant can be selected rapidly for the manufacturer to provide specific design requirements basis. (2) When the detailed cooled capacity for building requirements is confirmed, the main design parameters of an evaporative condensed refrigeration plant can be selected rapidly to check the manufacturer's specific product, which is produced to meet the actual requirement or not. Moreover, the actual condition of an energy-conservation

demonstration project used evaporative condensed refrigeration plant was introduced. The field-tested results showed that: compared to the original water-cooled refrigeration plant resource system, the evaporative condensed refrigeration plant resource system's energy-conservation rate was 16.3%, and its energy-conservation rate was 39.7%.

The results of this issue can provide reliable theoretical and experimental data for the evaporative condensed refrigeration system's applications in the field of comforted air conditioning in buildings, and have important reference values.

Keywords: Evaporative condensed refrigeration system; Enhanced heat and mass transfer; Numerical simulation; Performance optimization; Demonstration project

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

目 录

| | |
|---------------------------------|-----|
| 摘 要 | I |
| ABSTRACT | III |
| 物理量名称及符号表 | X |
| 第一章 绪论 | 1 |
| 1.1 研究背景 | 1 |
| 1.1.1 我国建筑能耗发展趋势和空调能耗现状分析 | 1 |
| 1.1.2 空调用制冷机组的种类和特点 | 2 |
| 1.2 非饱和蒸发冷凝技术的研究进展 | 5 |
| 1.2.1 基础理论研究进展 | 5 |
| 1.2.2 实验与应用研究进展 | 7 |
| 1.2.3 模型及模拟研究进展 | 11 |
| 1.3 蒸发式冷凝制冷技术的研究进展 | 14 |
| 1.4 蒸发式冷凝制冷系统的研究特点及所面临的问题 | 17 |
| 1.5 课题来源、主要内容及创新之处 | 18 |
| 1.5.1 课题来源 | 18 |
| 1.5.2 主要研究内容 | 18 |
| 1.5.3 创新之处及主要特色 | 19 |
| 1.6 本章小结 | 20 |
| 第二章 蒸发式冷凝传热传质的数值模拟 | 21 |
| 2.1 前言 | 21 |
| 2.2 水平管外单饱和蒸发传热传质的物理模型 | 22 |
| 2.3 水平管外非饱和蒸发传热传质的数学模型 | 23 |
| 2.3.1 多相流模型 | 23 |
| 2.3.2 控制方程 | 26 |
| 2.3.3 表面张力与壁面粘附 | 29 |
| 2.3.4 气液界面剪应力动量源项 | 31 |
| 2.4 初始条件及边界条件 | 32 |
| 2.4.1 初始条件 | 32 |

| | |
|-------------------------------|----|
| 2.4.2 边界条件..... | 32 |
| 2.5 网格划分及其数值求解方法..... | 33 |
| 2.6 计算结果及分析..... | 35 |
| 2.6.1 模型可靠性验证..... | 35 |
| 2.6.2 气-液两相流顺流和逆流的比较..... | 37 |
| 2.6.3 气-液两相流逆流的模拟结果分析与讨论..... | 42 |
| 2.6.4 非饱和蒸发的传热传质机理探讨..... | 47 |
| 2.7 本章小结..... | 48 |
| 第三章 蒸发式冷凝制冷系统的实验装置..... | 49 |
| 3.1 前言..... | 49 |
| 3.2 实验装置介绍..... | 49 |
| 3.2.1 制冷剂循环系统..... | 50 |
| 3.2.2 冷却水循环系统..... | 52 |
| 3.2.3 冷冻水循环系统..... | 55 |
| 3.2.4 数据采集系统..... | 55 |
| 3.3 实验测试数据及实验步骤..... | 56 |
| 3.3.1 数据测量..... | 56 |
| 3.3.2 实验步骤..... | 58 |
| 3.4 实验数据处理..... | 59 |
| 3.4.1 冷却水喷淋密度的计算..... | 59 |
| 3.4.2 制冷量的计算..... | 59 |
| 3.4.3 冷凝热负荷的计算..... | 59 |
| 3.4.4 传质与传热关系的计算..... | 60 |
| 3.4.5 能效比的计算..... | 60 |
| 3.5 误差分析..... | 60 |
| 3.5.1 间接测量误差分析基本公式..... | 60 |
| 3.5.2 基本实验数据的误差分析..... | 61 |
| 3.6 夏季工况下的测试结果..... | 63 |
| 3.7 本章小结..... | 64 |
| 第四章 蒸发式冷凝制冷系统的数值模拟..... | 65 |

| | |
|-----------------------------------|-----|
| 4.1 前言 | 65 |
| 4.2 蒸发式冷凝制冷系统各主要部件的模型 | 65 |
| 4.2.1 压缩机数学模型 | 66 |
| 4.2.2 蒸发器数学模型 | 71 |
| 4.2.3 蒸发式冷凝器数学模型 | 77 |
| 4.2.4 膨胀阀数学模型 | 80 |
| 4.3 模型求解和验证 | 81 |
| 4.3.1 压缩机模型求解和验证 | 81 |
| 4.3.2 蒸发器模型求解和验证 | 82 |
| 4.3.3 蒸发式冷凝器模型求解和验证 | 85 |
| 4.3.4 系统模型求解和验证 | 86 |
| 4.4 本章小结 | 88 |
| 第五章 蒸发式冷凝制冷系统的性能优化研究 | 89 |
| 5.1 引言 | 89 |
| 5.2 蒸发式冷凝制冷(系统)机组压缩机的优化选择 | 89 |
| 5.3 制冷剂对蒸发式冷凝制冷系统的影响 | 90 |
| 5.3.1 不同制冷剂冷凝(蒸发)压力随冷凝(蒸发)温度的变化趋势 | 91 |
| 5.3.2 不同制冷剂的能效比随冷凝(蒸发)温度的变化趋势 | 92 |
| 5.3.3 不同制冷剂的压缩比随冷凝(蒸发)温度的变化趋势 | 93 |
| 5.3.4 不同制冷剂的单位容积制冷量随冷凝(蒸发)温度的变化趋势 | 94 |
| 5.4 蒸发器(干式、润液式)对蒸发式冷凝制冷系统的影响 | 96 |
| 5.5 蒸发式冷凝器强化传热对蒸发式冷凝制冷系统的影响 | 98 |
| 5.5.1 喷淋密度对制冷系统性能的影响 | 99 |
| 5.5.2 风速对制冷系统性能的影响 | 101 |
| 5.5.3 入口湿球温度对制冷系统性能的影响 | 104 |
| 5.5.4 空气相对湿度对制冷系统性能的影响 | 106 |
| 5.6 本章小结 | 108 |
| 第六章 蒸发式冷凝制冷系统的应用研究 | 109 |
| 6.1 前言 | 109 |
| 6.2 蒸发式冷凝制冷机组的选型软件开发 | 109 |

| | |
|------------------------------|-----|
| 6.2.1 设计中涉及到的数学计算模型 | 109 |
| 6.2.2 蒸发式冷凝制冷机组选型软件介绍 | 111 |
| 6.3 蒸发式冷凝制冷机组的示范工程节能研究 | 118 |
| 6.3.1 示范工程介绍 | 118 |
| 6.3.2 示范工程改造方案比较分析 | 119 |
| 6.3.3 蒸发式冷凝制冷机组的研制 | 121 |
| 6.3.4 蒸发式冷凝制冷机组的节能测试分析 | 124 |
| 6.4 本章小结 | 125 |
| 结论与展望 | 126 |
| 参考文献 | 129 |
| 攻读博士学位期间取得的研究成果 | 141 |
| 致 谢 | 143 |



“制冷百家”

物资查询，论文查看，制冷、暖通最好的微信公众号，关注送论文资料

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

物理量名称及符号表

| | | | | | |
|--------|--------|--|----------|---------|------------------------------------|
| A | 面积 | m^2 | P_c | 风机输入功率 | kW |
| B | 换热器宽度 | m | P_p | 水泵输入功率 | kW |
| C | 常数 | | Q_c | 冷凝热负荷 | kW |
| c_p | 定压比热 | $kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$ | Q_{in} | 制冷量 | kW |
| D | 扩散系数 | $m^2 \cdot s^{-1}$ | q | 热流密度 | $kW \cdot m^{-2}$ |
| d | 传热管直径 | m | R | 热阻 | $m^2 \cdot ^\circ C \cdot kW^{-1}$ |
| EER | 能效比 | $w \cdot w^{-1}$ | RII | 空气相对湿度 | % |
| F | 传热面积 | m^2 | r | 水的汽化潜热 | $kJ \cdot kg^{-1}$ |
| f | 摩擦因子 | | S | 周径 | m |
| g | 重力加速度 | $m \cdot s^{-2}$ | t | 时间 | s |
| G | 质量流量 | $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$ | T | 温度 | K |
| h | 比焓 | $kJ \cdot kg^{-1}$ | v | 流速 | $m \cdot s^{-1}$ |
| H | 高度 | m | V | 体积 | m^3 |
| J_m | 平均传质因子 | | W | 功率 | kW |
| K | 总传热系数 | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ | w | 湿含量 | $kg(v) \cdot kg(da)^{-1}$ |
| Le_j | 刘易斯因子 | | Re | 雷诺数 | |
| L_c | 管长 | m | Sc | 施密特数 | |
| m | 质量流量 | $kg \cdot s^{-1}$ | St | 斯坦登数 | |
| m_s | 蒸发量 | $m^3 \cdot s^{-1}$ | Nu | 努塞尔数 | |
| n | 每层管数量 | 根 | W_c | Weber 数 | |
| n_1 | 每排管数 | 根 | Pr | 普朗特数 | |
| P | 压力 | Pa | Le | 刘易斯数 | |
| P_c | 压缩机轴功率 | kW | Ca | 毛细数 | |

希腊字母

| | | | | | |
|---------------|-------|--|-----------|--------|---|
| α | 换热系数 | $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ | μ | 动力粘度 | $\text{Pa}\cdot\text{s}$ |
| β | 水气比 | | ν | 运动粘度 | $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$ |
| γ | 空泡系数 | | ξ | 阻力系数 | |
| δ | 水膜厚度 | m | ρ | 密度 | $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ |
| ε | 湍流耗散率 | $\text{N}\cdot\text{s}^{-1}$ | σ | 表面张力系数 | $\text{N}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| η | 效率 | % | τ | 剪切力 | Pa |
| θ | 角度 | ° | φ | 相对湿度 | % |
| κ | 表面曲率 | | Γ | 水喷淋密度 | $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$ |
| λ | 导热系数 | $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ | ω | 角速度 | $\text{Rad}\cdot\text{s}^{-1}$ |
| \hat{n} | 单位法向量 | | | | |

上下标

| | | | |
|-----|------|------|-----|
| " | 饱和蒸气 | l | 潜热 |
| | 饱和水 | s | 显热 |
| 0 | 初始状态 | l | 全热 |
| 1 | 进口状态 | L | 液相 |
| 2 | 出口状态 | G | 气相 |
| a | 管外 | m | 平均 |
| b | 湿球 | o | 管外 |
| c | 总的 | p | 定压 |
| eff | 有效的 | r | 制冷剂 |
| i | 管内 | w | 水 |
| in | 进口 | wa | 湿空气 |
| out | 出口 | wall | 管壁 |
| j | 当量的 | v | 水蒸气 |

第一章 绪论

1.1 研究背景

1.1.1 我国建筑能耗发展趋势和空调能耗现状分析

目前,我国正处在城镇化建设的高速发展阶段,从而导致建筑能耗也在每年飞速递增。包括建筑材料生产用能、建筑材料运输用能、房屋建造用能等已经占到我国总的商品能耗的20%-30%。而人们在使用建筑过程中,比如建筑照明、采暖、空调和各类建筑内使用电器等,消耗的能源总量更大。近年来,我国的建筑能耗随着城市化率的提高、经济发展、人民收入和生活水平的不断改善而持续增长。在1996到2006这十年间,建筑总的商品能源消耗已从2.43亿tce(吨标煤)增长到5.63亿tce(吨标煤),到2006年,我国建筑总面积为395亿m²(数据来源:中国统计年鉴2007),建筑总的商品能源消耗约5.63亿tce(吨标煤),占当年社会总能耗的23.1%^[1]。但是,我国的建筑产品仍处于能源消耗大、能源效率低、环境污染中的阶段^[2]。

随着我国经济的发展,人们对工作和生活品质的要求越来越高,各类空调器(包括中央空调、分体空调等)在公共、住宅等建筑中的应用越来越广泛,随之带来的是空调能耗的增长;在建筑能耗中空调系统的能耗约占50%~60%,并有逐年增长的趋势。空调设备的大量应用,给电力供应带来巨大的压力,因此,空调系统的节能受到了政府和社会的高度关注^[3]。据统计,2002年我国空调高峰期月电负荷就已达4500万kW·h,相当于2.5个三峡电站建成后的满负荷出力^[4]。

鉴于能源消耗不断增长的严峻问题,我国早在2006年就把节约能源作为一项基本国策,国务院颁布了《节约能源管理暂行条例》、《关于进一步加强节约用电的若干规定》等一系列有关节能政策文件,其方针是“开发和节约并重,要把节能放在优先地位”^[4,5]。

针对能源日益紧张、水资源日趋匮乏的现状,研究和应用节能、节水技术,开发和利用节能、节水型设备,对于经济的可持续发展、人民工作和生活水平的不断提高,有着极为重要的现实意义。而研究新型空调与制冷节能技术,开发新型空调与制冷节能产品,提高空调、制冷设备及空调、制冷系统的效率,降低空调、制冷设备及空调、制冷系统的能耗,减少污染物的排放量,对于整个空调行业的节能,乃至整个建筑行业的节能,以及减少环境污染,有着举足轻重的作用。

1.1.2 空调用制冷机组的种类和特点

空调用制冷机组作为空调系统的冷源，主要是为空调系统提供制冷量，是整个空调系统的核心部分，同时，也是整个空调系统中最主要的耗能设备，其能耗约占整个空调能耗的 50%~60%。制冷机组的分类方法很多，按冷却方式主要可分为风冷式制冷机组、水冷式制冷机组和蒸发式冷凝制冷机组；按制冷方式主要可分为压缩式电制冷机组和吸收式制冷机组。下面将以空调系统中常用的压缩式电制冷机组为例，按冷却方式来介绍各种不同的制冷机组。

1.1.2.1 风冷式制冷机组

风冷式制冷机组是指以空气作为冷却介质来散热的制冷机组，它主要由压缩机、蒸发器、风冷式冷凝器、节流阀以及辅助设备组成。常用的压缩机有活塞式、涡旋式和螺杆式压缩机；蒸发器通常有三式和满液式两种。风冷式冷凝器通常采用翅片式散热器，由几组蛇形盘管组成，在盘管外加肋片，以增加空气侧的传热面积，同时采用风机加速空气的流动，以增强空气侧的传热效果。制冷剂蒸气从下部的分配集管进入蛇形管中，冷凝的制冷剂液体沿着管子流下，由下部排出。图 1-1 和图 1-2 分别是风冷式制冷机组及风冷式冷凝器外观图。



图 1-1 风冷式制冷机组
Fig.1-1 Air cooled chiller



图 1-2 风冷式冷凝器
Fig.1-2 Air cooled condenser

由于风冷式制冷机组采用室外空气作冷却介质来散热，其冷凝温度由空气的干球温度来决定，因此，风冷式制冷机组的冷凝温度较高，一般可达 45~50℃，为了获得同样的制冷量，与水冷式制冷机组和蒸发式冷凝制冷机组相比，其压缩机的容量需增大 20

%~30%，需要消耗更多的压缩机功率。此外，由于风冷式冷凝器的总传热系数较低（通常为 $300 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ），空冷式冷凝器的传热膜系数小，一般为 $24\sim 28 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ，为了将同样多的空调废热散到空气中，其散热面积与水冷式冷凝器和蒸发式冷凝器相比，要大得多。因此，风冷式制冷机组的制冷量不宜太大，否则，风冷式制冷机组体积和制造成本及运行费用会很高。但风冷机组安装方便，布置灵活，而且不需要用冷却水来散热，因此，适合水资源缺乏的地区以及对冷却水飘水有严格限制的场所使用。

1.1.2.2 水冷式制冷机组

水冷式制冷机组是指以冷却水作为冷却介质来散热的制冷机组，它主要是由压缩机、蒸发器、水冷式冷凝器、节流阀以及辅助设备组成。常用的压缩机有螺杆式和离心式压缩机；蒸发器通常也有干式和满液式两种。水冷式冷凝器通常采用管壳式散热器，制冷剂在壳内管外流动（制冷剂走壳程），冷却水在管内流动（冷却水走管程）。由于水冷式冷凝器不能直接把空调废热散发到大气中，因此，通常需借助冷却塔来散热。空调废热通过水冷式冷凝器被带到冷却水中，再由冷却水泵将冷却水输送到冷却塔，在冷却塔内，冷却水与空气进行热交换，从而把空调废热散到大气中。图 1-3 和图 1-4 分别是水冷式制冷机组外观图及冷却塔三维模型图。



图 1-3 水冷式制冷机组
Fig.1-3 Water cooled chiller

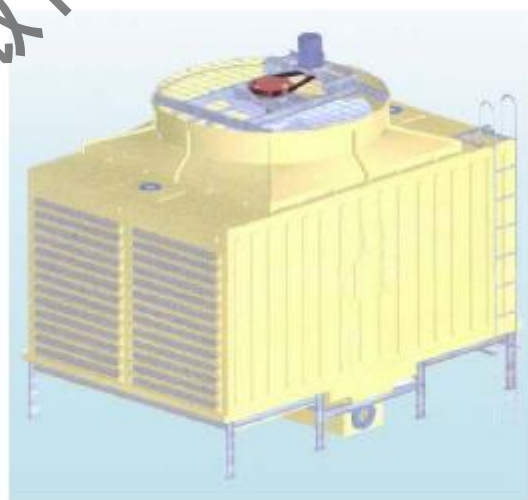


图 1-4 冷却塔
Fig.1-4 Cooling tower

由于水冷式制冷机组采用冷却水作冷却介质来散热，其冷凝温度由空气的湿球温度决定，因此，水冷式制冷机组的冷凝温度较低，一般为 $38\sim 42^\circ\text{C}$ 。当获得同样的制冷量，与风冷式制冷机组相比，其压缩机的容量较小，压缩机的消耗功率也较少。水冷式冷凝

器的总传热系数较高（通常为 $1200\sim 1600\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ），其散热面积与风冷式冷凝器相比，要小得多。水冷式制冷机组的制冷量范围很大，其制冷范围可从几十千瓦到几千千瓦；而且，水冷式制冷机组的能效比高于风冷式冷水机组，因此，其适用于大、中型制冷系统。但是，由于水冷式制冷机组的冷却水量通常很大，相应的冷却水泵的功率也很大，因此，冷却水泵消耗的电能较多（与采用蒸发式冷凝制冷机组作为冷源的空调系统相比）；此外，冷却水的补水量也很大。水冷式制冷机组不适合于制冷量小，水资源缺乏或水质很差的地区，以及对冷却水飘水有严格限制的场所。

1.1.2.3 蒸发式冷凝制冷机组

蒸发式冷凝制冷机组是以冷却水作为冷却介质来散热的，结合风冷式和水冷式制冷机组的优点而发展起来的一种制冷机组。它主要是由压缩机、蒸发器、蒸发式冷凝器、节流阀以及辅助设备组成。常用的压缩机有涡旋式和螺杆式压缩机；蒸发器同样也有一式和满液式两种。蒸发式冷凝器通常采用管壳式散热器或管板式散热器，制冷剂在管内流动（制冷剂走管程），冷却水在管壳内流动（冷却水走壳程）。制冷剂与冷却水通过蒸发式冷凝器换热后，冷却水再直接跟蒸发式冷凝器内的空气换热，空调废热被空气直接带到大气中去。与水冷式制冷机组相比，蒸发式冷凝机组将制冷剂与冷却水在水冷式冷凝器内换热过程及冷却水与室外空气在冷却塔中的换热过程合二为一。图 1-5 和图 1-6 分别是蒸发式冷凝制冷机组外观图及蒸发式冷凝器的二维模型图。



图 1-5 蒸发式冷凝制冷机组

Fig. 1-5 Evaporative condensed chiller

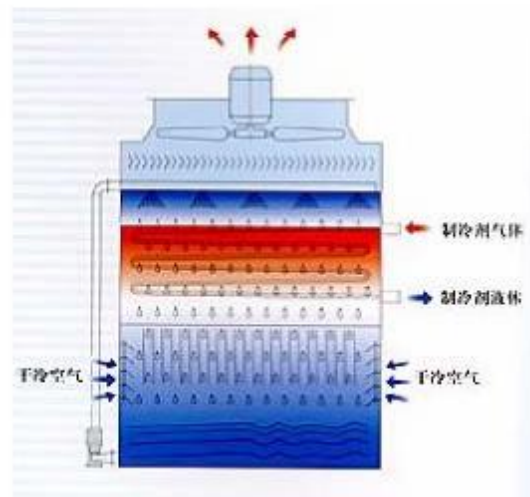


图 1-6 蒸发式冷凝器

Fig. 1-6 Evaporative condenser

同样地，由于采用冷却水作冷却介质来散热，蒸发式冷凝制冷机组的冷凝温度也是

山空气的湿球温度来决定,而且,不存在水冷式制冷机组中的水冷式冷凝器与冷却水采用显热换热方式而带来的温差损失,因此,蒸发式冷凝制冷机组的冷凝温度较之水冷式制冷机组的冷凝温度更低,一般为 $35\sim 38\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。同理,当获得同样的制冷量,与风冷式制冷机组相比,其压缩机的容量较小,压缩机的消耗功率也较少。蒸发式冷凝器的总传热系数较高(通常为 $500\sim 700\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$),其散热面积与风冷式冷凝器相比,要小些,与水冷式冷凝器相比,要大些。通常,在蒸发式冷凝器内,冷却水的蒸发潜热所占全热比重,比在冷却塔中的冷却水的蒸发潜热所占全热比重大些,而单位质量冷却水的蒸发潜热值比温差显热值大得多(约100倍),因此,与水冷式制冷机组相比,获得同样的制冷量,蒸发式冷凝制冷机组的冷却水量少很多,约为水冷式制冷机组冷却水量的30%~50%。由于蒸发式冷凝制冷机组的蒸发式冷凝器与机组本身通常集于一体,与单纯的水冷式制冷机组相比,其体积大些;而且,为了保证散热效果,蒸发式冷凝制冷机组通常安装在通风良好的室外,而不像水冷式制冷机组一样,通常可以方便地安装在地下室。因此,其制冷量范围受到一定的限制,通常为几十千瓦到一千多千瓦。蒸发式冷凝制冷机组适合于中、小型制冷系统。因其冷却水补水量比较小,蒸发式冷凝制冷机组也适合水资源相对缺乏的地区。

由以上分析可知,蒸发式冷凝制冷机组是有别于风冷式和水冷式制冷机组的一种制冷机组,由于其复杂的蒸发式冷凝传热方式,有许多问题有待进一步研究和解决。

1.2 非饱和蒸发冷凝技术的研究进展

1.2.1 基础理论研究进展

1802年,道尔顿综合考虑空气温度、湿度以及空气流速对蒸发的影响,提出道尔顿定律后,蒸发的理论计算从此有了明确的物理意义,从而使得蒸发的计算和分析有了理论依据,道尔顿的蒸发定律对近代蒸发理论的创立起到决定性作用。在蒸发式冷凝器工作过程中,热量主要集中于水膜、水-空气界面上;蒸发式冷凝器的研究难点在于液膜流动、蒸发及界面传热传质,以及非饱和蒸发中壁面热流率及空气流动特性等因素对它的影响。对降膜蒸发传热的理论研究最早是由Nusselt提出的,Nusselt在1916年对光滑平板上层流下降液膜进行理论模拟,忽略界面波动和气相剪应力的影响,通过求解降膜动量方程和能量,得到液膜传热膜系数,并得到了液膜厚度。1926年,Bowen从能量平衡方程出发,提出了计算蒸发的波文能量平衡法^[6]。这个方法在实际应用中许多优点,是常规测量中精度较好的方法,长期以来得到了广泛的应用。但在下垫面很潮湿或

平流逆温条件下,由于空气温度和湿度的垂直廓线不一致,常导致热量与水汽湍流交换系数的不等同性;另外,计算结果往往偏低,精度下降,早晚时刻或很干燥的天气条件下误差可能更大。1939年 Thornthwaite 和 Holzman 利用近地面边界层相似理论,提出了计算蒸发的空气动力学方法。该方法假定边界层内动量、热量和水汽传输系数相等,而这个假定只是在均匀下垫面条件下才是正确的。用此方法计算粗糙下垫面的蒸发时,由于粗糙下垫面对湍流场的复杂影响,一般会产生较大误差。以上两种方法虽都有其缺点,但它对了解蒸发的物理过程及其机制、蒸发的动态变化过程仍然是很有价值的基本方法。

1948年, Penman^[7]和 Thornthwaite 提出了“蒸发力”的概念及相应的计算公式。彭曼公式是基于能量守恒和空气动力学理论建立的综合分析公式,具有坚实的理论基础和明确的物理意义,至今,仍是计算某些蒸发现象的主要方法。1956年, Van Driest^[8]首先为圆管引进了 ϵ_m/ν 方程,通过指数抑制函数修正湍流底层线性混合长度函数,使混合长度在壁面处等于零,得出了近壁区的液膜蒸发模型。1963年, Monteith^[9]在研究蒸发和沸腾中引入表面阻力的概念导出 Penman-Monteith 公式,为非饱和蒸发研究开辟了一条新途径。但是,由于粗糙下垫面对空气阻力的影响以及表面阻力准确计算的困难,该方法在应用中受到限制。Chun 和 Seban^[10]在 1971 年刊出降膜蒸发数据后,许多研究人员通过对比发现,早前的模型均高估计了蒸发传热膜系数,于是他们有了通过考虑气-液界面区的涡流抑制来修正液膜中的涡流粘度分布的想法,并且,很多研究人员在这方面做了深入的研究。1973年, Mills 和 Chuang 采用等膜厚模型,在近壁区采用 Van Driest 模型,气-液界面区采用 Lamourelle 和 Sandle 从气体吸收实验中定义的涡流扩散系数,同时,忽略气-液相界面上的剪应力;该模型与 Chun 和 Seban 的实验数据吻合较好,但是,加热段的渐进传热系数太高,且预计的热发展段要远大于实验值,是该模型显著缺陷。Solan 和 Zfati 在 1974 年以及 Moalem 等在 1977 年对层流液膜厚度进行了理论分析,得到解析解。

自 70 年代初以来,利用遥感信息计算蒸发量,已取得一系列成果^[11],但遥感技术的应用还有许多问题有待解决。不过,由于该方法可以测量二维面上的蒸发,预计应用前景广阔。1980年, Slesarenko 对喷淋水量与膜厚关系进行研究,得出的结果是,当喷淋量为 $400\text{--}600\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{h}^{-1}$ 时,对应的液膜厚度为 $0.35\text{--}0.5\text{mm}$,水膜处于层流状态,随着液膜厚度的增加,传热膜系数下降。1986年, Mudawwar I A 和 El-Masri M A 在盘管近壁区选用 Van Driest 模型,液膜的主体区域的涡流粘度分布选用 Ueda 的实验测定结

果，建立了统一的 ε_w/ν 表达式。该模型在湍流程度较小时，与实验结果的吻合较好，但当湍流程度较大时，计算值与实验数据偏差较大，且没有考虑二次蒸汽的剪切应力。Benjamin 等人在 Nusselt 模型的基础上，综合考虑汽-液界面波动的影响，模拟结果表明，由该模型模拟计算得到的液膜厚度比与使用 Nusselt 模型的计算值较少。1988 年，Sandall O C 等人在盘管近壁区选用修正的 Van Driest 模型，气液界面区选用 Chung 的气体吸收湍流扩散系数，忽略二次蒸汽剪应力，得到的结果显示，该模型与 Chun 和 Schan 的实验数据相当吻合，平均偏差约为 8.3%。1999 年，清华大学热能工程系^[13]直接对简化的 N-S 方程进行摄动分析，综合考虑相变及表面张力梯度影响，导出薄液膜层扰动波增长率的表达式。2011 年，吴赞和李蔚总结微尺度蒸发冷凝相变机理，发现了新的区分常规通道与微通道的临界准则 $Bo \times Re_1^{0.5} = 200$ ，并在此基础上归纳出了新的预测微通道压降、传热系数和临界热流量的关联式，更好地预测微通道数据^[14]。

1.2.2 实验与应用研究进展

由于气-液界面蒸发式冷凝传热传质过程极其复杂，因此，很难有准确的分析模型来表达其换热性能，以往研究者建立的计算模型都是基于一定假设的，且许多参数的确定需要依赖由实验获得的经验公式或实验关联式。因此，实验和应用研究一直都是修正分析模型和取得经验公式或实验关联式的有效手段和措施，也是研究人员的重要研究方式手段。相对于基础理论研究，更多的研究人员从实验和应用方面入手，在理论研究的基础上，进行了大量的实验和应用研究。

1952 年，Chuklin S G^[15]总结出了一种蒸发式冷凝器管内制冷剂冷凝设计的普遍化方法。1962 年，parker 和 Treyball^[16]研究了蒸发式冷却器管内介质传热传质特性，阐明了蒸发式冷却器的传热传质机理，并通过对管内外流体五种不同的组合实验，得到了传热膜系数的关联式。1967 年，Mizusbina^[17]等人通过对蒸发式冷却器的实验研究，关联出一些传热膜系数的经验公式。1973 年，日本的尾花英郎^[18]在水科笃郎等人提出的传热膜系数经验公式的基础上，系统地提出了蒸发式冷却器的设计方法，并绘制出以氦为工质、冷却温度在 60-100℃ 范围内的热效率与传热单元数之间关系的一系列图表。1975 年，Chuklin S G^[19]对具有润湿薄膜换热表面的平板式蒸发冷凝器进行了实验研究，实验发现由于润湿薄膜与空气之间存在较大的温度差，引起了水膜和空气之间的剧烈传热和雾化现象，并实验得到一个与设备尺寸无关的实验结果关联式。1979 年，Semas V 结合 parker 的实验数据，对单管过冷水液膜的换热特性提出了经验公式。1983 年，

Urivel Fisher、Wolfgang Leidenfrost 和 Li Jiashang^[20]对蒸发式冷凝器与冷却塔混合系统的实验表明：该混合系统能显著地降低系统的冷凝温度，对于相同的换热量，可减少换热面积，减少系统的尺寸。此外，他们共同开发了一套用于水平或竖直放置的光管、翅片管蒸发式冷凝器与凉水塔混合系统设计的计算机程序，应用效果较好。1984 年，Perez-Blanco 和 Bird W A^[21]对竖直管蒸发式冷却器进行了传热传质试验研究，研究结果显示，蒸发式冷却器的控制热阻存在于空气-水交界面处，并由此建立了适用于光滑管蒸发式冷凝器性能计算的关联式。1985 年，Rohsenow W 对竖向水平管排进行了实验研究，提出了计算各管传热膜系数的公式。1988 年，Ercens P J^[22]对两种蒸发式冷却器芯体的设计方案做了模拟计算分析，研究表明：在蒸发式冷却器壳体内添加的芯体塑料填料(Munter)可以显著地增强光滑管冷却器的传热性能，其传热效果比增加使用高成本的翅片管更好，使用塑料填料可以降低蒸发式冷却器的成本。1997 年，Faisal I^[23]等人对两步式蒸发冷却器的性能做了实验研究，结果表明带有冷却塔的两步式蒸发冷却器要比没有冷却塔的系统具有更高的换热效率，也优于一步直接接触式蒸发冷却器。同年，Wejciech^[24]等就逆流式蒸发式冷却器的传热传质过程进行了讨论，修正了光滑管蒸发式冷却器几何分布尺寸的影响，使得模型和实验具有很好的吻合性。1998 年，Arnbruster^[25]对光滑水平管的非饱和蒸发过程进行了实验研究，并建立了一个水平管外水-空气流动蒸发传热传质模型，讨论了水和空气流量、分布状态及盘管布置方式对盘管传热和水膜温度的影响，并在此基础上建立了经验方程，Wuick^[26]指出了蒸发式冷却的非线性特性，着重研究了冷却设备结构对蒸发式冷却的影响，并指出了结构强化传热传质的方向。2000 年，Yunho Hwang^[27]等人对转盘蒸发式冷凝器进行了实验研究。其实验严格按照 ASHARE 的测试条件进行，制冷剂为 R22（氟利昂），通过实验测试，优化了转盘速度和系统的操作参数，此外，还使用计算机模拟了 9kW 的家用空调使用的蒸发式冷凝器。其研究表明：转盘型蒸发式冷凝器与传统的风冷式冷凝器相比较，冷凝负荷提高了 1.8%~8.1%，EER 提高了 11.1%~21.6%，SEER 提高了 14.5%。清华大学的王补宣等^[28]对实验结果的分析 and 界面质扩散量级的估算表明，下降液膜表面存在着可观的“毛细诱导界面蒸发”现象，通过关联实验数据，得到了“有效毛细半径”的表达式，并将这一表达式与表面蒸发率的计算式结合，得到了“毛细诱导界面蒸发”的计算式。2001 年，Manske K A^[28]等人对蒸发式冷凝器在工业制冷系统中的不同蒸发温度使用场合进行了优化控制研究分析，并对系统中的各部件建立了仿真模型，仿真计算结果表明：进行过优化设计和控制的蒸发式冷凝器制冷系统每年可以节约能耗 11%以

上。并总结了蒸发式冷却技术在工业应用中的成果,指出湿球温度、冷凝温度、风机及水泵动力控制是影响蒸发式冷却效果的最关键因素。Ettouney Hisham M^[29]等人对蒸发式冷凝器(采用两组翅片管+填料的结构型式)的性能进行实验研究,同时和风冷式冷凝器进行比较。其研究结果表明:蒸发式冷凝器的系统效率在 97%~99%之间,而风冷式冷凝器系统效率在 88%~92%之间。2002 年,Ala Hasan 和 Kai Siren^[30]对光管和翅片套管蒸发式冷却换热器在相同操作条件下进行了性能比较实验研究,结果表明:对于一定的管束容积,翅片管束在相同能量指数下能传递较多的热量,其值可达 92%~140%。^[31]华南理工大学教授朱冬生和蒋翔^[31]提出交变曲面波纹管代替现有光管和椭圆管,实验结果表明,较之光管和椭圆管,交变曲面波纹管能有效增加水膜在管表面的覆盖面积,加速水膜更新速率,有效强化蒸发式冷却的传热传质过程。上海交通大学的王少为等人^[32]在理论推导及实验的基础上,提出蒸发式冷凝器的一种新型设计方法。2003 年,Ala Hasan 和 Kai Siren^[33]对椭圆光管和圆管蒸发式冷却换热器在相同操作条件下进行了性能比较实验研究,表明椭圆管的平均传质 Colburn 因子 J_m 是圆管的 84%,而椭圆管的 J_m / f (f 为摩擦因子)是圆管的 1.93~1.96 倍,可见,椭圆管的主要优点是摩擦因子低,即空气风机所耗功率低。尹铭和马学虎等^[34]人对蒸发式冷凝器中水平管内低压蒸汽冷凝现象进行了研究,得到冷凝传热膜系数的关联式,其实验值与计算值的相对误差在±15%以内。晏刚等^[35]人提出了蒸发式冷凝器传热计算的方法,并指出了蒸发式冷凝器参数选择和结构设计中存在的问题。李志明和杨红波^[36]针对蒸发式冷凝器在制冷工艺领域的应用进行了分析,指出蒸发式冷凝技术对制冷系统节能具有重要的意义。刘黄炳,郑正涛^[37]对上海上枫制冷设备有限公司自主研发的 SFL 系列蒸发式冷凝器进行了介绍。王会申^[38]针对蒸发式冷凝器在山西丰喜肥业股份有限公司的使用情况进行了介绍,其运行结果表明,蒸发式冷凝器具有很好的节水节能效果。陆正凯和毕思刚^[39]介绍 ZL-160 型蒸发式冷凝器在张双楼煤矿西风井冻结工程施工中的试用情况,其结果表明:使用蒸发式冷凝器比传统的立式冷凝器节约用水 53.05 万立方米。王铁军等^[40]人利用建立的经济技术模型,对制冷装置的冷凝器选型做了运行期经济效益分析计算,结果表明:采用蒸发式冷凝器可大幅节约运行费,间接产生较大的投资回报。邱嘉昌和刘龙昌^[41]对国内外若干冷藏库工程选用冷凝器型式的调查,表明蒸发式冷凝器的应用前景十分良好。2004 年,关昕^[42]介绍了蒸发式冷凝器的结构、工作原理及安装以及使用过程中应注意的问题,结合工程实例,对蒸发式冷凝器和水冷式冷凝器作综合比较,说明节水、节能的蒸发式冷凝器应该得到大力推广。蒋翔等^[43]对蒸发式冷凝器的传热传质进行了研究分析,其实

验研究结果表明: Celdek 填料具有很好的蒸发冷却性能。2005 年, 沙特 Qureshi Bilal A 等^[141]建立了蒸发式冷凝器污垢模型, 研究结果显示, 较之进口空气湿球温度, 循环水温度更能体现蒸发式冷凝器的性能。污垢对传热性能的影响最高可达 75%, 且结垢同时降低了因湿球温度降低引起的性能提高程度。周景铎等^[45]对蒸发式冷凝器应用于海水淡化系统进行了实验研究, 结果表明蒸发式冷凝器可用于一种高效、节能并适合家庭用的小型海水淡化装置中。刘彦军^[46]对浸没管束蒸发冷却过程的换热和阻力特性进行了实验研究, 主要考察了不同空气速度、热流率和管束排布方式对换热系数和空气阻力的影响。2006 年, 沙特 Qureshi Bilal A 等^[17-18]总结了蒸发式冷凝器数学模型, 在此基础上, 将污垢模型综合在内, 对蒸发式冷凝器进行性能评估。其结果表明: 污垢水平 $p=0.01$ 时, 设备换热性能下降 66.7%; 冷凝温度是蒸发式冷凝器的最敏感因素。蒋翔^[2]对蒸发式冷凝器管外流体流动与传热传质性能和机理进行了研究, 丰富了蒸发式冷凝器研究的理论体系。朱冬生等^[50]进行了蒸发式冷凝器性能研究及强化, 建立了试验平台, 测试了风速和喷淋密度的对蒸发式冷凝器性能的影响, 并利用填料强化传热传质性能。王铁军^[51]对喷淋蒸发翅管式冷凝器进行了传热传质分析, 建立传热传质数学模型和设计计算方法, 分析了环境温湿度、管翅结构、风速、喷淋密度等主要因素对传热传质性能的影响。2007 年, 沙特 Qureshi Bilal A 等^[52-53]研究了蒸发换热设备的蒸发损失, 并依据生产商 BAC 推荐的经验公式得出的预测值与模拟结果比较一致, 最大误差在 4%, 大部分情况下低于 2%; 同时基于热力学第二定律分析了蒸发换热设备的热动力特性。吴治将等^[54]分析了蒸发式冷凝器的应用及研究现状, 介绍了国内三种主要蒸发式冷凝器的特点, 总结了蒸发式冷凝器使用中存在的问题并提出了解决方法。2008 年, 路慧霞等^[55]介绍了水平管降膜蒸发的原理、特点及管束间液膜的流动形态, 总结水平管降膜蒸发在实验条件不同时对传热性能影响的研究情况。2009 年, 訾冬毅等^[56]分析当前地下工程通风空调系统中的人余热问题, 将几种向工程外部排热的技术和研究方向进行比较, 对设置地下车库的工程提出一种使用蒸发式冷凝器制冷机组进行改进的方法。总结目前蒸发式冷凝器在国内应用不广的原因, 给出蒸发式冷凝器在地下工程实际应用的设置方案。魏高升, 刘育松等^[57]对 1 000MW 超超临界直接空冷机组汽动给水泵小汽轮机冷凝采用蒸发式冷凝器的可行性研究表明, 蒸发式冷凝器与带湿冷塔的湿式循环冷却系统相比, 具有节能、节水、运行费用低和投资少等诸多优点, 特别适合于强调整能和节水的空冷式发电机组汽泵的冷凝。2010 年, 郭常青等^[58]介绍了发电冷却系统和蒸发式冷凝器的工作原理和特点, 指出其在发电系统中的应用具有降低冷凝温度, 提高发电效率, 节能节水

等优点，并对其研究现状和应用实例进行了总结，分析了目前存在的问题和解决方法，并对蒸发式冷凝器在发电系统的进一步发展做出了展望。亓蕾等^[59]结合制冷设备改造工程实例，分析了卧式壳管式冷凝系统在实际应用中存在的问题，对蒸发式冷凝器的特点、设计选型、安装注意问题、使用效果进行了介绍。工程实践表明在制冷工程中推广应用该类产品的有助于缓解我国电力资源紧张和水资源匮乏。吴治涛，汪南，朱冬生等^[60]在立式蒸发式冷凝器的传热过程中，采用插入螺旋线圆管或者波纹管，都可以起到强化传热的效果，总传热系数 k 比圆管分别高 8.7%、12.9%，但要付出增加空气流动阻力作为代价。在本实验范围， $R_{m,0}$ 是整个传热过程的控制热阻，它具有改变总热阻的最大潜力，插入螺旋线对降低气-液界面的热阻尤为明显，降幅达 20.65%；波纹管对降低凝结换热侧的热阻尤为明显，降幅达 35.85%；波纹管外壁比圆管更容易形成球状凝结，这也是波纹管能明显降低凝结换热侧热阻的原因。朱冬生等^[61]介绍了电站冷却系统的特点，着重概述了蒸发冷却技术的工作原理，并分析了蒸发冷却技术应用于电站冷却系统中的可行性及优点，提出采用蒸发式冷凝凝汽系统代替传统湿式冷却系统，或将蒸发式冷凝凝汽器作为夏季尖峰发电时刻空冷电站的并联冷却设备，具有较好节能效果。林琳^[62]通过对蒸发式冷凝器热工性能影响因素的分析，由数据分析可知，改变风量的能量调节方法最灵活，节能效果最佳，调节范围最广，值得在厂广泛采用。北方低温偏冷地区建议冬季采用干工况运转，不仅能够省去喷淋水泵的能耗，而且能够降低结冰的危害。2011 年，钟振兴，朱冬生等^[63]对板式蒸发式冷凝器传热性能试验研究结果表明：空气与水并流时传热效果最好、逆流次之、错流最差。板内冷凝压力随冷却循环水喷淋密度、风速的增大而减小；在各自最佳风速，不同汽液流向操作下，蒸汽对角进出时的热流密度均比蒸汽同侧进出时大。李雪玲，朱冬生等^[64]对蒸发式冷却器进行性能测试结果表明，降低管内冷却水流量，增加风量和喷淋水量均可提高蒸发式冷却器的冷却效率。涂爱民等^[65]根据实验结果拟合得到了换热管外水膜-空气间的传热系数关系式。通过分析得出了不同排热量下冷凝器蒸汽段，冷凝段和过冷段的排热量比例和换热面积分配。

1.2.3 模型及模拟研究进展

进入 20 世纪 80 年代以来，随着数值分析的发展以及计算机的广泛应用，数值传热学正在受到重视，诸多学者针对某些具体蒸发式冷却过程及设备建立了数学模型，并与实验研究进行了有机的结合。

1985 年，Webb Ralph L 和 Alejandro Villacres^[66]对冷却塔、流体冷却器、冷凝器等

蒸发式换热器进行了性能模拟，其模拟算法得出的结果与制造厂家（美国 BAC）提供的数字差别在 $\pm 3\%$ 以内。1993年，Wojciech Zalewski^[67]建立了蒸发式冷凝器新的传热传质模型，同时编写了适用于光管蒸发式冷凝器的计算机程序，其计算结果与试验结果比较误差平均在 3% 以内，最大误差也在 20% 以内。1997年，Zalewski^[68]等建立了水-空气逆流的蒸发式冷却传热传质过程模型，并对换热面结构进行了几何修正，模拟结果与实验结果吻合得较好。1998年，Boris Halasz^[69]从热力学角度，以能量、动量、质量平衡为基础，通过分析蒸发式冷凝器内传热传质及流动阻力，总结出了当今所有类型的蒸发式冷却装置（包括冷却塔、蒸发式冷凝器、蒸发式流体冷却器、空气净化除湿器）通用的数学模型。2001年，Feddaoui^[70]等对液膜蒸发过程进行了数值研究，考察了液膜温度和流率、气流 Re 数对蒸发式冷却效果的影响，认为液膜内部及界面内微对流过程对传热速率起决定性作用。2002年，Birn^[71]等建立了强制通风的蒸发式冷却传质模型，在模型中考察了水膜、水滴及空气流的速度、温度及湿度对蒸发率的影响，并对水-空气界面的动力学进行了初步研究分析。2005年，Kaiser^[72]建立了冷却塔的数值模型，分析了自然及强制通风冷却塔的基本方程及边界条件，探讨了数值模拟在蒸发式冷却过程的可行性。武汉理工大学唐清华^[73]对节水型蒸发式空冷器的有关参数进行了优化研究，并编写了设计计算程序。唐伟杰和张旭^[74]在分析大型工业用蒸发式冷却器稳态换热模型的基础上，针对管内工作介质无相变的过程，利用四阶的龙格-库塔法编制了稳态仿真程序，进行设计计算以及设备内部流体温度或焓值分布的模拟计算，并分析了配风量和配水量对换热面积的影响。郝亮^[75]采用分布参数法对蒸发式冷凝器建立了数学模型，模拟了制冷剂温度和热流密度的沿程分布情况，并计算分析了入口空气状态变化、配风量和配水量对换热器性能的影响，为蒸发式冷凝器的设计和性能优化提供了参考。宋森臻^[76]根据模型推导出的计算空气与水逆流直接接触热、质交换过程通用方程组及其计算方法，对纸质填料内空气与水逆流进行热、质交换时空气与水的出口状态参数进行了计算分析，分析认为模型计算值与实验值吻合得很好，模型可以用于湿帘等蒸发冷却设备的设计。2006年，湖南大学 Ren Chengqin 和香港大学 Yang Hongxing^[77]研究了顺流/逆流间接蒸发冷却传热传质耦合过程的分析模型，利用一维偏微分方程，不限制刘易斯数 (Le) 和润湿率为固定值，考虑水膜蒸发效应及沿管壁参数变化；分析结果与数值积分值吻合较好。宋森臻^[78]基于模型假设和对空气与水顺流直接接触热、质交换过程的能量分析，推导出空气与水顺流时，空气与水的状态参数与过程的无因次量-传质单元数 (NTM_w)、传热单元数 (NTM_h) 和水气比 (β) 之间内在规律的通用方程组，并给出了利用 MATLAB

软件求解方程组的计算方法,为蒸发冷却设备的设计和实验分析提供了理论指导和新的方法。

近期以来,多尺度理论在物理和数学上的突破以及体系的建立,使蒸发式冷凝、冷却的多尺度研究成为可能,蒸发式冷凝、冷却的研究也正在由宏观尺度向微尺度转变。国际著名传热专家田长霖教授指出:微传热学是传热学将来的主要发展方向之一,微传热学的发展方兴未艾^[79]。国内相关研究尚属于起步阶段,但已得到不少研究者的重视。郭慕孙^[80]、王补宣^[81]、过增元^[82]、胡英^[83]等院士指出微传热学是国际传热学的前沿,国家自然科学基金委的李淑芬^[84]、孙宏伟^[85]等专家也指出多尺度研究是传热学研究的发展趋势。举例说明:随着微电子产品的功率不断增大,在微电子领域涉及的微电子热聚集散热问题^[86],仅靠空气强制对流散热难以解决,若采用非饱和蒸发式冷却技术,其单位体积散热量将提高几倍甚至一个数量级。就液相的非饱和蒸发的界面传质、传热问题而言,从分子运动论的角度考虑,可看成是液面与蒸气空间的分子质量流率与蒸气空间到界面运动的分子质量流率之差,蒸发现象发生的前提是前者必须大于后者。而在理论上,分子动力学可以在无假设的条件下解决蒸发式冷却问题,然而,计算机能处理的分子个数有限,同时很难找到准确计算分子间势能的方程,因此,分子动力学用于揭示蒸发式冷却现象存在很大的局限,但是,分子动力学研究仍可以获得一些有价值的微观信息,这些是传热理论分析和实验研究无法获得的。随着计算机技术的快速发展,分子动力学的作用将越来越重要。

2007年,Abbassi A等^[87]利用人工神经网络方法建立了稳态和动态条件下的蒸发式冷凝器的热力学模型,旨在对蒸发式冷凝器的热力学性能进行控制。2008年,Metin Ertun H等^[88]利用人工神经网络及自适应的模糊数学方法对蒸发式冷凝器进行建模,以期预测蒸发式冷凝器的性能(排热能力、蒸发式冷凝器出口制冷剂温度等),并通过实验测试结果验证了模型的正确性。2009年,蔺翔,朱冬生等^[89]对立式蒸发式冷凝器的模拟结果表明:立式蒸发式冷凝器气-液相界面处换热的主要形式是由于水分蒸发引起的潜热换热,占80%以上,它远远大于由于温度梯度而引起的显热换热量。2010年,蒋斌^[90]建立全膜流模式蒸发冷却器液膜在气体外掠条件下液膜流动和传热特性的数学模型,结果表明:涡旋粘性随着界面切应力的增大逐渐增大,并且随着界面切应力的增大,涡旋粘性的最大值逐渐向气液界面靠近;无量纲速度分布随着距离壁面间距的增加不断增大。杜小洋等^[91]建立了蒸发冷凝器的理论分析模型,提出了蒸发式冷凝器用于冷却小型汽轮机排汽的设计方案;获得了喷淋水温度、空气和蒸汽的焓值在冷凝器内沿程的变化规律,并对

