

CO₂跨临界循环系统及换热理论分析与实验 研究

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH ON CO₂ TRANSCRITICAL SYSTEM AND HEAT TRANSFER

一级学科：动力工程及工程热物理

学科专业：工程热物理

作者姓名：杨俊兰

指导教师：马一太 教授

天津大学机械工程学院

二零零五年六月

独创性声明

本人声明所提交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 天津大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

学位论文作者签名：

签字日期： 年 月 日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

(保密的学位论文在解密后适用本授权说明)

学位论文作者签名：

导师签名：

签字日期： 年 月 日

签字日期： 年 月 日

中文摘要

自然工质CO₂循环具有非常好的应用前景，提高CO₂跨临界制冷循环系统的效率，是加快其向实用化迈进需要解决的关键问题。本文通过理论分析，计算机模拟和实验研究相结合，重点对CO₂跨临界水-水热泵系统性能提高的潜力和措施开展了研究。

论文通过对七种不同的CO₂跨临界循环方式进行热力学分析，得出了CO₂跨临界单级膨胀机循环的最佳高压压力计算关联式。通过性能比较，提出了一种结构配置优化的循环方式，它不仅可以简化气体冷却器的设计，而且能够很方便地组织冷却介质的流程，对其进行了性能计算和对比；同时拟合出了此配置方式高压侧压力和中间压力与膨胀机效率之间的函数关系式，可为该系统的设计和运行提供理论依据。

论文在三维图上对近临界区CO₂的物性进行了深入的理论分析，得到了准临界温度的计算关联式，给出了准临界区定义。通过物性分析和定量比较对超临界CO₂冷却过程的换热性能与常规工质的凝结换热进行了对比。同时分析了不凝性气体NC-1对超临界CO₂物性及换热性能的影响。比较了亚临界区CO₂与常规工质的物性，研究了CO₂两相流动特点和沸腾换热机理，提出了CO₂蒸发器换热面的设想。这些都有助于了解CO₂流体的流动及传热特性，可为设计高效的CO₂换热器提供必要的理论基础。

论文通过实验研究对CO₂换热器进行了性能分析，并建立了CO₂换热器模型。开发了CO₂跨临界节流阀和膨胀机系统的数学模型，利用验证后的模型对两系统进行了模拟和比较，使用膨胀机代替节流阀后可较大提高系统的性能。研究了外部条件对膨胀机系统的性能影响，可为系统的运行和控制调节提供指导。提出了系统的优化目标函数，并以此对CO₂换热器进行了结构参数优化计算。无论是基于系统还是CO₂换热器本身的优化计算都表明，CO₂跨临界循环系统适合选择小管径和长管长，而优化后新系统的模拟计算结果表明其性能系数平均提高了15%，制冷量平均提高了18%。

根据系统的优化计算结果，以及原CO₂水-水热泵系统存在的一些问题，对新系统的换热器等有关部件进行了设计、加工制造，以求达到结构合理，高效运行的目的。建立了新的CO₂跨临界水-水热泵实验系统，实验研究结果表明，新系统的COP平均提高了30%左右，制冷量平均提高了30%左右，达到了优化的目的，也验证了优化计算结果的正确性。

关键词：CO₂跨临界循环 准临界区 模拟和优化 气体冷却器

ABSTRACT

The natural refrigerant CO₂ cycle possesses promising application prospect. The key problem is to improve the performance of CO₂ transcritical cycle system and to put it into practice quickly. This study principally investigates the potentials and measures to increase the efficiency of the CO₂ transcritical water-to-water heat pump system by combining theoretical analysis, computation simulation and experimental study.

Seven different kinds of CO₂ transcritical cycles are analyzed and compared by thermodynamics in this dissertation. Based on the cycle simulations, correlations of the optimal heat rejection pressures for single-stage CO₂ transcritical expander cycle are obtained for specific conditions. A type of cycle for configuration optimization is brought forward and made performance computation and comparison, which is not only can simplify the gas cooler design but also can organize the cooling medium conveniently. At the same time, the correlations for the high pressure and the medium pressure of this cycle versus the expander efficiency are regressed, respectively, which can provide theoretical basis for the system design and operation.

The thermo-physical properties of carbon dioxide near the critical region are theoretically analyzed thoroughly in the three dimensional graphs in this dissertation. The correlations of the pseudocritical temperature are obtained and the pseudocritical region is defined, respectively. The heat transfer performance of supercritical CO₂ during cooling process is compared with the condensation heat transfer of the conventional refrigerant by thermo-physical properties analysis and quantity comparison. At the same time, the effect of non-condensable gas NC-1 on the properties of supercritical CO₂ and its heat transfer performance is analyzed. The thermo-physical properties of carbon dioxide in the subcritical region are also analyzed and compared with those of the conventional refrigerants. The characteristics of two-phase flow for CO₂ and its boiling heat transfer mechanism are investigated. The idea for CO₂ evaporator heat transfer surface is presented. All the above studies can help to understand the flow and heat transfer characteristics of CO₂ fluid and provide indispensable theoretical basis for designing high efficiency heat exchangers

Performance analysis for CO₂ heat exchangers is performed by experimental study, and the computation models are created in this dissertation. The mathematical models for CO₂ transcritical throttling valve and expander systems are developed and verified, respectively, which are utilized to do simulation and comparison for the two systems. The comparison results show that using expander instead of throttling valve can improve the system performance greatly. The influence of the external conditions on the expander system performance is studied, which can provide instruction for the system operation and control. The majorized object function is brought forward to analyze the structure sensitivity for the CO₂ heat exchangers. Both the majorizing computation results based on the system as well as the CO₂ heat exchangers themselves show that the small diameter tube and long tube length should be selected in the CO₂ transcritical cycle. And the simulation results of the new majorized system indicate that the COP and the cooling capacity are increased on average 15% and 18%, respectively.

Based on the majorization computation results and some existing problems in the primary system, the new heat exchangers and some related components are designed and manufactured in order to achieve rational structure and high efficiency operation, and then the new CO₂ transcritical water-to-water heat pump system is set up. The experimental results show that the coefficient of performance and the cooling capacity of the new system are increased on average 30% or so, and the majorization object is achieved, which also verify the validity of the majorization computation results.

Keywords: transcritical carbon dioxide cycle pseudocritical region
simulation and optimization gas cooler

目 录

中文摘要	1
英文摘要	V
第一章 绪论	1
1.1 课题研究背景	1
1.2 CO ₂ 自然工质的再启用	6
1.3 CO ₂ 跨临界循环系统中的换热研究	8
1.4 制冷系统仿真及优化研究	15
1.5 本课题研究的内容和意义	18
1.6 本章小结	20
第二章 CO ₂ 跨临界循环优化配置的热力学分析	21
2.1 几种CO ₂ 跨临界制冷循环方式	21
2.2 理论计算模型	24
2.3 结果与分析	29
2.4 本章小结	34
第三章 超临界CO ₂ 流体的性质及换热机理研究	36
3.1 超临界CO ₂ 流体的性质	36
3.2 CO ₂ 临界点的偏离分析	43
3.3 超临界CO ₂ 流体的换热研究	47
3.4 本章小结	59
第四章 CO ₂ 流动沸腾换热理论研究	60
4.1 超临界CO ₂ 流体的性质	60
4.2 CO ₂ 单相流动特点	62
4.3 CO ₂ 流动沸腾传热特点	66
4.4 CO ₂ 成核理论分析	74
4.5 CO ₂ 蒸发器换热表面的设计	79
4.6 本章小结	80
第五章 CO ₂ 换热器的模型建立与计算	81

5.1	CO ₂ 气体冷却器的性能分析	81
5.2	CO ₂ 气体冷却器模型建立与计算	86
5.3	CO ₂ 蒸发器的性能分析	94
5.4	CO ₂ 蒸发器模型建立与计算	97
5.5	CO ₂ 新型换热器的设计思想	102
5.6	本章小结	103
第六章	CO₂跨临界水-水热泵系统模拟与优化	105
6.1	系统模型建立	106
6.2	模型验证与系统模拟	108
6.3	系统优化计算	118
6.4	本章小结	122
第七章	新CO₂水-水热泵实验台的建立及实验研究	124
7.1	新CO ₂ 跨临界水-水热泵实验台的建立	124
7.2	实验研究内容与方法	129
7.3	实验结果与分析	130
7.4	本章小结	140
第八章	结论、创新点及今后的研究方向	141
8.1	主要结论	141
8.2	论文的创新之处	142
8.3	今后的研究方向	143
参考文献		144

攻读博士期间发表的学术论文

攻读博士期间申报的专利

攻读博士期间参加的科研项目

致谢

第一章 绪论

1.1 课题研究背景

世界能源和环境问题已成为制约人类社会可持续发展的关键问题。能源生产与消费过程中导致的环境与生态的破坏,造成了无法估量的社会灾难。人类正面临着日益严峻的区域性环境危机和全球气候变化的威胁。酸雨、温室效应、热带雨林消失、臭氧层日渐稀薄且空洞扩大、多处海洋受到严重污染等生态环境问题已经成为全球关注的焦点。

1.1.1 可持续发展与环境保护

自 20 世纪中叶以来,资源、环境、人口等社会、经济和政治问题日益尖锐和全球化,所谓“人类困境”问题吸引了越来越多的研究者。其中最引人注目的是罗马俱乐部 1972 年的研究成果,即题为《增长的极限》的研究报告。他们选择了 5 个对人类命运具有决定意义的参数:人口、工业发展、粮食、不可再生的自然资源和污染。这项耗资 25 万美元的研究最后得出地球的资源是有限的,人类必须自觉的抑制增长,否则随之而来的将是人类社会的崩溃这一结论。这篇报告发表后,立刻引起了爆炸性的反响。这一理论又被称为“零增长”理论^[1]。

1980 年联合国向全世界发出呼吁,必须研究自然、社会、生态、经济及利用自然资源过程中的基本关系,确保全球社会的持续发展。1981 年美国世界观察研究所所长 Brown 提出《建设一个可持续发展的社会》^[2]。随后在 1983 年成立了世界环境与发展委员会(WCED)。委员会成员受托于联合国第 38 届大会,以“可持续发展”为基本纲领,在《我们共同的未来》^[3]中提出了一系列政策目标和行动建议,给可持续发展定义为:“既满足当代人的需要,又对后代人满足其需要的能力不构成危害的发展。”换句话说,就是指经济、社会、资源和环境保护协调发展。《只有一个地球》^[4]是受联合国人类环境会议秘书长委托,为大会提供的一份非正式报告。它不仅论及了最明显的污染问题,而且还将污染问题与人口问题、资源问题、工艺技术影响、发展不平衡及世界范围的城市化困境等联系起来探讨。1992 年联合国环境与发展大会(UNCED)通过了《21 世纪议程》^[5]报告,凝聚了对可持续发展理论深刻认识的结晶,最终促进了 1997 年《京都议定书》的签定^[6]。

实际上,人口剧增、对资源的过度开发、对环境的任意排放、技术至上等

于明智发展，正是影响可持续发展的主要因素。靠消耗资源和环境，追求经济增长和消费的傳統模式是行不通的。可持续发展观点的核心思想是人与自然的谐和发展，这一概念提出后，在世界范围内逐渐得到广泛认同，反映了人类对今后选择的发展道路和发展目标的憧憬和向往。历经经济学家、政治家、哲学家、环境学家、生态学家甚至文学家作了种种的探求和分析解释，但人类实现真正的“可持续发展”，可能和实现“持久和平”一样任重而道远^[6]。

可持续发展对中国同样具有重大意义。中国政府于1994年3月通过了《中国21世纪议程》，其战略目标确定为“建立可持续发展的经济体系、社会体系和保持与之相适应的可持续利用资源和环境基础”。在《中国21世纪议程》中对如何实现可持续发展进行了简述，主要是在保持经济快速增长的同时，依靠科技进步和提高劳动者素质，不断改善发展质量，提倡适度消费和清洁生产，控制环境污染，改善生态环境，保持可持续发展的资源基础，建立“低消耗、高收益、低污染、高效益”的良性循环发展模式。

1.1.1.1 可持续发展的热力学分析^[6]

随着非平衡态热力学的诞生，有些学者用熵概念建立了一种节能的新世界观。罗马俱乐部《增长的极限》观点也是基于克劳修斯的热寂说论点。非平衡态热力学从复杂开放系统出发，对系统的熵变化规律描述如下：

$$dS = dS_i + dS_e \quad (1-1)$$

即开放系统的熵变由两部分组成，其中 dS_i 为系统内部的不可逆熵产，总大于零； dS_e 为系统与外界环境之间的熵流，可正可负。当 $|dS_e| = |dS_i|$ ，且 dS_e 为负时， $dS=0$ ，系统保持不变；当 $|dS_e| < |dS_i|$ ，虽然 dS_e 仍为负，但 $dS > 0$ ，系统将退化；当 $|dS_e| > |dS_i|$ ，且 dS_e 为负时， $dS < 0$ ，系统得以进化。可以得出：一个复杂系统总的发展趋势基本可为三种形式：一是系统处于稳定结构；二是系统发生震荡或崩溃；三是系统从一种稳态结构向另一种稳态结构演化。

发展是人为改变环境的过程，目的是使环境能更有效的满足人类的需求，发展是必须的。社会向高度有序化方向的发展的确是一种“熵减”现象，但代价却是环境的熵增，也就是人们常说的环境污染。社会进步的熵减与环境的熵增，在人们的心理上找到了平衡，但二者绝不能相互抵消。

用耗散结构的观点，人类社会的可持续发展有三个重要环节。(1)导入：耗散结构需要有持续的低熵物质流和能量流不断补充，以维持本身的运行和发展，称广义的输入 $\{Q_1\}$ ；(2)代谢：要能积极消费低熵资源，将其中一部分转变为广义的功 $\{W\}$ ，推动本身的进步和发展；(3)废弃：作为代谢的结果，所产

生的高熵废料，若不及时排出，将直接威胁耗散结构的存在，要排出熵就要排出高熵的物质流和能量流，称广义的排放 $\{Q_2\}$ 。

在开口系统的外部，是各种参数相对稳定的生存环境。人类社会的可持续发展，主要应保证上述三个环节的可持续性和环境的稳定性。

1.1.1.2 回归自然，保护环境

人类及其共生的生态圈，是亿万年来地球生态自然演化的结果。这个演化按热力学观点是“准静态”过程。即环境不是一成不变的，但变化的速率极其缓慢，人类的环境在长期天体的、地质的演变过程中有相对的稳定性。环境的变化是以地质年代为参考时间坐标的，各参量平均值的变化可以说是准静态的。地球历史上也有过环境的突然变化包括灾难性的变化，可能导致大面积的生物灭绝。年平均温度在历史上有较大变化，出现多次的冰河期。最近的冰河期距今有 18000-14000 年，气温比现在低 20℃。在距今 6000-9000 年前是温暖期，气温较现在高 7℃。大量冰层的融化使海平面上升 100 米。历史上也有小冰河期和小温暖期。

任何生物都有对环境的适应能力，环境变化是生物进化的推动力。生物进化也包括人类的进化是非常缓慢的，如果环境的变化超过了生物进化可能的速率，生物非但不能进化，反而会走向灭绝之路。

地球近一万年来的环境，特别是工业革命以前近万年来的环境参数，是我们及一切生物所适应的环境。这个环境包括大气圈如大气的平均温度、大气压力、大气中各组分含量等；水圈如地表水温度和杂质含量、海水的温度和杂质含量等；地圈如土壤中各种微量元素的含量等等。人类今天的社会发展，不可避免地会对局部区域甚至全球的环境参数产生影响，但应控制在较小的范围内，并能使之可自行恢复。这种自然环境恢复的担念，可称为“回归自然”。

地球环境系统是一个复杂的自组织开放系统，是人类赖以生存和发展的基础。所以人类的发展要以保护维系稳定的地球环境系统为前提。

1.1.2 制冷剂替代的紧迫性

实际上，大气参数中最薄弱者是含量很少但对生态影响很大的组分，如臭氧和温室气体 CO_2 。而常规制冷剂对环境的影响主要表现在对臭氧层破坏和产生温室效应。二者的加重都将对人类居住的环境造成巨大的威胁。

1.1.2.1 保护臭氧层

1973 年，美国化学家马只奥·莫利纳首次警告说，地球的臭氧层已受到损害，但当时并没有引起关注。1985 年，英国南极观测站的科学家法曼等人发

现,从1977-1984年,南极赫利湾上空春季时的大气臭氧含量大约减少了40%以上。图1-1是科学家每年10月份测量到的南极赫利湾上空臭氧的含量^[7]。可以看到,大约在1975年以后,臭氧含量下降较快,逐渐形成了臭氧层空洞。图1-2是1998年10月拍摄的世界最大的臭氧层空洞。到1998年底,这一空洞的面积已达2720万平方公里^[8]。

臭氧层被称为地球生物的守护神。大气中臭氧的减少,将会对人体健康及自然环境带来严重危害。科学家已达成一致结论,认为臭氧的损耗是由消耗臭氧层的化学物(ODS)所造成,而这其中就包括常规制冷剂CFCs与HCFCs。臭氧层的破坏引起了世界各国的关注。1985年,28个国家在奥地利首都维也纳通过了《保护臭氧层维也纳公约》。1987年9月16日,46个国家在加拿大的蒙特利尔会议上,通过了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》,并于1989年1月1日起生效。到2004年,该《议定书》已经召开了十多次缔约国大会,1995年1月23日联合国大会决定,每年的9月16日为国际保护臭氧层日,旨在唤起人们保护臭氧层的意识,并采取具体行动以保护地球环境和人类健康。

中国政府已于1989年加入《保护臭氧层维也纳公约》;1991年正式宣布加入《蒙特利尔议定书》伦敦修正案,1992年8月10日该修正案对我国生效。2003年4月,中国政府正式签署《蒙特利尔议定书》哥本哈根修正案。我国在各方面积极参与保护臭氧层国际合作,组建了国家保护臭氧层领导小组,制定了一系列政策法规以限制ODS的生产和消费。

1.1.2.2 减少温室气体排放

温室效应是地球大气层的一种物理特性,但是由于人类活动释放出大量的温室气体,加强了“温室效应”的作用,其直接影响就是地球表面温度上升。政府间气候变化小组(IPCC)的研究表明,从1861年开始,地球气候的变化趋

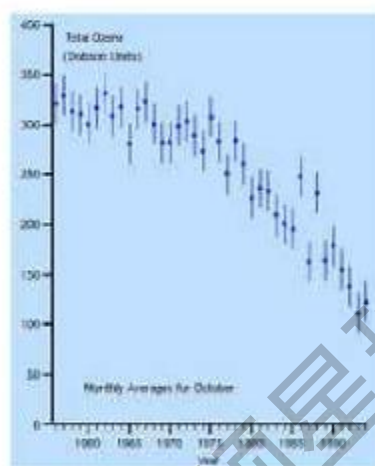


图 1-1 南极上空臭氧含量变化

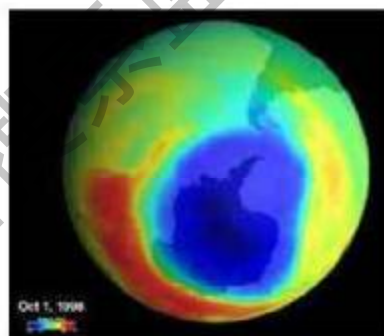


图 1-2 1998 年拍摄的最大臭氧层空洞

势是变暖,如图 1-3 所示。从那时起,地球表面的平均温度大约升高了 0.6°C 。全球气候变暖的其它体现就是海平面上升,20 世纪全球海平面平均上升了 $0.1\sim 0.2\text{m}^{[9]}$ 。

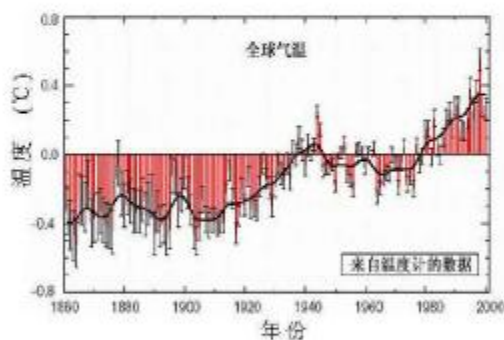


图 1-3 全球气温上升变化趋势

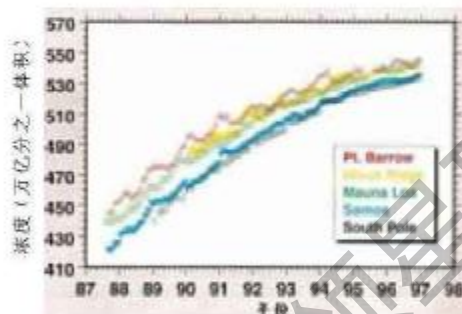


图 1-4 大气层中 R12 的浓度变化

大气中的二氧化碳是温室气体的主要组成部分,自 1750 年以来,大气中的二氧化碳浓度增加了大约 31%。常规制冷剂 CFCs、HCFCs 以及 HFCs 虽然在大气中的含量相对较少,但其 GWP 值却比二氧化碳高数千倍。自 20 世纪 80 年代至 90 年代,大气中 R12 的浓度含量增加非常迅速,如图 1-4 所示^[10]。

温室效应成为制约可持续发展的一个关键问题,它所造成的危害是无法估量的。为了 21 世纪的地球免受气候变暖的威胁,1997 年 12 月,149 个国家和地区的代表在日本东京召开《联合国气候变化框架公约》缔约方第三次会议,会议通过了旨在限制发达国家温室气体排放量以抑制全球变暖的《京都议定书》。由于俄罗斯的批准,《京都议定书》已于 2005 年 2 月 16 日生效。作为发展中国家的中国在《京都议定书》中不承担减排义务。但是随着“后京都时代”的临近,中国将再一次不可避免地参与到这场事关中国发展的全球利益博弈之中。可以预料,在今后的谈判中,发达国家将会对发展中国家提出相应的义务要求,而中国必然成为其关照的重点。这是由于其温室气体排放量随着经济的加速发展而急剧升高,我国在 2000 年能源消耗的二氧化碳排放中以 13% 位居第二,仅次于美国(24%)之后^[11]。无论从制冷剂替代还是从能源结构调整方面,中国需要的发展当然是可持续的,兼顾人类全体利益的发展,而非以摧毁环境为代价的发展。

环境保护是实现可持续发展的前提;也只有实现了可持续发展,生态环境才能真正得到有效保护。无论是从全球范围,还是从我国的实际情况来看,人类文明都发展到了这样一个阶段,即保护生态环境,确保人与自然的和谐,是经济能够得到进一步发展的前提,也是人类文明得以延续的保证。从可持续发展的观点来看,对于制冷剂的替代研究,也应该采用自然工质。

1.2 CO₂自然工质的再启用

随着CFCs、HCFCs禁用的提出，人们对制冷剂替代的研究方兴未艾。目前世界各国主要提出了用包括R134a在内的若干HFC及其混合物来替代R12，R502和R22等，并且已开始商业化生产。但人们已发现这些新工质并没有达到“长期”替代物的要求，大部分HFC都有较高的温室效应和某些缺陷，因此也被归入受控物质之列^[12]。随着世界范围制冷空调技术的应用和发展，对各种制冷工质的需求呈逐年上升，这其中绝大部分将扩散到大气中去。这些物质的寿命或长或短，都会增加温室效应，或分解产生其它的作用。人类大规模生产地球上本来不存在的气态物质，最终要破坏地球的生态平衡^[13]。

如果从考虑环境的长期安全性出发，应尽量避免使用那些最终排放到生物圈中并影响生态平衡的非自然工质，重新启用自然工质是一种非常安全的选项。从工质利用的历史来看，人类最初使用的是自然工质，如CO₂，NH₃，SO₂等。随着科技的进步，人们制造出了稳定、无毒、不燃以及高效的CFCs、HCFCs等合成制冷剂，提高了制冷系统的性能，但却造成了人们不可预测的环境问题：臭氧层破坏和温室效应。于是人们又把目光重新放到自然工质上来，这也正符合了哲学思想上的否定之否定规律。实际上也只有使用自然工质才是解决环境问题的最终方案。

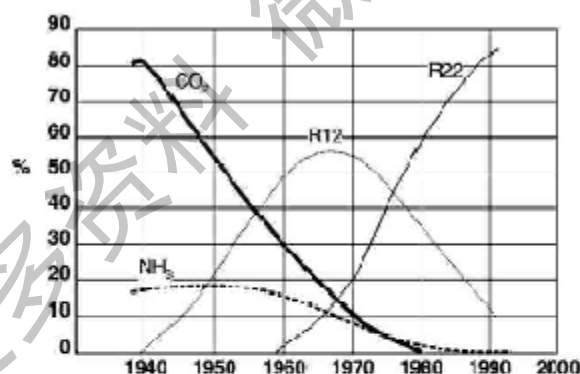


图 1-5 几种早期主要制冷剂在家用制冷方面的应用比例

CO₂是一种在早期被广泛应用的制冷剂，主要应用于家用制冷机中，并且在 20 世纪早期一直处于主导地位，如图 1-5 所示^[14]。在 20 世纪 30 年代，由于 CFC 类制冷剂的出现，CO₂制冷剂渐渐退出了历史舞台。随着臭氧层破坏，温室效应等环境问题越来越严峻，制冷剂替代工作更加日益紧迫，已故的前国际制冷学会主席挪威的 G. Lorentzen 教授提倡使用自然工质，他认为 CO₂是“无可取代的制冷剂”，可在制冷和热泵中发挥作用。他在 1990 年申请的一项专利中提出使用 CO₂跨临界循环系统^[15]，并且在所建立的 CO₂汽车空调装置上

进行了实验测试，得到了满意的结果^[16]。

1.2.1 CO₂跨临界循环的研究

作为制冷剂CO₂具有独特的优势：①环境友好性(ODP=0, GWP=1)；②安全性(无毒、不燃)；③容积制冷量大(系统体积小)；④压比低，粘度小，导热性好；⑤与普通润滑剂和结构材料相兼容；⑥价格便宜，维护成本低(不需回收设备)等^[17]。因此，自然工质CO₂再次引起人们的兴趣。

最近几十年，国内外对CO₂跨临界循环系统的研究与日俱增。许多研究者^[16,18,19]开展了CO₂在汽车空调，热泵热水器及环境控制等方面的应用。此外，还有许多研究对CO₂跨临界循环进行了理论分析。Kauf^[20]研究了用作图法和模拟方法计算最佳高压压力，以得到最大COP。Liao等人^[21]通过对不同的影响参数进行研究，给出了一个计算最佳高压压力的关联式。Brown等人^[22]和Hwang^[23]分析了CO₂跨临界循环系统的性能。他们的研究表明，由于节流过程存在较大的节流损失，系统的效率非常低，总的等效温室效应相对较高，这样大大影响了其推广应用。

近年来，许多国内外学者对如何提高CO₂跨临界循环系统的效率提出了多种改进措施，主要有以下几种：①在系统中加回热器；②采用双级压缩系统；③用膨胀机代替节流阀。Robinson等人^[24]分别对带膨胀机和回热器的CO₂跨临界循环进行了理论分析，发现使用膨胀机回收膨胀功可减小35%的不可逆损失，并且用膨胀机代替节流阀比加回热器可使系统的COP增加25%。文献^[25]的计算也表明，在给定工况下，只要膨胀机的等熵效率大于11%，带膨胀机系统的性能就优于回热循环。文献^[26]对六种CO₂跨临界汽车空调制冷循环方式的性能进行了仿真比较。在给定工况下的模拟计算结果表明，采用两级压缩并回收膨胀功可以大大提高系统的性能。

由于CO₂跨临界循环的容积膨胀比较小(一般为2-4)，大约是常规工质的1/10，而且膨胀功占压缩功的比率较大(大约为20%-40%)，若将其回收用于驱动压缩机，将会大大提高系统的效率。所以CO₂跨临界循环采用膨胀机比常规工质更具有可行性。到目前为至，天津大学热能研究所已经开发了几种不同形式的膨胀机，并进行了实验测试^[25,27,28]。结果表明，无论从经济角度还是技术角度来看，用膨胀机代替节流阀都是可行的。总之，利用膨胀机回收膨胀功，是提高CO₂跨临界制冷循环效率的根本途径，也是CO₂制冷技术推广和应用的关键。同时，提高系统中每个部件的效率，包括压缩机、换热器、膨胀机等，并使整个系统达到优化匹配都是至关重要的。

随着社会的发展和人们环保意识增强，发展环保型制冷热泵技术必将成为

制冷空调行业的研究主题。此外，随着地球资源的日益枯竭，人类对利用可再生能源、低品位能源和洁净能源的呼声日益高涨。正是适应时代的发展潮流和需求，CO₂制冷剂被再次启用，CO₂跨临界循环制冷热泵系统应运而生。该系统不仅使用了自然工质，而且还可以利用可再生能源以及低品位能源，以缓解常规能源的日益紧张。

对于我国的空调制冷行业而言，在未来的发展过程中应该开发具有自主知识产权的知识产权产品，以确保能够在国际竞争中占有一席之地。自然工质CO₂具有广阔的发展前景，国内空调制冷企业应该瞄准这一发展方向，尽快开发出自己的设备和产品，并发展为自己的知识产权，这是至关重要的。

1.3 CO₂跨临界循环系统中的换热研究

CO₂跨临界制冷循环系统主要包括压缩机、气体冷却器、蒸发器、节流阀以及回热器等部件，后来许多研究者又开发了不同型式的膨胀机代替节流阀，用以减少节流损失，提高系统的性能。关于CO₂压缩机和膨胀机的研究发展情况已有许多文献进行了详细的阐述^[25,27]。而气体冷却器和蒸发器是CO₂制冷系统必不可少的换热设备，其换热效果直接影响制冷装置的性能和运行经济性。因此发展高效、安全可靠、紧凑的换热器也是提高CO₂跨临界循环系统效率的关键所在。本文这里主要对CO₂气体冷却器和蒸发器中的换热研究以及换热器的研究进展情况详细说明。

1.3.1 CO₂气体冷却器中的换热研究

由于CO₂跨临界循环的放热过程处于超临界区，再加上CO₂特殊的热物性和传输性，使得其放热过程与传统工质的亚临界循环冷凝过程有很大差异。因此对CO₂放热过程的流动换热进行研究，得出有实用价值的换热关联式，可为设计高效的气体冷却器提供依据。

1.3.1.1 超临界CO₂冷却换热研究进展

到目前，已有许多文献对超临界CO₂在冷却条件下的换热情况进行了研究。魏东^[28]针对CO₂跨临界水-水热泵系统中的管壳式气体冷却器，对超临界CO₂冷却过程的换热性能进行了研究，并根据实验结果得出了含润滑油的超临界CO₂冷却时的换热准则关联式。Pettersen等人^[29]研究了超临界CO₂在微通道铝管中被冷却时的换热和压降情况，分别讨论了质量流速、热流密度以及压力对换热系数和压降的影响，并与工程上常用的关联式进行了比较，所用微通道

内径为 0.79mm, Olson^[31]用实验测量了超临界压力下水平管中CO₂的换热系数, 实验测试管段内径为 10.9mm, 结果发现质量流速、热流密度、压力以及冷却水流速等都影响换热系数, 并且超临界CO₂流体被冷却时的换热系数高于常物性流体以及被加热时的换热系数。最后将实验所测换热系数与几个紊流换热关联式进行了比较。Liao等人^[31]用实验测量了超临界CO₂流体在水平微型不锈钢管中被冷却时的换热系数, 所用实验管径分别为 0.5、0.7、1.1、1.4、1.55 和 2.16mm。他们发现尽管CO₂流体的Re数高达 10⁵, 并在水平管中做强迫流动, 但湍流力的影响依然很大。实验结果表明, 现有的适用于大管径的换热关联式与实验数据偏离很大, 因此拟合了一个新的关联式。

文献^[32]对超临界CO₂在管内径为 7.73mm铜管中的冷却换热进行了研究。他们发现, 随着冷却过程的进行, 换热系数逐渐上升并达到最大值, 而后又出现下降趋势, 如图 1-6 所示。这主要是由于比热在近临界区附近变化比较剧烈, 所以换热系数在不同压力下的准临界温度附近达到最大值, 并且换热系数的峰值随压力的增加而下降。他们还将实验结果与现有关联式进行了比较, 发现计算值都低于实验测量值, 最后拟合与实验数据拟合了一个经验换热关联式。

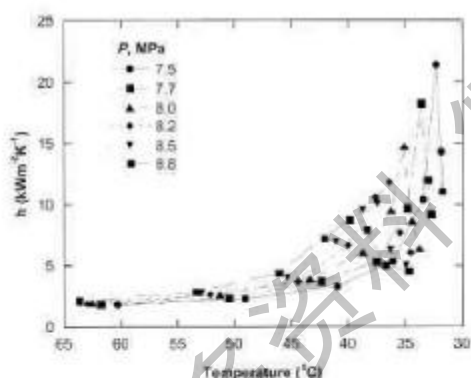


图 1-6 换热系数随温度的变化

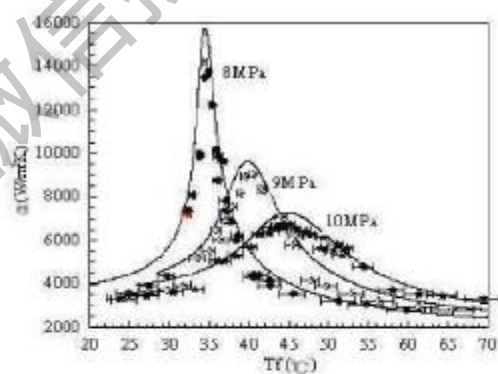


图 1-7 不同压力下换热系数的变化

Dang和Hihara^[33]将数值计算与实验测量所得到的超临界CO₂被冷却时的换热系数进行了比较, 发现两者符合得很好, 而且CO₂在不同压力下换热系数的变化趋势与比热的变化趋势非常相似, 如图 1-7。从研究结果可以看出, 在一定压力下, 超临界CO₂流体的换热系数随温度变化很快, 在准临界点附近达到峰值后, 又随温度的减小而下降, 变化趋势与文献^[32]的研究结果相同。他们将数值计算结果与其它几个关联式进行了比较, 最后拟合出一个新的关联式。Pitla等人^[34]根据数值预测和实验数据, 得出了一个新的计算超临界CO₂被冷却时的换热关联式。他们还研究了质量流速和压力对换热系数的影响。随着质量流速的增加, 换热系数增大。而压力对换热系数的影响取决于流体的温

度。当流体温度大于较高压力时的准临界温度时，换热系数随压力的增加而增大；反之，换热系数随压力的增加而下降。他们还用标准的 $k-\epsilon$ 模型对 CO_2 换热器进行了数值传热分析^[33]。Liao 和 Zhao^[36] 用数值计算方法研究了超临界 CO_2 在竖直微型管中被加热和冷却时的层流换热情况，得到了速度分布、温度分布、换热系数、努谢尔特数以及表面摩擦系数的变化曲线。

Zingerli 和 Groll^[37] 研究了夹带少量润滑油对超临界 CO_2 冷却时的换热系数和压降的影响，实验过程中将纯 CO_2 和夹带 2% 和 5% 油时的换热情况进行了比较。结果表明，夹带油后对换热系数的影响很大，夹带 5% 的油时，换热系数下降 25%；夹带 2% 油时，换热系数下降 15%，夹带油后，压降增大，而且夹带 2% 油时的压降大于夹带 5% 油时的压降。

1.3.1.2 CO_2 气体冷却器的研究

CO_2 气体冷却器主要有两种类型，一种是空气冷却，多用于汽车空调、家用空调等方面，另一种是水冷却，一般用于热泵热水器等方面。

1990-1991 年国外首次研制出 CO_2 汽车空调用气体冷却器，这种铝制管翅式换热器的管外径和内径分别为 4.9/3.4mm，如图 1-8 所示^[38]。由于存在热短路问题，并且没有考虑最小爆裂压力，1994 年又提出了第二代 CO_2 管翅式气体冷却器模型，所用管内外径分别为 2.0/3.2mm，符合最小爆裂压力要求。由于小直径管存在机械涨管问题，进而又提出了平行流或多通道换热器的概念，如图 1-9 所示^[38]。



图 1-8 第一代 CO_2 汽车空调气体冷却器

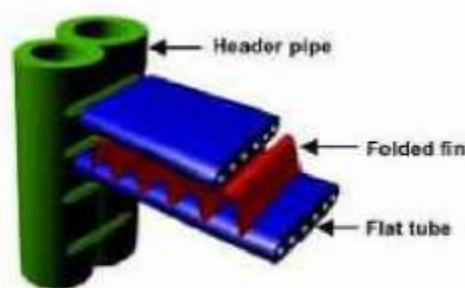


图 1-9 微通道平行流气体冷却器截面图

近年来，许多学者对 CO_2 气体冷却器的结构不断优化。文献^[39,40] 用有限元方法对 CO_2 /空气冷却器进行了分析，并提出两个气体冷却器的设计概念：多管程单列交叉流式和单管程多列逆流式换热器，分别如图 1-10 和图 1-11 所示。通过对两种型式进行性能比较发现：单管程逆流式换热器比多管程交叉流式性能好。这主要是由于制冷剂侧具有较大的温度滑移，采用单管程多列逆流式设计优点是：最后一列中的制冷剂也能接触到较冷的空气，所以使用此种

布置方式可有效提高气体冷却器的换热性能。

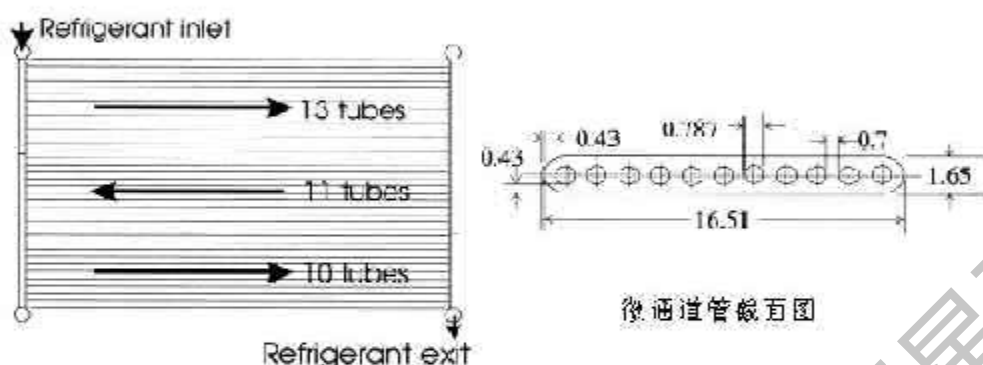


图 1-10 多管程单列交叉流式气体冷却器

对于 CO_2 -水气体冷却器，通常多用于热泵热水器。在 2001-2002 年，日本几个生产厂家已将 CO_2 热泵热水器推向了市场。为了使系统更加紧凑高效，所用的 CO_2 -水气体冷却器通常有多种型式，如图 1-12 所示^[14]。除此之外，有的 CO_2 热泵热水器系统中还使用套管式或管壳式换热器，天津大学热能研究所在自行设计的 CO_2 -水-水热泵系统中使用的就是管壳式换热器。

许多文献表明^[21,39]，气体冷却器对于提高 CO_2 跨临界循环系统的性能起着很重要的作用。一是对系统制冷量的影响，可通过降低气体冷却

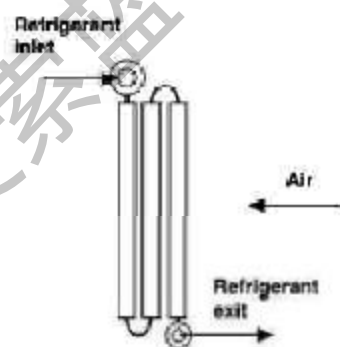


图 1-11 单管程多列逆流式 CO_2 气体冷却器

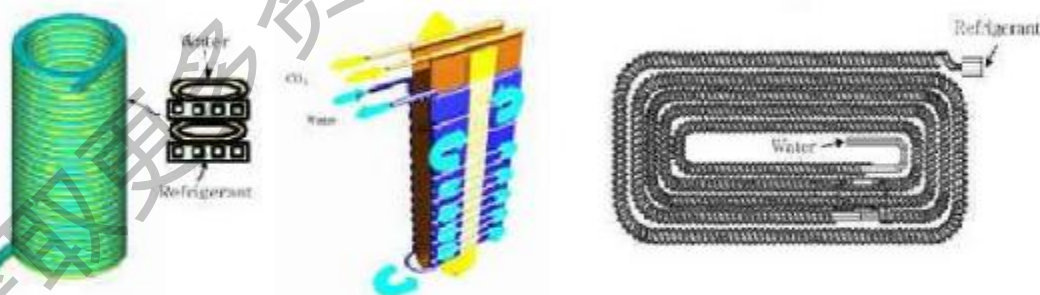


图 1-12 CO_2 热泵热水器中三种 CO_2 /水气体冷却器的结构型式

器出口温度来使系统的制冷量达到最大；二是可以通过降低最佳高压压力，来减少压缩机的耗功，由此也可以发现，系统的 COP 对气体冷却器的出口温度非常敏感。在实际循环中，气体冷却器的出口温度随不同的操作条件而变化，但是可以通过优化设计使之与冷却介质的入口温度比较接近，这样将对其换热

性能有很大提高。

1.3.2 CO₂蒸发器中的换热研究

CO₂跨临界制冷循环中的蒸发吸热过程虽然处于两相区，但是CO₂蒸发器中的工作压力较高，此过程比较靠近临界点。由于CO₂的热物性和传输性较特殊，使得其蒸发换热特点与传统制冷剂不同，因此近年来对CO₂蒸发换热方面的研究工作渐渐多了起来。

1.3.2.1 CO₂沸腾换热研究进展

Bredesen等人^[41]对CO₂在水平光管内流动蒸发换热进行了实验研究，测试段采用直径为7mm的铝管。通过测定10个不同位置的温度来计算局部换热系数。他们发现CO₂的换热系数高于通常应用的卤代烃，而压力降低于卤代烃。他们的实验结果表明，当质量流速较高，蒸发温度较低时，对流沸腾占主导地位；当质量流速较低，蒸发温度较高时，核态沸腾占主导地位。通过将实验数据与几个常用的换热关联式比较，发现实验测量值几乎是计算值的两倍。Rieberer^[42]对CO₂在直径为10mm光管内的流动沸腾换热进行了测量，由于实验系统中存在润滑油，并且热流密度较高，换热系数低于Bredesen^[41]的实验测量值。

Pettersen等人^[43]对CO₂在管径为0.79mm微通道管内的流动沸腾换热进行了研究，所测得的CO₂蒸发换热系数在5-15kW/(m²·K)范围之内，并研究了质量流速、热流密度以及蒸发温度对换热系数的影响。Hihara等人^[44]对CO₂在管径为1.0mm管内的流动沸腾换热进行了研究。上述两文献的研究都发现：在发生干涸之前，质量流速对换热性能的影响很小。即使在质量流速非常高时，核沸腾已明显占主导地位了，而对流换热的作用不大。当发生干涸现象后，换热系数开始下降，质量流速越高，这种下降趋势出现得越早。

Sun和Groll^[45-47]对CO₂在水平管内流动沸腾换热特性、流型以及换热关联式等进行了研究，给出了CO₂干涸预测模型以及包括干涸前、干涸区和干涸后三个流动区的换热关联式计算模型。Yun等人^[48]研究了CO₂在管径为2.0mm和0.98mm水平管内的流动沸腾换热特性及流型情况。一般情况下，干涸发生在干涸度为0.3-0.4时，干涸现象发生后，换热系数快速下降，并且干涸对换热系数的影响主要取决于质量流速。文中还给出了干涸前和干涸后两个换热关联式。在干涸前，实验数据和关联式符合得很好。但是在干涸后，由于临界干涸度预测不够准确，并且缺少实验数据，两者之间存在较大的偏差。

Pettersen^[49,50]对微通道管中CO₂的蒸发过程进行了理论和试验研究，并对

流型进行了可视化分析。两相流的流型表明,质量流速较低时,间断流占主导地位;质量流速较高时,环状流占主导地位,夹带明显增加,液膜厚度不规则,在中等干度区,就可能出现传热中的干涸问题,因此换热性能下降。