喷淋水量、配风量和空气温度等影响冷凝器性能的影响因素进行了分析。方方^[93]进行了扭曲管蒸发式冷凝器的优化模拟工作，主要从进风格栅、管排优化、管扭矩、截面变化和喷嘴形式等角度进行了分析与优化，分析结果表明，进风格栅的最佳角度为水平方向上下15度之间，管体扭矩在200~250mm时传热较优，压降适中。管截面长短半轴之比在0.55~0.8之间时换热效果较好，方形喷嘴和传统的圆形喷嘴相比更加适用于蒸发式冷凝器的传热传质。2011年，邱庆刚等^[93]对水平管降膜蒸发器管外液体的成膜情况进行了数值模拟，分析了喷淋密度、管径大小、周向角度等参数对管外液膜厚度及分布的影响。结果表明：在喷淋密度一定时，管外液膜厚度在管顶和管底区域较大，在周向120°附近最小；管壁表面的液膜厚度随着喷淋密度的减小而减小，当喷淋密度减小到一定程度时，管壁表面出现了局部“干斑”现象；在喷淋密度一定，管壁液膜厚度随管径的增大而减小。2012年，Xu Peng等^[94]采用目标跟踪技术方法建立了逆流蒸发式冷凝器的模型，该模型能较好地模拟逆流蒸发式冷凝器和整个屋顶空调单元，适用于设计阶段的部件尺寸定型和经济分析。

1.3 蒸发式冷凝制冷技术的研究进展

蒸发式冷凝/冷却技术可分为直接蒸发冷凝/冷却和间接蒸发冷凝/冷却技术两种。直接蒸发冷凝/冷却蒸发过程是以水作为制冷剂的，由于不使用CFCs，因而对大气环境无污染，直接采用全新风，可改善室内空气品质。直接蒸发冷凝/冷却蒸发的制冷原理同通常的机械制冷的原理一样，是制冷剂蒸发而提供冷量，它是利用水的蒸发取得能量，而不是将蒸发后的水蒸气再进行压缩、冷凝回到液态水后再进行蒸发；通常，可以通过直接补充水分来维持蒸发过程的进行。直接蒸发冷凝/冷却制冷技术在八十年代中期传入我国，在我国西部干旱地区（尤其是新疆地区）得到研究和应用。因为我国西北地区昼夜温差大，空气干燥，夏季室外空调计算湿球温度较低（一般低于22度），每日早晚与中午气温（干球温度）相差较大；冬季室外干球温度较低，多为干冷气候（若只对室内供热，室内空气相对湿度一般低于20%）。这些独特的气象条件为直接蒸发冷却技术提供了天然的应用场所，因为直接蒸发冷却是一种适宜在干燥地区使用的供冷技术，它利用水分蒸发吸热来降低送风温度，从而降低房间温度。由于我国西部的特殊气候条件使得直接蒸发冷却空调系统替代常规空调系统成为可能。但是，我国大部分地区都没有这种气候条件，因此，其应用具有局限型，不宜在大范围推广。在大多数地区，还得采用机械式的蒸发式冷凝制冷技术，即间接蒸发冷凝/冷却制冷技术。有关蒸发式冷凝/冷

却制冷技术的研究可综述如下:

1997年,刘宪英、袁虹等^[95]对蒸发式冷凝器在房间空调器中的应用进行了实验研究,结果表明采用蒸发式冷凝器可使房间空调器的能效比(*EER*)提高50%-70%。2000年,袁建新^[96]以乌鲁木齐地区的高温库制冷循环为例,说明应用蒸发式冷凝器比水冷水冷凝器在初始投资、运行费用、操作管理等诸方面更为优越。2001年,黄翔等^[97]人分别对木丝和GLASdek两种不同填料的直接蒸发冷却式空调机进行了实验研究,系统分析了进口空气干、湿球温度和相对湿度对两种不同填料空调机温降、加湿量、冷却效率及加湿效率的影响。结果表明GLASdek填料的综合性能较木丝填料更好。2002年,谈向东和向海容^[98]对蒸发式冷凝器在设计、工程应用等方面的技术参数、特点和注意事项作了一个总结,还对其在制冷系统装置化、自动化中的作用作出了肯定的评价。2003年,何刚明,吴少强等^[99]研制了一种蒸发式制冷冷水机组,并申请了专利。该实用新型蒸发式制冷冷水机组能有效降低制冷、空调系统运行中的冷凝压力,提高压缩机的工作效率,降低冷凝压力,提高制冷系数,且加工、制作简单,降低了设备成本。王少为和丁立强^[100]将蒸发式换热器应用到户式空调机组中,并进行了实验研究。研究了对蒸发式换热器热、质交换的各种影响因素,确定了蒸发式换热器的最佳范围,可供工程设计、选型和生产参考。2004年,刘洪胜等^[101]介绍了应用于家用中央空调机组的小型氟里昂蒸发式冷凝器的设计方法、设计参数的选取以及设计时应注意的问题和为了控制结垢需要注意的一些关键因素。2005年,梁军等^[102]在华亭嘉园项目中采用蒸发式家用中央空调系统,首次将蒸发式冷凝制冷应用到实际工程上。2006年,刘纪华等^[103]介绍了际高制冷空调设备有限公司的产品—蒸发冷凝式家用中央空调,指出蒸发冷凝式家用中央空调作为家用中央空调的一员,结构独特,同时高效节能,随着国家节能政策的进一步实施,将有很好的市场前景。周景锋等^[45]介绍了应用于家用海水淡化的小型氟里昂蒸发式冷凝器的设计方法、设计参数的选取以及设计时应注意的问题和为了提高海水淡化系统性能需要注意的一些关键因素。同年,周景锋等^[104]通过数学建模、实验研究、理论计算和数值模拟等方法,比较了蒸发式冷凝器、水冷式冷凝器及空冷式冷凝器作为热泵冷凝器时的性能参数和电耗率,得出采用蒸发式冷凝器的水处理设备不仅热泵系统性能系数(5.535)明显提高,而且海水淡化系统的电耗率($0.191\text{W}\cdot\text{kg}^{-1}$)明显降低。2007年,朱冬生等^[105]对蒸发式冷凝冷却设备的特点、国内外的研究状况和国内生产应用状况进行了介绍;对应用中存在的问题进行了分析,对蒸发式冷凝冷却器的应用前景进行了展望。分析表明该节能型产品在国内应用前景广阔。黄翔^[106]针对直接蒸发式冷却技术,介绍

了国内外多级蒸发冷却空调系统、除湿与蒸发冷却相结合的空调系统、半集中式蒸发冷却空调系统、建筑物被动蒸发冷却技术、蒸发冷却自动控制系统及蒸发冷却水的水质处理。涂爱民等^[107]对基于蒸发式冷凝器的空调系统进行了性能测试,结果表明随着冷负荷的降低,系统 COP 和冷凝器能效比均有所下降,但采用变风量的运行控制策略,系统性能系数可提高 5% 以上。通过与空冷式空调系统的比较分析,表明即使在夏热冬暖地区,基于蒸发式冷凝器的空调系统仍具有较好的应用前景。2008 年,蒋翔等^[108]对蒸发式冷凝空调机组的应用研究表明:南北地区气候差异的影响不起 10%,部分主要城市差异则不超过 8%。黄翔等^[109]回顾蒸发冷却空调技术在我国部分地区建筑领域节能减排中的应用状况,分析和展望新时期蒸发冷却空调技术在我国更广泛地区的应用前景和节能潜力。蒋翔等^[110]提出将蒸发式冷凝器用于集中空调系统的方法,并分析了 3 种蒸发式冷凝空调的特点。2009 年, Nasr M M 等^[111]将一种新型蒸发式冷凝器应用于住宅空调,并对其性能进行测试。研究表明,当排热能力在 $150 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ 的相同条件下,蒸发式冷凝器的冷凝温度比风冷式冷凝器的冷凝温度低 20°C 。2010 年,朱应乾,龙惟定等^[112]分析了直接蒸发冷却空调技术的适用性、节能性和减碳性,认为蒸发冷却技术是一项基于低碳经济的节能、环保、可再生能源技术,在不提高建筑成本、不降低生活质量的前提下能有效实现二氧化碳减排。郑文刚^[113]将板管蒸发冷凝式主机组应用于深圳大运会运动员村综合楼,但其实际节能效果需进一步验证。2011 年,周海东等^[114]在通信机房的节能改造过程中,采用蒸发冷却空调进行降温的方式节能效果显著。许巍等^[115]介绍了蒸发式冷凝空调系统的工作原理及特点,提出不同类型蒸发式冷凝机组在地铁工程中的应用方案,并对节能效果进行了分析。洪文鹏等^[116]人对某 $1\,000 \text{ MW}$ 直接空冷机组气动给水泵冷凝用蒸发式凝汽器进行了方案设计和变工况特性分析。结果表明:排汽冷凝温度主要受空气入口湿球温度、风速以及喷水量的影响,随入口湿球温度升高而升高,随喷水量的增加以及风速的减小而降低。空气流速增大时,管外冷却水的蒸发量也随之增加。谢繁华等^[117]人结合建筑空调节能、节水节地及降噪的要求,应用高效管蒸发式冷凝空调系统改造了水冷式空调系统,测试了它们的特性,比较了两种冷凝方式空调的特性,结果表明,蒸发冷比水冷机组空调系统节能达 15.2%,耗水量低 50.7%。2012 年,王军等^[118]对大中型高、低温螺杆制冷系统蒸发式冷凝器的选型设计进行了探讨,但并没有得出蒸发式冷凝器是否适用于大中型制冷系统的结论。

国内外文献资料表明:关于蒸发式冷凝技术的研究开展已久。研究主要是从提升蒸发式冷凝器本身性能的角度开展,但对基于蒸发式冷凝制冷技术的制冷系统研究不多,

对其节能的研究才刚刚起步。前人的研究在理论、模型模拟和实验方面都已取得不少成果，并已将蒸发式冷凝器成功应用在工业制冷设备或工业散热系统中。但是，目前蒸发式冷凝制冷系统用于建筑空调系统中的研究和应用都还很少，主要集中在小型制冷装置的理论研究、节能分析和实验上，对大、中型的蒸发式冷凝制冷系统的开发、研制以及应用研究上很少。

1.4 蒸发式冷凝制冷系统的研究特点及所面临的问题

蒸发式冷凝制冷技术主要包含蒸发式冷凝散热技术以及与之相连的制冷技术，在蒸发式冷凝制冷系统的工作过程中涉及空气与冷却水的传热传质、冷却水与制冷剂的传热、制冷剂与冷冻水的传热、压缩机/蒸发器/蒸发式冷凝器等各部件之间的热力耦合过程，其中的传热传质、相变及流体流动机理十分复杂，其理论及应用研究均有待进一步完善。通过分析蒸发式冷凝制冷系统的研究进展可知，有关本课题涉及的研究特点及所面临的问题如下：

1. 前期的研究主要是把蒸发式冷凝器作为一个单独的换热器来研究，主要研究各种管型、各种流态对蒸发式冷凝器传热效果的影响，很少置于制冷系统中进行研究。由于蒸发式冷凝器内的空气和水流状态对其管内制冷剂的相变和传热有很大的影响，从而影响制冷系统的冷凝温度和冷凝压力，进而影响整个制冷系统的性能。

2. 对蒸发式冷凝制冷系统的研究比较薄弱，很少建立一套完整的实验系统。由于蒸发式冷凝制冷系统的性能不仅与蒸发式冷凝器有关，还跟压缩机、制冷剂及蒸发器等其他主要部件的性能以及各部件之间的匹配和耦合有关，因此，有必要对整个系统进行整体研究。

3. 对蒸发式冷凝制冷系统的模拟研究主要集中在各部件的模拟研究，通常只建立各个部件的模型，很少建立系统模型，并对系统进行模拟研究。由于采用模拟方法进行研究可以减少实验次数和节约大量时间和实验成本，且可以给实验提供指导和帮忙，因此，不失为一种好的研究方法，而在此方面的研究不多，有待进一步加强。

4. 蒸发式冷凝制冷系统主要应用于工艺性空调系统，偶尔也应用于小型的户式空调系统，很少应用于大、中型的舒适性空调系统。将蒸发式冷凝器应用于大、中型的舒适性空调系统中，更有利于节约机房面积，减少运行费用和系统的补水量。对于建筑的节能和减排有着重要的意义。但是，也可能会随之带来一些意想不到的不利影响，从而需要相关研究人员和工作人员去努力解决。而目前在此方面的应用研究较少，因此，将蒸

发式冷凝技术结合到制冷技术中，并应用于大、中型中央空调系统中的研究还有待进一步深入。

1.5 课题来源、主要内容及创新之处

1.5.1 课题来源

随着我国经济的飞速发展，能源的消耗日益增大，各种不可再生能源和资源因大量消耗而日益较少，濒临枯竭。而目前的能源利用率相对低下，因此，利用各种新的节能技术，提高能源利用率，有效节能、节水已成为我国各行业面临的一个共同问题。蒸发式冷凝制冷系统是一种高效的节能、节水制冷系统，将其应用于工业性制冷和舒适性空调系统，对于缓解工业制冷行业的用电和用水以及建筑行业中的空调用电和用水有着重要的意义，符合国家近年重点支持和鼓励发展的高新技术领域方向。我国对蒸发式冷凝制冷的研究到目前为止还很少，尚在起步阶段。随着国家对节能政策的大力支持和人们节能意识的不断提高，蒸发式冷凝制冷技术作为一种新的节能技术，其应用将越来越广泛，因此，迫切需要理论为应用提供指导，以推进其在工业制冷中及舒适性空调系统中的应用，并为其提供理论依据和支持。目前空调能耗在建筑能耗中的比重越来越大，其节能、节水问题已迫在眉睫。因此，将蒸发式冷凝制冷系统应用于建筑空调系统中，达到节能、节水的目标，对于建筑节能和缓解空调用电紧张有着重要意义。本课题正是基于以上背景而提出的。本论文得到相关课题的支持，也是这些课题的阶段性成果。在本项目研究过程中得到以下基金的资助：

1. 广东省科技厅广州市科技局联动项目（项目名称：亚热带建筑中央空调综合节能示范工程，项目编号：2007A04020004，2007C13G0161）；
2. 国家“863”高技术研究发展专题课题（项目名称：余热回收利用的节能新装备关键技术研究，项目编号：2007AA05Z200）；
3. 广东省环保局项目（项目名称：节能、节水、热污染环保治理技术示范工程，项目编号：2007440003121053）。
4. 华南理工大学亚热带建筑科学国家重点实验室自主研究课题项目（项目名称：地下车库空调节能减排技术研究，项目编号：2009ZC13）

1.5.2 主要研究内容

根据蒸发式冷凝制冷系统当前的研究状况、所面临的问题，结合国家的节能政策和现时的节能需要，本论文开展以下的研究内容：

1. 根据计算流体力学关于气-液两相流的处理方法,建立水平管外气-液两相流动和传热传质的计算模型,分析喷淋水入口温度、喷淋水量、空气相对湿度、空气干球温度等重要参数对非饱和蒸发传热传质的影响,对比顺流和逆流过程的潜热、显热换热量。

2. 利用蒸发式冷凝制冷系统的实验平台,通过实验分析蒸发式冷凝器在不同参数条件下运行时,对蒸发式冷凝制冷系统性能的影响,并以验证所建模型的正确性。

3. 建立蒸发式冷凝制冷系统的物理模型和数学模型,对制冷系统中各主要部件及整个系统进行模拟分析。

4. 采用模拟和实验相结合的手段,优化分析蒸发式冷凝制冷系统的性能,重点研究蒸发式冷凝制冷系统的制冷剂、蒸发器的选择及蒸发式冷凝器的强化传热分析。

5. 编制蒸发式冷凝制冷系统(机组)的快速选型程序,用于实际工程中对蒸发式冷凝制冷机组进行初步选型及校核选型。

6. 与相关单位合作,研制开发高效节能和节水的蒸发式冷凝制冷机组,并将蒸发式冷凝制冷机组应用于具体的节能改造示范工程中,通过对蒸发式冷凝制冷冷源系统的测试,对比分析蒸发冷与水冷制冷冷源系统的能耗状况,以验证蒸发式冷凝制冷系统的节能、节水特性。

1.5.3 创新之处及主要特色

1. 对蒸发式冷凝制冷系统的水平冷凝换热管外气-液两相逆向流动和传热传质的现象进行 CFD 模拟,并与气-液顺流进行对比。

2. 对蒸发式冷凝制冷系统进行模拟和实验研究,将模拟方法及实验研究应用于蒸发式冷凝制冷系统的研究。

3. 利用蒸发式冷凝制冷系统的实验平台,验证蒸发式冷凝制冷系统模型的正确性;并对影响蒸发式冷凝器的主要参数进行实验分析,以得出其对蒸发式冷凝制冷系统整体性能的影响。

4. 开发蒸发式冷凝制冷系统(机组)的快速选型程序,用于对蒸发式冷凝制冷机组的初步选型及校核选型。

5. 与合作单位研制开发高效蒸发式冷凝制冷系统,并应用于实际的节能改造示范工程中,通过现场实际测试,与相应的水冷制冷系统进行对比分析,以验证蒸发式冷凝制冷技术的节能、节水特性。

1.6 本章小结

1. 针对当前建筑能耗发展趋势和空调能耗的特点,介绍了三种目前工业和舒适性空调系统的常用冷源-水冷式制冷机组、风冷式制冷机组以及蒸发式冷凝制冷机组各自的特点,认为蒸发式冷凝制冷机组作为空调系统的主要冷源之一,具有节能、节水的优点,符合当前的“节能减排”的国家政策,将是空调系统节能的一个大有潜力的新技术/新方法,因此,有必要对其进行进一步深入的研究。

2. 介绍了蒸发式冷凝技术及蒸发式冷凝制冷系统的基础理论研究进展、实验和应用研究进展、模拟研究进展,总结了蒸发式冷凝制冷系统的当前研究特点及所面临的问题。

3. 通过分析当前蒸发式冷凝制冷技术/系统的研究情况,进一步论证了本课题选题的合理性、科学性、必要性与可行性。

4. 介绍了课题来源,提出了本课题的主要研究内容,指出了课题的特色和创新之处。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第二章 蒸发式冷凝传热传质的数值模拟

2.1 前言

蒸发式冷凝器用于制冷系统中的蒸发式冷凝传热传质过程是指：蒸发式冷凝器换热盘管管内的制冷剂利用蒸发式冷凝器换热盘管管外侧的水膜在空气中的非饱和蒸发及对流传热带走制冷剂的冷凝热，从而使制冷剂冷凝的过程。换热盘管外侧水膜与空气之间的传热传质过程实质上是水膜在空气中的非饱和蒸发传热传质以及对流传热过程，是蒸发式冷凝制冷系统的重要传热过程之一，同时，也是本文的重点研究内容。在蒸发式冷凝器的换热盘管外侧，水膜作为热量传递的中间环节，它首先以显热交换方式，通过换热盘管管壁的热传导，吸收管内制冷剂释放的冷凝热；然后，它将吸收的热量通过显热和潜热交换的方式与管外的空气进行对流换热。深入研究蒸发式冷凝器换热盘管外侧的换热机理将对强化蒸发式冷凝器的传热传质过程以及提高整个蒸发式冷凝制冷系统的性能有若重大的意义。

由于计算机性能的不断提高，以及计算流体力学、计算传热学及相关学科的不断发
展，对复杂多相流体的流动、传热现象进行数值分析已逐步成为可能，因此，数值模拟已成为一种重要的研究手段。本章将在本课题小组的研究基础上，首次对水平换热盘管外水膜和空气的逆流流动特性及传热传质进行数值模拟研究分析，以期与本课题小组已经取得的研究成果进行对比，并为第二、五章的实验研究提供参照对比和理论支持。

本蒸发式冷凝课题小组自成立以来，在十余年的时间里，通过理论分析、数值模拟和实验手段等方法，对蒸发式冷凝器的非饱和蒸发传热传质的现象和机理进行了一系列的研究。由本课题小组的理论分析和实验研究可知：同向切应力对水膜具有拉薄效应，强化了换热^[10]。但是，水和空气同向流动，空气对水膜表面的这种剪切作用并不明显，水膜表面的波动幅度和频率不高，与水和空气逆向流动相比，不利于水向空气的蒸发，其潜热传热量明显小于水和空气逆流方式^[9]。对水膜和空气顺流的数值模拟研究表明：气液界面上的传热方式是以水蒸发传质为主、显热换热为辅，潜热传热大约是显热传热的 6~7 倍^[11]。为了进一步论证逆流传热的效果，并与顺流传热进行对比，本章将在上述研究的基础上，采用数值模拟的方法，首次对换热盘管外水膜和空气的逆流流动和传热传质进行研究分析。

通过数值模拟研究流体流动特性和传热传质现象主要是指利用质量、动量、能量守

恒三大定律以及非克定律，建立连续方程、N-S 方程、能量方程和浓度方程，同时，依据边界层理论，数值求解相应的速度场、温度场和浓度场，对其流动、传热和传质过程以及现象进行分析。Yan 和 Tsay^[120]等人研究了考虑传热传质扩散引起的湍流自然对流流动的板间传热传质特性分析。Tsay 和 Lin^[121]利用数值模拟的方法研究了沿竖直平板流动的液膜与同向流动的空气间的蒸发传热现象，气液相均视为层流流动，并建造试验平台，研究结果与实验吻合较好，其结果表明，在气、液界面上由于水膜蒸发引起的潜热换热为主要传热方式。Wojcicch Zalcwski 等^[122]建立了空气-水逆流的蒸发式冷却传热传质模型，模型与实验结果吻合良好。蒋常建等^[123]对横流式蒸发冷却器进行热力学分析，并基于逆流式的热、质交换模型提出一种准三维的计算方法，模拟结果在一定程度上真实地反映工艺流体、喷淋水温和空气焓值的分布。He S^[124]对同管内气-液逆流传热传质特性进行了数值模拟，其计算结果与试验吻合良好，并指出根据液膜温度的不同，传热可分为两种不同的方式：当液膜温度较高时为蒸发传热方式，热量主要通过气液界面的蒸发潜热带走，而当液膜温度较低时为直接冷却传热方式，热量主要由液膜吸热带走。Feddaoui 等^[125-128]发表了一系列文章，对竖直圆管内降液膜蒸发过程进行了数值研究，考察了液膜温度、流量及气流雷诺数对蒸发冷却效率的影响，研究表明，液膜内部及界面的微对流过程决定了传热速率。以上文献表明，运用数值模拟方法研究蒸发式冷凝现象是可行的。

为准确描述水平换热盘管外空气-水的流动特性和传热传质现象，本章将采用 VOF (Volume of Fluid) 法建立二维流动的计算模型，研究水与空气逆流过程中，喷淋水温度、喷淋水量（喷淋水密度）、空气相对湿度及空气干球温度等因素对水膜流动的影响及对水膜非饱和蒸发传热传质的影响。以期得到管壁外水膜流动状况、管壁外速度场、水蒸气的浓度分布及空气-水相界面处潜热换热量和显热换热量的比例关系等。

2.2 水平管外非饱和蒸发传热传质的物理模型

换热盘管是蒸发式冷凝器的核心元件，本次研究采用的是单元管型为 $\Phi 25 \times 2.5 \text{mm}$ 的铜管。在蒸发式冷凝器内，喷淋水和空气通过逆流的方式进行热、质交换。高温的喷淋水从换热盘管的上方，经喷嘴喷洒后流下，喷淋水附到换热盘管外壁后，以降膜的方式向下流；低温低湿的空气从换热盘管下方被吸入，经与管外水膜进行热、质交换后，形成高温高湿的空气，从换热盘管上方流出。对换热盘管进行整体模拟极其复杂，需耗费大量的时间，且对计算机的配置要求很高。为了模拟水膜的非饱和蒸发现象，本小节

采用简化计算方法，以一个单元管型切面为例，将喷淋水与空气之间的传热物理模型简化为二维非稳态气-液流动模型，如图 2-1 所示。

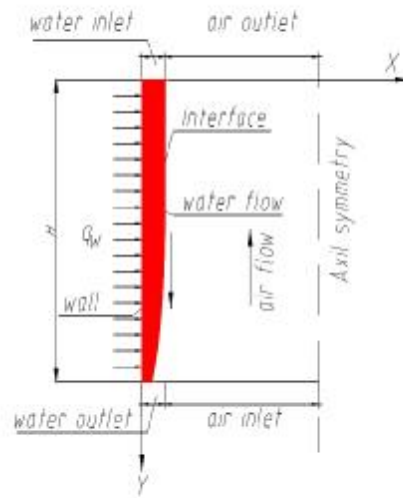


图 2-1 空气与水膜两相逆流物理模型及其边界条件

Fig.2-1 Air and water film countercurrent physical model and its boundary conditions

2.3 水平管外非饱和蒸发传热传质的数学模型

2.3.1 多相流模型

多相流是指两种及以上不同相的流体混合在一起形成的流动。在水平管外降膜流动过程中，冷却水膜在管壁外表面流动，空气在水膜周边流动，因此本文研究对象是气-液两相流动。在 FLUENT 中，有 Eulerian, Mixture 和 VOF 三种多相流模型。本小节将首先简单介绍一下 FLUENT 中的多相流模型，然后为本文选择适合的多相流模型。

2.3.1.1 Eulerian 模型

在 Eulerian 模型中，通常使用一组包含有 n 个变量的连续性方程和动量方程来求解每一相。压力和各界面的交换系数是耦合在一起的，耦合的方式由所含相的具体情况决定。不同相之间的动量交换也由混合物的类别来决定。对互相贯穿连续的多相流动的描述形成了相位体积分数的概念。体积分分数代表了每相所占据的空间，并且每相独立地满足质量守恒定律和动量守恒定律^[29]。

q 相的体积 V_q 定义为：

$$V_q = \int v_q dq \quad (2-1)$$

其中，

$$\sum_{q=1}^n a_q = 1 \quad (2-2)$$

q 相的有效密度定义为:

$$\hat{\rho}_q = \alpha_q \rho_q \quad (2-3)$$

式(2-3)中, ρ_q 是 q 相的物理密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。

q 相的质量方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) - \sum_{p=1}^n \dot{m}_{pq} \quad (2-4)$$

式(2-4)中, \vec{v}_q 是第 q 相的速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$; \dot{m}_{pq} 是第 p 相到 q 相的质量传递, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

q 相的动量守恒方程为:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\alpha_q \rho_q \overline{v}_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \overline{v}_q \overline{v}_q) - \alpha_q \nabla p + \nabla \cdot \overline{\tau}_q \\ & + \sum_{p=1}^n (\overline{R}_{pq} - \dot{m}_{pq} \overline{v}_{pq}) + \alpha_q \rho_q (\overline{F}_q + \overline{F}_{\text{int},q} + \overline{F}_{\text{vm},q}) \end{aligned} \quad (2-5)$$

式(2-5)中, \overline{F}_q 是外部体积力, Pa; $\overline{F}_{\text{int},q}$ 是升力, Pa; \overline{R}_{pq} 是相之间的相互作用力, Pa; $\overline{F}_{\text{vm},q}$ 是虚拟质量力, Pa; p 是所有相共享的压力, Pa; τ_q 是第 q 相的压力应变张量, Pa; \overline{v}_{pq} 和 \overline{v}_{qp} 是相间的速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

2.3.1.2 Mixture 模型

Mixture 模型用混合特性参数描述两相流场的场方程组, 并且考虑了界面传递特性以及两相间的扩散作用和脉动作用。它使用了滑移速度的概念, 允许相以不同的速度运动。混合模型用于模拟各相有不同速度的多相流, 也用于模拟有强烈耦合的各向同性多相流和各相以相同速度运动的多相流, 但是界面特性包括不会, 扩散和脉动特性难于处理^[130]。

Mixture 模型的连续性方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) - \dot{m} \quad (2-6)$$

式(2-6)中, \vec{v}_m 是质量平均速度, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, 可有下式表示:

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_k}{\rho_m} \quad (2-7)$$

式(2-7)中, ρ_m 是混合密度:

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n a_k \rho_k \quad (2-8)$$

式(2-8)中, a_k 是第 k 相的体积分数, %。

Mixture 模型的动量方程为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \vec{v}_m) + \nabla(\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla p - \nabla[u_m(\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)] \\ - \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla(\sum_{k=1}^n a_k \rho_k \vec{v}_{s,k} \vec{v}_{s,k}) \end{aligned} \quad (2-9)$$

式(2-9)中, n 是相数, \vec{F} 是体积力, Pa。此方程可以通过对所有相各自的动量方程求和来获得。

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n a_k \mu_k \quad (2-10)$$

式(2-10)中, μ_k 是第 k 相的粘度, Pa·s。

$\vec{v}_{s,k}$ 是第二相 k 的漂移速度:

$$\vec{v}_{s,k} = \vec{v}_k - \vec{v}_m \quad (2-11)$$

相对速度 (也指滑流速度) 被定义为第二相 (p) 的速度相对于主相 (q) 的速度, 表达式为:

$$\vec{v}_{qp} = \vec{v}_p - \vec{v}_q \quad (2-12)$$

相对速度 \vec{v}_{qp} 和滑移速度的关系式为:

$$\vec{v}_{s,p} = \vec{v}_{qp} - \sum_{i=1}^n \frac{a_i \rho_i}{\rho_m} \vec{v}_{qi} \quad (2-13)$$

第二相的体积分数方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(a_p \rho_p) - \nabla(a_p \rho_p \vec{v}_m) - \nabla(a_p \rho_p \vec{v}_{s,p}) + \sum_{q=1}^n (\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq}) \quad (2-14)$$

式(2-14)中, a_p 是第 p 相的体积分数, %; \dot{m}_{qp} , \dot{m}_{pq} 是 p , q 相间的质量传递, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

Mixture 和 Eulerian 模型适合于流动中有相混合或分离, 或者分散相的体积百分数超过 10% 的情形。

2.3.1.3 VOF 模型

VOF (Volume of fluid) 模型利用两种或多种流体 (相) 没有互相穿插的原理, 对增加到模型里的每个附加相引进一个变量: 即计算单元内某一相的容积比率。在每个控制容积内, 所有相的容积比率之和为 1。所有变量及其属性的区域被各相共享, 并且代表容积平均值, 只要每一相的容积比率在每一位置是可知的, 那么, 根据容积比率值, 就可以知道在任何单元内的变量及其属性是代表一相, 还是代表相的混合。

水平管外水膜与空气两相逆流过程属于非稳态气-液分层流动过程。为了确定流动液膜的自由表面位置, 本文选用 VOF 界面追踪技术^[131-132]进行数值模拟, VOF 模型适用于分层或自由表面流。水平管外的液膜流动属于近壁流, 在气相吹扫下, 液膜表面发生湍动, 这种湍动过程属于低雷诺数下的湍流过程, 相界面产生的湍动可采用 RNG (Renormalization group) $k-\varepsilon$ 湍流模型^[133]。

2.3.2 控制方程

1. 质量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (2-15)$$

2. 动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_x) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_x u_j) = -\frac{\partial}{\partial x_x} p + \frac{\partial}{\partial x_x} \tau_{xx} - \frac{\partial}{\partial x_x} \langle \rho u_x u_x' \rangle + \rho g_x + F_x \quad (2-16)$$

(2-16) 式中, τ_{xx} 是层流的应力张量, Pa; 可由式(2-17)表示; $\langle -\rho u_x u_x' \rangle$ 是湍流雷诺应力张量, 可由式(2-18)的 Boussinesq 假设来表示。

$$\tau_{xx} = \mu \left(\frac{\partial}{\partial x_y} u_x - \frac{\partial}{\partial x_x} u_y \right) + \frac{2\delta_w}{3} \left(\mu \frac{\partial}{\partial x_x} u_x \right) \quad (2-17)$$

$$\langle \rho u_x u_x' \rangle = \mu_t \left(\frac{\partial}{\partial x_y} u_x - \frac{\partial}{\partial x_x} u_y \right) + \frac{2\delta_w}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial}{\partial x_x} u_x \right) \quad (2-18)$$

(2-17)、(2-18) 式中, μ_t 为湍流粘度, 与标准的 $k-\varepsilon$ 模型中对 μ_t 的处理方法类似, 在 RNG $k-\varepsilon$ 模型, 对 μ_t 的封闭仍然采用 k 输运方程和 ε 输运方程, 只是在具体形式上有所不同。

湍动能 k 输运方程如下式(2-19)所示:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_x}(\rho k u_x) - \frac{\partial}{\partial x_x} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_x} \right) = G_1 + G_2 - \rho \varepsilon - Y_{\omega} - S_k \quad (2-19)$$

湍动耗散率 ε 输运方程如下式(2-20)所示:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (2-20)$$

在(2-19)、(2-20)式中, k 和 ε 输运方程中的 G_k 是由平均速度梯度产生的湍动动能生成项, 与 Boussinesq 假设联系起来可得到式(2-21):

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (2-21)$$

在(2-21)式中, S 是平均应力张量系数, 由以下定义得到:

$$S = \sqrt{2S_{xy}S_{xy}} \quad (2-22)$$

在(2-22)式中, S_{xy} 由下式可得:

$$S_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2-23)$$

在(2-19)式中, G_b 表示由浮力产生的湍动动能生成项, Γ_k 表示压缩湍流中由于流体膨胀产生的湍动动能; 这两项可忽略不计。

RNG $k-\varepsilon$ 与标准 $k-\varepsilon$ 模型的最大区别在于对 k 、 ε 输运方程中有效粘度 μ_{eff} 的处理方法不同。在标准 k 、 ε 输运方程中, 有效粘度采用如下形式:

$$\begin{aligned} \mu_{\text{eff}} &= \mu + \frac{\mu}{\sigma_k} \quad (k \text{ 方程}, \sigma_k = 1.0) \\ \mu_{\text{eff}} &= \mu + \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \quad (\varepsilon \text{ 方程}, \sigma_\varepsilon = 1.3) \end{aligned} \quad (2-24)$$

而在 RNG $k-\varepsilon$ 模型中, 有效粘度采用了微分方程形式:

$$d \left(\frac{\rho^2 K}{\sqrt{\mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{\nu}}{\sqrt{\hat{\nu}^3 - 1 + C_\nu}} d\hat{\nu} \quad (2-25)$$

$$\hat{\nu} = \frac{\mu_{\text{eff}}}{\mu}, \quad C_\nu = 100 \quad (2-26)$$

在(2-20)式中的常数分别为^[134]: $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$ 。

3. 能量守恒方程:

对液膜和空气流, 能量方程分别用下式表示^[124]:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla h) \quad (2-27)$$

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h) = \nabla \cdot (\lambda \nabla h) + \rho D(C_{pv} - C_{pa}) \frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial W}{\partial x} \quad (2-28)$$

式(2-27)、(2-28)中, h 为流体比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; λ 为导热系数, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$; D 为水蒸气在空气中的扩散系数, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$; C_{pv} 为水蒸气的定压比热, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$; C_{pa} 为空气的定压比热, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{C}^{-1}$; W 为水蒸气在空气中的质量含量, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ 。

气-液界面处的能量平衡方程为^[21]:

$$-\lambda_l \left(\frac{\partial T_l}{\partial x} \right)_{l,x} = -\lambda_g \left(\frac{\partial T_g}{\partial x} \right)_{g,x} + m_{v,x} h_{l,g} \quad (2-29)$$

在(2-29)式中, $h_{l,g}$ 为水的蒸发潜热, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; 可见, 在气-液界面处的热量通过两种方式传递: 一种是由于存在温度梯度而导致的显热热传递 q_r , kW ; 另外一种是由于水蒸发而导致的潜热热传递 q_g , kW 。因此界面处传热方程可表示为:

$$q_r = q_g = q_g = -\left(\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial x} \right)_{g,x} - m_{v,x} h_{l,g} \quad (2-30)$$

在(2-30)式中

$$m_{v,x} = -\left(\frac{\rho_{g,x} D}{1-W_{v,g}} \right) \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)_{g,x} \quad (2-31)$$

湿壁面上液膜的传热系数一般可表示为:

$$h_c = \frac{q_g}{T_w - T_{l,m}} \quad (2-32)$$

而局部的 Nu_c 可用下面的公式进行计算:

$$Nu_c = \frac{h_c L}{\lambda_g} = \frac{h_c (v_L^2 / g)^{1/5}}{\lambda_g} = \frac{q_g (v_L^2 / g)^{1/5}}{\lambda_g (T_w - T_{l,m})} \quad (2-33)$$

(2-33)式中, L 为计算局部的 Nu_c 的特征长度, m 。

4. 体积分率方程:

气-液两相界面的分布通过式(2-34)和式(2-35)计算得到。设 α_i 为计算单元内第 i 相的体积分率, 气-液两相界面可用体积分率 α_i 的连续方程(2-34)式求得:

$$\frac{\partial \alpha_i}{\partial t} + \nabla \cdot \alpha_i \mathbf{v} = 0, \quad i = L, G \quad (2-34)$$

气相的体积分率可由(2-35)式计算求得:

$$\sum_{i=L,G} \alpha_i = 1 \quad (2-35)$$

质量守恒方程、动量守恒方程中的物性参数由系统的各相来共同确定, 如气-液流中的 ρ 和 μ 可用式(2-36)、(2-37)表示。

$$\rho = \alpha_s \rho_s + (1 - \alpha_s) \rho_c \quad (2-36)$$

$$\mu = \alpha_s \mu_s + (1 - \alpha_s) \mu_c \quad (2-37)$$

5. 水蒸气组分扩散方程:

在空气中, 水蒸气组分的扩散方程如下式(2-38)所示:

$$\frac{\partial(\rho W)}{\partial t} - \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} W) - \nabla \cdot (\rho D \nabla W) \quad (2-38)$$

假设气-液界面处为半穿透界面, 界面处空气混合物的横流速度为^[121]:

$$u_{v,x} = - \left(\frac{D}{1 - W_v} \right) \left(\frac{\partial W}{\partial x} \right)_{v,x} \quad (2-39)$$

从而水的蒸发量可表示为:

$$m_w = (\rho_s u_{v,x})_s = - \left(\frac{\rho D}{1 - W_v} \frac{\partial W}{\partial x} \right)_s \quad (2-40)$$

假定气-液界面处于热力平衡状态, 并且空气为理想气体, 则空气中水蒸气的质量分率为^[121]:

$$W_{v,s} = \frac{M_v P_{v,s}}{M_a (P_c - P_{v,s}) + M_v P_{v,s}} \quad (2-41)$$

在式(2-41)中, $P_{v,s}$ 为界面处水蒸气的饱和蒸气压, 通过下式计算得到:

$$P_{v,s} = P_s \cdot 10^{(A + B/T + C) \cdot 10^{-4} - D/T^2} \quad (2-42)$$

2.3.3 表面张力与壁面粘附

2.3.3.1 表面张力 F_{σ}

本文的表面张力模型采用 Brackbill 等提出的 CSF 模型^[135]中的连续表面力模型。假定流体的表面张力系数 σ 和通过两个正交方向量度的表面曲率 R_1 和 R_2 , 并且仅考虑垂直于界面的力, 则液膜表面两侧的压差 p_s 可表示为:

$$p_s = p_2 - p_1 = \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (2-43)$$

式(2-43)中, p_1 和 p_2 是两种流体界面两侧的压力, Pa。

在使用 CSF 模型公式时, 其表面曲率 κ 是由垂直于界面的表面局部梯度计算的。 \mathbf{n} 为表面法线, 定义 α_q 为第 q 相体积分数的梯度。

$$\mathbf{n} = \nabla \cdot \alpha_q \quad (2-44)$$

表面曲率 κ 是为了区别单位法向量 $\hat{\mathbf{n}}$ 而定义的:

$$\kappa = \nabla \cdot \hat{\mathbf{n}} \quad (2-45)$$

$$\text{式(2-45)中,} \quad \hat{n} = \frac{n}{|n|} \quad (2-46)$$

表面力使用散度定理可以表示为体积力, 该体积力即为添加给动量方程的源项, 其计算方程为:

$$F_{vol} = \sum_{\text{faces } x, y, z} \sigma_{xy} \frac{\alpha_x \rho_x \kappa_x \nabla \alpha_y + \alpha_y \rho_y \kappa_y \nabla \alpha_x}{\frac{1}{2}(\rho_x + \rho_y)} \quad (2-47)$$

该表达式可表示多于两相存在的单元附近力。如果一个单元中只有两相, 则 $\kappa_x = -\kappa_y$, $\nabla \alpha_x = -\nabla \alpha_y$, 式(2-47)可表示为:

$$F_{vol} = \sigma_w \frac{\rho \kappa_x \nabla \alpha_x}{\frac{1}{2}(\rho_x + \rho_y)} \cdot x(y) \quad L, G \quad (2-48)$$

式(2-48)中, 界面曲率 κ 用自由表面单位曲面法向量 \mathcal{S} 的散度表示:

$$\kappa = \nabla \cdot \mathcal{S} = \frac{1}{|n|} \left[\left(\frac{n}{|n|} \cdot \nabla \right) |n| - (\nabla \cdot n) \right] \quad (2-49)$$

$$\mathcal{S} = \frac{n}{|n|}, n = \nabla \alpha_x \quad (2-50)$$

表面张力影响的重要性取决于两个无量纲数: 雷诺数 Re 和毛细数 Ca (capillary number) 或雷诺数 Re 和韦伯数 We (weber number), Ca 和 We 的表达式分别如下式所示:

$$Ca = \frac{\rho U L}{\sigma} \quad (2-51)$$

$$We = \frac{\rho U^2 L}{\sigma} \quad (2-52)$$

当 $Re \ll 1$ 时, Ca 数对液体的影响占主导地位, 此时用 Ca 来判断; 当 $Re \gg 1$ 时, We 数是影响流动的主要判据, 式中的 U 是自由流动速度, 当 $Ca \gg 1$ 或 $We \gg 1$ 时可忽略表面张力的影响。由于本章模拟的液膜流动 $Re \gg 1$, 因此用 We 数来判断。根据模拟物系以及相关的流动参数计算得知, 在本章的模拟条件下 $We \ll 1$, 因此不能忽略表面张力对液膜流动的影响。

2.3.3.2 壁面粘附

固体、液体之间由于表面张力而产生的力称为壁面粘附力。对这种力的处理方法为不是将其作为给定壁面处的边界条件, 而是将其并入表面张力中。由于固体、液体之间的接触角变化实际上反映了固体壁面附近液面曲面法向量的变化。如果假设 θ 为壁面处的固体、液体接触角, 则壁面处的曲面法向量为:

$$\hat{n} = \hat{n}_w \cos \theta + \hat{i}_w \sin \theta \quad (2-53)$$

式(2-53)中, \hat{n}_w 和 \hat{t}_w 分别为壁面处流体相界面的单位法向量和单位切向量。将式(2-53)代入式(2-49), 可得到壁面处流体相界面曲率随接触角的变化规律。将它再代入式(2-48), 可得到表面张力引起的壁面粘附力。这种将壁面处动态边界条件变为动量源项的处理方法, 大大方便了数值模拟计算的进行。通常, 表面张力的表达式可通过自定义编写, 然后再通过编制 UDF 接口程序来实现上述控制。

2.3.4 气液界面剪应力动量源项

气-液界面处的剪应力也是影响液膜流动的重要因素。在水膜和空气逆流过程中, 当气流速度较低时, 液膜表面将产生波动, 当气流速度逐渐增大时, 波动将增强, 液膜会被吹起形成液滴; 当气流速度增大到一定程度, 会阻碍液膜向下流动, 最终形成液泛现象^[136]。在降膜流动中, 压降产生的原因主要有三种^[137]: 由重力项引起的压降, 由液体加速度项引起的压降, 由摩擦力引起的压降; 前面两种压降会转换成动能增加液相流速, 而最后一种压降将转化为热能散失掉, 因此这也是一种压力损失。气-液界面剪应力正是引起这种压力损失的原因之一, 可表示为^[137],

$$\frac{dp}{dy} = \frac{\tau_{LG} S}{A} \quad (2-54)$$

式(2-54)中, S 是液膜润湿孔道的周长, m ; A 为液膜横截面积, m^2 。在二维降膜流动中, 有下式成立:

$$\frac{S}{A} = \frac{1}{\delta} \quad (2-55)$$

气-液界面剪应力方程如下式所示^[138]:

$$\tau_{LG} = \frac{1}{2} \rho_G f_{LG} \left| \vec{v}_L - \vec{v}_G \right| \left(\vec{v}_L - \vec{v}_G \right) \quad (2-56)$$

式(2-56)中, \vec{v}_L 和 \vec{v}_G 分别为界面单元内气-液两相速度分布, f_{LG} 为相界面处的摩擦系数。将式(2-55)和(2-56)代入(2-54)可得:

$$f_{LG} = f_{sc} \left[1 - 24 \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^3 \frac{\delta}{d} \right] \quad (2-57)$$

式(2-57)中, f_{sc} 表示单相(气相)流过与计算域相同直径管子时的摩擦系数, f_{sc} 采用卡门方程式^[139]计算可得:

$$f_{sc} = \frac{16}{Re_G} \quad (2-58)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{sc}}} = 4.0 \lg \left(Re_G \sqrt{f_{sc}} \right) - 0.4 \quad (2-59)$$

与表面张力及壁面粘附的处理方法类似，气-液界面剪应力也可通过自定义编写，然后再通过编制 FLUENT 中 UDF 接口程序来实现上述控制。

2.4 初始条件及边界条件

2.4.1 初始条件

在初始时，假定模型的计算域内不存在液相，只存在静止的气相，即初始条件如下：

$$t = 0, \alpha_l = 1, \alpha_g = 0。$$

2.4.2 边界条件

2.4.2.1 进口边界条件

1. 液相进口

$$\text{速度: } u_{li} = u_{li}; \quad (2-60)$$

$$\text{相含率: } \alpha_l = 1, \alpha_g = 0; \quad (2-61)$$

湍动强度：设湍动强度为 1%；

水力直径：水力直径设为 3mm。

2. 气相进口

$$\text{速度: } u_{gi} = u_{gi}; \quad (2-62)$$

$$\text{相含率: } \alpha_g = 0, \alpha_l = 1; \quad (2-63)$$

湍动强度：气相进口湍动程度设为 3%；

水力直径：因为两个计算域为气相流动通道，水力直径为 23mm。

2.4.2.2 出口边界条件

1. 液相出口边界

选取液膜流动完全发展的出口处，且液相出口处的表压设定为 0。

$$\frac{\partial \alpha_l}{\partial x} = 0, \quad i = x, y; \quad (2-64)$$

$$\frac{\partial k}{\partial y} = 0; \quad (2-65)$$

$$\frac{\partial E}{\partial y} = 0; \quad (2-66)$$

2. 气相出口边界

与液相出口相同，即式(2-64)~(2-66)所设。

2.4.2.3 壁面边界条件

一般地, $k-\varepsilon$ 模型的适用范围是湍流中心部位, 不适用于近壁区的粘性底层。通常, 有两种方法解决近壁区问题: 一种是对粘性底层和过渡区不进行计算, 而是用“壁函数”等半经验公式作为连接粘性影响区和充分湍流区的桥梁; 另一种方法是修改现有的湍流模型, 使其能够适用于求解近壁区的粘性影响区, 这种方法称为“近壁模型法”。在大多数高雷诺数流体计算中, 采用壁函数法既节省计算资源, 又能满足精度要求。但在低雷诺数流动中壁函数法不能满足要求, 这时需采用近壁模型法。液膜流动属于近壁流动, 整个液膜计算域都受到粘性底层的控制, 因此应采用近壁模型描述壁面附近的液膜流动。本章采用“增强壁面处理法”^[140]来处理这种受粘性底层影响较大的液膜流动。

2.4.2.4 轴对称边界条件

将 $x=23\text{mm}$ 处气相一侧设为轴对称边界。本文中计算伴有气相逆(顺)流的液体降膜流动过程, 在气相一侧不受任何力的作用, 因此将气相一侧视为壁面无滑脱条件, 用轴对称边界条件进行描述。

$$\frac{\partial u_i}{\partial x} = 0, \quad i = x, y, z; \quad 0; \quad (2-67)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = 0; \quad (2-68)$$

$$\frac{\partial k}{\partial x} = 0; \quad (2-69)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial x} = 0; \quad (2-70)$$

2.5 网格划分及其数值求解方法

本文将利用 FLUENT 的前处理软件 GAMBIT 进行网格划分, 建立计算模型。网格划分是数值计算过程中的前处理阶段, 网格的质量直接关系到数值模拟计算结果的正确程度。网格依据均匀性质可分为: 均匀网格和非均匀网格; 按结构性可分为: 结构化网格和非结构化网格。均匀网格是指在计算区域中各个位置网格密度均匀一致; 而非均匀网格是指在计算区域中, 某些局部区域(如流场变化剧烈、某些量的梯度变化较大)网格划分的较密, 其它部位网格划分得稀疏。非均匀网格的优点是, 既可保证计算精度, 又能提高计算速度。结构型网格划分很简单, 在节点数相同的条件下, 结构型网格因节点顺序排列, 在计算中比非结构网格所占的内存少, 且计算速度快, 在某些条件下, 还可以运用一些加速算法。然而结构型网格比非结构型网格对几何形状的适应性差。对比

较复杂的几何形状，非结构型网格往往能以相对少的节点数而获得疏密合理、过度均匀的网格，而结构型网格为了满足“结构型原则”，往往必须在局部区域布置很密，但对计算分辨率而言多了必要的节点，从而使节点数增加，造成计算资源的浪费。

本文的计算模型采用与计算域相适应的四边形结构化贴体网格。考虑到界面波动的复杂性，网格在垂直于管方向上从气相区向液相区逐层加密。在垂直于壁面方向的液相区网格的间距为 0.1mm，在气相区网格由 0.15mm 逐渐上升到 0.3mm；在液膜流动方向网格间距为 0.25mm，网格具体形式见图 2-2 所示。

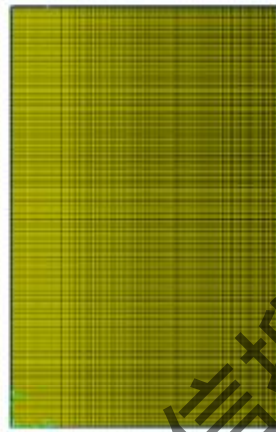
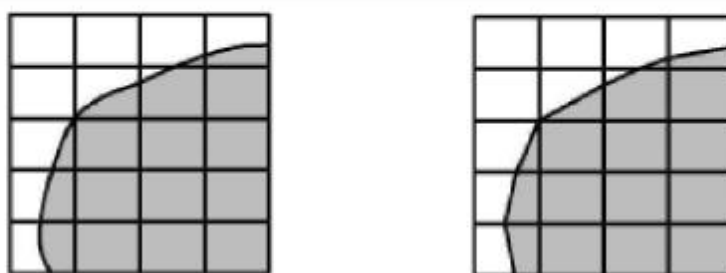