文献^[51]对 CO_2 在竖直管中的沸腾换热特性进行了研究,并与Cho等人^[52]所研究的 CO_2 在水平管内的换热情况进行了比较。由于受重力的影响, CO_2 在水平管和竖直管内的沸腾换热特点是不同的。在低干度区, CO_2 在竖直管内的换热系数随干度的增加而增加;而在水平管内,换热系数随干度的增加而降低。对此现象的解释是: CO_2 在水平管内流动时,管壁上部的液膜在低干度区就已破碎,因此换热系数下降;而在竖直管内,由于管壁两侧所受重力是对称的,液膜沿圆周均匀分布,液膜厚度慢慢减薄,所以换热系数在低干度区还是增加的。

Zhao等人^[53]研究了 CO_2 在微通道换热器中的沸腾换热情况,发现质量流速和热流密度对换热系数的影响几乎可以忽略,这说明 CO_2 在微通道中的换热机理可能取决于其它参数,例如微通道的大小和几何结构。此外,与传统制冷剂R134a相比, CO_2 具有较高的流动沸腾换热系数和较低的压降,分别如图1-13和图1-14所示。Zhao等人^[54]还用实验研究了油对 CO_2 在微通道内沸腾换热系数的影响,他们发现油的浓度越高,换热系数下降的幅度越大。

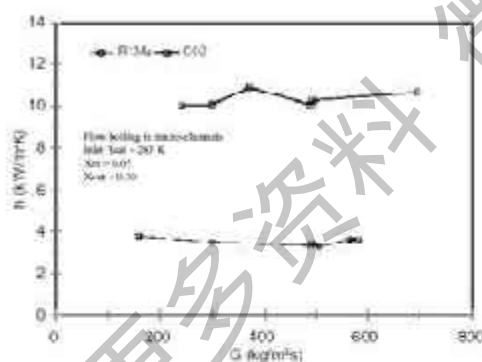


图 1-13 CO_2 与R134a的换热系数比较

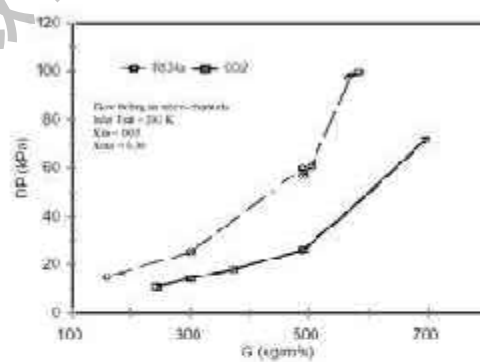


图 1-14 CO_2 and R134a的压降比较

目前,对 CO_2 沸腾换热研究的文献日渐增加,而且大多数研究主要集中在单管或微通道内 CO_2 的换热机理、换热性能以及压降情况,主要是寻求更加准确的 CO_2 两相流换热关联式和压降关联式,以便为能够设计出高效的 CO_2 蒸发器提供理论依据。

1.3.2.2 CO_2 蒸发器的研究

从 CO_2 制冷系统换热器的发展趋势来看, CO_2 蒸发器的发展过程类似于气体冷却器,也首先被开发应用于汽车空调,并且第一代为机械扩展管翅式结构,

如图 1-15 所示^[38]。第二代蒸发器由一些小直径圆管组成,为解决耐压问题和小管径胀管加工困难,开发了第三代“平行流”微通道蒸发器。图 1-16 给出了 CO_2 蒸发器及其积液管和传热微管的截面示意图^[38]。为了增强空气侧的换热性能,通常将折叠翅片安装在扁平板中间。这可以从图 1-17 看出^[35]。图 1-18 给出了汽车空调用 CO_2 蒸发器与 R134a 蒸发器的样机比较。左边是传统制冷剂 R134a 用蒸发器,右边是 CO_2 微通道蒸发器。从外形看, CO_2 蒸发器非常紧凑,迎面面积较小,但是它的制冷能力却比较大^[14]。

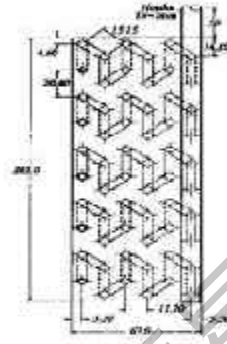


图 1-15 第一代 CO_2 汽车空调用蒸发器

Kim 等人^[56]对 CO_2 汽车空调系统用微通道蒸发器的性能进行了研究。根据有限容积方法对蒸发器模型进行了开发和验证,所建立的模型与实验数据符合得很好,可以用来对 CO_2 微通道蒸发器进行性能分析和设计,但是应该进一步研究制冷剂侧压降的性能。Ortiz 和 Groll^[57]提出了一个 CO_2 微通道蒸发器有限元模型,用来定性计算温度和热流的分布情况。他们发现,制冷量随空气侧换热系数的增大而增大,而制冷剂侧的换热系数对制冷量的影响很小。

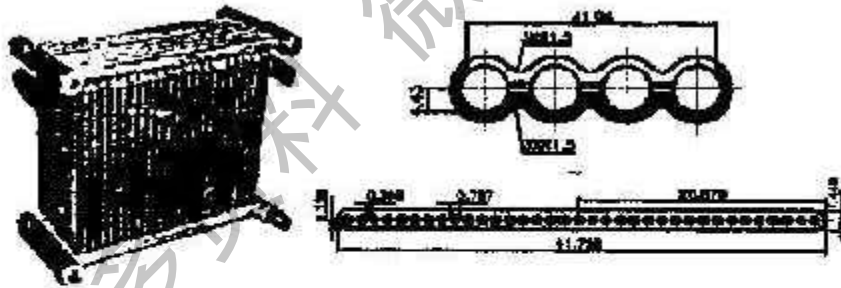


图 1-16 CO_2 蒸发器及其积液管和传热微管截面示意图

Kulkarni 等人^[52]对消除 CO_2 微通道蒸发器各通道干度分配不均匀问题进行了研究。他们指出减少干度分配不均匀有许多方法:一种方法是借助惯性产生的流动来克服重力分层的影响,但是较高的加速度和速度在集箱造成压力降,使质量流速分配不均匀;其它方法包括使用特殊的喷嘴在低 Stokes 数时产生小的液滴。他们主要研究了将低压侧储液器移到蒸发器之前,然后安装了一个短管来将节流后产生的蒸气旁路,这样只有液相制冷剂通过蒸发器管。通过对此系统建立模型,并与理想分配系统的性能进行比较,验证了此方法的可行性。

目前在 CO_2 跨临界制冷循环系统中，微通道换热器是发展的趋势所在，多用来代替传统的翅片管换热器。微通道换热器的主要优点是高效，耐压，体积小，制冷剂充灌量少；但其缺点是易堵塞，不易清除污垢。总之， CO_2 跨临界制冷循环系统中的一些关键设备目前尚处于研制开发阶段，而且还需要逐步完善和改进，成本都相对比较高。随着各方面技术的不断成熟，以 CO_2 为工质的制冷设备、空调热泵机组必将走向商品化，这样解决产品价格问题的唯一途径也只有通过批量化生产来降低成本。

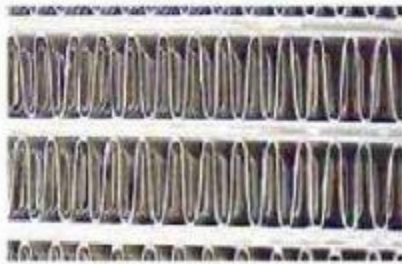


图 1-17 CO_2 微通道蒸发器折叠翅片



图 1-18 CO_2 与R134a蒸发器样机比较

1.4 制冷系统仿真及优化研究

制冷空调系统的仿真是在对系统进行全面分析的基础上，建立数学模型、运用计算机进行数值模拟，然后对系统进行优化分析，从而可以预测系统的性能、改进系统的设计，并通过制冷系统最优控制，达到实际制冷系统的最优运行。

1.4.1 国内外研究状况

对于蒸汽压缩式制冷装置的仿真研究最早源于20世纪70年代^[59]。Wellsby等^[60]详细回顾了20世纪70年代末到80年代中期关于热泵系统的仿真研究，文献^[61-63]分别对房间空调器以及冷水机组的稳态模拟计算进行了研究。

目前，国内在制冷空调仿真方面的研究也日益增加。上海交通大学的陈芝久教授最早提出并组织人员进行制冷装置的仿真优化研究，丁国良教授则在90年代初建立了一套相对完整的制冷装置的仿真理论，并以冰箱为对象，开发了国内第一套能够实用化的小型制冷装置仿真软件^[59]，同时使其它类型制冷空调装置仿真技术和仿真理论得到了发展和完善^[64]。此外，文献^[65-74]从不同角度对制冷空调系统及换热器部件进行了稳态和动态仿真研究。

系统仿真通常有稳态仿真和动态仿真。稳态仿真主要反应制冷系统在稳态

运行时的特性及各部件之间的匹配关系，比如制冷剂替代、部件大小的选择、部件参数敏感性分析以及不同工况下装置的性能等^[75]，是实现制冷系统优化设计的基础；而动态仿真反映了制冷系统各部件在时间和空间上受扰动情况时的匹配关系和系统动态特性，多用于制冷系统启动、停机时及系统在工作过程中受内部和外部较小扰动时的特性。动态仿真较之稳态仿真能更加全面的反映制冷系统的运行状态和工作特性，但由于动态仿真比较复杂，研究工作耗费的成本较高；另外，制冷机组大部分时间工作在相对稳定的工况下，所以利用稳态仿真也可以研究部件，系统自身的特性及其相互之间的关系。

系统模型建立又分集中参数法和分布参数法。集中参数法是将各部件处理成单节点，以某种方式计算其整体性能，可反映出各部件的总体性能和各部件的传递关系；分布参数法是将对象在空间上细化，较全面反映制冷剂状态的空间变化，有利于深入分析换热器在制冷系统中的工作状态，其缺点是建模过程复杂，微元大小划分对结果影响较大。

对系统建立物理模型或数学模型需要熟知系统的结构参数等一系列因素。近年来，除了典型的数学模型方法以外，人工智能方法和神经网络方法在制冷装置仿真研究方面也得到了发展。

1.4.2 CO₂制冷系统仿真研究进展

CO₂制冷剂具有非常好的发展前景，如何加快其向适用化迈进是解决的主要问题。Nekså等人^[76]在一篇文章中谈到如果根据CO₂制冷剂独特的性质，对各部件的设计进行改进，那么系统的效率将会得到提高。这说明CO₂制冷系统的性能提高还有很大潜力，因此针对其自身优势，对其制冷系统进行模拟优化研究非常有必要。

Skaugen等人^[77]对CO₂制冷系统进行了计算机模拟，对不同类型的换热器、压缩机以及其它部件建立了模型。此模型可以对系统进行稳态模拟，也可以对系统进行优化设计。既可以用于制冷计算，也可以用于制热计算，而且空气和水都可以用做热源和热汇，这样包括了热水加热、空调、制冷和热泵系统。Wang和Hihara^[78]对CO₂和R22热泵热水器的性能进行了研究，对每个部件和整个系统建立了模型。在系统大小相同的情况下，对两个装置的COP，制热量以及压缩机排气温度进行了分析。结果显示，CO₂热泵热水器的COP值低于R22装置；但是当系统中加入回热器后，CO₂的COP与R22相当，只不过CO₂压缩机的排气温度增加很快，并且最佳高压压力时所对应的制热量明显降低。

Ortiz和Groll^[79]对CO₂空气-空气家用空调器建立了数学模型，并进行了模拟计算和实验验证。Robinson和Groll^[80]开发了用空气作为冷热源的CO₂跨临界

循环军用整体式空调系统仿真模型,主要用来替代R12制冷系统,并且在换热器体积相等、制冷量相同的条件下,与R12制冷系统进行了性能对比。

美国Maryland大学的Hwang和Radermacher^[81]分别建立了CO₂跨临界循环系统和R12的亚临界循环系统计算机仿真模型。通过对比两个仿真模型的计算结果,得出了系统中各参数的变化对系统性能的影响。其中,CO₂跨临界循环的模型可用来对系统及换热器进行优化,并且CO₂跨临界循环中的冷却水温度和高压侧压力是决定系统性能最重要的设计参数。

Skaugen和Svensson^[82]对CO₂跨临界热泵装置进行了动态模拟。他们首先开发了一个稳态模型,以便为动态模拟提供相关的初始数据,以及为CO₂热泵装置的设计和操作进行优化。文中主要对两种运行工况进行了研究,一种是模拟节流开度减小时的阶跃响应,一种是模拟热水流量增加时的阶跃响应,并与实验测量结果进行了比较,结果表明,两者在定性方面符合得很好。Pfafferott和Schmitz^[83]开发了CO₂制冷系统用Modelica程序库模型,并对其进行了稳态和动态模拟。他们将稳态和动态模拟结果与实验数据进行了比较,发现它们都符合得很好。

国内主要有上海交通大学的丁国良等人进行了CO₂汽车空调的仿真研究,根据美国空调制冷中心(ACRC)的CO₂汽车空调制冷装置样机及其实验数据建立了稳态集中参数模型^[84]。文献^[85]对CO₂汽车空调制冷系统建立了稳态集中参数模型,同时建立了微通道气体冷却器分布参数模型,并将这两种模型的计算结果进行了比较。结果表明,集中参数模型在定性上能够表示气体冷却器的特性,定量上的误差在20%以内。这也说明了完全可以用集中参数法来研究部件的结构参数对系统性能的影响。他们还研究了CO₂汽车空调变工况特性进行了模拟,主要计算了压缩机转速和气体冷却器空气进口温度对系统性能的影响,模拟结果表明压缩机转速越高,或者气体冷却器空气进口温度越高,CO₂汽车空调的工况越恶劣,COP值越低^[85-86]。

不同的系统,所建立的模型不同,参数的选取不同,所用换热器款式也存在差别,并且模拟计算和优化的目标也不同。所以,针对某一个特定的系统进行模拟计算和优化设计还是很有必要的。

1.4.3 换热器的模拟与优化

换热器性能优劣的评价指标通常有多种,既有基于热力学第一定律的性能评价法,也有基于热力学第二定律的熵产分析法和㶲分析方法,还有近年来发展起来的生命周期法以及热经济学分析法都在换热器的优化设计方面发挥了一定的作用^[87-90]。热经济学分析法是热力学第一定律、第二定律和经济优化

理论相结合而产生的一门新兴交叉学科，它把技术和经济融为一体，对一个系统做出全面的热经济性评价，是最科学的评价方法。但是，鉴于目前CO₂跨临界循环系统中的换热器还处于开发阶段，利用热经济学方法对其进行分析还需要一定的时日。

随着计算机模拟技术的不断成熟，国内外学者在加强实验研究的基础上，开始广泛采用计算机对换热器进行性能模拟。而且不仅仅是稳态研究，更着重换热器的动态研究；并且不再单纯追求换热器本身的优化，而是基于系统目标的优化^[91]。单独分析换热器对某一个目标是最优的，但是当将换热器放入系统中，却并不一定达到最优，系统目标的优化才是换热器优化设计的最终目的。文献^[92]在空调系统仿真的基础上，对空调制冷系统中的换热器进行了优化，并与换热器单元的优化进行了比较分析。

1.5 本课题研究的内容和意义

1.5.1 主要研究内容

通过理论分析，计算机模拟和实验研究相结合，本课题的研究重点是对CO₂跨临界循环水-水热泵系统及其关键部件气体冷却器和蒸发器进行模拟和优化，旨在提高CO₂跨临界循环系统的性能，以及为系统的优化设计和控制提供理论指导和实验验证，为加快其向实用化迈进起到促进作用。

1.5.1.1 CO₂跨临界循环优化配置的热力学分析

主要对CO₂跨临界循环的几种配置方式进行热力学分析和对比，拟合CO₂跨临界膨胀机循环最佳高压压力的计算关联式。通过比较，提出一种有发展前景的循环方式，并对其在结构配置方面进行优化分析和性能模拟。

1.5.1.2 CO₂的热物理性质及传热特性研究

CO₂特殊的热物性决定了其具有独特的传热特征，对CO₂的热物性进行深入的理论分析，有助于全面了解CO₂在气体冷却器和蒸发器中的流动及传热特性，可为设计高效的CO₂换热器提供必要的理论依据。

对于超临界CO₂流体，主要研究其物性随温度和压力的变化特征，得出准临界温度的回归关联式，定义准临界区的范围。用统计物理的理论对超临界CO₂流体进行微观分析。研究超临界CO₂流体的换热处理原则，分析其换热特点，并与常规工质的凝结换热特性进行对比。研究不凝性气体对超临界CO₂流体的换热影响。

对于亚临界 CO_2 流体,与常规工质的物性进行比较,研究其对沸腾传热特性的影响。分析 CO_2 两相流动特点和沸腾换热机理,并用成核理论分析 CO_2 与常规工质的不同所在,进一步说明 CO_2 的沸腾传热性能。

1.5.1.3 CO_2 换热器的模型发展与模拟

开发 CO_2 换热器模型的目的一是对换热器内的流体流动情况进行模拟,并对其结构优化计算;二是为系统的模型建立做准备。首先,通过实验测试分别对 CO_2 气体冷却器和蒸发器进行性能分析,并与换热关联式的计算结果相比较,旨在为换热器的模型建立选择合适的关联式;其次,对所建模型的准确性进行实验验证。

1.5.1.4 CO_2 水-水热泵系统的模型建立与验证

根据系统中各部件的结构,首先建立各部件的数学模型,进而建立节流阀系统和膨胀机系统的计算模型。为了验证模型的准确性,将两系统的实验测试结果与仿真模拟结果进行比较,以便对模型进行完善和改进,使之更能反映实验测试结果的变化规律。

1.5.1.5 CO_2 水-水热泵系统的模拟及优化

首先利用验证后的模型对 CO_2 节流阀以及膨胀机系统的性能进行仿真模拟,比较两个系统在不同实验工况下的运行特性。研究外部条件对膨胀机系统的性能影响,以便为系统运行参数的控制调节提供理论指导。建立系统的优化目标函数,利用验证后的模型对系统中换热器的结构参数进行优化计算,为新换热器的设计加工提供理论依据。

1.5.1.6 新 CO_2 水-水热泵实验台的建立

根据模型的优化计算结果,以及原 CO_2 水-水热泵系统存在的一些问题,对新系统的有关部件进行设计、加工制造,以求达到结构合理,高效运行的目的。新系统的建立是为了促使 CO_2 跨临界制冷循环向实用化更加靠近。为了进行实验对比研究,在新 CO_2 蒸发器设计加工时,主要考虑两相流均匀分配问题,自行设计可拆卸的分液器,以验证能否达到均匀分配的目的。并考虑安装视镜以便对 CO_2 两相流动型式进行观测。

1.5.1.7 CO_2 水-水热泵系统的实验研究与对比

新实验台建立后,需要对其进行性能测试和运行特性分析,并与原实验系统进行性能对比,以验证新系统的可靠性和高效性。同时对 CO_2 气体冷却器和蒸发器的换热性能进行测试和比较。通过实验测试,可为系统的进一步完善提

出改进措施。

1.5.1.8 不凝性气体对CO₂系统性能影响的实验研究

通过实验测试和对比分析，主要研究不凝性气体对CO₂气体冷却器和蒸发器换热性能的影响。

1.5.2 研究目的和意义

自然工质CO₂循环具有非常好的应用前景，如何提高CO₂跨临界制冷循环系统的效率，加快其向实用化迈进是需要解决的关键问题。本课题主要对CO₂跨临界循环系统进行性能模拟和优化研究，立足于挖掘该系统性能提高的潜力和措施，旨在为促进CO₂跨临界循环向实用化靠近以及新产品开发提供理论依据和实践指导。从根本上解决常规制冷工质的替代问题，以及臭氧层破坏和温室效应等环境问题，这对可持续发展具有非常重要的意义。

1.6 本章小结

本章首先从可持续发展的观点出发，并用热力学理论对其进行了分析，阐述了回归自然，保护环境的必要性。对于制冷剂的替代研究也应该重新启用自然工质。而后介绍了CO₂自然工质的再启用，以及CO₂跨临界循环的研究进展。本章主要阐述了CO₂跨临界循环系统中的换热研究情况，详细总结了CO₂气体冷却器和蒸发器中的换热研究，以及CO₂气体冷却器和蒸发器的发展型式，同时也指出了CO₂换热器的未来发展方向。本章还对国内外制冷系统仿真及优化研究进行了概述，总结了CO₂制冷系统中的仿真研究情况，指出针对某一个特定的系统进行建模和仿真计算是很有必要的。然后对换热器的性能评价和优化设计方法进行了概述，指出系统目标的优化才是换热器优化设计的最终目的。最后介绍了本论文的主要研究内容、研究目的和意义。

第二章 CO₂跨临界循环优化配置的热力学分析

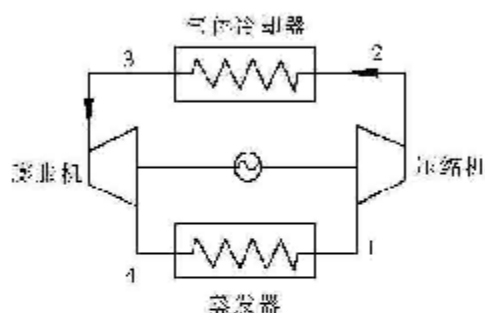
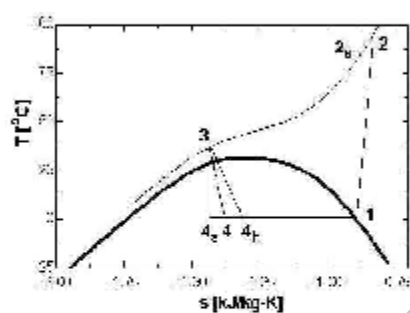
实际的蒸气压缩制冷理论循环主要有节流损失和过热损失,因此它的性能系数小于按蒸发温度和冷凝温度下工作的逆卡诺循环,两者之比可称为循环的热力学完善度。与传统制冷循环相比,CO₂跨临界制冷循环的运行压力较高,而且其放热过程处于超临界压力下,工质在气体冷却器中进行无相变变温放热,所以不仅节流损失较大,而且由于压缩机排气温度较高,由此而产生的过热损失也较大。因此,与传统制冷循环相比系统的效率较低。

对一个系统的改进和优化需要综合考虑各方面的因素。从理论上讲,用膨胀机代替节流阀,以及采用两级压缩都能提高CO₂跨临界循环系统的效率。许多文献的研究表明^[17,25,27,28],在CO₂跨临界循环中用膨胀机代替节流阀,可以较大提高系统的COP。Huff等人^[93]对三种不同形式的CO₂跨临界两级压缩循环进行了研究,它们分别是闪蒸循环,相分离循环以及分流循环。结果表明,它们的性能都比基本单级循环得到了提高。采用膨胀机可以减少系统的节流损失,采用两级压缩可以减少过热损失。如果将它们相结合,系统的性能将会得到较大提高,可见选择合适的循环布置方式很重要。这也是将CO₂跨临界制冷循环推向应用所面临的实际问题,因此有必要对它们进行分析比较,从理论和实践上找出提高CO₂跨临界制冷循环性能的最佳方案。

2.1 几种CO₂跨临界制冷循环方式

2.1.1 CO₂跨临界单级压缩循环

与传统制冷循环相同,最简单的CO₂跨临界循环是带节流阀的基本循环(简称SCV循环)。但是由于节流损失较大,CO₂跨临界循环系统的效率较低。在制冷系统中,减少节流损失、提高COP的最直接方法是膨胀功的回收。CO₂跨临界膨胀机循环(简称SCE循环)的工作原理如图2-1所示。图2-2给出了CO₂跨临界不同循环的温-熵图(T-s图),其中1-2_s-3-4_s-1为理想膨胀机循环,1-2-3-4-1为实际膨胀机循环,1-2-3-4_h-1为实际节流阀循环。在结构设计上,将膨胀功回收有多种方式,比如可以将膨胀机与压缩机同轴连接;或者通过联轴器连接;也可以先发电,再由电机连接传送。但是从超临界压力膨胀到两相区,面临的是较高的压力。再加上膨胀机的结构尺寸较小,在设计、加工和制造方面还缺乏经验,所以在膨胀机循环中,如何提高膨胀机效率并有效地回收膨胀功需要认真研究。

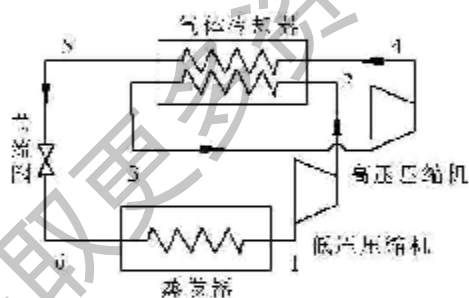
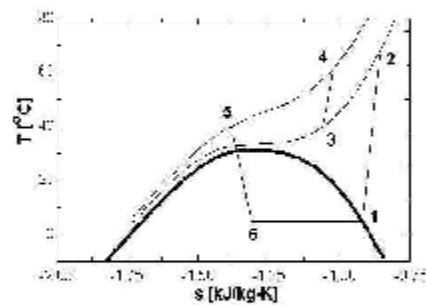
图 2.1 CO₂跨临界SCR循环原理图图 2.2 CO₂跨临界循环系统T-s图

2.1.2 CO₂跨临界两级压缩循环

对于传统蒸气压缩制冷循环，当压缩比较大（一般大于8~10），以及所需要的蒸发温度较低（-40~-70℃）时，通常采用两级压缩。CO₂跨临界循环具有自己的特殊性，其压缩比较小（2~4），而高低压差较大（通常6MPa左右），所以从提高系统效率以及减小部件应力变形两方面考虑，CO₂跨临界循环也宜采用两级压缩。以下介绍几种CO₂跨临界两级压缩循环方式。

2.1.2.1 简单两级压缩循环

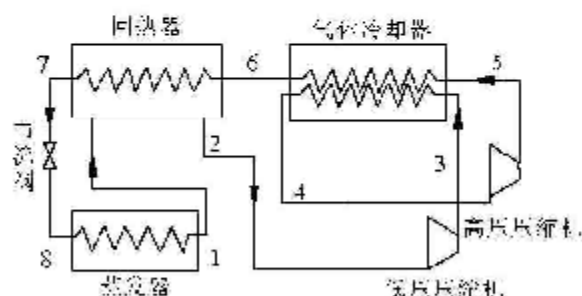
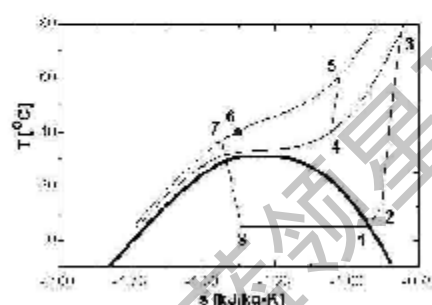
简单两级压缩循环（简称TC循环），主要包括低压压缩机、高压压缩机、两级气体冷却器、节流阀和蒸发器。图2-3给出了其循环原理图，图2-4是其相应的热力学循环T-s图，当高压侧压力给定后，CO₂两级压缩循环也存在着最优中间压力，对应着最大COP。

图 2.3 CO₂跨临界TC循环原理图图 2.4 CO₂跨临界TC循环T-s图

2.1.2.2 两级压缩带回热器循环

两级压缩也可以增加回热器（Internal Heat Exchanger，简称IHX），简称TC-IHX循环，但是过热度不能太大，应该根据实际需要来选取。CO₂跨临界TC-IHX循环工作原理如图2-5所示，图2-6是其相应的焓焓图。从高压气体

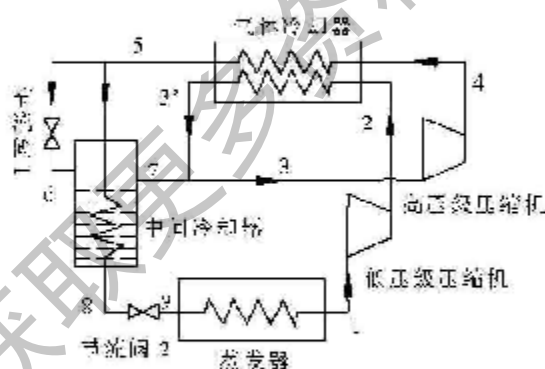
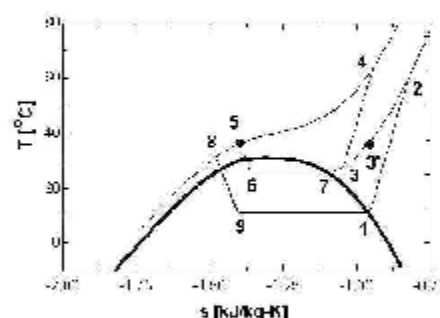
冷却器出来的CO₂流体经过回热器降温(6→7)，由节流阀节流到蒸发压力(7→8)，再进入蒸发器蒸发吸热(8→1)，从蒸发器出来的流体进入回热器被加热(1→2)，而后进入低压级压缩机压缩至中压(2→3)，中压排气经低压气体冷却器冷却后成为高压压缩机的吸气(3→4)，再被高压压缩机压缩至高压(4→5)，然后并入高压气体冷却器冷却(5→6)，完成一个循环过程。

图 2-5 CO₂跨临界TC-IHX循环原理图图 2-6 CO₂跨临界TC-IHX循环T-s图

2.1.2.3 两级压缩带中冷器循环

CO₂两级压缩带中冷器(Inter-Cooler, 简称IC)循环(简称TC-IC循环)的工作原理如图 2-7 所示。从高压气体冷却器出来的流体进行分股, 其中一股经节流阀 1 节流降温后进一步冷却另一股高压流体, 这股高压流体被冷却后进入节流阀 2 节流, 然后再进入蒸发器吸收热量, 图 2-8 给出了其相应的 T-s 图。

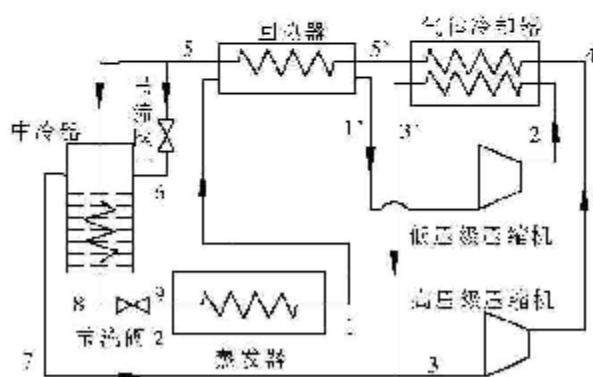
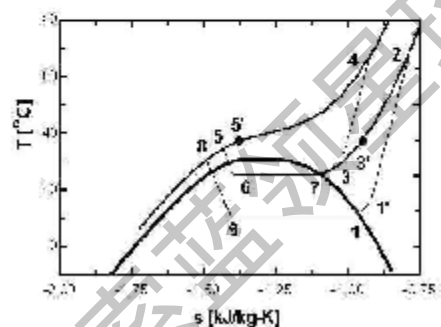
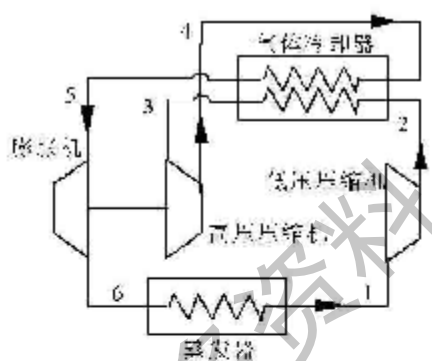
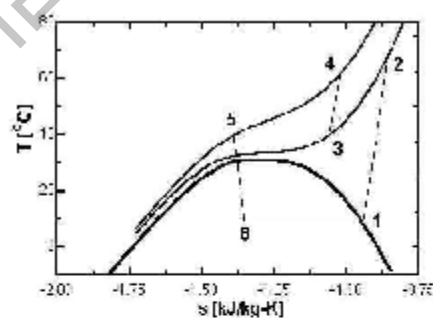
两级压缩带中冷器循环中也可以增设回热器(简称 TC-IC-IHX 循环), 此系统的工作原理如图 2-9 所示, 图 2-10 给出了其相应的 T-s 图。

图 2-7 CO₂跨临界TC-IC循环原理图图 2-8 CO₂跨临界TC-IC循环T-s图

2.1.2.4 两级压缩膨胀机循环

膨胀机在CO₂两级压缩循环中可存在多种配置方式, 研究表明^[194,95], 在CO₂两级压缩循环中, 将膨胀机与高压级压缩机设计为可轴连接, 并且高压级

压缩机所需的输入功全部由膨胀机的输出功来驱动, 可得到较高的循环效率, 这里将这种循环方式简称TCDH(Two-stage Compression with expander Driving High-pressure stage)。由于此循环中膨胀功的大小决定了所驱动压缩机的输入功率, 因此中间压力随之确定。图 2-11 是 TCDH 循环的原理图, 图 2-12 给出了其相应的 T-s 图。

图 2-9 CO₂ 跨临界 TCDH 循环原理图图 2-10 CO₂ 跨临界 TCDH 循环 T-s 图图 2-11 CO₂ 跨临界 TCDH 循环原理图图 2-12 CO₂ 跨临界 TCDH 循环 T-s 图

2.2 理论计算模型

2.2.1 计算条件

计算分析表明^[20,21,24], CO₂ 跨临界循环存在最佳高压压力, 对应着最大 COP。而对于两级压缩循环, 又存在一个最优中间压力 (TCDH 循环除外), 所以为了简化模型的计算, 五种两级压缩循环在计算时取高压级压力与单级膨胀机循环的最佳高压压力相等, 这样就可以计算两级压缩循环的最优中间压力。

本文给出以下计算条件和假设：

- (1) 系统在稳态条件下运行；
- (2) 忽略换热器及其它管道的压降和热损失；
- (4) 压缩机的效率取为 70%；
- (5) 膨胀机的效率设为 60%；
- (6) 蒸发温度的范围取为 -20~20℃；
- (7) 两个气体冷却器的出口温度相等, 设定为 34~50℃；
- (8) 过热度为 10℃；

2.2.2 最佳高压压力计算

2.2.2.1 比较两循环最佳高压压力

CO₂跨临界节流阀循环以及膨胀机循环都存在最佳高压压力，对应着最大 COP。Liao 等人^[21]对 CO₂跨临界节流阀循环的研究表明，最佳高压压力主要受气体冷却器出口温度、蒸发温度以及压缩机性能等因素的影响，并给出了最佳高压压力与上述因素的关系式(2-1)。公式(2-2)是简化后的关系式。

$$p_{opt} = \frac{2.7572 + 0.1304t_c - 3.072K/C}{1 + 0.0538t_c + 0.1606K/C} t_c - \frac{8.7946 + 0.02605t_c - 105.48K/C}{1 + 0.05163t_c + 0.2212K/C} \quad (2-1)$$

$$p_{opt} = (2.778 - 0.0157 \times t_c) \times t_c + (0.381 \times t_c - 9.34) \quad (2-2)$$

式中， p_{opt} 为最佳高压压力， bar ； t_c 为蒸发温度，℃； t_g 为气体冷却器出口温度，℃； K 和 C 分别为压缩机等熵效率公式中的系数， $0 \leq K/C \leq 0.2$ 。

然而对于 CO₂膨胀机循环，计算表明它的最佳高压压力与节流阀循环是不同的^[96]。并且对于理想膨胀机循环(压缩机效率 100%，膨胀机效率为 100%)，在给定蒸发温度下，随着气体冷却器出口温度的增大，CO₂膨胀机循环将会不存在最佳高压压力，这可从图 2-13 的变化趋势明显看出。当气体冷却器出口温度为 35℃ 时，COP 随高压侧压力先下降，而后又增大，并在某一压力下达到最大值，存在最佳高压压力。但是当气体冷却器出口温度为 40℃ 和 45℃ 时，该循环的 COP 随高压侧压力的增加一直呈下降趋势，不存在

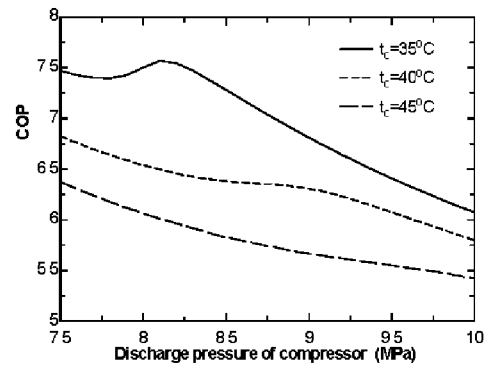


图 2-13 理想膨胀机循环 COP 随高压压力变化

最佳高压压力。实际上，这种理想循环是不可能实现的。

图 2-14 给出了当气体冷却器出口温度 $t_c=40^\circ\text{C}$ 时两个循环的最佳高压压力随蒸发温度的变化。从图中可以看出最佳高压压力随蒸发温度的增加而降低，并且节流阀循环的最佳高压压力高于膨胀机循环。当蒸发温度较低时，两循环的最佳高压压力相差较大，随着蒸发温度的增加，两循环的最佳高压压力不断趋近。图 2-15 给出了当蒸发温度 $t_c=5^\circ\text{C}$ 时，两个循环的最佳高压压力和气体冷却器出口温度之间的关系。图中显示最佳高压压力随气体冷却器出口温度的增长几乎线性增加，同样节流阀循环的最佳高压压力高于膨胀机循环。并且当气体冷却器出口温度较低时，两循环的最佳高压压力比较接近，而随着气体冷却器出口温度的增加，两循环的最佳高压压力相差越来越大。

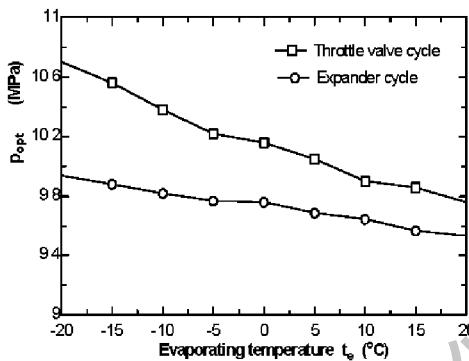


图 2-14 最佳高压压力随蒸发温度的变化趋势

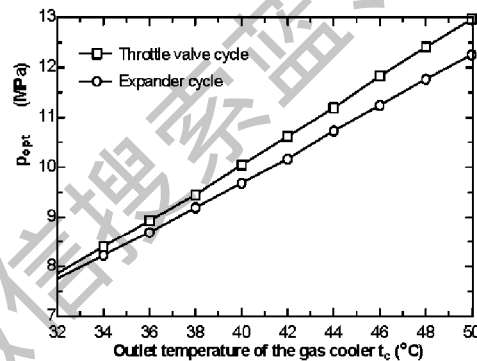


图 2-15 最佳高压压力随气体冷却器出口温度变化趋势

从上述两个图中还可以看到，蒸发温度对最佳高压压力的影响程度较小，气体冷却器出口温度对最佳高压压力的影响较大。这是由于最佳高压压力随蒸发温度的变化幅度较小，而随气体冷却器出口温度的变化幅度较大。在给定的蒸发温度范围内，节流阀循环的最佳高压压力变化了 0.9MPa 左右，而膨胀机循环的最佳高压压力只变化了 0.4MPa 左右。但是在给定的气体冷却器出口温度范围内，节流阀循环最佳高压压力变化了 5.1MPa 左右，而膨胀机循环的最佳高压压力也变化了 4.5MPa 左右。

由此可见，最佳高压压力受气体冷却器出口温度的影响较大。所以在调节系统时，要设法降低气体冷却器的出口温度，不仅能够提高系统的性能，而且可以降低循环的最佳高压压力，使系统在更加安全高效的工况下运行。而在实际应用中，气体冷却器出口温度是受外界冷却介质影响的，因此无论是对于 CO_2 冷水机组还是风冷空调，设法采用较低的冷却介质进口温度或加大流量。总之，在设计气体冷却器时，尽量减小气体冷却器出口温度与冷却介质入口温

度之间的温差。

2.2.2.2 膨胀机循环最佳高压压力关联式

计算表明，对于CO₂跨临界膨胀机循环，最佳高压压力除受气体冷却器出口温度、蒸发温度以及压缩机性能等因素的影响外，还受到膨胀机性能的影响。

根据图 2-2，CO₂跨临界膨胀机循环的COP可用下式计算：

$$COP = \frac{h_1 - h_3 + (h_3 - h_{4s}) \times \eta_{is,c}}{(h_{2s} - h_1) / \eta_{is,c} - (h_3 - h_{4s}) \times \eta_{is,c}} \quad (2-3)$$

若考虑影响因素，则可表示为：

$$COP = \frac{[h_1(t_1) - h_3(p_2, t_3)] + [h_3(p_2, t_3) - h_{4s}(p_2, t_3, t_1)] \times \eta_{is,c}}{[h_{2s}(p_2, t_1) - h_1(t_1)] / \eta_{is,c} - [h_3(p_2, t_3) - h_{4s}(p_2, t_3, t_1)] \times \eta_{is,c}} \quad (2-4)$$

式中， $\eta_{is,c}$ 为压缩机的等熵效率； $\eta_{is,e}$ 为膨胀机的等熵效率； t_1 为蒸发温度，设为 t_e ； t_3 为气体冷却器出口温度，设为 t_c ； p_2 为高压侧压力。

当循环处于最佳高压压力时，COP对高压侧压力 p_2 的偏微分应该等于零，即：

$$\left(\frac{\partial COP}{\partial p_2} \right)_{p_2=p_{opt}} = 0 \quad (2-5)$$

那么CO₂跨临界膨胀机循环的最佳高压压力可用以下关系式确定，即：

$$p_{opt} = p_{opt}(t_e, t_c, \eta_{is,c}, \eta_{is,e}) \quad (2-6)$$

通常在某些特定情况下，压缩机的等熵效率和膨胀机的等熵效率假定为恒定值，本文给定CO₂压缩机的等熵效率为70%，膨胀机等熵效率为60%。这样最佳高压压力只是蒸发温度和气体冷却器出口温度的函数。图 2-16 给出了不同蒸发温度下最佳高压压力随气体冷却器出口温度的变化趋势。从中可以看出，最佳高压压力随气体冷却器出口温度的增大几乎呈线性增加趋势，而蒸发温度对最佳高压压力的影响相对较小。

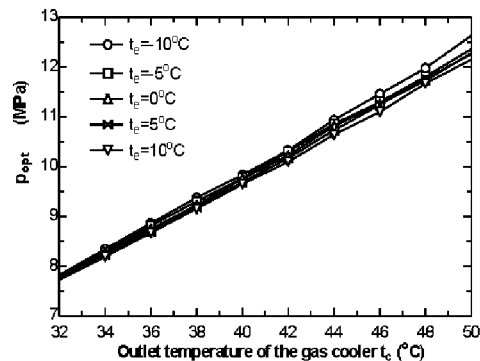


图 2-16 不同蒸发温度下 p_{opt} 与 t_c 的关系

根据模拟计算和分析，当压缩机等熵效率恒定时，通过数据回归，得到了CO₂膨胀机循环的最佳高压压力与气体冷却器出口温度和蒸发温度的关联式，如公式(2-7)所示。

$$p_{opt} = (4.145 \times 10^{-1} t_c^3 - 1.475 \times 10^{-3} t_c^2 - 1.85 \times 10^{-2} t_c - 0.2579) + (0.2505 + 2.644 \times 10^{-1} t_c + 4.103 \times 10^{-5} t_c^2 - 1.132 \times 10^{-5} t_c^3) \times t_c \quad (2-7)$$

式中, t_c 为蒸发温度, $^{\circ}\text{C}$; t_c 为气体冷却器出口温度, $^{\circ}\text{C}$; p_{opt} 为最佳高压压力, MPa。

为了验证关联式(2-7)的精确度, 图 2-17 将关联式计算值与模拟计算值进行了比较。从图中可以看出, 两者符合得非常好, 平均偏差小于 0.5%。

为了计算的方便, 又将模拟计算值进行了线性回归, 得到了关联式(2-8), 与公式(2-7)相比得到了进一步简化。图 2-18 将关联式(2-8)的计算值与模拟计算值进行了比较。同样可以发现, 两者符合得非常好, 平均偏差小于 1%。

$$p_{opt} = (0.01674t_c - 0.3317) + (0.2525 - 0.0007t_c) \times t_c \quad (2-8)$$

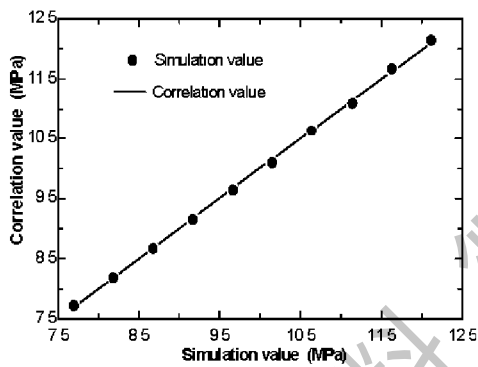


图 2-17 模拟值与公式(2-7)计算值比较

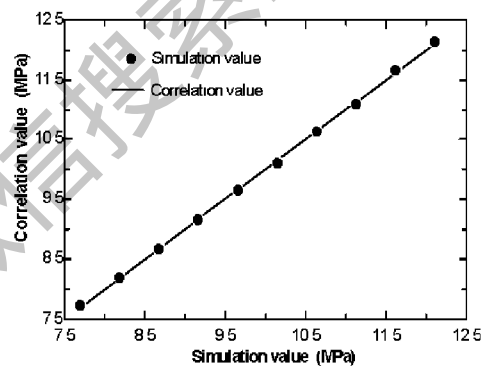


图 2-18 模拟值与公式(2-8)计算值比较

2.2.3 性能计算

下面对上述所介绍的节流阀循环、膨胀机循环以及五种两级压缩循环进行性能计算, 公式中所用的序号与对应原理图中的序号相一致。

2.2.3.1 CO₂跨临界SCV循环以及SCE循环

对于CO₂跨临界SCE循环, 膨胀机的输出功可以用来抵消一部分压缩机耗功, 系统的性能系数可用下式计算:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)} \quad (2-9)$$

对于CO₂跨临界SCV循环, 只要把上式分母中的后一项去掉即可。

2.2.3.2 CO₂跨临界TC以及TC+IHx循环

对于CO₂跨临界TC以及TC+IHX循环，流经高压级压缩机及低压级压缩机的制冷剂流量相同。所不同的是回热循环在压缩机的吸入口有过热度，在回热器中存在热平衡。它们的性能系数分别用公式(2-10)和(2-11)计算。

$$COP = \frac{h_1 - h_6}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)} \quad (2-10)$$

$$COP = \frac{h_1 - h_8}{(h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)} \quad (2-11)$$

2.2.3.3 CO₂跨临界TC+IC循环以及TC+IC+IHX循环

对于两级压缩带中冷器及其回热循环，流经高压级压缩机及低压级压缩机的制冷剂流量不同。设流经高压级压缩机的流量为 m_h ，kg/s；低压级压缩机的流量为 m_l ，kg/s。经过整理可得它们的性能系数可分别用公式(2-12)和(2-13)计算。

$$COP = \frac{Q_c}{W_t} = \frac{m_l \times (h_1 - h_6)}{m_l \times (h_2 - h_1) + m_h \times (h_4 - h_3)} = \frac{h_1 - h_6}{(h_2 - h_1) + \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_5} \times (h_4 - h_3)} \quad (2-12)$$

$$COP = \frac{Q_c}{W_t} = \frac{m_l \times (h_1 - h_6)}{m_l \times (h_2 - h_1) + m_h \times (h_4 - h_3)} = \frac{h_1 - h_6}{(h_2 - h_1) + \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_5} \times (h_4 - h_3)} \quad (2-13)$$

式中， Q_c 为制冷量，kW； W_t 为压缩机耗功，kW。

2.2.3.4 CO₂跨临界TCDH循环

由于高压级压缩机所需的输入功全部由膨胀机的输出功供给，所以该系统的性能系数可用下式计算：

$$COP = \frac{(h_1 - h_6)}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3) - (h_5 - h_6)} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1} \quad (2-14)$$

2.3 结果与分析

2.3.1 四种两级压缩循环最优中间压力

在进行两级压缩制冷循环计算时，首先要确定中间压力。正确而合理地选择中间压力，可以使循环具有较高的经济性。对于上述前四种CO₂跨临界两级压缩循环，设定高压侧压力与单级膨胀机循环的最佳高压压力相等，这样就可以计算四种两级压缩循环的最优中间压力。

当蒸发温度为 5°C ，过热度为 10°C 时，图 2-19 给出了四种两级压缩循环的最优中间压力随气体冷却器出口温度的变化。图中显示， CO_2 跨临界 TC+IC 循环的最优中间压力先增加，后下降，在某个气体冷却器出口温度下，最优中间压力值达到最大值，而其它三种循环的最优中间压力都随气体冷却器出口温度的增加而增加。从图中还可以看出，TC 循环的最优中间压力较大，而 TC+IC+IHX 循环的最优中间压力较小。

图 2-20 给出了气体冷却器出口温度为 40°C ，过热度为 10°C 时，最优中间压力随蒸发温度的变化。可以发现，四种循环的最优中间压力都随蒸发温度的增加而增加，并且 TC 循环的最优中间压力最大，而 TC+IC+IHX 循环的最优中间压力最小。这也说明，TC 循环的第一级压缩比相对较大，而 TC+IC+IHX 循环的第一级压缩比最小。

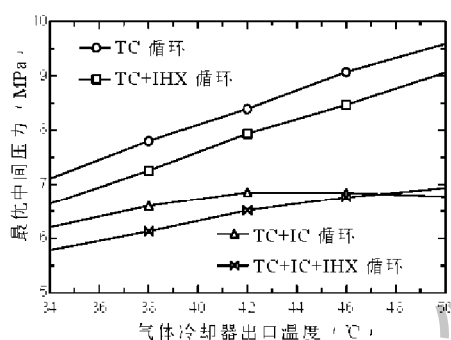


图 2-19 最优中间压力随气体冷却器出口温度变化

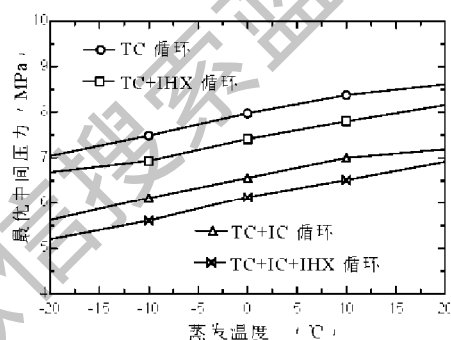


图 2-20 最优中间压力随蒸发温度的变化

2.3.2 几种循环的性能比较

当蒸发温度为 5°C ，过热度为 10°C ，膨胀机效率取 60% 时，图 2-21 给出了上述七种制冷循环的性能系数随气体冷却器出口温度的变化。从图中可以看出，所有循环的 COP 都随气体冷却器出口温度的增大而下降，图中的图例顺序给出了几种循环 COP 的递减顺序。当膨胀机的效率达到 60% 时，TCDH 循环的效率最高；SCE 循环的性能系数高于其它五种循环；另外，四种两级压缩循环的性能均高于 SCV 循环，这其中 TC+IC+IHX 的 COP 最高，而 TC 循环的性能系数最低。但是如果考虑到成本，所占空间以及设备重量等因素，TC 循环可能更占优势。

当气体冷却器出口温度为 40°C ，过热度为 10°C 时，图 2-22 给出了七种制冷循环的性能系数随蒸发温度的变化，可以发现，它们都随蒸发温度的升高而增大。与上述的分析结果相同，TCDH 循环的效率最高；所不同的是，当蒸发

温度低于-10℃左右时,TC+IC+IHX 循环以及 TC+IC 循环的性能系数高于 SCE 循环,这说明两级压缩带中冷器循环适于在蒸发温度较低时应用;当蒸发温度大于-10℃左右时, SCE 循环的性能系数高于其它五种循环;另外,四种两级压缩循环的性能均高于单级节流阀循环,这其中当蒸发温度较高时(大于 13℃左右), TC+IHX 循环的 COP 高于其它三种两级压缩循环,如果蒸发温度再升高, TC+IC 循环的性能系数最低。

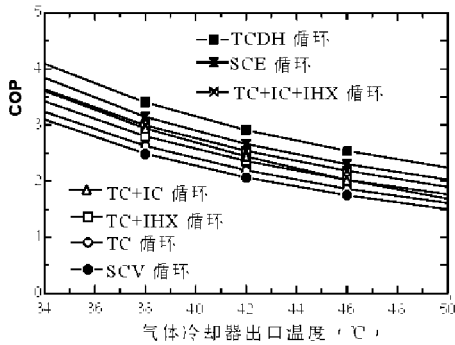


图 2-21 COP 随气体冷却器出口温度变化

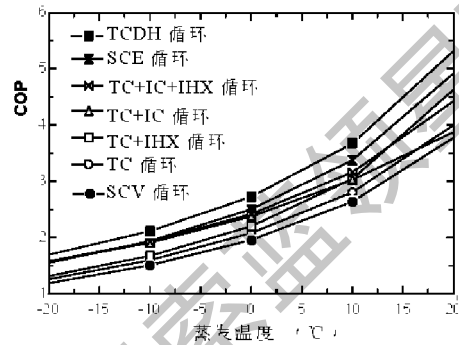


图 2-22 COP 随蒸发温度的变化趋势

通过上述计算结果可以看出,当膨胀机的效率为 60%时,在给定工况范围内, TCDH 循环的性能最好。当膨胀机的效率不同时,除节流阀循环外,其它循环的 COP 都随之变化,这可从图 2-23 看出。当气体冷却器出口温度为 40℃,蒸发温度为 5℃,过热度为 10℃时,对于 SCE 循环,只有当膨胀机的效率大于 50%时, SCE 循环的 COP 才能高于其它五种循环;而对于 TCDH 循环,只要膨胀机的效率大于 31%,它的 COP 就高于其它六种循环。从中也可以看出, TCDH 循环是一种有发展前途的循环方式,关键问题是提高膨胀机的效率。

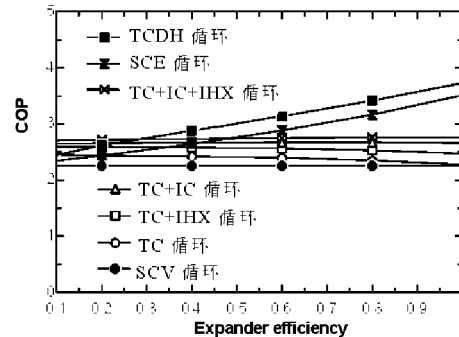


图 2-23 COP 随膨胀机效率的变化

2.3.3 几种循环高压级排气温度比较

当蒸发温度为 5℃,过热度为 10℃时,图 2-24 给出了上述七种循环的高压级压缩机排气温度随气体冷却器出口温度的变化。从图中可以看出,排气温度都随气体冷却器出口温度的增加而增加,并且图中的图例顺序给出了几种循环排气温度的递减顺序。SCV 循环的排气温度最高,其次是 SCE 循环。压缩机的排气温度过高,对润滑油的粘度影响较大,进而会影响压缩机的性能。此

外，对于五种两级压缩循环，TCDH 循环和 TC 循环的排气温度相对较低，而 TC+IC+IHX 循环的排气温度相对较高。

当气体冷却器出口温度为 40°C ，过热度为 10°C 时，图 2-25 给出了七种循环的高压级压缩机排气温度随蒸发温度的变化。从图中可以看出，所有排气温度都随蒸发温度的增加而下降。同样，在较大的蒸发温度范围内，SCV 循环的排气温度最高，其次是 SCE 循环。TCDH 循环和 TC 循环的排气温度相对较低，而 TC+IC+IHX 循环的排气温度相对较高。

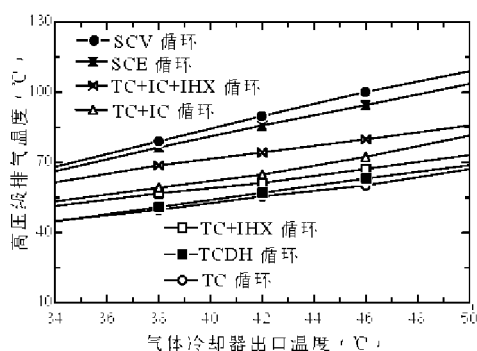


图 2-24 排气温度随气体冷却器出口温度变化

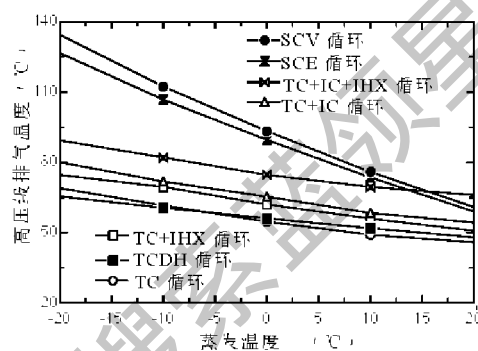


图 2-25 排气温度随蒸发温度的变化

2.3.4 TCDH 循环优化配置分析

从上述的计算结果可以发现，只要膨胀机的效率大于 31% ，TCDH 循环的性能就高于其它六种循环，所以这是一种比较有发展前景的循环方式。为了使之不仅在性能方面占优势，而且在结构配置方面也达到优化的目的，有必要对这种循环进行优化分析。

从该循环的原理图 2-11 中可以看出，工质从低压压缩机和高压压缩机出来后都需要在气体冷却器中进行冷却，如果能够将两组换热器设计在一起，那么就可以大大简化气体冷却器设计。甚至，如果能够达到两组换热器工质的进口温度相等，即两个压缩机的排气温度相等，而且出口温度比较接近，这样两组换热器的面积也基本相当，那么就可以很方便地组织冷却介质的流程。实际上，鉴于此种目的，对于上述另外四种两级压缩循环，都可以设计为这种配置结构。

这里只对 TCDH 循环进行优化配置计算。给定设计工况，假设蒸发温度为 5°C ，气体冷却器出口温度为 40°C ，膨胀机的效率为 $0-100\%$ 。但是考虑到在这种循环中，膨胀功的大小决定了所驱动压缩机的输入功率，因此中间压力随之确定，这样就必须通过调节高压侧压力以达到上述目的。图 2-26 给出了

该循环的高压侧压力以及由此而确定的中间压力随膨胀机效率的变化。由图可见，高压侧压力和中间压力都随膨胀机效率的增加而上升，但是高压侧压力上升的速度较快，而中间压力增加的相对缓慢。这可以解释为，当膨胀机效率增大时，所回收的膨胀功较多，那么所驱动的高压级压缩机压比增大，在满足两个压缩机排气温度相近的条件下，对中间压力变化的影响不会太大，而对高压侧压力的影响较大。

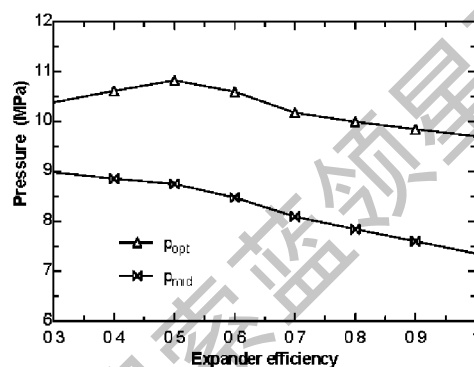
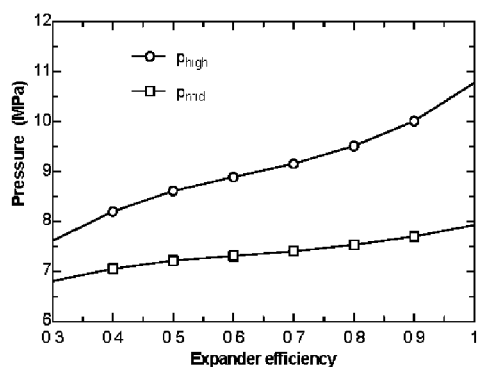


图 2-26 高压和中间压力随膨胀机效率变化 图 2-27 最佳高压压力和中间压力变化

为了计算的方便，以下给出了高压侧压力和中间压力与膨胀机效率之间的函数关系式。

$$p_{high} = 3.701 + 20.15n - 28.30n^2 + 15.23n^3 \quad (0.3 \leq n \leq 1.0) \quad (2-15)$$

$$p_{mid} = 5.291 + 7.710n - 10.43n^2 + 5.366n^3 \quad (0.3 \leq n \leq 1.0) \quad (2-16)$$

式中， p_{high} 为高压侧压力，MPa； p_{mid} 为中间压力，MPa； n 为膨胀机效率。

实际上，如果不考虑 TCDH 循环的优化配置问题，就其本身来说，它是存在最佳高压压力的。图 2-27 给出了其最佳高压压力与中间压力随膨胀机效率的变化。从中发现，最佳高压压力先增加，并在某个膨胀机效率下达到最大值，而后又随效率的增加而下降，这与图 2-26 中的变化趋势是不同的。同样，这种条件下的中间压力与图 2-26 中的变化趋势也不相同，它是随着效率的增加而下降。

当 TCDH 循环在结构上达到优化配置时，高低压压缩机的排气温度是相等的；但是当这种循环在最佳高压压力下运行时，高低压压缩机的排气温度随膨胀机效率的变化较大，这可从图 2-28 明显看出。低压压缩机的排气温度随膨胀机效率的增加而下降，高压级排气温度则升高。当膨胀机效率较低时，两个排气温度相差较大，而随着膨胀机效率的增加，两者越来越趋于接近。

为了比较这两种配置在性能方面的差异，图 2-29 给出了它们的 COP 随膨

胀机效率的变化趋势。很显然，优化配置循环的 COP 随膨胀机效率的增加上升幅度较快，最佳高压压力时的 COP 增加幅度较慢。并且当膨胀机效率较低时（30%左右），优化配置循环的 COP 远低于最佳高压压力时的值，而随着膨胀机效率的增加，两者不断趋近。当膨胀机的效率达到接近 80%以上时，两种情况下的 COP 才能够基本相当。从中也可以发现，在较高的膨胀机效率下，这种优化配置结构比较占优势，而当膨胀机的效率较低时，这种配置结构的性能较低。所以在优化整个系统的结构设计时，应该权衡考虑各方面因素的影响。

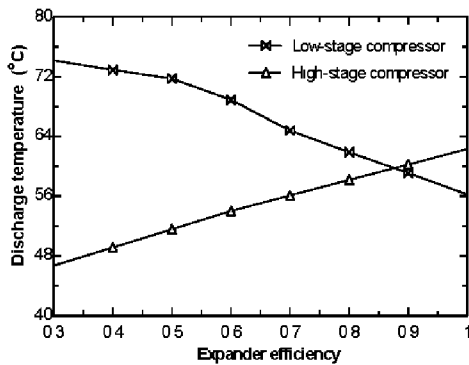


图 2-28 最佳高压压力下排气温度比较

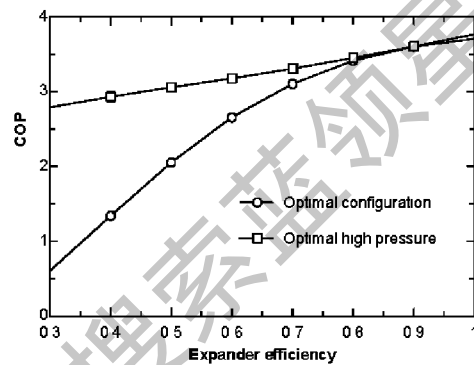


图 2-29 两种配置的 COP 比较

2.4 本章小结

本章主要对七种 CO_2 跨临界循环方式的性能进行了对比分析。首先对各循环建立了理论计算模型，比较了单级膨胀机循环和节流阀循环的最佳高压压力，并通过理论模拟，得到了膨胀机循环最佳高压压力的关联式。在相同的计算条件下，对前四种两级压缩循环的最优中间压力进行了计算比较。而后，比较了七种循环在不同工况下的性能系数以及压缩机的排气温度。最后主要对 TCDH 循环进行了结构配置优化分析，并与存在最佳高压压力时的循环进行了性能比较。主要得出了以下结论：

(1) CO_2 跨临界膨胀机循环的最佳高压压力与节流阀循环是不同的，在给定条件下，节流阀循环的最佳高压压力高于膨胀机循环。当压缩机和膨胀机的效率恒定时，最佳高压压力主要受气体冷却器出口温度和蒸发温度的影响，而且受气体冷却器出口温度的影响较大。为了计算方便，对膨胀机循环的最佳高压压力进行了数据回归，给出了计算关联式。

(2) 当高压侧压力给定时，就可以计算前四种 CO_2 跨临界两级压缩循环的最优中间压力。它们的最优中间压力随气体冷却器出口温度和蒸发温度的变化趋势是不同的。在两种情况下，TC 循环的最优中间压力最大，其次是 TC+IHx

循环和TC+IC循环，而TC+IC+IHX循环的最优中间压力最小。

(3) 七种循环的 COP 随气体冷却器出口温度和蒸发温度的变化趋势是不同的。在给定蒸发温度下，当膨胀机的效率达到 60% 时，TCDH 循环的效率最高，其次是 SCE 循环，而四种两级压缩循环的性能均高于 SCV 循环。在给定气体冷却器出口温度下，几种循环 COP 的递减顺序略有不同，但还是 TCDH 循环的效率最高。只是当蒸发温度较低时，TC+IC+IHX 循环以及 TC+IC 循环的 COP 高于 SCE 循环，这说明两级压缩带中冷器循环适于在蒸发温度较低时应用；当蒸发温度较高时，SCE 循环的性能系数高于其它五种循环。在给定气体冷却器出口温度和蒸发温度下，对于 SCE 循环，只有当膨胀机的效率大于 50% 时，其 COP 才能高于其它五种循环；而对于 TCDH 循环，只要膨胀机的效率大于 31%，它的 COP 就高于其它六种循环，所以是一种有发展前途的循环方式。

就压缩机排气温度来说，它们随气体冷却器出口温度和蒸发温度的变化趋势不同。但总的来说，SCV 循环的排气温度最高，其次是 SCE 循环，TCDH 循环和简单两级压缩循环的排气温度相对较低。

(4) 为了简化气体冷却器的设计，对 TCDH 循环进行了结构配置优化分析，给出了高压侧压力和中间压力与膨胀机效率之间的函数关系式。并与存在最佳高压压力时的循环进行了性能比较，可以发现，优化配置循环的 COP 低于最佳高压压力循环时的 COP，只有当膨胀机的效率达到接近 80% 以上时，两者的 COP 才能够基本相当。也就是说，膨胀机效率较高时，这种优化配置循环占优势，而当膨胀机效率较低时，这种循环性能较低。所以在优化整个系统的结构设计时，应该权衡考虑。

总之，用膨胀机代替节流阀是提高 CO₂ 跨临界循环性能的根本途径，关键问题是提高膨胀机的效率。在实际应用时，不仅要考虑循环的性能，还应该考虑结构合理性、技术可行性、制造成本以及调节控制等方面的问题。

第三章 超临界CO₂流体的性质及换热机理研究

随着科技的发展,超临界流体的应用日益广泛。在动力工程中,它主要应用于超临界蒸汽动力循环、核反应堆等领域。超临界流体在其它行业的应用越来越多,比如超临界萃取技术,在生物化工、药品、农药等工业中的应用,用超临界流体处理工业废弃物和垃圾,以及利用超临界CO₂对液体食品进行杀菌处理等。因此,世界各国从上世纪五十年代开始就对超临界流体的物性及其换热特性开展了相关研究。

CO₂跨临界循环的显著特点是放热过程发生在超临界压力下(大约在8-12MPa之间)。超临界压力下CO₂的换热特征与常规工质存在很大的不同,这主要归因于在临界区附近,CO₂的热物理参数随温度和压力的变化非常剧烈。特殊的热物理性质决定了其具有独特的换热特征,所以对超临界CO₂流体的性质进行深入的分析,有助于全面了解CO₂在气体冷却器中的流动及换热特性。可为设计高效的气体冷却器提供必要的理论基础。

3.1 超临界CO₂流体的性质

一般意义上的超临界流体是指高于临界温度和临界压力而接近临界点的流体。超临界CO₂流体是一种高密度气体。从物理性质上,它兼有气体和液体双重特性,即密度高于气体,接近液体;粘度与气体相似,比液体大为减小;扩散系数接近于气体,大约为液体的10~100倍,因而具有较好的流动性和传热特性。3-1给出了CO₂的相图。CO₂的三相点温度为-56.56℃,压力为0.52MPa。CO₂的临界点温度为31.08℃,临界点压力为7.387MPa。CO₂是非极性物质,其分子间的作用力较小,具体分析见后。

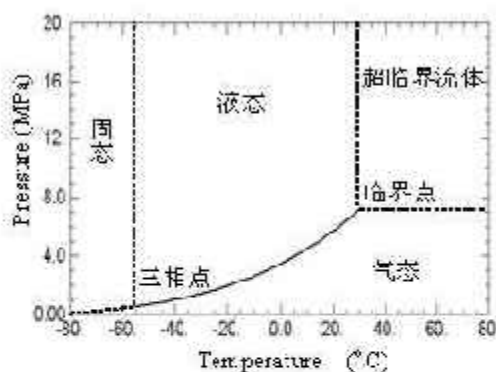


图 3-1 CO₂的相图示意图

3.1.1 CO₂的热物理性质分析

CO₂作为制冷剂的历史可以追溯到19世纪^[37]。在以前的制冷书籍中,CO₂的热物理参数通常以图表的形式给出。由于这些图表大多来自于实验数据,早

期资料彼此之间存在很大的差异。目前CO₂最新的热物理参数主要来自于Span等人^[98]和Vesovic等人^[99]的研究。1990年，Vesovic等人通过理论预测和精确的实验数据得到了CO₂临界区附近粘度和导热系数的计算方程。1996年，Span和Wagner提出了新的CO₂状态方程，并给出了温度范围从三相点到1100K，压力范围从三相点到800MPa的密度、焓以及熵等的数值。

针对CO₂的物性变化特征，魏东将CO₂临界区的范围定义为^[28]：

$$0.8 < \frac{P}{p_c} < 2 \quad (3-1)$$

$$T_{sat,p=0.8p_c} < T < T_{pc} + (T_{pc} - T_{sat,p=0.8p_c}) \quad (3-2)$$

式中， p_c 为临界压力，MPa； T_{pc} 为准临界温度，℃； T_{sat} 为饱和温度，℃。

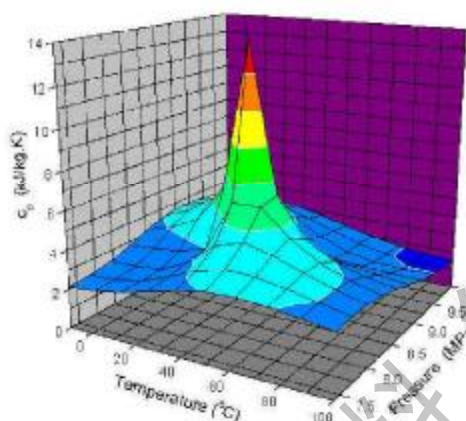


图 3-2 比热随温度和压力的变化

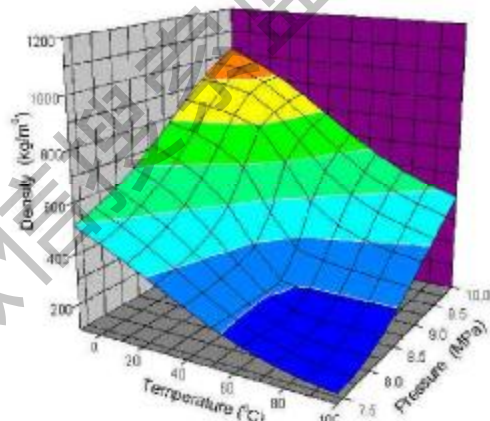


图 3-3 密度随温度和压力的变化

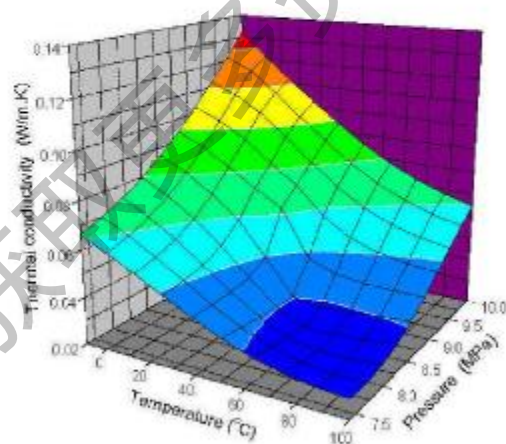


图 3-4 导热系数随温度和压力的变化

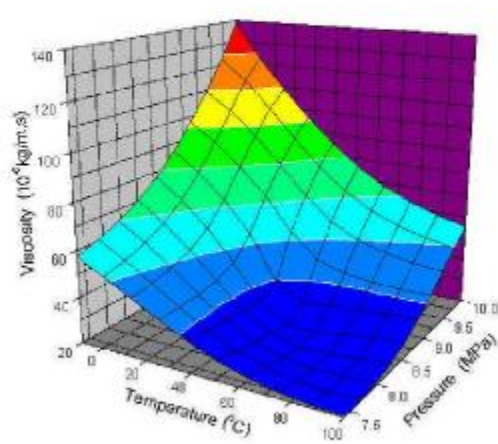


图 3-5 动力粘度随温度和压力的变化

实际上，近临界区任何物性的微小变化都会造成其它物性的剧烈变化，它

但是相互影响的。这里主要分析温度和压力对 CO_2 流体的物性影响。超临界流体在临界区附近的一个重要特征是，热物理参数随温度和压力的变化非常剧烈。图 3-2 至图 3-5 分别给出了超临界压力下 CO_2 的比热、密度、导热系数以及粘度随温度和压力变化的三维图^[103]。

3.1.1.1 分析 CO_2 的比热

从图 3-2 可以看出，在每个给定超临界压力下，比热随温度的变化规律是先升高而后又下降，在某个温度下存在最大值。通常称在给定压力下，比热达到最大值时所对应的温度为准临界温度。显然每一个超临界压力所对应的准临界温度是不同的。 CO_2 在临界点处的比热为无穷大。当处于超临界压力时，比热的峰值降低，而且压力越高，越往越小。通常当超临界流体温度低于准临界温度时，具有“类液体”性质，当流体温度高于准临界温度时，具有“类气体”性质，所以此点也被称为准临界点。

同样，当温度给定时，比热随压力的变化与随温度的变化趋势相同，在某个压力下，比热出现最大值。不同的温度，比热出现最大值时所对应的压力值是不同的。而且温度越高，比热峰值越小。

在上述两种情况下，当比热达到最大值时，比热的一阶偏导数可表示为：

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial T}\right)_p = 0 \quad (3-3)$$

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial p}\right)_T = 0 \quad (3-4)$$

实际上，从 CO_2 比热的三维图 3-2 中可以看出，不同超临界压力下，比热峰值在温度-压力平面上的投影是一条曲线，被称为准临界线。超临界压力给定时，对方程(3-3)求解比热的一阶偏导数，可以得到准临界温度。通过计算可以得出准临界温度和压力的关系式，如公式(3-5)所示。

$$T_{pc} = 31.40 + 12.15p - 0.6927p^2 + 0.03160p^3 - 0.0007521p^4 \quad (3-5)$$

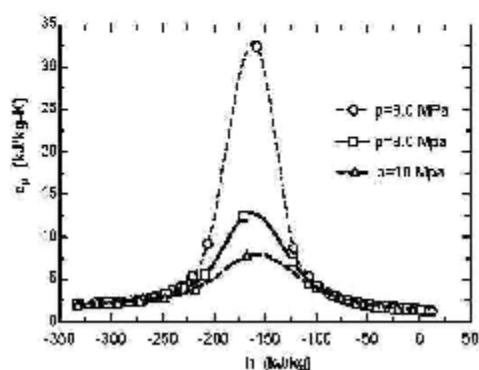
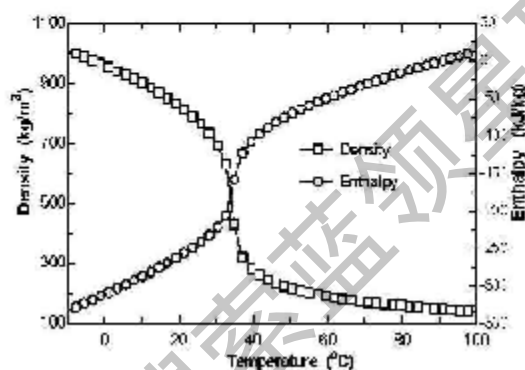
式中， T_{pc} 为准临界温度， $^{\circ}\text{C}$ ； p 为压力， MPa ；公式的适用范围为 $(7.5 \leq p \leq 14.0)$ 。

既然准临界温度在温度-压力平面上的投影是一条曲线，那么根据 CO_2 的物性变化特征，本文将准临界区定义为准临界线附近的一条温度带，即：

$$0.7T_{pc} < T < 1.3T_{pc} \quad (3-6)$$

式中，准临界温度 T_{pc} 对应的超临界压力范围为： $7.5\text{MPa} \leq p \leq 14.0\text{MPa}$ 。

总之, CO₂ 比热在准临界点附近的变化比较剧烈, 但当远离准临界点后, 比热随温度的变化趋于缓慢。实际上, 比热变化较大的区域对传热规律的影响较大, 而不同压力下比热变化较大的区间处于不同的温度区域。图 3-6 给出了不同超临界压力下 CO₂ 比热与焓值之间的关系。可以发现, 在不同超临界压力下, 比热变化较大的位置基本上在相同的焓区间内, 这样在设计 CO₂ 气体冷却器时应该选择在比热较大的区域。

图 3-6 CO₂ 比热与焓的关系图 3-7 CO₂ 密度和焓随温度的变化

3.1.1.2 分析 CO₂ 的密度、导热系数和粘度

从图 3-3 至图 3-5 可以看出, CO₂ 的密度、导热系数和粘度的变化趋势很相似。在给定超临界压力下, 它们都随温度的增加而下降; 而在给定温度下, 它们都随超临界压力的增加而增加。

实际上, 在临界点附近, 流体的密度随温度增加下降很快。这与亚临界区液相流体气化时的物性变化相似。但它们的不同之处在于, 当处于临界压力和超临界压力时, 物性的变化带有连续性, 而在亚临界相变过程中, 物性的变化则是不连续的。图 3-7 给出了 CO₂ 的密度和焓随温度的变化。很明显, 在同样的温度范围内, CO₂ 密度的变化速度和焓的变化速度都相当快。

当超临界压力一定时, CO₂ 的密度随温度的增加而降低, 但是密度降低的速度在不同温度范围内是不同的; 当温度一定时, CO₂ 的密度随压力的增加而增大, 但是在不同的压力范围内增大的速度也不同。在这两种情况下, 密度梯度随温度和压力的变化都存在最大值。当密度变化最大时, 密度的二阶偏导数可表示为:

$$\left(\frac{\partial^2 \rho}{\partial T^2} \right)_p = 0 \quad (3-7)$$

$$\left(\frac{\partial^2 \rho}{\partial p^2}\right)_T = 0 \quad (3-8)$$

通过求解上述两个方程，可以得到密度变化最大时所对应的温度和压力。

以前曾有人把比容变化最大时的温度称为相变点。但是，比热最大和比容变化最大这两个相变点并不重合在一起，不过它们相差并不大^[101]。本章通过计算也发现了这一点，在给定的超临界压力下，CO₂密度变化最大时的温度与比热最大时的温度略有差别。表 3-1 给出了不同压力下准临界温度与密度变化最大时所对应温度的比较。可以看出，两者相差非常小，大约在 0.05℃ 左右。这种误差的存在也许和物性测量准确度有关，或是由于不同实验条件下的复现性可能不一致。如果在误差范围内，那么可以认为它们是相等的。当然这一点还需要从理论上证明。

表 3-1 不同压力下准临界温度与密度变化最大时的温度比较

温度 (°C)	不同超临界压力 (MPa)				
	8.0	9.0	10.0	11.0	12.0
T_{pc}	34.67	39.92	44.96	49.51	53.75
$T_{\rho, \max}$	34.6	39.88	44.92	49.46	53.69

为了计算方便以及和准临界温度作比较，下面也给出了 CO₂ 密度变化最大时的温度与压力的关系式。

$$T_{\rho, \max} = -40.498 + 15.689p - 1.1995p^2 + 0.063245p^3 - 0.0014795p^4 \quad (3-9)$$

式中， $T_{\rho, \max}$ 为密度变化最大时的温度，℃； p 为压力，MPa；公式的适用范围为 $(7.5 \leq p \leq 14.0)$ 。

另外，从图 3-3 至图 3-5 还可以看到，导热系数与密度的变化很相似。粘度的变化规律虽稍有差别，但也比较接近。它们都在某些温度区间和压力区间变化比较大。通过计算发现，粘度和导热系数变化最大时的温度与密度变化最大时的温度几乎相等。

通过上述对 CO₂ 的比热、密度、导热系数以及粘度计算可以看到，这些参数在准临界点附近的变化都非常剧烈，但当远离准临界点后，它们随温度的变化趋于缓慢。这种变化特征也正反映了超 CO₂ 流体在冷却过程中从“类气体”向“类液体”的转变过程。

3.1.2 超临界 CO₂ 流体的微观分析

随着统计热力学研究的不断深入，人们发现物质的特性参数是纯物质内部

结构和相互作用的反映，它应该是由微观参数决定的。一般来说，决定分子性质的是分子间的相互作用力，而分子间的相互作用力是受物质分子的大小，结构型式和分子极性影响的。可以说统计热力学是联系热力学性质和分子间作用力的桥梁。自 80 年代以来，人们用量子化学分子轨道计算法计算分子间相互作用势，模拟超临界流体系统；通过计算径向分布函数和热力学参量，进行 Monte Carlo 模拟，使微观结构与宏观性质联系起来；用分子动力学研究超临界流体中形成团簇的动力学等。这些研究成果无疑对超临界 CO₂ 的本质进行了深入认识。超临界 CO₂ 流体的研究模型主要采用压缩气体模型，并考虑高压 CO₂ 气体分子在 Van der Waals 力作用下要发生分子缔合。关于 CO₂ 分子弱相互作用的 ab initio 量子化学超临界 CO₂ 的研究主要集中在 CO₂ 二聚体和三聚体上^[102]。

分子对的位能与分子间距的关系称为位能函数。通常对于实际气体，分子间的相互作用由分子之间的位能函数来表示。目前位能函数有多种模型，有的模型把分子看作无吸引力的硬球，有的模型把分子看作具有引力的硬球。完整的位能函数应由引力和斥力两部分组成。对于非极性分子，其位能函数可表示为：

$$U(r) = Br^{-m} - Ar^{-n} \quad (3-10)$$

式中， $U(r)$ 为位能； r 为分子间距； A 、 B 、 m 、 n 为常数。

Lennard-Jones 曾对此函数作了深入研究，得到了 Lennard-Jones (伦纳德-琼斯) 位能函数关系式：

$$U(r) = U_0 \left[\left(\frac{r_0}{r} \right)^{12} - 2 \left(\frac{r_0}{r} \right)^6 \right] \quad (3-11)$$

图 3-8 给出了位能与分子间距的关系。从中可以看出，分子间的距离很大时位能趋向于零。在中间距离 (约等于 r_0) 时，位能具有一吸收区域，距离再小，就出现很强的排斥力。排斥力是由于分子的电子云重叠而引起的，由于没有共同的轨道，原子间不能形成化学键。因此可以把分子假定为具有一定体积的硬球，体积的大小由电子云的平均半径给出。在此范围之外，分子间具有吸引力 (范德瓦尔斯引力)。

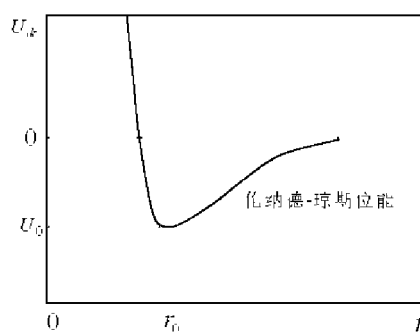
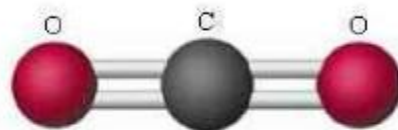


图 3-8 位能与分子间距的关系

分子间相互作用力是导致流体非理想性行为以及相变现象的主要原因。一般来说，分子的极性越强，分子间的作用力就比较大，流体的临界温度就高。

CO₂是非极性分子,它的临界温度相对较低,超临界CO₂流体的粘度较小。实际上,CO₂分子之间无偶极作用和诱导作用,只有色散作用。分子间通过瞬时偶极产生的吸引力叫色散力。非极性分子之间正是由于色散力的作用才能凝聚为液体或固体的。由于CO₂分子内是靠三中心四电子大π键结合的线形分子,两个C-O键夹角为180°,键长为0.1163nm,如图3-9所示。因而所产生的瞬时偶极矩是相当弱的。温度和压力对这种弱结合分子的影响比较大。在高压下,有利于CO₂二聚体分子的形成,并且聚集体的浓度随压力升高而增大;而温度的作用正好相反。实际上,在超临界CO₂体系中存在聚集体与CO₂单体的动态平衡^[102]。

图 3-9 CO₂分子的直线结构

根据分子聚集理论,实际物质中的分子并不全以单分子的形式存在,而是有相当一部分分子结合成为二聚体、三聚体等分子。而分子的这种聚集行为是由分子间的Van der Waals力及氢键力所致。而单分子形成聚集分子的“联系能”应为 $U(r)$ 曲线最低点的位能 U_0 ,也就是说, U_0 是维持聚集分子稳定性的关键因素^[103]。

分子聚集的一个明显结果便是实际分子数减少,表现分子量增加。为了描述分子的这一行为,提出了分子聚集函数 j ^[104]:

$$j = \frac{M}{N_A} \quad (3-12)$$

式中, N 表示1摩尔物质体系中的实际粒子数, $M = \sum_i N_i$ ($i=1, 2, 3, \dots$, 分别指单体、二聚体、三聚体、...); N_A 表示Avogadro常量。

基于分子的硬球与弱引力场模型应用统计力学方法对物质分子聚集反应过程进行分析研究,得到了分子聚集运动方程^[103]:

$$\prod_i N_i^{v_i} = DT^{-1} \frac{\sum_i (3C_i)^2 \sum_i v_i \varepsilon_{0i} / \kappa}{e^{v_i} (V-b)^{\sum_i v_i}} \quad (3-13)$$

其中, $D = \exp\left(-\sum_i v_i \delta_i / \kappa\right)$

式中, T 为温度,K; V 为体积,m³; ε_{0i} 为*i*聚集分子的平均最小位能; $3C_i$ 为*i*聚集分子的外自由度数,即Prigogine数; v_i 为*i*聚集分子的化学计量系数; δ_i 为*i*聚集分子的结构特性常数。

从公式(3-14)可以得到*j*函数的另一种表达形式^[103]:

$$J = 1 - \frac{Cp}{RT} \quad (3-14)$$

$$\text{其中, } C = (1 - J_c) \frac{RT_c}{p_c} \exp \left[(\beta^* + \delta^*) \left(\frac{1}{T_c} - 1 \right) + \left(\frac{3C^*}{2} \right) \ln \frac{1}{T_c} \right]$$

式中, J_c 为临界态的分子聚集函数; β^* 为分子最小位能系数; δ^* 为内压系数; $3C^*$ 为单分子形成聚集体分子时失去的外自由度数; T_c 为临界温度, K; p_c 为临界压力, Pa; T_c 为对比温度。

对于二聚体分子的聚集, 则有:

$$\frac{N_2}{N_1^2} = D \cdot T^{-3C^*/2} \cdot e^{\beta^*/T} \cdot \left(\frac{1}{T-b} \right) \quad (3-15)$$

其中, $3C^*/2 = 2(3C_1/2) - (3C_2/2)$ 为单分子结合成二聚体分子时失去的外自由度数。

分子聚集体是由弱引力所引起的一种分子行为, 聚集参数 $3C^*$ 的数值大小反映了分子聚集的程度。对超临界 CO₂ 流体的计算表明^[103], 当 $T_c > 0.9$ 时, $3C^*$ 值增长很快, 特别是当 $P_c \rightarrow 1$ 时, 基本上按指数规律增长。随着向临界点逼近, CO₂ 分子聚集度越来越大。