图 2-2. 计算网格图

Fig.2-2 Sketch map of computational grids

本文的计算求解器选用 FLUENT6.3 流体力学软件包。离散时，时间项采用隐格式；对流项采用一阶迎风格式；压力项采用 PRESTO! 算法；压力-速度耦合方程的求解采用 PISO 方法；时间步长为 10^{-6} s。对气-液相界面的追踪采用精度较高的 Geo-Reconstruct 界面重构技术。Geo-Reconstruction 格式必须用在非稳态计算中。图 2-3 (a) 是实际相界面形状，图 2-3 (b) 是 Geo-Reconstruct 格式用分段线性法表示的相界面形状。Geo-Reconstruct 格式广泛地应用于各种网格结构中，尤其适用于非结构化网格。其具体处理方法为：第一步，根据单元中的体积分率及其偏导数，计算每个部分充满单元内的线性界面位置；第二步，利用线性相界面和相界面上的法向、切向速度等信息计算通过每个单元相界面的流体输运量；第三步，利用第一步计算得到的平衡通量来计算每个单元内的体积分率。计算收敛的判断依据是：气相和液相出口速度在单位时间内的平均值恒定不变，即认为达到流动稳定。如图 2-4 给出某一算例的液相出口速度随时间的变化，可以看到由于液膜自由表面存在波动，出口速度也随之出现有规律的波动，但平均速度已达到稳定，即可停止计算^[145]。



(a) 实际相界面 (b) Geo-Reconstruction 格式
图 2-3 相界面插值格式

Fig.2-3 Interpolation scheme at the interface

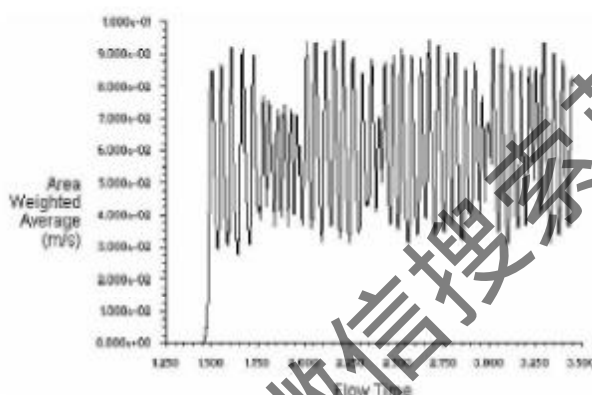


图 2-4 液相出口速度随时间的变化规律

Fig.2-4 Liquid average velocity at outlet versus flow time

2.6 计算结果及分析

2.6.1 模型可靠性验证

根据 Nusselt[14]理论, 沿着液膜厚度方向的速度分布 $u(y)$ 具有抛物线外形, 方程如下:

$$u(y) = \frac{\rho g \delta^2 \cos \theta}{2\mu} \left[\frac{2y}{\delta} - \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \quad (2-71)$$

$$\tau_w = \rho g \delta \cos \theta \quad (2-72)$$

$$\delta = \left[\frac{3\mu U_m}{\rho g \cos \theta} \right]^{0.5} \quad (2-73)$$

式(2-71) ~ (2-73)中, U_m 为液膜平均流速, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$; τ_w 为壁面剪切应力, Pa ; μ 为运动粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; δ 为液膜厚度, m ; g 为重力加速度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; ρ 为液体的密度, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$; θ

为与垂直位置的倾斜角, °。

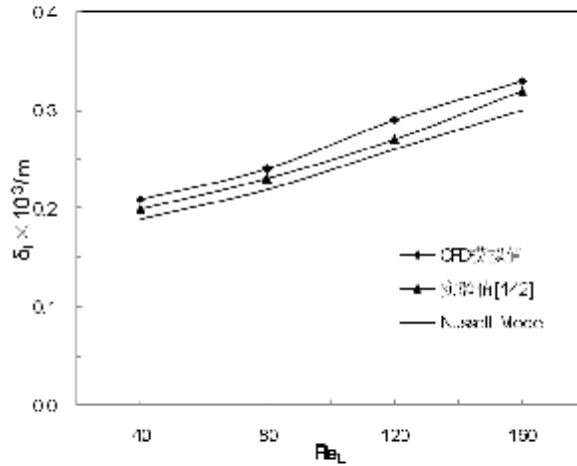


图 2-5 液膜厚度随液相 Re 数的变化

Fig. 2-5 Variation of liquid film thickness with liquid Reynolds number

为了验证数值模拟的可靠性, 首先在不考虑能吊方程和分子扩散方程情况下, 按照文献^[142]中的实验条件, 对气-液两相的流动情况进行模拟计算。图 2-5 反映了液膜厚度随液相 Re 数的变化, 通过对比模拟结果与文献^[142]及 Nusselt 理论值可知, 二者吻合很好, 证明该模型是可靠的。从图 2-5 中可知, 平均液膜厚度随 Re 的增加而增加, 模拟值比实验测量值^[142]和 Nusselt 理论的预测值都要大, 模型值比实验测量值大 3.03%-6.90%, 比 Nusselt 理论的预测值大 8.33%-10.34%。由此可见, 本章建立的数学模型可用于模拟气-液两相流的流动及传热传质分析。

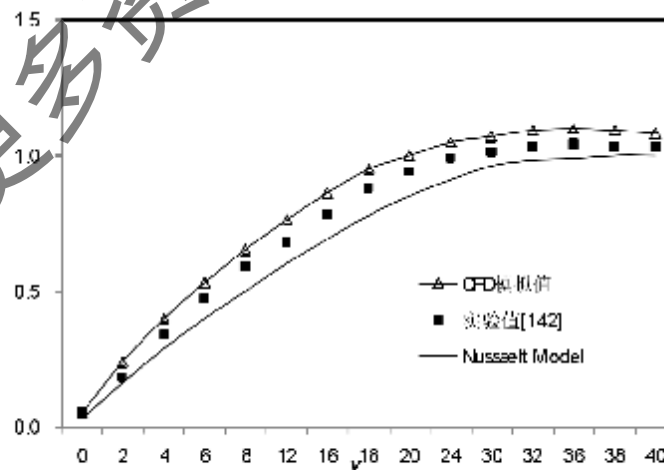


图 2-6 不同气速下液膜 Y 方向的速度分布

Fig. 2-6 Y-direction velocity distribution of the falling film at the different gas flow

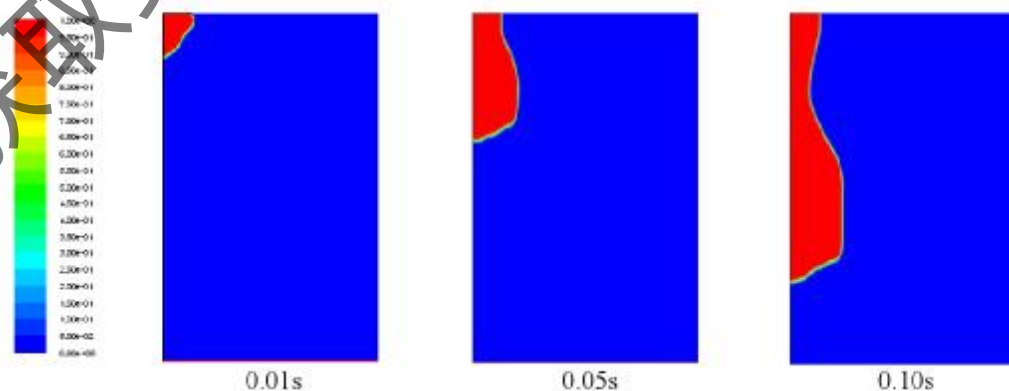
图 2-6 表示在不同流动条件下,气-液逆流时水膜的速度分布,从图中可以看出,本文的数值模拟结果与余黎明^[143]的实验值及 Nusselt 理论值三者吻合较好,从而证明本模型的可靠性。由分析可知,气相逆流的剪切力在一定程度上阻碍了液体表面水膜的流动,并且具有平滑液体速度分布的趋势,所以在液体表面层区域内,液相具有最大速度。

2.6.2 气-液两相流顺流和逆流的比较

在气-液两相顺流中,水膜和空气的流动方向相同,而气-液两相逆流中,水膜和空气的流动方向相反。由于水膜和空气流向的变化,势必引起气、液界面处剪应力的不同,从而导致不同的结果。为了比较气-液两相流中由于水流方向和空气流方向的变化,对水膜和空气流动状态、水膜和空气流速度场以及空气中水蒸气质量分数的影响,本章分别对顺流和逆流进行了模拟。

2.6.2.1 气-液两相流中空气与水流分布的比较

气相的流动是影响液膜流动的主要因素之一,气相的流动方向将对液相的流动造成很大的影响。由于气相的吹扫使得水膜自由表面波动加剧,水膜难以维持稳定的膜状。当气相和液相同向流动(顺流)时,由于气-液界面的同向切应力,加快了液相的流动,同时,也削薄了液相的厚度。图 2-7 和图 2-8 分别为水的流量 $m_{L,m}=1.0\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$, 空气进口流速为 $u_{G,m}=3.0\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,顺、逆流不同时刻的液相流动情况。从图 2-7 可以看出,空气与水达到稳定流动的时间约为 0.2 秒,出口水膜的厚度约为入口水膜厚度的二分之一左右。气-液两相顺流有利减少水膜厚度,从而减小水膜与管外壁之间的热阻,有利于向热量从管壁水膜的传递(显热传递)。从图 2-8 可以看出,空气与水达到稳定流动的时间约为 0.6 秒,约为顺流时间的 3 倍。出口水膜的厚度约为入口水膜厚度的三分之二左右。当气相和液相反向流动(逆流)时,由于气相的反向切应力,阻止了液相的流动。在气流速较大时,水膜易被吹散成液滴,形成雾沫夹带,甚至产生液泛现象。气-液两



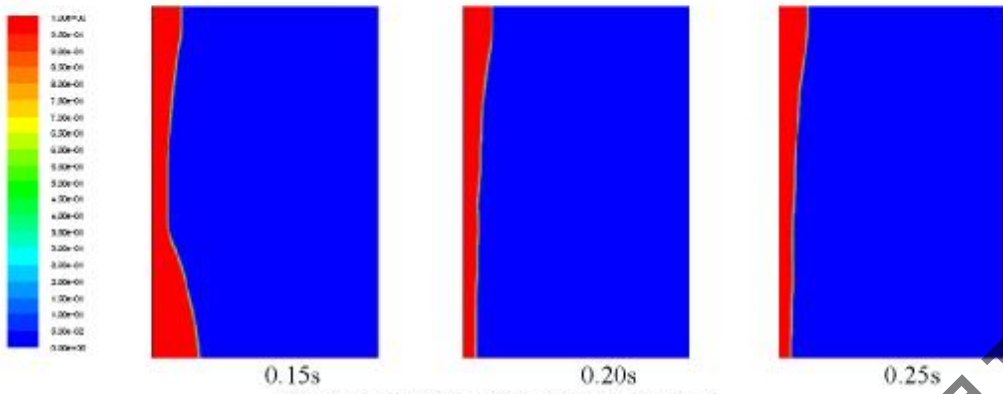


图 2-7 气液顺流时液态水的流动分布图

Fig. 2-7 Liquid water flowing distribution in concurrent flow

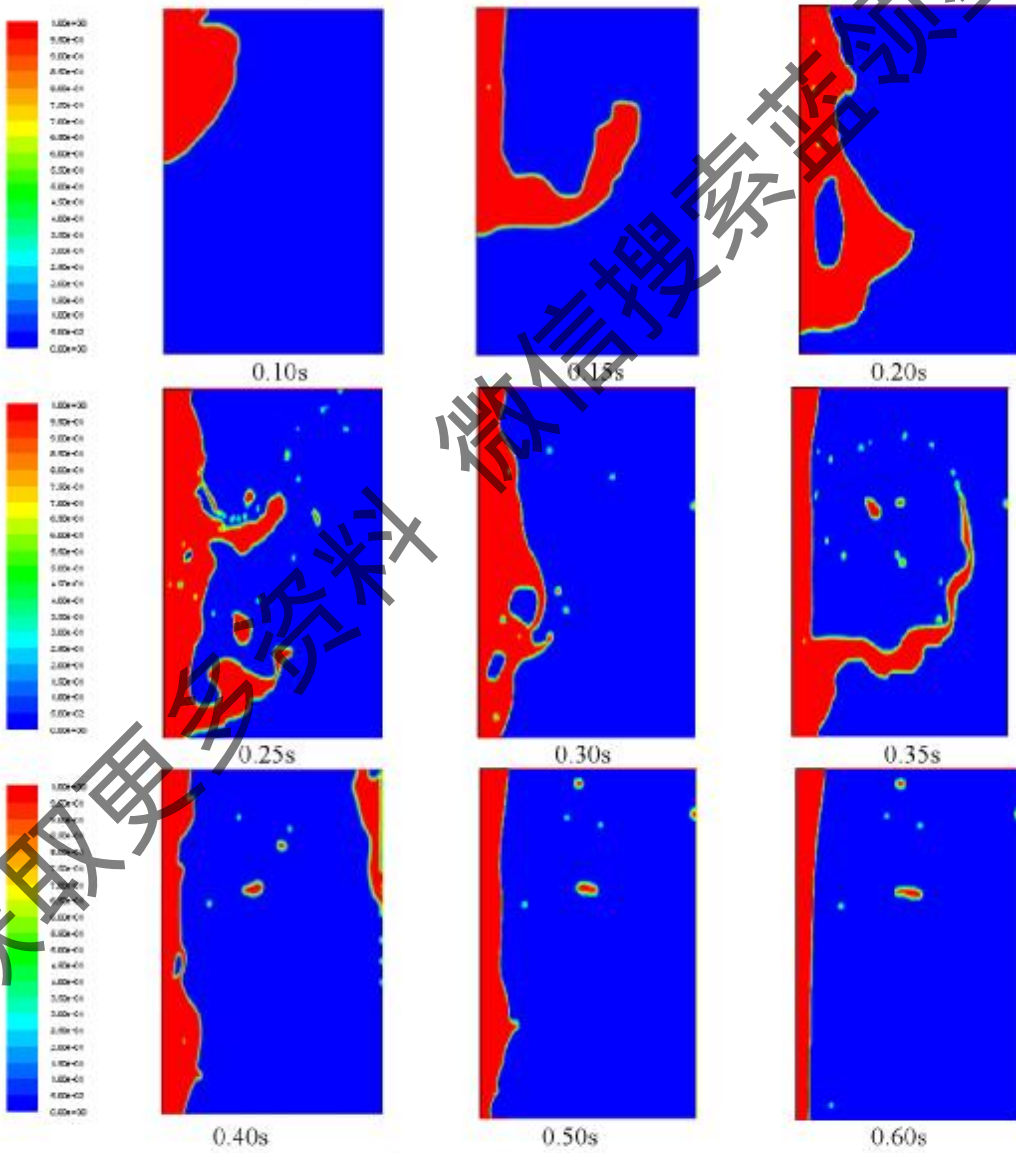


图 2-8 气液逆流时液态水的流动分布图

Fig. 2-8 Liquid water flowing distribution in countercurrent flow

相逆流不利于减少水膜厚度，从而增加水膜与管外壁间的热阻，不利于热量从管壁向水膜的传递。但是，由于空气的反吹，增大了水膜的扰动，且部分水膜形成水滴扩散到空气中，从而大大增加了水膜和空气的接触面积，有利于热量从水膜向空气的传递。

2.6.2.2 气-液两相流中空气与水流速度分布的比较

图 2-9 和图 2-10 分别为气-液两相顺流和逆流时，空气和水膜的速度分布图（不同流段切面）。当气-液两相顺流时，在气-液界面上产生一个向下的界面切应力，这个切应力将影响到液体内部的流动与传热，当空气速度过大时，也可能引起液膜的撕裂[41]。

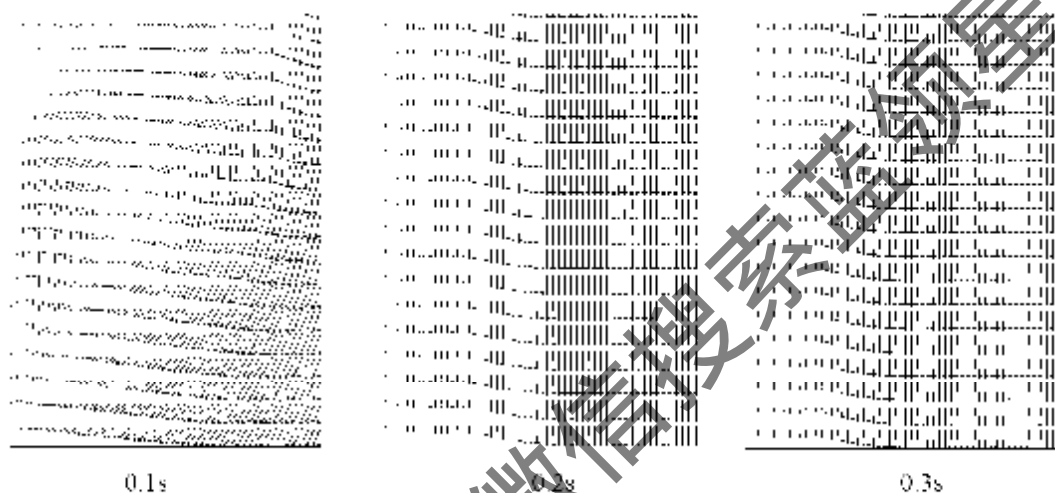


图 2-9 气液顺流时空气和水的速度分布图

Fig. 2-9 Vector graph of air and water in concurrent flow

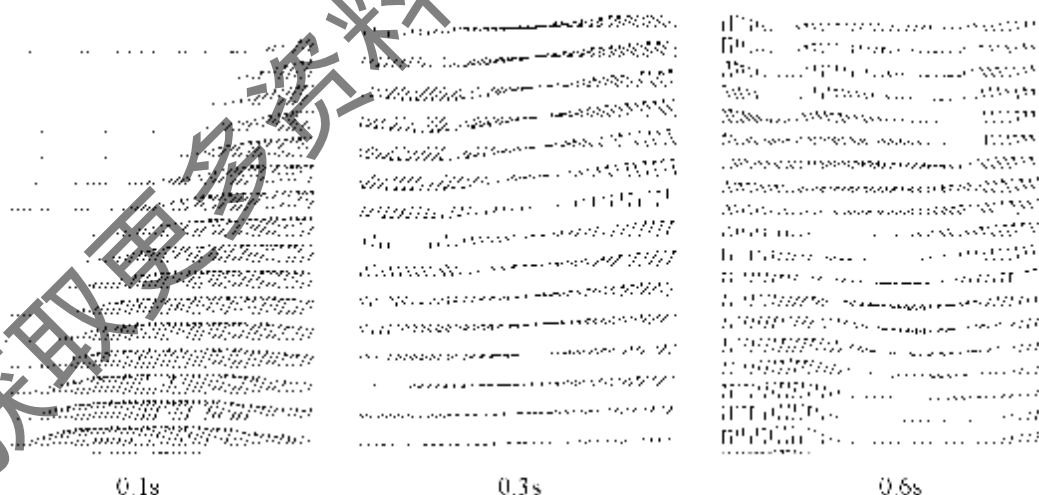


图 2-10 气液逆流时空气和水的速度分布图

Fig. 2-10 Vector graph of air and water in counter-current flow

图 2-9 中代表气-液顺流时不同时刻的空气与水的速度分布图，当时刻为 0.1s 时，

由于水尚未流到出口，在出口处空气由于壁面的影响形成了涡旋流；而气-液顺流稳定时(时刻为 0.3s)，气-液界面空气与水的流动方向一致，这是由于气、液间的同向切应力有利于液膜的流动，因此，气-液界面之间的扰动不明显，看不出明显的漩涡。当气-液两相逆流时，在气-液界面上产生一个向上的界面切应力，与液膜的流动方向相反，由此引起水膜表面波动，部分水膜被吹起，从而形成漩涡区，从图 2-10 可以看出明显的漩涡。在漩涡附近，流体运动速度处在加速和减速的无序交替变化中，漩涡使周围流体的速度提高，流体流动不稳定加剧，从而使传热加强。

2.6.2.3 气-液两相流中空气中水蒸气质量分数的比较

图 2-11 和图 2-12 分别为气-液两相顺流和逆流时，气相中水蒸气质量分数浓度分布图。从图中可以看出，在气-液两相的界面处，存在一个明显的水蒸气质量分数浓度边界层。由于气相和液相中的水蒸气压不同，因此，当气相和液相接触时，必定在气-液界面存在水蒸气分子的扩散运动。由于液相中的水蒸气分压高于气相中的水蒸气分压，因此，液相中的水蒸气分子将向气相中扩散；由于高水蒸气含量的湿空气不断被带走，低水蒸气含量的干空气不断被吸入，因此，气-液两相间持续存在较大的水蒸气分子压力差，液相中的水蒸气分子不断向气相中扩散。由分子运动论可知，液相中的水蒸气分子只有获得足够的能量，才能摆脱液相对它的束缚后脱离。由于液相中的水蒸气分子的扩散、脱离运动，带走了水膜中的大量热能，从而使得水膜的温度下降。这种现象即为水蒸气的非饱和蒸发。图 2-11 显示了气-液相顺流时，空气与水从开始流动到达到稳定流动过程中，空气中水蒸气质量分数浓度分布。从图中可以看出，在流动达到稳定前，随着水的流动，水膜从热壁面吸收热量，使得水膜的温度升高，空气与水界面的水分子获得的能量增加，从而使更多的水分子从水膜的逸出，扩散到空气中去，因此，气-液界面处水蒸气质量分数浓度增大；但随着水膜的进一步流动，扩散到空气中的水分子吸收了水膜中的能量，使得水膜的温度降低，从而使气-液界面处的水蒸气质量分数浓度降低。当水膜流动和空气流动达到稳定时，由于气-液顺流，气相对液相的扰动作用不大，空气与水膜的接触面较少，气-液界面处的水蒸气质量分数浓度也达到相对稳定。同样，图 2-12 显示了气-液相逆流时，空气与水从开始流动到达到稳定流动过程中，由于在气-液逆流中，气相对液相的扰动作用比在气-液顺流中大，空气与水界面的水分子获得的能量更大，从而使更多的水分子从水膜的逸出，扩散到空气中去，因此，气-液界面处的水蒸气质量分数浓度比气-液顺流时大。而且，空气与水膜的接触面比顺流时大很多，因此，水膜中水蒸气的蒸发相对多，现象更明显。

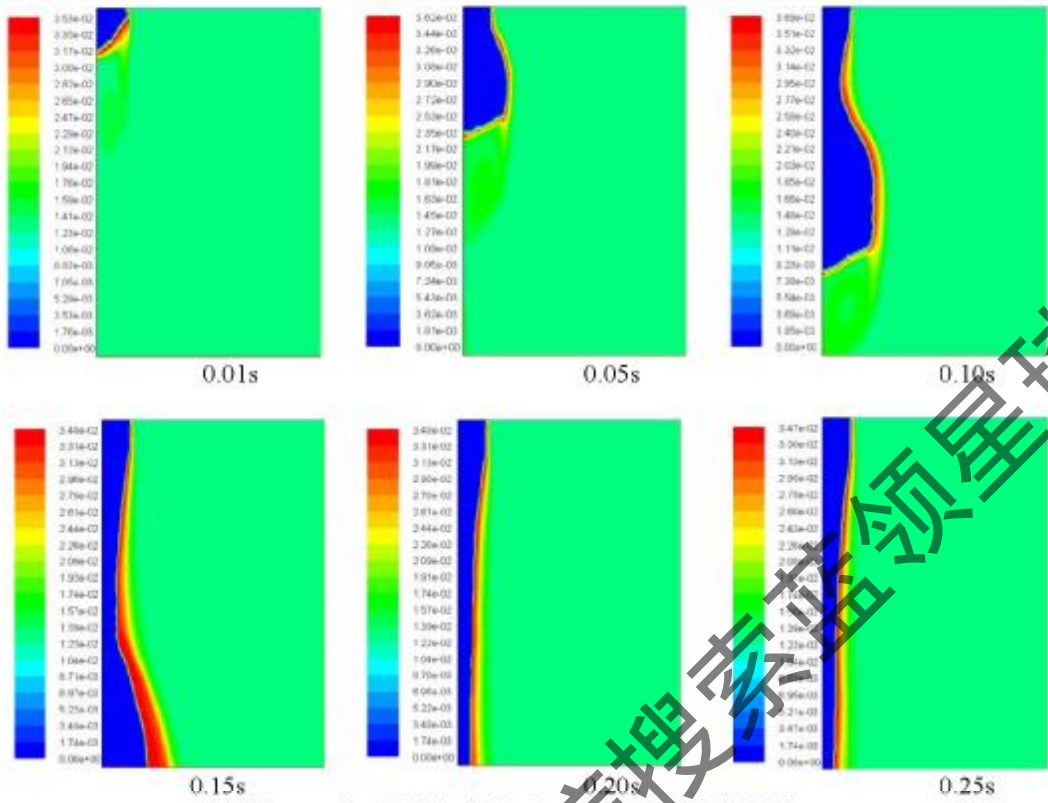
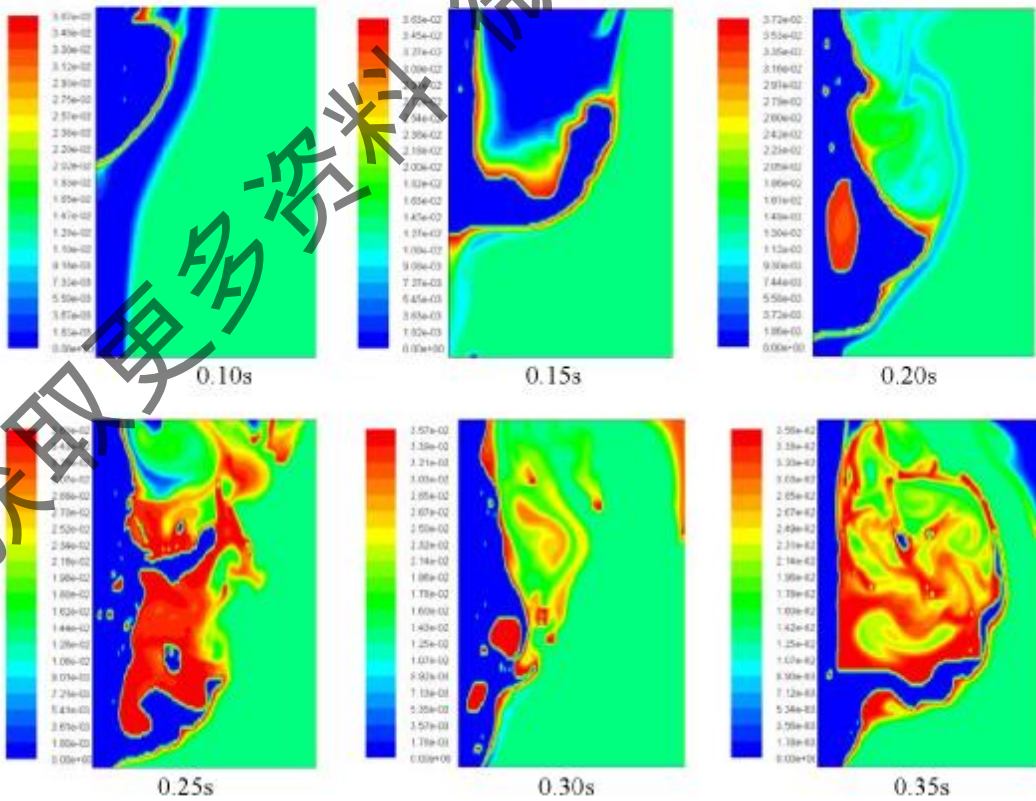


图 2-11 气-液顺流时空气中水蒸气的质量含量图

Fig. 2-11 Mass fraction of water in concurrent air-water two-phase flow



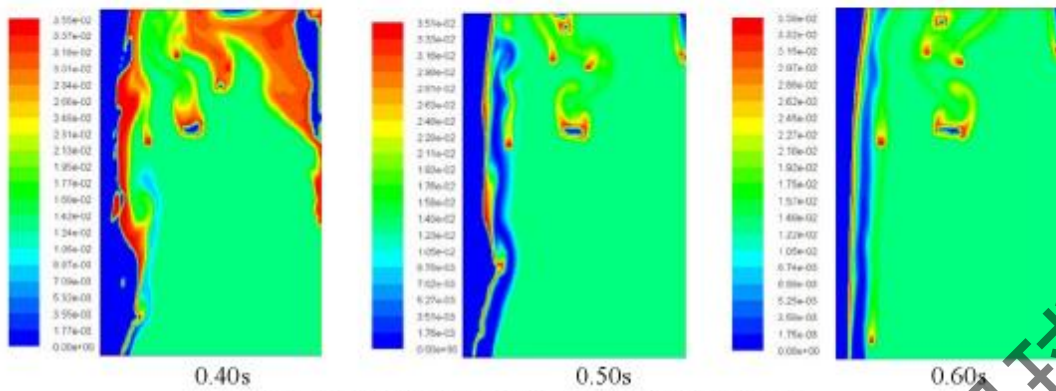


图 2-12 气-液逆流时空气中水蒸气的质量含量图

Fig. 2-12 Mass fraction of water in countercurrent air-water two-phase flow

2.6.3 气-液两相流逆流的模拟结果分析与讨论

在蒸发式冷凝器的工作过程中，换热盘管内的制冷剂冷凝热通过壁面传递给管外水膜，再由管外水膜穿过气-液相界面传递给空气。在界面处同时存在着传热和传质现象，其显热和潜热传热量的相对关系是非常重要的，也是评价蒸发式冷凝器性能优劣的一个重要指标。本小节将利用数值模拟方法来研究分析喷淋水温度、喷淋水量、空气相对湿度及空气干球温度等主要参数的变化对气-液两相逆流的显热和潜热传热量的影响。

2.6.3.1 喷淋水入口温度对显热和潜热传热量的影响

蒸发式冷凝器的换热盘管壁面传递的热量，除极少部分直接传递给空气外（壁面湿润率小于 1 时），主要部分直接传递给管外水膜，而这部分热量中一部分促使水膜蒸发为水蒸气，并扩散至空气中使得空气湿度增大；剩余部分热量则通过水-空气对流传热方式传递给空气，使空气温度升高，最后所有水蒸气和热量都被空气带走，排到蒸发式冷凝器外，可见水膜在整个传热传质过程中起着重要作用，不仅是热、质传递的主要介质，而且也是热量移动的主要载体。

如图 2-13 和图 2-14 所示，在壁面热流密度为 3000w ，入口空气温度为 303K ，相对湿度为 50% ，空气流速 $3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ，喷淋水流量为 $1\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ 的条件下，喷淋水的入口温度分别为 306K 、 308K 、 310K 时，气-液界面处显热和潜热与总传热的比值沿喷淋水流动方向的分布。

从图 2-13 中可以看出，由于喷淋水入口温度大于空气入口温度，一部分热量以显热的方式由水膜传递给空气，随着喷淋水与空气温差的增大，显热所占气-液界面总传热量的比值也相应增大。沿水膜的流动方向，由于水膜吸收壁面的热量，水膜温度不断增大，而由于空气与水膜的流动方向相反，在同一喷淋水入口温度的条件下，水膜与空

气之间的温差越来越大,因此,显热所占总传热量的比值也相应增大。相应地,从图 2-14 中可以看出,在沿水膜的流动方向上,在气-液分界面处,潜热与总传热的比值和显热与总传热的比值的趋势相反。

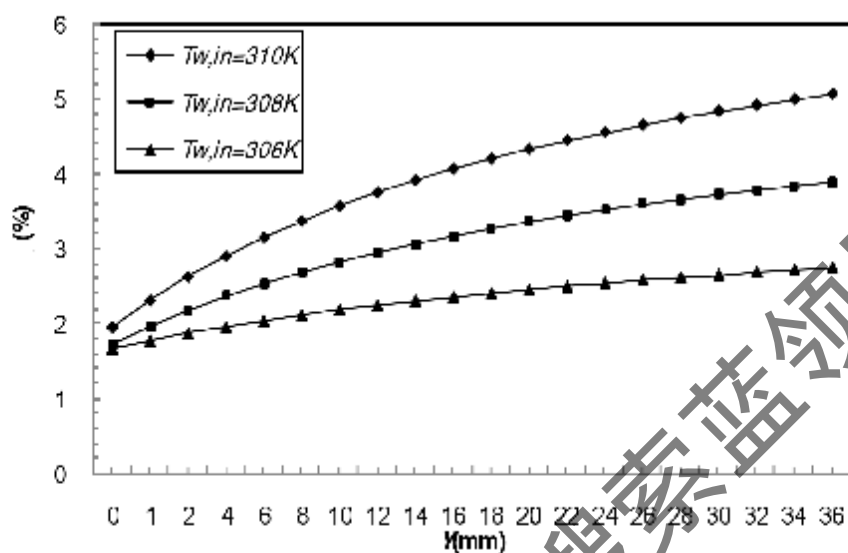


图 2-13 不同入口喷淋水温条件下气-液界面显热与总传热量的比值沿流动方向的分布

Fig 2-13 Distribution of ratio of sensible heat rate and total heat rate with different inlet water temperature

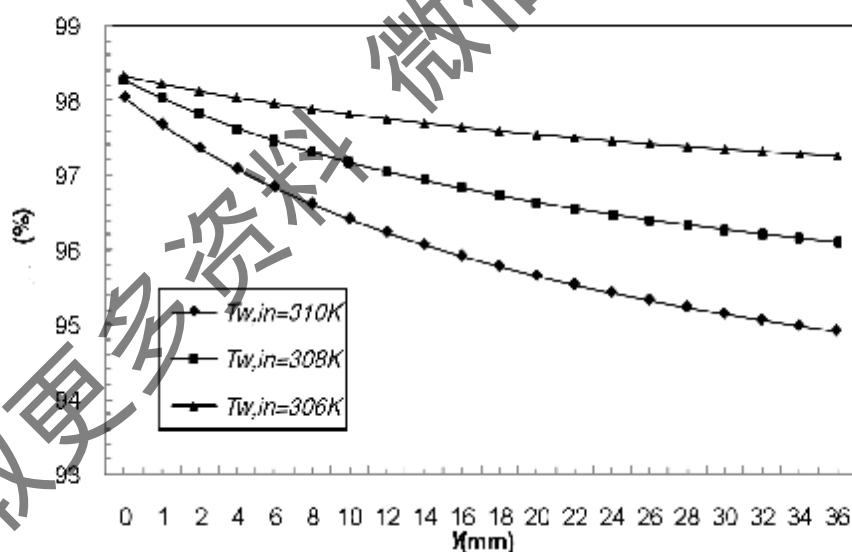


图 2-14 不同入口喷淋水温条件下气-液界面潜热与总传热量的比值沿流动方向的分布

Fig 2-14 Distribution of ratio of latent heat rate and total heat rate with different inlet water temperature

2.6.3.2 喷淋水量对显热和潜热传热量的影响

如图 2-15 和图 2-16 所示,保持其他条件不变,喷淋密度为 $1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $1.5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 、 $2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,气-液界面处显热和潜热与总传热的比值沿喷淋水流动方向的分布。

从图 2-15 中可以看出, 喷淋水量越大, 气-液界面显热量所占总热量的比值越小。这是由于喷淋水量的增大, 壁面的水膜厚度增大, 水的热阻增加, 使得壁面传递的热量在穿过水膜的过程中被水膜吸收的部分也较大, 而传递到气-液界面处的热量相对较小, 导致界面处温度和水蒸气质量分数相应变小, 因此显热和潜热传热均减小, 其中, 对显热的影响更大。相应地, 从图 2-16 中可以看出, 随着喷淋水量的增大, 潜热所占全热的比例增大。实验研究表明^[44], 液膜的流量不能太小, 否则, 会出现板面液流分布不均

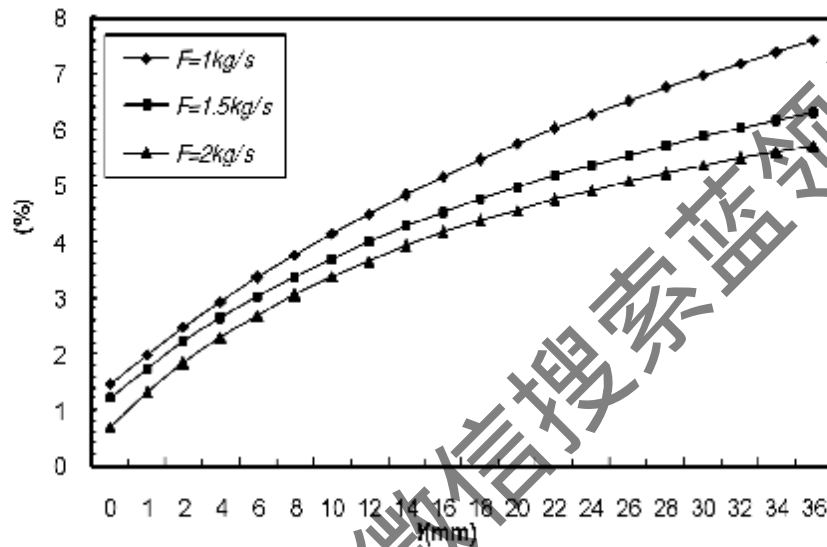


图 2-15 不同水流量条件下气-液界面显热与总传热量的比值沿流动方向的分布

Fig 2-15 Distribution of ratio of sensible heat rate and total heat rate with different water flow rate

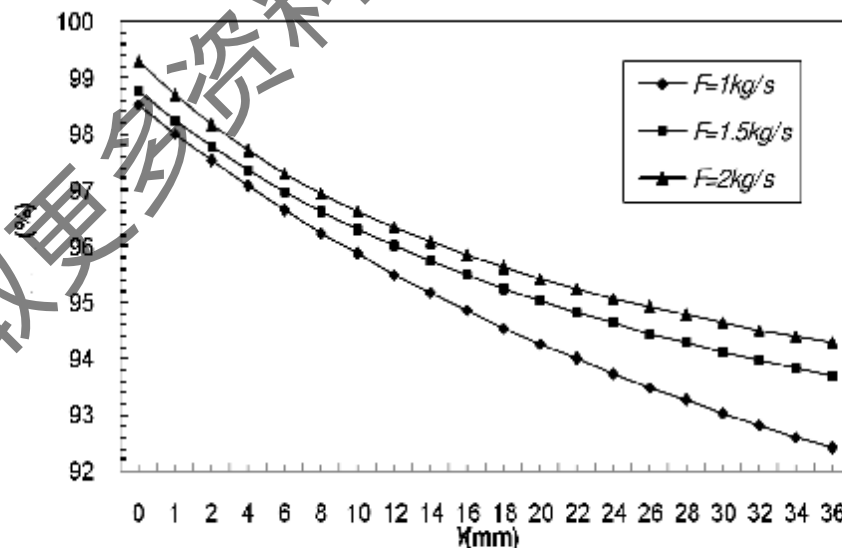


图 2-16 不同水流量条件下气-液界面潜热与总传热量的比值沿流动方向的分布

Fig 2-16 Distribution of ratio of latent heat rate and total heat rate with different water flow rate

完全和不均匀，局部的干壁和降膜流动的死区，使这一部分的传热由“蒸发冷”变成了“风冷”，传热效果恶化。

从气-液两相流的液相分析，综合考虑水膜入口温度和喷淋水量的影响可知，这两个因素都是通过气-液相界面的温度影响传热传质性能，在其他条件相同的情况下，入口水膜温度越高，喷淋水量越小（保证壁面完全湿润前提下），水膜厚度越小，相应气-液界面温度也越大；使得空气与水膜之间的温差增大，界面饱和蒸汽压差也越大，有利于气-液两相之间的传热传质。

2.6.3.3 空气相对湿度对显热和潜热传热量的影响

如图 2-17 和图 2-18 所示，保持其他条件不变，空气相对湿度分别为 50%、65%、80% 时，气-液界面处显热和潜热与总传热的比值沿水膜流动方向的分布。由于显热传热量的大小主要由温差决定，而入口喷淋水温度及空气干球温度保持不变，因此，空气相对湿度的升高对气-液界面处显热传热量的影响很小，但对潜热传热量影响很大。其原因是空气相对湿度上升会减小空气的含湿能力、增大空气主体中的水蒸气分压，即降低了气膜与水膜之间的浓度差，导致传质推动力和蒸发量下降，因此空气的相对湿度上升会使空气-水之间的传质能力显著降低，由传质推动的潜热传热量减少。

从图中 2-18 中可以看出，随着入口空气相对湿度的增大，潜热所占总传热量的比值逐渐减少，相应地，从图 2-17 中可以看出，显热所占总传热量的比值逐渐增大。

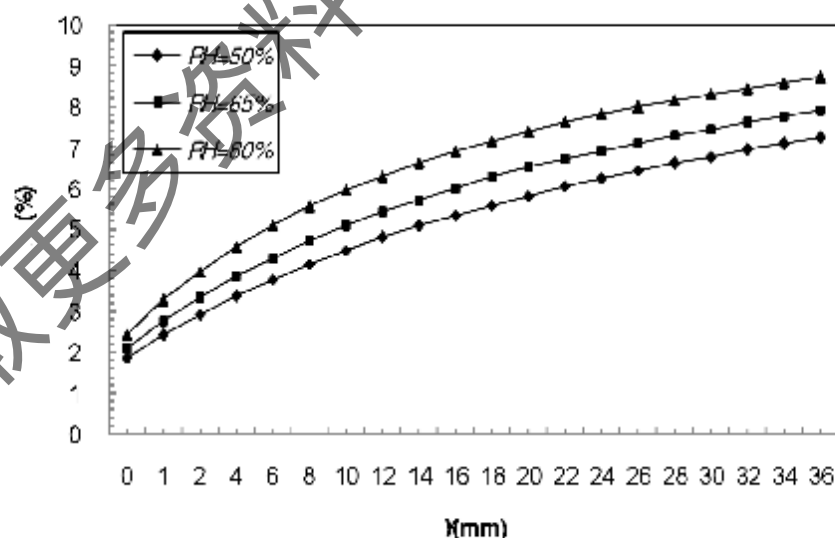


图 2-17 不同空气相对湿度条件下气-液界面显热与总传热量的比值沿流动方向的分布

Fig 2-17 Distribution of ratio of sensible heat rate and total heat rate with different air related humidity

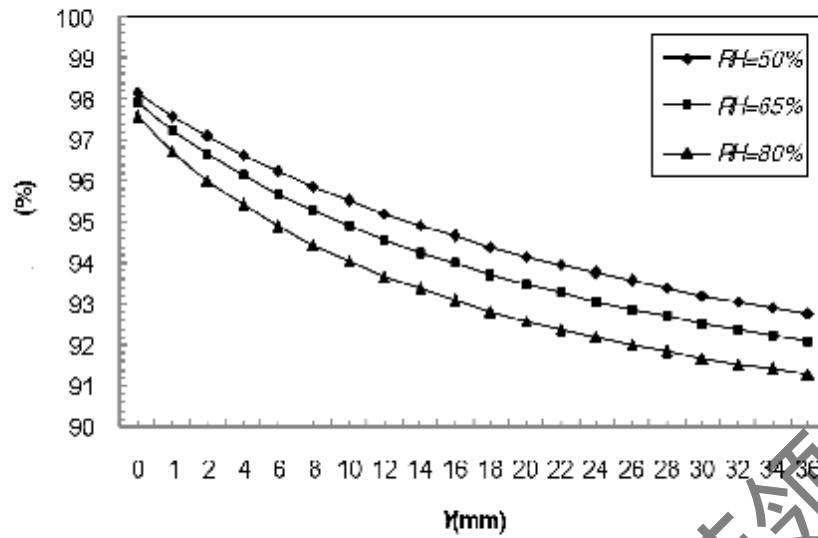


图 2-18 不同空气相对湿度条件下气-液界面潜热与总传热量的比值沿流动方向的分布
 Fig 2-18 Distribution of ratio of latent heat rate and total heat rate with different air related humidity

2.6.3.4 空气干球温度对显热和潜热传热量的影响

如图 2-19 和图 2-20 所示, 保持其他条件不变, 空气干球温度分别为 308K、303K、298K 时, 气-液界面处显热和潜热与总体热的比值沿喷淋水流动方向的分布。与入口喷淋水温度的变化分析一样, 在其他条件相同的情况下, 入口空气温度越高, 使得空气与水膜之间的温差减少, 不利于显热传热。

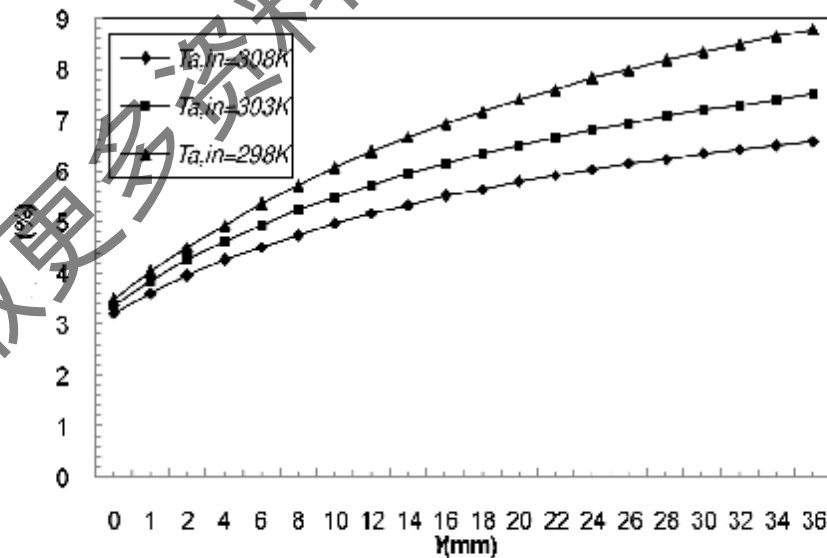


图 2-19 不同入口空气温度条件下气-液界面显热与总传热量的比值沿流动方向的分布
 Fig 2-19 Distribution of ratio of sensible heat rate and total heat rate with different air inlet temperature

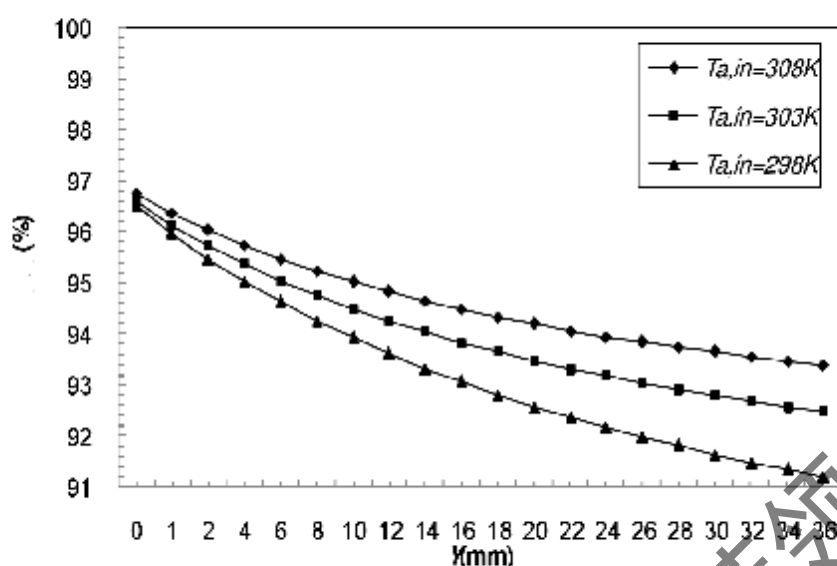


图 2-20 不同入口空气温度条件下气-液界面潜热与总传热量的比值沿流动方向分布

Fig 2-20 Distribution of ratio of latent heat rate and total heat rate with different air inlet temperature

从图 2-19 中可以看出, 随着入口空气干球温度的增大, 显热所占总传热量的比值逐渐减少, 沿着水膜流动方向, 不同温度下显热所占总传热量比值的差值越来越大。相应地, 从图中 2-20 中可以看出, 潜热所占总传热量的比值逐渐增大。

从气-液两相流的气相角度分析, 空气主体气相的相对湿度和干球温度的影响可以看出, 在同一空气干球温度下空气的相对湿度越小, 或者同一相对湿度下空气的干球温度越低, 空气主体内的水蒸气分压越小, 即传质推动力-界面与空气主体的水蒸气压差越大, 因此, 气-液界面处由蒸发引起的潜热传热量也越大。也就是说, 在相同的条件下, 空气干、湿球温度之差越大, 水膜与空气之间的热、质交换越剧烈, 越有利于潜热传热。

2.6.4 非饱和蒸发的传热传质机理探讨

由上述分析可知, 非饱和蒸发引起的传热主要是由水膜与空气之间的水蒸气压差引起, 导致水分子不断从水膜中向空气中扩散, 从而引起热量的传递 (潜热换热), 同时, 由于水膜与空气之间的温差, 由此引起的水与空气之间的对流换热 (显热换热)。要实现水向空气的蒸发, 在气-液界面处必须具有传质的推动力, 即水膜表面饱和蒸汽压大于空气中水蒸气压力, 且压差越大越有利于传质。总结上述各小节中的喷淋水温度、喷淋水量、空气相对湿度、空气干球温度等主要参数的变化对气-液两相流中显热和潜热传热量的影响可以得到如下结论:

1. 就换热盘管管外水膜而言, 在相同的操作条件下, 水膜入口温度越大, 喷淋密度越低 (保证壁面完全润湿的前提下), 则气-液界面处温度越大, 界面饱和蒸汽压也越大, 相应增大了气-液两相之间的水蒸气压力差, 提高了传质推动力, 有利于气-液两相之间的传热传质。

2. 就换热盘管管外空气侧而言, 在相同的操作条件下, 同一相对湿度下空气的温度越高, 或同一空气温度下相对湿度越小, 即空气干、湿球温度之差越大, 空气主体内的水蒸气分压越小, 水膜与空气间的蒸发就越剧烈, 传质带动的传热量就越大。

2.7 本章小结

1. 建立了水平管外气-液两相流动和传热传质的物理模型和数学模型, 模型中考虑了气相湍流、液相湍流、气-液界面切应力以及气-液相间的传热传质, 实现了各影响因素对非饱和传热性能影响的定量分析。

2. 利用该模型定量分析了气液相界面显热和潜热传热的相对关系。结果表明: 在本文研究范围内, 气-液两相逆流过程的气-液界面的总传热量中, 潜热传热量所占比值在 90% 以上, 比气-液两相顺流时高^[45], 在气-液相界面处是以水蒸发传质引起的潜热换热为主、温差引起的显热换热为辅的换热形式, 逆流比顺流更有利于传热。