在临界点附近, 超临界 CO₂ 流体的压力和温度的微小变化就可以引起流体体积的较大变化, 即压缩率非常大。随着密度的增大, 各个分子逐渐接近, 分子间产生了相互作用力。流体的性能可由分子间相互作用力越强, 总能量越大来确定。当流体的温度低时, 总能量小, 分子容易进入位能的最低处。由于分子间的作用力, 使得分子形成聚集体; 当流体的温度高时, 分子间的作用力较弱, 无相互束缚, 分子可以自由运动。当温度稍高于临界点时, 分子相互间在位能谷附近摇摆移动, 时而自由运动, 时而相互束缚, 容易形成部分束缚状态的结构。在近临界区, 分子聚集行为特别显著, 这也就是近临界区 CO₂ 流体物性独特的原因所在。

3.2 CO₂ 临界点的涨落分析

3.2.1 统计物理中的涨落理论^[105]

在任一瞬间, 体系宏观量的数值不一定恰好等于它的平均值, 可能与它的平均值具有一定的偏差, 将这种现象称为围绕平均值的涨落。也就是说, 虽然表征体系处于平衡态的各物理量原则上等于它的平均值, 但离开平均值的偏差总是存在的。涨落既有能量涨落, 也有空间涨落。

热力学涨落是围绕平衡态的涨落，所以又叫平衡涨落。为了把计算相对涨落归结为求各种相应的热力学量，必须通过统计物理的方法。假定体系中粒子之间相互作用可忽略，由玻耳兹曼分布中的熵公式 $S = k \ln \Omega$ ，可求得宏观态出现的概率：

$$\Omega = e^{S/k} \quad (3-16)$$

对于孤立系统，当体系的内能和体积不变时，熵 S 的宏观态概率与 $e^{S/k}$ 成正比。设 \bar{S} 和 Ω_{\max} 分别代表平衡态的熵和宏观概率，平衡态的熵所对应的热力学概率最大。对于涨落态的 S 和 Ω ，可有：

$$\Omega = \Omega_{\max} e^{(S-\bar{S})/k} \quad (3-17)$$

应用斯莫路绰夫斯基-爱因斯坦方法，可以求得略微偏离平衡态的宏观态出现的概率：

$$\Omega = \Omega_{\max} \exp \left[\frac{1}{2kT} \left(\frac{\partial p}{\partial I^*} \right)_T (\Delta I^*)^2 \right] \quad (3-18)$$

这样求得概率的表达式之后，按照统计物理学中的权重平均方法，可求出热力学量的均方偏差。体积的均方偏差可用下式计算：

$$\begin{aligned} \overline{(\Delta I^*)^2} &= \frac{\int_{-\infty}^{\infty} (\Delta I^*)^2 \Omega d(\Delta I^*)}{\int_{-\infty}^{\infty} \Omega d(\Delta I^*)} = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} (\Delta I^*)^2 \Omega_{\max} \exp \left[\frac{1}{2kT} \left(\frac{\partial p}{\partial I^*} \right)_T (\Delta I^*)^2 \right] d(\Delta I^*)}{\int_{-\infty}^{\infty} \Omega_{\max} \exp \left[\frac{1}{2kT} \left(\frac{\partial p}{\partial I^*} \right)_T (\Delta I^*)^2 \right] d(\Delta I^*)} \\ &= \frac{\int_{-\infty}^{\infty} (\Delta I^*)^2 \Omega_{\max} \frac{kT}{\left(\frac{\partial p}{\partial I^*} \right)_T} \frac{1}{\Delta I^*} d \exp \left[\frac{1}{2kT} \left(\frac{\partial p}{\partial I^*} \right)_T (\Delta I^*)^2 \right]}{\int_{-\infty}^{\infty} \Omega_{\max} \exp \left[\frac{1}{2kT} \left(\frac{\partial p}{\partial I^*} \right)_T (\Delta I^*)^2 \right] d(\Delta I^*)} \end{aligned} \quad (3-19)$$

通过分部积分可得：

$$\overline{(\Delta I^*)^2} = -kT \left(\frac{\partial I^*}{\partial p} \right)_T \quad (3-20)$$

由此可以得到体积的相对涨落为：

$$\frac{\overline{(\Delta I^*)^2}}{I^{*2}} = -\frac{kT}{I^{*2}} \left(\frac{\partial I^*}{\partial p} \right)_T \quad (3-21)$$

因此质量密度和粒子数的相对涨落为：

$$\frac{\overline{(\Delta p)^2}}{\rho^2} = \frac{\overline{(\Delta V)^2}}{V^2} = \frac{\overline{(\Delta N)^2}}{N^2} = -\frac{kT}{V^2} \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T \quad (3-22)$$

以上各式中, k 为玻耳兹曼常数; p 为压力, Pa; V 为体积, m³; T 为温度, K; ρ 为密度, kg/m³; N 为粒子数。

对于理想气体, 由理想气体状态方程 $pV = NkT$, 可得:

$$\left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_T = -\frac{NkT}{p^2} = -\frac{V}{p} = -\frac{V^2}{NkT} \quad (3-23)$$

代入公式(3-22)得到:

$$\left(\frac{\Delta N}{N} \right)^2 = -\frac{kT}{V^2} \left(-\frac{V^2}{NkT} \right) = \frac{1}{N} \quad (3-24)$$

由公式(3-24)可以看出, 相对涨落与粒子数成反比。对于粒子数极大的宏观系统 ($N \approx 10^{23}$), 粒子数的相对涨落是很小的。但是在临界点 $(\partial V / \partial p)_T$ 趋于无穷, 粒子数的相对涨落就会比较大。

从热力学理论得知, 涨落在稳定平衡系统、亚稳平衡系统及不稳平衡系统中所起的作用迥然不同。对处于稳定平衡的系统, 涨落只不过是粒子微观运动不可避免的结果, 对系统的宏观性质不起决定作用; 然而, 对处于亚稳平衡态的系统, 当涨落大到一定程度时将变得重要起来, 它能引起系统宏观性质的改变, 使系统从一种状态向另一种状态转化; 在不稳平衡系统中, 微小的涨落就足以导致系统发生状态的改变^[106]。

3.2.2 临界点涨落

1869年, 英国物理学家 Andrews 对 CO₂ 临界点附近的性能进行了测定, 并给出了 CO₂ 的临界点温度为 31.1℃。实际上真正的临界点是无穷小的一个点, 是无法得到的。平时在实验中由于受到测量手段, 以及仪器、仪表精度的限制, 所观察到的也只是很小的一个近临界区。

临界点是流体的一个特征点, 对于一种纯流体, 临界点满足如下关系式:

$$\frac{\partial p}{\partial V} = -\left(\frac{\partial^2 A}{\partial V^2} \right) = 0 \quad (3-25)$$

$$\left(\frac{\partial^2 p}{\partial V^2} \right) = -\left(\frac{\partial^3 A}{\partial V^3} \right) = 0 \quad (3-26)$$

式中, A 为 Helmholtz 自由能; V 是容积, m³; p 是压力, Pa。

在临界点时，物质的气相和液相没有区分，它们的密度差别消失，相界面消失。由于临界点的存在，可以使物质从液相连续地变到气相。按照相变的分类，气液临界点相变属于第二级相变，也称为连续相变。在临界点，等温压缩系数、等压膨胀系数以及比热都发散。等温压缩系数发散意味着在临界点维持恒温时，压力的微小变化将造成密度的巨大变化，等压膨胀系数发散意味着系统接近临界点维持恒压时，温度的微小变化将造成密度的巨大变化。由于比热的发散，在临界点附近就很难达到热力学平衡，较小的温度变化引起很大的状态变化。

根据上述统计物理学的涨落理论可导出物质在临界点附近的相对涨落，由于达到临界点时满足 $(\partial p / \partial V) = 0$ 和 $(\partial^2 p / \partial V^2) = 0$ ，那么在以下自由能的展开式(3-27)中^[31]：

$$\Delta F = \left(\frac{\partial^2 A}{\partial V^2} \right)_T \Delta V + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^3 A}{\partial V^3} \right)_T (\Delta V)^2 + \dots \quad (3-27)$$

$(\Delta V)^2$ 项的系数 $\left(\frac{\partial^3 A}{\partial V^3} \right)_T$ 及 $(\Delta V)^3$ 项的系数 $\left(\frac{\partial^4 A}{\partial V^4} \right)_T$ 在临界点处均为零。因此，在临界点处，展开式最起码必须准确到 $(\Delta V)^4$ 项，即泰勒级数最少展开到三阶，这样经过推导可得临界点处体积的相对涨落为：

$$\overline{\left(\frac{\Delta V}{V} \right)^2} = \frac{1.6539}{V^2} \sqrt{-kT \left[\left(\frac{\partial^3 p}{\partial V^3} \right)_T \right]^{-1}} \quad (3-28)$$

为了比较临界点附近的涨落和一般状态下的涨落，根据范德瓦耳斯状态方程，可求得：

$$\left(\frac{\partial^3 p}{\partial V^3} \right)_T = -\frac{24NkT_c}{8V_c^3} \quad (3-29)$$

代入公式(3-28)可推导出临界点处的体积、密度以及粒子数相对涨落为：

$$\overline{\left(\frac{\Delta V}{V} \right)^2} = \frac{(\Delta \rho)^2}{\rho^2} = \frac{(\Delta N)^2}{N^2} = \frac{0.901}{\sqrt{N}} \quad (3-30)$$

比较公式(3-24)和(3-30)可以看出，物质在临界点处的相对涨落较一般状态下大 \sqrt{N} 倍，临界点附近各物理量的奇异性，也可以看作是由热运动引起的涨落所造成。

正是由于临界点附近物质密度的巨大涨落，因此造成光的散射特别强，导致出现临界乳光现象。图 3-10 可以说明 CO₂ 的临界现象和临界乳光。在临界点附近，如左边第一个图，界面上下气体和液体的密度已基本一致，只不过液体里还有少量的有序结构；当接近临界点时，会有一个界面不清楚的“混沌”过程，如中间图所示；当到达临界点时气液界面完全消失，如最右边的图所示。



图 3-10 CO₂ 临界现象和临界乳光

临界区流体的密度涨落可以看作是一系列具有不同波长的波动的集合，其波长范围从数个分子直径到无穷大。常温常压下流体的涨落较弱，涨落的波长较短，仅与分子尺寸的量级相当；但当接近或超过临界点时，涨落的波长趋于无穷大。正是这种强烈的涨落导致了物质在临界点附近的一系列不寻常性质，从而使得适用于一般流体的状态方程对于超临界流体不再适用^[107]。近临界区流体物性的计算不能以解析方法处理，重整化群理论考虑了临界点附近强烈的密度涨落，得出了临界现象的指数律和标度律，给出的临界指数与实验结果符合得很好，是描述流体近临界点奇异性的主要理论之一。重整化过程实际是一个逐渐将长波长的涨落归入短波长涨落贡献的递推过程。重整化过程可用数学公式表达如下^[107]：

$$f_n(\rho) = f_{n-1}(\rho) + \mathcal{G}_n(\rho) \quad (3-31)$$

$$\mathcal{G}_n(\rho) = \begin{cases} K_n \ln \frac{\Omega_n^s}{\Omega_n^l} & 0 \leq \rho < \rho_{max}/2 \\ 0 & \rho_{max}/2 \leq \rho < \rho_{max} \end{cases} \quad (3-32)$$

式中， f 为 Helmholtz 自由能密度； ρ_{max} 是最大分子密度； $K_n = 1/(2^{3n} \beta L^3)$ ； L 为势能函数的截断半径； Ω_n^s 和 Ω_n^l 分别代表短波和长波的密度波动。

3.3 超临界 CO₂ 流体的换热研究

3.3.1 超临界 CO₂ 流体换热处理原则

经上述详细分析 CO₂ 临界点特性是为了研究物质的基本性质。任何物质的临界点只是一个无穷小的点，CO₂ 在气体冷却器中的传热过程在通过这一点时也只是一闪而过，所以影响并不大。而在近临界区或准临界区，CO₂ 的物性随温度的变化非常剧烈，所以对 CO₂ 换热影响较大的区域主要发生在近临界区或准临界区。

超临界 CO₂ 流体的物性变化特点使得其传热与低压流体存在许多不可点。

压力较低时，流体的物性(包括热物性和传输性)可以假设为与温度无关，即可作为“常物性”处理。而在处理超临界 CO_2 流体的流动和传热问题时，必须注意两点：(1)在流体的连续方程、动量方程和能量方程中，不能把流体物性当作常量，必须考虑物性随温度的变化，即按“变物性”来处理。(2)沿流动方向，在壁面边界层与主流体之间存在着温度梯度，并由此产生密度梯度；再加上在准临界点附近流体粘度变化显著，由此产生的自然对流有可能使换热器中流体的速度分布、剪切力分布产生重大变化^[108]。

根据是否考虑自然对流作用的影响，超临界流体传热可以分为简单强迫对流换热和混合对流换热。Jackson等人^[109-110]的换热研究表明，当符合下列条件时，浮升力可以忽略：

$$\frac{Gr}{Re_f^2} < 10^{-2} \quad (\text{对于水平管}) \quad (3-33)$$

$$\frac{Gr}{Re_f^{2.7}} < 10^{-4} \quad (\text{对于竖直管}) \quad (3-34)$$

3.3.1.1 变物性强迫对流换热准则方程^[108]

一般来说，强迫对流换热准则关联式通常有以下形式：

$$Nu_f = f(Re_f, Pr_f) \quad (3-35)$$

式中的下标 f 表示准则数中的定性温度为主流体温度。上式只适用于“常物性”的强迫对流换热。

对于“变物性”的强迫对流换热，其换热准则方程式可由流体的动量方程和能量方程的无量纲化推导出来。对于二维稳定流动，在不考虑浮力影响的条件下，其边界层的动量和能量方程可分别写为：

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{dp}{dx} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (3-36)$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3-37)$$

将以上两式中的变量进行无量纲化可得：

$$\tilde{\rho} \left(\tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} \right) = -\frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} + \frac{1}{Re_f} \left(\tilde{\mu} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{y}^2} \right) \quad (3-38)$$

$$\tilde{\rho} c_p \left(\tilde{u} \frac{\partial \tilde{\theta}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{v} \frac{\partial \tilde{\theta}}{\partial \tilde{y}} \right) = \frac{1}{Re_f Pr_f} \left(\tilde{k} \frac{\partial^2 \tilde{\theta}}{\partial \tilde{y}^2} \right) \quad (3-39)$$

式中： $\tilde{x} = x/d$ ； $\tilde{y} = y/d$ ； $\tilde{u} = u/u_f$ ； $\tilde{v} = v/u_f$ ； $\tilde{p} = p/\rho_f u_f^2$ ； $\tilde{\rho} = \rho/\rho_f$ ； $\tilde{\mu} = \mu/\mu_f$ ； $\tilde{k} = k/k_f$ ； $\tilde{c}_p = c_p/c_{pf}$ ； $\theta = (T - T_f)/(T_w - T_f)$ ； $Re_f = \rho_f u_f d / \mu_f$ ； $Pr_f = \mu_f c_{pf} / k_f$ 。

忽略流动方向的压力变化或认为其压力梯度为常数，再根据放热系数的定义，并采用无因次变量，可得：

$$\alpha = -\frac{k}{D} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \tilde{y}} \right)_{\tilde{y}=0} \quad (3-40)$$

由此得到努谢尔特数为：

$$Nu = - \left(\frac{\partial \theta}{\partial \tilde{y}} \right)_{\tilde{y}=0} \quad (3-41)$$

上式说明努谢尔特数等于壁面上无因次温度梯度的数值。“变物性”努谢尔特数的平均值则为：

$$Nu_v = f \left(Re_f, Pr_f, \frac{\rho_w}{\rho_f}, \frac{\mu_w}{\mu_f}, \frac{k_w}{k_f}, \frac{c_{pw}}{c_{pf}} \right) \quad (3-42)$$

由图 3-3 至图 3-5 可以看出，超临界 CO₂ 流体的密度、导热系数以及粘度随温度的变化规律是比较接近的，故只保留其中一项，如 ρ_w/ρ_f ，并用平均比热 \bar{c}_p 代替 c_{pw} ，更能代表“变物性”比热的影响，则上式可改写为：

$$Nu_v = f \left(Re_f, Pr_f, \frac{\rho_w}{\rho_f}, \frac{\bar{c}_p}{c_{pf}} \right) = f \left(Re_f, \bar{Pr}_f, \frac{\rho_w}{\rho_f} \right) \quad (3-43)$$

将其写为指数形式：

$$Nu_v = C Re_f^{n_1} \bar{Pr}_f^{n_2} \left(\frac{\rho_w}{\rho_f} \right)^{n_3} \quad (3-44)$$

式中， C 、 n_1 、 n_2 、 n_3 均为常数。

3.3.1.2 两层模型^[108]

在湍流流体中，边界层一般由三层组成：(1)靠近壁面的为层流底层(粘性层)，流体在这一层呈层流状态运动。(2)湍流核心的旋涡由于受到流体粘性的制约，在接近壁面时消失，热量靠分子导热进行传递；离壁面最远的湍流核心中充满了湍流旋涡和流体微团的脉动，质交换进行得非常强烈，分子导热机理的作用可以忽略。(3)在层流底层与湍流核心之间为缓冲层，在传热过程中，

分子导热与湍流扩散同时存在。

根据不同的假设，边界层模型也不同。Von Karman 根据三层模型确立的换热关联式，由于没有考虑温度边界层和速度边界层厚度的差别，不能用于 Pr 数较大的流体。Grigor 和 Zorin 将速度分布的三层模型简化为两层模型，即把缓冲层的一部分归为层流底层，另一部分划为湍流核心，并考虑了速度边界层与温度边界层的区别，利用雷诺类比的原则推导出换热强度与流体摩擦系数之间的关系，但是由于采取了过多的假设，与试验数据偏差较大。

Petukhov 根据详细的计算分析，得出了常物性流体的换热关联式：

$$Nu_f = \frac{(f/2) \times Re_f \times Pr_f}{12.7 \times (f/2)^{1/4} (Pr_f^{2/3} - 1) + 1.07} \quad (3-45)$$

该式应用于 $Re_f = 10^4 \sim 10^6$ ， $Pr_f = 0.7 \sim 200$ 条件下。

对于“变物性”流体，Krasnoshechekov 和 Protopopov 建议对公式(3-45)进行修正，并采用如下公式计算对流换热系数：

$$Nu_w = Nu_f (\rho_w / \rho_f)^n (c_w / c_f) \quad (3-46)$$

式中， Nu_f 为常物性努谢尔特数，根据公式(3-45)计算； n 为系数，根据流体温度 t_f 、壁温 t_w 和准层流温度 t_m 之间的关系确定。

3.3.2 超临界 CO_2 换热关联式

CO_2 特殊的热物性和传质性，尤其在准临界区附近参数随温度的剧烈变化，导致其换热系数也迅速变化。当计算超临界流体的换热系数时，许多适用于单相流体常物性参数的换热关联式并不适用于超临界流体，对于 CO_2 更不能得出正确的结论。实际上关于单相流体常物性参数在紊流区强迫对流换热的研究很多，而且换热关联式也有多种形式，较常用的是 Gnielinski 的关联式^[11]，它被认为是较准确的用于计算单相流体换热的方程，因为它既包括了过渡区域也包括湍流区，而且通常还用来计算超临界流体的换热系数。

超临界流体独特的换热性能早已吸引了许多研究者。但是从众多公开发表的文献来看，对超临界流体在加热条件下的研究较多，而冷却条件下的研究较少。所以目前关于超临界 CO_2 流体在管内被冷却时的换热关联式相对较少。早在 20 世纪 70 年代，Krasnoshechekov 等人^[112]研究了超临界 CO_2 在水平管中被冷却时的换热性能，并根据实验数据得到了如下计算方程式。由于当时 CO_2 的热物理参数不够精确，所得到的换热关联式与实验结果存在较大的偏差，尤其在准临界区附近。

$$Nu_w = Nu_{cw} \left(\frac{\rho_w}{\rho_f} \right)^n \left(\frac{\bar{c}_f}{c_{fw}} \right)^m \quad (3-47)$$

式中, Nu_w 以壁温为定性温度计算; Nu_{cw} 用常物性方程(3-45)来计算, 并以壁温为定性温度; ρ_f 是以流体的平均温度为定性温度计算的密度; c_f 为比热; \bar{c}_f 表示平均比热, 定义为:

$$\bar{c}_f = \frac{h_f - h_w}{T_f - T_w} \quad (3-47a)$$

方程(3-47)的适用范围是 $9 \times 10^4 \leq Re_f \leq 3.2 \times 10^5$, 以及 $6.3 \times 10^4 \leq Re_w \leq 2.9 \times 10^5$ 。

1977年, Baskov等人^[113]研究了超临界CO₂流体在竖直管内向上流动冷却时的换热性能, 所用实验管径为 4.12mm。他们发现实验数据低于方程(3-47)的计算值, 这主要是由于实验管的方向不同所造成。因此根据实验数据给出了一个方程式, 与方程(3-47)的形式相同, 只是 m 和 n 的取值不同。

1985年, Petrov和 Popov^[114]通过数值模拟研究了超临界CO₂流体被冷却时换热情况, 并得到了一个用局部努谢尔特数表示的换热关联式, 如方程(3-48)所示。他们指出, 在发展被冷却超临界流体的换热关联式时, 用管壁温度计算流体的参数比用流体的平均温度计算流体的参数所得到的关联式更准确。

$$Nu_w = Nu_{cw} \left(1 - 0.001 \frac{q_w}{G} \right) \left(\frac{\bar{c}_f}{c_{fw}} \right)^n \quad (3-48)$$

$$\text{当 } \bar{c}_f / c_{fw} \leq 1 \text{ 时, } n = 0.66 - 4 \times 10^{-4} (q_w / G); \quad (3-48a)$$

$$\text{当 } \bar{c}_f / c_{fw} > 1 \text{ 时, } n = 0.9 - 4 \times 10^{-4} (q_w / G) \quad (3-48b)$$

式中, Nu_{cw} 用常物性方程(3-45)计算; q_w 为管壁到流体的热流密度; G 为质量流速。公式的适用范围为 $3.1 \times 10^4 \leq Re_f \leq 8 \times 10^5$, $1.4 \times 10^4 \leq Re_w \leq 7.9 \times 10^5$, $-350 \leq q_w / G \leq -29 J / kg$ 。

根据 Gnielinski 的关联式以及 Petrov-Popov 的方程(3-48), Fang^[115]得到了 CO₂ 气体冷却器的管内换热模型。

$$Nu_w = \frac{(f_w / 8)(Re_w - 1000)Pr_w}{A + 12.7(f_w / 8)^{1/2}(Pr_w^{2/3} - 1)} \left(1 - 0.001 \frac{q_w}{G} \right) \left(\frac{\bar{c}_f}{c_{fw}} \right)^n \quad (3-49)$$

$$A = \begin{cases} 1 + 7 \times 10^{-8} Re_w & Re_w < 10^6 \\ 1.07 & Re_w \geq 10^6 \end{cases} \quad (3-49a)$$

式中，摩擦因子 f_w 用 Churchill^[116] 推荐的公式计算； n 用上述方程(3-48a)和(3-48b)计算；适用范围为 $3000 \leq Re_w \leq 10^6$ ， $-350 \leq q_w / G \leq 0 J / kg$ 。

从上述介绍的关联式可以看出，它们大都在常物性关联式(3-45)的基础上发展而来，只是考虑了 CO_2 热物理性质的变化而稍作修正。而且这些关联式都是在特定条件下推导出的，计算起来相对比较复杂。尤其在准临界区附近偏差较大，因此应用范围受到一定限制。鉴于此，Pitla 等人^[34] 将数值分析和实验研究相结合，得出了一个用平均努谢尔特数表示的换热关联式，如方程(3-50)所示。他们的结果表明，方程(3-50)与其它关联式相比准确性较高，尤其是在准临界区附近。

$$\bar{Nu} = \left(\frac{Nu_w + Nu_f}{2} \right) \times \frac{k_w}{k_f} \quad (3-50)$$

式中， Nu_w 和 Nu_f 分别表示以管壁温度和流体温度为定性温度所求得的努谢尔特数，并根据 Gnielinski 的关联式计算； k_w 和 k_f 分别表示以管壁温度和流体温度为定性温度所求得的导热系数。

Dang 和 Hihara^[33] 得到的计算关联式与方程(3-50)的形式相同，只是将里面的 k_f 换成了 k_{film} (以流体温度和管壁温度的平均温度作为定性温度所求得的导热系数)。通过比较发现，他们的关联式与数值计算结果更加相符。

当实验所用管径较小时，适合大管径的关联式不再适用。Liao 等人^[31] 用所测实验数据，拟合了管径范围为 $(0.5mm \leq d \leq 2.16mm)$ ，超临界 CO_2 在水平微型管中被定温冷却时的换热关联式。

$$Nu_w = 0.128 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \left(\frac{Gr}{Re_f^2} \right)^{0.205} \left(\frac{\rho_f}{\rho_w} \right)^{0.437} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{fw}} \right)^{0.411} \quad (3-51)$$

通过分析上述关联式可以发现，它们中大多数都含有管壁温度下的物性参数，在不易测量壁温时，这些关联式非常不便于工程上应用。针对这种情况，Yoon 等人^[32] 将超临界 CO_2 的冷却过程以准临界温度为界分成两个区，并根据实验数据拟合了两个区的换热关联式，它们的统一形式如下所示。

$$Nu_f = a \times Re_f^b Pr_f^c \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_f} \right)^n \quad (3-52)$$

式中，当 $T > T_{pc}$ 时， $a = 0.14$ ， $b = 0.69$ ， $c = 0.66$ ， $n = 0$ ；当 $T \leq T_{pc}$ 时， $a = 0.013$ ， $b = 1.0$ ， $c = -0.05$ ， $n = 1.6$ 。

魏东^[28] 通过对大量实验数据进行整理和分析，得到了含润滑油的超临界

CO₂在气体冷却器中的换热准则方程式，如方程(3-53)所示。

$$Nu_f = cNu_0 \left(\frac{c_{p,f}}{c_{p,w}} \right)^m \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^n \quad (3-53)$$

式中， Nu_0 表示物性为常数时的努谢尔数，采用Dittus-Boelter关联式计算； c 、 m 、 n 均为常数，可通过实验数据拟合的曲线来查取。公式适用范围： $10^4 < Re < 1.2 \times 10^6$ ，压力： $6.5 MPa < p < 10.5 MPa$ ；CO₂的混油比小于5%。

近年来对超临界CO₂流体被冷却时的换热关联式研究越来越多，并且大多都是在特定条件下得出的，所以在进行CO₂气体冷却器模拟、设计以及CO₂超临界循环系统仿真时，应该根据具体情况选择合适的关联式。

3.3.3 超临界CO₂流体的换热机理

3.3.3.1 超临界流体换热特点

在准临界区，超临界流体的传热特殊性主要表现为其传热系数与普通单相强迫对流相比有时是增高的，有时又是降低的。这种传热特殊性的基本原因是由于流体在准临界区物性随温度变化较大，引起热流方向的动量和能量交换，也影响流体热流方向上浮升力的变化。当管壁温度和流体温度分别处于准临界温度的两侧时，沿管道横截面的物性变化很大，因此就出现了与定物性换热所不同的特殊性。

在冷却条件下，当流体的温度高于准临界温度而壁面温度低于准临界温度时，通常会出现传热增强现象。这是由于在上述条件下，边界层中总有这样一层流体存在，它的温度等于准临界温度。众所周知，超临界流体在准临界温度时比热达到峰值，而导热系数也随温度的降低而增大。因此由于双重增强作用，处于准临界温度附近的流体层具有很高的传热能力，换热系数就存在一个高峰值。随着冷却过程的进行，流体和管壁温度偏离准临界温度较远，比热下降的倍数远大于导热系数增加的倍数，换热系数也随之下降。实际上，换热的强化或恶化是受实验条件限制的。

当超临界压力流体被加热时，在加热面附近，有一薄层密度小于主流体的较轻流体，当热流密度越高，质量流速越小以及流体的温度接近准临界值时，边界层中的密度梯度越大，浮力产生的自然对流作用越显著，导致沿热流方向的速度梯度、温度梯度和剪应力都有发生变化。剪应力的变化，反过来又使流体的湍流度发生变化，因而使流体的传热增强或减弱、传热恶化时，靠近壁面的流体从“类液体”向“类气体”转变，与从核态沸腾向块状沸腾转变时出现的传热恶化相似，通常被称为“拟沸腾”现象。

3.3.3.2 与常规工质凝结换热比较

与传统蒸气压缩制冷循环相比，CO₂跨临界制冷循环中气体冷却器的作用相当于冷凝器。只不过在冷凝器中进行的是有相变的凝结换热，而在CO₂气体冷却器中进行的是超临界流体的单相强迫对流换热。由此可见，它们的换热机理是不同的，那么换热性能也会存在一定的差别。以下主要通过物性类比定性分析和实验结果定量比较给出解释。

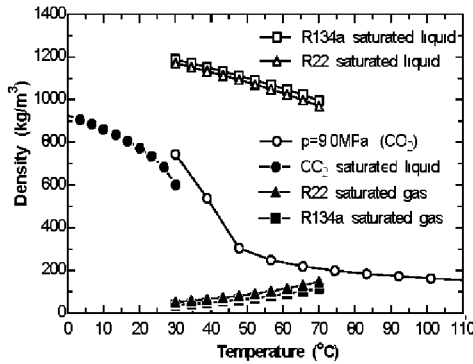


图 3-11 超临界CO₂与常规工质密度比较

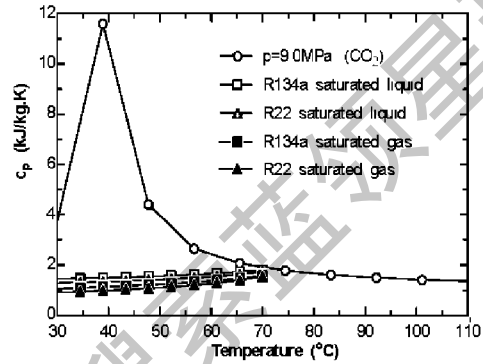


图 3-12 超临界CO₂与常规工质比热比较

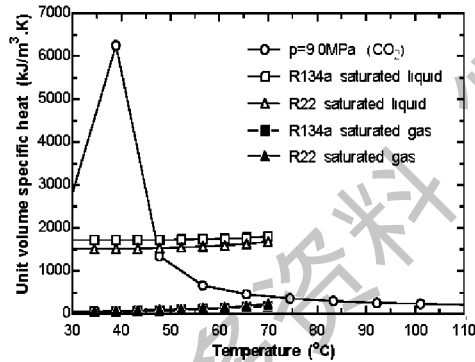


图 3-13 超临界CO₂与常规工质单位体积比热比较

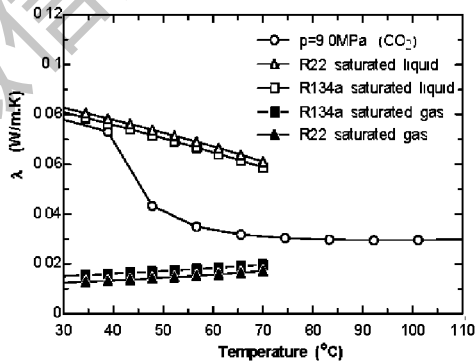


图 3-14 超临界CO₂与常规工质的导热系数比较

超临界CO₂流体在气体冷却器中受到冷却时，密度会增大，这可从图 3-3 明显看出。图 3-11 比较了超临界CO₂流体的密度与CO₂饱和液体的密度。可以发现，在临界点附近，超临界CO₂流体的密度比较接近CO₂液体的密度，即表明超临界流体分子之间的距离与液体相当。从图 3-11 还可以看出，超临界CO₂流体的密度比R134a和R22 的饱和液体密度低，它们都随着温度的升高而下降，而比R134a和R22 的饱和气体密度高。超临界CO₂的比热比R134a和R22 的饱和液体和饱和气体的比热都大，这可从图 3-12 看出，尤其在准临界区，CO₂的比热远高于R134a和R22 的饱和液体和饱和气体的比热。这样，超临界CO₂的

单位体积比热就相对较大，如图 3-13 所示。

图 3-14 比较了超临界 CO₂ 与 R134a 和 R22 的饱和液体以及饱和气体的导热系数。从图中可以看到，在准临界点附近，CO₂ 的导热系数下降很快。超临界 CO₂ 的导热系数低于 R134a 和 R22 的饱和液体导热系数，高于它们的饱和气体导热系数，即介于两者之间。图 3-15 给出了超临界 CO₂ 与 R134a 和 R22 的饱和液体以及饱和气体的粘度比较。很显然，超临界 CO₂ 的粘度远小于 R134a 和 R22 饱和液体的粘度，稍高于它们的饱和气体粘度。

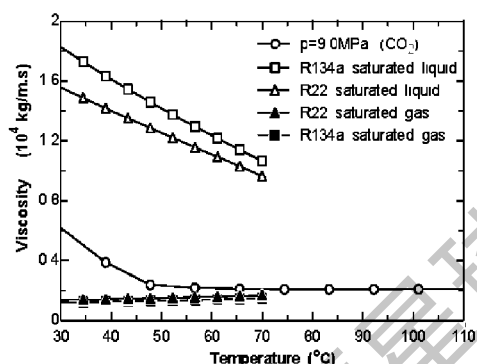


图 3-15 超临界 CO₂ 与常规工质的粘度比较

通过上述将超临界 CO₂ 与 R134a 和 R22 的饱和液体以及饱和气体的性质进行比较，可以发现，超临界 CO₂ 的比热在准临界区比另外两种工质都高。而超临界 CO₂ 的密度、导热系数以及粘度基本上都介于 R134a、R22 的饱和液体和饱和气体之间，粘度接近它们的饱和气体粘度。总之，从物性分析来看，超临界 CO₂ 流体的传热特性和流动特性基本上与常规制冷剂相当。

为了从另一方面说明，图 3-16 比较了在相同的当量冷凝温度下^[117]，超临界 CO₂ 被冷却时与 R134a 和 R22 冷凝相变时的单位放热量。很显然，当量冷凝温度较低时，超临界 CO₂ 冷却时的单位放热量低于另外两种工质；而当量冷凝温度较高时，超临界 CO₂ 冷却时的单位放热量高于另外两种工质。图 3-17 比较了它们的单位容积热容量。很明显，超临界 CO₂ 冷却时的单位容积热容量

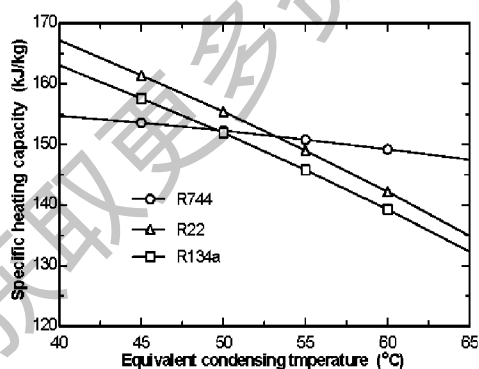


图 3-16 超临界 CO₂ 冷却与常规工质冷凝相变时的单位放热量比较

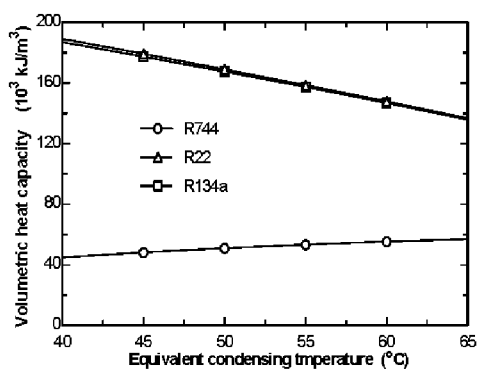


图 3-17 超临界 CO₂ 冷却与常规工质冷凝相变时的单位容积热容量比较

远低于另外两种工质冷凝相变时的热容量，这是由于超临界 CO₂ 冷却过程中不

存在相变，没有相变潜热的传递。

如果综合考虑上述各方面因素，超临界 CO_2 冷却时有可能达到相变传热时的热流量。当然以上分析只是通过间接类比所得出的定性结论，下面主要将超临界 CO_2 流体冷却时的换热系数与常规工质R134a和R22 凝结放热时的换热系数在定壁上做一比较。

通过许多人的实验研究结果可以发现^[12,118,119]，超临界 CO_2 冷却时的换热系数与常规工质的凝结换热系数相当，甚至在准临界区还高于常规工质的凝结换热系数。Cavallini等人^[118]对常规工质R134a以及R22 的凝结换热性能进行了实验研究，如图 3-18 所示，实验所用管段为铜管，管内径为 8.0mm。从图中可以看出，在实验范围内，随着质量流速的增加，它们的凝结换热系数都增大；而随着凝结过程的运行，凝结换热系数都下降。两者的凝结换热系数都在 $1.0\text{--}5.0\text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$ 范围内。

目前关于超临界 CO_2 流体冷却换热的实验研究以及数值计算也很多^[29-35]，并且所得到的结果比较一致。为了与常规工质R134a以及R22 的实验结果具有可比性，选择了Yoon等人^[32]对超临界 CO_2 在管内径为 7.73mm 铜管中的冷却换热实验结果，如图 3-19 所示。从图中可以看出，除准临界区外，超临界 CO_2 流体的冷却换热系数随质量流速的增大变化不大，并且随着冷却过程的进行，换热系数逐渐增大，并在某一温度下达到最大值，而后又随温度的降低而减小。 CO_2 换热系数的变化趋势与比热的变化趋势非常相似，这主要是由于比热在准临界温度附近变化比较剧烈，并在准临界温度下达到最大值的缘故。这也说明 CO_2 的换热性能受比热的影响较大。从图中还可以看出，在实验条件范围内，超临界 CO_2 冷却时的换热系数在 $2.0\text{--}15.0\text{ kW/m}^2\cdot\text{K}$ 范围内。

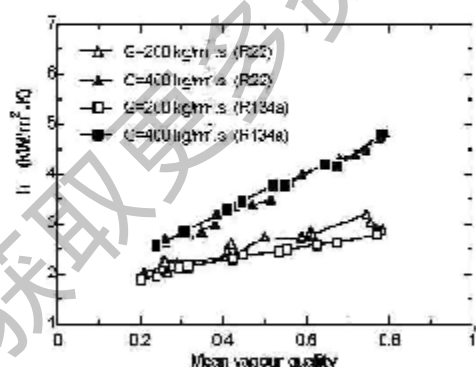


图 3-18 R134a 和 R22 的凝结换热系数

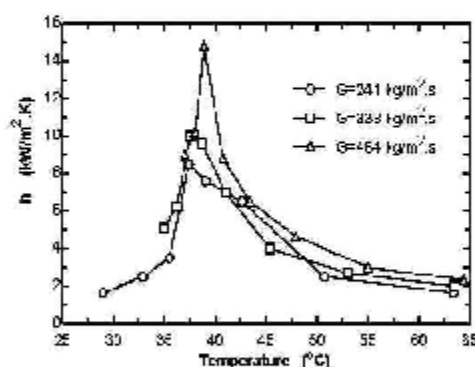


图 3-19 超临界 CO_2 冷却时的换热系数

通过比较图 3-18 和图 3-19 可以看出，虽然超临界 CO_2 流体冷却过程与常规工质冷凝过程换热系数的变化趋势不同，但是换热系数的量级却是相当的。

甚至超临界CO₂流体在准临界点附近的换热性能优于常规工质的凝结换热性能。

总之，凝结过程存在相变，有潜热的变化，质传递带走的热量较多，热流密度大，因此换热系数很高。根据分子运动论，液体分子可以自由运动，液体分子之间的作用力较大，从而使分子聚集在一起，形成液滴，多个液滴沉积在一起形成液膜，即凝结换热的液膜热阻。而超临界CO₂流体在冷却过程中，由于超临界流体的粘度小，分子之间的作用力小，虽然在临界区偶有聚集，但单个分子的运动受大分子团的影响很小。而且冷却过程中根本不存在液膜，边界层的厚度比较薄，传热温差大，所以超临界CO₂冷却时的换热系数与凝结换热系数相当。

3.3.3.3 分析不凝性气体的影响

众所周知，不凝性气体对凝结换热的影响极大，即使蒸气中只含 0.2% 的不凝性气体，换热系数将下降约 20-30%；当含量为 0.5% 时，换热系数降低约 50%。这是由于不凝性气体分子随蒸气流动被带到液膜附近，并逐渐聚集在液膜表面，增加了蒸气分子向液膜表面扩散的阻力。同时，由于总压不变，不凝性气体的分压升高，蒸气分压降低，相当于有效冷凝温差降低，所以使凝结换热系数和换热量降低。

如果超临界CO₂流体中含有微量不凝性气体(简称NC)，也可能对超临界CO₂流体冷却时的换热情况有不同程度的影响。这里暂不考虑不凝性气体在CO₂中的溶解现象，认为它们以混合气体出现。首先分析含有微量NC-1 时流体物性的变化。当超临界压力为 8MPa 时，图 3-20 至图 3-23 分别给出了纯CO₂ 以及CO₂中含有 0.5%、1%和 5%NC-1 时的比热、密度、导热系数和粘度的比较^[120]。从这些图中可以看出，无论是纯CO₂还是含有微量NC-1 的CO₂，它们

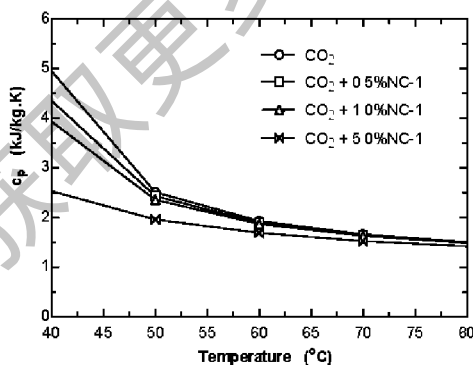


图 3-20 比热比较

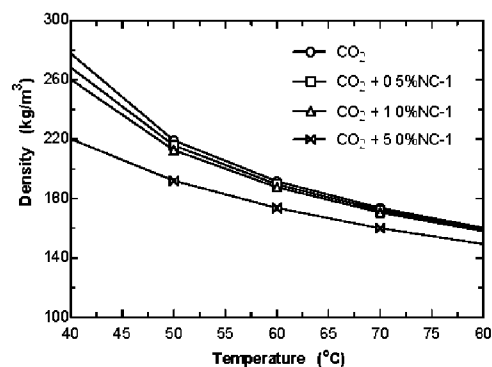


图 3-21 密度比较

的物性基本上都随温度的降低而呈增加趋势。纯的超临界CO₂流体的比热、密

度、导热系数和粘度基本上都高于含有微量NC-1时的相应数值。随着温度的增加,它们的相应物性值趋于接近;而温度降低时,相应物性值之间的差距拉大。并且NC-1的含量越少,相应物性的数值越大。随着NC-1含量的增加,相应物性的下降幅度增大,尤其在温度较低时更加明显。从中也可以发现,随着NC-1含量的增加,对超临界CO₂流体的物性影响变大。

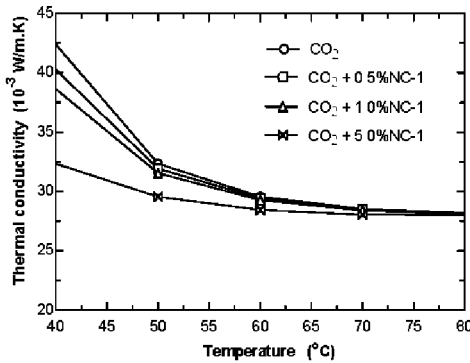


图 3-22 导热系数比较

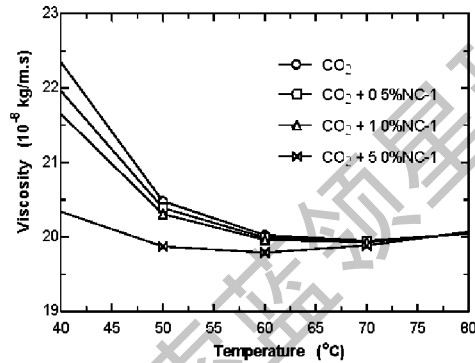
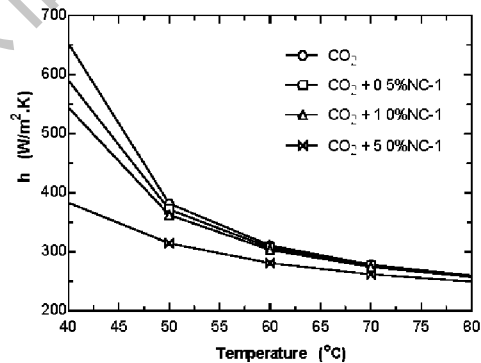


图 3-23 粘度比较

含有微量NC-1时的超临界CO₂流体的物性变化,也会对其换热产生一定的影响。为了从定量上进行比较,本文应用Yoon等人^[32]的关联式(3-52)对纯的超临界CO₂流体以及含有微量NC-1时的换热系数进行了计算比较,如图3-24所示。从图中可以看出,含有NC-1时的换热系数低于纯超临界CO₂流体的换热系数,并且温度越低,相差越大。由图3-24可知,当NC-1含量为0.5%时,超临界CO₂冷却时的换热系数平均降低了3%,最大降低9.6%。当NC-1含量为1%时,换热系数平均降低5%,最大降低17%。当NC-1含量为5%时,换热系数平均降低16%,最大降低41%。

图 3-24 用 Yoon 关联式计算
换热系数比较

通过上述计算可以发现,NC-1含量越多,对超临界CO₂换热性能的影响越大。但是相对于冷凝换热来说,不凝性气体对超临界CO₂换热的影响较小。这可能是由于超临界CO₂流体具有较强的溶解性,当不凝性气体存在时,它们能够均匀地混合,由于不存在冷凝现象,不凝性气体与超临界流体同时扰动,不会在边界层中形成阻挡层,因此对换热的影响较小。这可能是CO₂跨临界循环的一个特点。

3.4 本章小结

本章对超临界CO₂流体的性质及换热特征进行了深入的理论研究。分析探讨了温度和压力对超临界CO₂热物理性质的影响，同时从分子角度对超临界CO₂流体进行了微观分析，并利用分子聚集理论阐述了近临界区CO₂物性独特的原因。而后，对超临界CO₂流体的换热处理原则、换热特点以及换热准则方程进行了分析，并与常规工质的凝结换热性能进行了对比研究，最后分析了不凝性气体对超临界CO₂换热性能的影响。主要得出以下结论：

(1) 通过在三维图上分析CO₂的物性特点，可以同时获悉温度和压力的影响关系。针对CO₂比热的变化特点，得到了准临界温度的计算关联式，对准临界区给出了定义。通过计算还发现，CO₂密度、导热系数以及粘度变化最大时的温度与准临界温度很接近。

(2) 超临界CO₂流体分子间的作用力比较小，分子在临界区附近的聚集行为特别显著，这也是近临界区CO₂物性独特的原因所在。统计物理学的涨落理论表明物质在临界点处的相对涨落较一般状态下大 \sqrt{N} 倍，可以用来解释临界点附近各物理量的奇异性表现。

(3) 超临界CO₂流体特殊的物性变化使得其传热与常规流体不同，应该按“变物性”来处理。从物性分析来看，超临界CO₂具有良好的传热和流动特性。与常规工质的凝结换热相比，超临界CO₂冷却过程中不存在相变，不存在液膜。虽然没有相变潜热的传递，但换热性能与凝结换热相当。

(4) 当超临界CO₂流体中含有微量NC-1时，其相应的物性值会有所降低。同样其换热性能也有所下降，并且NC-1含量越多，下降幅度越大。但是相对于冷凝换热来说，不凝性气体对超临界CO₂换热的影响较小。

第四章 CO₂流动沸腾换热理论研究

CO₂跨临界循环中的蒸发吸热过程与传统蒸汽压缩制冷循环一样,处于两相区,蒸发温度低于临界温度,换热过程主要依靠潜热来完成,但是典型的CO₂蒸发器的工作压力处于2.0-6.0MPa之间(饱和温度-20-20℃之间),大约是传统制冷剂压力的7-10倍,沸腾过程比较靠近临界点,再加上CO₂特殊的热物性和传输性,使得其蒸发换热和两相流特点有别于传统制冷剂。

4.1 亚临界CO₂流体的性质

CO₂在亚临界区的性质主要表现为:较高的饱和压力,较低的表面张力;较高的蒸气密度,较低的饱和液体和饱和气体的密度比率;另外,CO₂的饱和液体粘度相对较小,比热较大,导热系数也很大。图4-1至图4-6给出了在不同蒸发温度下,CO₂与传统制冷剂R22和R134a的物性参数比较。

图4-1给出了三种制冷剂的饱和压力随温度的变化趋势,可以看出,CO₂的饱和压力比传统制冷剂压力高很多,并且在临界点附近变化较陡。这样,在压力变化相同的情况下,CO₂的温度变化相对较小。例如当蒸发温度为0℃,压力变化1kPa时,CO₂的温度变化为0.01K左右;而R22和R134a的温度变化分别为0.06K和0.1K,几乎比CO₂高6-10倍。因此在压力一定的情况下,CO₂蒸发器中的蒸发温度变化就非常小。

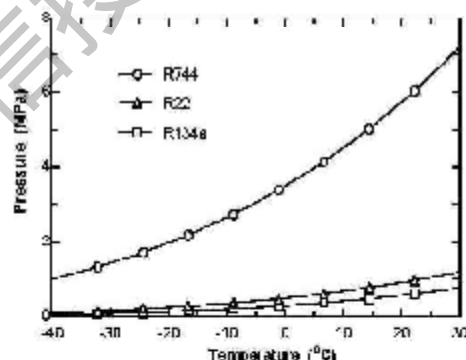


图4-1 饱和压力随蒸发温度的变化

物质的表面张力随温度的增加而减小,接近临界温度时,表面张力趋于零。由于CO₂在蒸发器中的沸腾过程接近临界点,再加上CO₂分子间的作用力是相对较弱的色散力,所以表面张力较小。图4-2比较了CO₂与传统制冷剂R22和R134a的表面张力随蒸发温度的变化。从图中可以看出,蒸发温度越高,表面张力越小,而且CO₂的表面张力远低于其它两种传统制冷剂。较小的表面张力可以降低成核以及气泡生长所需的热量,有利于气泡的形成,能够增强换热。但是较小的表面张力降低液体表面的稳定性,增强液滴形成和夹带,易形成干涸,给换热带来负面影响^[11]。

图 4-3 给出了饱和液体和饱和气体的密度比随蒸发温度的变化。随着蒸发温度升高，三种制冷剂的液相/气相密度比率降低，并且 CO₂ 饱和液体和饱和气体的密度比率远低于传统制冷剂，这说明 CO₂ 的蒸气密度相对较高，较高的蒸气密度对两相流型影响很大。较低的液相/气相密度比率更有利于两相流介质在蒸发器中均匀分布。制冷剂在沸腾过程中，气泡在液体内部的运动，使液体受到扰动，这就增加了液体各部分与传热壁面接触的可能性，使液体从传热壁面吸热更为容易，沸腾过程更为迅速。较小的液体密度，可以增强这种扰动，因此换热系数就越大。

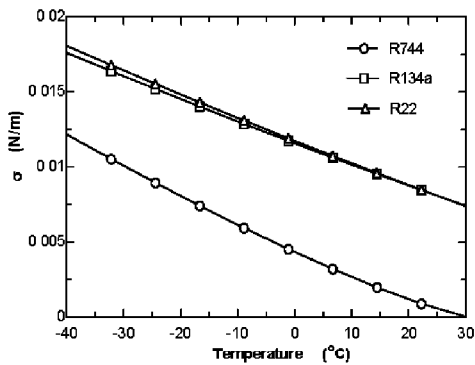


图 4-2 表面张力随蒸发温度的变化

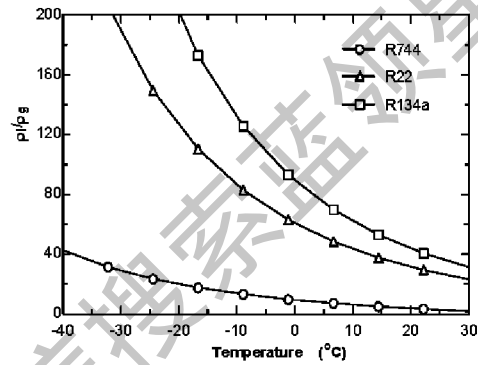


图 4-3 液相/气相密度比随蒸发温度变化

图 4-4 将它们的饱和液体和饱和气体的动力粘度比率进行了比较。随着蒸发温度的增加，液相/气相粘度比率降低，而且 CO₂ 的液相/气相粘度比率较低，这说明 CO₂ 的饱和液体粘度相对较小，这样可减少制冷剂在系统中的流动阻力。粘度较小的制冷剂液体，可以增强气泡在液体内部的运动，使液体受到扰动，进而增大换热系数。

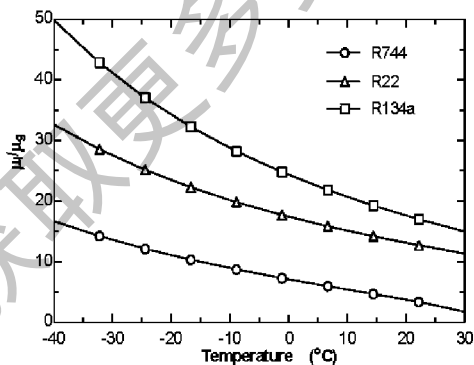


图 4-4 液相/气相粘度比随蒸发温度变化

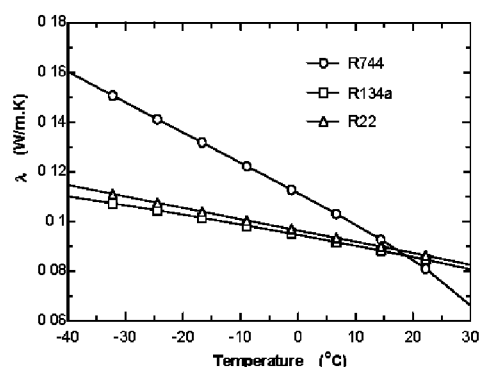


图 4-5 导热系数随蒸发温度的变化

图 4-5 是三种制冷剂的液相导热系数随蒸发温度的变化。它们的液相导热系数随蒸发温度的升高而降低，在大部分蒸发温度范围内，CO₂ 的导热系数大

于另外两种制冷剂，这能够减小传热方向的热阻，提高两相流的换热系数。

图 4-6 是气相比热随蒸发温度的变化。 CO_2 的比热在接近临界点时上升很快，而其它两种制冷剂的比热几乎不变。并且， CO_2 的比热相对较高。

总之，制冷剂液体的密度及表面张力越小，气化过程中气泡的直径就越小，气泡从生成到离开传热壁面的时间就越短，单位时间内产生的气泡就多，传热系数就相对较大。与传统制冷剂相比， CO_2 制冷剂的导热系数较大，密度、粘度和表面张力较小，因此其沸腾传热性能较好。

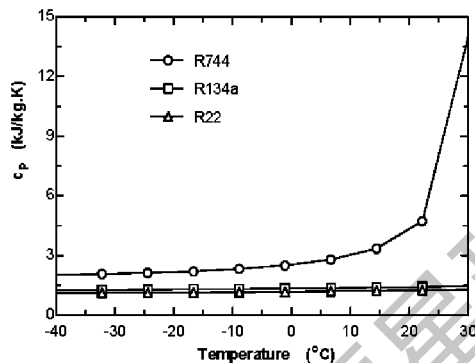


图 4-6 液相比热随蒸发温度的变化

4.2 CO_2 两相流动特点

管内沸腾换热是一种较为复杂的现象，与管内流体的两相流态密切相关。随着加热的进行，气相份额会增大，液相份额则相应减小，于是就会出现各种不同的流型。不同的流型，有其独特的传热与流动机理。流道中流型的变化往往会引发流动阻力的改变、流动的稳定性的改变以及出现传热危机。虽然对流型没有定量的描述，但它是决定传热和流动的计算依据，所以流型在两相流动和传热特性的研究中，是非常关键的。

4.2.1 流型的确定

要判断管内气液两相流的流型可应用流型图，也可以进行直接观察实验，用目测或摄影(高速摄影、高速闪光摄像等)来区分流型。在工程上确定流型主要依靠流型图来定性判别。流型图是通过流型实验或通过流型计算所得到的流型及其转变与各种参数的坐标关系。可以取不同的参数坐标，把各种流型按所取参数进行区分，标注在图上，所得到的区界图即为流型图。流型图的适用性是有条件的，不应超出它的适用范围。实际上，流型图只能作为一种定性判别手段。

目前大多数流型图仅基于少数不同类流体在一定参数范围内的试验结果，大部分实验数据来自空气-水的实验。至今，对 CO_2 在水平管中的两相流型研究相对较少，而且主要是由其它物质的流型转变而来。 CO_2 在水平管内沸腾时可能出现的流动型式与其它物质是相似的，只不过所存在的主导流型不同而

已。这可从Sun和Groll的研究结果明显看出，如图 4-7 所示^[45]。他们将CO₂流动沸腾时可能出现的流型画在了Breber 等人的流型图上。而实际上Breber 等人的流型图主要应用于凝结，后来Ewing证实了Breber 等人的流型图可应用于空气和水混合物的绝热两相流动。在图 4-7 中，横坐标 X 为马蒂内里数，表示液相、气相单独流过同一管道时摩擦压降梯度之比的开方；纵坐标 j_g^* 为Wallis 提出的无因次气相表观速度，可用下式计算：

$$j_g^* = \frac{J_g \rho_g^{0.5}}{[gd_1(\rho_l - \rho_g)]^{0.25}} \quad (4-1)$$

式中， J_g 为气相表观速度，m/s； ρ_g 和 ρ_l 分别为气相和液相密度，kg/m³； g 为重力加速度，m/s²； d_1 为管内径，m。

从图 4-7 可以看出，随着马蒂内里数 X 的减小(即干度增大)， j_g^* 的值增大(即质量流速增大)。在所有给定条件下，CO₂ 从泡状流变为环状流时的干度大约在 0.2-0.25 之间。除了干度较低时(低于 0.2)之外，环状流是CO₂ 的主要流动型式。

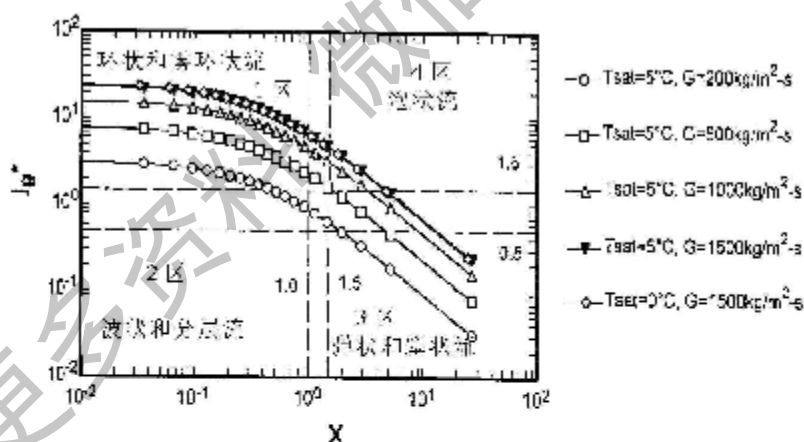


图 4-7 CO₂ 在水平管内流动沸腾可能的流型

为了进一步说明，Sun和Groll^[45]又将CO₂在水平管流动沸腾时可能出现的流型画在了Weisman等人的流型图上，如图 4-8 所示。这是由于Weisman等人的流型图对R22 的预见比较满意，而与空气-水混合物相比，R22 的特性和CO₂ 更加接近。在图 4-8 中，横坐标 j_g 为气相表观速度，纵坐标 j_l 为液相表观速度。从图 4-8 可以看出，除了质量流速较低时(低于 200kg/m²·s)以外，环状流是CO₂ 的主要流型，并且转变为环状流时的干度大约在 0.05-0.2，这主

要取决于质量流速。

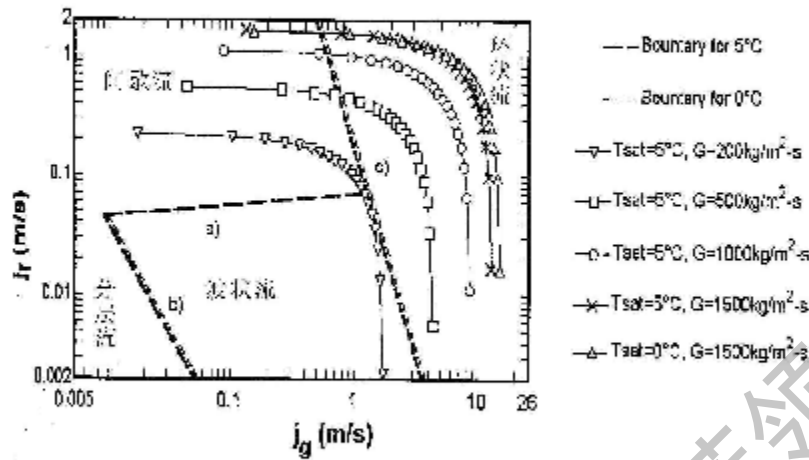


图 4-8 CO_2 在水平管内流动沸腾可能的流型

由于 CO_2 的物性参数与空气/水混合物以及常规制冷剂存在很大的不同，因此图 4-7 和图 4-8 流型图中的流型转变可能不太准确，但是如果流体质量流速和干度相对较高，将 CO_2 在水平管中的流动沸腾假设为环状流还是很合理的。此外，Pettersen 等人^[41]对 CO_2 在微通道管中的蒸发过程进行了理论分析和实验研究。在小管径管中，流型主要受剪切力、表面张力、液膜与壁面间作用的影响较大，而重力的影响相对较小。为了观察流型，他们进行了 CO_2 在直径为 0.98mm 的石英玻璃管内流动的可视化实验，并用高速数码相机拍摄下 CO_2 在管内沸腾换热的流动型式。所拍摄的流型表明，质量流速较低时，间歇流（弹状和塞状流）占主导地位，质量流速较高时，环状流占主导地位，并且在气芯流动中夹带着相当数量的液滴，由于夹带液滴，即使在干度区，液膜变得很薄，所以管壁上的液膜很不规则。

4.2.2 环状流存在机理

环状流型的特点是，管壁上有一层液膜，液相沿管壁呈膜状流动，气相在流道芯部流动。实际上纯环状流工况的参数范围很窄，通常呈环状弥散流状态，除了核心部分为带有液膜卷入的细小液滴的气体，环状流型通常发生在较高气相流速时，而液相流速比较低。在水平管中由于重力作用液膜厚度周向不均匀，管壁下部的液膜厚度大于管壁上部的液膜厚度，这样管壁上部的液膜易于在低干度区破裂，使换热系数大大下降。

对于不同的流体，环状流存在的机理也不同，比如气芯中的二次流，扰动波以及液滴夹带和沉降等。 CO_2 存在环状流的机理主要为液滴夹带和沉降^[45]。

根据此机理,较高振幅的波破碎并产生液滴,这些雾滴喷溅到管子上壁形成液膜,并沿管壁向下流动。开始出现夹带液滴时的气相速度,称为夹带临界速度。许多人拟合了出现液滴夹带时的关联式。Collier和Thome^[121]推荐用下面的公式(4-2)计算出出现夹带时的临界气相速度。

$$J_s = 1.5 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{\rho_l \sigma}{\rho_g \mu_g}} \quad (4-2)$$

图 4-9 给出了四种工质的临界气相夹带速度随蒸发温度的变化。在给定蒸发温度范围内,临界气相夹带速度的递增顺序为:CO₂、R410A、R22 以及R134a。CO₂出现液滴夹带时的临界气相速度远小于其它制冷工质。随着蒸发温度的增加,各工质的临界气相夹带速度都出现下降趋势。这主要是由于随着蒸发温度的增加,表面张力和液/气密度比都减小的缘故。

一般来说,夹带时与分界面的扰动波是有关的,这主要取决于气体和液体的流量。通过应用Milashenko等人^[122]的无量纲总夹带率拟合公式,对上述四种制冷剂的夹带率进行了计算,如图 4-10 所示。从图中可以看出,CO₂的液体夹带率比其它制冷剂高,并且随蒸发温度的增加而增大。这是由于在给定蒸发温度下,CO₂的气相和液相密度比率比其它制冷剂高得多,而且CO₂较高的饱和压力可以大大降低表面张力,是造成高夹带率的主要原因。

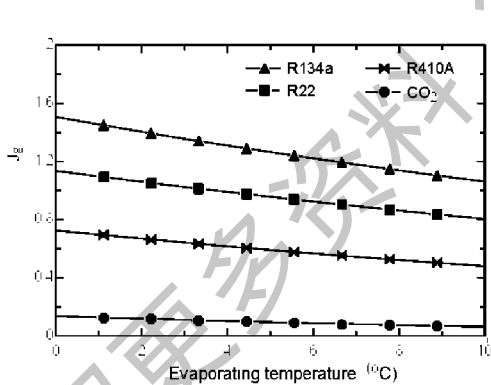


图 4-9 临界气相速度随蒸发温度的变化

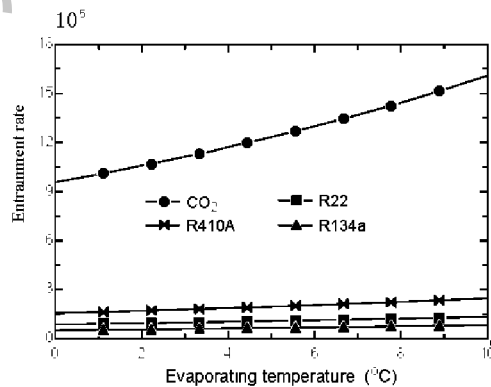


图 4-10 夹带率随蒸发温度的变化

从上面的分析看出,在CO₂流动沸腾过程中,环状流是主要的流型。在环状流中,当液膜速度较高时,则产生湍动,形成界面波纹。而当气速也很大时,则会掠带波峰的液体,进入气流中,甚至会撕毁液膜,形成液滴,产生所谓雾环状流型。被掠带的液滴,由于惯性作用,又会返回液面,形成沉降。液滴夹带和沉降是支持环状流最可能的机理^[45]。夹带相当快,而沉降是相当慢的过程。如果能找到一种方法来使沉降过程延长,并减弱在高干度区蒸发作用,那

么环状流消失或发生干涸将会出现在较高的干度区。与其它制冷剂相比, CO_2 出现环状流时的干度低得多。即提前进入环状流, 并且发生干涸现象要早。

4.3 CO_2 流动沸腾传热特点

制冷剂在管内沸腾时出现复杂的气/液两相流动, 随着不断受热, 含气量、流速和流动型式都在不断变化, 而流速和流动型式影响着气泡的产生、成长和脱离。管内的沸腾换热系数除与液体的物性、表面粗糙度、液体对传热面的润湿能力等有关外, 还与质量流速、热流密度、蒸发温度、管径、管长以及流动方向等因素有关。一般来说, 两相流动传热的主要形式是沸腾传热, 强制对流沸腾主要包括两种传热机理: 核态沸腾和强制对流蒸发。

4.3.1 CO_2 沸腾传热机理

核态沸腾的主要特点是, 当干度不高时, 管壁上的液膜较厚, 壁温能维持在高于发生核态沸腾所需的温度, 因而管壁上能产生气泡, 换热主要来自于此沸腾过程。 CO_2 在流动沸腾换热过程中, 在低干度区, 换热系数随蒸发温度的增大而增加。质量流速对换热性能的影响很小, 这说明核态沸腾是主要的传热机理^[49,50]。通常在发生核态沸腾之前, 存在一个发生核态沸腾的最小热流密度值。通过计算发现, CO_2 出现核态沸腾时的热流密度小于其它制冷剂^[45]。

由于 CO_2 特殊的热物性, 高压和低表面张力以及较低的液相/气相密度比对核态沸腾换热的影响很大, 即使在很高的质量流速下, 核态沸腾占有明显的主导地位。另外, CO_2 的蒸发温度比较接近其临界温度, 气相和液相的密度比非常小, 因此制冷剂的流速由于相变增加得并不多, 当干度较低时, 质量流速对换热的影响不大, 强制对流蒸发的作用很小^[44]。但是在高干度区(大于 0.5), 随着质量流速的增加, 由于对流蒸发作用的增强, 换热系数出现增长趋势, 如图 4-11 所示^[23]。

在 CO_2 沸腾过程的开始阶段, 由于液相/气相密度比较低, 通常液体较多, 而蒸气的流速较低, 这样核态沸腾受抑制将被延迟。核态沸腾受抑制时的干度 x_0 可用下式计算^[123]:

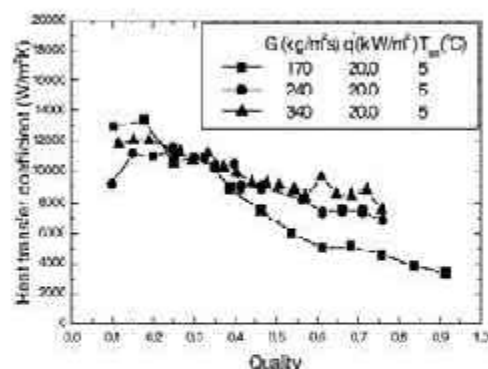


图 4-11 CO_2 流动沸腾换热系数

$$x_s = \frac{\gamma}{1+\gamma} \quad (4-3)$$

$$\gamma = \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.56} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.11} \left(\frac{qk_l h_{lg} \rho_g}{98\sigma T_{sat} h_{lg}^2} \right)^{1.11} \quad (4-3a)$$

式中： q 为热流密度， W/m^2 ； k_l 为导热系数， $W/m.K$ ； h_{lg} 为气化潜热 kJ/kg ； σ 为表面张力， N/m ； T_{sat} 为蒸发温度， K ； h_{lg} 为全液相换热系数， $W/m^2.K$ 。

当质量流速为 $300kg/m^2.s$ ，全液相换热系数用Dittus-Boelter关联式计算，对CO₂在管内径为6mm管中发生核态沸腾的抑制干度进行了计算，并与R134a和R22进行了比较，如图4-12所示。从图中可以看到，CO₂的核态沸腾抑制干度 x_s 值比较大，大约为传统制冷剂的1.5倍左右，这也说明了CO₂的流动沸腾传热机理主要是核态沸腾占主导地位。当然，在给定热流密度下由于产生气化核心较多，气泡生长的速度较快，也容易形成干涸斑点。

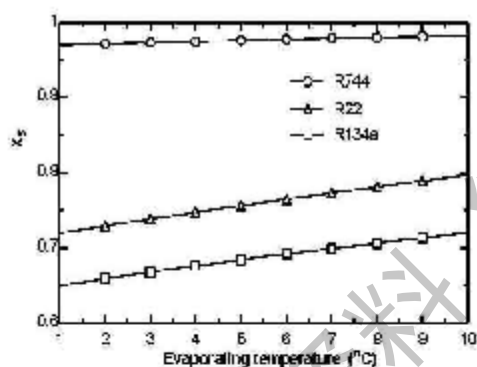


图 4-12 核态沸腾抑制干度比较

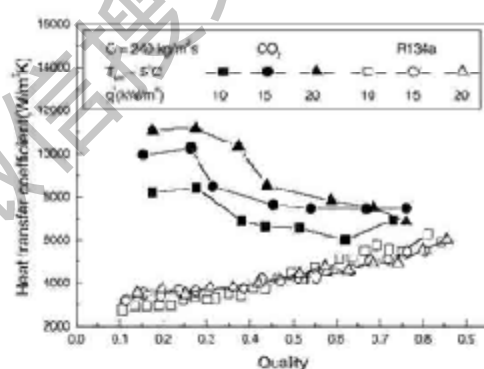


图 4-13 CO₂与R134a的沸腾换热系数比较

CO₂在亚临界区的蒸物性和传输性与传统工质存在较大的不同，这样CO₂的流动沸腾换热性能与传统工质也会存在差别。在相同的操作条件下，Yun等人比较了CO₂与R134a的沸腾换热系数，如图4-13所示^[133]。当干度大约低于0.5时，CO₂的换热系数平均比R134a的换热系数高56%。此外，热流密度对CO₂换热系数的影响比对R134a的影响显著。在低干度区，CO₂的核态沸腾比R134a旺盛，这是由于它的低蒸气流速和较高的核态沸腾抑制干度造成。在中高干度区，CO₂的液膜相对较薄，出现周期性干涸和润湿。相反，R134a依然是稳定的环状流，以及较低的液滴夹带率，因此R134a的液膜能够在管壁上保持较长时间。所以CO₂的换热系数随干度增加而降低，而R134a的换热系数随干度的增加而增大。

4.3.2 CO₂干涸现象分析

在流动沸腾换热过程中，干涸通常被认为相当于临界热流或沸腾危机，称为第二类传热恶化。干涸现象一般发生在环状流区域，而CO₂的流动型式以环状流占主导地位，所以研究CO₂干涸现象的发生是很有必要的。由于发生干涸后大大降低换热器的性能，因此选择合适的操作条件以及优化换热器的设计是避免干涸现象发生的关键。

4.3.2.1 临界干度计算

干涸现象的出现受许多因素的影响，比如：质量流速、热流密度、蒸发温度等。由于热流密度增大和质量流速加快等因素的作用，管壁上的液膜被撕破或蒸干而从壁面消失，壁面温度骤然升高，换热系数快速下降，管壁呈蒸干状态，发生干涸现象。

通常对于水平管中的流动沸腾，由于重力的影响，液膜沿管子周围的分布是不均匀的，管子上部液膜最薄，底部液膜最厚，因此上部最先发生干涸，而沿着流动方向液膜不断蒸干，最后管子底部发生干涸。所以管子上部液膜破碎时的临界干度与管子下部液膜破碎时的临界干度是不同的。在分析两相流换热变化时，知道管子上部的临界干度是很重要的。所以定义管子上部液膜破碎时的干度为发生干涸时的临界干度。实际上水平管中的传热恶化比较复杂，有时管壁上干涸后又再润湿，甚至发生多次干涸和多次润湿^[101]。

环状流动工况下，液膜因夹带、气化以及沉降的联合作用，使厚度趋于零而发生干涸，管壁上液膜的质量平衡方程如公式(4-4)，通常认为液膜流量为零时发生干涸现象。

$$\frac{d\dot{m}_f}{dz} = \pi d \times \left(\dot{m}_s - \dot{m}_c - \frac{q}{h_{fs}} \right) \quad (4-4)$$

式中， \dot{m}_f 为液膜流量； z 为流动方向轴向距离； d 为管子直径； \dot{m}_s 为沉降率； \dot{m}_c 为夹带率； q/h_{fs} 为气化率。

计算临界干度的经验公式很多，但通用的经验式依然很少。其中Kon-kov的计算方法常被许多人引用。他通过对上升管中水的沸腾进行实验，以及采用他人的实验数据，得到了不同压力范围的临界干度计算公式^[108]。

$$x_{cr} = 25.6 \times q^{-1/8} \times G^{-1/3} \times d^{-0.07} \times e^{0.1715P} \quad 0.49MPa \leq p \leq 2.94MPa \quad (4-5a)$$

$$x_{cr} = 46 \times q^{-1/8} \times G^{-1/3} \times d^{-0.07} \times e^{-0.0255P} \quad 2.94MPa \leq p \leq 9.8MPa \quad (4-5b)$$

$$x_{cr} = 76.6 \times q^{-1/8} \times G^{-1/3} \times d^{-0.07} \times e^{-0.6795P} \quad 9.8MPa \leq p \leq 19.6MPa \quad (4-5c)$$

式中， q 为热流密度，W/m²； G 为质量流速，kg/m².s； d 为管直径，m。

Yun等人^[123]对CO₂出现干涸时的临界干度进行了模型预测和实验研究。他们发现当质量流速较高时，临界干度的变化出现了与其它研究不一致的现象。Yoon等人^[124]也对CO₂在水平管中流动沸腾时的干涸现象进行了分析，并给出了计算水平管上部出现干涸时的临界干度公式。Sun和 Groll^[45]对CO₂的干涸预见模型进行了分析，并与Bredesen等人^[41]，Pettersen等人^[43]以及Hihara和Tanaka^[44]的实验测量值进行了比较。在给定的实验条件范围内，它们符合得较好。

这里通过应用公式(4-5)以及Sun和Groll^[45]的干涸预见模型，对CO₂和R22在管径为6mm的水平管中出现干涸时的临界干度进行了计算。图4-14和图4-15分别给出了热流密度和质量流速对临界干度的影响。从图中可以看出，随着热流密度和质量流速的增加，两种制冷剂出现干涸时的临界干度都降低。原因表明，较高的热流将加速液膜的蒸发，较高的质量流速将导致较早出现环状流。从图中发现，CO₂出现干涸时的干度大约在0.5-0.7左右，比R22的临界干度低得多(大约在0.8-0.9左右)，这说明CO₂发生干涸现象比较早。

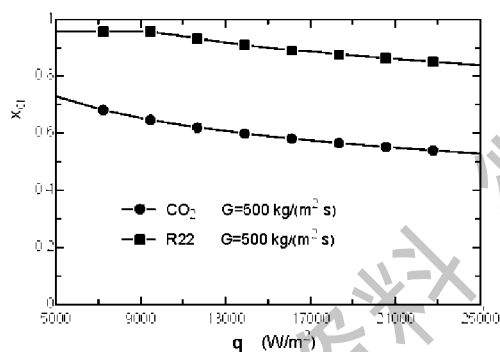


图 4-14 临界干度随热流密度的变化

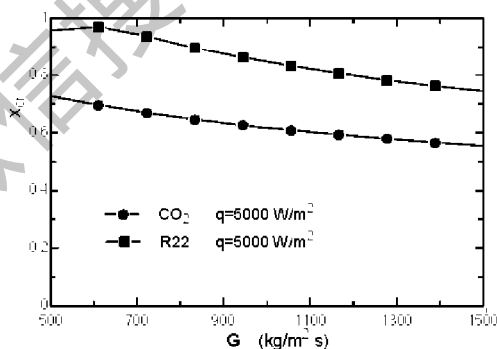


图 4-15 临界干度随质量流速的变化

干涸现象发生后，换热系数急剧下降，严重影响蒸发器的换热性能。所以在设计CO₂蒸发器时，可选择较小的质量流速，这样可使临界干度增大，避免过早出现干涸现象。

4.3.2.2 干涸现象解释

对于水平管中的CO₂流动沸腾换热，随着干度的增加，首先管子上部的液膜越来越薄，最后在某个位置完全消失，这种现象可从图4-16看出^[124]。在中等干度区，由于气芯中存在液滴夹带和蒸发，干涸斑点发生在液膜中，随着干斑区的不断扩大，液膜蒸干。当干涸发生后，流型从环状流变为雾状流。液膜消失以后，由于蒸气直接与壁面接触，换热性能大大降低。随着干度增加，蒸气与壁面的接触面积越来越大，管子上部有壁温骤然上升，换热系数快速下降。

当干度高于 0.9 时, 这种现象在传统卤化烃制冷剂中也能观察到。对于完全与蒸气接触的管壁, 单相蒸气换热机理占主导地位; 对于有润湿的管壁, 两相蒸发换热机理占主导地位。

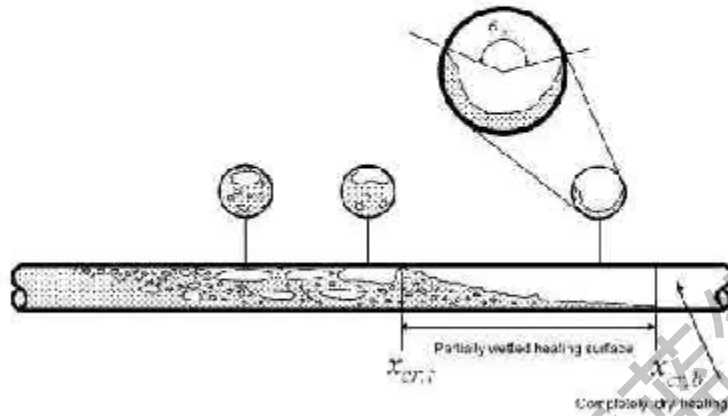


图 4-15 水平管中 CO_2 流动沸腾示意图

CO_2 制冷剂发生干涸时的干度受质量流速的影响很大, 并随质量流速的增大, 临界干度降低。当质量流速、蒸发焓值和热流密度较高时, 发生干涸时的干度较低, CO_2 可能在中等干度区出现干涸现象, 而其它制冷剂在较高的干度区才发生干涸^[44,45]。Yun 等人^[23]指出, CO_2 的干涸现象在很多方面与水很相似, 但是由于 CO_2 的接触角小于汽水混合物, 润湿性好于汽水混合物, 所以当质量流速相当大时, 较好的润湿性意味着干涸润湿的可能性大。

与其它传统制冷剂相比, CO_2 发生环状流干涸现象要早, 主要原因有以下几点: (1) CO_2 的液相粘度和表面张力远低于传统制冷剂, 液膜破裂发生在较低的干度区; (2) 在气芯, 液滴夹带率很高, 液膜厚度很薄, 当干度较高时, 所有液滴都可能被夹带, 而没有液膜存在; (3) CO_2 出现夹带时的临界气相速度较低; (4) CO_2 流动沸腾时出现环状流较早; (5) CO_2 出现核态沸腾时的最小热流密度小于其它制冷剂。

4.3.3 CO_2 沸腾换热关联式

单相流沸腾传热受许多因素的影响, 而且通常是多种传热机理同时起作用。许多研究者根据实验结果开发出了多种形式的流动沸腾换热关联式。

1966 年, Chen^[13]通过对大量实验数据拟合, 得到了一个竖立管内饱和沸腾关联式。利用传热机理叠加原理, 总的换热系数等于核态沸腾与强制对流蒸发换热系数之和。核态沸腾传热由 Foster 和 Zuber 的池沸腾方程来计算, 强制对流蒸发换热由 Dittus-Boelter 方程来计算。目前 Chen 的算法多用于垂直向上和

向下流动的情况。对于水平流动，由于 Fr 准则不同，影响不同，必须重新考虑修正系数。

1976 年 Shah^[126] 提出一种对 Chen^[125] 方法的修正图解法，可应用于水平通道。后来，他又推荐了用一些方程式代替用作图法所得到的关联式^[127]。他所建立的流动沸腾模型包括核沸腾、气泡抑制以及强制对流蒸发。Shah 方法的不足之处是仅使用了沸腾数 Bo 模拟核态沸腾。

1987 年，Gungor 和 Winterton^[128] 给出了用于计算水平管和竖直管内的流动沸腾换热关联式，基本上与 Chen^[125] 的关联式相似，也符合传热叠加原则。计算精度较 Chen 的关联式高，它可适用于水，制冷剂和乙二醇等流体。

$$h_{tp} = Eh_l + Sh_{pool} \quad (4-6)$$

式中， E 为对流增强因子； S 为核沸腾抑制因子； h_l 为液相换热系数，用 Dittus-Boelter 关联式计算； h_{pool} 为池沸腾换热系数。

$$E = 1 + 24000Bo^{1.16} + 1.23 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad (4-6a)$$

$$S = \left(1 + 1.15 \times 10^{-6} E^2 Re_l^{1.17} \right)^{-1} \quad (4-6b)$$

$$h_{pool} = 55 p_i^{0.12} (-\log p_i)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (4-6c)$$

式中， M 为工质分子质量； p_i 为对比压力； q 为热流密度； X_{tt} 是 Martinelli 参数； Bo 为沸腾数。

1991 年 Liu 和 Winterton^[129] 用 4300 多个实验数据点得到了计算管内和环形空间的流动沸腾换热关联式，采用指数形式叠加表示两相传热系数。

$$h_{tp} = \sqrt{(Eh_{lc})^2 + (Sh_{pool})^2} \quad (4-7)$$

式中， E 和 S 分别为加强因子和抑制因子； h_{lc} 为全液相换热系数。

$$E = [1 + x Pr_l (\rho_l / \rho_v - 1)]^{0.35} \quad (4-7a)$$

$$S = (1 + 0.055 E^{0.1} Re_l^{0.16})^{-1} \quad (4-7b)$$

流动沸腾换热关联式的形式各式各样，Darabi 等人^[130] 对流动沸腾换热关联式进行了详细的综述。虽然每个模型都表明比以前的关联式有了较大的改进，但这些关联式的模型建立都没有通用的方法，所以很难将它们一一对比，而且这些关联式所得到的计算数据存在较大的偏差，它们只适用于常规大小光

管内充分发展的湍流区，并且是在无润滑油的情况下得到的。

由于CO₂的热物理参数与传统制冷剂存在较大的差别，而大多数工程上使用的两相流关联式都是由传统制冷剂发展而来，所以需要对他们进行修正，或发展新的CO₂沸腾换热关联式，以便更好地设计CO₂蒸发器。

在Bredesen 等人^[41]实验结果的基础上，Hwang等人^[131]调研了6个常用的经验换热关联式，他们发现这6个关联式在计算CO₂的沸腾换热系数时存在较大的误差(从20%到80%)。他们根据CO₂的物性特征，提出一种新的经验模型用于计算CO₂在水平光管内的流动沸腾换热系数，他们声称新关联式的计算结果与Bredesen等人^[41]的实验结果对比，误差在14%以内。

$$h_{tp} = h_{nb} + h_{bc} \quad (4-8)$$

$$h_{nb} = 0.00122 \times \left(\frac{k_i^{0.79} c_{p,i}^{0.5} \rho_i^{0.49}}{\sigma^{0.6} \mu_i^{0.29} h_{f,i}^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right) \times [T_w - T_{sat}(p_i)]^{0.4} \times [p_{sat}(T_w) - p_i]^{0.75} \times S \quad (4-8a)$$

$$h_{bc} = h_i F(X_{tt}) Pr_i^{0.6} \quad (4-8b)$$

$$S = \frac{1 - \exp\left(-\frac{F(X_{tt}) h_i X_{ce}}{k_i}\right)}{\frac{F(X_{tt}) h_i X_{ce}}{k_i}} \quad (4-8c)$$

$$X_{ce} = 0.05 \times \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0.5} \quad (4-8d)$$

$$F(X_{tt}) = 1.0 \quad X_{tt} \geq 10 \quad (4-8e)$$

$$F(X_{tt}) = 2.0 \times (0.213 + X_{tt}^{-1})^{0.736} \quad X_{tt} < 10 \quad (4-8f)$$

CO₂在水平管内流动沸腾换热过程中，在出现干涸前，核沸腾占主导地位；出现干涸后，发生强制对流沸腾。所以在干涸前和干涸后的沸腾传热特点，以及关联式的形式都是不同的，应该区分对待。而许多现有的流动沸腾关联式并没有考虑干涸的影响。由于换热系数在出现干涸前和出现干涸后变化较大，文献^[48]分别给出了干涸前和干涸后两个换热关联式，主要考虑了液滴夹带，表面张力，小管径等因素对换热的影响。但是由于临界干度的数值不够准确，实验数据与关联式之间存在偏差。

Yoon等人^[124]也指出CO₂在发生干涸前和发生干涸后应使用不同的换热关联式。在管子上部发生干涸前，换热机理与现有环状流关联式相同，推荐使用

修正的Liu 和Winterton^[129]关联式。

(1) 管子上部发生干涸前

$$h_{tp} = \sqrt{(Eh_l)^2 + (Sh_{pool})^2} \quad (4-9)$$

其中抑制因子 S 和强化因子 E 分别用以下公式计算：

$$S = \frac{1}{1 + 1.62 \times 10^{-6} E^{0.69} Re_l^{1.11}} \quad (4-9a)$$

$$E = \left[1 + 9.36 \times 10^3 x Pr_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right]^{0.11} \quad (4-9b)$$

式中， h_l 为液相换热系数； h_{pool} 为池沸腾换热系数； x 为干度。

(2) 管子上部发生干涸后

干涸现象发生后，将换热系数看作是润湿区液相和干斑区气相换热系数的叠加，推荐用以下公式计算：

$$h_{tp} = \frac{\theta_{dry} h_g + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \quad (4-10)$$

式中 h_g 为气相换热系数，用 Dittus-Boelter 关联式计算； h_{wet} 是管子润湿部分的换热系数， $h_{wet} = E \times h_l$ ， E 为强化因子。

$$E = 1 + 3000 Bo^{0.86} + 1.12 \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.41} \quad (4-10a)$$

θ_{dry} 是干涸角，是用来表示蒸气和管壁接触面积与液膜和管壁接触面积比率的权重因子。

$$\frac{\theta_{dry}}{2\pi} = 36.23 Re_l^{3.47} Bo^{4.84} Bd^{-0.27} \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{2.6} \quad (4-10b)$$