3. 在一定条件下, 水膜入口温度的增大, 喷淋密度的减少 (保证壁面完全润湿的前提下), 入口空气的温度的升高, 入口空气相对湿度的减少, 有利于增大气-液界面处的传热温差及传质的水蒸气压力差, 从而有利于传热传质。

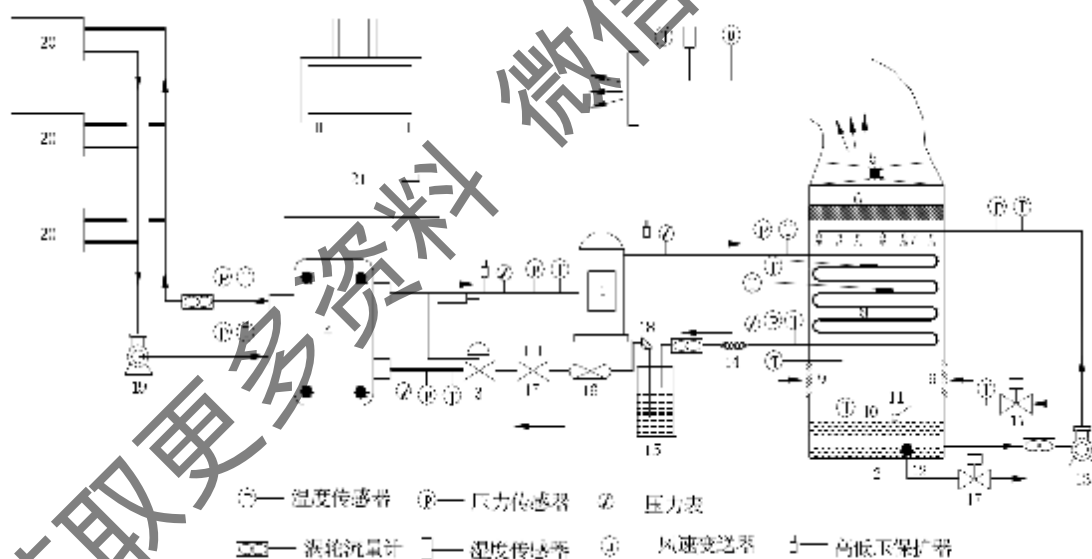
第三章 蒸发式冷凝制冷系统的实验装置

3.1 前言

蒸发式冷凝制冷系统是结合非饱和蒸发冷凝技术和蒸汽压缩制冷技术而开发出来的一种新型高效节能、节水制冷系统，它主要利用冷凝器外侧冷却水的蒸发潜热带走冷凝器内制冷剂的热量，并通过空气带到大气中，从而完成对制冷剂的冷凝过程；利用冷凝节流后的制冷剂在蒸发器内蒸发吸热，完成制冷剂的制冷过程。目前，国内外有关蒸发式冷凝制冷系统的研究很少，且主要集中在应用方面^[101-118]。本章主要介绍蒸发式冷凝制冷系统的实验装置，该实验装置将对蒸发式冷凝制冷系统模型的验证提供实验数据，并为蒸发式冷凝制冷系统的性能优化研究提供实验平台。

3.2 实验装置介绍

图 3-1 是本实验装置的实验系统示意图，按流体循环路径分类，主要可分为以下三个循环系统：1、制冷剂循环系统，2、冷却水循环系统，3、冷冻水循环系统。



1—压缩机，2 蒸发式冷凝器，3 外平衡热力膨胀阀，4 板式蒸发器，5 轴流风机，6 挡水板，7 喷嘴，8 换热盘管，9 进风格栅，10 水槽，11 浮球阀，12 排污口，13 冷却水泵，14 视液镜，15 储液器，16 干燥过滤器，17 电磁阀，18 角阀，19 冷冻水泵，20 风机盘管，21 自动数据采集系统

图 3-1 实验系统示意图

Fig.3-1 Experimental system diagram

图 3-2 是实验装置的实物图，左边为蒸发式冷凝制冷系统，右边为末端的风机盘管。



a) 蒸发式冷凝制冷系统



b) 风机盘管

图 3-2 实验装置实物图

Fig.3-2 Photos of the experimental device

3.2.1 制冷剂循环系统

制冷剂循环系统主要由涡旋式压缩机、板式蒸发器、蒸发式冷凝器、膨胀阀、干燥过滤器、电磁阀等重要部件组成，其中板式蒸发器、蒸发式冷凝器也分别同时是冷冻水循环系统、冷却水循环系统的重要部件，将在后面章节详细介绍。

制冷剂循环系统的工作流程为：低温、低压的制冷剂蒸气，经压缩机 1 压缩成高温、高压过热制冷剂蒸气后，流入蒸发式冷凝器 2 的换热盘管 8 内，通过换热盘管管壁的直接传热，将热量传递给换热盘管外水和空气，冷凝成高温、高压的液体；再经储液罐 15 缓冲，并通过干燥过滤器 16 进入外平衡热力膨胀阀 3，在外平衡热力膨胀阀内进行一个不可逆绝热膨胀过程，变成低温、低压制冷剂液体，进入板式蒸发器 4 中进行蒸发换热；最后，具有一定过热度的制冷剂蒸气重新回到压缩机内。制冷剂重复上述工作流程，以达到制冷系统的持续制冷目的。

3.2.1.1 涡旋压缩机

压缩机是制冷系统的核心部件，相当于整个系统中的“心脏”，为制冷剂的循环提供动力。各种不同的制冷压缩机根据其压缩能力的大小，而应用于不同的制冷系统中^[47]。例如，离心式压缩机通常被应用于大型的制冷机组中，螺杆式压缩机通常被应用于中、小型制冷机组中，涡旋式、往复式、活塞式等压缩机因压缩能力的限制，通常被应用于小型制冷机组中，而转子式压缩机则通常被应用于电冰箱、小型冷柜、分体空调等设备中。通过对各种类型压缩机的比较，在相同制冷能力的情况下，涡旋式压缩机具有许多优点^[47]，且其制冷能力适合本实验系统；因此，本实验系统中采用谷轮

ZR108KC-TFD 涡旋压缩机，在三相电压 380V、电流频率 50Hz、环境温度 0℃ 的情况下名义冷量为 26274.5W，轴功率为 5628.2W。

3.2.1.2 外平衡式热力膨胀阀

制冷系统节流装置的主要作用是节流，即高温、高压的制冷剂液体经过膨胀阀节流，经历一个不可逆绝热膨胀过程，将变成低温、低压的制冷剂蒸气；同时，膨胀阀还能调节进入蒸发器的制冷剂流量。制冷机组的节流装置主要有浮球阀室、节流膨胀孔板、电子膨胀阀、热力膨胀阀和毛细管等^[148]，其中，浮球阀室、节流膨胀孔板主要用于大中型制冷机组，电子膨胀阀和热力膨胀阀主要用于中、小型制冷机组，而毛细管则用于小型的分体空调或冰箱等制冷量很小的制冷设备。膨胀阀可分为电子膨胀阀和热力膨胀阀，电子膨胀阀具有控制灵活，可以实现更精确的流量调节的特点；热力膨胀阀使进入蒸发器的制冷剂到蒸发器出口全部蒸发，既避免过量供液，又保证蒸发器的传热面积得到充分利用，它以检测蒸发器出口处制冷剂的过热度为信号来调节流量。通常热力膨胀阀又分为内平衡式热力膨胀阀和外平衡式热力膨胀阀，外平衡式热力膨胀阀的调节特性基本上不受蒸发器中压力损失的影响^[149]，在本实验中，采用外平衡式热力膨胀阀。

3.2.1.3 干燥过滤器

在外平衡式热力膨胀阀前须安装干燥过滤器，以用来过滤系统中的杂质和吸收系统中的水分^[150]。氟利昂制冷剂过滤器的网孔通常采用 0.1-0.2mm 的铜丝网制成，液体在干燥器中的流速一般在 $0.013\text{--}0.033\text{m/s}$ 的范围内，其流速不应太大，否则易使吸附剂粉碎。当干燥过滤器工作一段时间后，可将其拆下清洗干净，旧的干燥剂可以干燥再生后继续使用或及时更换。

3.2.1.4 电磁阀

电磁阀是一种可实现自动启闭的阀门，可自动连通和切断制冷剂管路，被广泛应用于氟利昂制冷系统中。电磁阀需靠近膨胀阀安装，因为膨胀阀本身只是一个节流元件，它会自动关严，需要利用电磁阀切断供液管路。本实验装置中使用电磁阀带高、低压保护功能，它只能在一定的压力范围内工作，制冷剂的压力过高或过低都会使其停止工作，从而有效地保护实验装置。

3.2.1.5 制冷剂

电制冷机组中使用的制冷剂通常为氟利昂，R22(CHF_2Cl)是其中的一种，它无色无味、不燃、不爆、毒性小、对金属无腐蚀、使用安全；其标准蒸发温度为 -40.8°C ，凝固

温度为 -160°C 。由于R22属于HCFC类物质，对大气臭氧层有一定的破坏作用，因此，其生产和使用受到限制，在发达国家，可以使用到2030年，在发展中国家，可以使用到2040年^[31]。但是，由于它具有良好的热力性质和物理性质，以及价格低廉，因此，目前仍应用于中、小型制冷系统及各种实验中。基于以上因素，本实验系统中采用R22作为制冷剂。

3.2.2 冷却水循环系统

冷却水循环系统是指蒸发式冷凝器内的水循环系统，主要部件有换热盘管、冷却水泵、冷却风机、集水盘等。冷却水循环系统的工作流程为：冷却水泵从蒸发式冷凝器的集水盘内吸入冷却水，经喷嘴喷淋在盘管外表面形成水膜，水膜吸收换热盘管内制冷剂R22因冷凝而释放的热量，部分水蒸发成水蒸气，并与水膜外逆向流动的空气发生热、质交换，以潜热为主、显热为辅的方式向空气传递热量，空气经冷却风机排出，同时水蒸气和热量排放到大气中，未蒸发的水流回集水盘供循环使用。

3.2.2.1 换热盘管

换热盘管是蒸发式冷凝器的核心部件，其结构和换热性能直接决定了蒸发式冷凝器的换热性能。本实验分别采用三种不同的换热盘管，其单元管型分别为圆管、椭圆管和扭山管，环管均为 $\Phi 25 \times 2.5\text{mm}$ 的圆管，除管型外，三组换热盘管的其它特性都相同。图3-3是蒸发式冷凝器的换热盘管正面示意图，从图中可以看出，水平换热管有一定的倾斜度，这有利于液态制冷剂顺利流向换热盘管底部。图3-4是蒸发式冷凝器的换热盘管截面示意图，可看出换热管的排布和管间距离。

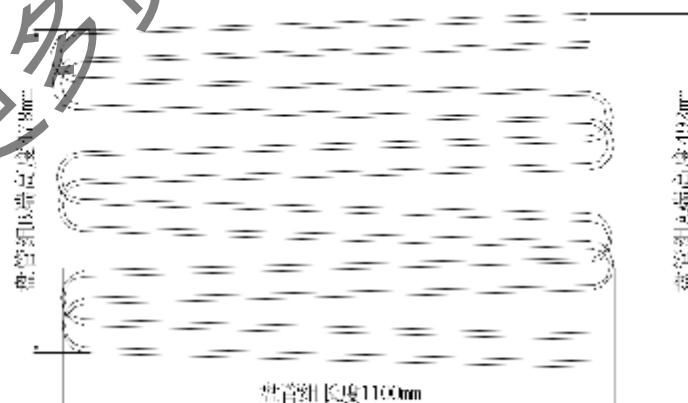


图 3-3 换热盘管正面示意图

Fig. 3-3 Obverse diagram of the elliptical tube coil

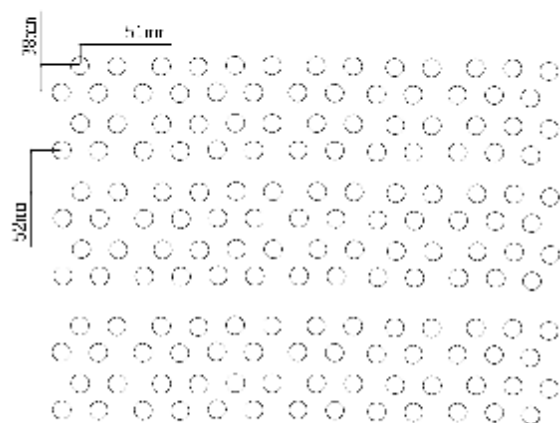


图 3-1 换热盘管截面示意图

Fig.3-4 Section diagram of the elliptical tube coil

蒸发式冷凝器的换热盘管的具体结构参数如表 3-1 所示。

表 3-1 换热盘管结构参数

Table 3-1 Structural parameters of the coil

| | | | |
|------|-------------------------------|------------|--|
| 管子特性 | 材料 | 10#钢 | |
| | 规格 | 圆管 | $\phi 25 \times 2.5\text{mm}$, 长 1m |
| | | 椭圆管 | 长轴 29.8mm, 短轴 19.8mm, 壁厚 2.5mm, 长 1m |
| | | 扭扁管 | 长轴 29.8mm, 短轴 19.8mm, 壁厚 2.5mm, 螺距 225mm, 长 1m |
| 管束特性 | 排列方式 | 三角形叉排 | |
| | 水平管间距(mm) | 51 | |
| | 垂直管间距(mm) | 38 和 52 两种 | |
| | 排数 N (排) | 12 | |
| | 每排管数 n_1 (根) | 13 | |
| | 防腐措施 | 整体热镀锌 | |
| | 迎风面积 F_f (m^2) | 0.68 | |
| 面积 | 管外传热面积 F_o (m^2) | 12.25 | |
| | 管内传热面积 F_i (m^2) | 9.80 | |

3.2.2.2 冷却水泵

冷却水泵是蒸发式冷凝器内的主要耗电设备之一，其电功率由水泵流量和扬程决定。要获得较好冷却效果，必须保证适合的循环水流量；蒸发式冷凝器总高度一般不超

过 5m，冷却水泵的扬程一般不超过 10m。实验所用的水泵为格兰富离心水泵 CI18-30，流量范围 $3\sim 20\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ ，额定功率为 1020W，额定电压 380V，三相四线。为了调节冷却水泵的流量，本实验同时采用三相四线变频器调节冷却水的流量，变频器型号 VFD015M43B，功率 1.5kW。

3.2.2.3 冷却风机

冷却风机也是蒸发式冷凝器内的主要耗电设备。在蒸发式冷凝器内，最终依靠风机将热量及水蒸气带到大气中去，从而完成热量转移过程。风机的主要作用是及时将热量和水蒸气排放到大气中，同时，由于风机的抽吸作用，蒸发式冷凝器内部形成负压场，有利于促进水膜的蒸发。本实验选用风量小、能耗小、防水防腐效果较好的螺旋桨式轴流风机，其特性参数为：风叶为 MULTI-WING 轴流风叶，型号 630/4-4/10/PPG/8DR；电机为江苏常恒电机厂生产，型号 YT143-750-6A，额定功率为 750W。为了便于各种实验条件下的测试，风机采用变频器调节风量，变频器型号 VFD015M43B，功率 1.5kW。

3.2.2.4 喷淋水系统

喷淋水系统由分配水管和喷嘴构成。分配水管为 PVC 材料制造，规格为 $60\times 3.5\text{mm}$ ，喷水分管 3 根，规格为 $42\times 3.5\text{mm}$ ，分管之间间距为 200mm。每根分管安装 6 个喷头，喷头之间间距为 180mm。喷头与盘管高为 200mm，锥角 65 度。实验采用本课题组自主开发的一种新型喷嘴，其特点是大直径防堵、布水面积大，可形成理想的倒锥形水幕并喷洒在盘管组件上形成水膜，最大限度的包裹冷凝盘管，使水、空气通过管壁与制冷剂进行充分的热交换。

3.2.2.5 集水盘

集水盘的尺寸为 $1400\times 800\times 440\text{mm}$ （长 \times 宽 \times 高）。一般的蒸发式冷凝器集水盘的高度为 300mm 即可，为了确保实验过程中冷却循环水的温度尽量保持不变，本次实验用的集水盘高度为 440mm。由于水分的不断蒸发，盘内水位降低，通过浮球阀控制水位向水盘内补水。

3.2.2.6 挡水板

喷嘴在喷水过程中，会产生较多的细微水滴，为了防止未蒸发的水滴被空气带走，因此，在空气出口处需设置挡水板，挡水板能有效地减小水滴被流动空气带走。本实验中使用的挡水板由耐腐蚀的铝合金材料制成，可使水的飘逸率小于 0.003%。

3.2.3 冷冻水循环系统

3.2.3.1 板式蒸发器

制冷机组的蒸发器按制冷剂的流程可分为干式蒸发器和满液式蒸发器，按结构可分为管壳式、板式、套管式等，相对而言，制冷系统中使用板式蒸发器具有更多的优点^[152]。因此，本实验中采用板式蒸发器，型号 B3-052，确认板片数 46 片，有效板片数 44 片，总换热面积 2.2m^2 ，外形尺寸 $120\times 111\times 526\text{mm}$ ，工艺换热量 26kW 。

3.2.3.2 风机盘管

本试验中选用 3 台风机盘管，用来将制冷系统生产的制冷量输送到房间内，使得整个制冷系统能正常运行，同时，维持实验室内舒适的工作环境。风机盘管的规格为 10 号，在标况下的制冷量为 9800W ，输入功率为 172W ，水流量为 $29\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$ ，水压降为 50kPa ，高、中、低速风量分别为 $1700/1360/1020\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ ，换热盘管排数为 3 排。

3.2.3.3 冷冻水泵

冷冻水泵是冷冻水循环系统内的主要耗电设备之一，其功率由水泵流量和扬程决定。冷冻水泵的作用是将通过板式蒸发器后的冷冻水输送至风机盘管，完成冷冻水系统的循环，以维持整个制冷系统的稳定运行。实验所用的水泵为格兰富离心水泵 CH8-30，流量范围 $3\sim 20\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ ，额定功率为 1020W ，额定电压 380V ，三相四线。

3.2.4 数据采集系统

本次实验需要测试的参数主要有：蒸发式冷凝器的进出口空气的干（湿）球温度、相对湿度、空气流速、压力，冷却/冷冻循环水的温度、流量，制冷剂温度、压力，压缩机、水泵、风机功耗等。由于实验所需测试的数据很多，利用手动测试无法测量所有数据，而自动测试的数据传输时间较长，即时性较差，且数据传递与转换会降低测试精确度。因此，本实验采用自动和手动测试相结合的测试方法，自动测控系统可以采集所有数据，手动测试仪器用来对主要的数据进行验证，当两者的相对偏差小于 $\pm 1\%$ 时，认为数据满足可信度要求。

3.2.4.1 自动测试数据采集系统

自动数据采集系统为具有多点数字采集功能的巡检仪，能进行多路数据采集与处理。其显示通过平板电脑系统实现，利用 MCGS 全中文组态软件，可在电脑上实时观测和记录实验数据，其显示界面如图 3-5 所示。

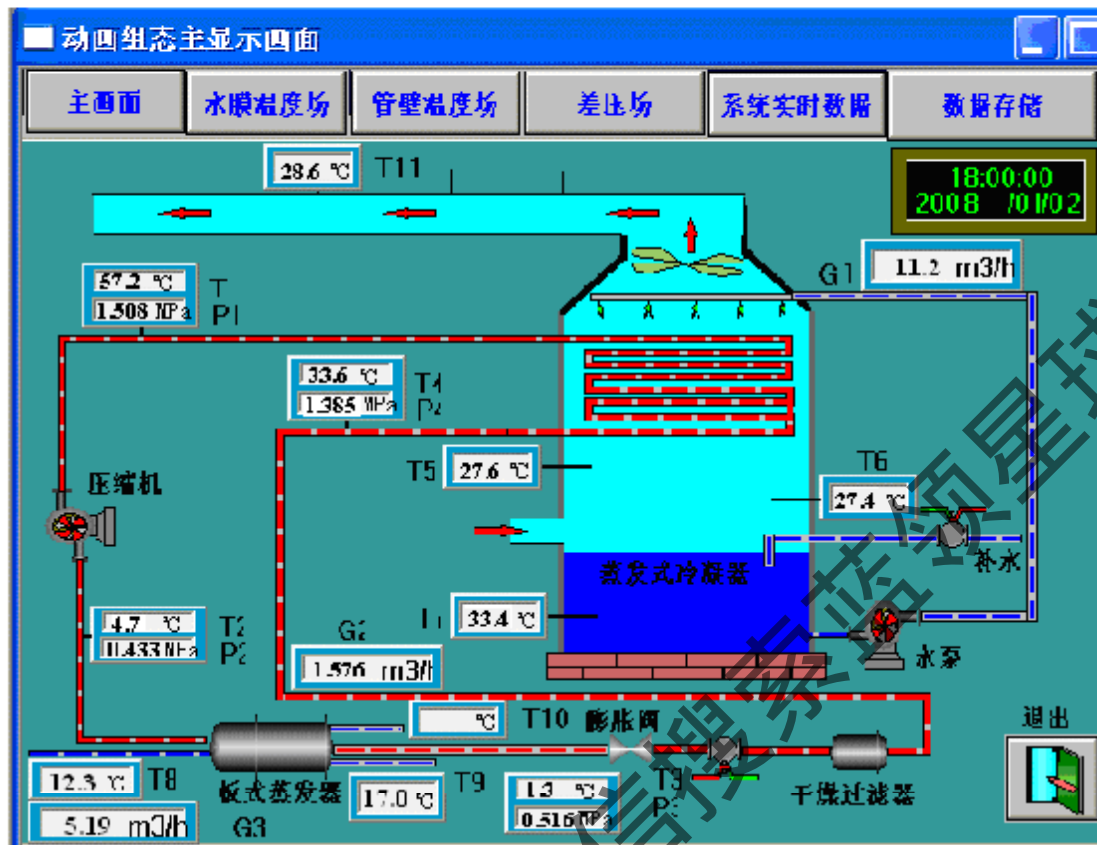


图 3-5 自动控制测试系统主显示界面

Fig.3-5 Videotex interface of automatic test system

自动数据采集系统可以实时存储记录实验数据，记录的时间可以按实验具体要求进行调整。

3.2.4.2 主要手动测试仪器

本实验的手动测试仪器全部采用德国 Testo 公司的产品，其中，热电阻测量精度为 0.1℃；压力变送器的测量精度为 0.25%，压降用 Testo 微差压计测量，精度±1 Pa；风速用 Testo 425 热线风速仪测量，风速变送器的测量精度为 0.5%；空气湿度用 Testo 湿度计测量，偏差+2%。

3.3 实验测试数据及实验步骤

3.3.1 数据测量

3.3.1.1 温湿度测量

温、湿度的测量采用自动和手动相结合的方式，蒸发式冷凝器入口处的空气干、湿球温度采用手持式 Testo65 进行测量 6 个进风口的干、湿球温度，其余各处温湿度的测

量仪器具体见表 3-2。

表 3-2 温湿度测量

Table 3-2 Measurement of the temperature and humidity

| 测量对象 | 仪器仪表名称 | 型号 | 数量 | 量程 | 精度 |
|------------------|--------|-------|----|--------|-----|
| 空气出口干球温度 | 铂热电阻 | PT100 | 1 | 0~300℃ | A 级 |
| 空气出口相对湿度 | 湿度传感器 | EE20 | 1 | 0~100% | A 级 |
| 循环冷却水温度 | 铂热电阻 | PT100 | 8 | 0~300℃ | A 级 |
| 蒸发式冷凝器 R22 进出口温度 | 铂热电阻 | PT100 | 2 | 0~300℃ | A 级 |
| 压缩机入口温度 | 铂热电阻 | PT100 | 1 | 0~300℃ | A 级 |
| 板式蒸发器入口温度 | 铂热电阻 | PT100 | 1 | 0~300℃ | A 级 |
| 冷冻水进出口温度 | 铂热电阻 | PT100 | 2 | 0~300℃ | A 级 |

3.3.1.2 空气速度测量

空气速度采用 Testo 425 热线风速仪和 Testo 叶轮式风速仪同时测量,当两者相对偏差不得超过 5%时,被视为数据满足可信度要求。

3.3.1.3 流量测量

循环冷却水流量、蒸发器循环冷冻水流量及空气流量测试仪器如下表 3-3 所示。空气的流量测量为通过测取截面 5 个点的速度,计算其平均速度,再乘以截面积求取流过空气体积流量。

表 3-3 流量测量

Table 3-3 Measurement of the flux

| 测量对象 | 仪器仪表名称 | 型号 | 数量 | 量程 | 精度 |
|----------|---------|---------|----|--------------------------------------|------|
| 循环冷却水流量 | 涡轮流量传感器 | LWCY-40 | 1 | 2~15m ³ ·h ⁻¹ | 1% |
| 空气流量 | 风速变送器 | 1065 | 5 | 0~15m·s ⁻¹ | 0.5% |
| 蒸发器冷冻水流量 | 涡轮流量传感器 | LWCY-25 | 1 | 1~10 m ³ ·h ⁻¹ | 0.5% |

3.3.1.4 压力与压降测量

各个压力点测量的仪器如下表 3-4 所示。

表 3-4 压力测量

Table 3-4 Measurement of the pressure

| 测量对象 | 仪器仪表名称 | 型号 | 数量 | 量程 | 精度 |
|---------|--------|---------|----|---------|-------|
| 压缩机入口压力 | 压力变送器 | KY13600 | 1 | 0-4MPa | 0.25% |
| 压缩机出口压力 | 压力变送器 | KY13600 | 1 | 0-1 MPa | 0.25% |
| 蒸发器入口压力 | 压力变送器 | KYB600 | 1 | 0-1 MPa | 0.25% |
| 冷凝器出口压力 | 压力变送器 | KYB600 | 1 | 0-4 MPa | 0.25% |

3.3.1.5 功率测量

压缩机、水泵及风机的耗电量测量仪表如下表 3-5 所示。

表 3-5 功率测量

Table 3-5 Measurement of the power

| 测量对象 | 仪器仪表名称 | 型号 | 数量 | 量程 | 精度 |
|---------|-----------|---------|----|-------|----|
| 压缩机消耗功率 | 三相四线有功电度表 | DT862-4 | 1 | 0-50A | 2% |
| 水泵消耗功率 | 三相四线有功电度表 | DT862-4 | 1 | 0-5A | 2% |
| 风机消耗功率 | 三相四线有功电度表 | DT862-4 | 1 | 0-5A | 2% |

3.3.2 实验步骤

实验步骤如下：

第一步：系统开启

1. 检查蒸发式冷凝器水盘是否清洁，关闭蒸发式冷凝器水盘排污口阀门开关，打开补水阀门开关，以浮球阀控制进水量，当补水完成时，关闭补水阀门。
2. 打开电控箱和仪表控制柜电源开关，并检查监控系统是否运行正常。
3. 打开板式蒸发器冷冻水进出水阀门，并开启末端的风机盘管。
4. 启动冷凝风机、冷却水泵和冷冻水泵。
5. 启动压缩机。

第二步：测试数据

根据不同的测试项目和对象，通过选择不同空气温、湿度条件，以及调节风机和水

泵变频器频率、冷冻水流量阀，依次改变空气的速度、温度、相对湿度，以及循环水量的一个量，选择不同管型，包括圆管、椭圆管及扭曲管，进行传热传质实验，测量和记录实验数据。

第三步：系统关闭

1. 关闭压缩机。
2. 关闭冷凝风机、冷冻水泵和冷却水泵。
3. 关闭蒸发式冷凝器的水盘充水阀门开关，关闭板式蒸发器冷冻水开关，打开水盘排污口开关。
4. 断开电源，锁好电控箱和仪表控制箱，整理测量仪器。
5. 清理实验现场，整理实验数据。

3.4 实验数据处理

3.4.1 冷却水喷淋密度的计算

冷却水流量的大小对蒸发式冷凝器的传热性能和冷却水泵的功耗都有重要影响。喷淋密度(Γ)可定义为：单位时间内单位设备宽度的喷淋水质量流量，其单位为 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 。由于实验中传热管三角形叉排，因此喷淋密度(Γ)的计算式为：

$$\Gamma = \frac{m_w}{2N \cdot 2L_c} \quad (3-1)$$

式(3-1)中， m_w 为冷却水质量流量， $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ ； N 为每层管数量，根； L_c 为传热管长度， m 。

3.4.2 制冷量的计算

制冷量的测试可采用液体载冷剂法，蒸发式冷凝制冷系统的制冷量(Q_c)等于蒸发器的换热量，板式蒸发器的换热量可根据冷冻水的流量和温差来计算，其计算公式为：

$$Q_c = m_{wc} c_{p,wc} \Delta t_{wc} = \rho_{wc} V_{wc} c_{p,wc} (t_{wc,2} - t_{wc,1}) \quad (3-2)$$

3.4.3 冷凝热负荷的计算

通常在实验中，压缩机及管道的热损失可忽略不计，根据能量守恒定律，蒸发式冷凝器的散热量，即冷凝热负荷(Q_s)等于制冷量(Q_c)与压缩机轴功率(P_c)与效率(η_c)的乘积之和，即

$$Q_s = Q_c + P_c \eta_c \quad (3-3)$$

3.4.4 传质与传热关系的计算

非饱和蒸发式冷凝的特点是传质带动传热。在实验中，由于挡水板效率较高，飘水率不超过 0.01%，其它水损耗量也不大，因此，综合考虑水损耗为蒸发量的 1%。

则每小时水的蒸发量 m_w 为：

$$m_w = 0.99\rho_w BL(H_{i_0} - H_i) \quad (3-4)$$

式(3-4)中， L 为水槽长度，m； B 为水槽宽度，m； H_{i_0}, H_i 分别为水位始、末高度，m。

在实验中，忽略水蒸发引起的温度变化，则冷却水蒸发带走的冷凝潜量(Q_w)为：

$$Q_w = m_w \cdot r \quad (3-5)$$

式(3-5)中， r 为水的蒸发潜热值， $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ 。

为了表征和定量讨论传质带动传热的能力，在此，定义一个质-热传递效率(R_w)，即传质带动的传热量与总传热量的比值：

$$R_w = \frac{Q_w}{Q_c} \quad (3-6)$$

式(3-6)中， Q_c 为总传热量，kW。

3.4.5 能效比的计算

整个蒸发式冷凝制冷系统中，耗能的部件主要有压缩机、风机和冷却水泵，则其综合能效比(EER)可定义为：

$$EER = \frac{Q_c}{P_c + P_f + P_t} \quad (3-7)$$

式(3-7)中， P_c 为压缩机功率，kW， P_f 为冷却水泵功率，kW， P_t 为风机功率，kW，均由实测得到。

3.5 误差分析

根据性质的不同，一般可将测量误差分为三类，即系统误差、随机误差和粗大误差。本实验只对蒸发式冷凝制冷系统实验装置的系统误差进行分析，测量中的随机误差在实验数据处理过程中进行相关处理，而粗大误差通过对实验数据进行对比分析直接处理。

3.5.1 间接测量误差分析基本公式

间接测量的误差不仅与直接测量值的误差有关，而且与直接测量值和间接测量值之

间的函数关系有关。间接测量误差分析与处理的目的是如何通过已经得到的直接测量值的平均值及其误差，估计间接测量的真值及误差。

在本实验中，先通过使用各种测量仪器测得温度、湿度、流量、电功率等基本参数，然后再根据一定的函数关系式得到冷凝式冷凝制冷系统的排热量、排热效率、制冷量、能效比等基本实验数据。这些基本实验数据的测量属于间接测量，其测量误差取决于与其相关的温度、湿度、流量、电功率等基本参数的误差。根据间接测量的误差传布原理^[153]，设间接测量值 z 是可以直接测量的值 y_1, y_2, \dots, y_n 的函数，其函数关系为：

$$z = f(y_1, y_2, \dots, y_n) \quad (3-8)$$

假设 $\Delta y_1, \Delta y_2, \dots, \Delta y_n$ 分别表示直接测量值 y_1, y_2, \dots, y_n 的绝对误差， Δz 为由 $\Delta y_1, \Delta y_2, \dots, \Delta y_n$ 引起的 z 的绝对误差，可得到：

$$\Delta z = \frac{\partial f}{\partial y_1} \Delta y_1 + \frac{\partial f}{\partial y_2} \Delta y_2 + \dots + \frac{\partial f}{\partial y_n} \Delta y_n = \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial y_i} \Delta y_i \quad (3-9)$$

z 的相对误差为：

$$\frac{\Delta z}{z} = \frac{1}{z} \left(\frac{\partial f}{\partial y_1} \Delta y_1 + \frac{\partial f}{\partial y_2} \Delta y_2 + \dots + \frac{\partial f}{\partial y_n} \Delta y_n \right) = \sum_{i=1}^n \frac{1}{z} \frac{\partial f}{\partial y_i} \Delta y_i \quad (3-10)$$

在(3-8)式和(3-9)式中， $\frac{\partial f}{\partial y_i}$ 为误差传递系数。

3.5.2 基本实验数据的误差分析

下面以蒸发式冷凝制冷系统的能效比(EER)测试实验为例，对实验数据进行误差分析，以此说明本实验中的基本实验数据误差分析方法。

蒸发式冷凝制冷系统的能效比(EER)为：

$$EER = \frac{Q_c}{P_c + P_p + P_f} = \frac{\rho_w V_w c_{p,w} (t_{w,2} - t_{w,1})}{P_c + P_p + P_f} \quad (3-11)$$

由公式(3-11)可求得系统能效比(EER)的绝对误差 $\Delta(EER)$ 为：

$$\begin{aligned} \Delta(EER) = & \frac{\partial(EER)}{\partial V_w} \Delta V_w + \frac{\partial(EER)}{\partial t_{w,2}} \Delta t_{w,2} - \frac{\partial(EER)}{\partial t_{w,1}} \Delta t_{w,1} + \frac{\partial(EER)}{\partial P_c} \Delta P_c + \\ & \frac{\partial(EER)}{\partial P_p} \Delta P_p + \frac{\partial(EER)}{\partial P_f} \Delta P_f - \rho_w c_{p,w} \frac{(t_{w,2} - t_{w,1})}{P_c + P_p + P_f} \Delta V_w + \frac{\rho_w V_w c_{p,w}}{P_c + P_p + P_f} (\Delta t_{w,2} - \Delta t_{w,1}) \\ & - \frac{\rho_w V_w c_{p,w} (t_{w,2} - t_{w,1})}{(P_c + P_p + P_f)^2} (\Delta P_c + \Delta P_p + \Delta P_f) \end{aligned} \quad (3-12)$$

(3-12)式中， $\Delta V_w, \Delta t_{w,2}, \Delta t_{w,1}, \Delta P_c, \Delta P_p, \Delta P_f$ 为各项直接测量数据的绝对误差。

蒸发式冷凝制冷系统的能效比(EER)的最大相对误差为:

$$\left| \frac{\Delta(EER)}{(EER)} \right| = \left| \frac{\Delta V_{ev}}{V_{ev}} \right| + \left| \frac{\Delta t_{ev,2}}{t_{ev,2} - t_{ev,1}} \right| + \left| \frac{\Delta t_{ev,1}}{t_{ev,2} - t_{ev,1}} \right| + \left| \frac{\Delta P_c + \Delta P_p + \Delta P_f}{P_c + P_p + P_f} \right| \quad (3-13)$$

3.5.2.1 冷冻水流量测量误差

不考虑随机误差和粗大误差, 冷冻水流量测量误差主要由测量仪器精度决定, 由于冷冻水流量传感器(涡轮流量传感器)在其流量测量范围内测量精度为 0.5%; 采集器检测仪测量显示精度 0.2%, 频率转换精度优于 0.2%。因此, 在实验所测流量范围内可以认为冷冻水流量测量相对误差为 0.5%。

3.5.2.2 板式蒸发器冷冻水进、出水温度测量误差

在本实验中, 冷冻水进、出水温度测量采用 PT100 型铂热电阻作为温度传感器, 测试中冷冻水进、出水温度平均温差约为 5.2℃, 则相对误差为:

$$\left| \frac{\Delta t_{ev,2}}{t_{ev,2} - t_{ev,1}} \right| = \left| \frac{\Delta t_{ev,1}}{t_{ev,2} - t_{ev,1}} \right| = \left| \frac{0.1}{5.2} \right| = 1.9\%$$

3.5.2.3 耗电量测量误差

在本实验中, 各用电设备的功率采用有功电表进行测量, 其精度均为 2%, 其中压缩机的额定功率为 8.7kW, 风机和冷却水泵的额定功率分别为 0.75 kW 和 1.02kW, 则相对误差为:

$$\left| \frac{\Delta P_c + \Delta P_p + \Delta P_f}{P_c + P_p + P_f} \right| = \frac{0.02 \times (8.7 + 0.75 + 1.02)}{8.7 + 0.75 + 1.02} = 2\%$$

所以, 蒸发式冷凝制冷系统能效比(EER)的最大相对误差为:

$$\left| \frac{\Delta(EER)}{(EER)} \right| = 0.5\% + 2 \times 1.9\% + 2\% = 6.3\%$$

即, $\frac{\Delta(EER)}{(EER)} = \pm 6.3\%$ (略大于 6%)

通过上述误差分析结果看出: 本蒸发式冷凝制冷系统的能效比(EER)的测量最大相对误差略大于 6%, 由此, 可说明本实验装置的蒸发式冷凝制冷系统的测量准确可靠。同时可以看出, 板式蒸发器冷冻水的进、出口温差越小, 测量相对误差越大。对蒸发式冷凝制冷系统的能效比(EER)测量误差影响最大的是温度的测量误差, 若要减少测量系统的系统误差, 最有效的办法是想办法提高温度传感器测量精度或者购买测量精度更高的温度传感器。

3.6 夏季工况下的测试结果

为了检验本实验装置的正确性,特选择在夏季接近名义工况的实验条件下,对本蒸发式冷凝制冷系统的性能进行了实验研究。

主要测试参数及测试结果如下表 3-6:

表 3-6 主要测量参数及测试结果

Table 3-5 Main measurement parameters and tested results

| 序号 | 测试参数 | 测试数据 |
|----|------------------|------|
| 1 | 室外干球温度(°C) | 33.5 |
| 2 | 室外湿球温度(°C) | 28.9 |
| 3 | 室内干球温度(°C) | 27.1 |
| 4 | 室内湿球温度(°C) | 24.6 |
| 5 | 冷冻水进水温度(°C) | 13.0 |
| 6 | 冷冻水出水温度(°C) | 8.8 |
| 7 | 冷冻水流量(m^3/h) | 5.20 |
| 8 | 压缩机功率(kW) | 5.54 |

夏季工况下制冷系统的测试结果如下表 3-7 所示:

表 3-7 夏季工况下制冷系统的测试结果

Table 3-7 Tested results for refrigeration system in summer operation condition

| 序号 | 测试参数 | 测试数据 |
|----|--------------|-------|
| 1 | 压缩机功率(kW) | 5.54 |
| 2 | 冷却水泵功率(kW) | 0.45 |
| 3 | 风机功率(kW) | 0.75 |
| 4 | 制冷量(kW) | 25.48 |
| 5 | 能效比(EER) | 3.78 |

由以上实验测试计算结果可知,本实验中的蒸发式冷凝制冷系统是一种高效节能的冷源系统,其能效比(EER)为 3.78,优于国家相关规范中的数值^[154]。

3.7 本章小结

本章详细地介绍了蒸发式冷凝制冷系统实验装置的各个子系统的组成, 实验测试数据方法和具体的实验步骤、实验数据处理以及误差分析方法。经选择在夏季接近名义工况下的条件下进行实验测试, 测试得到本实验系统的能效比(EER)为 3.78, 远高于国家相关规范中的蒸发式冷却制冷机组的制冷性能系数(国标要求不低于 2.4)的数值, 说明本实验装置是一个高效节能的实验装置。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第四章 蒸发式冷凝制冷系统的数值模拟

4.1 前言

由于受计算机技术发展水平的限制,尽管制冷原理的形成和制冷装置的使用已有较长的历史,但直到 20 世纪 70 年代末和 80 年代初,制冷空调装置仿真技术的研究才开始。其中, Dhar 和 Soedel^[155]、Chi 和 Didion^[156]的仿真研究是公认的早期的代表性研究工作。一般认为,动态仿真是研究系统的控制策略和能耗(特别是采用开停控制的小型制冷系统)的重要工具,而稳态仿真一般用于研究系统的匹配情况,如:部件容量选择、参数敏感性分析和系统的变工况性能分析等^[157]。

关于制冷系统的模拟和仿真,自上世纪 70、80 年代以来,已有很多学者和研究人员对其进行研究^[158-159,166,169]。而关于蒸发式冷凝制冷系统的数值模拟的研究报道很少,主要集中在蒸发式冷凝器的数值模拟和仿真研究上^[160]。本章将建立蒸发式冷凝制冷系统的数学模型,并验证模型的正确性,为蒸发式冷凝制冷系统的实验及应用研究提供理论的指导。

4.2 蒸发式冷凝制冷系统各主要部件的模型

蒸发式冷凝制冷系统由压缩机、蒸发式冷凝器、膨胀阀、蒸发器等主要部件及一些辅助部件、管道等组成,其模型主要是由压缩机模型、蒸发式冷凝器模型、膨胀阀模型及蒸发器模型组成。按照制冷剂的流程,将该四部分模型组合起来,就构成了蒸发式冷凝制冷系统的整体模型,其模型示意图如图 4.1 所示。

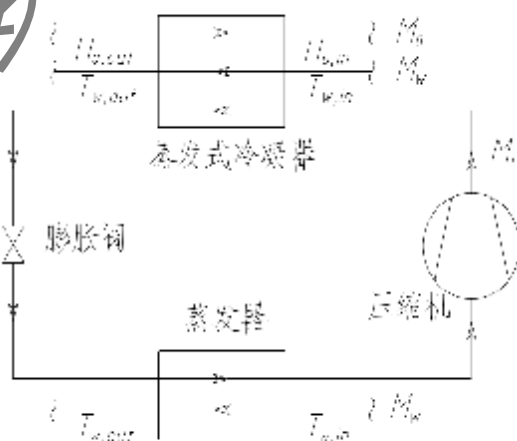


图 4-1 蒸发式冷凝制冷系统整体模型示意图

Fig.4-1 Diagram of the evaporative condensed refrigeration system

4.2.1 压缩机数学模型

压缩机是整个蒸发式冷凝制冷系统的动力源，是制冷系统的关键部件。从传热学角度来看，压缩机工作过程包含传热传质过程；从运动学角度来看，压缩机工作过程又包含复杂的机械运动过程。压缩机的种类很多（包括活塞式、转子式、螺杆式、螺旋式、离心式），不同压缩机的工作原理、内部构造、运动方式等各有不同，因此建立的数学模型也不尽相同，甚至区别很大。对于压缩机的数学模型研究，可分为两类，第一类是将压缩机作为一个独立的部件进行建模，主要研究压缩机的内部结构，为压缩机本身的性能优化服务；第二类是把压缩机作为制冷系统中的一个部件，主要研究制冷系统各主要部件之间的匹配，为整个制冷系统的性能优化服务。而本章研究内容属于第二类情况，因此建模时，只考虑压缩机的主要参数，如制冷剂的质量流量、排气温度、输入功率等对蒸发式冷凝制冷系统的影响，要求建立的压缩机模型既简单又能保证一定的精度。

压缩机的模型主要可分为四类^[61]：全动态模型、全静态模型、两结点模型、神经网络和模糊模型。全动态模型主要用于压缩机性能的研究和改进，由于将压缩机本身各传热过程与蒸发器、冷凝器置于同等地位，模型复杂，不适合系统模拟。全静态模型简化压缩机热力计算方法，只需确定压缩过程的多变指数、容积效率、压缩机的效率等参数，不需迭代，即可进行计算，适合稳态的系统模拟。两结点模型将压缩机模型处理成两个环节：稳态的输气环节和动态的换热环节，适合动态仿真。神经网络和模糊模型是稳态模型，适合系统模拟，学习效率低和物理意义不明确是该模型应用的主要障碍。

在稳态模型中，效率法和图形法是制冷系统模拟和仿真中最常用的两种建模方法。图形法只适用于特定的压缩机，通用性不好。效率法只经验系数确定容积效率、电效率等等，通用性较好，精度不高，在一定的误差允许范围内，能达到系统的模拟要求。

4.2.1.1 涡旋压缩机的热力学基本方程

由于在本课题研究中，选用涡旋压缩机作为实验用压缩机，因此，在本章模拟分析中，同样选择涡旋压缩机作为研究对象，建立稳态简化模型。在压缩机工作过程中，工作腔内的制冷剂与外界存在能量和质量交换，因此，它是一个开口热力系统。取压缩机的工作腔为控制容积，将热力学第一定律和质量守恒定律用于工作腔控制容积，即建立起压缩机实际工作过程的热力学基本方程。为了简化，作出如下基本假设^[162-163]：

1. 工作腔内制冷剂处于稳定流动状态；
2. 假设外界作用瞬时均匀地传给工作腔内的制冷剂，也就是说任意时刻工作腔内制冷剂的状态参数均匀一致；

3. 进、出控制容积的制冷剂气体动能与重力势能均较小，忽略不计；
4. 涡旋盘不变形；
5. 压缩机转速恒定，角速度 ω 为定值，即有： $d\theta = \omega dt$ ；
6. 忽略润滑油对工质的影响。

将热力学第一定律用于工作室控制容积，则有：

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{dW}{dt} - \sum \frac{dE_1}{dt} - \sum \frac{dE_2}{dt} \quad (4-1)$$

式(4-1)中， dE 是控制容积的储存能变化，kJ； t 是时间，s； dQ 是传给控制容积中工质的热量，kJ； dW 是外界对控制容积中工质做的功，kJ； dE_1 、 dE_2 是进、出控制容积的工质所携带的能量变化，kJ。

将质量守恒定律用于工作室控制容积，则：

$$dM = \sum dm_1 - \sum dm_2 \quad (4-2)$$

式(4-2)中， dM 是控制容积中工质的质量变化，kg； dm_1 、 dm_2 是进、出控制容积工质的质量变化，kg。

根据假设3，可以得到：

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{dW}{dt} - \sum \frac{dm_1}{dt} h_1 - \sum \frac{dm_2}{dt} h_2 \quad (4-3)$$

式(4-3)中， dU 是控制容积中工质的内能变化，kJ； h_1 、 h_2 是进、出控制容积的工质的比焓，kJ·kg⁻¹。

根据假设5，方程可表示成如下表达式：

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} - \sum \frac{dm_1}{d\theta} h_1 - \sum \frac{dm_2}{d\theta} h_2 \quad (4-4)$$

根据热力学定律可知： $h = u + pv$ ， $v = \frac{V}{M}$ ， $u = \frac{U}{M}$ ，则有：

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{d[M(h - pv)]}{d\theta} = \frac{d[M(h - pV/M)]}{d\theta} = \frac{d(Mh)}{d\theta} - \frac{d(pV)}{d\theta} \quad (4-5)$$

式(4-5)中， h 是工质的比焓，kJ·kg⁻¹； u 是工质的比内能，kJ·kg⁻¹； p 是工质的压力，kPa； v 是工质的比容，m³·kg⁻¹； V 是工质的容积，m³； M 是工质的质量，kg； U 是工质的内能，kJ。

由此可得：

$$\frac{dU}{d\theta} = M \frac{dh}{d\theta} + h \frac{dM}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - V \frac{dp}{d\theta} \quad (4-6)$$

由于:

$$\frac{dh}{d\theta} = \left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_r \frac{dv}{d\theta} + \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_v \frac{dT}{d\theta} \quad (4-7)$$

式(4-7)中, T 是工质的温度, K。

因工作腔控制容积可看作简单的可压缩热力系, 它与外界交换的功只有容积变化功, 因此:

$$dW = -pdV \quad (4-8)$$

式(4-8)中, W 是控制容积与外界交换的功, kJ。

将式(4-2), (4-6), (4-7), (4-8)代入(4-5), 可得:

$$\frac{dp}{d\theta} - \frac{1}{v} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_r \frac{dv}{d\theta} + \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_v \frac{dT}{d\theta} \right] - \frac{1}{V} \left[\sum \left[\frac{dm_i}{d\theta} (h_i - h) \right] + \sum \left[\frac{dm_o}{d\theta} (h_o - h) \right] + \frac{dQ}{d\theta} \right] \quad (4-9)$$

根据假设 1, 有 $h_o = h$, 则上式可简化为:

$$\frac{dp}{d\theta} - \frac{1}{v} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_r \frac{dv}{d\theta} + \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_v \frac{dT}{d\theta} \right] - \frac{1}{V} \left[\sum \left[\frac{dm_i}{d\theta} (h_i - h) \right] + \frac{dQ}{d\theta} \right] \quad (4-10)$$

同时, 由于:

$$\frac{dp}{d\theta} = \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_r \frac{dv}{d\theta} + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \frac{dT}{d\theta} \quad (4-11)$$

$$\frac{dv}{d\theta} = \frac{d(\theta^{-1}VM)}{d\theta} = \frac{1}{M} \frac{dV}{d\theta} - \frac{V}{M^2} \frac{dM}{d\theta} \quad (4-12)$$

联合式(4-10)和(4-11), 消除 $\frac{dT}{d\theta}$, 可以得到控制容积内工质压力变化率的方程式为:

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\frac{1}{v} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_r \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_r + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \right] \frac{dv}{d\theta} - \frac{1}{V} \left[\sum \left[\frac{dm_i}{d\theta} (h_i - h) \right] + \frac{dQ}{d\theta} \right]}{1 - \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_v / v \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v} \quad (4-13)$$

控制体内工质温度随转角变化率方程式:

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\left[\left(\frac{\partial h}{\partial v}\right)_r - \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_v v_r \right] \frac{dv}{d\theta}}{\left[\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_v - \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v v_r \right]} \quad (4-14)$$

以上是容积式压缩机的基本热力学方程, 由于涡旋压缩机是连续的多腔压缩, 腔内气体状态参数是周期性变化, 因此压缩机必须满足下列收敛条件:

$$\begin{cases} m_i(360) = m_i(0) \\ T_i(360) = T_i(0) \end{cases} \quad (4-15)$$

式(4-15)中, $i(1, 2, \dots)$ 为压缩腔编号。

由于上述方程是通过数学推导得到的, 因此, 方程的解是各压缩腔的压力随转角变化的理论上的确切解。上述压缩机数学推导方程过于复杂, 适合于对涡旋压缩机的本身性能和结构进行优化, 不适合于涡旋压缩机用于制冷系统的部件匹配模拟。在此, 必须简化涡旋压缩机的模型, 本文从涡旋压缩机的结构及运动过程来分析其热力学特性, 采用效率法对涡旋压缩机模型进行分析。

4.2.1.2 制冷剂质量流量计算

1. 行程容积

涡旋式压缩机的行程容积是指动涡旋盘内侧与静涡旋盘外侧形成的最大封闭容积及静涡旋盘内侧与动涡旋盘外侧所形成的最大封闭容积之和, 可按如下式计算:

$$V = \pi p(p - 2d)(2N - 1)H \quad (4-16)$$

式(4-16)中, P 为涡旋体节距, m ; d 为涡旋体壁厚, m ; H 为涡旋体高度, m ; N 为压缩腔对数。

2. 容积比

涡旋压缩机的容积比是指任意回转角 θ 时的行程容积与各相应压缩腔的容积之比, 即:

$$V_j(\theta) = V/V_j(\theta) \quad (4-17)$$

3. 输气量

理论输气量:

$$V_{th} = 60nV \quad (4-18)$$

实际输气量:

$$V_R = \eta_V V_{th} \quad (4-19)$$

式(4-19)中, η_V 为输气系数, 在 0.95~0.98 之间, 可以按下述公式进行计算:

$$\eta_V = 0.966 - 0.089 \left[(p_2/p_1)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (4-20)$$

式(4-20)中, k 为工质的绝热指数, 对 R22, k 为 1.194, p_1 , p_2 分别为压缩机吸气和排气口的压力, KPa。

4. 质量流量

涡旋压缩机的理论制冷流量:

$$m_{th} = \frac{V_{th}}{v_{suc}} \quad (4-21)$$

涡旋压缩机的实际制冷流量:

$$m_e = \eta_v \frac{V_{th}}{v_{suc}} \quad (4-22)$$

式(4-21)、(4-22)中, v_{suc} 为压缩机吸气口制冷剂的比容, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

4.2.1.3 压缩机功率计算

涡旋压缩机在不同工况下, 压缩终了时的气体压力 p_i (内压力) 不一定等于排气管中压力 p_d (外压力), 由于 $p_d \neq p_i$, 使得内外压缩比不相等, 因此, 将产生附加耗功。

1. 单位气体体积耗功:

$$W_i = W_p - W_r = \frac{n_p}{n_p - 1} p_d (\tau_j^{n_p} - 1) + W_r \quad (4-23)$$

式(4-23)中, W_i 为单位体积的损失功, Jm^{-3} ; τ_j 为压缩机的内压缩比; n_p 为有冷却时多变压缩指数, 对 R22 为 1.194。

单位气体体积耗功(W_i)分两种情况计算:

(1) 内外压缩比相等情况:

$$W_i = p_d \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n_1}{n_1-1} \right) (\tau_j^{n_1} - 1) \quad (4-24)$$

式(4-24)中, n_1 为无冷却时多变压缩指数; k 为绝热指数。

(2) 内外压缩比不相等情况:

$$W_i = p_d \left(\frac{k}{k-1} - \frac{n_1}{n_1-1} \right) (\tau_j^{n_1} - 1) + W_r \quad (4-25)$$

$$W_r = \tau_j^{-n_1} (p_d - p_i) \quad (4-26)$$

2. 指示功率:

$$P_i = W_i V_{th} / (3600 \eta_v) \times 10^{-3} \quad (4-27)$$

3. 轴功率:

$$P_c = \frac{P_i}{\eta_m} \quad (4-28)$$

式(4-28)中, η_m 为机械效率, 涡旋压缩机的机械效率 η_m 一般取 0.75~0.9。

4. 压缩机输入功率:

$$P_m = \frac{P_c}{\eta_{m0}} = \frac{P_i}{\eta_m \eta_{m0}} \quad (4-29)$$

式(4-29)中, η_{m0} 为电动机效率, 一般取 0.8~0.88 (单相电动机), 0.85~0.90 (三相电动机)。

4.2.1.4 排气温度

压缩机排气温度可按式计算:

$$T_{com,2} = T_{com,1} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4-30)$$

式(4-30)中, $T_{com,1}$ 、 $T_{com,2}$ 分别为压缩机吸气开始、结束的排气温度, K。

4.2.2 蒸发器数学模型

换热器(蒸发器和冷凝器)的模型中涉及到的输入、输出参数较多, 模拟方法较为复杂。换热器的模型通常可分为稳态模型和动态模型两大类。稳态模型主要用来模拟换热器的稳态性能, 为换热器的设计、选型以及与制冷系统其他部件的匹配提供依据。

换热器的稳态模型可分为四种: 1) 集中参数模型。集中参数模型是对某一特定的换热器, 通过试验回归出一个关系式作为该换热器的模型。该方法简单, 但模型误差较大, 适用性差。若在换热器内不发生相变, 可采用对数平均温差法来计算换热器的稳态性能。2) 分布参数模型。分布参数模型是将换热器按制冷剂流动方向划分为若干微元单元, 分别对每个微元单元进行建模, 然后将微元单元连接起来组成换热器的整体模型。这种建模方法可对任意结构的蒸发器进行建模, 且建模精度高, 但计算量大, 对空隙率和两相流的机理要求高。该类模型比动态分布参数模型计算量小, 稳定性也有很大提高, 因此, 在系统的稳态模拟和仿真中得到广泛应用。3) 分区模型。分区模型是根据换热器管内制冷剂所处的状态不同进行分区, 每区采用集中参数法建模。例如: 蒸发器可分为两相区和过热区。4) 神经网络模型。人工神经网络(Artificial Neural Networks)模型是一种模仿动物神经网络行为特征, 进行分布式并行信息处理的算法数学模型。人工神经网络具有自学习和自适应的能力, 可以通过预先提供的一批相互对应的输入—输

出数据,分析掌握两者之间潜在的规律,最终根据这些规律,用新的输入数据来推算输出结果。近年来,一些研究人员^[161,162,164]提出了采用人工神经网络以及模糊数学方法辨识和预测换热器稳态特性,获得较好的回归精度。

对于非稳态运行的情况,换热器中制冷剂的状态随时间变化,另外在压缩机的启停过程中,蒸发器和冷凝器内制冷剂的参数变化比较大,因此,只能采用动态模型。根据模型的参数集中程度,换热器动态模型可分为以下三类^[154]:1)集中参数模型,也称黑箱模型。这类模型一般将整个换热器作为一个整体进行研究,所有参数均采用平均值,是最简单的一类模型,但模拟精度低,只在早期的模拟研究中应用。2)分布参数模型。这类模型是将换热器划分为多个控制容积,对每个控制容积按集中参数建模,或者直接对偏微分方程离散化;可建一维、二维或三维模型。从系统动态仿真的角度来看,分布参数模型的计算量比较大,计算稳定性差,适合于单个部件的模型研究,不适合实用于系统性能的仿真。3)分区模型。这类模型是目前应用最广的一类模型。例如,对于冷凝器,可按照制冷剂的状态分为过热区、两相区和过冷区,然后分别对各区建立集中参数模型。与分布参数模型相比,分区计算的计算量下降,稳定性得到改善,计算精度与分布参数法比较接近。

蒸发器是蒸发式冷凝制冷系统的主要换热设备之一,其作用是将经节流装置节流后的低温、低压制冷剂液体通过与管/板外的冷冻水换热,变成低温、低压的制冷剂蒸气,送到压缩机内进行压缩,同时,由于制冷剂的蒸发,吸收管/板外的冷冻水的热量,产生低温的冷冻水,以供制冷或空调末端使用。如前第三章所述,在本课题研究中,采用板式蒸发器,板式蒸发器内的制冷剂的流动情况可看作同干式壳管式蒸发器内制冷剂的流动一样,制冷剂流道内流动(制冷剂走管程),冷冻水在管/板间流动(冷冻水走壳程)。

制冷剂在蒸发器中的换热主要是相变换热。在制冷系统循环中,制冷剂经节流装置(如膨胀阀)减压后,变成含有少量蒸气的饱和工质,在蒸发器的整个流动中,制冷剂与进入蒸发器的载冷剂介质(通常为空气或水)进行间接换热,制冷剂由饱和气液两相变成饱和汽相,然后再变成过热蒸气,制冷剂绝大部分是处于两相区,两相区内制冷剂的流动一般存在三种流型,即波状流、环状流和雾状流。只有当液相和气相流率很低时才会存在波状流,一般情况下只考虑环状流和雾状流这两种情况。在蒸发器的进口段,饱和液体紧贴管内壁形成液膜,而饱和蒸气则在管中心部位形成气柱,流动呈环状流流动,随着制冷剂不断被加热蒸发,液膜厚度不断减少直至消失,气相的比例逐步增加,由于气相的比容比液相要大得多(R22制冷剂在蒸发温度 10°C 时,液体密度 $1246.7\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$,

气体比容为 $0.03470\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$ ，液体气化后，相当于体积增大 43 倍），运动速度大幅度增加（根据质量守恒的连续性方程，意味着相同质量的 R22 制冷剂在 10°C 时，液体变成相同质量的气体后，流速将增加 43 倍）；这样，在蒸发器的气相比例达到一定时，液体以小液滴的形式被蒸气携带走，制冷剂呈雾状流动，此段称为蒸干区。可见，制冷剂在蒸发器内一般由两相区和过热区组成；两相区和过热区的边界是移动边界，很难通过物理方法来确定。两相流体与单相流体在换热与流动特性上有着很大的差别，制冷剂的一度沿着制冷剂流动的方向变化。两相区内不同干度下，制冷剂的流动与换热特性仍相差很大，因此，蒸发器需要采用分布参数模型^[29]。

在本文中，采用分布参数模型对蒸发器进行稳态建模。按制冷剂流动方向沿流道将蒸发器划分为若干个小的控制容积，对每个控制容积建立动量方程、能量方程、质量方程，然后对偏微分方程进行离散求解。

4.2.2.1 模型假设条件

为简化模拟，对模型做出以下假设：

1. 流道内制冷剂为一维流动，即只考虑轴向流动，不考虑径向流动；
2. 在任何流道内截面上，气液相压力相等；
3. 液界面上的蒸发量以液相流速流动，并处于饱和状态；
4. 忽略流道壁的轴向导热和流体的热传导；
5. 制冷剂在蒸发器各流道分布均匀；
6. 制冷剂两相区内的制冷剂空泡系数为平均空泡系数。

4.2.2.2 数学模型

蒸发器的简化模型如下图 4-2 所示。为了便于计算，将蒸发器的每个相区分为若干微元段，微元段的示意图如图 4-3 所示。

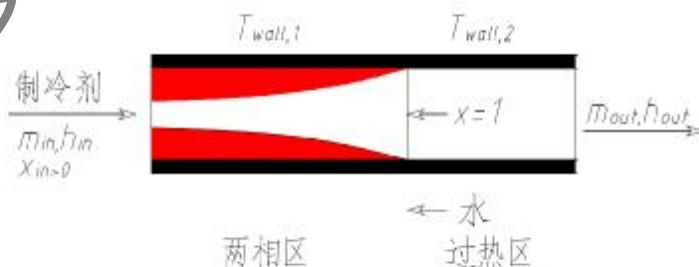


图 4-2 蒸发器物理模型示意图

Fig.4-2 Conceptual model of the evaporator

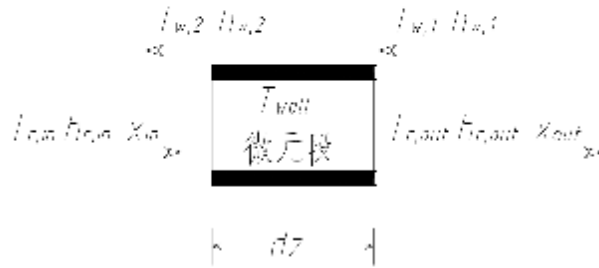


图 4-3 蒸发器微元段示意图

Fig.4-3 Diagram of an elemental cell of evaporator

4.2.2.3 制冷剂侧的控制方程

- 制冷剂两相区的数学模型^[168-170];

蒸发器内制冷剂的两种流动状态是以干度不同来区分的。一般认为在两相区，干度 $x=0.1$ 左右直至 x 接近 1 的范围内，两相区呈环状液膜流动，而从主流装置来的制冷剂入口干度一般在 0.2 左右^[168]，因此，蒸发器中两相区主要是环状流，极少部分是雾状流，忽略雾状流状态下的传热过程；波状流一般不存在，不予考虑。

取一小段管道微元作为控制体，如图 4-3 所示，分别对微元体的质量守恒方程、动量守恒方程及能量守恒方程进行分析。

1. 质量守恒方程：

气相：

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma \rho_{g,v}) + \frac{\partial}{\partial z}(\gamma \rho_{g,v} u_{g,v}) = m_{g,l} \quad (4-31)$$

液相：

$$\frac{\partial}{\partial t}[(1-\gamma)\rho_{l,l}] - \frac{\partial}{\partial z}[(1-\gamma)\rho_{l,l}u_{l,l}] = -m_{g,l} \quad (4-32)$$

式(4-31)和(4-32)中，角标“ v ”表示蒸发器，“ l ”表示液态制冷剂； $\rho_{g,v}$ 、 $\rho_{l,l}$ 分别是蒸发器中制冷剂汽相、液相密度， $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ； $u_{g,v}$ 、 $u_{l,l}$ 分别是蒸发器中制冷剂汽相、液相流速， $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ； $m_{g,l}$ 是蒸发器中制冷剂蒸发量， kg ； γ 是空泡系数或空隙率（Refrigerant void fraction），也就是气相截面积所占通道截面积的比例：

$$\gamma = \frac{A_{g,v}}{A_c} = \frac{A_{g,v}}{A_{g,v} + A_{l,l}} \quad (4-33)$$

式(4-33)中， A_c 、 $A_{g,v}$ 、 $A_{l,l}$ 分别为制冷剂管道内截面积、气相截面积及液相截面积， m^2 。

2. 动量守恒方程:

汽相:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\gamma\rho_{e,v}u_{e,v}) + \frac{\partial}{\partial z}(\gamma\rho_{e,v}u_{e,v}^2) = -\gamma\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\tau_{e,i}S_{e,i}}{A_e} + u_{e,i}m_{e,i} \quad (4-34)$$

液相:

$$\frac{\partial}{\partial t}[(1-\gamma)\rho_{e,l}u_{e,l}] + \frac{\partial}{\partial z}[(1-\gamma)\rho_{e,l}u_{e,l}^2] = (1-\gamma)\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\tau_{e,i}S_{e,i}}{A_e} - \frac{\tau_{e,o}S_{e,o}}{A_e} - u_{e,i}m_{e,i} \quad (4-35)$$

式(4-34)和(4-35)中, P 是制冷剂压力, Pa; $\tau_{e,i}$ 、 $\tau_{e,o}$ 分别是气液相界面、液相与管壁之间的剪应力, $\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$; $S_{e,i}$ 、 $S_{e,o}$ 分别是气液相界面、管内壁面单位长面积, 即周长, m; $\frac{\tau_{e,o}S_{e,o}}{A_e}$ 为内表面摩擦力, 可按式^[17]计算:

$$f_i = \frac{\tau_{e,o}S_{e,o}}{A_e} = \frac{4}{d} \left[\frac{1}{2} \rho_{e,v} \xi_i (u_{e,v} - u_{e,i})^2 + \frac{1}{2} \rho_{e,l} \xi_i (u_{e,v} + u_{e,i})^2 \right] \quad (4-36)$$

3. 能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}[\gamma\rho_{e,v}h_{e,v} + (1-\gamma)\rho_{e,l}h_{e,l}] + \frac{\partial}{\partial z}[\gamma\rho_{e,v}u_{e,v}h_{e,v} + (1-\gamma)\rho_{e,l}u_{e,l}h_{e,l}] = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\pi i}{A_e} q_o \quad (4-37)$$

式(4-37)中, $h_{e,v}$ 、 $h_{e,l}$ 分别是制冷剂汽相、液相比焓, $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$; q_o 是控制微元体总换热量, kW, 可按下式进行计算:

$$q_o = \alpha_{e,o} (T_{e,w,i} - T_e) \quad (4-38)$$

式(4-38)中, $T_{e,w,i}$ 、 T_e 分别表示管内壁温度及蒸发器温度, K; $\alpha_{e,o}$ 是制冷剂两相区管内壁换热系数, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, 对 R22 可按下式计算:

$$\alpha_{e,o} = \frac{3.4}{(X_{tt})^{0.45}} \alpha_{e,l} \quad (4-39)$$

式(4-39)中, X_{tt} 是两相区换热修正系数; 按下式计算:

$$X_{tt} = \frac{[1-x]^{0.9} \frac{\rho_{e,v}}{\rho_{e,l}} \left[\frac{\mu_{e,l}}{\mu_{e,v}} \right]^{0.5}}{x} \quad (4-40)$$

式(4-40)中, x 是制冷剂的干度; $\mu_{e,v}$ 、 $\mu_{e,l}$ 分别是蒸发器中制冷剂汽相、液相动力粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; $\alpha_{e,l}$ 是制冷剂全部为液体时的换热系数, $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

$$Nu_e = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4-41)$$

$$Nu_c = \frac{\alpha_{sh} d_i}{\lambda} \quad (4-42)$$

$$Re = \frac{G d_i}{\mu} \quad (4-43)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (4-44)$$

式(4-41)、(4-42)、(4-43)、(4-44)中, G 是制冷剂质流密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$; c_p 是制冷剂比热容, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; d_i 是管内径, m ; μ 是制冷剂动力粘度系数, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; λ 是制冷剂导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 。

通过整理上述方程, 将液相和气相质量守恒方程合并, 得到:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\gamma \rho_{c,v} + (1-\gamma) \rho_{c,l}] + \frac{\partial}{\partial z} [\gamma \rho_{c,v} u_{c,v} + (1-\gamma) \rho_{c,l} u_{c,l}] = 0 \quad (4-45)$$

将液相和气相动量守恒方程合并, 得到:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\gamma \rho_{c,v} u_{c,v} + (1-\gamma) \rho_{c,l} u_{c,l}] + \frac{\partial}{\partial z} [\gamma \rho_{c,v} u_{c,v}^2 + (1-\gamma) \rho_{c,l} u_{c,l}^2] = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\tau_{c,v} S_{c,v}}{A_c} \quad (4-46)$$

将液相和气相相能量方程合并, 得到:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\gamma \rho_{c,v} h_{c,v} + (1-\gamma) \rho_{c,l} h_{c,l}] - \frac{\partial p}{\partial t} \frac{\partial}{\partial z} [\gamma \rho_{c,v} u_{c,v} + (1-\gamma) \rho_{c,l} u_{c,l}] = \frac{\pi d}{A_c} q_c \quad (4-47)$$

将气相质量守恒和汽相动量守恒方程式合并后, 得到气液两相界面的关系式:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\gamma \rho_{c,v} u_{c,v}) - \frac{\partial}{\partial z} (\gamma \rho_{c,v} u_{c,v}^2) = -\gamma \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\tau_{c,v} S_{c,v}}{A_{c,v}} - u_{c,l} \frac{\partial}{\partial t} (\gamma \rho_{c,v}) + u_{c,l} \frac{\partial}{\partial z} (\gamma \rho_{c,v} u_{c,v}) \quad (4-48)$$

在以上四个质量、动量、能量及相界面关系式程中, 存在四个未知数: p 、 γ 、 $u_{c,v}$ 及 $u_{c,l}$, 与方程数量相等, 方程组封闭可解。

● 制冷剂过热区传热特性:

1. 质量方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_{c,v}) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_{c,v} u_{c,v}) = 0 \quad (4-49)$$

2. 动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_{c,v} u_{c,v}) - \frac{\partial}{\partial z} (\rho_{c,v} u_{c,v}^2) = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\tau_{c,v} S_{c,v}}{A_c} \quad (4-50)$$

3. 能量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_{e,s} h_{e,s}) - \frac{\partial p}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial z}(\rho_{e,s} u_{e,s} h_{e,s}) = \frac{\pi d}{A} q_{e,s} \quad (4-51)$$

$$q_{e,s} = \alpha_{e,s}(T_{e,s} - T_{w,s}) \quad (4-52)$$

$$\alpha_{e,s} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\lambda_{e,s}}{d_i}\right) \quad (4-53)$$

式(4-51)、(4-52)、(4-53)中,角标's'表示过热(super heat)蒸气; $\alpha_{e,s}$ 是过热蒸气内管壁换热系数, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$; $T_{e,s}$ 是过热蒸气温度, K。

4.2.2.4 换热流道壁面的传热控制方程

$$A_i \alpha_i \frac{\partial(T_i - T_{wall})}{\partial z} - A_o \alpha_o \frac{\partial(T_{wall} - T_w)}{\partial z} = 0 \quad (4-54)$$

式(4-54)中, A_i , A_o 分别为微元内表面积、微元外表面积, m^2 ; T_{wall} , T_i , T_w 分别为管内壁温度、蒸发器内制冷剂温度、流道外水的对数平均温度, K; α_i , α_o 分别为制冷剂侧对流换热系数(分为两相区、过热度, 分别由式 4-39 和式 4-53 得到)、水侧对流换热系数, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, 水侧对流换热系数可由下式求得^[172]:

$$\alpha_o = 0.022 Re^{0.6} Pr^{0.4} \frac{\lambda}{d_o} \quad (4-55)$$

4.2.2.5 水侧的传热控制方程

$$\alpha_o A_o \frac{\partial(T_{wall} - T_w)}{\partial z} = c m_w (T_w - T_{w,s}) \quad (4-56)$$

式(4-56)中, m_w 为管外水流量, $kg \cdot s^{-1}$; T_w , $T_{w,s}$ 分别为管外水的进、出水温度, K。

4.2.3 蒸发式冷凝器数学模型

蒸发式冷凝器也是蒸发式冷凝制冷系统的主要换热设备之一,它的作用是将压缩机排出的高压过热制冷剂蒸气,通过冷凝换热盘管外的冷却水膜及水膜外的空气冷却,冷凝成液体,同时,冷凝换热盘管外的冷却水膜及水膜外的空气吸收制冷剂的热量后,被冷却风机及时抽走,排放到大气中(也可利用制冷剂释放的热量产生热水),其性能的好坏对蒸发式冷凝制冷系统整体性能有着很大的影响。

在课题研究中,选择了二种不同管型的壳管式冷凝器,分别为圆管、椭圆管及扭曲管。在蒸发式冷凝器内,制冷剂在流道内流动(制冷剂走管程),冷却水膜和空气在管

外流动。制冷剂在蒸发式冷凝器中的换热主要也是相变换热。在制冷系统循环中，制冷剂经压缩机压缩后，以过热蒸气状态进入蒸发式冷凝器内。在蒸发式冷凝器内，制冷剂与蒸发式冷凝器换热盘管外的空气和水进行间接换热；制冷剂放热后，由气态变成液态，最后以过冷液态进入膨胀装置。因此，制冷剂在蒸发式冷凝器内一般由过冷区、两相区和过热区组成。

蒸发式冷凝器的稳态分布参数模型与蒸发器的稳态分布参数模型基本相同。主要区别是：(1) 在蒸发式冷凝器中，除了过热区、两相区外，还存在过冷区。(2) 换热盘管外的换热介质除了水，还有空气。

4.2.3.1. 模型假设条件

同样，为了简化模拟，需对蒸发式冷凝器的模型做出以下假设：

1. 管内制冷剂为一维流动，即只考虑轴向流动，不考虑径向流动；
2. 在任何管内截面上，气液相压力相等；
3. 气液界面上的蒸发量以液相流速流动，并处于饱和状态；
4. 忽略管壁的轴向导热和流体的热传导；
5. 制冷剂在蒸发式冷凝器各通路分布均匀，并具有相同的温度和压力分布；
6. 忽略重力对传热和压降的影响；
7. 忽略不凝性气体影响及管内外污垢热阻。

4.2.3.2. 数学模型

蒸发式冷凝器的简化模型如下图 4-4 所示。为了便于计算，将蒸发器的每个相区分为若干微元段，微元段的示意图如图 4-5 所示。

在过冷区内，制冷剂侧的对流换热系数(α_r)与过热区内的计算方法相同，可以由 Dittus-Boelter 方程来确定。

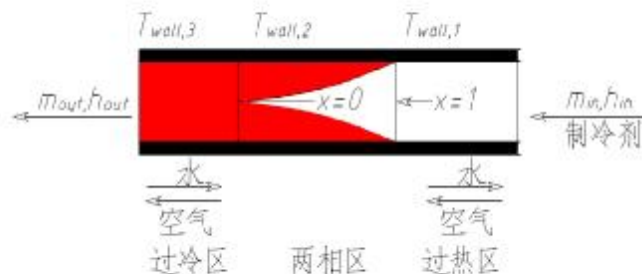


图 4-4 蒸发式冷凝器物理模型示意图

Fig.4-4 Conceptual model of the evaporated condenser

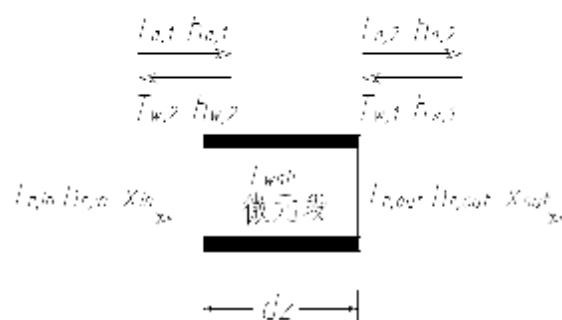


图 4-5 蒸发式冷凝器微元段示意图

Fig.4-5 Diagram of an elemental cell of evaporated condenser

在换热盘管外，发生的热交换过程主要有：管外水膜与管壁的热传递、喷淋水和空气之间的热、质传递。

1. 管外水膜与管壁的传热膜系数：

喷淋水与管外表面之间的对流换热系数计算经验公式很多，parker 和 Treybal^[174]将 McAdams 等人得出的传热关系式应用到水平管外水膜的传热膜系数 α_w 的计算，并简化成以下关联式：

$$\alpha_w = B_2 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{0.75} \quad (4-57)$$

其中， B_2 ， B_3 为常数； Γ 为喷淋密度，即传热管单侧单位管长的喷淋水量， $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ ；对于目前使用最多的 $\phi 25$ 镀锌管换热器，可采用以下经验关系式^[175]。

$$\alpha_w = 2103 \left(\frac{\Gamma}{d_o} \right)^{0.75} \quad (4-58)$$

2. 喷淋水与空气-水界面的当量对流换热系数：

喷淋水与空气的传热过程是整个传热过程中最复杂多变的一个环节。这不仅因为存在两相流间的质扩散和热量传递的耦合，而且由于存在流动边界，既有水膜表面的蒸发，又有管间水滴与气流的热、质交换，因此，仅靠水-气比不能反映传热过程强弱的主要因素，也很难有合适的数学描述，目前也尚没有公认的经验公式。

张祉祐^[176]针对蒸发式冷凝器的水膜与空气间的换热，把喷淋水与空气的换热看成是显热交换和潜热交换（质交换）两部分作用，质交换与显热交换遵循刘易斯关系式，并在此基础上引入当量换热系数，以便与管内被冷却流体和管外水膜间的传热系数统一起来。

显热交换系数 α_a 由下式得到:

$$\alpha_a = 0.88 \frac{C \lambda_a Re_a^{0.6} Pr_a^{0.36}}{d_o} \quad (4-59)$$

式(4-59)中, $C = 0.35(\frac{S}{S_0})^{0.3}$ 是一个考虑了管排列影响的修正系数。

水膜与空气的质交换系数根据刘易斯关系式有:

$$\sigma = \frac{\alpha_a}{c_{p,a}} \quad (4-60)$$

水膜与空气间的接触面积 $F_c = \beta_w F_o$, β_w 是一个权衡考虑了飘散在管间的液滴与空气热、质交换的修正系数, 一般 $\beta_w = 1.3 \sim 1.5$ 。

如将此热、质交换看作一个相当的显热交换过程, 则

$$Q = \alpha_a (t_w - t_m) F_c = \frac{C \alpha_a}{c_{p,a}} (h^* - h_m) \beta_w F_o \quad (4-61)$$

式(4-61)中, h^* 为饱和湿空气焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; h_m 为湿空气的对数平均焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $c_{p,a}$ 为湿空气的比热, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; C 是一个对水膜温度影响的修正系数, 见表 4-1。

表 4-1 水膜温度影响修正系数

Table 4-1 Correction factor of water film temperature

| t_w (°C) | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 |
|------------|------|------|------|------|------|------|
| C | 0.99 | 0.98 | 0.97 | 0.96 | 0.95 | 0.94 |

即当量换热系数为:

$$\alpha_i = \frac{A(h^* - h_m) \beta_w}{c_{p,a}(t_w - t_m)} \alpha_a \quad (4-62)$$

4.2.4 膨胀阀数学模型

在本研究中, 蒸发式冷凝制冷系统的膨胀阀采用外平衡式热力膨胀阀, 其数学模型包括质量方程和能量方程:

1. 质量方程:

$$m_v = c_v A_v \sqrt{\rho_{v,w} \Delta p_v} \quad (4-63)$$

式(4-63)中, c_v 为膨胀阀流量系数;

$$c_{vg} = 0.020065 \sqrt{\frac{1}{v_{v,2}}} - 0.63v_{v,2} \quad (4-64)$$

式(4-64)中, $v_{v,1}$ 为膨胀阀进口处比容, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$; $v_{v,2}$ 为膨胀阀出口处比容, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$; 由于膨胀阀出口处制冷剂状态点位于两相区, 故有:

$$v_{v,2} = (1-x)v_{v,l,2} + xv_{v,g,2} \quad (4-65)$$

式(4-65)中, $v_{v,l,2}$ 、 $v_{v,g,2}$ 分别为膨胀阀出口处制冷剂液态、气态比容, $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$; x 为膨胀阀出口处制冷剂干度。

2. 能量方程:

节流阀前后的焓值保持不变, 故能量方程可表示成:

$$h_{v,1} = h_{v,r,2} = h_{v,2} = h_{v,r,1} \quad (4-66)$$

式(4-66)中, $h_{v,1}$ 、 $h_{v,2}$ 分别为节流阀前后的比焓值, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ 。

4.3 模型求解和验证

在上一节中, 分别建立了蒸发式冷凝制冷系统的压缩机、蒸发器、蒸发式冷凝器以及膨胀阀的数学模型, 本节将对蒸发式冷凝制冷系统各主要部件模型及系统模型进行求解和验证。对各部件数学模型分别求解, 并输入相应的边界条件后, 得到的解(即部件的所有运行参数如压力、流量和温度等)必须符合各部件之间的耦合关系。在某一具体的边界条件下, 解是唯一的, 但求得理论精确解是很困难的, 一般采用数值方法, 因此, 必须先对微分方程进行处理, 将控制方程离散化, 然后通过计算机运行计算。下面就各部件模型方程分别进行离散。

4.3.1 压缩机模型求解和验证

如前 4.2.1 小节所述, 本课题对于压缩机的研究属于第二类: 即把压缩机作为蒸发式冷凝制冷系统中的一个部件, 主要研究制冷系统各主要部件之间的匹配, 不考虑压缩机的内部复杂的传热过程, 对压缩机进行数学模拟时, 只关注压缩机吸气状态与排气状态, 不涉及经历的过程, 因此, 方程不需要进行任何离散, 根据性能计算公式直接计算。在压缩机模型数值模拟中, 程序需要输入的热力状态参数有: 蒸发温度 T_e , 冷凝温度 T_c , 吸气温度 T 或过热度 ΔT_{su} 。由(4-22)式计算出压缩机的制冷剂质量流量; 由(4-29)式计算出压缩机的消耗功率; 由(4-30)式计算出压缩机的排气温度。利用 4.2.1 小节中的压缩机数学模型对涡旋式压缩机进行模拟, 并与实验值进行比较。下表 4-2 是压缩机的模拟结

果与实验结果的比较。从表 4-2 中可以看出，压缩机模型与实验结果吻合较好，说明所建立的压缩机模型能够较好地预测和模拟压缩机的热力学性能。

表 4-2 压缩机模拟值和实验值的比较

Table 4-2 Comparison of compressor model simulated results with experimental results

| 序 号 | 模拟质 量流量 (kg·s ⁻¹) | 实验质 量流量 (kg·s ⁻¹) | 误 差 (%) | 模拟消 耗功率 (kW) | 实验消 耗功率 (kW) | 误 差 (%) | 模拟排 气温度 (℃) | 实验排 气温度 (℃) | 误 差 (%) |
|--------|-------------------------------------|-------------------------------------|---------------|--------------------|--------------------|---------------|-------------------|-------------------|---------------|
| 1 | 0.191 | 0.184 | 3.8 | 6.12 | 6.20 | -1.3 | 66.7 | 65.1 | 2.5 |
| 2 | 0.194 | 0.187 | 3.7 | 6.03 | 5.90 | 2.2 | 65.1 | 62.5 | 4.2 |
| 3 | 0.199 | 0.190 | 4.7 | 6.01 | 5.68 | 5.8 | 63.5 | 60.3 | 5.3 |
| 4 | 0.200 | 0.194 | 3.1 | 5.84 | 5.44 | 7.4 | 62.0 | 58.4 | 6.2 |
| 5 | 0.205 | 0.196 | 4.6 | 5.79 | 5.25 | 10.3 | 60.4 | 57.9 | 4.3 |

4.3.2 蒸发器模型求解和验证

4.3.2.1 控制方程的离散

由于蒸发器模型采用分布参数的方法进行稳态建模，模型方程适宜采用有限差分法进行离散。在本文中，采用按制冷剂的状态划分微元段的模型。该模型将蒸发器分为过热区和两相区；根据制冷剂在不同区域的性质不同，在过热区，微元段的划分按制冷剂温降进行均分；而在两相区，由于温度变化不大，而焓值的变化很大，因此微元段的划分按制冷剂焓差进行均分。

1. 制冷剂模型方程离散化

本文在蒸发器的建模过程中，采用了分布参数的方法，模型方程适宜用有限差分法进行离散，将蒸发器整个区域分解成总共 k 个微元体区域。

● 制冷剂两相区：

$$\text{假定：} \quad \rho = \gamma\rho_{g,v} + (1-\gamma)\rho_{g,l} \quad (4-67)$$

$$m\dot{c} = \gamma\rho_{g,v}u_{g,v} + (1-\gamma)\rho_{g,l}u_{g,l} \quad (4-68)$$

$$m\dot{c}_{g,v} = \gamma\rho_{g,v}u_{g,v} \quad (4-69)$$

$$m\dot{c}_{g,l} = (1-\gamma)\rho_{g,l}u_{g,l} \quad (4-70)$$

则用来描述环状流数学模型的四个基本方程（质量守恒方程(4-45)、能量守恒方程(4-47)、动量守恒方程(4-46)及相界面平衡方程）可分别表示成：

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial m\dot{c}}{\partial z} = 0 \quad (4-71)$$

$$\frac{\partial \rho_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_{e,v} u_{e,v} - \rho_{e,l} u_{e,l}) = - \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\tau_{e,o} S_{e,o}}{A_{e,o}} \quad (4-72)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} [\gamma \rho_{e,v} h_{e,v} + (1-\gamma) \rho_{e,l} h_{e,l}] - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} [\rho_{e,v} h_{e,v} + \rho_{e,l} h_{e,l}] = \frac{\pi d}{A_e} q_e \quad (4-73)$$

$$\frac{\partial \rho_{e,v}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_{e,v} u_{e,v}) = \gamma \frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\tau_{e,o} S_{e,o}}{A_{e,v}} + u_{e,l} \frac{\partial}{\partial t} (\gamma \rho_{e,v}) - u_{e,l} \frac{\partial \rho_{e,v}}{\partial z} \quad (4-74)$$

离散上述方程，设定在离散参数 $X_p^{(n)}$ 中， k (1, 2, 3, ..., K) 为节点布置编号， n

(1, 2, 3, ..., N) 为时间编号，开始时间为 t_0 ，时间步长 Δt ，则有：

$$(\rho_{k+1}^{(n+1)} - \rho_{k+1}^{(n)}) \frac{\Delta z}{\Delta t} - \rho_{k+1}^{(n)} - \rho_k^{(n)} = 0 \quad (4-75)$$

$$\begin{aligned} & (\rho_{k+1}^{(n+1)} - \rho_{k+1}^{(n)}) \frac{\Delta z}{\Delta t} - (\rho_{e,v} u_{e,v} + \rho_{e,l} u_{e,l})_{k+1}^{(n+1)} - (\rho_{e,v} u_{e,v} + \rho_{e,l} u_{e,l})_k^{(n+1)} \\ & - (\rho_{k+1}^{(n)} - \rho_k^{(n)}) \left(\frac{\tau_{e,o} S_{e,o}}{A_e} \right)_k^{(n)} \Delta z \end{aligned} \quad (4-76)$$

$$\begin{aligned} & [\gamma \rho_{e,v} h_{e,v} + (1-\gamma) \rho_{e,l} h_{e,l}]_{k+1}^{(n+1)} - [\gamma \rho_{e,v} h_{e,v} + (1-\gamma) \rho_{e,l} h_{e,l}]_k^{(n+1)} \frac{\Delta z}{\Delta t} - [\rho_{k+1}^{(n)} - \rho_k^{(n)}] \frac{\Delta z}{\Delta t} \\ & + [\rho_{e,v} h_{e,v} + \rho_{e,l} h_{e,l}]_{k+1}^{(n+1)} - [\rho_{e,v} h_{e,v} + \rho_{e,l} h_{e,l}]_k^{(n+1)} - \left[\frac{\pi d}{A_e} q_e \right]_k^{(n+1)} \Delta z \end{aligned} \quad (4-77)$$

$$\begin{aligned} & (\rho_{e,v})_k^{(n+1)} - (\rho_{e,v})_k^{(n)} \frac{\Delta z}{\Delta t} + (\rho_{e,v} u_{e,v})_{k+1}^{(n+1)} - (\rho_{e,v} u_{e,v})_k^{(n+1)} = \gamma^{(n+1)} (\rho_{k+1}^{(n)} - \rho_k^{(n)}) - \left(\frac{\tau_{e,o} S_{e,o}}{A_{e,v}} \right)_k^{(n+1)} \Delta z \\ & + (u_{e,l})_{k+1}^{(n+1)} [\gamma \rho_{e,v}]_k^{(n+1)} - (\gamma \rho_{e,v})_k^{(n+1)} \frac{\Delta z}{\Delta t} + (u_{e,l})_{k+1}^{(n+1)} [(\rho_{e,v})_{k+1}^{(n+1)} - (\rho_{e,v})_k^{(n+1)}] \end{aligned} \quad (4-78)$$

● 制冷剂过热区：

假定 $\rho_{e,v} = \rho_{e,s} u_{e,s}$ ，将方程 (4-49)、(4-50) 及(4-51)离散化：

$$(\rho_{e,v})_{k+1}^{(n+1)} - (\rho_{e,v})_k^{(n+1)} \frac{\Delta z}{\Delta t} + (\rho_{e,v})_{k+1}^{(n+1)} - (\rho_{e,v})_k^{(n+1)} = 0 \quad (4-79)$$

$$\begin{aligned} & (\rho_{e,v})_{k+1}^{(n+1)} - (\rho_{e,v})_{k+1}^{(n)} \frac{\Delta z}{\Delta t} + (\rho_{e,v} u_{e,v})_{k+1}^{(n+1)} - (\rho_{e,v} u_{e,v})_k^{(n+1)} \\ & - (\rho_{k+1}^{(n+1)} - \rho_k^{(n+1)}) - \left(\frac{\tau_{e,o} S_{e,o}}{A_e} \right)_{k+1}^{(n+1)} \Delta z \end{aligned} \quad (4-80)$$

$$(\rho_{e,v} h_{e,v})_{k+1}^{(n+1)} - (\rho_{e,v} h_{e,v})_{k+1}^{(n)} \frac{\Delta z}{\Delta t} - (\rho_{k+1}^{(n+1)} - \rho_{k+1}^{(n)}) \frac{\Delta z}{\Delta t} -$$

$$(\Delta k_{e,s} h_{e,s})_{k+1}^{(n)} - (\Delta k_{e,s} h_{e,s})_k^{(n+1)} = \frac{\pi d}{A_e} q_{e,s} |_{k}^{(n+1)} \Delta z \quad (4-81)$$

2. 换热流道壁面的传热控制方程离散化

$$A_i \alpha_i \left[(T_r - T_{wall})_{k-1}^{(n+1)} - (T_r - T_{wall})_k^{(n)} \right] \frac{\Delta z}{\Delta t} - A_o \alpha_o \left[(T_{wall} - T_v)_{k+1}^{(n)} - (T_{wall} - T_v)_{k-1}^{(n+1)} \right] \frac{\Delta z}{\Delta t} = 0 \quad (4-82)$$

3. 水侧的传热控制方程离散化:

$$\alpha_o A_o \left[(T_{wall} - T_v)_{k-1}^{(n)} - (T_{wall} - T_v)_{k-1}^{(n+1)} \right] \frac{\Delta z}{\Delta t} - cm_w (T_{v,1} - T_{v,2}) \quad (4-83)$$

4.3.2.2 模型的求解和验证

程序的输入量为蒸发器水侧的流量和入口水温，制冷剂的入口压力、温度和流量；程序的输出量为水的出口水温，制冷剂的出口压力、温度、焓值；蒸发器的换热量（制冷量）。由于制冷剂出口的焓值，两相区的压降以及两相区的壁温无法直接计算，需要迭代求解，采用的迭代算法为二分法。迭代收敛的判断依据：蒸发器流道总长度的计算值等于实际值。其具体算法描述如下：

① 假定蒸发器制冷剂的出口焓值，以冷冻水进口温度、制冷剂入口压力对应的过热状态下的制冷剂焓值为初值的上限，以制冷剂入口的焓值作为初值的下限，假设值为这两值的算术平均值。

② 假定制冷剂的两相区压降，以蒸发器入口压力为上限，以0作为下限，假设值为这两个值的算术平均值。

③ 假定制冷剂出口焓值与两相区出口压力对应的饱和状态值比较，确定是否存在过热区。

④ 根据假定的制冷剂出口焓值及两相区压降，可得出两相区或过热区的制冷剂和冷冻水进出口状态。根据制冷剂和水侧的能量平衡，可得出各相区微元段的长度，相加后得到蒸发器流道的总长度。

⑤ 将计算出的压降与假定压降比较，如果收敛，则转向⑥，否则，利用二分法计算假定的压降值，即转向③。

⑥ 比较计算蒸发器流道总长度与实际长度。如果计算长度大于实际长度，说明制冷剂的假定焓值过小，以假定焓值取代二分法的下限，重新计算；反之，则用假定焓值取代二分法的上限，重新计算，即转向②。如果收敛，则输出结果。

在蒸发式冷凝制冷系统中，蒸发器模型主要是用来计算和检测系统的制冷量。较之

集总参数模型，采用蒸发器的分布参数模型计算的制冷量更能与实际值相符。表4-3 是冷冻水进水温度为14℃，不同水流量情况下，蒸发器的实验值和模型计算结果的比较。可以看出，制冷量的误差在10%以内，表明所建的蒸发器模型能够较好地计算和预测系统的制冷量。

表 4-3 蒸发器模拟值和实验值的比较

Table 4-3 Comparison of evaporator model simulated results with experimental results

| 序号 | 冷冻水流量(m ³ ·h ⁻¹) | 制冷量模拟值 (kW) | 制冷量实验值 (kW) | 误差 (%) |
|----|---|-------------|-------------|--------|
| 1 | 5.38 | 32.9 | 31.4 | 4.8 |
| 2 | 5.50 | 33.6 | 32.1 | 4.7 |
| 3 | 5.61 | 34.8 | 32.8 | 6.3 |
| 4 | 5.78 | 35.2 | 33.7 | 4.5 |
| 5 | 5.87 | 36.3 | 34.3 | 6.0 |

4.3.3 蒸发式冷凝器模型求解和验证

蒸发式冷凝器稳态分布参数模型的算法与蒸发器稳态分布参数模型相似，程序中所用的迭代算法仍为三分法。程序输入的参数为制冷剂的质量流量、冷却水的流量、空气的流量、冷却水进水温度、进口空气的温度、相对湿度。程序的输出量为冷却水的出口温度、制冷剂的出口压力、温度、焓值、空气的出口温度、相对湿度、蒸发式冷凝器的换热量（散热量）。具体的算法描述如下：

① 假定制冷剂出口焓值，以对应冷却水、空气进口温度的制冷剂液体焓值为下限值；上限为对应冷凝压力的制冷剂饱和气体焓值。取上下限值的算术平均作为制冷剂的出口焓值的迭代值。

② 根据假定的制冷剂出口焓值，确定过热、两相和过冷各相区的制冷剂和空气进出口状态，并计算各相区每个微元的长度，相加后得到冷凝器的计算管长。

③ 比较计算管长与真实管长。如果计算管长大于实际管长，说明假设焓值过小，以假定焓值取代三分法的下限，反之，则用假定焓值取代三分法的上限，重新计算，即转向②。如果收敛，则输出结果。

在蒸发式冷凝制冷系统中，蒸发式冷凝器模型主要是用来预测系统的散热量。散热量则对系统的热力循环和是否能正常运行有着重要的预测性。表4-4 是保持冷却水（喷淋水）流量不变，风速变化的情况下，蒸发式冷凝器的实验值和模型计算结果的比较。可以看出，散热量的误差在15%以内，模拟值与实验结果吻合较好。

表 4-4 蒸发式冷凝器模拟值和实验值的比较

Table 4-4 Comparison of evaporated condenser model simulated results with experimental results

| 序号 | 风速(m/s) | 散热量模拟值 (kW) | 散热量实验值 (kW) | 误差 (%) |
|----|---------|-------------|-------------|--------|
| 1 | 1.6 | 38.7 | 35.7 | 8.4 |
| 2 | 2.2 | 39.3 | 36.1 | 8.9 |
| 3 | 2.7 | 40.5 | 35.8 | 13.1 |
| 4 | 3.2 | 40.8 | 37.0 | 10.3 |
| 5 | 3.8 | 41.9 | 37.3 | 12.2 |

4.3.4 系统模型求解和验证

4.3.4.1 系统模型算法

目前,关于各种制冷系统的模拟和仿真算法主要有两种:方程求解法和顺序模块法^[64]。方程求解法:即根据质量、能量守恒的原理,列出部件所有的方程并与边界条件和初始条件联立求解。在求解的过程中,采用的数值方法有Euler法、Newton-rahpson法、Ronge-kutta法等。方程求解法的优点是通用性较高,缺点是计算的中间过程没有明确的物理意义,一旦出错,使用者难以判断造成错误的真正原因,导致调试效率低下,计算的稳定性也难以保证。顺序模块法是一种根据实际对象的模块构成及其相互的物理关系,以一定的顺序构建系统的算法。这类方法以特定的平衡条件,如质量平衡,为收敛原则。在猜测一组初值后,从最内层循环开始计算,其它变量根据这些假定值算得。如果收敛条件不满足,假定值被修改后的新值取代。由此,完成由内到外各层的循环计算。这类方法的优点是计算的中间过程有明确的物理意义,便于调试,计算的稳定性也容易保证;缺点是通用性不高,往往要结合实际循环流程调整或重新设计流程。

本文将采用顺序模块法,将上述各小节中的各个部件的模型有机地结合起来,构成蒸发式冷凝制冷系统的整体稳态仿真模型。迭代算法仍然采用二分法。图4-6为蒸发式冷凝制冷系统的流程图。系统的算法描述如下:

- ① 输入已知量,包括蒸发器、蒸发式冷凝器的结构参数,制冷剂充注量及工况参数。
- ② 假定冷凝温度 T_c 、蒸发温度 T_e 及蒸发器的冷冻水出水温度。
- ③ 调用压缩机子程序,计算制冷剂的质量流量、压缩机排气温度、压缩机的功率。
- ④ 调用蒸发式冷凝器子程序,计算蒸发式冷凝器的出口参数。
- ⑤ 调用热力膨胀阀模型,计算通过膨胀阀的制冷剂质量流量 m_{ev} 。

⑥ 比较通过压缩机的制冷剂流量 $m_{s,com}$ 和通过膨胀阀的制冷剂流量 m_v ，若不相等，转到②，重新设定冷凝温度，若相等，则转到⑦。

⑦ 调用蒸发器子程序，计算蒸发器的出口参数，比较计算的过热度和设定的过热度，若不相等，转到②，重新设定制冷剂过热度。若相等，则转向⑧。

⑧ 比较蒸发器的冷冻水出水温度计算值与设定值，若不相等，则转到②，重新设定蒸发器的冷冻水出水温度。若相等，转向⑨。

⑨ 输出结果。

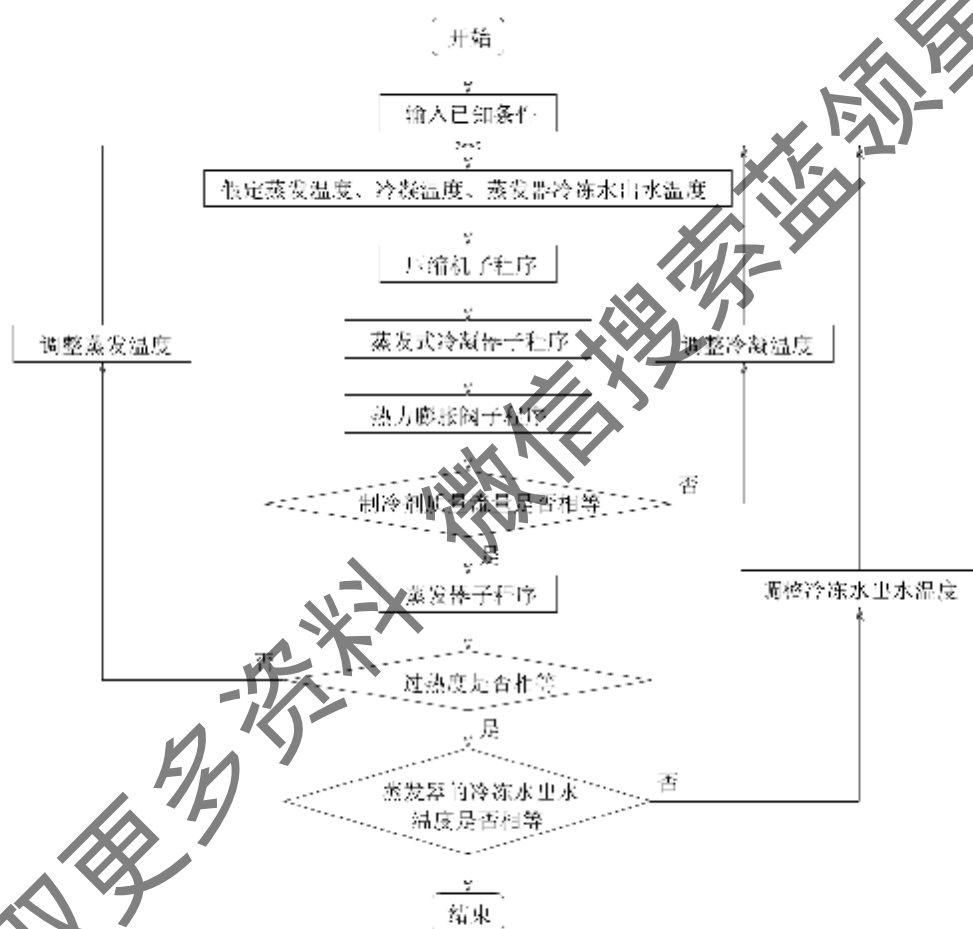


图4-6 蒸发式冷凝制冷系统算法流程图

Fig.4-6 Flow chart for solution procedures of the evaporative condensed refrigeration system model