式中， Bo 为沸腾数， $Bo = q / (G \times h_{fg})$ ； Bd 为 Bond 数， $Bd = g \times (\rho_l - \rho_g) \times d^2 / \sigma$ ； X_{tt} 为马蒂内里参数。

从 CO₂ 流动沸腾换热研究状况来看，换热关联式也有多种形式。因此寻找能准确描述 CO₂ 蒸发器管内换热的公式，以及调整现有的关系式使其与实验一致的工作还有待深入研究。

4.3.4 分析不凝性气体的影响

如果 CO₂ 蒸发器中存在某种微量不凝性气体 NC-1，暂不考虑它在 CO₂ 中的溶解现象，认为它与 CO₂ 以混合气体出现。这里首先分析含有微量 NC-1 时 CO₂

气体的物性变化。图 4-17 至图 4-20 分别给出了纯 CO_2 以及 CO_2 中含有 0.5%、1%和 5%NC-1 时的气相密度、粘度、导热系数以及比热随蒸发温度的变化^[120]。从这些图中可以看出，当含有微量NC-1 时，密度、粘度以及导热系数都呈上升趋势。并且NC-1 含量越多，相应物性值增加较大。当NC-1 含量为 0.5%和 1%时，相应物性值变化较小，而当NC-1 含量为 5%时，相应的物性值上升幅度增大。

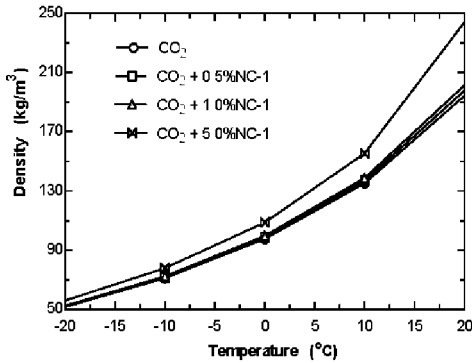


图 4-17 密度比较

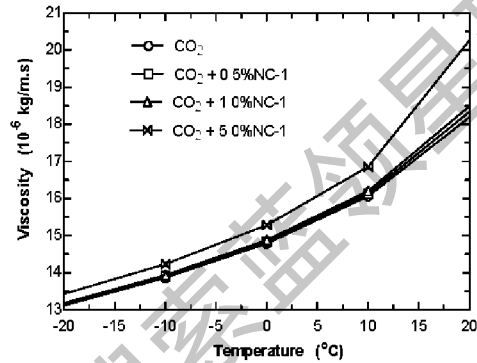


图 4-18 粘度比较

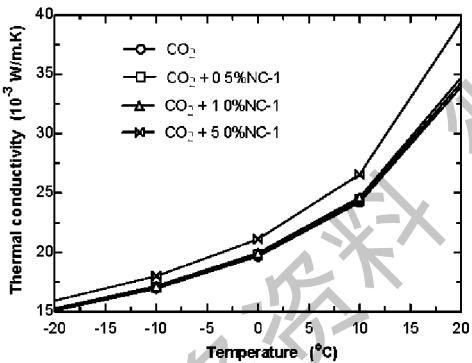


图 4-19 导热系数比较

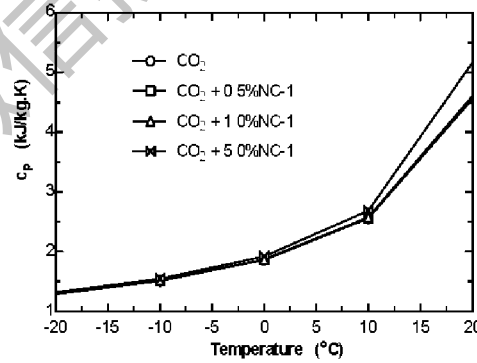


图 4-20 比热比较

通过上述物性分析可以发现，含有微量NC-1 时对 CO_2 的气相物性影响较小。实际上， CO_2 蒸发器中的气体主要影响过热区的换热性能。如果蒸发器中的过热段比较短，这部分换热相对较少，所以这里不给予过多考虑。

4.4 CO_2 成核理论分析

沸腾传热是以形成气泡形式进行传热的，因此气泡的形成、生长以及其运动方式，便是影响沸腾传热的重要机制，称其为气泡的行为特征^[132]。就发生沸腾的不同方式，可分为均匀沸腾和非均匀沸腾。

均匀沸腾是指在纯液体内部的沸腾，没有固定的加热表面。按照分子运动

论和统计热力学, 纯液体中的分子具有不同的能量, 能量的不均匀分布造成了液体密度的波动。分子能量的分布符合统计规律, 有些分子的能量大于平均值, 有些则小于平均值。少量大于平均能量的分子, 称为活化分子。实际上, 活化分子和非活化分子在不断地碰撞, 由于分子间的作用力使得多个活化分子形成聚集体。液体内部的活化分子存在着不断的聚集和聚集体解聚过程, 如下所示:



这里, M_{N-1}^* 表示 $(N-1)$ 个分子的活化分子聚集体; M_1 表示 1 个未活化分子; M_N^* 表示产生的 N 个分子的活化分子聚集体。

活化分子的聚集存在临界聚集浓度, 即^[133],

$$(X_1)_c = c_{N-1} \approx \exp\left[-\frac{(\mu_1^0 - \mu_N^0)}{kT}\right] \quad (4-12)$$

式中, X_1 表示单体活化分子的浓度; c_{N-1} 为活化分子的临界聚集浓度; μ_1^0 是单体活化分子平均化学势的标准部分; μ_N^0 是 N 聚集体中每个分子平均化学势的标准部分; k 为玻耳兹曼常数; T 为温度。

当单体浓度达到临界聚集浓度时, 活化分子开始聚集, 当达到某一临界半径后从体相中分离出来, 突变成核心, 发生相变^[133]。

非均匀沸腾是指气泡在与液体相接触的固体加热面上产生、成长的沸腾过程, 常称为表面沸腾, 如图 4-21 所示。CO₂ 制冷剂在蒸发器中的沸腾方式就属于此类。



图 4-21 气泡的行为特征示意图

4.4.1 气化核心的临界半径

液相中形成一个半径为 R 的气化核心所需要的功为:

$$W = 4\pi R^2 \sigma - (\mu_1 - \mu_2) \times \frac{4\pi R^3}{3V_0} \quad (4-13)$$

式中, μ_1 和 μ_2 分别为液相和气相的化学势; V_0 为气相粒子的容积。

形成气化核心的功和核心半径之间的关系可用图 4-22 表示。由此可见, 随着半径 R 的增加, 开始所需的功不断增加, 当到达临界半径 R_w 后, 所需的功达到最大值, 如果半径 R 再增加, 形成气泡所需的功反而减小。这说明当气化核心半径达到 R_w 后, 若有分子加入, 气化核心能进一步增大其半径, 而 $R < R_w$ 的气化核心不会自发长大。

由公式(4-13)可得气化核心的临界半径和临界功分别为:

$$R_w = \frac{2\sigma T_0}{\mu_1 - \mu_2} \quad (4-14)$$

$$W_w = \frac{4}{3} \pi \sigma R_w^2 \quad (4-15)$$

从公式(4-15)可以看出, 形成气化核心的临界功与液体表面张力 σ 成正比, 即表面张力越小, 形成相同临界半径的气化核心所需要的功越小, 形成气泡的可能性较大。从图 4-2 可以看出, 液相 CO_2 的表面张力比 R22 和 R134a 低很多, 这样在形成相同临界半径的气化核心时所需要的功较小, 所以 CO_2 较小的表面张力更易于沸腾时生成气化核心, 有利于气泡的形成, 能够增强换热。

如果汽相和液相保持相同的温度, 而气泡内的蒸气处于饱和状态, 那么汽泡外的液体是处于过热状态, 过热度 ΔT 的大小和相界面两侧的压力差 $2\sigma/R$ 有关, 即产生气泡所需的过热度由液体的表面张力决定。可由表示相平衡时压力与温度之间相互关系的 Clausius-Clapeyron 关系式求得:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{h_g \times \rho_l \times \rho_g}{T(\rho_g - \rho_l)} \quad (4-16)$$

假设上式右端保持定值, 对上式进行积分, 可得:

$$\int_{T_0}^T \frac{dT}{T} = \frac{h_g \rho_l \rho_g}{(\rho_g - \rho_l)} \int_{p_0}^p \frac{dp}{p} \quad (4-17)$$

式中, p_0 为汽泡内蒸气压力; p_l 为汽泡外液体压力; h_g 为气化潜热; T_0 为饱和温度; p_0 为平衡界面时的饱和蒸气压力。

由上式可得到气泡生成时的临界半径与过热度以及饱和温度之间的计算关系式:

$$R_w = \frac{2\sigma}{\Delta T_0} \times \left(1 + \frac{\rho_g}{\rho_l} \right) \frac{T_0 (\rho_l - \rho_g)}{h_g \rho_l \rho_g} \quad (4-18)$$

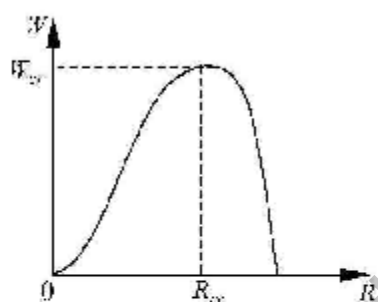


图 4-22 形成气化核心所需功与核心半径的关系

经过简化可得：

$$R_{cr} = \frac{2 \times \sigma \times T_s}{\Delta T_s \times h_{fg} \times \rho_s} \quad (4-19)$$

根据上述公式，将CO₂沸腾时生成气泡的临界半径与其它工质进行了计算。图 4-23 给出了在相同的饱和温度下，CO₂、R134a以及R22 沸腾时生成气泡的临界半径随过热度的变化趋势。可以看出，它们的气泡临界半径都随过热度的增大而降低。当过热度较低时，临界半径急剧下降，而后逐渐趋于缓慢。在给定过热度范围内，对于常规工质R134a，它的气泡临界半径从 1.6 μm 下降到 0.08 μm；对于常规工质R22，它的气泡临界半径从 1.2 μm 下降到 0.06 μm；而CO₂的气泡临界半径从 0.08 μm 下降到 0.004 μm。很显然，常规工质R134a的气泡临界半径几乎是CO₂的气泡临界半径的 20 倍；而R22的气泡临界半径也差不多是CO₂的气泡临界半径的 15 倍。这样在标准状态下，CO₂生成半径为 0.08 μm 的气泡中会有数量级为 10⁶个CO₂蒸气分子组成；而R134a、R22 分别生成半径为 1.6 μm 以及 1.2 μm 的气泡中会有数量级为 10⁹个蒸气分子组成。

图 4-24 给出了CO₂、R134a以及R22 生成气泡的临界半径随蒸发温度的变化。随蒸发温度升高，气泡临界半径减小。但是相对于过热度来说，气泡临界半径随蒸发温度的变化幅度较小，这主要是由于当蒸发温度变化时，物性参数也随之变化。

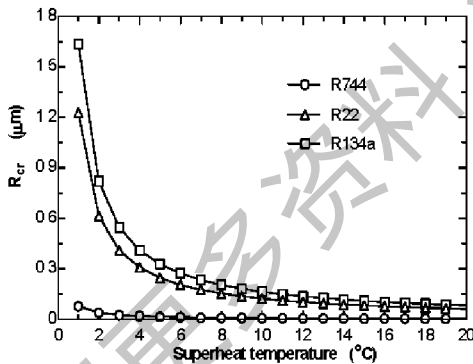


图 4-23 临界半径随过热度的变化

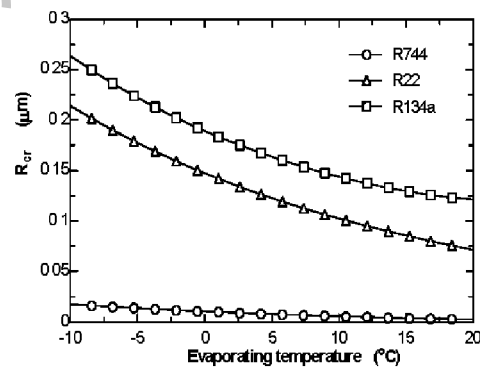


图 4-24 临界半径随蒸发温度的变化

通过上述计算可以看出，气泡的临界半径除受气泡的形成过程以及工质的物性影响外，过热度对气泡临界半径的影响较大。液体过热度越高，气泡的临界半径越小，那么液体中气化核心的数密度愈大，从而使气化速率提高。与传统工质相比，CO₂生成气泡时的气化核心较小，那么对于CO₂蒸发器的强化传热面来说，可以做成微观结构。

根据经典成核理论，设系统中能形成半径为 R_{cr} 的活化分子聚集体数为 $N(R)$ ，根据概率关系，可以按玻耳兹曼能量分布律写出下式：

$$\frac{dN}{dt} = BN(R)\exp\left(\frac{-W_{cr}}{kT_g}\right) \quad (4-20)$$

式中， dN/dt 为产生临界气泡聚集体的速率； B 为碰撞频率，且 $B = kT_g/\hbar$ ，此处 k 为玻耳兹曼常数， \hbar 为普朗克数， T_g 为气相温度； W_{cr} 为生成临界气泡半径 R_{cr} 所需临界功。

4.4.2 凹穴和不凝性气体对核化的影响

在 CO_2 蒸发器中，由于实际受热面不是绝对光滑的，有不同程度的粗糙度，有不同形状大小的凹穴，这对气泡核心的产生是有影响的。在固体表面形成气化核心时，形成气泡所做的功，以及液体-蒸气交界面的表面能比较小，因此所需要的过热度比均匀核化下的值小，此值与液体润湿性和固体表面几何形状有关。通过考虑自由能降低因子 $f(\beta_c)$ ，过热度可用下式计算^[434]：

$$\Delta T_s = \frac{T_s(v_g - v_l)}{h_{fg}} \left[\frac{16\pi\sigma^3 f(\beta_c)}{3kT_g \ln \frac{NkT_g}{h}} \right] \quad (4-21)$$

对于不同表面结构， $f(\beta_c)$ 值不同，这里 β_c 为接触角，其值愈小，固体愈易润湿，平面的 $f(\beta_c)$ 值为：

$$f(\beta_c) = \frac{1}{4}(2 + 3\cos\beta_c - \cos^3\beta_c) \quad (4-22)$$

文献^[435]还给出了规则的球形凸面和球形凹面的 $f(\beta_c)$ 计算式，它们都比平面的计算式复杂。经过分析表明，与平表面相比，其球面所需活化能（或液体过热度）随曲率增大而有所增高，而凹球面的值要比平表面的低。这也说明在凹穴中形成气泡所需的活化能最少，即所需过热度最低。因此，气泡必然易于在凹穴中产生。而当表面形状、结构及尺寸一定时，润湿性能差的系统较润湿性能好的系统更易产生气泡。综上所述，气泡将优先在润湿性能较差的表面凹穴中产生。

如果凹穴中预先存在有不凝性气体，这就意味着已经有一定尺寸的气泡胚核存在于壁上，那么形成气泡核心所需的功，即液体过热度将进一步下降，可用以下公式计算^[432]：

$$\Delta T_s = \frac{T_s}{h_{fg}\rho_l\rho_g} (\rho_l - \rho_g) \left[\frac{2\sigma}{R} \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_g} - p'_g \right) \right] \quad (4-23)$$

式中， p'_g 表示不凝性气体的分压力。

同样，也可以从气泡临界半径 R_{cr} 的大小来分析不凝性气体的影响。当含有不凝性气体时，气泡的临界半径可用下式计算^[33]：

$$R_{cr} = \frac{4 \times \sigma \times T_s}{3 \times \Delta T_s \times \rho_g \times h_{fg}} \quad (4-24)$$

将公式(4-24)和公式(4-19)相比可以发现，对于相同的气泡临界半径，存在不凝性气体时所需的液体过热度大约为没有不凝性气体时的 2/3。

对于一定的沸腾液体与加热面材料性质，凹球面上形成气化核心所需的活化能最小，气泡易于在凹穴中产生。最初凹穴中集存的不凝性气体可作为气化核心启动的因子，气泡逸出空穴时必然要夹带集存于穴内的不凝性气体，随着沸腾的持续进行，蒸气将逐渐取代不凝性气体而被俘获于空穴中，如图 4-25 所示。可见，凹穴还具有更好的集气性能，可以构成稳定的气化核心。



图 4-25 气泡在固体表面凹穴中的形成过程

4.5 CO₂ 蒸发器换热表面的设想

CO₂ 具有独特的热物理性质，一方面有利于提高其沸腾传热性能；另一方面也会导致其较早出现干涸现象。这样在设计 CO₂ 蒸发器时，应该对其换热表面进行特殊的加工处理，既要考虑增强换热，还要避免干涸现象的过早发生。

通过上述计算分析可以发现，与传统制冷剂相比，CO₂ 生成气泡时的气化核心较小，那么对于 CO₂ 蒸发器的强化传热表面来说，可以做成微观结构，即微孔化或多孔化表面。其主要目的就是增加气化核心的密度以及气泡下液膜的面积来达到强化传热。这可通过特殊的机械加工，表面腐蚀或表面氧化来形成微孔或多孔的粗糙表面结构。微孔或多孔表面能够保存一定量的不凝性气体或蒸气，提供较多稳定的气化核心，可以明显降低产生气泡所需的过热度，增强沸腾换热。华南理工大学研制的机械加工多孔表面上的沸腾换热系数为光滑表面的 4.5-8 倍。而用电化学腐蚀多孔表面的沸腾换热系数为光滑表面的 2-2.5 倍左右。实际上，微孔的结构很重要，尤其是孔穴直径对微孔层的沸腾换热影响较大，通常存在最佳孔穴直径^[33]。为了达到强化传热的目的，CO₂

蒸发器的进口段换热表面最好做成微孔结构的粗糙表面。

另外， CO_2 出现干涸时的干度比传统制冷剂低，为了避免 CO_2 在蒸发器中较早发生干涸现象，应该在换热表面增加有效的浸润膜，使 CO_2 具有较好的浸润性，类似于对水的亲水膜处理，这就意味着较少发生干涸，壁面被润湿的可能性增大。这样对于 CO_2 蒸发器接近出口段的换热表面，添加与 CO_2 润湿性好的浸润膜，增强 CO_2 与换热表面之间的润湿性，减轻干涸现象对沸腾换热的影响。这就需要选择合适的表面材料，它不仅具有良好的导热性能，而且与 CO_2 液体的润湿性要好。

由于时间关系，以上设想只能在今后研究中去实现。

4.6 本章小结本章首先分析了亚临界 CO_2 流体的性质，并与传统制冷剂进行了比较。然后主要从 CO_2 两相流动特点、 CO_2 流动沸腾传热特点以及 CO_2 成核理论等几个方面对 CO_2 沸腾换热进行了理论分析，并对 CO_2 蒸发器的换热表面提出了新的设想。所得结论如下：

(1) 与传统制冷剂相比， CO_2 具有良好的流动性和传输性，比较有利于提高其沸腾传热性能。

(2) 环状流是 CO_2 两相流动的主要型式，液滴夹带和沉降是支持环状流存在的机理。 CO_2 流动沸腾传热机理主要是核态沸腾，其沸腾换热系数通常比传统工质高，但是 CO_2 的物性特点导致其发生干涸现象较早，对其换热性能影响较大。当 CO_2 蒸发器中含有微量不凝性气体时，对气相物性的影响较小。

(3) 成核理论分析表明， CO_2 形成气化核心时的临界半径较传统工质小，有利于气泡的形成，能够增强其沸腾传热性能。凹穴和不凝性气体能够降低形成气化核心所需的过热度 and 活化能。

(4) 针对 CO_2 特殊的热物理性质， CO_2 蒸发器的换热表面应该在进口段做成微孔或多孔强化结构；而在蒸发器的接近出口段表面添加与 CO_2 润湿性好的浸润膜，减轻干涸现象对沸腾换热的影响。

第五章 CO₂换热器的模型建立与计算

气体冷却器和蒸发器是CO₂制冷系统必不可少的换热设备，其结构和换热效果直接影响整个制冷装置的重量、性能和运行的经济性。因此对CO₂气体冷却器和蒸发器的换热性能进行分析和评价，进而对它们进行优化设计是非常必要的。本章主要对气体冷却器和蒸发器的性能进行分析，并对换热关联式进行选择，进而建立两个换热器的理论模型，以便对它们进行模拟和优化。

5.1 CO₂气体冷却器的性能分析

本文中CO₂水-水热泵实验台的气体冷却器采用了逆流式换热方式，流程布置为单管程单壳程，CO₂在管内流动，冷却水在壳侧流动。为了提高冷却水的流速，在壳体内横跨管簇装设了多块折流板，图 5-1 给出了其结构示意图。

通过第三章的分析可以发现，超临界CO₂流体被冷却时的换热关联式比较多，但是它们大多数都是在特定条件下得出的，因此对本实验台的CO₂气体冷却器是否适用，还需要通过实验验证，以便使CO₂气体冷却器的模型建立更加准确。

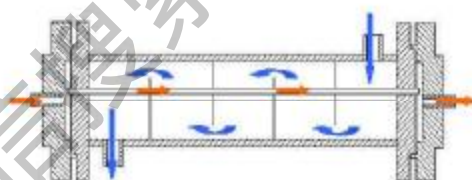


图 5-1 CO₂气体冷却器结构示意图

5.1.1 CO₂气体冷却器传热计算方法

CO₂跨临界循环水-水热泵实验装置如图 5-2 所示。通过在CO₂水-水热泵实验台上进行实验测试，获得不同条件下的实验数据，进而可计算出CO₂气体冷却器的总传热系数。由于不易直接测量气体冷却器换热管的壁温，这里应用间接方法计算CO₂侧的平均换热系数，以便与换热关联式的计算结果进行比较。通过将实验测试结果与换热关联式的计算结果进行比较，可以选择适用于CO₂气体冷却器的换热关联式，或根据实验结果对所选择的关联式进行修正。这就是本计算方法的整体思路。



图 5-2 CO₂水-水热泵实验装置图

实际上在CO₂气体冷却器整个换热

表面的传热过程中,流体的物性在不断地改变,所以其传热系数以及换热温差都在发生变化,这种情况下的传热方程式可表示如下^[137]:

$$Q = \int_0^A U_j \times \Delta t_j \times dA_j \quad (5-1)$$

式中, Q 为热负荷; U_j 为任一微元传热面处的传热系数; dA_j 为微元传热面积; Δt_j 为微元传热面处两种流体之间的温差。

公式(5-1)中的传热系数 U_j 和传热温差 Δt_j 都是 A_j 的函数,而且不同换热器的函数关系也不相同。为了计算简便,工程上经常采用简化形式:

$$Q = U \times A \times \Delta t_m \quad (5-2)$$

式中, U 为整个传热面上的平均传热系数; A 为总的传热面积; Δt_m 为两流体之间的平均温差。

这样要想计算 CO_2 气体冷却器的总传热系数,必须首先计算出总的对数平均温差。一般情况下,对数平均温差的计算公式在推导时,是假设比热在整个传热面上保持不变得出的。超临界 CO_2 流体的比热随温度的变化非常剧烈,尤其在准临界点处达到峰值。文献表明^[137],如果在计算温度范围内,比热随温度的变化比较显著(大于 2-3 倍),用对数平均温差法计算得到的误差较大。超临界 CO_2 流体在气体冷却器中被冷却时,其温度的变化范围通常从 100°C 左右变化到 35°C 左右或者更低,在此温度变化范围内,超临界 CO_2 的比热变化幅度较大,尤其在准临界区高达 10 倍以上,如果此时再假定为恒定比热来计算对数平均温差,必然引起较大的计算误差。

因此为了使对数平均温差的计算更加准确,这里将 CO_2 气体冷却器分成若干个传热量相同的微元段。假设在每个小微元中,物性参数随温度的变化非常小,因此可以用对数平均法计算每一微元的传热温差,最后可得到整个传热面的积分平均温差。

假设将 CO_2 气体冷却器分为 N 个微元段,则每个微元中的传热量为:

$$\Delta Q_j = \frac{Q}{N} \quad (5-3)$$

式中, Q 为 CO_2 气体冷却器的总传热量。

那么对于每一个传热微元,它的传热面积可以用以下公式计算:

$$\Delta A_j = \frac{\Delta Q_j}{U_j \Delta t_j} \quad (5-4)$$

式中, ΔA_j 为微元传热面积; U_j 为微元总传热系数; Δt_j 为微元对数平均温差。这样可以得到总的传热面积:

$$A = \sum_{j=1}^N \frac{\Delta Q_j}{U_j \Delta T_j} = \frac{Q}{N} \sum_{j=1}^N \frac{1}{U_j \Delta T_j} \quad (5-5)$$

假设各微元段的总传热系数相同,则由公式(5-2)和公式(5-5)可得到总的积分平均温差,如方程(5-6)所示。这样就可以根据方程(5-2)计算出总的传热系数。

$$\Delta T_m = \frac{N}{\sum_{j=1}^N \frac{1}{\Delta T_j}} \quad (5-6)$$

为了比较划分微元后的计算结果与未划分微元时有什么差别,这里对不同实验工况下的实验结果进行了计算。为了提高计算的准确性,将CO₂气体冷却器划分100个微元来计算。

图 5-3 至图 5-6 比较了不同实验工况下划分微元后计算所得积分平均温差与未划分微元时的对数平均温差计算结果,以及应用两种不同的计算方法所得到的总传热系数的比较结果。很明显,在给定的实验工况下,划分微元计算所得的积分平均温差与未划分时的计算数值相差较多。从图中还可以发现,在不同的实验条件下,两者之间的差值也是不同的,在一些实验工况下两者比较接

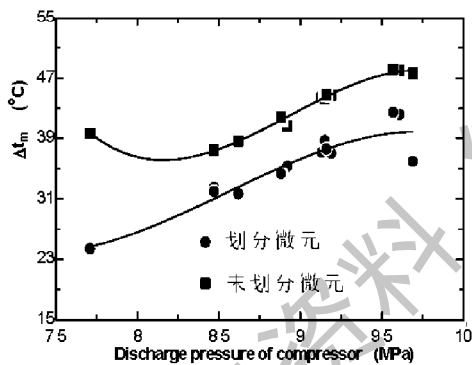


图 5-3 平均温差随高压压力变化

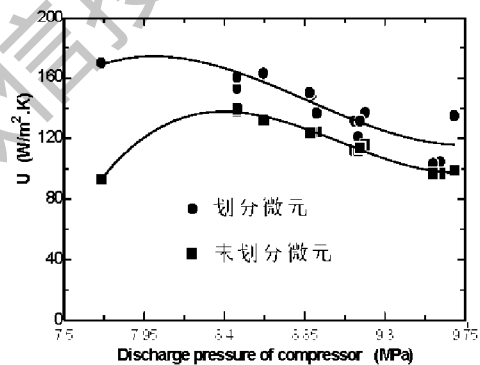


图 5-4 总传热系数随高压压力变化

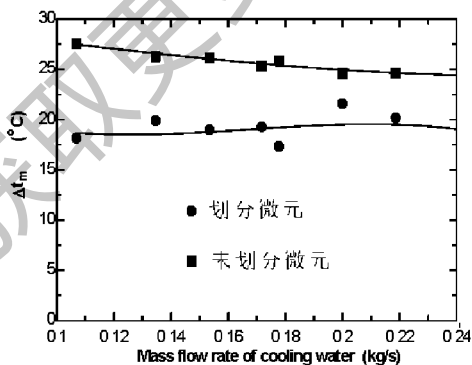


图 5-5 平均温差随冷却水流量变化

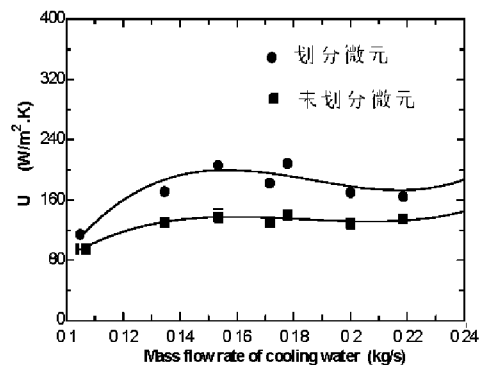


图 5-6 总传热系数随冷却水流量变化

近, 而在另一些实验工况下相差较大。因此, 应用两种不同的计算方法, 所得到的总传热系数也是不同的。如果划分微元后所得到的平均温差降低, 那么划分微元后计算的总传热系数就高于未划分微元时的数值。当然, 这里只限于给定的几组实验工况, 在其它实验工况下也可能得出不同的结果, 但是与一般管壳式换热器相比, CO_2 气体冷却器的总传热系数相对偏低。

5.1.2 计算结果与换热关联式比较

计算出总的传热系数后, CO_2 侧的换热系数 h_c 需要根据总传热系数方程来计算。如果以外表面为基准, 总传热系数可由下式计算:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_c} + R_1\right) \times \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_o}{2\lambda} \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_w} + R_2} \quad (5-7)$$

式中, λ 为换热管对的导热系数; h_w 为冷却水的换热系数; R_1 和 R_2 分别为换热管内外侧的污垢热阻; d_i 和 d_o 分别为换热管的大外径。

壳程冷却水侧的换热系数 h_w 采用环状通道关联式计算, 它比较适用于要求精确计算的场合^[138]。对于内管传热, 外管绝热时, 壳程水侧的努谢尔数可用下式计算:

$$Nu_{sw} = \left[Nu_{sw} + f_{sw} \times \frac{0.19 \times (Re_{sw} \times Pr_{sw} \times d_{sw} / L_s)^{0.6}}{1 + 0.117 \times (Re_{sw} \times Pr_{sw} \times d_{sw} / L_s)^{0.67}} \right] \times \left(\frac{Pr_{sw}}{Pr_{sw,c}} \right)^{0.11} \quad (5-8)$$

式中, Nu_{sw} 为充分发展区的努谢尔数, 可用下面的拟合公式计算

$$Nu_{sw} = 19.43 - 71.21 \times \left(\frac{d_{sw}}{qd_{ci}} \right) + 113.56 \times \left(\frac{d_{sw}}{qd_{ci}} \right)^2 - 57.54 \times \left(\frac{d_{sw}}{qd_{ci}} \right)^3 \quad (5-8a)$$

当内管传热, 外管绝热时 f_{sw} 用以下公式计算:

$$f_{sw} = 1 + 0.14 \times \left(\frac{qd_{ci}}{d_{sw}} \right)^{1.5} \quad (5-8b)$$

式中, d_{sw} 为管程换热管外径; qd_{ci} 为壳程换热管内径; d_{sw} 为壳程当量直径; L_s 为换热管长度。

根据方程(5-7)和(5-8), 可以间接计算 CO_2 侧的平均换热系数, 并在相同的条件下与换热关联式的计算结果进行比较。这里主要选择几个有代表性的关联式进行比较, 如表 5-1 所示。

由上述计算结果可知, 划分微元与不划分微元所得到的总传热系数是不同的, 那么应用这两种方法间接计算得到的 CO_2 侧换热系数也是有差别的, 这可

以从下面的比较结果明显看出。

表 5-1 所选择的换热关联式

序号	关联式形式	公式
关联式 1 ^[111]	$Nu = \frac{f/8(Re-1000)Pr}{12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)+1.0}$	-
关联式 2	$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{1/3}$	-
关联式 3 ^[34]	$\bar{Nu} = (Nu_w + Nu_f) / 2 \times (k_w / k_f)$	3-50
关联式 4 ^[33]	$\bar{Nu} = (Nu_w + Nu_f) / 2 \times (k_w / k_{film})$	-
关联式 5 ^[114]	$Nu_w = Nu_{ow} (1 - 0.001(q_w / G)) (\bar{c}_p / c_{pw})^p$	3-48
关联式 6 ^[115]	$Nu_w = \frac{(f_w/8)(Re_w-1000)Pr_w}{A+12.7(f_w/8)^{1/2}(Pr_w^{2/3}-1)} \left(1 - 0.001 \frac{q_w}{G}\right) \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pw}}\right)^p$	3-49
关联式 7 ^[32]	$Nu_f = a \times Re_f^b \times Pr_f^c \left(\rho_{fc} / \rho_f\right)^p$	3-52

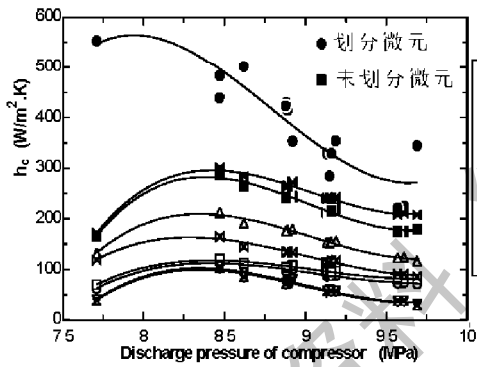


图 5-7 CO₂ 换热系数随高压压力变化

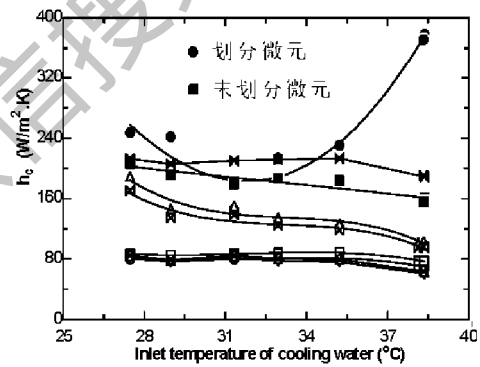


图 5-8 CO₂ 换热系数随冷却水入口温度变化

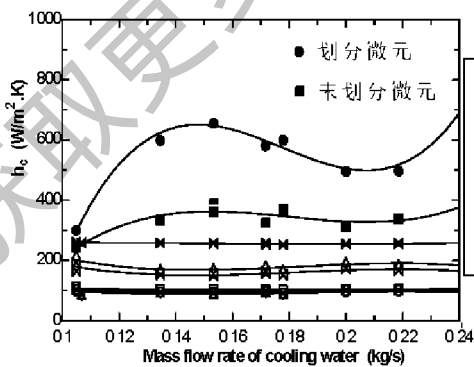


图 5-9 CO₂ 换热系数随冷却水流量的变化

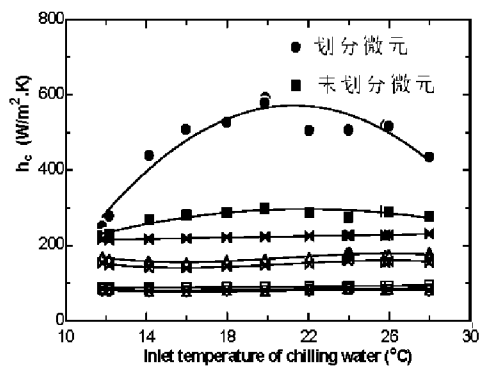


图 5-10 CO₂ 换热系数随冷冻水入口温度变化

图 5-7 至图 5-10 给出了两种方法间接计算的比较结果看出。划分微元计算所得的 CO_2 侧换热系数随实验工况的不同变化幅度较大,而不划分微元所计算的 CO_2 侧换热系数随实验工况的变化不大。图 5-7 至图 5-10 还同时给出了在相同的条件下上述选取的七个换热关联式的计算结果。从所有的计算结果和比较情况可以看出,在大多数实验工况下,划分微元计算所得的 CO_2 侧换热系数最高,其次是不划分微元的实验计算值。而七个换热关联式的计算值普遍低于实验所得计算值。这与魏东的计算结果相一致,即考虑超临界 CO_2 变物性时的换热系数都大于常物性的计算结果^[28]。但是七个换热关联式的计算值也存在很大的不同,在大多数实验工况下,关联式 1、关联式 2、关联式 5、关联式 6 的计算值比较低,而且相当接近;关联式 3 和关联式 4 的计算值高于上述四个关联式,而关联式 3 比关联式 4 的计算值稍高;在所有关联式中,关联式 7 的计算值最高,甚至在图 5-7 和图 5-8 中还超过了不划分微元时的实验值,而且此关联式的计算值与不划分微元时的实验值最为接近。图中还有一个明显的趋势,那就是七个换热关联式的计算值与不划分微元时的实验值变化趋势比较一致,而与划分微元时的变化趋势相差较大,这主要是由于定性温度的不同而造成。

通过以上计算和比较,本文在建立 CO_2 气体冷却器的模型时选用关联式 7 来计算 CO_2 侧的换热系数,并对其乘以相应的系数加以修正。

从上述计算结果已经发现,与其它相关研究文献相比, CO_2 侧的换热系数偏低,这其中存在以下几个原因:(1)大多数文献中的 CO_2 换热都是单管实验,所用实验管径较小,质量流速相对较大,所以计算得到的换热系数较高;(2)本实验系统中 CO_2 气体冷却器的管径相对较大,制冷剂的流量较低;(3)大多数文献在测量 CO_2 的换热系数时,并没有考虑润滑油的影响,而润滑油对换热系数的影响很大。Zingerli和Groll^[37]的研究表明,当 CO_2 夹带 5%的油时,换热系数下降 25%;夹带 2%油时,换热系数下降 15%,可见润滑油对换热系数的影响很大。在本实验系统中,同时存在 CO_2 和润滑油,并且润滑油与 CO_2 的兼容性很好。由于系统中没有设置油分离器,所以回油存在一定问题,在实验装置中有存积现象。这样润滑油沉积在换热面,不但会增大热阻,影响换热器的传热性能,还会增加流动阻力,使得管内 CO_2 的流速降低,没有进入充分发展的紊流区,换热系数大大减小。

5.2 CO_2 气体冷却器模型建立与计算

由于 CO_2 特殊的热物性和传输性,使得气体冷却器内的流动和传热过程与

常规冷凝器，或者一般的气/气换热器存在很大的不同。因此开发适合于CO₂气体冷却器的模型，分析其内部的热力学过程，对CO₂跨临界循环系统模拟及部件的优化设计是非常有必要的。

5.2.1 模型建立

为了进一步详细了解气体冷却器内的流体流动以及传热过程，有必要发展一个模型对其进行分析。在准临界区，由于CO₂的物性变化非常剧烈，因此气体冷却器的建模采用稳态分布参数模型，即将气体冷却器划分为许多微元，对每一个微元按集中参数法建模。为了简化模型计算，对每个微元作如下假设：(1)稳态运行；(2)管子沿轴向不存在热传导；(3)忽略热损失；(4)制冷剂沿管子轴向是一维流动；(5)忽略冷却水侧的压降；(6)制冷剂和冷却介质的密度和温度均匀分布；(7)物性处理；(8)总传热系数恒定不变。

5.2.1.1 传热计算

CO₂气体冷却器的具体计算过程为：沿着制冷剂的流动方向将气体冷却器分成等长度的N个微元。当然微元数分得越多越好，这样可提高计算的准确性。在每一个微元中，制冷剂和冷却水处于逆流换热状态，上一个微元的出口状态作为下一个微元的入口状态，如图 5-11 所示。对于每一个微元，根据制冷剂侧放热量，冷却水侧吸热量以及由传热方程计算的换热量建立能量平衡方程来进行求解。

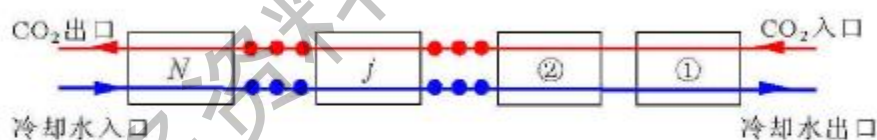


图 5-11 CO₂ 气体冷却器微元划分示意图

(1) 冷却水侧换热方程

$$Q_{w,j} = m_w \times (h_{w,j} - h_{w,j-1}) \quad (5-9)$$

(2) 制冷剂侧换热方程

$$Q_{r,j} = m_r \times (h_{r,j-1} - h_{r,j}) \quad (5-10)$$

(3) 微元段总的传热方程

微元的总传热方程既可以用对数平均温差来计算，也可以用 $\varepsilon-NTU$ 来计算。这需要根据给定的已知条件，以及要求计算输出的条件来选择，如果选择

恰当，可以提高计算的速度，减少不必要的反复试算。

a) 对数平均温差法

$$Q_{j,w} = U_j \times A_j \times \Delta t_{m,j} \quad (5-11)$$

式中对数平均温差可用以下公式计算：

$$\Delta t_{m,j} = \frac{(\Delta t_{j,max} - \Delta t_{j,min})}{\ln\left(\frac{\Delta t_{j,max}}{\Delta t_{j,min}}\right)} \quad (5-11a)$$

这里： $\Delta t_{j,max} = t_{i,j} - t_{cw,j}$ ； $\Delta t_{j,min} = t_{i,j-1} - t_{cw,j-1}$ 。

以上各式中， Q 表示换热量， W ； m 为质量流量， kg/s ； h 表示焓， J/kg ； U 为总的传热系数， $W/m^2.K$ ； A 为换热面积， m^2 ； Δt_m 表示对数换热温差， K 。

b) $\varepsilon-NTU$ 方法

$$Q_{j,w} = \varepsilon \times C_{min} \times (t_{i,j} - t_{cw,j-1}) \quad (5-12)$$

式中， ε 为换热器的传热有效度； C_{min} 为两介质中较小的热容量； $t_{i,j}$ 和 $t_{cw,j-1}$ 分别为第 j 个单元制冷剂 and 冷却水的入口温度。

对于逆流式换热器， $\varepsilon-NTU$ 的关系式为：

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-R)]}{1 - R \times \exp[-NTU(1-R)]} \quad (5-13)$$

式中， R 为热容量比值， $R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ ； NTU 是传热单元数， $NTU = \frac{AU}{C_{min}}$ 。

(4) 能量守恒方程

$$Q_w = Q_c = Q_{j,w} \quad (5-14)$$

(5) 总传热系数由下式计算：

$$U_j = \frac{1}{\frac{1}{h_{i,j}} \times \left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_o}{2\lambda} \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_{w,j}}} \quad (5-15)$$

式中， $h_{i,j}$ 为 CO_2 制冷剂侧换热系数，采用修正的Yoon等人^[32]的关联式计算； $h_{w,j}$ 为冷却水侧换热系数，采用环状通道关联式计算^[138]。

5.2.1.2 超临界 CO_2 流体放热过程的压降计算

当计算每一个微元时，认为该微元中的压力是恒定不变的；当计算下一个微元时，考虑上一个微元中的压力变化，这就需要计算压力损失。

假设CO₂气体冷却器中的流动是稳态稳流，那么它的动量方程可用下式表示^[139]：

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\rho c^2}{2} \times \frac{f}{D} + \rho g \frac{\partial z}{\partial x} + \rho c \frac{\partial c}{\partial x} = 0 \quad (5-16)$$

式中第二项为摩擦力压力梯度，第三项为体积力压力梯度，第四项为加速度压力梯度。

对于一般流体的水平管中传热流动，可以忽略体积力压力梯度这一项；如果在流动过程中流体物性的变化很小，尤其是密度的变化范围较小时，也可以忽略加速度压力梯度这一项。但是在超临界压力下CO₂冷却换热过程中，密度的变化比较显著，所以应该考虑加速度压力梯度的作用。

(1) 摩擦压降

为了计算摩擦压降，首先必须确定摩擦系数。对于光管内的单相流体流动，应用较广泛的是Blasius和Filonenko^[115]推荐的摩擦因子 f 计算公式，分别如方程(5-17)和(5-18)所示。

$$f = \frac{0.316}{Re^{1/4}} \quad (Re \leq 10^5) \quad (5-17)$$

$$f = [0.79 \ln(Re) - 1.64]^2 \quad (1 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6) \quad (5-18)$$

求得摩擦系数后，摩擦压降可以用以下公式计算：

$$\Delta p_f = \frac{\rho c_m^2}{2} \times \frac{f}{D} \times L = f \frac{L G^2}{D 2 \rho} \quad (5-19)$$

式中， c_m 为平均速度； D 为管内径； L 为管长。

(2) 加速度压降

对于每一个微元，超临界CO₂流体的加速度压降可以用以下公式计算^[140]：

$$\Delta p_m = \rho c \frac{\partial c}{\partial x} = G \times (c_{i,j} - c_{i,j-1}) \quad (5-20)$$

式中， c 为制冷剂速度； ρ 为密度； x 表示管长。

5.2.2 模型验证与结果分析

模型建立完以后，就要对模型进行计算和求解。这里需要输入气体冷却器的结构参数，冷却水的入口温度和流量，制冷剂的入口温度、流量等。而需要计算的输出参数为制冷剂的出口状态、冷却水的出口状态以及换热量等。首先假设冷却水的出口温度，通过迭代计算，直到假设值与计算值的误差在规定的