4.3.4.2 系统模型验证

系统模型对在不同工况下某些重要参数的模拟值是否与实验结果一致，是衡量系统模型正确性的一个重要指标。表4-5是风速不变的情况下，不同冷却水流量（喷淋密度）

况下,系统制冷量、散热量和能效比(EER)的模拟值与实验值的比较;与实验值比较,系统制冷量的模拟值误差10%以内,系统散热量的模拟值误差10%以内,能效比(EER)的模拟值误差10%左右。由此可知,所建立的蒸发式冷凝制冷系统模型的精度较高,能准确地模拟该系统的热力性能。

表 4-5 蒸发式冷凝制冷系统模拟值和实验值的比较

Table 4-5 Comparison of model simulated results with experimental results

| 序号 | 冷却水流量 (m^3/h) | 制冷量 模拟值 (kW) | 制冷量 实验值 (kW) | 误差 (%) | 散热量 模拟值 (kW) | 散热量 实验值 (kW) | 误差 (%) | 模拟 能效比 (EER) | 实验 能效比 (EER) | 误差 (%) |
|----|------------------------------------|--------------------|--------------------|-----------|--------------------|--------------------|-----------|------------------------|------------------------|-----------|
| 1 | 5.18 | 33.5 | 32.3 | 3.7 | 38.7 | 36.6 | 5.7 | 6.01 | 5.81 | 9.1 |
| 2 | 6.91 | 34.1 | 32.6 | 4.6 | 39.2 | 37.0 | 5.9 | 6.28 | 5.72 | 9.8 |
| 3 | 8.64 | 34.6 | 33.0 | 4.8 | 39.6 | 37.2 | 6.5 | 6.51 | 5.87 | 10.9 |
| 4 | 10.37 | 35.3 | 33.7 | 4.7 | 40.2 | 37.5 | 7.2 | 6.76 | 6.21 | 8.9 |
| 5 | 12.1 | 35.9 | 33.8 | 6.2 | 41.0 | 37.8 | 8.6 | 6.59 | 6.22 | 5.9 |
| 6 | 13.82 | 36.5 | 34.0 | 7.4 | 41.5 | 38.4 | 8.1 | 6.86 | 6.27 | 9.4 |

4.4 本章小结

1. 采用效率法建立了涡旋式压缩机的稳态模型,其模拟结果与实验结果吻合较好,说明所建立的压缩机模型能够较好地预测和模拟压缩机的热力学性能。

2. 采用分布参数法建立了蒸发器和蒸发式冷凝器的稳态分布参数模型,其模拟结果与实验结果表明,蒸发器制冷量的模拟值误差在10%以内,说明所建立的蒸发器模型能够较好地计算和预测系统的制冷量;蒸发式冷凝器散热量的模拟值误差在15%以内,说明所建立的蒸发式冷凝器模型能较好地计算和预测系统的散热量。

3. 采用顺序模块法,建立了蒸发式冷凝制冷系统模型,通过对系统模型的模拟值与实验值的比较表明:系统制冷量的模拟值误差10%以内,系统散热量的模拟值误差10%以内,能效比(EER)的模拟值误差10%左右。可见,所建立的蒸发式冷凝制冷系统模型的精度较高,能准确地模拟该系统的热力性能。

第五章 蒸发式冷凝制冷系统的性能优化研究

5.1 引言

节能减排是当前我国一项重要的基本国策。通常,节能减排措施可以从设备产品和管理手段这两个方面入手:一方面,努力开发高效节能的产品和对现有设备和系统进行节能改造;另一方面,改变现有的相对落后的管理模式和方法,努力开发高效节能的设备是众多科研人员和生产厂家努力追求的目的。本章将在第三章实验研究和第四章模拟研究的基础上,结合模拟和实验的手段,对蒸发式冷凝制冷系统的压缩机、制冷剂、蒸发器的选择及蒸发式冷凝器的强化传热进行研究分析,以期对蒸发式冷凝制冷系统性能优化和改善提供理论和实践依据。

5.2 蒸发式冷凝制冷(系统)机组压缩机的优化选择

电制冷压缩机根据其原理可分为容积型和速度型两大类,其中,活塞式、滚动转子式、涡旋式及螺杆式等属于容积型,离心式属于速度型。各类压缩机根据自身结构和特点,在制冷和空调领域的应用范围见下表 5-1^[54]。

表 5-1 各类压缩机在制冷和空调领域中的应用范围

Table 5-1 applied scope of compressors used in refrigeration and air conditioning field

| 用途 | 汽车空调 | 家用制冷和冷冻箱 | 窗式空调器 | 住宅空调器和热泵 | 商业制冷和空调 | 大型空调 |
|-------|--------|----------|--------|----------|---------|-------------|
| 压缩机型式 | | | | | | |
| 活塞式 | ← 100w | | | | 200kW → | |
| 转子往复 | ← 100w | | 10kW → | | | |
| 涡旋式 | | | ← 5kW | 70kW → | | |
| 螺杆式 | | | | | ← 150kW | 2000kW → |
| 离心式 | | | | | | ← 1000kW 以上 |

国家的相关规范要求电机驱动压缩机的蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组,在额定制冷工况和规定条件下,其性能系数不应低于下表 5-2 的规定^[54]。

表 5-2 冷水(热泵)机组制冷性能系数

Table 5-2 refrigeration performance coefficient of cooled chiller (heat pump)

| 类型 | | 额定制冷量 (kW) | 性能系数 (w ⁻¹) |
|---------|----------|---------------|----------------------------|
| 水冷 | 活塞式/涡旋式 | <528 | 3.8 |
| | | 528~1163 | 4.0 |
| | | >1163 | 4.2 |
| | 螺杆式 | <528 | 4.10 |
| | | 528~1163 | 4.30 |
| | | >1163 | 4.60 |
| 离心式 | <528 | 4.40 | |
| | 528~1163 | 4.50 | |
| | >1163 | 5.10 | |
| 风冷或蒸发冷却 | 活塞式/涡旋式 | ≤50 | 2.40 |
| | | >50 | 2.60 |
| | 螺杆式 | <50 | 2.60 |
| | | >50 | 2.80 |

现阶段，由于蒸发式冷凝制冷（系统）机组的制冷范围在几十千瓦到几百千瓦，一般使用于中、小制冷和空调工程（随着技术的进步，蒸发式冷凝制冷机组的制冷范围将越来越大）。由上述内容可知，适合于蒸发式冷凝制冷机组的压缩机有活塞式、涡旋式、螺杆式三种可以作为选择对象。而根据这一种压缩机各自的特点，推荐涡旋式压缩机用于制冷范围为几十千瓦以内的蒸发式冷凝制冷机组，螺杆式压缩机用于制冷范围为几百千瓦以内的蒸发式冷凝制冷机组，不推荐使用活塞式压缩机，理由如下：

1. 涡旋式和螺杆式制冷压缩机没有活塞式制冷压缩机所需的气缸，活塞、活塞环、汽缸套等易损部件，机器结构紧凑、体积小、重量轻、没有余隙容积。
2. 相对于活塞式压缩机，涡旋式和螺杆式压缩机的传动件少，因而其摩擦损耗相应减少，从而可提高蒸发式冷凝制冷机组的性能系数。
3. 若从蒸发器出来的制冷剂过热度不够，制冷剂蒸气可能携带液态制冷剂进入压缩机，引起压缩机的湿冲程，容易造成活塞式压缩机的气阀和连杆的损坏；而涡旋式和螺杆式压缩机对于湿冲程相对不敏感。

5.3 制冷剂对蒸发式冷凝制冷系统的影响

制冷剂循环是蒸发式冷凝制冷系统的三个基本循环之一，制冷剂的基本循环是指，在系统工作时，制冷剂依次流经压缩机、蒸发式冷凝器、膨胀阀、蒸发器等主要部件，再回到压缩机，完成一个闭式循环。

制冷剂的性质对系统的性能有着重要影响，理论上，制冷系统的性能是由制冷剂的

热力学、物理和化学性质决定的。制冷剂除满足安全和环保性质外，还需具有以下性质：

1. 在大气压力下，制冷剂的蒸发温度（沸点）低，可以制取较低的温度，但一般要求一定的蒸发温度下，制冷剂的蒸发压力应高于大气压力，以避免空气进入制冷系统，发生泄漏时较容易发现。制冷剂的临界温度要高些、冷凝温度要低些，临界温度的高低确定了制冷剂在常温或普通低温范围内能否液化，凝固温度是制冷剂使用范围的下限，冷凝温度越低制冷剂的适用范围愈大。

2. 制冷剂在常温下的冷凝压力应尽量低，冷凝压力过高将导致处于高压下工作的压缩机、冷凝器及排气管道等设备的强度要求过高。同时，冷凝压力过高也会导致制冷剂向外渗漏的可能性增大以及引起消耗功的增大。

3. 压缩比应尽量低，以利于减少压缩机能耗。

4. 制冷剂单位容积制冷量要求尽可能大，可缩小压缩机尺寸，减少制冷剂的循环量。

蒸发式冷凝制冷（系统）机组一般是使用电力作为驱动力来驱动压缩机进行制冷，为电制冷机组中的一种，所使用的制冷剂一般为氟里昂制冷剂。本小节将对 R22, R134a, R404A, R407C, R410A 这几种常用的氟里昂制冷剂的特性进行分析，以期优选适合蒸发式冷凝制冷系统的制冷剂。

本小节将采用数值模拟的方法，就不同制冷剂对蒸发式冷凝制冷系统的影响进行优化分析。

5.3.1 不同制冷剂冷凝（蒸发）压力随冷凝（蒸发）温度的变化趋势

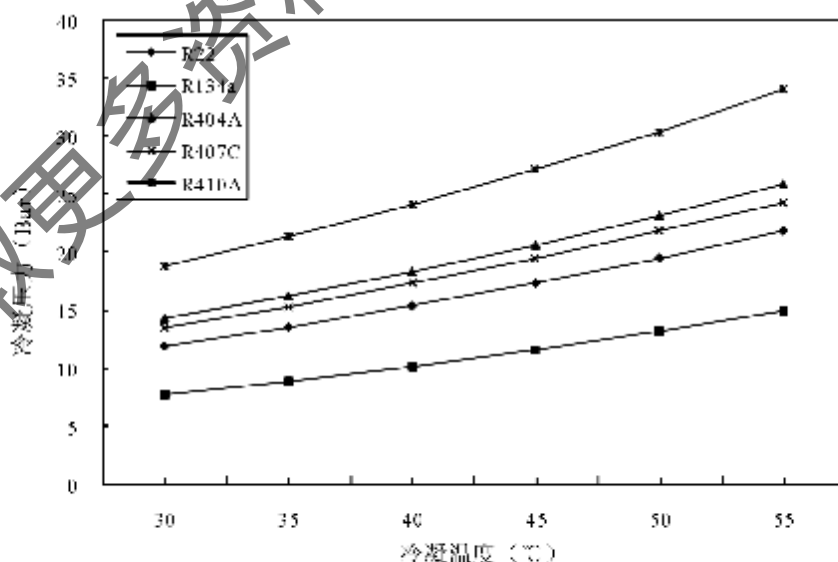


图 5-1 制冷剂冷凝压力随冷凝温度的变化

Fig. 5-1 Condensed pressure varied with condensed temperature of different refrigerants

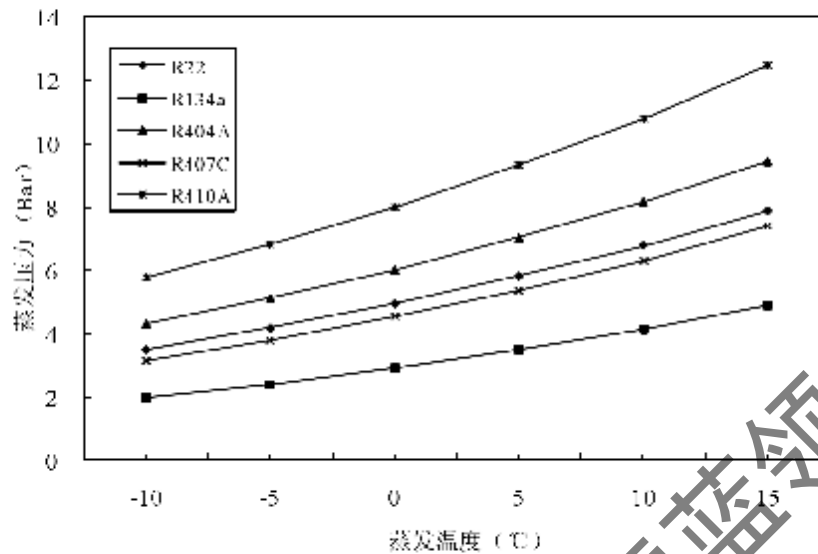


图 5-2 制冷剂蒸发压力随蒸发温度的变化

Fig. 5-2 Evaporative pressure varied with evaporate temperature of different refrigerants

从图 5-1 中可以看出，冷凝温度从 30°C 到 55°C 的变化范围内，各种制冷剂对应的冷凝压力从低到高的顺序依次为 R134a, R22, R407C, R404A, R410A；各种制冷剂的冷凝压力都是随着冷凝温度的增大而增高。由此可见，就设备承压而言，在相同的冷凝温度下，R134a 对设备承压最有利，R410A 对设备承压最不利。从图 5-2 中可以看出，蒸发温度从 -10°C 到 15°C 的变化范围内，各种制冷剂对应的蒸发压力从低到高的顺序依次为 R134a, R407C, R22, R404A, R410A；同样，各种制冷剂的蒸发压力都是随着蒸发温度的增大而增高。由于各种制冷剂的蒸发压力在上述蒸发温度条件下都大于大气压力，属于正压制冷剂，不容易引起空气和水向制冷剂侧渗透，因此，相对 R123 等负压制冷剂，对制冷系统的密封要求低些。

5.3.2 不同制冷剂的能效比随冷凝（蒸发）温度的变化趋势

从图 5-3 中可以看出，当蒸发温度为 0°C 时，不同制冷剂在冷凝温度从 35~55°C 的变化范围内，其理想能效比 (EER) 从大小的顺序依次为 R22, R134a, R407C, R410A, R404A。从图 5-4 中可以看出，当冷凝温度为 35°C 时，不同制冷剂在蒸发温度从 -15~10°C 的变化范围内，其理想能效比 (EER) 从大小的顺序依次也为 R22, R134a, R407C, R410A, R404A。由此可见，若从能效比的角度考虑，在这几种常用的制冷剂中，R22 是最好的选择。

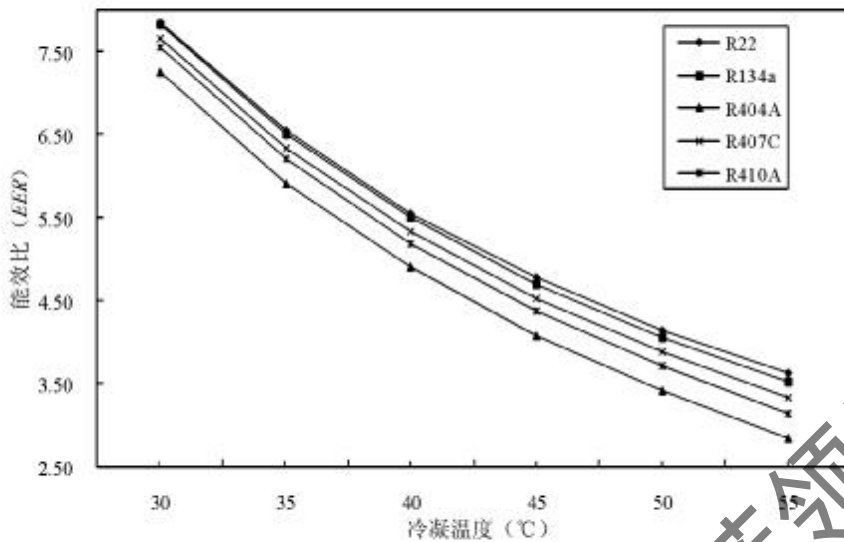


图 5-3 蒸发温度为 0°C 时不同冷凝温度下制冷剂的理想能效比

Fig. 5-3 Ideal EER with different condensed temperature when evaporative temperature is 0°C

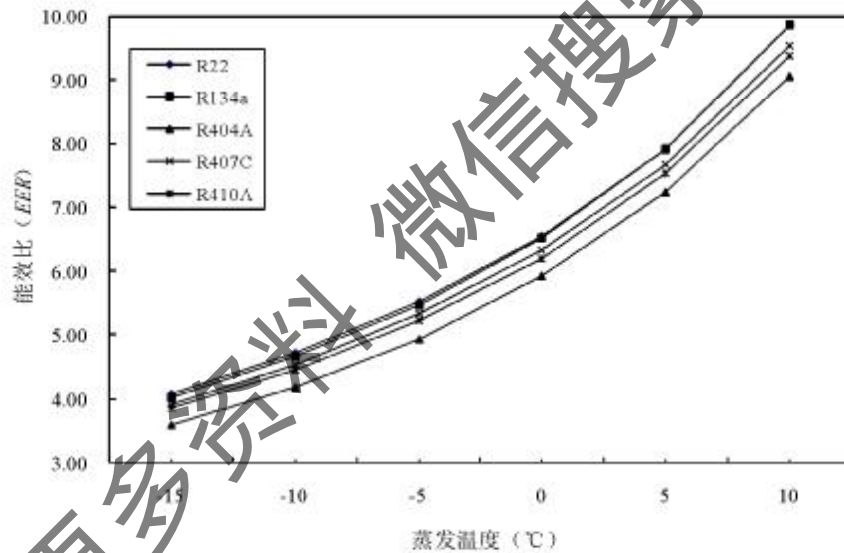


图 5-4 冷凝温度为 35°C 时不同蒸发温度下制冷剂的理想能效比

Fig. 5-4 Ideal EER with different evaporative temperature when condensed temperature is 35°C

3.3.3 不同制冷剂的压缩比随冷凝（蒸发）温度的变化趋势

图 5-5 表示制冷剂在蒸发温度为 0°C 时，不同冷凝温度下的压缩比变化曲线。R404A 的压缩比最小，R134a 的压缩比最大，随着冷凝温度的升高，压缩比差值越大。压缩比过大，不利于压缩机的工作，因此，系统冷凝温度不能过高。图 5-6 表示制冷剂在冷凝温度为 35°C 时，不同蒸发温度下的压缩比变化曲线。同样，R404A 的压缩比最小，R134a

的压缩比最大，随着蒸发温度的降低，压缩比差值越大。同理，系统蒸发温度不能过低，否则，也会给压缩机带来不利影响。

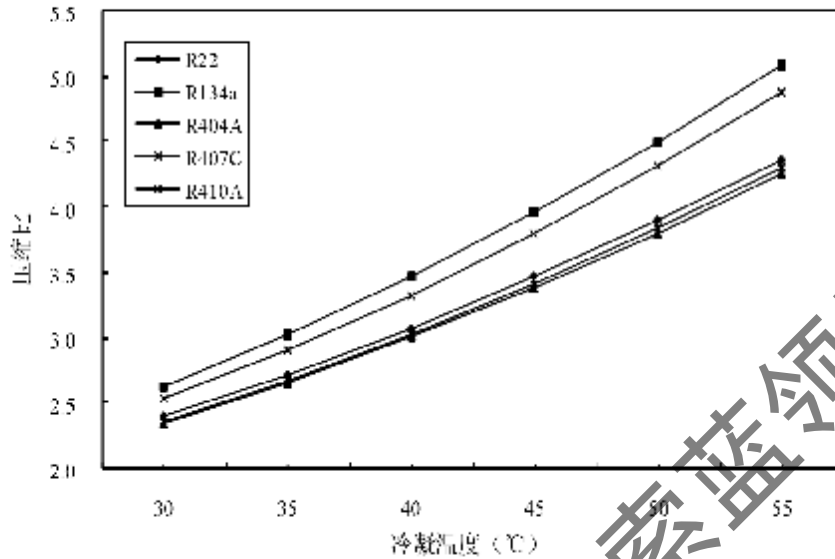


图 5-5 蒸发温度为 0°C 时不同冷凝温度下制冷剂的压缩比

Fig. 5-5 Compression ratios with different condensed temperature when evaporative temperature is 0°C

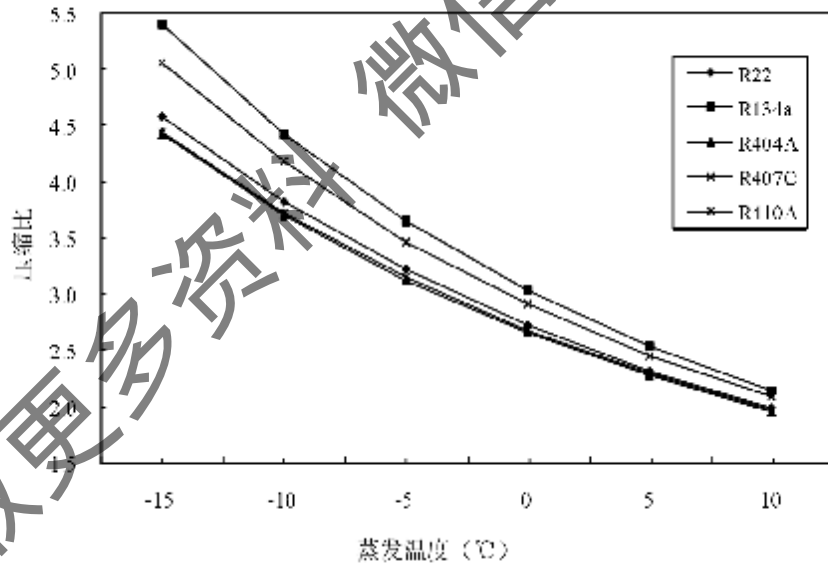


图 5-6 冷凝温度为 35°C 时不同蒸发温度下制冷剂的压缩比

Fig. 5-6 Compression ratios with different evaporative temperature when condensed temperature is 35°C

5.3.4 不同制冷剂的单位容积制冷量随冷凝（蒸发）温度的变化趋势

图 5-7 表示制冷剂在蒸发温度为 0°C 时，不同冷凝温度下的制冷剂单位容积制冷量变化曲线。由图中可以看出，R134a 的单位容积制冷量最小，R410A 的单位容积制冷

量最大，随着冷凝温度的升高，各种制冷剂的单位容积制冷量都减少。图 5-8 表示制冷剂在冷凝温度为 35℃时，不同蒸发温度下的制冷剂单位容积制冷量变化曲线。同样，R134a 的单位容积制冷量最小，R410A 的单位容积制冷量最大，随着蒸发温度的升高，单位容积制冷量都增大。由以上分析可知，若从减小压缩机尺寸和减少制冷剂循环量的角度考虑，R410A 是最优的选择。

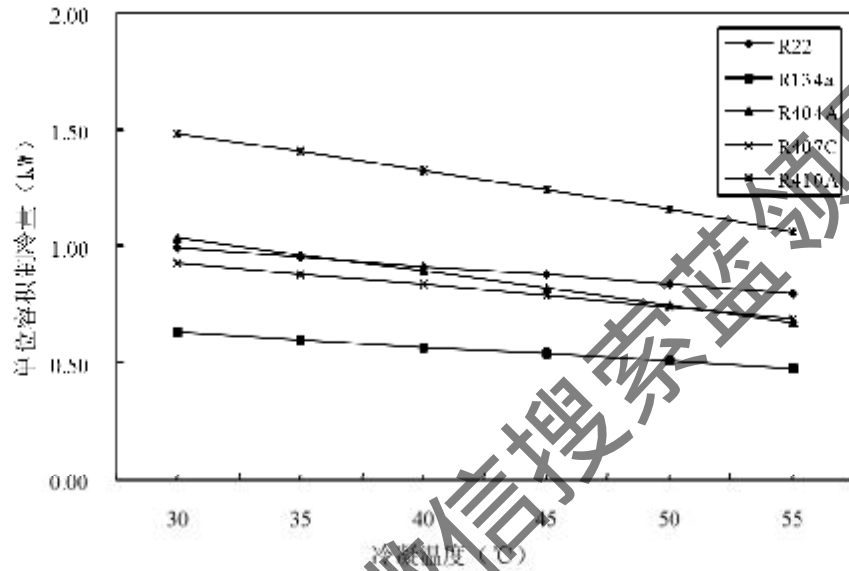


图 5-7 蒸发温度为 0℃时不同冷凝温度下制冷剂的单位容积制冷量

Fig. 5-7 Unit vol. cooled rate with different condensed temperature when evaporative temperature is 0°C

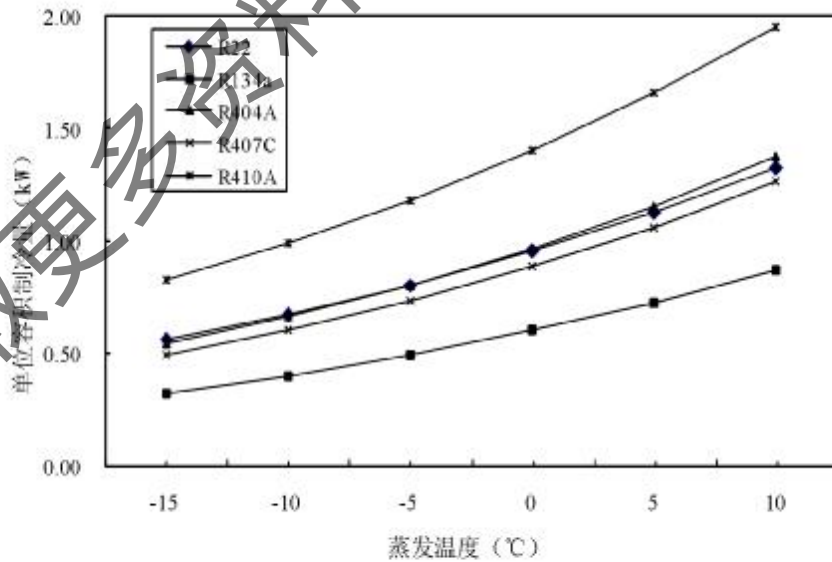


图 5-8 冷凝温度为 35℃时不同蒸发温度下制冷剂的单位容积制冷量

Fig. 5-8 Unit vol. cooled rate with different evaporative temperature when condensed temperature is 35°C

以上从制冷剂的冷凝压力、蒸发压力、能效比(*EER*)、压缩比及单位容积制冷量等 5 个方面对常用制冷剂进行了分析,就蒸发式冷凝制冷系统而言,以上 5 种的制冷剂的性能优劣可表示如下表 5-3。从表中可以看出, R22 表现出来的性能最适用于蒸发式冷凝制冷系统,且其价格便宜,容易获得。但由于 R22 属于 HCFCs 类制冷剂,对大气臭氧层有破坏作用,已被联合国环境规划署(UNEP)列为被淘汰制冷剂^[177],因此,有必要寻找新的适合于蒸发式冷凝制冷系统的制冷剂替代 R22。目前,国内外采用的 R22 比较成熟的替代物为 R407C 和 R410A^[151]。与 R22 相比, R407C 的性质已被调配到很接近 R-22,但 R407C 有 4.4℃ 的温度滑差。R-407C 能方便地置换原有制冷系统的 R22,当然性能有些损失。很多时候只要将制冷系统的部件作一些细微的改变(如将冷凝器面积加大些),就可增强其性能。R-407C 适合于使用干式蒸发器的蒸发式冷凝制冷系统。R-410A 也是一种非共沸混合物,其温度滑差小(小于 0.5℃),单位容积制冷量大,但工作压力比 R-22 高 1.5 倍,使得整个制冷系统的部件及管路需作耐压设计,因此, R-410A 不能置换原有 R-22 系统而必须进行全新设计。R-410A 适合于使用满液式蒸发器的全新设计的蒸发式冷凝制冷系统。

表 5-3 蒸发式冷凝制冷系统常用制冷剂性能的比较

Table 5-3 Comparison of refrigerant used in evaporative condensed refrigeration system

| | R22 | R134a | R404A | R407C | R410A |
|---------|-----|-------|-------|-------|-------|
| 冷凝压力 | 2 | 4 | 4 | 3 | 5 |
| 蒸发压力 | 3 | 1 | 4 | 2 | 5 |
| 能效比 | 1 | 2 | 5 | 3 | 4 |
| 压缩比 | 3 | 5 | 1 | 4 | 2 |
| 单位容积制冷量 | 2 | 5 | 3 | 4 | 1 |

注:为了便于比较,将适用于蒸发式冷凝制冷的常用制冷剂的性能优劣按数学顺序分为 5 等,其中,“1”表示最优,“5”表示最劣。

5.4 蒸发器(干式、满液式)对蒸发式冷凝制冷系统的影响

通常,蒸发式冷凝制冷系统的蒸发器根据制冷剂性质、系统性能要求等,可选择干式蒸发器和满液式蒸发器^[154]。它们的主要区别在于:在满液式蒸发器中,制冷剂走壳程,水走管程。换热过程中始终是液态制冷剂与液态水之间的换热,产生的制冷剂气体直接从压缩机吸气进入压缩机,换热面积被有效利用,提高了机组的换热效率。在干式蒸发器中,制冷剂走管程,水走壳程。由初期液态制冷剂与液态水之间的换热逐步变为

气态制冷剂与液态水之间的换热，制冷剂换向过程中不可避免地会产生换热管供液不均现象，造成换热不充分，有效换热面积得不到充分利用，降低了机组的换热效率。下表 5-4 列出了这两种蒸发器的优、缺点。

表 5-1 干式蒸发器与满液式蒸发器的比较

Table 5-1 Comparison of dry expansion evaporator and flooded evaporator

| | 优点 | 缺点 |
|--------|---|---|
| 干式蒸发器 | 1、压缩机回油顺畅； 2、制冷剂充注量少； | 1、端盖内出现气液分层，流程分配不均，蒸发器的总传热效率较低； 2、传热温差及过热度大，传热温差为 3°C ，出口制冷剂过热度为 $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$ 。 |
| 满液式蒸发器 | 1、完全润湿的热传表面，蒸发器的总传热系数较高。 2、传热温差及过热度小，传热温差为 2°C ，出口制冷剂过热度为 $1.5 \sim 2^{\circ}\text{C}$ 。 | 1、对于与润滑油互溶的制冷剂难于回油； 2、制冷剂充注量大。 |

为了直观比较干式蒸发器和满液式蒸发器对系统性能的影响，本小节模拟了采用 R22 制冷剂，在冷冻水出水温度为 7°C ，分别采用干式蒸发器和满液式蒸发器，系统单位容积制冷量及系统能效比(EER)随冷凝温度变化时的变化规律及比较。

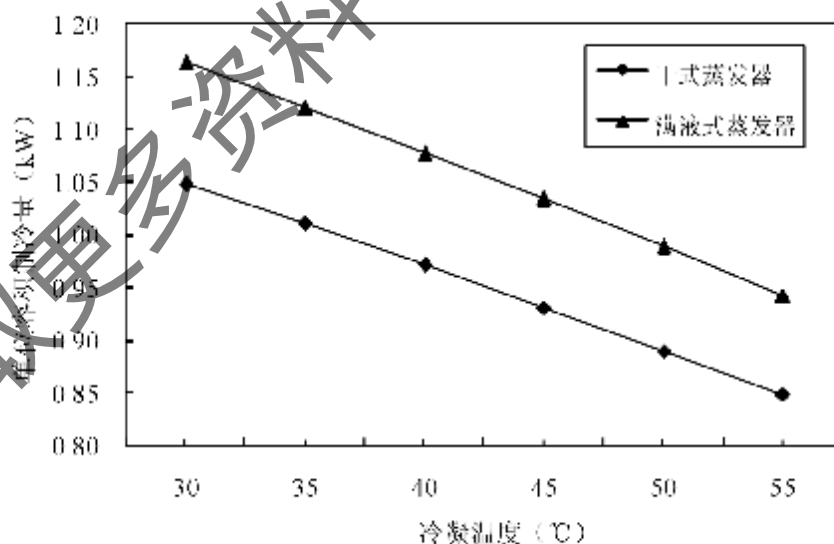


图 5-9 不同冷凝温度下采用干式、满液式蒸发器时的单位容积制冷量

Fig. 5-9 Unit vol. cooled rate with different condensed temperature

从图 5-9 中可以看出,随着冷凝温度的升高,R22 制冷剂的单位容积制冷量逐渐下降。由于在满液式蒸发器中,蒸发管表面为液体润湿,表面传热系数大;而干式蒸发器的蒸发管表面为部分液体润湿,表面传热系数低。完全润湿的传热表面,可增加蒸发器的使用效率,提高系统低压侧压力。由模拟计算结果可知,采用满液式蒸发器的 R22 制冷剂的单位容积制冷量比采用干式蒸发器约高 10%左右。

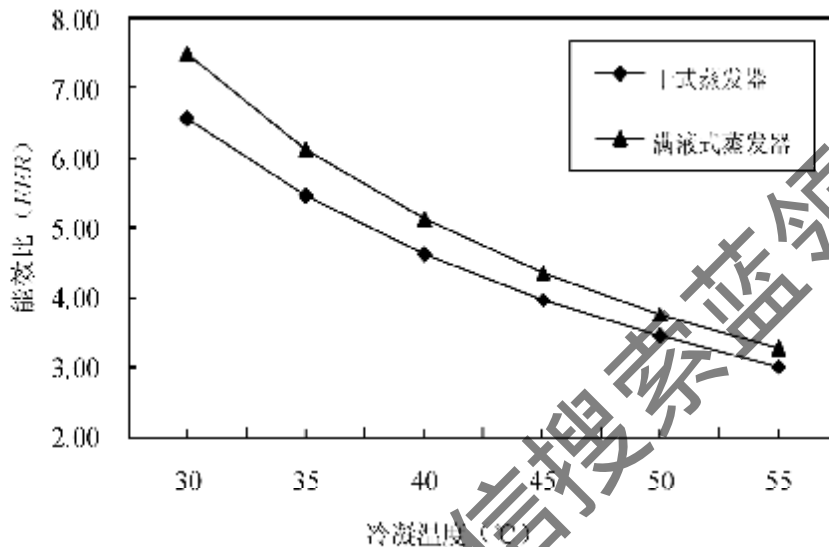


图 5-10 不同冷凝温度下采用干式、满液式蒸发器时的能效比

Fig. 5-10 EER with different condensed temperature

从图 5-10 中可以看出,随着冷凝温度的升高,制冷系统的能效比(EER)逐渐下降。在相同的冷凝温度下,由于干式蒸发器的传热温差大,因此,在获得相同的冷冻水出水温度的情况下,采用满液式蒸发器的蒸发温度比干式蒸发器的蒸发温度高。在满液式蒸发器中,液态冷媒在蒸发器内侧沸腾,压损较小,温度亦较均匀;且因吸入端的蒸气以接近饱和的气态进入压缩机,故可增加压缩机的压缩效率与质量流率。由模拟计算结果可知,采用满液式蒸发器的蒸发式冷凝制冷系统的能效比(EER)比采用干式蒸发器约高 8.6%~14%左右。

5.5 蒸发式冷凝器强化传热对蒸发式冷凝制冷系统的影响

蒸发式冷凝可分为直接蒸发冷凝和间接蒸发冷凝。直接蒸发冷凝是指空气与水直接接触,由于水的蒸发,空气和水的温度都降低,空气的含湿量增加,其显热转化为潜热。间接蒸发冷凝是指直接蒸发冷却过程中降低了温度的空气和水通过非接触式换热器冷却待处理的空气、水或冷媒。有关蒸发式冷凝技术及蒸发式冷凝器,一些学者和科研人员已做了不少研究^[16,18,20,22,24,28,178],而对蒸发式冷凝制冷系统的研究相对较少。在蒸发

式冷凝制冷系统中,蒸发式冷凝器采用的是间接蒸发冷凝技术,即,制冷剂与水及空气之间通过间接的方式进行换热而被冷却。蒸发式冷凝制冷与常规的风冷、水冷制冷不同之处主要在于冷却方式的差异,蒸发式冷凝的传热方式是以水潜热蒸发传质带动传热量为主、空气显热传热量为辅。与风冷及水冷制冷相比,蒸发式冷凝制冷具有以下优点^[179]:(1)蒸发式冷凝制冷系统的冷凝压力及冷凝温度比风冷、水冷方式低,理论上其冷凝温度可以接近空气的湿球温度,因此,可降低压缩机功耗,提高制冷系统的能效比;(2)能有效地降低循环冷却水泵的功耗和减少耗水量;(3)结构紧凑,占地面积小。

本小节将在本课题组研究的基础上^[180-181],通过实验测试,考察冷却水喷淋密度、风速、空气湿球温度及空气相对湿度等蒸发式冷凝器的重要参数对使用圆管、槽管及扭山管型换热盘管蒸发式冷凝器的蒸发式冷凝制冷系统的制冷量、压缩机功耗、能效比的影响,以期得出一些规律性的结论,为蒸发式冷凝制冷系统的性能优化提供实验依据。

5.5.1 喷淋密度对制冷系统性能的影响

保持其它条件不变,改变蒸发式冷凝器的冷却水喷淋密度,对蒸发式冷凝制冷系统进行研究。由实验可知,冷却水喷淋密度只有在一定范围内才能保证系统的正常运行,其合理范围为: $L=0.03\sim 0.08\text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 。实验得到冷却水喷淋密度对制冷系统的冷凝压力影响为:当 L 从 $0.03\text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $0.06\text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,冷凝压力 p_c 随着 L 的增大而减小,但在 L 达到 $0.06\text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 后,冷凝压力变化很小,基本不变。

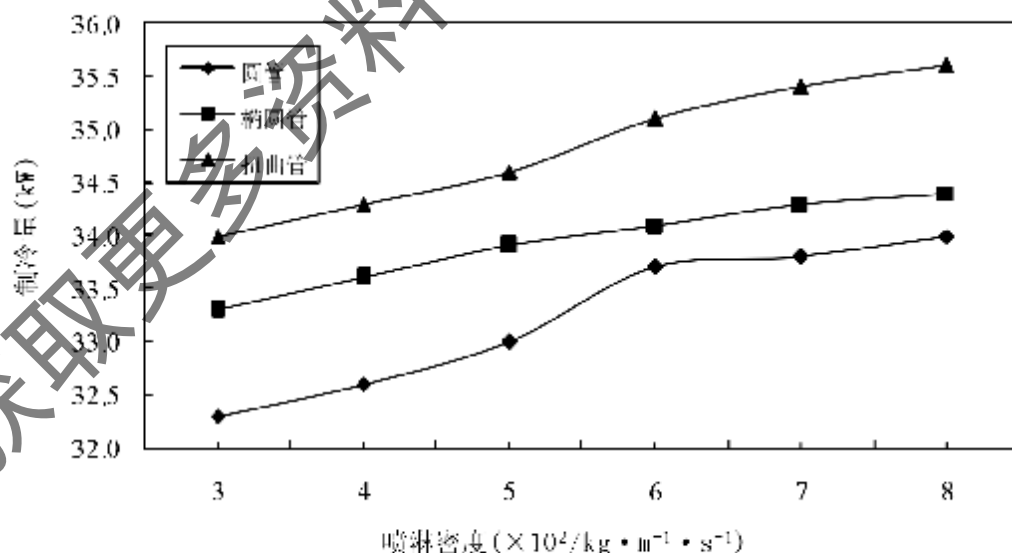


图 5-11 制冷量和喷淋密度的关系图

Fig. 5-11 Relation of cooling water sprinkling density and cooled rate

从图 5-11 可知, 当喷淋密度(F)从 $0.03 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $0.08 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 相应制冷系统的制冷量(Q_c)随 F 的增大而增大, 其中, 圆管制冷系统制冷量的增幅为 5.1%, 椭圆管制冷系统制冷量的增幅为 3.3%, 扭曲管制冷系统制冷量的增幅为 4.7%; 在相同的喷淋密度条件下, 制冷系统的制冷量从小到大顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统, 以圆管制冷系统为比较对象, 椭圆管和扭曲管制冷系统制冷量的增幅分别为 1.2%~3.1%和 4.8%~5.3%。

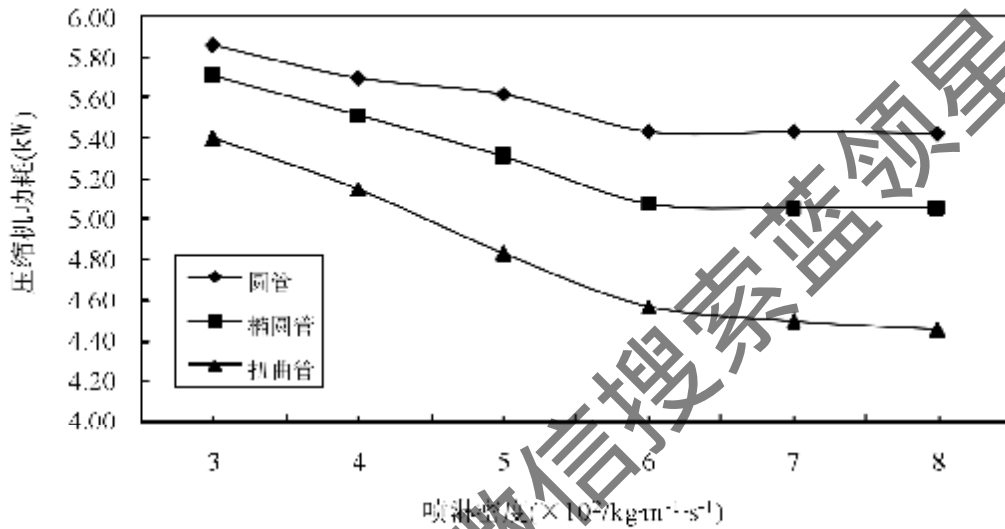


图 5-12 制冷系统功耗和喷淋密度的关系图

Fig. 5-12 Relation of cooling water sprinkling density and refrigeration system power consumption

从图 5-12 可知, 当喷淋密度(F)从 $0.03 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $0.08 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 相应制冷系统的消耗功率随 F 的增大而降低, 其中, 圆管制冷系统消耗功率的降幅为 7.5%, 椭圆管制冷系统消耗功率的降幅为 11.4%, 扭曲管制冷系统消耗功率的降幅为 17.6%; 在相同的喷淋密度条件下, 制冷系统的消耗功率从大到小顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统, 以圆管制冷系统为比较对象, 椭圆管和扭曲管制冷系统消耗功率的减幅分别为 2.6%~6.6%和 7.8%~16.1%。

从图 5-13 可知, 当 F 从 $0.03 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $0.06 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 相应的制冷系统能效比(EER)随 F 的增大而增大, 其中, 圆管制冷系统的 EER 增幅为 5.9%, 椭圆管制冷系统的 EER 增幅为 7.5%, 扭曲管制冷系统的 EER 增幅为 11%; 当 F 从 $0.06 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $0.08 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 相应的 EER 值随 F 的增大而减小, 其中, 圆管制冷系统的 EER 减幅为 6.6%, 椭圆管制冷系统的 EER 减幅为 4.7%, 扭曲管制冷系统的 EER 减幅为 2.3%。在相同的喷淋密度条件下, 制冷系统的 EER 从小到大顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管,

以圆管为比较对象, 椭圆管和扭曲管制冷系统 EER 的增幅分别为 4.6%~10.5%和 12.7%~23.7%。

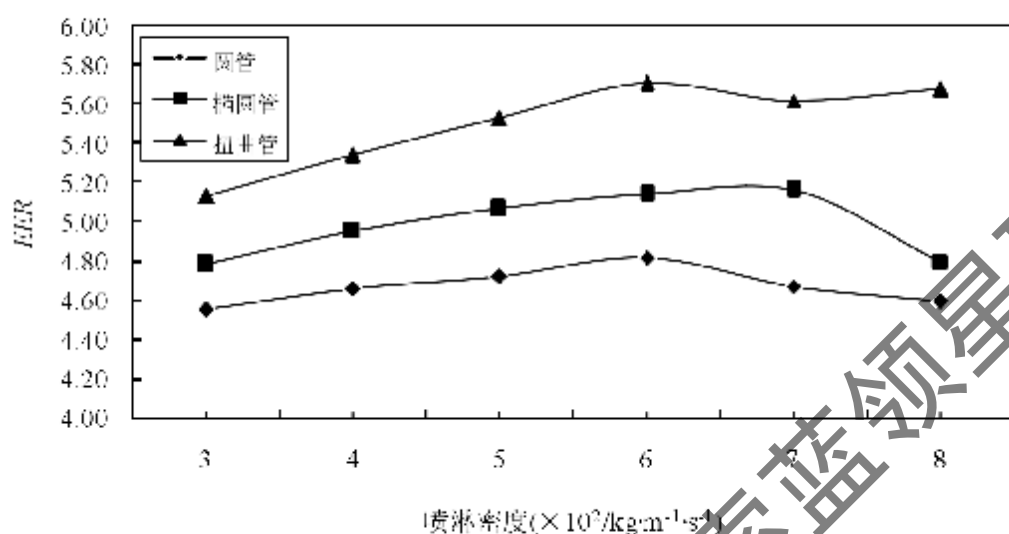


图 5-13 制冷系统能效比和喷淋密度的关系图

Fig. 5-13 Relation of cooling water sprindling density and EER

由以上分析可知, 冷却水喷淋密度 (L) 在 $0.03\sim 0.06 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 范围内, 随着 L 的增大, 蒸发式冷凝器的冷凝盘管换热能力增强, 冷凝压力减小, 相应地降低了蒸发式冷凝器的冷凝温度, 由理论分析可知, 蒸发式冷凝器的冷凝温度降低, 将有利于蒸发式冷凝制冷系统能效比的提高。而由实际测试的制冷量、压缩机功耗和水泵功耗数据分析可知, 尽管随着蒸发式冷凝器的冷却水喷淋密度的增大, 喷淋水泵的功耗有所增大, 但压缩机的功耗随 L 的增大而减小, 且压缩机功耗的减幅远大于喷淋水泵功耗的增幅, 从而提高整个蒸发式冷凝制冷系统的 EER 值, 由此可见, 实验测试分析结果与理论分析相符。而 L 在 $0.06\sim 0.08 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 范围内, 蒸发式冷凝器的冷凝压力基本不变, 相应地压缩机的功耗也基本不变, 随着冷却水喷淋密度的增大, Q_0 的增幅不到 1%, 而喷淋水泵的功耗随着 L 的增大而增大, 从而导致蒸发式冷凝制冷系统的 EER 值随 L 的增大而减小, 与理论分析也相符。

5.5.2 风速对制冷系统性能的影响

保持其它条件不变, 改变蒸发式冷凝器的空气流量, 即风速, 对蒸发式冷凝制冷系统进行研究。由实验可知, 风速的合理范围为: $u_a = 1.6\sim 3.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。实验得到风速对制冷系统的冷凝压力影响为: 当 u_a 从 $1.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $3.2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 冷凝压力 p_c 随着 u_a 的增大

而减小,但在 u_a 达到 $3.2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 后, p_c 减幅很小。

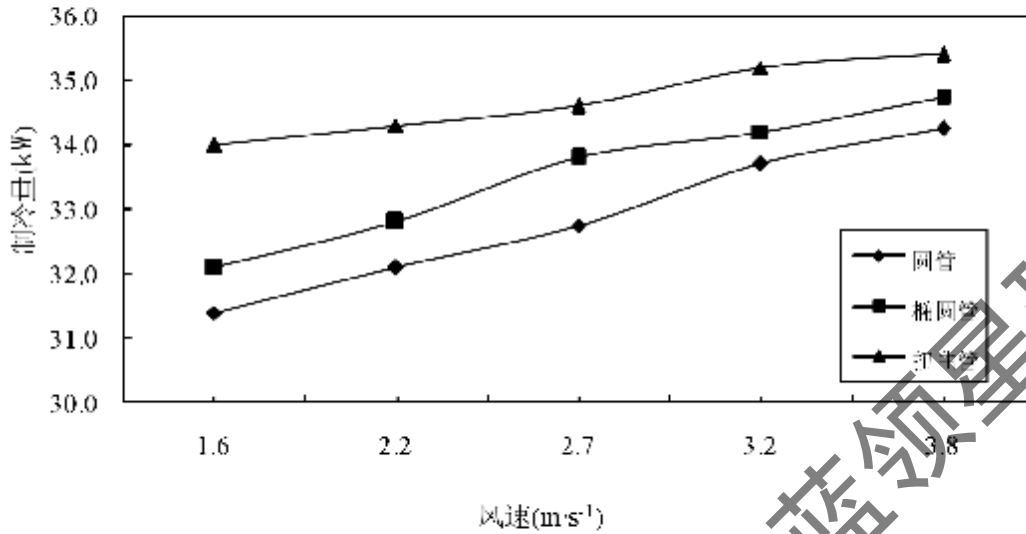


图 5-14 制冷量和风速的关系图

Fig. 5-14 Relation of air velocity and cooled rate

从图 5-14 可知,当风速(u_a)从 $1.6\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $3.8\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时,相应制冷系统的制冷量(Q_c)随 u_a 的增大而增大,其中,圆管制冷系统制冷量的增幅为 9.2%,椭圆管制冷系统制冷量的增幅为 8.4%,扭曲管制冷系统制冷量的增幅为 4.1%; 在相同的风速条件下,制冷系统的制冷量从小到大顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统,以圆管制冷系统为比较对象,椭圆管和扭曲管制冷系统制冷量的增幅分别为 1.2%~3.0%和 3.2%~8.3%。

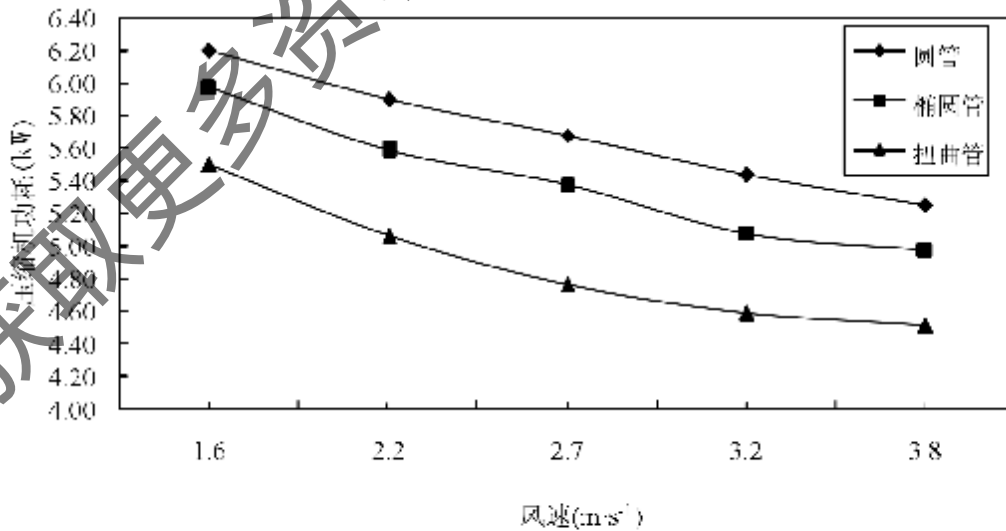


图 5-15 压缩机功耗和风速的关系图

Fig. 5-15 Relation of air velocity and compressor power

从图 5-15 可知, 当风速(u_a)从 $1.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $3.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 相应制冷系统的消耗功率随 u_a 的增大而降低, 其中, 圆管制冷系统消耗功率的降幅为 15.3%, 椭圆管制冷系统消耗功率的降幅为 16.7%, 扭曲管制冷系统消耗功率的降幅为 18.0%; 在相同的风速条件下, 制冷系统的消耗功率从大到小顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管, 以圆管为比较对象, 椭圆管和扭曲管制冷系统消耗功率的降幅分别为 3.5%~6.6%和 11.3%~16.2%。

从图 5-16 可知, 当 u_a 从 $1.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $3.2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 相应的制冷系统的能效比(EER)随 u_a 的增大而增大, 其中, 圆管制冷系统的 EER 增幅为 12.1%, 椭圆管制冷系统的 EER 增幅为 13.2%, 扭曲管制冷系统的 EER 增幅为 10.2%; 当 u_a 从 3.2 增至 $3.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时, 相应的 EER 值随 u_a 的增大而减小, 其中, 圆管制冷系统的 EER 减幅为 1.2%, 椭圆管制冷系统的 EER 减幅为 1.4%, 扭曲管制冷系统的 EER 减幅为 2.1%。在相同的风速条件下, 制冷系统的能效比(EER)从小到大顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统, 以圆管制冷系统为比较对象, 椭圆管和扭曲管制冷系统 EER 的增幅分别为 5.6%~7.7%和 18.7%~20.7%。

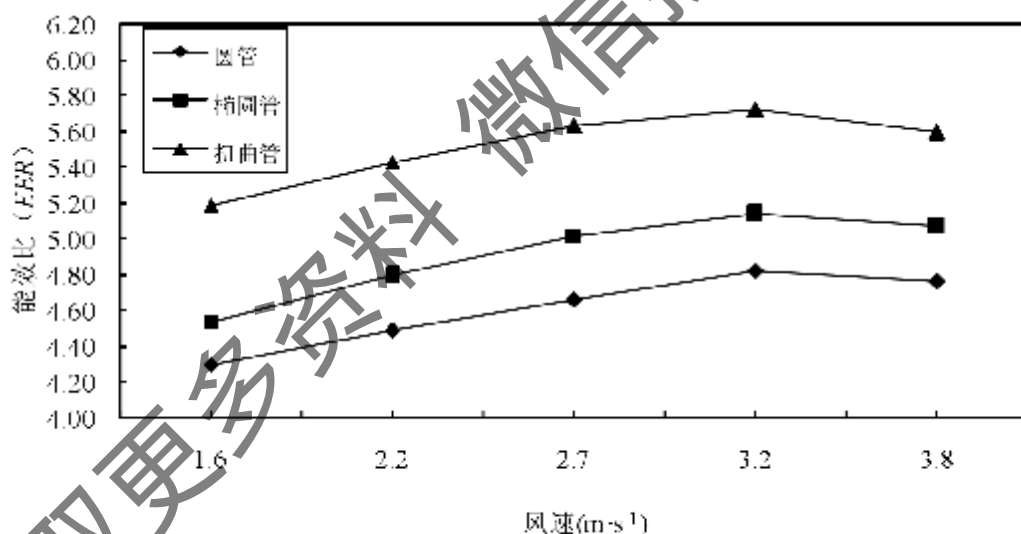


图 5-16 制冷系统能效比和风速的关系图

Fig. 5-16 Relation of air velocity and EER

由以上分析可知, u_a 在 $1.6\sim 3.2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 范围内, 随着风速的增大, 冷凝换热效果增强, 冷凝压力减小, 冷凝温度降低, 由理论分析可知, 将有利于制冷系统能效比的提高。而由实际测试的制冷量, 压缩机功耗, 风机功耗数据分析可知, 尽管随着风速的增大, 风机的功耗有所增大, 但压缩机功耗随 u_a 的增大而减小, 且压缩机功耗的减幅远大于风机

功耗的增幅, 而制冷量 Q_0 随风速的增大而增大, 因此, 制冷系统的 EER 也相应地有所提高, 实测结果与理论分析相符。而 u_0 在 $3.2\sim 3.8\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 范围内, 冷凝压力的减幅很小, 相应的压缩功耗也基本不变, 随着风速的增大, 制冷量 Q_0 增加很少, 而风机的功耗有所增大, 从而导致制冷系统的 EER 随 u_0 的增大基本不变甚至减小, 与理论分析也相符。

5.5.3 入口湿球温度对制冷系统性能的影响

保持其它条件不变, 改变蒸发式冷凝器的入口空气湿球温度($T_{w,i}$), 对蒸发式冷凝制冷系统进行研究。实验得到空气湿球温度对蒸发式冷凝制冷系统的冷凝压力影响如下: 冷凝压力(p_c)随着入口空气湿球温度($T_{w,i}$)的增大而增大, 近似呈线性关系。

从图 5-17 可知, 当入口空气湿球温度($T_{w,i}$)从 16°C 增至 28°C 时, 相应蒸发式冷凝制冷系统的制冷量(Q_0)随 $T_{w,i}$ 的增大而减少, 其中, 圆管制冷系统制冷量的减幅为 20%, 椭圆管制冷系统制冷量的减幅为 18.1%, 扭曲管制冷系统制冷量的减幅为 15.6%; 在相同的入口空气湿球温度条件下, 制冷系统的制冷量从小到大顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统, 以圆管制冷系统为比较对象, 椭圆管和扭曲管制冷系统制冷量的增幅分别为 0.5%~2.9%和 1.6%~7.1%。

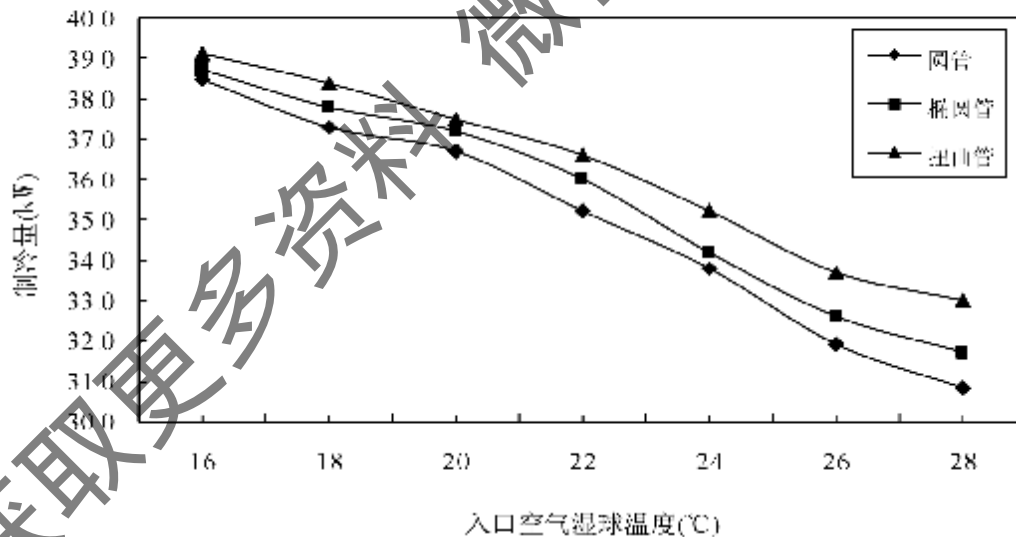


图 5-17 制冷量和入口空气湿球温度的关系图

Fig. 5-17 Relation of inlet air wet bulb temperature and cooled rate

从图 5-18 可知, 当入口空气湿球温度($T_{w,i}$)从 16°C 增至 28°C 时, 相应制冷系统的消耗功率随 $T_{w,i}$ 的增大而增大, 其中, 圆管制冷系统消耗功率的增幅为 35.8%, 椭圆管制

冷系统消耗功率的增幅为 36.0%，扭曲管制冷系统消耗功率的增幅为 30.8%；在相同的入口空气湿球温度条件下，制冷系统的消耗功率从大到小顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统，以圆管制冷系统为比较对象，椭圆管和扭曲管制冷系统消耗功率的降幅分别为 6.5%~9.9%和 10.2%~18.8%。

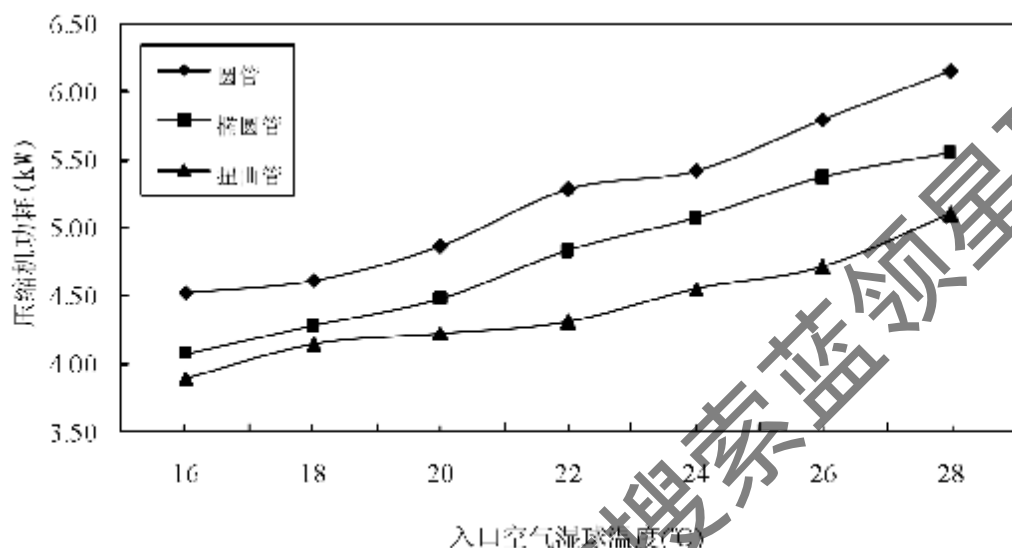


图 5-18 压缩机功耗和入口空气湿球温度的关系图

Fig. 5-18 Relation of inlet air wet bulb temperature and compressor power

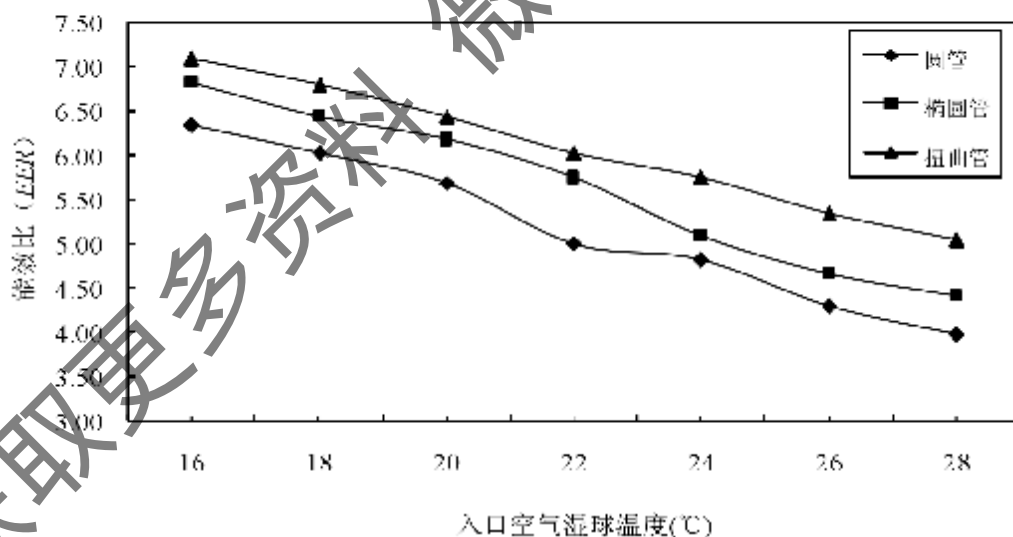


图 5-19 制冷系统能效比和入口空气湿球温度的关系图

Fig. 5-19 Relation of inlet air wet bulb temperature and EER

从图 5-19 可知，制冷系统的能效比 EER 值随 $T_{w,i}$ 的增大而减小，当 $T_{w,i}$ 从 16°C 增至 28°C 时，相应的 EER 随着 $T_{w,i}$ 的增大而减小，其中，圆管制冷系统的减幅为 37.3%，椭

圆管制冷系统的减幅为 35.1%，扭曲管制冷系统的减幅为 28.9%。在相同的入口空气湿球温度条件下，制冷系统的能效比(EER)从小到大顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统，以圆管制冷系统为比较对象，椭圆管和扭曲管制冷系统 EER 的增幅分别为 5.6%~15.0%和 11.8%~26.9%。

由此可见，空气湿球温度对蒸发式冷凝（系统）制冷机组的性能影响比风量和水量都大，一定的湿球温度下蒸发式冷凝器的选择，以及风量与水量的配合，对提升制冷系统的性能、节能、节水有十分重要的意义。由理论分析可知，空气的湿球温度越高，水蒸发产生的潜热传热动力就越低，不利于冷凝散热，因此，制冷系统的能效比将降低，与实测分析一致。

5.5.4 空气相对湿度对制冷系统性能的影响

蒸发式冷凝器中的传热过程主要是传质带动传热的过程，空气相对湿度对空气中水的蒸汽分压有重要影响，因此，有必要对空气相对湿度做出进一步的研究。

保持其它条件不变，改变蒸发式冷凝器的入口空气相对湿度，对蒸发式冷凝制冷系统进行研究。实验得到空气相对湿度 φ_w 对制冷系统的冷凝压力影响如下：冷凝压力(p_c) 随着入口空气相对湿度(φ_w)的增大而增大，近似呈线性关系。

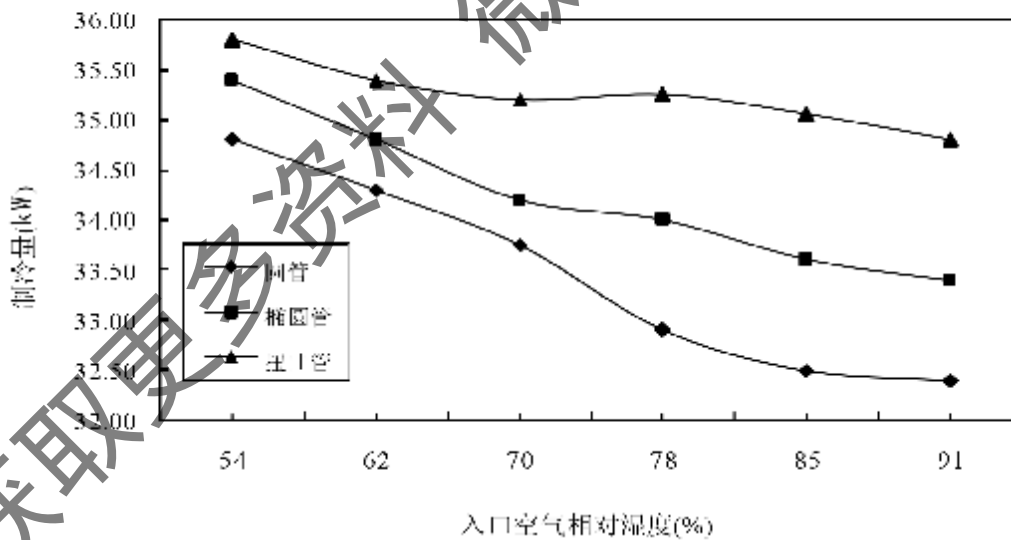


图 5-20 制冷量和入口空气相对湿度的关系图

Fig. 5-20 Relation of inlet air relative humidity and cooled rate

从图 5-20 可知，当入口空气相对湿度(φ_w)从 54%增至 91%时，相应制冷系统的制冷量(Q_c)随 φ_w 的增大而减少，其中，圆管制冷系统制冷量的减幅为 6.9%，椭圆管制冷

系统制冷量的减幅为 5.6%，扭曲管制冷系统制冷量的减幅为 2.8%：在相同的入口空气相对湿度条件下，制冷系统的制冷量从小到大顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统，以圆管制冷系统为比较对象，椭圆管和扭曲管制冷系统制冷量的增幅分别为 1.3%~3.4%和 2.9%~7.8%。

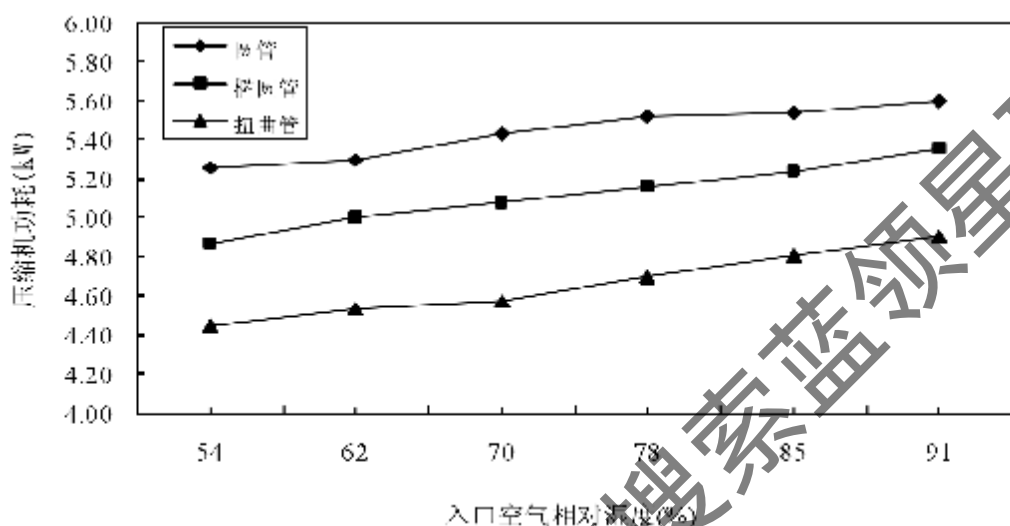


图 5-21 压缩机电耗和入口空气相对湿度的关系图

Fig. 5-21 Relation of inlet air relative humidity and compressor power

从图 5-21 可知，当入口空气相对湿度(φ_a)从 54%增至 91%时，相应制冷系统的消耗功率随 φ_a 的增大而增大，其中，圆管制冷系统消耗功率的增幅为 6.5%，椭圆管制冷系统消耗功率的增幅为 10.1%，扭曲管制冷系统消耗功率的增幅为 10.3%；在相同的入口空气相对湿度条件下，制冷系统的消耗功率从大到小顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统，以圆管制冷系统为比较对象，椭圆管和扭曲管制冷系统压缩机消耗功率的降幅分别为 4.3%~7.4%和 12.3%~15.7%。

从图 5-22 可知，制冷系统的能效比(EER)随 φ_a 的增大而减小，当 φ_a 从 54%增至 91%时， EER 值随着 φ_a 的增大而减小，其中，圆管制冷系统的 EER 减幅为 11.8%，椭圆管制冷系统的 EER 减幅为 12.4%，扭曲管制冷系统的 EER 减幅为 9.3%。在相同的 φ_a 条件下，制冷系统的能效比(EER)从小到大顺序依次为圆管、椭圆管和扭曲管制冷系统，以圆管制冷系统为比较对象，椭圆管和扭曲管制冷系统 EER 的增幅分别为 4.2%~8.4%和 16.0%~20.6%。

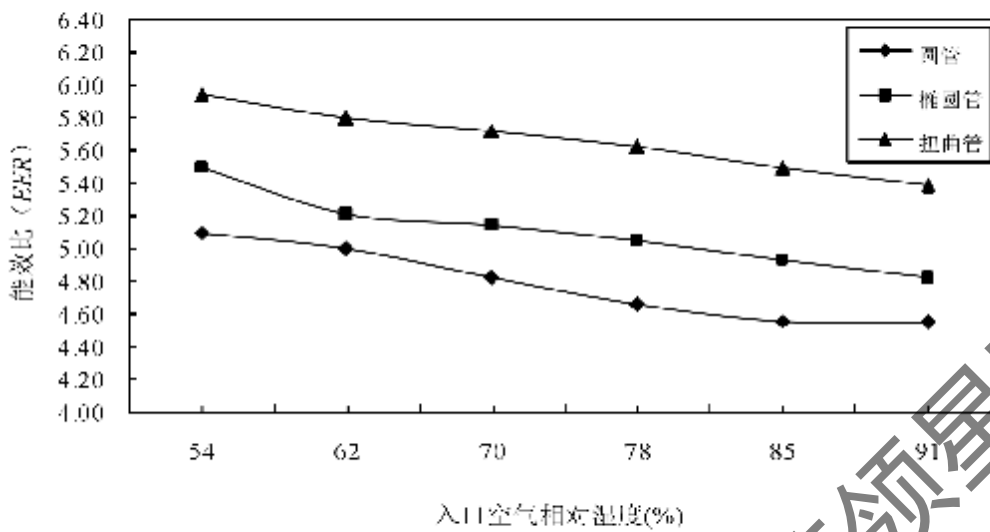


图 5-22 制冷系统能效比和入口空气相对湿度的关系图

Fig. 5-22 Relation of inlet air relative humidity and EER

从理论上分析，当空气相对湿度增大时，空气中的水蒸气分压力增大，它与冷却水表面的水蒸气分压力的差值就减少，对传质过程产生不利影响，从而影响了传热效率；可见，实际测试结果与理论分析一致。

5.6 本章小结

本章结合模拟和实验的手段，对蒸发式冷凝制冷系统的压缩机、制冷剂、蒸发器的选择及蒸发式冷凝器的强化传热进行分析，得到的结论如下：

1. R134a 适用于蒸发式冷凝制冷系统；作为 R22 的替代制冷剂，R-407C 适合于使用干式蒸发器的蒸发式冷凝制冷系统；R-410A 适合于使用满液式蒸发器的全新设计的蒸发式冷凝制冷系统。

2. 由模拟计算结果可知，采用满液式蒸发器的 R22 制冷剂的系统能效比 (EER) 比采用干式蒸发器约高 8.6%-14% 左右。

3. 在一定的实验范围内，空气湿球温度对蒸发式冷凝制冷系统性能的影响最大，其次为空气流速，再次为空气相对湿度，最次为冷却水喷淋密度；在相同的实验条件下，圆管、椭圆管以及扭曲管型的蒸发式冷凝制冷系统能效比依次增大，且增幅显著。

第六章 蒸发式冷凝制冷系统的应用研究

6.1 前言

如绪论所述,蒸发式冷凝制冷系统(机组)具有节能、节水的优点,但是,如何才能将这一节能、节水技术及产品在实际工程中得以应用和推广,从而产生积极的社会和经济效应,也是许多科研工作者和生产厂家一直努力探索和追求的一个方向。本章将从产品研制和工程应用的角度出发,研究蒸发式冷凝制冷系统(机组)的选型软件开发以及在实际工程的应用。

6.2 蒸发式冷凝制冷机组的选型软件开发

为了能为实际工程中使用蒸发式冷凝制冷机组提供快速的选型工具,本小节将采用 Visual Basic 开发蒸发式冷凝制冷机组设计选型软件。VB 编程具有界面友好,兼容性好,编程语言易于掌握的特点^[185]。

6.2.1 设计中涉及到的数学计算模型

6.2.1.1 蒸发式冷凝制冷机组制冷量计算模型

建筑物的制冷量可由下式估算得到:

$$Q_c = \frac{Q_0 \times A}{1000} \quad (6-1)$$

式(6-1)中, Q_c 为制冷量, kW; Q_0 为单位建筑面积制冷量, $\text{w}\cdot\text{m}^{-2}$; A 为建筑面积, m^2 。

6.2.1.2 蒸发式冷凝器排热能力计算模型

忽略压缩机本身的散热不计,蒸发式冷凝器的排热能力可由下式计算得到:

$$Q_c = Q_0 + P_c \quad (6-2)$$

式(6-2)中, P_c 为压缩机功率, kW。

6.2.1.3 冷凝风机计算模型

冷凝风机的风量可用下式计算:

$$V_c = a \times Q_c \quad (6-3)$$

式(6-3)中, V_c 为风机风量, $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$; a 为风冷比,依据实验数据获得。

风机风压可用下式计算^[186]：

$$p_s = \frac{1}{2} \xi_s \times \rho \times u_s^2 \quad (6-4)$$

式(6-4)中， ξ_s 为当量阻力系数，依据实验数据获得； u_s 为蒸发式冷凝器迎面风速， $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

风机的功率可用下式计算^[187]：

$$P_f = \frac{C \times V_s \times p_s}{3600 \times 1000 \times \eta_f \times \eta_t} \quad (6-5)$$

式(6-5)中， p_s 为风机风压，Pa； η_f 为风机效率，一般取0.8； η_t 为传动效率，一般取0.9；C为安全系数，一般取1.3。

6.2.1.4 喷淋水泵计算模型

喷淋水泵的水流量可用下式计算：

$$V_w = b \times Q_c \quad (6-6)$$

式(6-6)中， V_w 为喷淋水泵水流量， $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ ； b —水冷比，依据实验数据获得。

喷淋水泵扬程可用下式计算^[186]：

$$p_w = \frac{1}{2} \xi_w \times \rho \times u_w^2 \quad (6-7)$$

式(6-7)中， ξ_w 为综合阻力系数，依据实验数据获得； u_w 为蒸发式冷凝器迎面水流速度， $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ 。

水泵的功率可用下式计算^[187]：

$$P_p = \frac{C \times \rho \times V_w \times p_w}{3600 \times 102 \times \eta_p \times \eta_t} \quad (6-8)$$

式(6-8)中， p_w 为水泵扬程， mH_2O ； η_p 为水泵效率，一般取0.75； η_t 为传动效率，一般取0.95；C为安全系数，一般取1.1。

6.2.1.5 压缩机功率计算模型

压缩机功率可用下式计算：

$$P_c = \frac{Q_c}{EER} \quad (6-9)$$

式(6-9)中， EER 为压缩机要求的性能系数， $\text{kW}\cdot\text{kW}^{-1}$ 。

6.2.1.6 蒸发式冷凝制冷机组综合性能系数计算模型

蒸发式冷凝制冷机组的综合性能系数可用下式计算：

$$EER_{total} = \frac{Q_o}{P_c - P_f + P_p} \quad (6-10)$$

6.2.2 蒸发式冷凝制冷机组选型软件介绍

在本研究中，采用Visual Basic 语言开发了一款蒸发式冷凝制冷机组的快速选型软件，旨在满足实际工程应用中蒸发式冷凝制冷机组的选型，为实际工程确定合适的蒸发式冷凝制冷机组的主要设计参数，从而，指导生产厂家进行产品的生产和开发。图6-1为选型软件算法结构流程图。本软件采用Visual Basic 语言作为界面编程语言，编写了软件的界面。该软件易用，美观，图6-2为软件的启动界面。本选型软件的主要输入参数为建筑类型、建筑面积、预测 EER 值等；输出参数为制冷量、综合 EER 值、散热量、压缩机 EER 值及功率、水泵喷淋量（水流量）、水泵扬程、水泵功率、风机风量、风机风压、风机功率等等。图6-2为选型软件算法结构流程图。

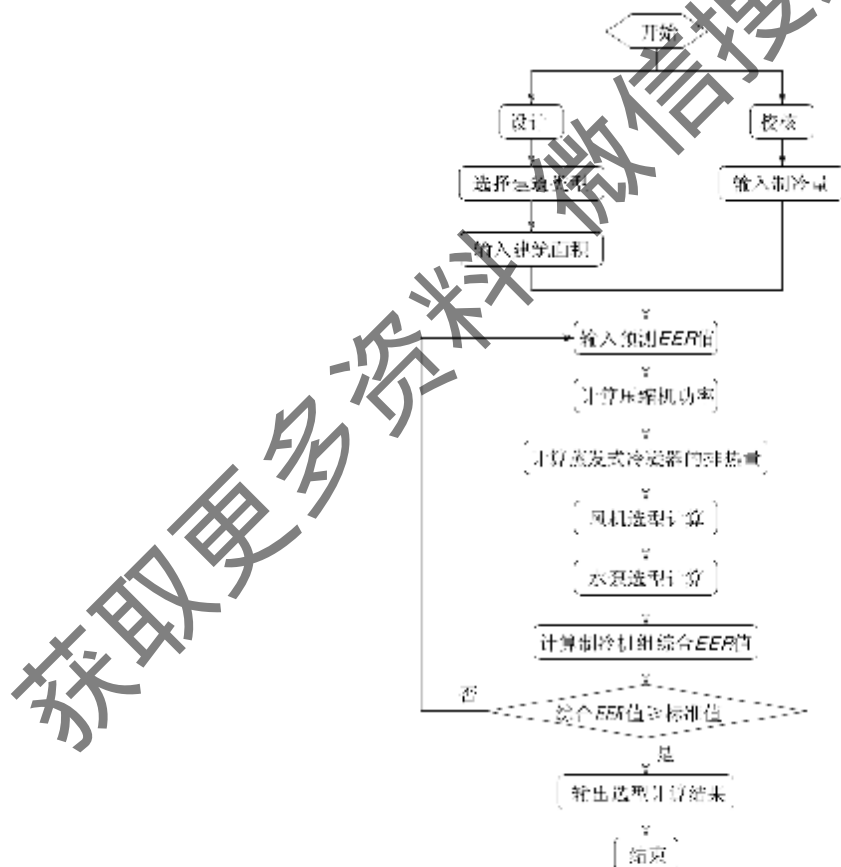


图 6-1 蒸发式冷凝制冷机组选型软件算法结构流程图

Fig. 6-1 Flow chart for solution procedures of the evaporative condensed refrigeration plant software

该软件可以实现以下功能：(1)、根据建筑类型、建筑面积、预测的 EER 值，快速选出蒸发式冷凝制冷机组的主要设计参数，为生产厂家提供具体产品设计要求依据。(2) 已知建筑物的详细制冷量需求，快速选出蒸发式冷凝制冷机组的主要设计参数，校核生产厂家生产的具体产品是否满足实际要求。

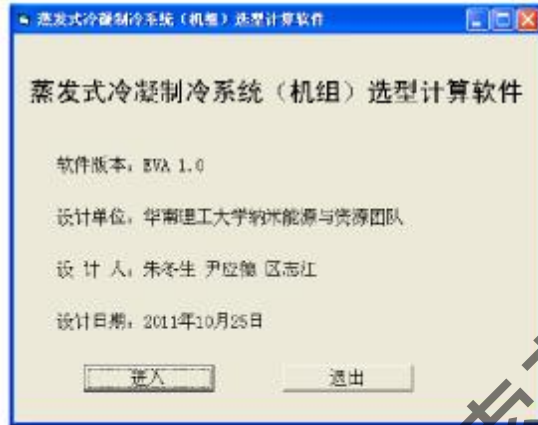


图 6-2 蒸发式冷凝制冷机组选型计算软件启动画面

Fig. 6-2 Interface of the startup of evaporative condensed refrigeration plant software

6.2.2.1 蒸发式冷凝制冷机组选型软件选型计算过程

1. 点击“进入”按钮，进入软件的主界面。根据具体建筑物，点击“建筑类型”右边的下拉菜单，选择建筑物类型，如图6-3所示。



图 6-3 建筑类型画面

Fig. 6-3 Interface of building types

2. 在“建筑面积”一栏的右边输入具体建筑物的面积，如图6-4所示。



图 6-4 建筑面积输入画面

Fig. 6-4 Interface of building area input

3. 在“预测 EER 值”一栏的右边输入需满足要求的 EER 值，如图6-5所示。



图 6-5 预测 EER 输入画面

Fig. 6-5 Interface of predictive EER value input

4. 若预测 EER 值不满足相关“公共建筑节能设计标准”^[154]的要求，则软件提示

计算出错，如图6-6所示。



图 6-6 出错提示画面

Fig. 6-6 Interface of error information

5. 若预测 EER 值满足相关“公共建筑节能设计标准”^[154]的要求，则软件输出计算结果，如图6-7所示。



图 6-7 输出计算结果画面

Fig. 6-7 Interface of calculation result output

从图 6-7 中的“输出”栏，我们可以得到蒸发式冷凝制冷机组的制冷量、综合 EER 值和散热量；同时，也可以得到蒸发式冷凝制冷机组各主要部件的重要选型参数，如：压缩机的能效比、功率，冷却水泵的喷淋量（冷却水量）、扬程、消耗功率，冷凝风机的风量、风压及功率。

6.2.2.2 蒸发式冷凝制冷机组选型软件选型校核过程

前面所述蒸发式冷凝制冷机组的快速选型主要是针对已知建筑类型、建筑面积等简单条件下，对蒸发式冷凝制冷机组的初步选型计算，仅仅适用于具体实际工程的方案设计阶段和工程前期的配合及估算。然而，在实际的工程项目中，建筑物的制冷量只有通过详细计算后，才能作为制冷机组的最终选型依据。通常，不同建筑物的制冷量需由专业的计算软件经过仔细计算确定。当具体建筑物的制冷量确定后，可由本选型软件对蒸发式冷凝制冷机组进行校核选型，以检验早前的选型是否正确，或者校核生产厂家的产品是否满足设计的要求。具体操作步骤如下：

1. 点击“校核”按钮，并在“制冷量”一栏的右边输入已经其他计算专业计算软件进行准确计算的建筑物制冷量，如图 6-8 所示。



图 6-8 输入制冷量画面

Fig. 6-8 Interface of cooled rate input

2. 在“预测 EER 值”一栏的右边输入需满足要求的 EER 值，如图 6-9 所示。



图 6-9 预测 EER 输入画面

Fig. 6-9 Interface of predictive EER value input

3. 若预测 EER 值不满足相关“公共建筑节能设计标准”^[154]的要求，则软件提示计算出错，如图6-10所示。



图 6-10 出错提示画面

Fig. 6-10 Interface of error information

4. 若预测 EER 值满足相关“公共建筑节能设计标准”^[154]的要求，则软件输入计算

结果,如图6-11所示。



图 6-11 输出计算结果画面

Fig. 6-11 Interface of calculation result output

通过对几个具体工程的蒸发式冷凝机组的选型计算可知,蒸发式冷凝制冷机组的制冷量、综合 EER 值、压缩机功率、冷凝风机的风量和功率、喷淋水泵的风量和功率等参数与实际使用的相关参数比较接近,误差在 10% 以内,从而证明了该软件的正确性。表 6-1 是某具体项目的实际设计参数与软件计算参数的比较,其最大误差为 8.6%。

表 6-1 软件计算参数与实际设计参数比较表

Table 6-1 Actual designed parameters compared to calculated parameters by the software

| 项目 | 软件计算参数 | 实际设计参数 | 误差 | |
|-----|-------------------------------------|----------|-------------|------|
| 压缩机 | 电机功率 kW | 76.6 | 76.8 | 0.2% |
| | 制冷量 kW | 360 | 360 | / |
| | EER | 4.7 | 4.69 | 0.2% |
| | 风量 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ | 54000 | 48000-60000 | / |
| | 压头 Pa | 170 | 160 | 5.9% |
| 水泵 | 功耗 kW | 4.61 | 4.5 | 2.4% |
| | 流量 $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ | 54.7 | 50 | 8.6% |
| | 扬程 m | 5.2 | 5 | 3.8% |
| 综合 | 功耗 kW | 2.07 | 2.2 | 6.3% |
| | 制冷量 kW | 360 | 360.4 | 0.1% |
| | 排热量 kW | <36.6 kW | 436.8 kW | 0.1% |
| | 综合 EER | 4.323 | 4.311 | 0.3% |

6.3 蒸发式冷凝制冷机组的示范工程节能研究

研究蒸发式冷凝制冷技术并致力于实际工程的节能应用研究一直是本课题组的重要研究内容。经过本课题组的多年研究，已经将该项技术成功应用于开发蒸发式冷凝制冷机组。为了展示蒸发式冷凝制冷技术的节能、节水特点，本小节将对蒸发式冷凝制冷机组应用于某示范工程进行详细叙述。

6.3.1 示范工程介绍

本节能改造示范工程（某星级酒店的娱乐休闲康体中心），是一栋三层高的楼房，主要功能为桑拿、健身等休闲康体项目。建筑面积约为 4000 平方米，空调面积约为 3200 平方米。其中央制冷系统采用一台制冷量为 504kW，热回收量为 143kW 的热回收型螺杆式制冷机组。该机组已投入运行多年，出现冷量衰减，夏季高温时节无法满足制冷要求，本次改造将增加一套带热回收功能的蒸发式冷凝制冷机组，作为原有机组在高峰负荷情况下的补充及低负荷情况下运行。而在冬天气温较低，制冷机组不运行时，仍使用原有的一台 20HP 的空气源热泵，提供生活热水。不足的部分需要由热水罐内电加热器继续加热到满足生活热水温度要求。本次改造的范围仅仅为制冷系统及其热回收部分，电加热器部分不属于本次改造的范围。

图 6-12 是原有的带热回收型螺杆式制冷机组；图 6-13 为原有的冷却塔；图 6-14 为原有空气源热泵，用于制冷机组余热回收不够或不开启时制取生活热水；图 6-15 为原有制冷系统的冷却水泵和冷冻水泵。从图片中可以看出，现有的制冷机组、冷却塔、空气源热泵由于平时的维护和保养不善，显得比较陈旧，通过现场实测得知，其性能也较之铭牌表示的数值有所下降。冷却水泵及冷冻水泵从外观上看，维护和保养尚好，通过性能测试，其消耗的功率较之铭牌略有下降。



图 6-12 螺杆式制冷机组(带热回收)

Fig. 6-12 Screw chiller with heating recovery



图 6-13 冷却塔

Fig. 6-13 Cooling tower



图 6-14 空气源热泵
Fig. 6-14 Air heat pumps



图 6-15 冷却水泵、冷冻水泵
Fig. 6-15 Condensed water and cooled water pumps

6.3.2 示范工程改造方案比较分析

如前所述，原有的制冷系统由于制冷量和制热量都不能满足实际的需求，因此，我们计划再设计一台带热回收功能的蒸发式冷凝制冷机组，以满足大部分时间的制冷和制热需求；同时，也希望通过实际应用的性能测试和对比分析，以验证蒸发式冷凝制冷系统的高效节能和节水的特性。为了详细说明两个系统的区别，本小节将对原有系统和改造系统进行对比分析。

6.3.2.1. 原有方案：热回收型水冷式制冷机组+空气源热泵

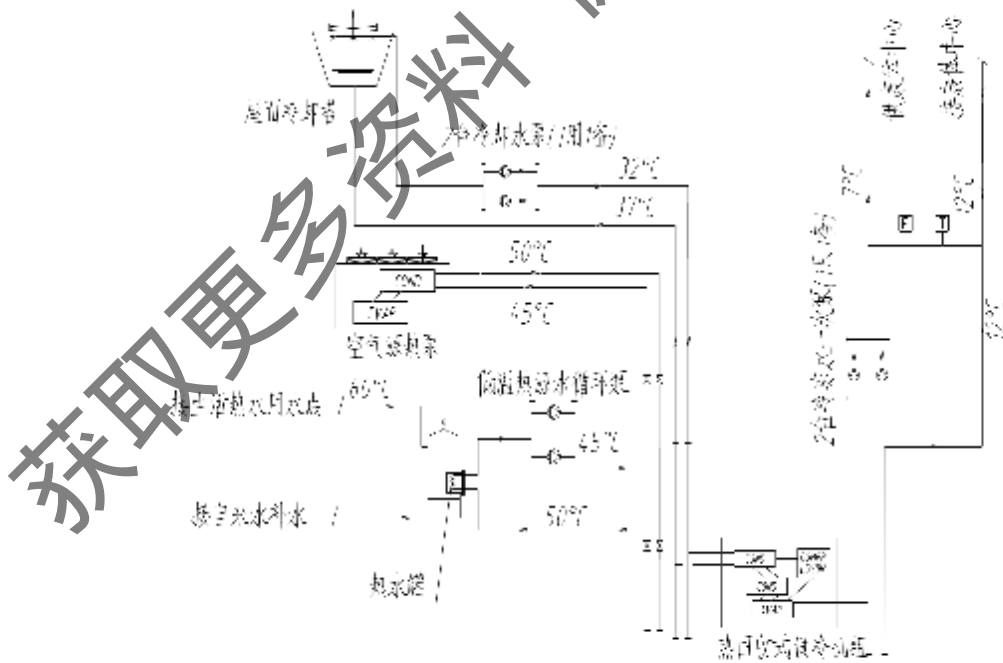


图 6-16 原有方案：热回收型水冷式制冷机组+空气源热泵
Fig. 6-16 Original scheme: heat recovery chiller+air heat pump

原有冷、热源系统方案为热回收型水冷式制冷机组+空气源热泵。该方案采用 1 台制冷量 504kW、热回收量 143kW 的热回收型水冷式制冷机组，提供康体中心的冷负荷，生活热水则由热回收型水冷式制冷机组的低温热水先将自来水预热至 45℃，再由热水罐内电加热器继续加热至 60℃，输送到各用水点。热回收带来的节能效率主要取决于制冷量、生活热水负荷和室外温、湿度在不同时段的平衡。冬季或过渡季节，制冷机组不运行时，由 20HP 风冷热泵作为热源，产生生活热水。相关示意图如图 6-16 所示。

原有中央空调系统冷源部分主要设备参数详见表 6-2。

表 6-2 中央空调系统冷源部分主要设备列表

Table 6-2 Main plants of cooled resource in central air conditioning system

| 系统名称 | | 热回收型水冷式制冷机组冷源系统 |
|------------|------|-------------------------------------|
| 部件 | | 额定设计参数 |
| 制冷剂 | | R22 |
| 制冷量 | | 504kW(143RT) |
| 压缩机电功率 | | 135kW |
| 蒸发器 | 水量 | 88 m ³ ·h ⁻¹ |
| | 进水温度 | 12.0℃ |
| | 出水温度 | 7.0℃ |
| | 工作压力 | 1.0Mpa |
| | 最大压降 | 50Kpa |
| 冷凝器及冷却塔 | 水量 | 106 m ³ ·h ⁻¹ |
| | 水泵功率 | 15.0kW |
| | 风机功率 | 5.0kW |
| | 工作压力 | 1.0Mpa |
| | 最大压降 | 50Kpa |
| 热回收器 | 水量 | 24 m ³ ·h ⁻¹ |
| | 进水温度 | 50℃ |
| | 出水温度 | 55℃ |
| | 功率 | 5.0kW |
| | 工作压力 | 1.0Mpa |
| | 最大压降 | 50Kpa |
| 电源(Φ-V/Hz) | | 3-380-50 |

6.3.2.2. 改造方案：热回收型蒸发式冷凝制冷机组+空气源热泵

本改造方案为热回收型蒸发式冷凝制冷机组+空气源热泵。本方案采用 1 台制冷量 360kW、热回收量 55kW 的热回收型蒸发式冷凝制冷机组，作为原有系统在高峰负荷下

运行的补充，以及在大部分低峰负荷下单独运行，以提供制冷量和生活热水预热。生活热水则由热回收型蒸发式冷凝制冷机的低温热水先将自来水预热至 45℃，然后由热水罐内电加热器继续加热至生活热水所需的 60℃以上，再根据热水需要输送到各用水点。冬季或过渡季节，制冷机组不运行的情况下，由 20HP 风冷热泵来提供热负荷，产生生活热水。

由前面分析可知，本方案的优点在于回收冷凝剂的热能用于生活热水预热，同时利用蒸发式冷凝器的高效性能节省压缩机和冷却水泵耗能，节约冷却塔耗水。相关示意图 6-17 如下所示：

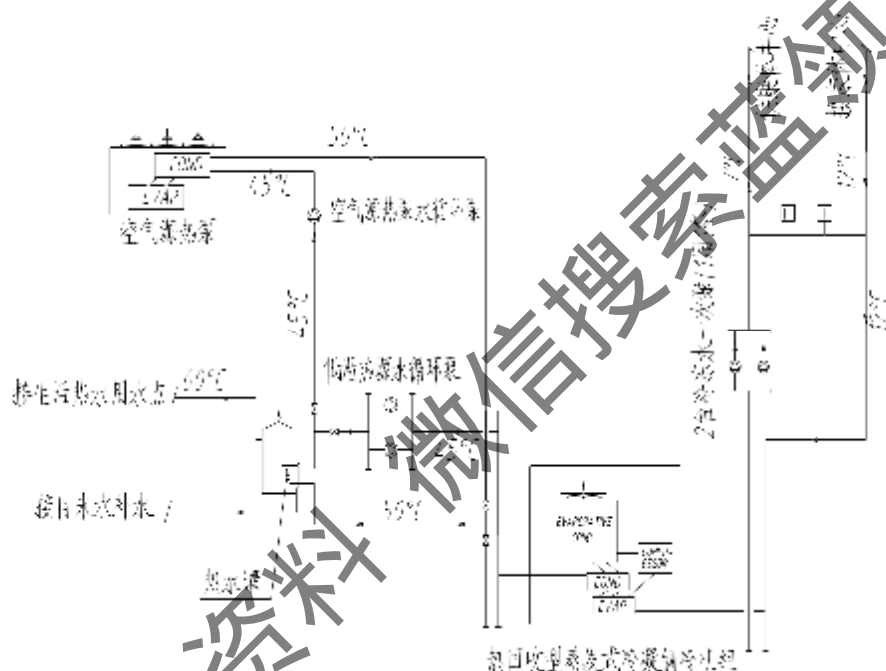


图 6-17 改造方案：热回收型蒸发式冷凝制冷机组+空气源热泵

Fig. 6-17 Reconstructed scheme: heat recovery evaporative condensed refrigeration plant+air heat pump

6.3.3 蒸发式冷凝制冷机组的研制

本示范工程将采用由本课题小组和佛山市顺德区高美空调设备公司联合研制的带热回收型蒸发式冷凝制冷机组，与原有机组的互为备用，以解决现有问题，并希望通过与原有水冷式制冷机组的性能进行比较分析，以此验证蒸发式冷凝制冷机组是否为高效节能产品。

本课题小组与高美空调设备公司的合作分工为：由本课题小组负责本次蒸发式冷凝制冷机组的技术方案，由高美空调设备公司负责蒸发式冷凝制冷机组的制造，本人负责

技术方案的审核，以及蒸发式冷凝制冷机组的测试。带热回收功能的蒸发式冷凝制冷机组的主要技术参数如下表 6-3 所示：

表 6-3 蒸发冷凝制冷机组的技术参数

Table 6-3 Technical parameters of evaporative condensed refrigeration system plant

| 制冷机组名称 | | 带热回收蒸发式冷凝制冷机组冷源系统 | | |
|------------|------------|------------------------------------|---|--|
| 部件 | | 额定设计参数 | | |
| 制冷剂 | | R22 | | |
| 制冷量 | | 360 kW(103 RT) | | |
| 热回收量 | | 55kW | | |
| 压缩机 | 电机轴功率 | 76.8kW | | |
| | 名义制冷量 | 360 / kW | | |
| | <i>EER</i> | 4.0 | | |
| 蒸发器 | 型式 | 管壳式 | | |
| | 换热面积 | 86 m ² | | |
| | 规格 | DX-102-R22 | | |
| | 水流量 | 61 m ³ ·h ⁻¹ | | |
| | 进水温度 | 12.0 °C | | |
| | 出水温度 | 7.0 °C | | |
| | 水侧工作压力 | 1.0 MPa | | |
| | 最大压降 | 50 KPa | | |
| 蒸发式冷凝器 | 风机 | 风量 | 48000-60000 m ³ ·h ⁻¹ | |
| | | 功耗 | 4.50 kW | |
| | | 压头 | 160Pa | |
| | 水泵 | 流量 | 50 m ³ ·h ⁻¹ | |
| | | 功耗 | 2.2 kW | |
| | | 扬程 | 5 m | |
| | 蒸发式盘管 | 换热面积 | 42.9 m ² /个 | |
| | | 数量 | 2 个 | |
| | | 长度 | 3000 mm | |
| | | 规格 | 5-UC20/0.25C-24*110.24C | |
| | | 材质 | 铜 | |
| | | 工作压力 | 1.6 MPa | |
| | | 最大压降 | 65 KPa | |
| 喷淋装置 | 流量 | 10 m ³ ·h ⁻¹ | | |
| | 进水温度 | 45°C | | |
| | 出水温度 | 50°C | | |
| | 工作压力 | 1.6 MPa | | |
| | 最大压降 | 40 KPa | | |
| 电源(Φ-V-Hz) | | 3-380-50 | | |

蒸发式冷凝制冷机组的整机外观图片如图 6-18 所示，压缩机、喷淋水泵、冷凝风机以及蒸发式冷凝器的换热盘管图片分别如图 6-19 到图 6-22 所示。设备出厂测试显示，