范围内为至。CO₂气体冷却器的稳态分布参数模型计算流程如图 5-12 所示。

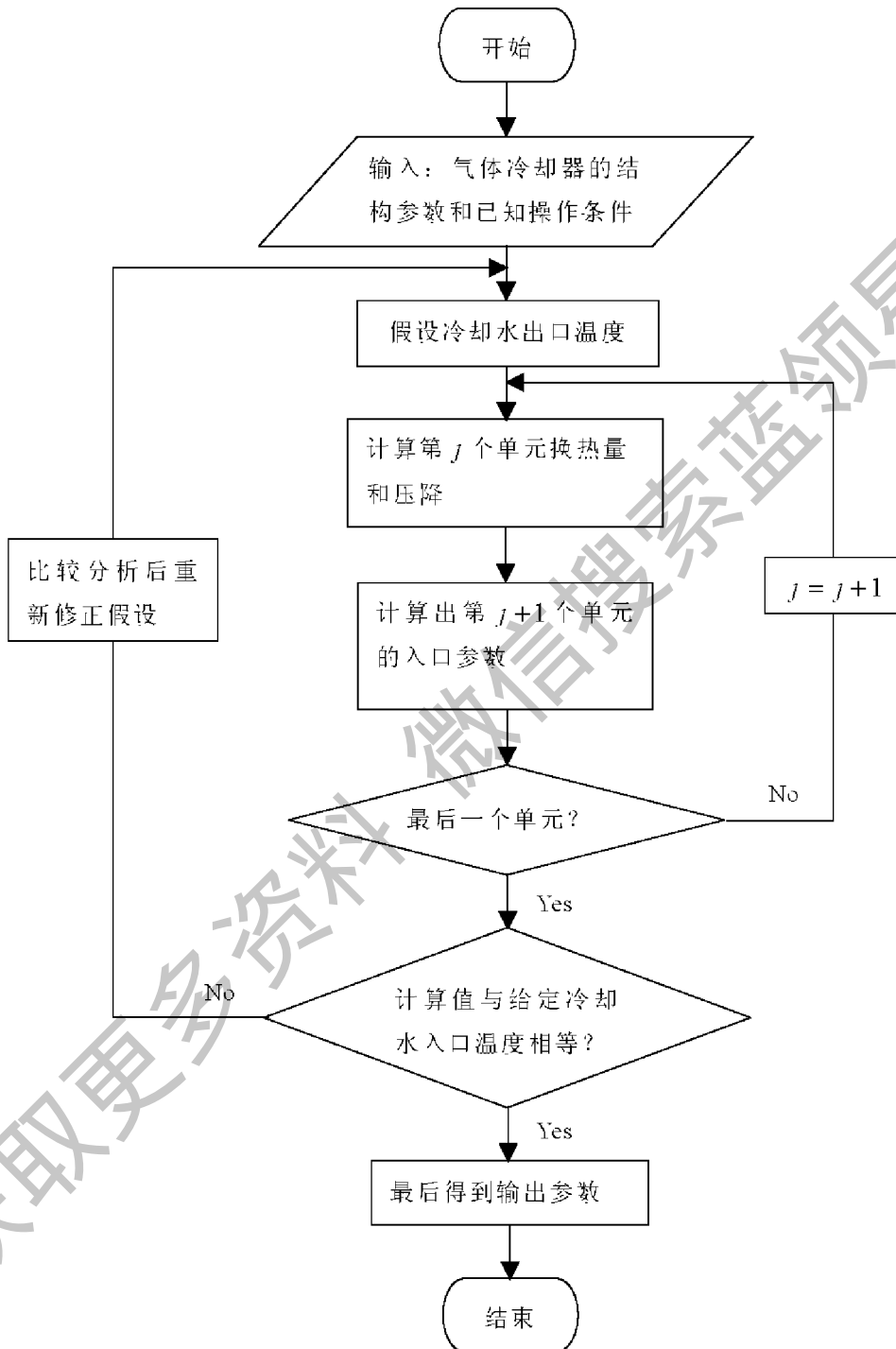


图 5-12 气体冷却器稳态分布模型计算流程图

为了验证模型的准确性，将模拟计算结果与实验数据进行比较。两者的平均偏差用下式计算：

$$\sigma_v = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{V_{\text{cal}} - V_{\text{exp}}}{V_{\text{exp}}} \quad (5-21)$$

绝对平均偏差可以用下式计算：

$$\sigma_{\text{abs}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |V_{\text{cal}} - V_{\text{exp}}| \quad (5-22)$$

均方根偏差用下式计算：

$$\sigma_{\text{root}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{V_{\text{cal}} - V_{\text{exp}}}{V_{\text{exp}}} \right)^2} \quad (5-23)$$

式中， V_{exp} 和 V_{cal} 分别为实验计算值和模拟计算值。

图 5-13 至图 5-16 分别给出了气体冷却器出口温度、冷却水出口温度、换热量以及压降的计算值与实验测量值的比较结果。从图 5-13 可以看到，气体

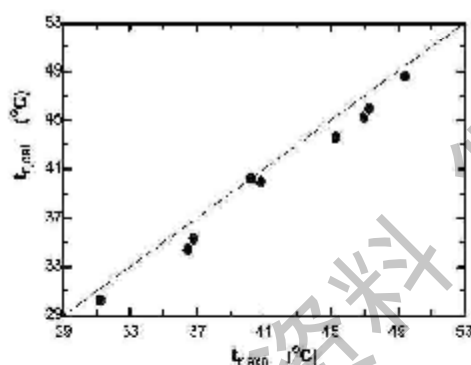


图 5-13 气体冷却器出口温度实验值与计算值比较

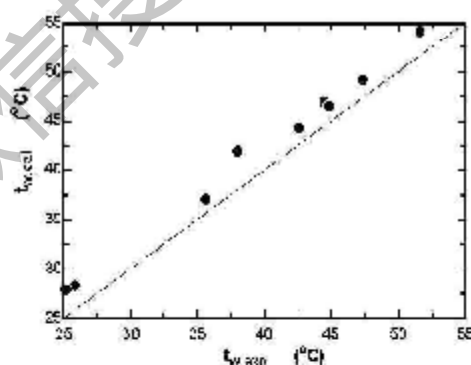


图 5-14 冷却水出口温度实验值与计算值比较

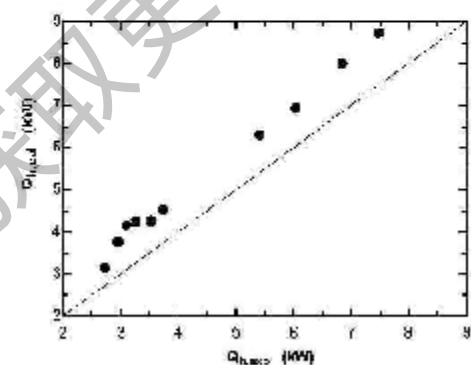


图 5-15 换热量实验值与计算值比较

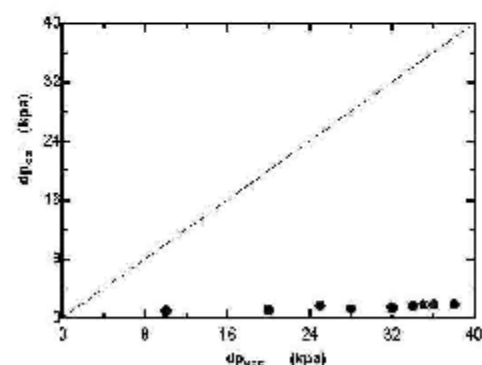


图 5-16 压降实验值与计算值比较

冷却器出口温度的计算值与实验值符合较好，其计算值比实验值平均低 1.2°C 左右。在 CO_2 跨临界制冷循环中，气体冷却器的出口温度是一个很重要的参数。对于一个理想的气体冷却器，制冷剂的出口温度等于冷却介质的入口温度，所以在实际运行过程中应设法降低制冷剂的出口温度。

对于冷却水出口温度以及换热量来说，它们的计算值都高于实验测量值，分别如图 5-14 和图 5-15 所示。冷却水出口温度的计算值比实验值平均高 2.2°C 左右。换热量的偏差较大，平均偏差为 28.7% ，均方根偏差为 31.2% 。偏差较大的原因主要是由气体冷却器出口温度与冷却水出口温度两者的偏差叠加所造成。压降的计算值与实验值之间的比较如图 5-16 所示，从中可以发现，压降的计算值远低于实验测量值，这样在模拟计算时，应该将压降的计算公式乘以相应的修正系数。

由上述比较结果可见，除了压降以外，其它的模拟计算值与实验测量值符合得比较好，从而说明了模型的准确性较高。这样可以利用此模型对 CO_2 气体冷却器进行模拟。

图 5-17 给出了 CO_2 和冷却水温度沿气体冷却器换热管长的分布情况。很明显， CO_2 温度分布曲线的斜率在各温度点都是不同的，在开始阶段下降很快，在临近出口阶段趋于缓慢。而冷却水的温度几乎成线性增加。图 5-18 给出了 CO_2 换热系数、冷却水侧换热系数以及总传热系数的沿程分布情况。从中可以看到， CO_2 的换热系数沿气体冷却器管长的变化比较明显，并在某个位置出现了最大值，这与比热随温度的变化趋势非常相似，从而也说明了比热对超临界 CO_2 的换热影响很大。而在整个换热过程中，冷却水侧的换热系数变化不大。由上述二者的综合作用，总传热系数的变化趋势虽与 CO_2 的换热系数相似，但是它的变化幅度比较小。

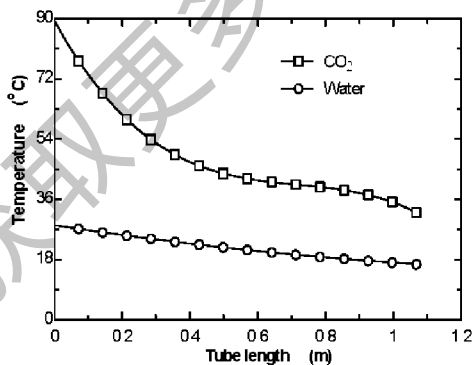


图 5-17 CO_2 和冷却水温度沿管长分布

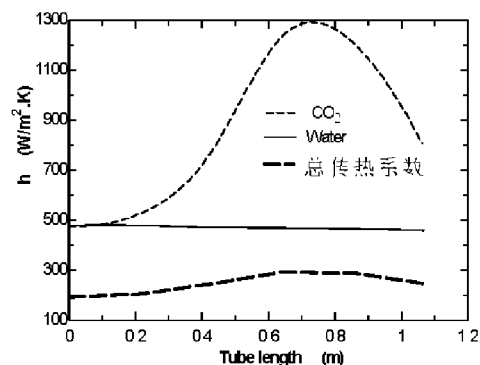


图 5-18 换热系数沿管长的分布

对所建模型验证以后，可以利用之对气体冷却器进行优化计算。在给定

条件下，图 5-19 计算了制热量和气体冷却器重量随管径的变化趋势。从图中可以清楚看到，随管径的增大，制热量呈现出下降趋势，而气体冷却器的重量却呈上升趋势，这样就导致热重比($Qm = Q_h / m$)，即气体冷却器的单位重量制热量随管径的增大而下降，如图 5-20 所示。由此可见，选择小管径既经济又高效。但是，管径减小后，管内流体的压降却是增加的，如图 5-20 所示。所以在选择管径时，应该综合考虑这两方面的因素，以达到气体冷却器优化设计的目的。

图 5-21 给出了制热量和气体冷却器的重量随管长的变化趋势。由图可见，随着管长的增大，制热量出现上升趋势，并且在开始阶段增加速度相对较快，而后逐渐缓慢。从图 5-21 中还可以看出，气体冷却器的重量随管长的增大而降低。这样热重比随管长的变化趋势可从图 5-22 看出。很明显，随着管长的增加，热重比呈上升趋势。同时随着管长的增加，压降的增加速度也很快。所以选择管长时应该综合考虑这两方面的因素。

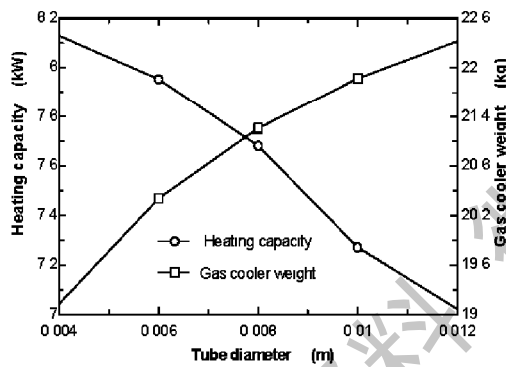


图 5-19 制热量和重量随管径变化

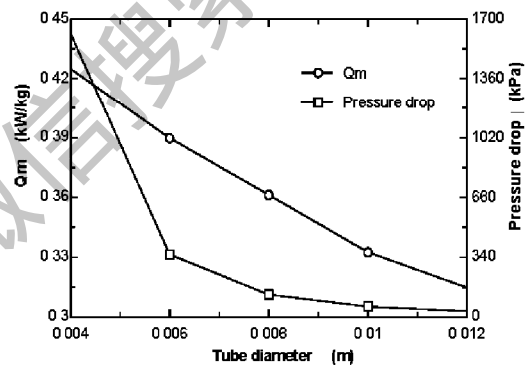


图 5-20 热重比和压降随管径变化

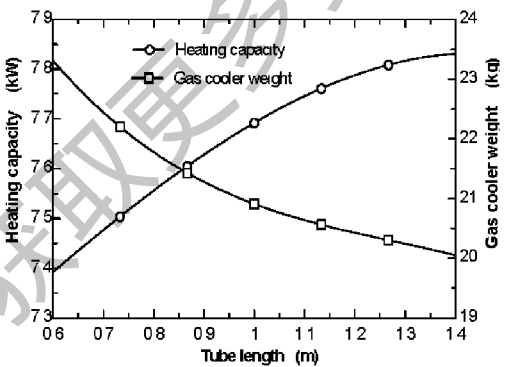


图 5-21 制热量和重量随管长变化

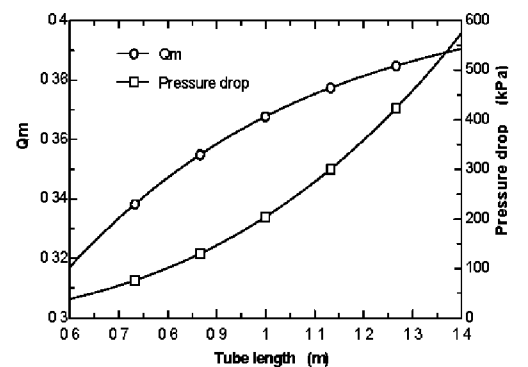


图 5-22 热重比和压降随管长变化

5.3 CO₂蒸发器的性能分析

在CO₂跨临界水-水热泵实验系统中，蒸发器的流程布置为双管程单壳程，制冷剂在换热管内气化吸热，冷冻水在管外流动，为了提高冷冻水的流速，在壳体内横跨管簇装设多块折流板。图 5-23 给出了其结构示意图。

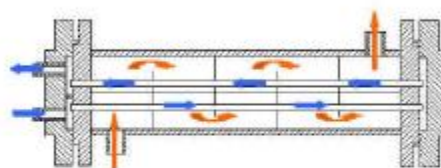


图 5-23 CO₂蒸发器结构示意图

通过第四章的分析可以发现，在亚临界区，由于CO₂特殊的热物性和传输性，使得其蒸发换热和两相流特点有别于传统制冷剂。虽然流动沸腾换热的关联式比较多，但大多数都是由传统制冷剂发展而来，这些关联式对本实验台的CO₂蒸发器是否适用，还需要通过实验验证，以便使CO₂蒸发器的模型建立更加准确。

5.3.1 CO₂蒸发器传热计算

CO₂蒸发器内的传热计算过程与气体冷却器基本相同，将蒸发器分成若干个传热且相同的微元段，用对数平均法计算每一微段的传热温差，最后得到相变段的平均温差。

图 5-24 至图 5-27 比较了不同实验工况下划分微元后计算所得积分平均温差与未划分微元时的对数平均温差计算结果，以及应用两种不同的计算方法所得到的总传热系数的比较结果。从图中可以看出，在给定的实验工况下，划分微元后计算所得的积分平均温差比未划分时的计算数值稍低，两者大约相差 2℃左右，与CO₂气体冷却器的计算结果相比，两者相差较小。并且在不同的实验条件下，两者之间的差值基本相同。这样，划分微元后计算的总传热系数就

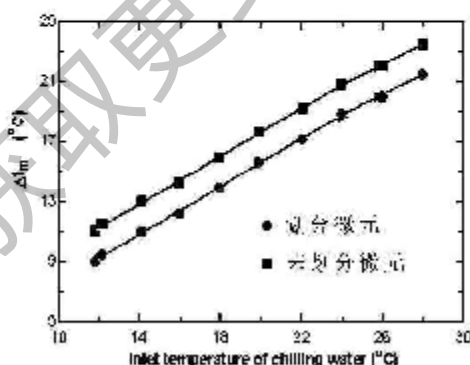


图 5-24 平均温差随冷冻水入口温度变化

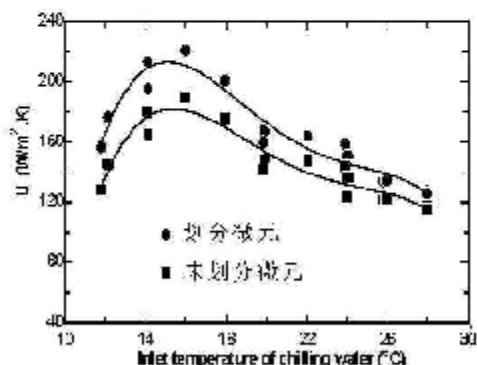


图 5-25 总传热系数随冷冻水入口温度变化

稍高于未划分微元时的数值，但相差不大。当然，这里只限于给定的几组实验工况，在其它实验工况下也可能得出不同的结果。

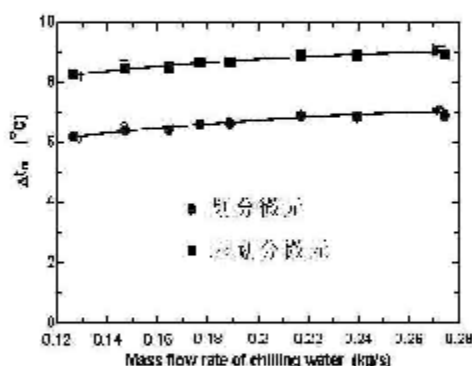


图 5-26 平均温差随冷冻水流量变化

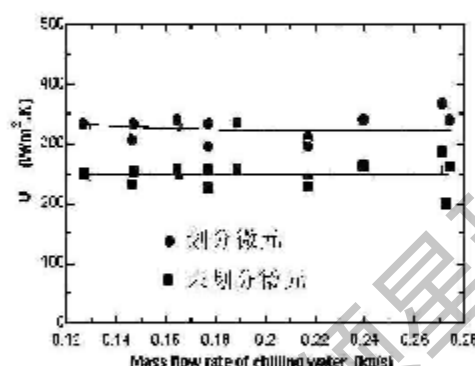


图 5-27 总传热系数随冷冻水流量变化

5.3.2 计算结果与 CO₂ 沸腾换热关联式比较

计算出总的传热系数后，CO₂ 侧的换热系数需要根据总传热系数方程来计算。如果以外表面为基准，总传热系数可由公式(5-7)计算。冷冻水的换热系数与冷却水相同也用公式(5-8)计算。这样就可以根据方程(5-7)和(5-8)，应用间接方法计算 CO₂ 侧的平均换热系数，并在相同的条件下与换热关联式的计算结果进行比较。这里主要选择几个有代表性的关联式，如表 5-2 所示。

表 5-2 所选择的沸腾换热关联式

序号	关联式形式	公式
关联式 1 ^[129]	$h_{co} = \sqrt{(Eh_c)^2 + (Sh_{conv})^2}$	4-7
关联式 2 ^[126]	$h_{co} = E h_c + S h_{conv}$	4-6
关联式 3 ^[131]	$h_{co} = h_{co} + h_{co}$	4-8
关联式 4 ^[124]	$h_{co} = \sqrt{(Eh_c)^2 - (Sh_{conv})^2}$	4-9
关联式 5 ^[124]	$h_{co} = \frac{\theta_{co} h_c + (2\pi - \theta_{co}) h_{conv}}{2\pi}$	4-10

由上述计算结果可知，划分微元与不划分微元得到的总传热系数相差不大，但是应用这两种方法计算得到的 CO₂ 侧换热系数在有些工况下比较接近，而在有些工况下相差较大。这可以从图 5-28 至图 5-31 的比较结果明显看出。划分微元后计算所得的 CO₂ 侧换热系数随实验工况的不同变化幅度较大，而不划分微元所计算的 CO₂ 侧换热系数随实验工况的变化不大。总的来说，划分微元后计算得到的 CO₂ 侧换热系数偏高，当然也有个别实验工况点除外。

从间接计算 CO_2 侧换热系数和关联式计算结果来看,在个别实验工况下,划分微元计算的结果较高;在大多数实验工况下,不划分微元计算所得的 CO_2 侧换热系数相对偏低。而五个换热关联式的计算值也存在很大的不同,关联式4的计算结果最高;而后依次为关联式1、关联式2、关联式3、关联式5。在有的实验工况下,关联式3和关联式5的计算值与不划分微元的计算结果比较接近;而在其它工况下,关联式3的值稍高于不划分微元的计算值,而关联式5稍低于不划分微元的计算值。而在有的实验工况下,划分微元的计算值与关联式1的计算值比较接近。通过以上计算和比较,采用折中的办法,本文在建立 CO_2 蒸发器的模型时选用关联式3来计算 CO_2 侧的沸腾换热系数,并对其乘以相应的系数加以修正。

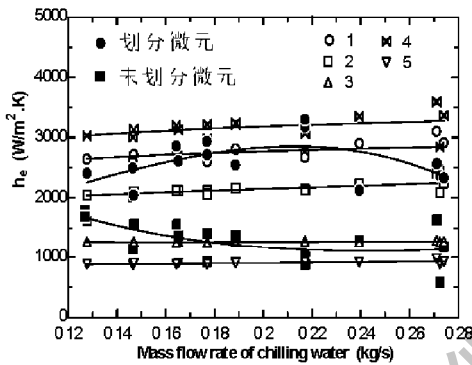


图 5-28 CO_2 换热系数随冷冻水流量变化

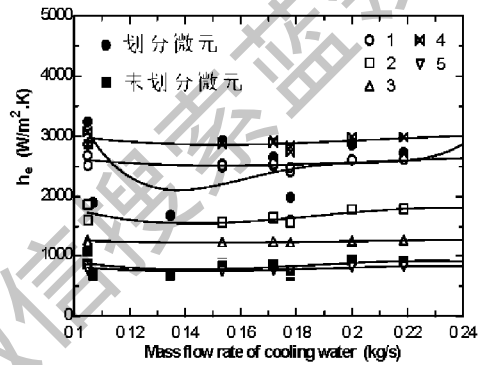


图 5-29 CO_2 换热系数随冷却水流量变化

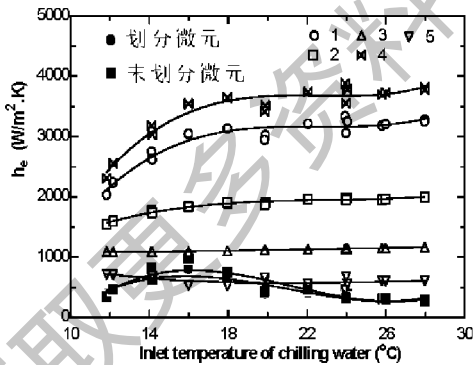


图 5-30 CO_2 换热系数随冷冻水入口温度变化

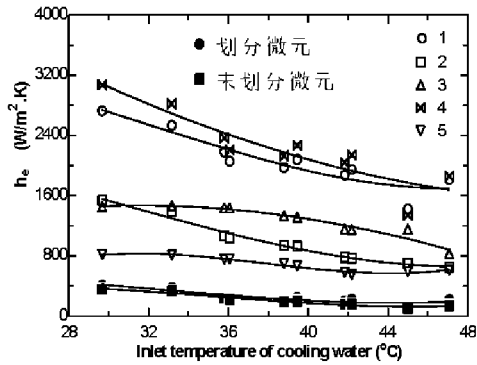


图 5-31 CO_2 换热系数随冷却水入口温度变化

从上述计算结果可以发现,与其它相关研究文献相比, CO_2 侧的换热系数偏低,这主要是由于本实验系统中 CO_2 蒸发器的管径相对较大,制冷剂的流量较低;并且润滑油可能在换热面有存积现象。

5.4 CO₂蒸发器模型建立与计算

CO₂蒸发器中的流体流动和传热特性与传统制冷剂有很大的不同,因此开发适合于CO₂蒸发器的模型是非常必要的。

5.4.1 模型建立

为了简化模型的计算,CO₂蒸发器的模型建立采用稳态集中参数法,并作如下假设:(1)稳态运行;(2)管子沿轴向不存在热传导;(3)忽略热损失;(4)制冷剂沿管子轴向是一维流动;(5)忽略冷冻水侧压降;(6)制冷剂和冷冻介质的流量和温度均匀分布;(7)蒸发器出口为饱和状态。

5.4.1.1 传热计算

根据制冷剂侧吸热量,水侧放热量以及主传热方程计算的换热量建立能量平衡方程。

(1) 冷冻水侧换热方程

$$Q_{ev} = m_{ev} \times (h_{ev,in} - h_{ev,out}) = m_{ev} \times c_{p,ev} \times (t_{ev,in} - t_{ev,out}) \quad (5-24)$$

式中, Q_{ev} 为冷冻水的放热量; m_{ev} 为冷冻水的流量; $h_{ev,in}$ 和 $h_{ev,out}$ 分别为冷冻水的进出口焓; $c_{p,ev}$ 为冷冻水的比热; $t_{ev,in}$ 和 $t_{ev,out}$ 分别为冷冻水的进出口温度。

(2) 制冷剂侧换热方程

$$Q_{ev} = m_{cr} \times (h_{cr,out} - h_{cr,in}) \quad (5-25)$$

式中, Q_{ev} 为制冷剂的吸热量; $h_{cr,in}$ 和 $h_{cr,out}$ 分别为制冷剂的进出口焓。

(3) 总的传热方程

总传热方程可以用对数平均温差来计算,也可以用 $\varepsilon-NTU$ 来计算。

a) 对数平均温差法:

对数平均温差法的计算方法与气体冷却器相同,

$$Q_{ev} = U_e \times A_e \times \Delta t_m \quad (5-26)$$

b) $\varepsilon-NTU$ 方法

$$Q_{ev} = \varepsilon \times C_{\min} \times (t_{cr,in} - t_{ev,in}) \quad (5-27)$$

以上两式中, Q 表示换热量; U_e 为总的传热系数; A_e 为换热面积; Δt_m 表示对数换热温差; ε 为换热器的传热有效度, $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$; C_{\min} 为两个介质中较小的热容量; $t_{cr,in}$ 和 $t_{ev,in}$ 分别为制冷剂和冷冻水的入口温度。

(4) 能量守恒方程

$$\dot{Q}_{s,w} = \dot{Q}_{c,t} = \dot{Q}_{t,w} \quad (5-28)$$

(5) 总传热系数方程

总传热系数用公式(5-15) 计算, CO₂的沸腾换热系数采用Hwang等人^[131]的关联式(公式 4-8)计算; 冷冻水的换热系数采用环状通道关联式计算^[138]。

5.4.1.2 CO₂两相流动压降计算

随着对CO₂管内流动沸腾换热研究的增多, 有些文献对CO₂两相流动时的压降情况进行了测量和计算^[44,124], 发现实验结果与现有关联式存在不同程度的偏差。Kim等人^[56]在建立CO₂微通道蒸发器模型时采用以下公式计算CO₂两相流动压降:

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_m \quad (5-29)$$

式中, Δp_f 表示摩擦压力梯度; Δp_m 表示动量压力梯度。

(1) 摩擦压降 Δp_f ^[56]

$$\Delta p_f = \Delta p_{ic} \left[\frac{1}{\Delta x} \int \phi_{ic}^2 dx \right] \quad (5-30)$$

式中, Δp_{ic} 为全液相时的压力降, $\Delta p_{ic} = 2f_{ic}G^2L/(\rho_l d_i)$, f_{ic} 为全液相时的摩擦因子, G 为质量流速, L 为管长; ϕ_{ic}^2 表示全液相摩擦压降因子, 用下式计算:

$$\phi_{ic}^2 = 1 + (4.3\Gamma^2 - 1) \left[N \lambda^{0.875} (1-x)^{0.875} + x^{1.75} \right] \quad (5-31)$$

$$\Gamma = (\rho_l / \rho_g)^{0.5} (\mu_g / \mu_l)^{0.125} \quad (5-31a)$$

$$N = \frac{1}{d_i} \left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)} \right)^{0.5} \quad (5-31b)$$

式中, g 为重力加速度; ρ_l 为液体密度; ρ_g 为气体密度; d_i 为管内径; σ 为表面张力; x 为干度。

(2) 动量压力梯度 Δp_m ^[56]

$$\Delta p_m = G^2 \left[\left\{ \frac{x_{cut}^2}{\rho_g a_{cut}} + \frac{(1-x_{cut})^2}{\rho_l (1-a_{cut})} \right\} - \left\{ \frac{x_{in}^2}{\rho_g a_{in}} + \frac{(1-x_{in})^2}{\rho_l (1-a_{in})} \right\} \right] \quad (5-32)$$

式中, a 为空泡系数, $a = (1 + 1/F_t + X_{tt})^{-0.321}$, $F_t = \left[\frac{G^2 x^3}{(1-x)\rho_g^2 g d_i} \right]^{0.5}$, X_{tt} 为马蒂

内里数, $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_s}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_s}\right)^{0.1}$; x_{in} 和 x_{out} 分别为进出口干度。

本文采用上述给出的公式计算CO₂蒸发器中的两相流动压降。

5.4.2 模型验证与结果分析

模型建立完以后,就要对模型进行计算和求解。模型需要输入的参数为蒸发器的结构参数,冷冻水的入口温度和流量,制冷剂的入口温度、流量等。而需要计算的输出参数为制冷剂的出口状态、冷冻水的出口状态以及换热量等。CO₂蒸发器的稳态集中参数模型的计算流程图如图 5-32 所示。

为了验证模型的准确性,将模拟计算结果与实验数据进行比较。图 5-33 比较了制冷量的实验测量值与模拟计算值。从图中可以看出,在大部分实验范围内,模拟计算制冷量高于实验值,两者的最大偏差为 22.8%,它们的平均偏差为 2.5%,绝对平均偏差为 9.5%,均方根偏差为 11%。图 5-34 给出了冷冻水

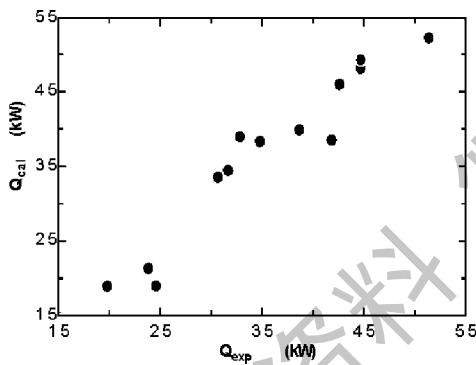


图 5-33 制冷量的实验值与计算值比较

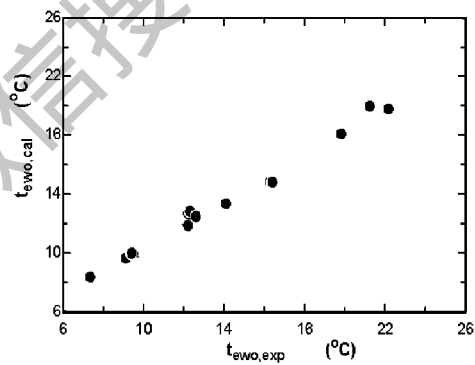


图 5-34 冷冻水出口温度的实验值与计算值比较

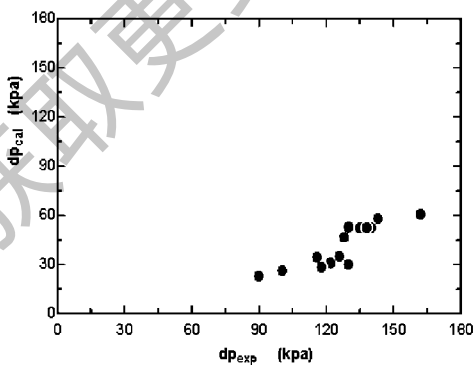


图 5-35 压降的实验值与计算值比较

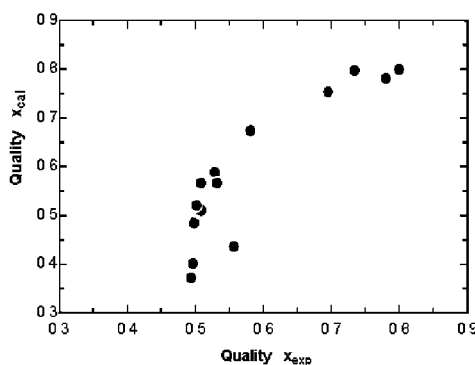


图 5-36 计算干度与实验值比较

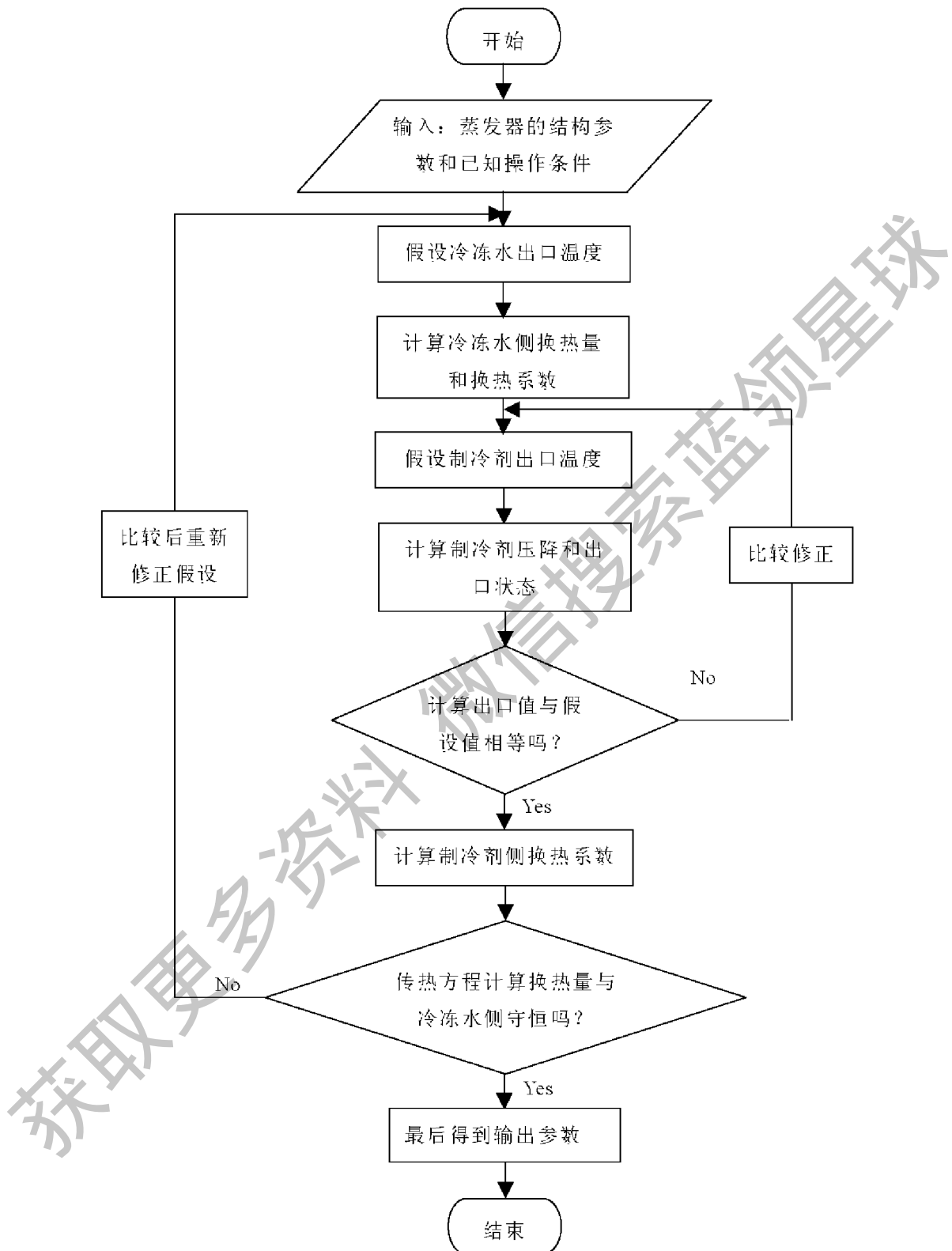


图 5-32 CO₂蒸发器稳态模型计算流程图

出口温度的实验值与计算值的比较结果。很明显，两者之间符合得很好，最大相差大约 2.0℃，最小相差 0.1℃左右，平均相差 0.36℃左右。

图 5-35 比较了压降的实验测量值与计算值。从中可以发现，两者之间的偏差较大，实验测量值远大于模拟计算值。这可能主要是由于在计算 CO₂ 蒸发器的压降时，没有考虑实际两管程在拐弯时引起的压降，以及制冷剂进口和出口时管道横截面积突扩和突缩变化所产生的局部阻力损失，而且也没有考虑污垢和润滑油的影响。实际上，CO₂ 蒸发器的压降比较小，对蒸发器的出口状态影响不大。但是为了使模拟计算结果与实验值更加接近，将压降的计算公式乘以一个修正系数。图 5-36 将计算的进口干度与实验值进行了比较，比较结果显示两者最大偏差为 25%。

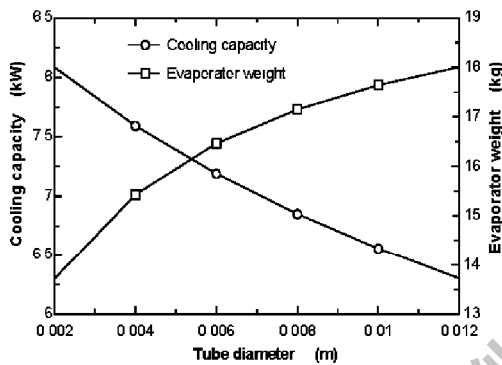


图 5-37 制冷量和重量随管径变化

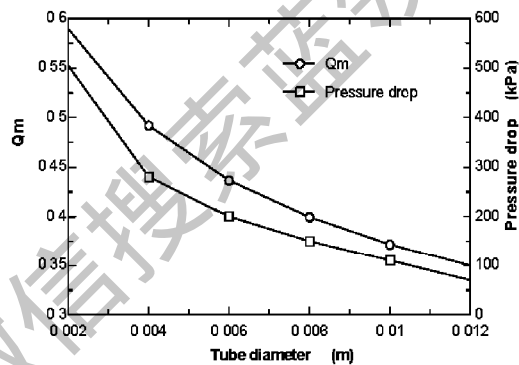


图 5-38 冷重比和压降随管径变化

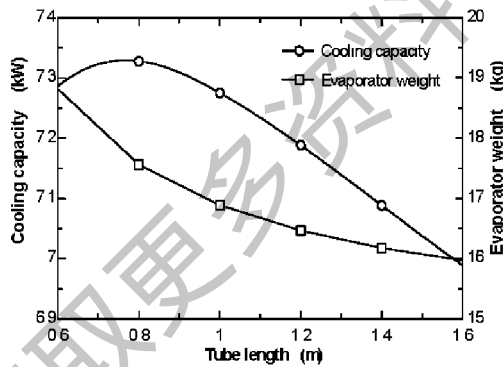


图 5-39 制冷量和重量随管长变化

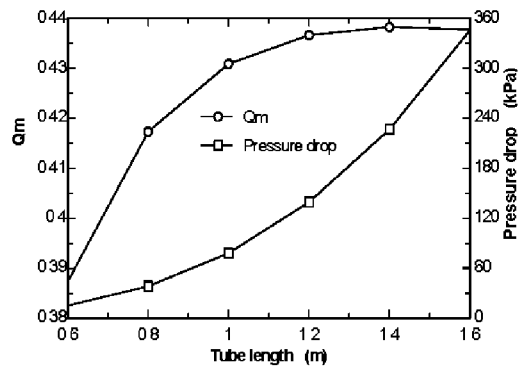


图 5-40 冷重比和压降随管长变化

由上述比较结果可见，模拟计算值与实验测量值符合得很好，从而说明了模型的准确性较高。这样可以利用此模型对 CO₂ 蒸发器进行优化计算。在给定条件下，图 5-37 计算了制冷量和蒸发器重量随管径的变化趋势。从图中可以清楚看到，随管径的增大，制冷量呈现出下降趋势，而蒸发器的重量却呈上升趋势，这样就导致冷重比 ($Q_m = Q_c / m$)，即蒸发器的单位重量制冷量随管径的

增大而下降，如图 5-38 所示。由此可见，选择小管径既经济又高效。但是，管径减小后，管内流体的压降却是增加的，这可从图 5-38 看出。所以在选择管径的时候，应该综合考虑这两方面的因素，其实蒸发器管内的压降相对较小，所以选择小管径比较有利。

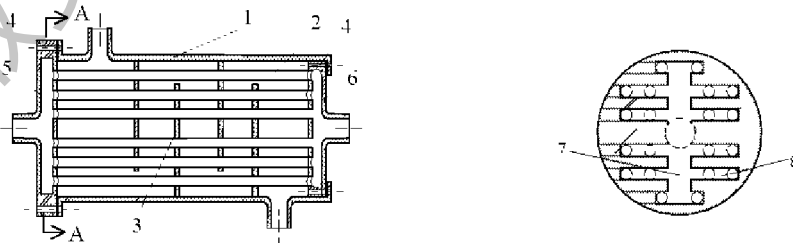
图 5-39 给出了制冷量和蒸发器的重量随管长的变化趋势。图中显示，随着管长的增大，制冷量首先出现上升趋势，当管长增大到 0.8m 左右时，制冷量出现最大值。而后随着管长的增大，制冷量呈下降趋势。但是，在给定管长范围内，制冷量的变化幅度并不太大，只有 0.3kW 左右。从图 5-39 中还可以看出，蒸发器的重量随管长的增大而降低，只不过随着管长的增大，重量的下降趋势变得越来越缓慢。那么冷重比随管长的变化趋势可以从图 5-40 看出。很显然，随着管长的增加，刚开始时冷重比上升很快，后来上升趋势变缓慢，当管长增加到 1.4m 左右时，冷重比出现最大值，而后随管长的增加，冷重比呈现稍稍下降趋势。由冷重比的变化趋势可见，管长选择 1.4m 左右时比较经济，但是压降却随管长的增加而增大，如图 5-40 所示。所以选择管长时应该综合考虑这两方面的因素。

5.5 CO₂新型换热器的设计思想

5.5.1 集成管箱型换热器^[141]

针对CO₂跨临界循环较高的操作压力，以及CO₂较大的单位容积制冷量和良好的流动性及传热性，提出了集成管箱型管壳式换热器的设计思想，并申报了国家专利。其中心思想是取消了压力容器，所有承压元件都是管道。

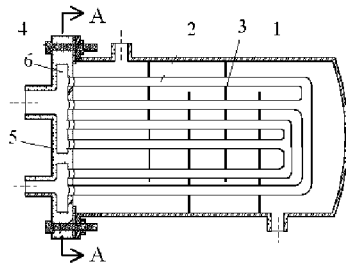
图 5-41 为所设计的集成管箱型管壳式换热器的一种单管程型式，可以用于 CO₂跨临界循环系统的气体冷却器。图 5-42 是集成管箱型管壳式换热器的一种双管程型式，可以用于 CO₂跨临界循环系统的蒸发器。



(1-壳体；2-换热管；3-折流板；4-紧固螺栓；5-前集成管箱；6-后集成管箱；7-干管；8-支管)