该带热回收型蒸发式冷凝制冷机组的各项性能参数满足技术要求。



图 6-18 蒸发式冷凝制冷机组

Fig. 6-18 Evaporative condensed refrigeration plant



图 6-19 压缩机

Fig. 6-19 Compressor of plant



图 6-20 喷淋水泵

Fig. 6-20 Condensate water pump of plant

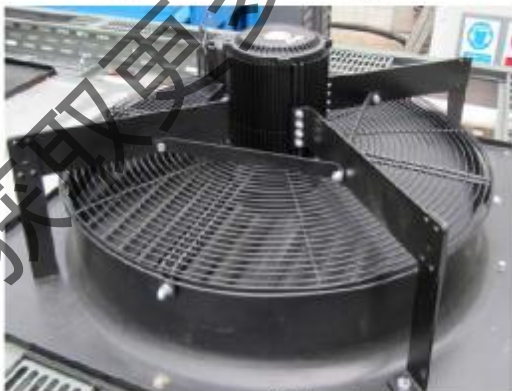


图 6-21 冷凝风机

Fig. 6-21 Condenser fan of plant



图 6-22 冷凝换热盘管

Fig. 6-22 Heat exchanger coil of plant

6.3.4 蒸发式冷凝制冷机组的节能测试分析

为了深入了解蒸发式冷凝制冷机组在工程应用中实际运行工况下的性能情况,华南理工大学和高美空调设备有限公司委托广东省计量技术研究院,对在本节能改造示范工程的蒸发式冷凝制冷机组及空调系统的实际运行工况下性能进行测试,并与原水冷式制冷机组性能进行了对比。

在制冷机组改造前,对原水冷式制冷机组进行了测试。改造后,由于水冷式制冷机组没有拆除,同时对水冷和蒸发式冷凝机组进行了测试,因此,两套制冷机组的运行和测试工况基本一致。测试日期为2011年6月26日至2011年9月31日,在这期间进行了5次测试,每次测试时为上午11点至下午5点半。测试表明,机组运行平稳,性能指标基本相同。现选取其中一次测试结果分析,以对机组的性能作出评价,测试工况见表6-4。

表 6-4 测试工况
Table6-4 Tested condition

| 室内干球温度(°C) | 室内相对湿度(%) | 室外干球温度(°C) | 室外相对湿度(%) |
|------------|-----------|------------|-----------|
| 25±1 | (60)±3 | (30)±1 | (75)±3 |

改造前,原有的水冷式制冷机组测试数据及结果如下表6-5所示。

表 6-5 改造前原有制冷机组冷源系统测试数据及结果

Table6-5 Tested data and results for the original chiller system

| 水冷式制冷机组冷源系统测试结果 | | | |
|-----------------|---|-------|------|
| 检测项目 | 单位 | 数据 | 数据来源 |
| 冷冻水泵功率 | kW | 21.4 | 实测 |
| 冷却塔风机及冷却水泵功率 | kW | 21.4 | 实测 |
| 制冷压缩机功率 | kW | 86.1 | 实测 |
| 冷源系统总功率 | kW | 128.9 | 计算 |
| 冷冻水进口温度 | °C | 11.3 | 实测 |
| 冷冻水出口温度 | °C | 8.0 | 实测 |
| 冷冻水温差 | °C | 3.3 | 计算 |
| 冷冻水流量 | m ³ ·h ⁻¹ | 121.4 | 实测 |
| 机组制冷量 | kW | 467.4 | 计算 |
| 水冷式制冷机组能效比 | kW·kW ⁻¹ | 5.43 | 计算 |
| 冷源系统性能系数 | kW·kW ⁻¹ | 3.63 | 计算 |
| 冷源系统单位制冷量总电耗 | kW·kW ⁻¹ | 0.276 | 计算 |
| 循环冷却水补水量 | L·h ⁻¹ | 653 | 计算 |
| 备注 | 冷源系统单位制冷量总电耗为冷冻水泵功率、冷却塔风机功率及冷却水泵功率、制冷压缩机功率之和与机组制冷量比值。 | | |

改造后,新的蒸发式冷凝制冷机组测试数据及结果如下表 6-6 所示。

表 6-6 改造后新的蒸发式冷凝制冷机组冷源测试数据及结果

Table 6-6 Tested data and results for the reconstructed evaporative condensed refrigeration plant system

| 蒸发式冷凝制冷机组冷源系统测试结果 | | | |
|-------------------|--|-------|------|
| 检测项目 | 单位 | 数据 | 数据来源 |
| 冷冻水泵功率 | kW | 9.8 | 实测 |
| 冷凝风机及喷淋水泵功率 | kW | 7.8 | 实测 |
| 制冷压缩机功率 | kW | 59.1 | 实测 |
| 冷源系统总功率 | kW | 76.7 | 计算 |
| 冷冻水进口温度 | ℃ | 11.3 | 实测 |
| 冷冻水出口温度 | ℃ | 7.8 | 实测 |
| 冷冻水温差 | ℃ | 3.5 | 计算 |
| 冷冻水流量 | $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ | 81.4 | 实测 |
| 机组制冷量 | kW | 332.4 | 计算 |
| 蒸发式冷凝制冷机组能效比 | $\text{kW} \cdot \text{kW}^{-1}$ | 5.62 | 计算 |
| 冷源系统性能系数 | $\text{kW} \cdot \text{kW}^{-1}$ | 4.33 | 计算 |
| 冷源系统单位制冷量总电耗 | $\text{kW} \cdot \text{kW}^{-1}$ | 0.231 | 计算 |
| 循环冷却水补水流量 | $\text{L} \cdot \text{h}^{-1}$ | 394 | 计算 |
| 备注 | 冷源系统单位制冷量总电耗为冷冻水泵功率、冷凝风机功率、喷淋水泵及制冷压缩机功率之和与机组制冷量比值。 | | |

通过对比改造前后制冷机组的各项性能指标可知,水冷式制冷机组压缩机的能效比为 5.43,蒸发式冷凝制冷机组的能效比为 5.62,后者较之前者提高了 3.5%;而考虑整个冷源系统,冷源系统性能系数从改造前的 3.63 提高到 4.33,提高率为 19.3%,即,冷源系统单位制冷量总电耗由改造前的 $0.276 \text{ kW} \cdot \text{kW}^{-1}$ 下降到 $0.231 \text{ kW} \cdot \text{kW}^{-1}$,节能率为 16.3%;循环冷却水补水流量由改造前的 $653 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$ 下降到 $394 \text{ L} \cdot \text{h}^{-1}$,节水率为 39.7%。

6.4 本章小结

本章蒸发式冷凝制冷系统进行了节能应用研究分析,得出的结论如下:

1. 采用 Visual Basic 语言开发了蒸发式冷凝制冷系统(机组)快速选型软件。该软件可以根据建筑类型、建筑面积、预测的 EER 值,快速选出蒸发式冷凝制冷机组的主要设计参数,为生产厂家提供具体产品设计要求依据;同时,若已知建筑物的详细制冷量要求,也可快速选出蒸发式冷凝制冷机组的主要设计参数,校核生产厂家生产的具体产品是否满足实际要求。

2. 通过对蒸发式冷凝制冷机组冷源系统节能改造示范工程的测试结果表明:较之原来的水冷式制冷冷源系统,其节能率为 16.3%,节水率为 39.7%。

结论与展望

结论:

本文采用数值模拟、实验及应用研究相结合的方法,研究了蒸发式冷凝制冷系统中蒸发式冷凝器的非饱和蒸发传热传质特性,蒸发式冷凝制冷系统的模拟、实验及性能优化分析,并在此基础上对其进行节能应用研究,得到的结论如下:

1. 对蒸发式冷凝器内水平换热管外的空气与水膜的两相流动及非饱和蒸发的传热传质研究表明:在相同的操作条件下,水膜入口温度越大,喷淋密度越低(保证壁面完全润湿的前提下),导致气-液界面处温度越大,界面饱和蒸汽压也越大,相应增大了气-液两相之间的水蒸气压力差,提高了传质推动力,有利于气-液两相之间的传热传质。在同一相对湿度下空气的温度越高,或在同一空气温度下空气的相对湿度越小,即空气干、湿球温度之差越大,空气主体内的水蒸气分压越小,水膜与空气间的蒸发就越剧烈,传质带动的传热也就越大。在本文研究范围内,在气-液两相逆流过程中,气-液界面的总传热量中,潜热传热量所占比值在 90%以上,比气-液两相顺流时高,说明在蒸发式冷凝器水平换热管外的气-液相界面处是以水蒸发传质引起的潜热换热为主、温差引起的显热换热为辅的换热形式,逆流比顺流更有利于传热。

2. 对蒸发式冷凝制冷系统实验装置的测试表明:在接近名义工况的条件下,测试得到本实验系统的制冷量为 25.48kW,压缩机功率为 5.44 kW,冷却水泵功率为 0.45 kW,风机功率为 0.75 kW,其综合能效比(EER)为 3.78,约为国家相关规范中要求的蒸发式冷却制冷机组的制冷性能系数(不低于 2.4)的 1.58 倍,说明本实验装置是一个高效节能的实验装置,本课题组研制的蒸发式冷凝制冷系统是一种高效节能的冷源系统。

3. 通过对蒸发式冷凝制冷系统各主要部件及系统进行模拟,并与实验值比较得出:压缩机模型的制冷剂流量、消耗功率和排气温度的模拟值误差在 10%以内;蒸发器模型制冷量的模拟值误差在 10%以内;蒸发式冷凝器模型散热量的模拟值误差在 15%以内;系统模型制冷量的模拟值误差 10%以内,散热量的模拟值误差 10%以内,能效比(EER)的模拟值误差 10%左右。由此可见,本文采用效率法建立的涡旋式压缩机的稳态模型,采用分布参数法建立的蒸发器和蒸发式冷凝器模型,采用顺序模块法,建立的蒸发式冷凝制冷系统模型精度较高,能准确地模拟该系统的热力性能,适用于研究蒸发式冷凝制冷系统的部件容量选择、系统性能优化分析研究。

4. 对蒸发式冷凝制冷系统的制冷剂、蒸发器等主要部件的选择及蒸发式冷凝器的强化传热研究结果表明：**R134a** 适用于蒸发式冷凝制冷系统；作为 **R22** 的替代制冷剂，**R-407C** 适合于使用干式蒸发器的蒸发式冷凝制冷系统；**R-410A** 适合于使用满液式蒸发器的全新设计的蒸发式冷凝制冷系统。采用满液式蒸发器的蒸发式冷凝制冷系统（制冷剂为 **R22**）的能效比（*EER*）比采用干式蒸发器约高 8.6%-14% 左右。在本文实验范围内，就蒸发式冷凝器的换热盘管为圆管、椭圆管及扭曲管的制冷系统而言，当喷淋密度（ Γ ）从 $0.03 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $0.06 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 时，系统能效比（*EER*）的增幅分别为 5.9%、7.5% 和 11%，当 Γ 从 $0.06 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $0.08 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ 时，*EER* 值减幅分别为 6.6%、4.7% 和 2.3%；当空气流速（ u_a ）从 $1.6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $3.2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时，*EER* 值增幅分别为 12.1%、13.2% 和 10.2%，当 u_a 从 $3.2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 增至 $3.8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 时，*EER* 值减幅分别为 1.2%、1.4% 和 2.1%；当湿球温度（ $T_{w,a}$ ）从 16°C 增至 28°C 时，*EER* 值减幅分别为 37.3%、35.1% 和 28.9%；当空气相对湿度（ ϕ_a ）从 54% 增至 91% 时，*EER* 值减幅分别为 11.8%、12.4% 和 9.3%。在相同的喷淋密度条件下，以圆管制冷系统为比较对象，椭圆管和扭曲管制冷系统制冷量的增幅分别为 1.2%~3.1% 和 4.8%~5.3%，制冷系统消耗功率的减幅分别为 2.6%~6.6% 和 7.8%~16.1%，*EER* 的增幅分别为 4.6%~10.5% 和 12.7%~23.7%；在相同的风速条件下，以圆管制冷系统为比较对象，椭圆管和扭曲管制冷系统制冷量的增幅分别为 1.2%~3.0% 和 3.2%~8.3%，制冷系统消耗功率的降幅分别为 3.5%~6.6% 和 11.3%~16.2%，*EER* 的增幅分别为 5.6%~7.7% 和 18.7%~20.7%；在相同的入口空气湿球温度条件下，以圆管制冷系统为比较对象，椭圆管和扭曲管制冷系统制冷量的增幅分别为 0.5%~2.9% 和 1.6%~7.1%，制冷系统消耗功率的降幅分别为 6.5%~9.9% 和 10.2%~18.8%，*EER* 的增幅分别为 5.6%~15.0% 和 11.8%~26.9%；在相同的入口空气相对湿度条件下，以圆管制冷系统为比较对象，椭圆管和扭曲管制冷系统制冷量的增幅分别为 1.3%~3.4% 和 2.9%~7.8%，制冷系统消耗功率的降幅分别为 4.3%~7.4% 和 12.3%~15.7%，*EER* 的增幅分别为 4.2%~8.4% 和 16.0%~20.6%。由此可见，在一定的实验范围内，空气湿球温度对蒸发式冷凝制冷系统性能的影响最大，其次为空气流速，再次为空气相对湿度，最次为冷却水喷淋密度；在相同的实验条件下，圆管、椭圆管以及扭曲管型的蒸发式冷凝制冷系统能效比依次增大，且增幅显著。

5. 对采用 **Visual Basic** 语言开发的蒸发式冷凝制冷系统（机组）快速选型软件的研究表明：该软件可以根据建筑类型、建筑面积、预测的 *EER* 值，快速选出蒸发式冷凝

制冷机组的主要设计参数，为产品的生产提供设计依据：若已知建筑物的详细制冷需求，可快速选出蒸发式冷凝制冷机组的主要设计参数，校核生产厂家生产的具体产品是否满足实际要求。由此可见，该软件适合蒸发式冷凝制冷机组的初步选型。通过对蒸发式冷凝制冷机组冷源系统节能改造示范工程的测试结果表明：较之原来的水冷式制冷机组冷源系统，其节能率为 16.3%，节水率为 39.7%；从而，在实际应用中证明蒸发式冷凝制冷系统是一个高效节能、节水的制冷系统。若在建筑空调领域加以推广，将产生较大的节能和节水效益。

展望：

1. 由于条件限制，本文仅通过简化的模型对单一的蒸发式冷凝器水平换热盘管管段的气-液两相流及传热传质进行模拟，与实际情况有一定的差别，蒸发式冷凝器的整体气-液两相流及传热传质有待进一步研究。

2. 本文研究的蒸发式冷凝制冷系统属于中、小型制冷系统，由于蒸发式冷凝制冷系统的高效节能和节水的特点，其有望应用于大型的制冷系统中，以期节约更多的能量和水资源。

获取更多资料 微信搜索 壹壹领星球

参考文献

- [1] 江亿等.中国建筑节能年度发展研究报告 2009[R]. 北京:中国建筑工业出版社, 2009: 1-6
- [2] 张 丽.中国终端能耗与建筑节能[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007, 110-114.
- [3] 阎冬. 制冷空调行业在节能减排形势下的发展之路[J]. 制冷与空调, 2008, 8(6): 125 -129
- [4] 朱冬生, 涂爱民, 蒋翔等. 蒸发式冷凝冷却设备的研究状况及其应用前景分析[J]. 化工进展, 2007, 26(10): 1404-1410
- [5] 李铁映.《关于检查节约能源法实施情况的报告》[R] (十届全国人大常委会第二十三次会议), 2006.8.24
- [6] Lang A R G, et al. Inequality of eddy transfer coefficient for vertical transport of sensible and latent heats during advective inversion[J]. Boundary Layer Meteor. 1983, 25:25-41
- [7] 刘德辉, 梁珍海, 李荣锦. 蒸发研究的概况与进展[J]. 江苏林业科技, 1998, 25(4):54-57
- [8] Mudawwar I A, El-Masri I M A. Int J Multiphase Flow[M]. 1986, 12:771
- [9] Monteith J L. Environmental control of plant growth (Evans, Ed.) [M]. Academic Press, New York: 1963:95-120
- [10] Chun K R, Seban R A. Experiment research on film evaporation [J]. Heat Transfer, 1971, 93:391
- [11] Reginato R J et al. Evapotranspiration calculated from remote multi-spectral and ground station meteorological data [J]. Rem. Sens. Environ, 1985, 18:75-89
- [12] 柴立和, 彭晓峰, 张志军, 王补宣. 薄液膜层稳定性分析[J]. 水动力学研究与进展, (A辑), 1999, 14(1): 112-118
- [13] 王补宣, 张金涛, 彭晓峰. 薄液膜表面蒸发对降液膜传热和传质的影响[J]. 中国科学(E 辑), 2000, 30(3):216-221
- [14] 吴赞, 李蔚. 建立微尺度蒸发冷凝的通用准则[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(11): 1893 -196
- [15] Chuklin S G. A Generalized Method for Design of Evaporative Condensers [J]. Transactions of the Odessa Technological Institute of the Food and Refrigeration

- Industry, 1952, 5:17-28
- [16] Parker R O, Treyball R E. *Chemical Engineering and Processing Symposium Series*. 57. 1962, 32:138-147
- [17] Mizushima T, Miyashita H. *Experimental Study of an Evaporative Cooler* [J]. *Int. Chem. Eng.*, 1967, 7:727-739
- [18] 尾花英郎. *热交换器设计* [M]. 第三版. 北京: 化学工业出版社, 1973:300-355
- [19] Chuklin S G, Yanovskiy Y L. *Heat Transfer in a Plate-Type Evaporative Condenser* [J]. *Heat Transfer Soviet-Research*, 1975, 7(5):79-84
- [20] Uriyel Fisher, Wolfgang Leidenfrost, Li Jiashang. *Hybrid Evaporative Condenser Cooling Tower* [J]. *Heat Transfer Engineering*. 1983, 4(2):28-41
- [21] Perez-Blanco H, Bird W A. *Study of Heat and Mass Transfer in a Vertical-Tube Evaporative Cooler* [J]. *Transactions of the ASME*, 1984, 106:710-715
- [22] Erens P J. *Comparison of Some Design Choices for Evaporative Cooler Cores* [J]. *Heat Transfer Engineering*. 1988, 9(2):29-35
- [23] Al-Juwayhel Faisal I, Al-Haddad Amir A, Habib LShaban, El-Dessouky T A. *Experimental Investigation of the Performance of Two-Stage Evaporative Coolers* [J]. *Heat Transfer Engineering*, 1997, 18(2):21-32
- [24] Wojciech Zalewski, Piotr Antoni Gryglaszewski. *Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Processes in Evaporative Fluid Coolers* [J]. *Chemical Engineering and Processing*. 1997, 36(4):271-280
- [25] Armbruster R, Mitrovic J. *Evaporative cooling of a falling water film on horizontal tubes* [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1998, 18:183-194
- [26] Wittek U, Meiswinkel R. *Non-linear behaviour of RC cooling towers and its effects on the structural design* [J]. *Engineering Structure*. 1998, 20:890-898
- [27] Hwang, Yunho, Radermacher, Reinhard, Kopko, William. *An experimental evaluation of a residential-sized evaporatively cooled condenser* [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(5):238-249
- [28] Manske K A, Reindl D I, Klein S A. *Evaporative condenser control in industrial refrigeration systems* [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 21(7):676-691
- [29] Hisham M, Ettouney, et al. *Performance of Evaporative Condensers* [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2001, 22(4):41-55
- [30] Ala Hasan, Kai Siren. *Performance Investigation of plain and finned tube evaporatively cooled heat exchangers* [J]. *Heat Transfer Engineering*, 2003, 23(3):325-340

- [31] 朱冬生, 蒋利. 交变曲面波纹管蒸发式冷凝器[P]. 中国专利, 专利号: ZL 02227886.9
- [32] 王少为, 刘震炎. 一种蒸发式冷凝器的新型设计方法 [J]. 制冷与空调, 2002, 2(4): 31-35
- [33] Ala Hasan, Kai Siren. Performance Investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers [J]. Heat Transfer Engineering, 2003, 24(5-6): 777-790
- [34] 尹铭, 陈嘉宾, 马学虎等. 水平管内低压蒸汽的冷凝[J]. 化工学报, 2003, 54(7): 913-917
- [35] 晏刚, 马贞俊, 周晋等. 蒸发式冷凝器的设计与应用[J]. 制冷与空调, 2003, 3(3): 43-45
- [36] 李志勇, 杨红波. 蒸发式冷凝器在制冷工艺上的应用[J]. 制冷空调与电力机械, 2003, 24(94): 30-33
- [37] 刘黄炳, 郑正涛. SFL 系列蒸发式冷凝器[J]. 制冷技术, 2003, 2: 60-61
- [38] 王会申. 谈蒸发式冷凝器的使用[J]. 山西化工, 2003, 23(1): 24-26
- [39] 陆正凯, 毕思刚. ZL 型高效蒸发式冷凝器在冻结工程中的应用[J]. 煤炭科技, 2003, 2: 38-39
- [40] 王铁军, 吴昊, 刘向农. 蒸发式冷凝器经济技术分析[J]. 低温与超导, 2003, 31(2): 65-69
- [41] 邱嘉昌, 刘龙昌. 蒸发式冷凝器的应用与管系设计研究[J]. 制冷技术, 2003, 2: 28-33
- [42] 关册. 蒸发式冷凝器结构特点及工程应用[J]. 制冷与空调, 2004, 4(2): 63-66
- [43] Jiang Xiang, Zhu Dongshong, Shen Jialong. Heat Transfer Enhancement in Evaporative Condenser [A]. Proceedings of The 3rd International Symposium on Heat Transfer and Energy Conversion, Guangzhou, 2004: 1025-1031
- [44] Qureshi Bilal A, Zubair Syed M. The impact of fouling on performance evaluation of evaporative coolers and condensers [J]. International Journal of Energy Research, 2005, 29: 1313-1330
- [45] 周景锋, 原鄂丰, 张鹤飞. 蒸发式冷凝器应用于海水淡化系统的试验[J]. 工业用水与废水, 2005, 36(2): 29-32
- [46] 刘彦军. 浸没管束鼓泡蒸发冷却换热及阻力特性[D]. 重庆: 重庆大学, 2005
- [47] Qureshi Bilal A, Zubair Syed M. A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. part 1: Performance evaluation [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29: 645-658

- [48] Qureshi Bilal A, Zubair Syed M. A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. part II: Sensitivity analysis [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2006, 29: 659-668
- [49] 蒋翔. 蒸发式冷凝器管外流体流动与传热传质性能及机理的研究[D]. 广州:华南理工大学, 2006
- [50] 朱冬生, 沈家龙, 蒋翔等. 蒸发式冷凝器性能研究及强化[J]. *制冷学报*, 2006, 27(3): 45-49
- [51] 王铁军. 喷淋蒸发翅管式冷凝器传热传质研究[J]. *制冷技术*, 2006, 34(4): 299-302
- [52] Qureshi Bilal A, Zubair Syed M. Prediction of evaporation losses in evaporative fluid coolers [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27: 520-527
- [53] Qureshi Bilal A, Zubair Syed M. Second-law-based performance evaluation of cooling towers and evaporative heat exchangers [J]. *International Journal of Thermal Science*, 2007, 46: 188-198
- [54] 吴怡涛, 朱冬生, 蒋翔等. 蒸发式冷凝器的应用与研究[J]. *暖通空调*, 2007, 37(8): 98-102
- [55] 路慧霞, 马晓建. 水平管降膜蒸发传热的实验研究进展[J]. *化工机械*, 2008, 35(2): 114-118
- [56] 曾冬毅, 缪小平, 刘文杰. 蒸发式冷凝器在地下工程中的应用[J]. *制冷与空调*, 2009, 9(3): 36-40
- [57] 魏高升, 刘育松等. 1000MW 直接空冷机组汽泵冷凝采用蒸发式冷凝器的探讨[J]. *汽轮机技术*, 2009, 51(5): 214-216
- [58] 郭常青, 朱冬生, 刁常峰. 蒸发式冷凝器在发电冷却系统中的研究与应用[J]. *电站系统工程*, 2010, 26(6): 27-30
- [59] 童莹, 谢顺鑫, 陈超敏. 蒸发式冷凝器在食品制冷设备改造工程中的应用研究[J]. *流体机械*, 2010, 38(6): 78-81
- [60] 吴怡涛, 汪南, 朱冬生等. 立式蒸发式冷凝器强化传热实验研究[J]. *低温工程*, 2010, 3: 26-29
- [61] 朱冬生, 钟振兴, 蒋翔等. 蒸发冷却节能技术在电站冷却系统中的应用研究[J]. *太原理工大学学报*, 2010, 41(5): 581-584
- [62] 林琳. 蒸发式冷凝器能量调节分析和节能运行应用[J]. *制冷与空调*, 2010, 10(5): 63-67

- [63] 钟振兴, 朱冬生等. 板式蒸发式冷凝器传热性能试验研究[J]. 流体机械, 2011, 39(2):58-61
- [64] 李雪玲, 朱冬生. 非饱和蒸发式冷却器传热性能实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(4): 58-62
- [65] 涂爱民, 朱冬生, 蒋翔. 水平管蒸发式冷凝器性能研究[J]. 暖通空调, 2011, 41(5): 98-103
- [66] Webb Ralph L, Alejandro Viliacres. Performance Simulation of Evaporative Heat Exchangers (Cooling, Fluid Coolers and Condensers) [J]. Heat Transfer Engineering, 1985, 6(2):31-38
- [67] Wojciech Zalewski. Mathematical Model of Heat and Mass Transfer Processes in Evaporative Condensers [J]. Int.J.Refrig, 1995, 16(1):23-30
- [68] Zalewski W, Gryglaszewski P A, Liquid Gas Interface Area for Falling Film Flow on Horizontal Tubes [J], Inz Chem i Proccs, 1995, 1:29-43
- [69] Boris Ilalasz. A General Mathematical Model of Evaporative Cooling Devices [J]. Revue Generale de Thermique. 1998, 37(4):245-255
- [70] M'barek Feddaoui, El Mustapha Belahmidi, Ahmed Mir, Abdelaziz Bendou. Numerical study of the evaporative cooling of liquid film in laminar mixed convection tube flows. [J] Int. J. Therm. Sci., 2001, 40:1011-1020
- [71] Brin A A, Petrushik A I, Fisenko and S P. Mathematical modeling of evaporative cooling of water in a mechanical-draft tower [J]. Journal of Engineering Physics and Thermophysics, 2002, 75, 1333-1338
- [72] Kaiser A S, Lucas M, Viedma A, Zamora B. Numerical model of evaporative cooling processes in a new type of cooling tower [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2005, 8: 986-999
- [73] 唐洽华. 节水型蒸发式空冷器有关参数的优化研究[D]. 武汉:武汉理工大学, 2005
- [74] 唐作杰, 张旭. 大型工业用蒸发式冷却器的换热模型与仿真[J]. 制冷空调与电力设备, 2005, 26(1): 8-20
- [75] 郝亮, 阚杰, 袁秀玲. 蒸发式冷凝器稳态模型数值模拟[J]. 制冷空调, 2005, 5(4):31-34
- [76] 宋森臻. 空气与水逆流直接接触热质交换模型计算及与实验比较[J]. 化工学报, 2005, 56(6):999-51003
- [77] Ren Chengqin, Yang Hongxing. An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations [J].

- International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49: 617-627
- [78] 宋琰. 空气与水顺流直接接触热质交换过程模型计算及分析[J]. 农业工程学报, 2006, 22(1):6-10
- [79] 马哲树, 姚寿广, 明晓. 细微尺度传热学及其进展[J]. 自然杂志, 2003, 25(2):76-79
- [80] 郭慕孙, 李静海. 三传一反多尺度[J]. 自然科学进展, 2000, 10(12):1078-1082
- [81] 王补宣, 周乐平, 彭晓峰. 尺寸效应和表面对纳米颗粒比热容的影响[J]. 热科学与技术, 2004, 3(1):1-6
- [82] 过增元. 国际传热研究前沿—微细尺度传热学 [J]. 力学进展, 2000, 30(1):1078-1082
- [83] 胡英, 刘洪来, 叶汝强. 化学化工中结构的多层次和多尺度研究方法 [J]. 大学化学, 2001, 17(1):12-20
- [84] 李淑芬, 王补宣, 叶大均. 对我国“微细尺度传热学”发展战略的建议 [J]. 中国科学基金, 1996, 2:108-111
- [85] 孙宏伟. 化工过程的发展趋势—认识时空多尺度结构及其效应[J]. 化工进展, 2003, 22(3): 224-227
- [86] 刘涛, 纪军, 过增元等. 重大项目“航天技术和信息器件中的微细尺度传热”取得重要进展 [J]. 中国科学基金, 2004, 6:349-351
- [87] Abbassi A, Bahar L. Application of neural network for the modeling and control of evaporative condenser cooling load [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25: 3176-3186
- [88] Metin Ertun H, Murat Hoso. Comparative analysis of an evaporative condenser using artificial neural network and adaptive neuro-fuzzy inference system [J]. Refrigeration, 2008, 31:1426-1436
- [89] 蒋翔, 朱冬生等. 立式蒸发式冷凝器传热传质的 CFD 模拟 [J]. 高校化学工程学报, 2009, 23(4):566-571
- [90] 蒋斌. 地铁站全膜流板式蒸发冷却器传热传质机理研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2010
- [91] 杜小洋, 李延雷, 魏高升等. 用于汽轮机排汽冷却的蒸发式冷凝器模型及性能分析 [J]. 热科学与技术, 2010, 9 (3):200-205
- [92] 万方方. 蒸发式冷凝器数值模拟与优化[D]. 郑州大学, 2010
- [93] 邱庆刚, 陈金波. 水平管降膜蒸发器管外液膜的数值模拟[J]. 动力工程学报, 2011, 31(5):357-361
- [94] Xu Peng, Xu Tengfang, Shen Pengyuan. Advancing evaporative rooftop packaged air

- conditioning: A new design and performance model development [J]. Applied Thermal Engineering, 2012, 40:8-17
- [95] 刘宪英, 葛虹, 孙纪武等. 蒸发式冷凝器应用于房间空调器的试验研究 [J]. 暖通空调, 1997, 27(5): 31-34
- [96] 袁建新. 蒸发式冷凝器的应用分析[J]. 制冷, 2000, 19(2): 85-86
- [97] 黄翔, 武俊梅, 宣永梅. 两种填料直接蒸发冷却式空调机性能的实验研究[J]. 制冷学报, 2001, 3: 33-40
- [98] 谈向东, 向海容. 蒸发式冷凝器[J]. 制冷空调与电力机械, 2002, 88(23): 50-51
- [99] 何刚明, 吴少强等. 蒸发式制冷冷水机组[P]. 发明专利, 2003. 申请号: CN03247000.2
- [100] 王少为, 于立强. 蒸发式冷凝器应用于户式空调的实验研究[J]. 节能, 2003, 3: 9-12
- [101] 刘洪胜, 孟建军, 陈江平等. 家用中央空调机组用蒸发式冷凝器的开发[J]. 流体机械, 2004, 32(10): 53-56
- [102] 梁军, 杜珂, 李小朋等. 华亭嘉园蒸发式家用中央空调系统设计[J]. 暖通空调, 2005, 35(2): 50-55
- [103] 刘纪华, 任守宇, 马丽霞. 蒸发冷却式家用中央空调的应用[J]. 制冷与空调, 2006, 6: 93-94
- [104] 周景锋, 原郭丰, 张立希等. 几种热泵式海水淡化装置的性能比较研究[J]. 工业用水与废水, 2006, 37(2): 61-64
- [105] 朱冬生, 涂爱民, 蒋翔等. 蒸发式冷凝冷却设备的研究状况及其应用前景分析[J]. 化工进展, 2007, 26(10): 1404-1410
- [106] 黄翔. 国内外蒸发冷却空调技术研究进展(3) [J]. 暖通空调, 2007, 37(4): 24-29
- [107] 涂爱民, 朱冬生, 吴治将等. 蒸发式冷凝器空调系统的性能及应用[J]. 华南理工大学学报, 2007, 35(11): 66-71
- [108] 蒋翔, 朱冬生, 钟朝安. 气候条件对高效蒸发式冷凝机组性能的影响[J]. 制冷学报, 2008, 29(1): 33-38
- [109] 黄翔, 徐方成, 武俊梅. 蒸发冷却空调技术在节能减排中的重要作用[J]. 制冷与空调, 2008, 8(4): 17-20
- [110] 蒋翔, 朱冬生, 李志明等. 蒸发式冷凝空调的性能强化及应用研究[J]. 暖通空调, 2008, 38(5): 56-59
- [111] Nasr M M, Salah Hassan M. Experimental and theoretical investigation of an innovative

- evaporative condenser for residential refrigerator [J]. *Renewable Energy*, 2009, 34:2447-2454
- [112] 宋应乾, 龙惟定等. 低碳经济下的蒸发冷却节能空调技术[J]. *暖通空调*, 2010, 40(7):55-57
- [113] 郑文国. 深圳大运会运动员村综合楼空调系统设计[J]. *暖通空调*, 2010, 40(10):36-39
- [114] 周海东, 黄翔, 屈元. 蒸发冷却空调在通信机房(基站)中的应用探讨[J]. *洁净与空调技术*, 2011, 3:40-43
- [115] 许巍, 王怀良, 罗硕成. 蒸发式冷凝空调系统在地铁中的应用[J]. *暖通空调*, 2011, 41(6):43-46
- [116] 洪文鹏, 任静秋, 魏高升. 1000 MW 直接空冷机组汽泵冷凝器蒸发式凝汽器的研究[J]. *动力工程学报*, 2011, 31(4):290-293
- [117] 谢繁华, 蒋翔. 高效管蒸发式冷凝空调在公共建筑改造工程的应用与测试评价[J]. *机电工程技术*, 2011, 40(6):91-94
- [118] 王军, 王海霞, 陈雁. 大中型高、低温螺杆制冷蒸发式冷凝器冷凝系统的设计及研究[J]. *食品工业*, 2012, 2:130-133
- [119] 郭长青. 板壳式蒸发式凝汽器热质传递性能及机理研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2009
- [120] Yan W M, Tsay Y L, Lin T F. Combined heat and mass transfer in turbulent natural convection between vertical parallel plate [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1989, 32(8):1581-1584
- [121] Tsay Y L, Lin T F. Evaporation of a heated falling liquid film into a laminar gas stream [J]. *Experimental thermal and fluid science*, 1995, 11:61-71
- [122] Wojciech Zalewski, Piotr Antoni Gryglaszewski. Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers [J]. *Chemical Engineering and Processing*, 1997, 36: 271-280
- [123] 蒋常建, 徐斌, 杨强生. 横流式蒸发冷却器的热力分析[J]. *上海交通大学学报*, 1997, 31(7):1-4
- [124] He S, An P, Li J, Jackson J D. Combined heat and mass transfer in a uniformly heated vertical tube with water film cooling [J]. *Int. J. Heat fluid flow*, 1998, 19:401-417
- [125] Feddaoui M, Belahmidi E, Mir A, Bendou A. Numerical study of the evaporative cooling of liquid film in laminar mixed convection tube flows [J]. *Int. J. Therm. Sci.*

- 2001, 40:1011-1020
- [126] Feddaoui M, Mir A, Belahmidi E. Numerical simulation of mixed convection heat and mass transfer with liquid film cooling along an insulated vertical channel [J]. Heat and Mass transfer, 2003,39:445-453
- [127] Feddaoui M, Mir A, Belahmidi E. Cocurrent turbulent mixed convection heat and mass transfer in falling film of water inside a vertical heated tube [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2003,46:3497-3509
- [128] Feddaoui M, Meftaha H, Mir A. The numerical computation of the evaporative cooling of falling water film in turbulent mixed convection inside a vertical tube [J]. International Communications in Heat and Mass transfer, 2006, 33(7):917-927
- [129] 张静. 水力旋流器气液同流场的数值模拟[D].天津:天津大学,2010
- [130] 陶文铨. 数值传热学第二版[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001
- [131] Hirt C W, Nichols B D. Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries [J]. Journal of Computational Physics, 1981,39: 201-206
- [132] 刘孺勋, 王志峰. 《数值模拟方法和运动界面追踪》第一版[M]. 合肥:中国科学技术大学出版社,2001
- [133] Choudhury D. Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling. Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107, 1993
- [134] Fluent Modeling Guide. Fluent Inc. 1996
- [135] Brackbill J U, Kothe D B, Zemach C. A continuum method for modeling surface tension [J]. J. Comput. Phys., 1992, 100: 335-354.
- [136] 师晋生, 陈玉宙. 自由表面磨擦和蒸发对过冷下降液膜传热的影响[J]. 热能动力工程, 2001, 16(7):383-392
- [137] Woerlee G B, Berends J, Olujić Z, Graauw D. A comprehensive model for the pressure drop in vertical pipes and packed columns [J]. Chem. Eng. J., 2001, 84:367-379
- [138] Hewitt G F, Whalley P B. The Correlation of Liquid Entrained Fraction and Entrainment Rate in Annular Two-Phase Flow. CTKAEA Report AERE-9187,1978
- [139] 王绍亭, 陈涛. 《动量、热量与质量传递》第一版[M]. 天津:天津科学技术出版社,1986
- [140] Kader B. Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1993, 24(9): 1541-1544
- [141] Nusselt. W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes [J]. Zeitschr. Ver. Deuth. Ing., 1916, 60: 541-569
- [142] 余黎明. 气液传质过程的 Marangoni 效应研究[D].天津:天津大学研究院, 2005:47-49

- [143] 叶学民. 壁面湍流流的热质传递和稳定性研究[D]. 河北:华北电力大学, 2002
- [144] 张景上. 板管蒸发式冷凝器流体流动及传热特性研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2008
- [145] 吴治将. 竖管内非饱和蒸发多相流传热传质强化机理研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2008
- [146] 吴业正. 制冷原理及设备[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2000: 67-70
- [147] 缪道平, 吴业正. 制冷压缩机[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001:87-102
- [148] 董天禄. 离心式/螺杆式制冷机组及应用. 北京: 机械工业出版社, 2002: 15-207
- [149] 张正国. 非共沸混合工质 R11/R13 在水平管束上的冷凝传热及强化研究[D]. 华南理工大学, 1996
- [150] 顾健德, 田安民, 郝国森. O_2 -水溶液的分子动力学模拟[J]. 科学通报, 1995, 40(13): 1200-1203
- [151] 曹德胜, 史琳. 制冷剂使用手册[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2003: 12-15, 57-60
- [152] 蒋能熙. 空调用热泵技术及应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997:25-30
- [153] 张子嵩. 热工测量与自动控制[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1996:11
- [154] 郎四维, 林海燕等. 公共建筑节能设计标准[GB50289-2005][S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005:15
- [155] Dhar M, Soedel W. Transient analysis of a vapor compression refrigeration system, In: Pro XV IIR Cong, Venice, Italy, 1979
- [156] Chi J, Didion D. A simulation of the transient performance of a heat pump [J]. Int J Refrigeration, 1982, 5(3):176-184.
- [157] 张世钢. 燃气机热泵仿真与优化匹配研究[D]. 天津大学, 2002
- [158] 丁国良, 张春路. 基于模型的制冷装置智能仿真[J]. 制冷技术, 2001, 4: 18-21.
- [159] 伏龙, 丁国良. 蒸汽压缩式制冷装置仿真的基本理论和热点问题[J]. 低温与超导, 2002, 30(4):59-63.
- [160] 唐伟杰, 张旭. 蒸发式冷凝器的换热模型与解析解[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2005, 33(7):942-946.
- [161] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置智能仿真[M]. 北京: 科学出版社, 2002: 11-13
- [162] 熊则男. 回转式压缩机与泵[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995:100-200
- [163] Dabiri A. Compressor simulation methods with correlation for the level of suction gas superheat [J]. ASHRAE, Trans, 1981, 87(2): 1201-1215

- [164] Wang H, Touber S. Distributed and non-steady-state modeling of an air cooler [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1991, 14(2):98-111
- [165] Diaz G, Sen M, Yang K T, et al. Simulation of heat exchanger performance by artificial neural networks [J]. *International Journal of HVAC&R Research*, 1999, 5(3):195-208
- [166] 刘浩, 张春路, 丁国良. 结合人工神经网络的冷凝器稳态分布参数模型[J]. *上海交通大学学报*, 2002, 34(9):1187-1190
- [167] Liang S Y, Wong T N, Nathan K. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(8):823-833
- [168] 曾艳等. 气液两相流在制冷机械中的应用[J]. *制冷与空调*, 2001, 1(6):45-49
- [169] 葛云亭. 蒸发器动态参数数学模型的建立与理论计算[J]. *制冷学报*, 1995, 1: 9-17
- [170] 王子介. 换热器的微元模拟法及求解[J]. *制冷学报*, 2000, 1:33-37
- [171] 邹同华. 板式换热器设计选型及使用中应注意的问题[J]. *制冷与空调*, 2001, 1:40-44
- [172] 齐铭. 制冷附件[M]. 北京: 航空工业出版社, 1992:248-250
- [173] 杨世铭, 陶文铨著. 传热学(第三版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998:12
- [174] Parker Robert O, Treybal Robert B. The Heat, Mass Transfer Characteristics of Evaporative coolers [J]. *Heat Transfer-Buffalo*, 1961, 32(57):138-149.
- [175] Mizushima T, Ito R, Miyashita H. Characteristics and methods of thermal design of evaporative coolers [J]. *Int. Chem. Eng.*, 1991, 8 (3):532-538.
- [176] 张祉祐. 制冷原理与设备[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987:96
- [177] 彦启森. 制冷技术及其应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006: 123
- [178] Chun K R, Seban R A. Experiment research on film evaporation [J]. *J Heat Transfer*, 1971, 94:391
- [179] 朱冬生, 蒋翔. 蒸发式冷凝器的研究与应用[J]. *化学工程*, 2002, 30:129-134
- [180] 朱冬生, 沈家龙, 蒋翔等. 湿空气对蒸发式冷凝器性能的影响[J]. *制冷技术*, 2006, 2:19-22.
- [181] 蒋翔, 朱冬生, 唐广栋等. 来流速度分布对蒸发式冷凝器性能的影响[J]. *华南理工大学学报*, 2006, 34(8):55-60
- [182] 朱冬生, 沈家龙, 蒋翔等. 水分布对蒸发式冷凝器传热传质的影响[J]. *工程热物理学报*, 2007, 28(1):83-85
- [183] 朱冬生, 沈家龙, 蒋翔等. 蒸发式冷凝器管外水膜传热性能实验研究[J]. *高校化*

学工程学报, 2007,21(1):31-36

[184] 朱冬生, 黎小华, 涂爱民等. 蒸发式冷凝空调系统运行中能效的实验研究[J]. 中国住宅设施, 2007, 11:60-63

[185] 徐谔, 徐立, 吴明旺等. Visual Basic 应用开发案例教程[M]. 北京:清华大学出版社, 2005.4

[186] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册(上册)(第二版)[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2008.5:1097,1190,1181

[187] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册(下册)(第二版)[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2008.5:1989

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

攻读博士学位期间取得的研究成果

一、已发表(包括已接受待发表)的论文, 以及已投稿、或已成文打算投稿、或拟成文投稿的论文情况(只填写与学位论文内容相关的部分):

| 序号 | 作者(全体作者, 按顺序排列) | 题目 | 发表或投稿刊物名称、级别 | 发表的卷期, 年月, 页码 | 相当于学位论文的哪一部分(章、节) | 被录用情况 |
|----|--|--|---|---------------------|-------------------|-------|
| 1 | YIN Ying-de, ZHOU Dong-sheng, DU Gui-mei, LI Yuan-xi, SUN He-jing, LIU Qing-ming | Evaporative Condensers in Comfortable Air Conditioning System | Journal of Human University (Natural Sciences), (EI 期刊) | 2009,36(5): 426-440 | 第一章 第一节 | 可光盘 |
| 2 | Yingde Yin, Dongsheng Zhu, Guimei Du, Yuanxi Li, Qingming Liu and Hejing Sun | DESIGN OF A NEW TUBE ON SHEET EVAPORATIVE CONDENSING SCREW TYPED CHILLER | The Fifth International Workshop on Energy and Environment of Residential Buildings and The Third International Conference on Built Environment and Public Health (IEE13-IEEPII 2009) | 2009.5 | 第三章 第二、五节 | ISI P |
| 3 | 尹应德, 朱东生, 杜南, 都桂梅 | 集中空调冷水机组配置及水系统能耗分析 | 暖通空调, (中文核心) | 2009,39(12):94-97 | 第一章 第一节 第六章 第三节 | |
| 4 | YIN Yingde, ZHU Dongsheng | The investigation of heat transfer enhancement method of the evaporative condenser | The Eleventh UK National Heat Transfer Conference | 2009.9 | 第五章 第五节 | |

| | | | | | | |
|---|---|---|--|----------------------|--------------------------|---------|
| 5 | Yin, Y.D.; Zhu, D.S.; Liu, Q.M.; Wu, G.L.; Chen, G.Y. | Thermodynamic analysis and program design of tube evaporative condenser | 2010 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, APPEEC 2010 - Proceedings | 2010,3 | 第四章 第二节 | 田光 高 |
| 6 | 朱冬生, 尹应德, 蒋翔, 吴高烈, 陈广宇 | 蒸发式冷凝制冷系统性能实验研究 | 太阳能学报, (01 期刊) | 2011,32(8):1163-1168 | 第三章 第二节 第五章 第一节 | 朱冬 生 |

注：在“发表的卷期、年月、页码”栏：

- 1 如果论文已发表，请填写发表的卷期、年月、页码；
 - 2 如果论文已被接受，填写将要发表的卷期、年月；
 - 3 以上都不是，请如实填写“已投稿”，“拟投稿”。
- 不够请另加页。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

致 谢

本论文的研究工作是在导师朱冬生教授的悉心指导下完成的，从课题的选题、实验的测试、软件的编写、示范工程的实施以及最后论文的撰写和修改，都凝聚着导师的辛勤栽培和心血。朱老师视野开阔、学识渊博、学术造诣前沿而精髓，严谨、创新、求实的治学态度和积极进取的人生态度让我终生不忘，是我人生道路上的楷模。朱老师向我开启了一扇通向智慧和成功的大门，教会了我许多学习的方法，给予了我很多的教导和启迪，让我终生受益，终生铭记。五年来，朱老师及师母高群玉教授对我的学习、生活和工作都给予了无微不至的关怀和照顾。在此，谨向他们致以深切的谢意和致敬。

在五年的博士生活中，得到了华南理工大学化学与化工学院和传热强化与过程节能教育部重点实验室的各位领导、老师给予本人学习和工作上物很多关怀和帮助，在此表示感谢！

本论文同时也得到蒋翔老师的悉心具体指导和大力支持。蒋老师对本文的具体构架、章节的合理安排、实验和模拟研究等方面都进行详细的指导和耐心的审查和修改。在本课题的研究及论文的撰写过程中，郭化吉博士、吴治将博士对本文的数值模拟部分给予了耐心的指导和大力支持；匡志江硕士生对造型软件的编制以及实验测试、数据等整理给予了积极配合；佛山市顺德区高美空调设备有限公司对示范工程热回收型蒸发式冷凝制冷机组的研制和生产给予了鼎力帮助和支持；为本文的顺利完成创下了良好的条件。在此，向他们的辛苦工作致以真挚的感谢。

本人一直得到课题组全体成员的大力支持和帮助，感谢汪南老师、陶军威老师、黄金老师、高凌鹏工程师、徐琼辉博士后、漆小玲博士后、陈宏博士、彭德其博士、龙建佑博士、涂爱民博士、李新芳博士、曾力丁博士、李元希博士、高进伟博士、王长宏博士、吴淑英博士、沈海波博士生、唐新宜博士生、叶为标博士生、周泽广博士生、周吉成博士生、赵强硕士、雷俊禧硕士、李蒙蒙硕士、胡韩荣硕士、杨硕硕士、杨蕾硕士、刘飞龙硕士、孙荷静硕士、刘清明硕士、杨帝硕士、赵建云硕士、朱小明硕士、钟振兴硕士、蓝少健硕士生、郭新超硕士生、张鸿声硕士生、徐婷硕士生、王延香硕士生、毛玮硕士生等师兄、师姐、师弟和师妹们。感谢文敏老师对课题的资料整理和搜集做了不少帮助工作。

致谢

感谢父母对我的养育和教导之恩，以及对我学习和生活的默默支持。同时，也深深感谢我的妻子都桂梅女士，在这五年来博士求学期间，她对清贫而繁重的生活无怨无悔，并在精神上和生活上默默地支持我，鼓励我。感谢家人和亲友对我的亲切关怀和热情鼓励。也将本文献给我可爱的女儿，希望她健康快乐地成长！

最后，再次衷心感谢所有给予过我帮助与关心的人们，祝愿他们永远工作顺利、生活美满、身体健康！

尹应德

2012年5月

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

IV - 2 答辩委员会对论文的评定意见

蒸发式冷凝制冷技术是一种高效节能、节水的节能技术，是有效提供能源的利用率和保护环境的重要途径之一。论文对当前建筑空调能耗存在的问题，提出将蒸发式冷凝制冷系统应用于建筑空调中，并对影响蒸发式冷凝制冷系统性能的各主要因素进行深入研究和优化分析，有一定的前沿性，选题具有重要的理论意义和实用价值。

论文采用理论分析、数值模拟、实验测试及应用研究相结合的方法，模拟了蒸发式冷凝传热传质的特性，建立蒸发式冷凝制冷系统的模型；利用实验平台，验证了模型的正确性，并结合模拟和实验的手段，对蒸发式冷凝制冷系统的性能优化进行研究；开发出蒸发式冷凝制冷机组的初步选型软件，并将蒸发式冷凝制冷系统应用具体的节能示范工程中，用实践的方法验证其节能、节水特性。

论文撰写规范，文献资料收集丰富，结构组织合理，思路清晰，文字简洁，数据可靠，表明论文作者较扎实的理论基础和专业知识，具备独立从事科研工作的能力。答辩过程陈述清晰，能较好地回答所提出的问题。

论文已达到博士学位论文水平，经答辩委员会讨论和无记名投票，一致通过论文答辩，建议授予工学博士学位。

论文答辩日期：2012年6月7日

答辩委员会委员共5人，到会委员5人

表决票数：优秀(1)票；良好(4)票；及格()票；不及格()票

表决结果(打“√”)：优秀()；良好(√)；及格()；不及格()

决议：同意授予博士学位(√) 不同意授予博士学位()

| | |
|-----------|--|
| 答辩委员会成员签名 | <p>孙理 (主席)</p> <p>赵峰</p> <p>李林</p> <p>张华</p> <p>陈明</p> |
|-----------|--|