图 5-41a 集成管箱型气体冷却器结构示意图

图 5-41b 集成管箱 A-A 侧剖面示意图



(1-壳体; 2-换热管; 3-折流板; 4-紧固螺栓; 5-集成管箱; 6-干管; 7-支管)

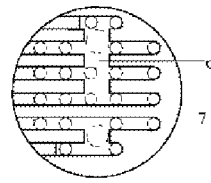


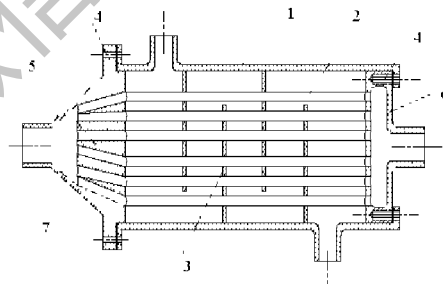
图 5-42b 集成管箱 A-A 侧剖面示意图

图 5-42a 集成管箱型换热器结构示意图

5.5.2 带分配器的集成管箱型换热器

CO₂跨临界水-水热泵系统中采用的蒸发器型式为干式蒸发器，制冷剂在换热管内气化吸热，冷冻水在管外流动。干式蒸发器的优点是制冷剂在气化过程中不存在自由液面，制冷剂的充灌量较少，管外空间的充水量较大，冷量损失较小，热稳定性好，不会发生管子的冻结而胀裂现象。但是它的缺点是制冷剂在管内存在分配不均匀现象。

目前在风冷式小型制冷装置以及大型风冷机组上，换热器一般由许多并联的蛇形管组成，在供液前加装有分液器和毛细管，保证液态制冷剂能够均匀地分配给各路蛇形管。借助于这种思想，我们设计了一种带分配器的集成管箱型干式蒸发器，并申报了专利，以便更好地解决CO₂跨临界循环中制冷剂分配不均匀问题，如图5-43所示。



1-壳体; 2-换热管; 3-折流板; 4-紧固螺栓
5-分配器; 6-集成管箱; 7-流体分配通道

图 5-43 带分配器的单管程管壳式换热器

5.6 本章小结

本章主要对CO₂气体冷却器和蒸发器进行了性能分析,通过计算比较选取了合适的换热关联式。进而建立了CO₂气体冷却器和蒸发器的模型,并将模拟计算结果与实验值进行了比较,验证了模型的可靠性。利用验证后的模型对CO₂气体冷却器和蒸发器进行了优化计算。最后介绍了CO₂新型集成管箱换热器的设计思想。所得结论有以下几点:

(1) 通过对CO₂气体冷却器和蒸发器进行性能分析发现，CO₂侧的换热系数偏低，这主要是由于CO₂的流速较低，并且润滑油有存积现象。所以为了提高系统的性能应设法提高制冷剂的流速，并采用有效的油分离措施。

(2) 为了使CO₂换热器的模型建立更加准确，选取合适的换热关联式非常重要，最好与实验数据进行比较。当然模型的可靠性也需要经过实验来验证，这样才能使之与实际情况更加相符。

(3) CO₂换热器的优化计算表明，在选择管径和管长时，既要考虑换热器的性能，又要考虑成本费、运行费等经济问题。但是由于CO₂制冷系统的运行压力较高，换热器中的压降很小，所以比较适合选择小管径和长管长。

(4) 针对CO₂跨临界循环的特点，提出了CO₂新型集成管箱换热器的设计思想，主要目的就是为适应高压操作，使系统能够在无压力容器的条件下运行。

获取更多资料 微信搜索 蓝星学术

第六章 CO₂跨临界水-水热泵系统模拟与优化

本文的CO₂跨临界水-水热泵系统主要由压缩机、气体冷却器、高压储液器、节流阀、膨胀机、蒸发器以及低压气液分离器等部件组成。图6-1是该实验台的流程原理图。图6-2给出了此系统相应的热力学循环温-焓图,其中1-2'-3-4'-1为理想循环过程,1-2-3-4-1为带节流阀的实际循环过程,1-2-3-4'-1为带膨胀机的实际循环过程。

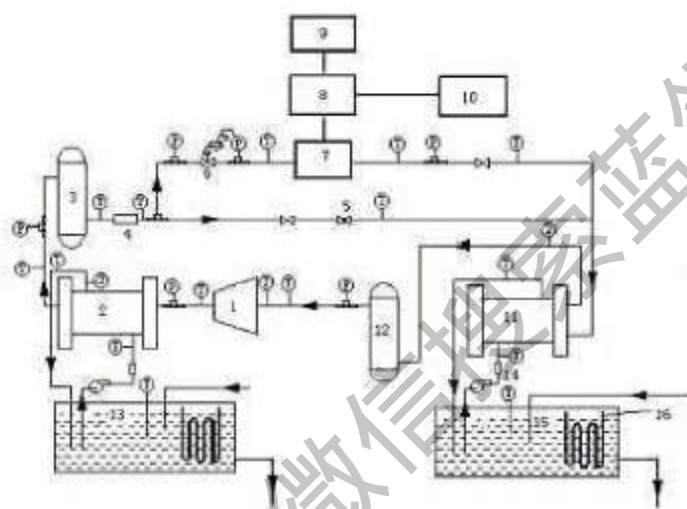


图 6-1 CO₂跨临界水-水热泵系统实验台流程图

1-压缩机 2-气体冷却器 3-高压储液器 4-质量流量计 5-节流阀 6-压力调节阀 7-膨胀机 8-发电机 9-电动机 10-负载 11-蒸发器 12-低压气液分离器 13-冷却水箱 14-水流量计 15-冷冻水箱 16-电加热器

CO₂跨临界水-水热泵实验装置从最初设计到现在已有很长时间,这期间在其上进行了大量的实验研究,对系统各部件的性能有了较全面的认识,从中也看到此系统存在许多需要完善的地方。考虑到以后还要在其上进行不同方面的研究,因此对其进行模拟和优化还是很有必要的。原则上讲,系统优化可以通过实验获得,但是这样的实验研究不仅耗费大,而且费时,而借助于数学模型来研究系统的优化,是一种经济、迅速的有效途径。

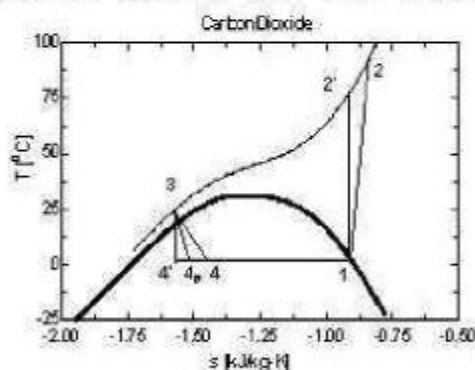


图 6-2 CO₂跨临界循环系统温-焓图

由于CO₂跨临界制冷循环与传统制冷循环方式，以及部件结构存在很大的不同，所以需要开发专门的模拟软件，以便更好地了解系统的性能，以及对系统进行优化设计。

6.1 系统模型建立

本章主要对CO₂水-水热泵系统建立稳态仿真模型，模拟制冷系统在稳态运行时的特性及各部件之间的匹配关系。气体冷却器和蒸发器的模型建立已在第五章进行了详细介绍。这里主要介绍压缩机以及节流装置的模型建立。随着模型的不断完善，我们将逐渐建立管路上其它部件的模型。

6.1.1 CO₂压缩机模型

本实验系统的压缩机采用意大利Dorin公司生产的CO₂专用活塞压缩机，理论体积排量为 2.7m³/h，转速为 1450 rpm，额定输入功率为 3.0kW。

6.1.1.1 容积效率

活塞式制冷压缩机在实际工作过程中，存在许多不可逆损失。因此，压缩机的实际排气量永远小于其理论排气量，两者的比值称为压缩机的容积效率。CO₂压缩机的容积效率根据文献^[26]中用实验数据拟合的关联式来计算。

6.1.1.2 制冷剂流量

CO₂压缩机的质量流量用公式(6-1)来计算。

$$\dot{G}_r = \frac{V_{th} \times \eta_v}{3600 \times v_s} \quad (6-1)$$

式中， \dot{G}_r 表示质量流量； V_{th} 表示理论排气量； η_v 为容积效率； v_s 表示压缩机吸气时制冷剂的比容。

6.1.1.3 压缩机耗功

在计算压缩机的耗功时，需要引入压缩机的等熵效率，以考虑压缩过程的不可逆损失。CO₂压缩机的等熵效率采用本实验台实验数据回归所得的关联式计算^[142]。压缩机的耗功可以根据理想等熵压缩过程的初终状态，以及压缩机的等熵效率和机械效率来计算，如下所示：

$$W_{comp} = \frac{\dot{G}_r (h_{2s} - h_1)}{\eta_s \times \eta_m} \quad (6-2)$$

式中， W_{comp} 为压缩机耗功； h_1 为压缩机吸气状态焓； h_{2s} 为等熵压缩终了状态

焓； $\eta_{c,s}$ 为压缩机等熵效率； η_m 为压缩机的机械效率。

计算出压缩机的耗功以后，考虑压缩机与环境的热交换，可以进而求得压缩机的出口状态。

6.1.2 CO₂膨胀机模型

CO₂膨胀机内部的流动过程非常复杂，这里采用与压缩机建模相似的方法，不考虑膨胀机的具体结构和内部流动情况，并假设膨胀机的质量流速与压缩机相同，这样根据总效率原理，可以计算膨胀机的输出功以及出口状态。

6.1.2.1 膨胀机等熵效率

CO₂膨胀机的等熵效率计算公式根据实验所测得的数据进行拟合。通过对多项式、指数函数、幂函数等不同形式的回归研究发现，在实验工况范围内，采用膨胀比三次关联的形式与实验数据的拟合程度最好，并推荐采用如下的分段计算公式：

(1) 当 $1.8 \leq p_{c,s} / p_{c,t} \leq 2.1$ 时，

$$\eta_{c,s} = -158.308 + 241.904 \left(\frac{p_{c,s}}{p_{c,t}} \right) - 123.136 \left(\frac{p_{c,s}}{p_{c,t}} \right)^2 + 20.9212 \left(\frac{p_{c,s}}{p_{c,t}} \right)^3 \quad (6-3)$$

(2) 当 $2.1 < p_{c,s} / p_{c,t} \leq 2.3$ 时，

$$\eta_{c,s} = 40.936 - 55.740 \left(\frac{p_{c,s}}{p_{c,t}} \right) + 25.554 \left(\frac{p_{c,s}}{p_{c,t}} \right)^2 - 3.916 \left(\frac{p_{c,s}}{p_{c,t}} \right)^3 \quad (6-4)$$

(3) 当 $2.3 < p_{c,s} / p_{c,t} \leq 3.3$ 时，

$$\eta_{c,s} = 0.78808 - 0.22471 \left(\frac{p_{c,s}}{p_{c,t}} \right) + 0.01021 \left(\frac{p_{c,s}}{p_{c,t}} \right)^2 - 0.003045 \left(\frac{p_{c,s}}{p_{c,t}} \right)^3 \quad (6-5)$$

式中， $\eta_{c,s}$ 为等熵效率； $p_{c,s}$ 和 $p_{c,t}$ 分别为膨胀机的吸气压力和排气压力。

另外，当膨胀比在给定的范围以外时，假设膨胀机的效率为 30%。

6.1.2.2 膨胀机输出功

膨胀机的输出功率可以根据理想等熵膨胀过程的初终状态，以及膨胀机的等熵效率和机械效率来计算。

$$\dot{W}_{\text{exp}} = G_s (h_3 - h_{4,s}) \eta_{c,s} \times \eta_{c,m} \quad (6-6)$$

式中, h_3 为膨胀机进口状态焓; h_{4s} 为等焓膨胀终止状态焓; $\eta_{c,m}$ 为膨胀机的机械效率。

计算出膨胀机的输出功后, 考虑膨胀机与环境的热交换, 进而可计算出膨胀机的出口状态。

6.1.3 节流阀模型

为了简化模型的计算, 忽略此过程的能量损失, 假设为等焓节流过程, 则有进出口焓相等。

6.1.4 系统模型的求解方法

系统模型由各部件模型通过适当的接口参数连接而成, 即将每个部件可以看作一个黑箱, 通过输入和输出与其它部件相连接。求解系统模型, 不仅要求解各部件模型, 而且要求解各部件参数之间的耦合关系, 因此, 系统模型的求解方法比单一部件要复杂得多。系统模型求解方法有多种, 其中最简单并且最稳定的一种是逐步渐近法, 这类方法以特定的平衡条件为收敛准则。通过假设一组初值后, 从最内层循环开始计算, 其他变量根据这些假定值算得。如果收敛条件不满足, 旧的假设值被修改或替代。如此, 由内到外完成各层的循环计算。本文主要对 CO₂ 跨临界水-水热泵系统进行模拟和计算, 针对性较强, 所以采用这种求解方法。整个系统的计算流程如图 6-3 所示。

6.2 模型验证与系统模拟

6.2.1 模型验证

系统模型建立以后, 需要对它进行验证, 如果仿真计算结果与实验结果吻合较好, 说明仿真方法是可靠的, 可以作为与实验并行的一种研究手段, 进而可对整个系统的性能进行模拟和优化计算。

6.2.1.1 节流阀系统

(1) 改变高压侧压力

图 6-4 给出了节流阀系统的制冷 COP 的模拟计算值与实验测量值随高压侧压力的变化, 并对二者进行了比较。从比较结果可以看出, 在低压范围内, 计算数值与实验结果符合得较好, 平均偏差在 10% 以内; 而在高压范围内, 模拟计算值与实验结果偏差较大, 平均偏差在 15% 以内。从图中还可以看出, 用实验数据计算所得的 COP 随着高压侧压力的增加首先出现增大的趋势, 当高

压侧压力到达某一数值后, COP 达到最大值, 而后随着高压侧压力的增加, COP 出现下降趋势。这与模拟计算结果的变化趋势能够基本上保持一致。实验结果的最大性能系数所对应的最佳高压压力略低于模拟计算结果, 两者的偏差在 15%左右。由图可以看出, 实验的范围相对较小, 应该进一步扩大。

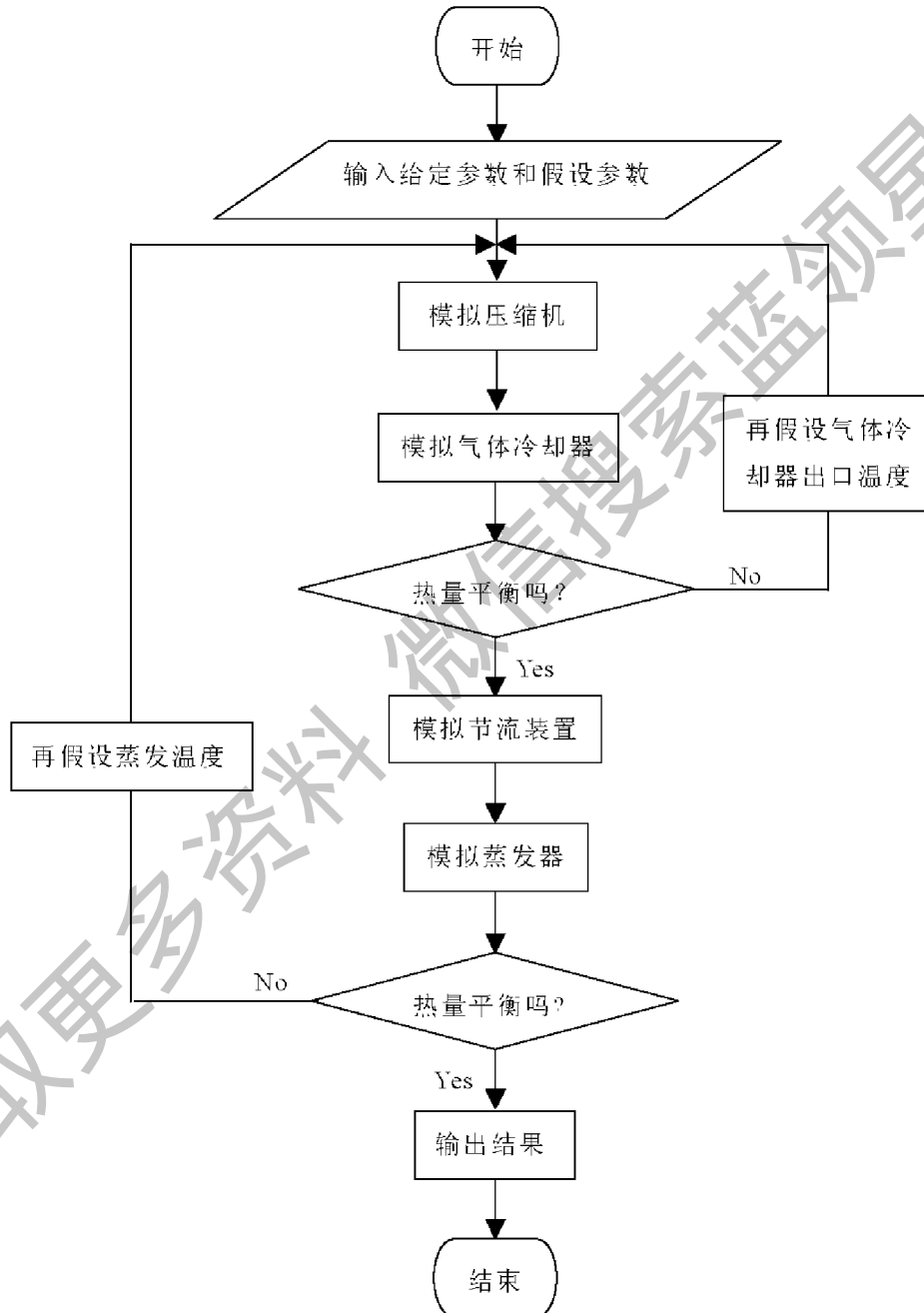


图 6-3 CO₂跨临界循环系统计算流程图

与制冷系数相比,制热系数的实验测量值与模拟计算结果符合得较好。这可从图 6-5 明显看出。它们随高压侧压力的变化趋势与制冷系数相一致。制冷量与制热量的模拟计算结果与实验值的比较结果可以分别从图 6-6 和图 6-7 看出。模拟计算的制冷量和制热量都随高压侧压力的增加而增大。对于制冷量,当压力低于 9MPa 左右时,实验所得制冷量高于模拟计算值,两者的偏差在 10%~20% 的范围内;当压力较高时,模拟计算制冷量稍高于实验测量值。就制热量来说,在大部分范围内实验测量值略高于计算值,两者的偏差相对较小。

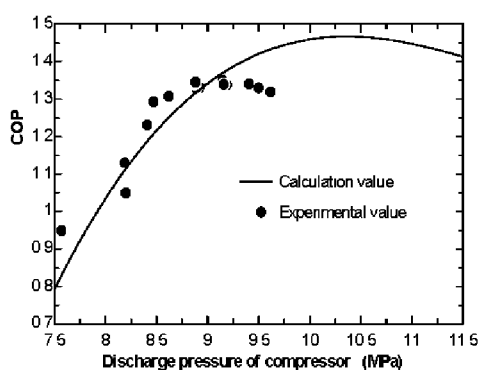


图 6-4 实验与模拟 COP 比较

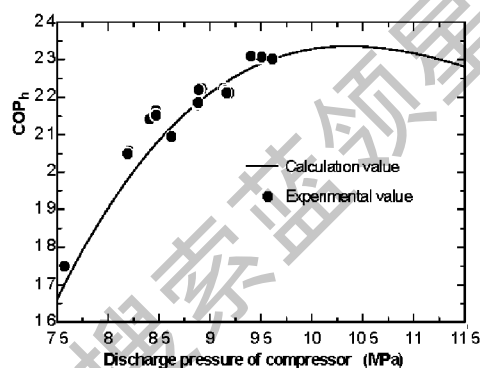
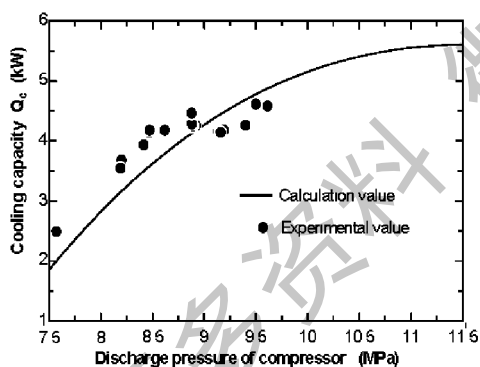
图 6-5 实验与模拟 COP_h 比较

图 6-6 实验与模拟制冷量比较

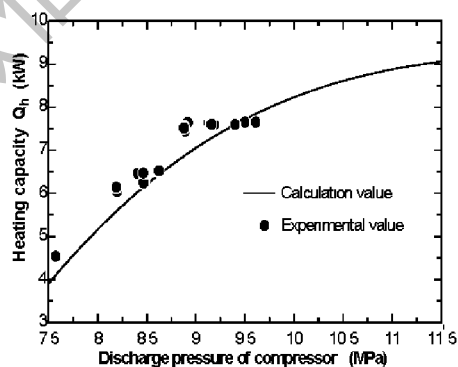


图 6-7 实验与模拟制热量比较

(2) 改变冷却水进口温度

图 6-8 给出了系统的 COP 随冷却水进口温度的变化趋势,以及模拟计算结果与实验数据的比较。可以发现,随着冷却水进口温度的升高,模拟计算 COP 出现了下降的趋势,并且实验测量值与计算值的变化趋势基本相一致。在冷却水进口温度较高的范围内两者的平均偏差较大,大约在 30% 左右;而在其它范围内,偏差都在 20% 之内。

其它三项指标包括制热系数 COP_h、制冷量以及制热量随冷却水进口温度的变化趋势,以及计算结果与实验数据的比较如图 6-9 至图 6-11 所示。很明

显，随着冷却水进口温度的升高，上述各项指标的计算值都出现了下降趋势。这说明降低冷却水的进口温度，对提高制冷量和制热量是有利的。对制热系数 COP_h 来说，在大部分工况范围内，计算值都高于实验测量值，而且平均误差在 10-30% 左右。就制冷量而言，当冷却水进口温度大约低于 45℃ 时，计算值高于实验值；而当冷却水进口温度高于 45℃ 时，实验值高于计算值。在整个工况范围的高低两端部，两者的偏差比较大。与制冷量相反，制热量的计算值与模拟值在工况的两端部符合得较好，两者在中间范围的偏差较大。

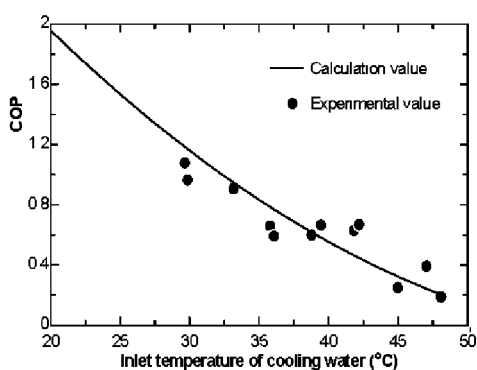


图 6-8 不同冷却水进口温度下 COP 比较

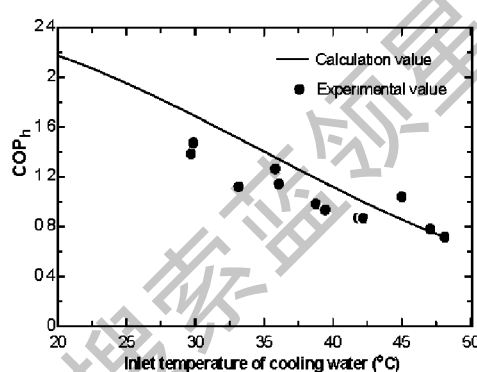
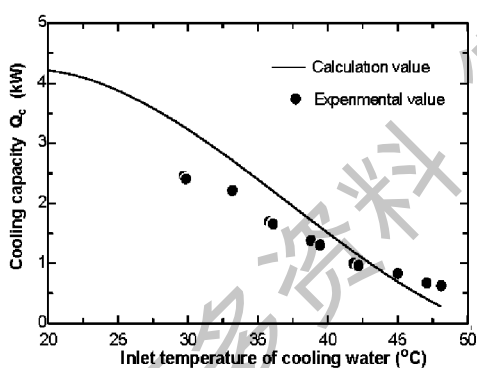
图 6-9 不同冷却水进口温度下 COP_h 比较

图 6-10 不同冷却水进口温度下制冷量比较

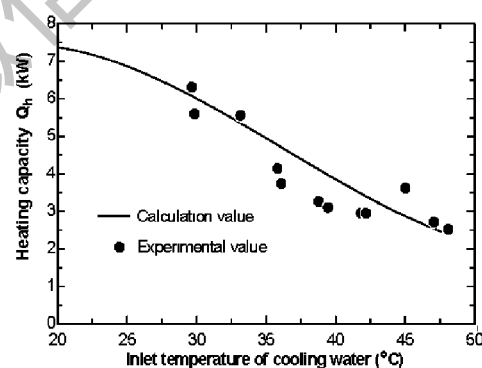


图 6-11 不同冷却水进口温度下制热量比较

(3) 改变冷却水流量

图 6-12 至图 6-15 给出了系统的 COP、COP_h、制冷量以及制热量随冷却水流量的变化过程，以及计算结果与实验数据的比较。从图中可以看出，上述四项性能指标的模拟计算值都随冷却水流量的增加出现了增大的趋势。模拟计算值与实验结果的变化情况比较一致。就 COP 而言，实验所得数据与计算值相比较低，平均偏差在 10% 左右。制热系数在中间段符合得较好，流速较大时两者的偏差较大；制冷量的模拟计算值稍高于实验值，最大偏差在 20% 左右；制热量的实验测量值与计算值符合得最好。还可以看出，随着冷却水流速的增大，

各项性能指标的变化趋于平缓,这说明冷却水流速对它们的影响越来越小。当然冷却水流速过大会使泵的功耗增加,影响系统的总性能,所以应当选择合适的冷却水流速。

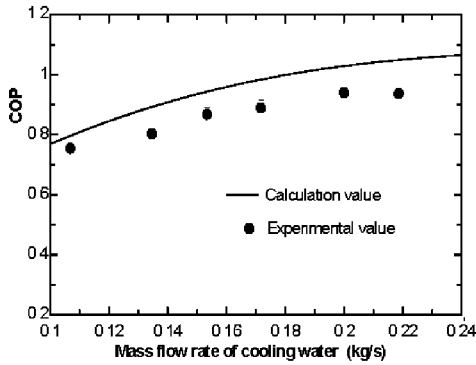


图 6-12 不同冷却水流量下 COP 比较

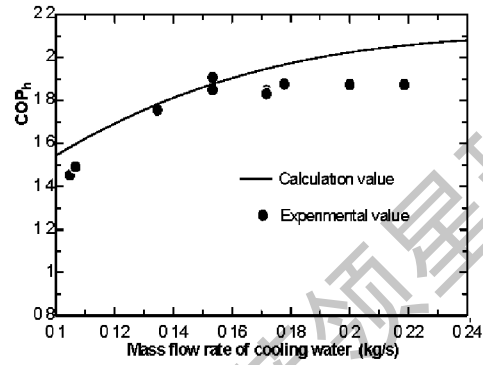


图 6-13 不同冷却水流量下 COP_h 比较

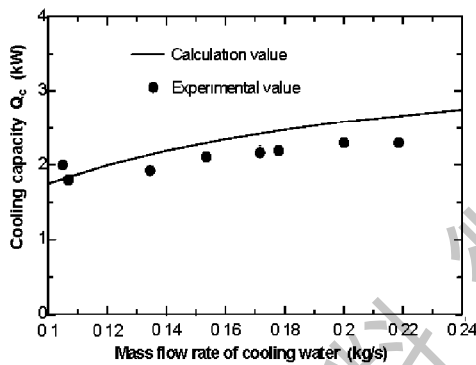


图 6-14 不同冷却水流量下制冷量比较

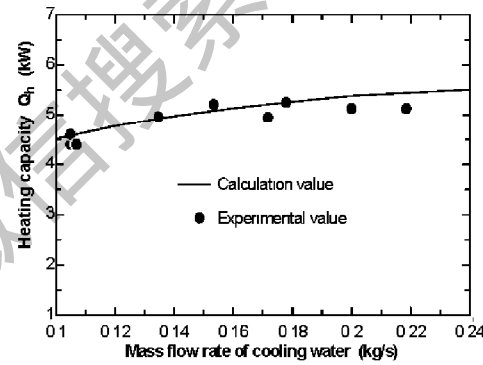


图 6-15 不同冷却水流量下制热量比较

(4) 改变冷冻水进口温度

冷冻水进口温度对系统 COP、COP_h、制冷量以及制热量的影响可从图 6-16 至图 6-19 看出。COP 和 COP_h 的计算结果都随冷冻水进口温度的增加而增加,但是上升的趋势比较平缓。就 COP 而言,实验 COP 的变化趋势是先随冷冻水进口温度增加,而后出现了下降的趋势,而且在中间范围实验值高于计算值,在两端时计算值高于实验值,两者的偏差在 15% 以内。COP_h 的计算值与实验值的一致性较好,只是在冷冻水进口温度较低时的偏差稍大。制冷量和制热量的计算值随冷冻水进口温度的增加先是稍稍增大,只是在温度较高时出现了略微下降的趋势,它们都与实验值的变化趋势比较一致。

(5) 改变冷冻水流量

冷冻水流量对系统 COP、COP_h、制冷量以及制热量的影响可从图 6-20 至图 6-23 看出。COP、COP_h 以及制冷量的计算结果都随冷冻水流量的增加而增

加,但是上升的趋势相当平缓;计算制热量的变化趋势稍有不同,在开始阶段,也是随着冷冻水流量而缓慢增加,而后又缓慢下降。就COP而言,实验COP的变化趋势是随冷冻水流量的增加略有增加,而且在整个范围内实验值都低于计算值,两者的偏差在7%~26%之间的范围内。从图中还可以看到,COP_h、制冷量以及制热量的实验值都低于计算值,但是两者的变化趋势基本相同,COP_h的计算值与实验值的偏差在15%~21%之间;对于制冷量,两者的偏差为14%~24%之间;对于制热量,两者的偏差相对较小。

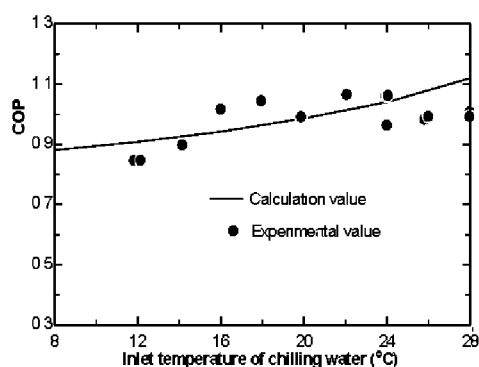


图 6-16 不同冷冻水进口温度下 COP 比较

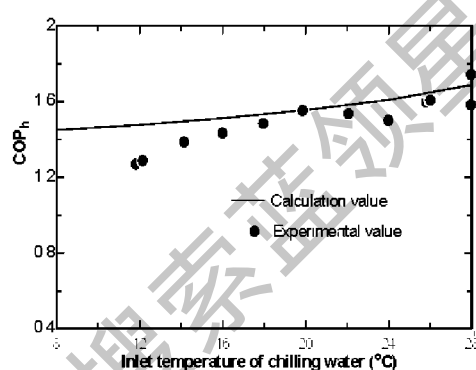
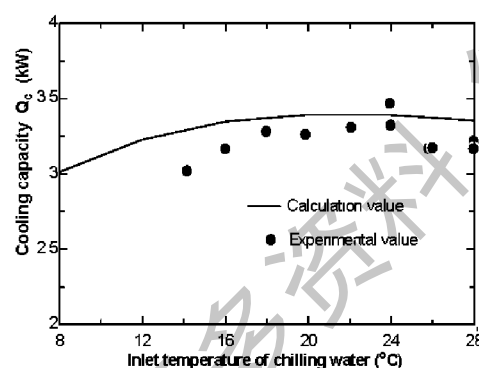
图 6-17 不同冷冻水进口温度下 COP_h 比较

图 6-18 不同冷冻水进口温度下制冷量比较

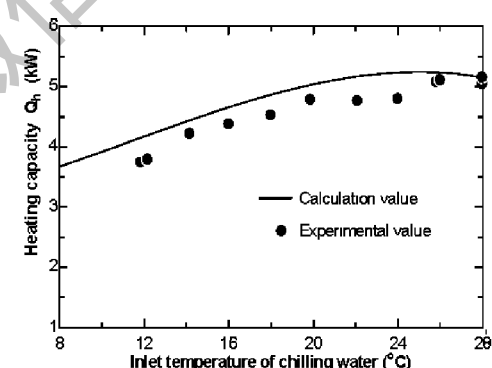


图 6-19 不同冷冻水进口温度下制热量比较

总之,不论是模拟计算结果,还是实验结果,存在误差是必然的。因为在实验过程中,存在各种不确定性因素影响结果的准确性,比如,实验工况的稳定性以及数据读取的不定性因素,还有测量仪表的准确性以及校准程度。这些误差只能采取有效措施尽量去减小,但是它们的存在却是不可避免的。模拟计算结果的不确定性因素也有很多,比如换热关联式,以及压降关联式的选取是很重要的。此外,在模拟计算过程中,对实际的实验系统进行了一定的简化,比如高压储液器,气液分离器以及管路上的阀门、弯头等部件所产生的影响都没有考虑进去。随着实验系统的完善以及测量系统的改进,我们将对模型进行

不断地改进和完善，使它能够更好地反应实验测量的变化规律。

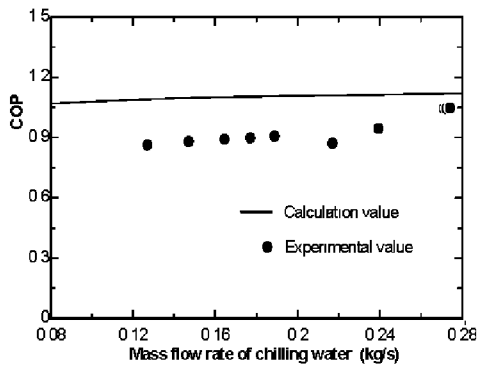


图 6-20 不同冷冻水流量下 COP 比较

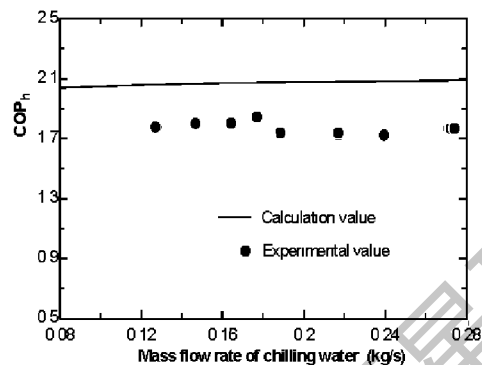


图 6-21 不同冷冻水流量下 COP_h 比较

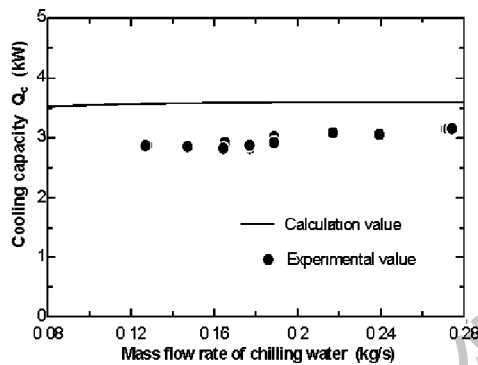


图 6-22 不同冷冻水流量下制冷量比较

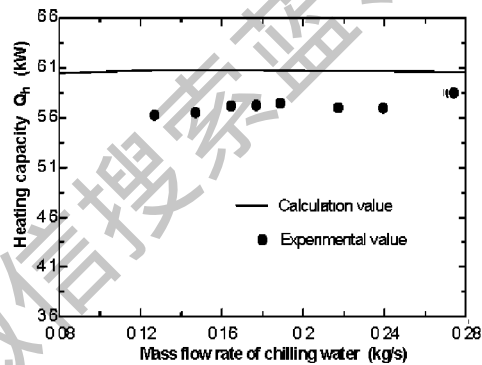


图 6-23 不同冷冻水流量下制热量比较

6.2.1.2 膨胀机系统

图 6-24 给出了膨胀机系统的 COP 模拟计算值与实验测量值随高压侧压力的变化，并对二者进行了比较。结果显示，在低压范围内，计算数值与实验结果符合得较好，平均误差在 15% 左右；而在高压范围内，模拟计算值与实验结果偏差较大，平均误差在 20% 左右。从图中还可以看出，实验结果的最佳性能系数所对应的最佳高压压力低于模拟计算结果。

制热系数的实验测量值与模拟计算结果可从图 6-25 明显看出。它们随高压侧压力的变化趋势与制冷系数比较一致。制冷量与制热量的模拟计算结果与实验值的比较结果可以分别从图 6-26 和图 6-27 看出。模拟计算的制冷量和制热量都随高压侧压力的增加而增大。对于制冷量，在压力低于 9MPa 左右时，实验所得制冷量高于模拟计算值，两者的偏差在 25% 左右。就制热量来说，在大部分范围内实验测量值高于计算值，两者的变化趋势基本相同。

从上述比较结果来看，与节流阀系统相比，膨胀机系统存在的偏差稍大，

这是由多方面原因造成的。在膨胀机系统中，膨胀过程的模拟受许多因素的影响，比如工质的泄漏，部件之间的摩擦，工质的流动以及相变延迟等等。在精确计算膨胀机的效率时这些因素都应该考虑进去。由此可见，膨胀过程的模拟相当复杂，难度也比较大。随着膨胀机模型的不断完善，将会使膨胀机系统的模拟计算结果与实验结果更加一致。

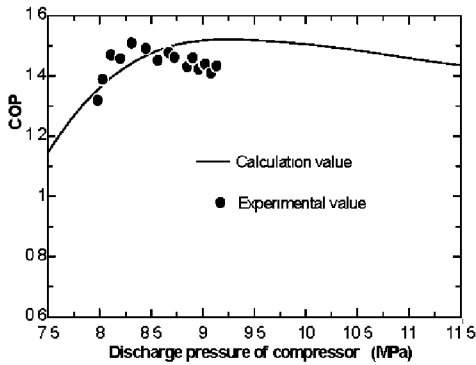


图 6-24 实验与模拟 COP 比较

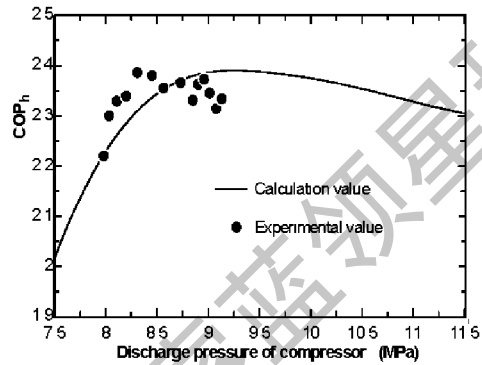
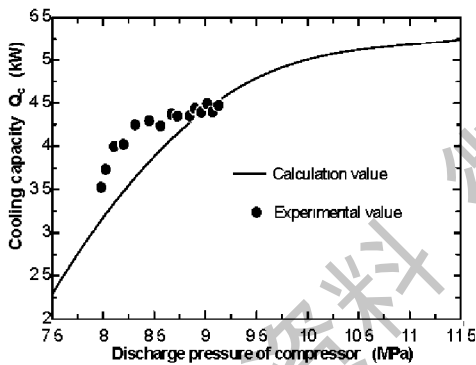
图 6-25 实验与模拟 COP_h 比较

图 6-26 实验与模拟制冷量比较

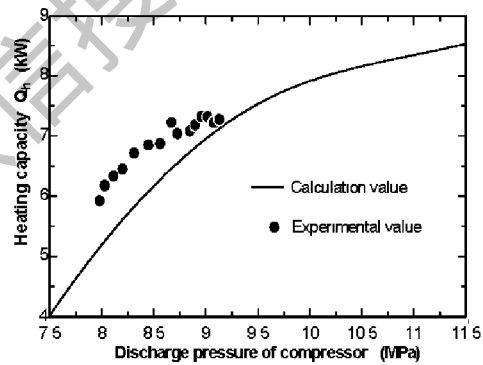


图 6-27 实验与模拟制热量比较

6.2.2 系统运行特性分析

本节主要对节流阀系统和膨胀机系统的运行特性进行模拟，并将二者的制冷系数、制冷量以及压缩机输入功率的计算结果进行比较。

6.2.2.1 两系统比较

第二章的理论计算已表明，在相同工况下，CO₂跨临界节流阀系统与膨胀机系统的最佳高压压力不同，并且节流阀系统的最佳高压压力高于膨胀机系统。实际上，通过本章的模拟计算也可以看出这种趋势。图 6-28 给出了两系统 COP 随高压侧压力的变化趋势以及两系统的性能比较结果。从图中可以看

出，膨胀机系统的COP高于节流阀系统，其COP最大提高了44%，平均提高了15%。并且随着高压侧压力的增大，两系统的COP增加很快，当到达各自的最佳高压压力时，COP出现最大值。而后，随着高压侧压力的增加，COP呈缓慢下降趋势，它们的变化趋势基本相同。从图中还可以发现，两系统的COP达到最大值时所对应的高压侧压力是不同的，并且节流阀系统的最佳高压压力高于膨胀机系统。

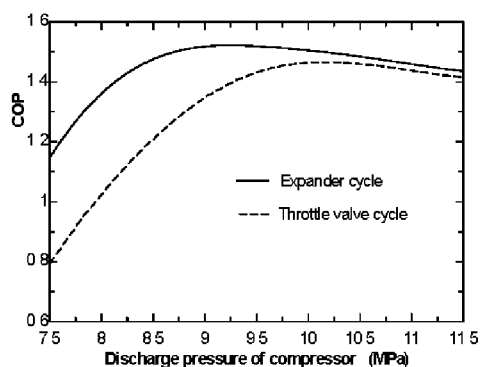


图 6-28 两系统 COP 随高压压力的变化

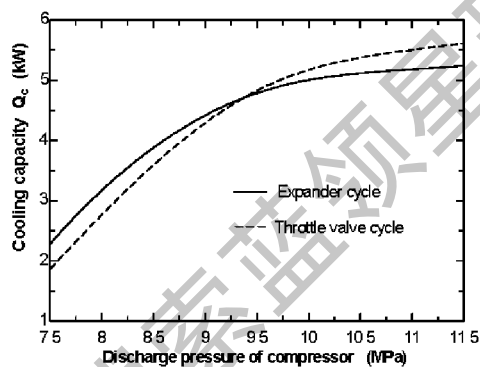


图 6-29 两系统制冷量随高压压力的变化

图 6-29 给出了节流阀和膨胀机系统制冷量随高压侧压力的变化以及两个系统的比较。从图中可以看出，随着高压侧压力的升高，两个系统的制冷量都呈上升趋势。当高压侧压力低于 9.5MPa 左右时，膨胀机系统的制冷量高于节流阀系统；而当高压侧压力高于 9.5MPa 左右时，节流阀系统的制冷量高于膨胀机系统。对此现象的解释是，在相同的高压侧压力下，两系统的质量流量不同，而且节流阀系统的质量流量稍高于膨胀机系统，并随高压侧压力的增加两者的差距拉大，因此就出现了图 6-29 中的这种变化趋势。

图 6-30 给出了两系统的压缩机输入功率随高压侧压力的变化。可以看出，压缩机的输入功率都随高压侧压力的升高而增加，并且节流阀系统的输入功率高于膨胀机循环。这就说明，采用膨胀机代替节流阀后，可以大大降低系统的压缩机输入功率，并使系统的性能系数得到提高。

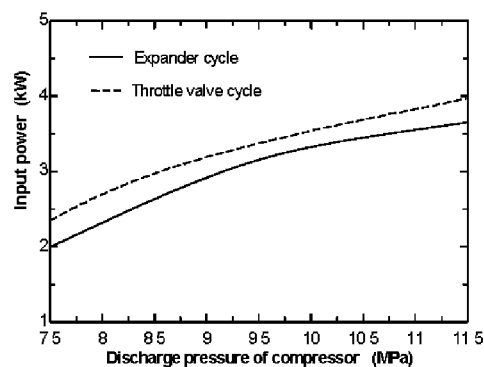


图 6-30 压缩机输入功率随高压压力变化

通过上述对两系统的性能进行模拟可以发现，使用膨胀机代替节流阀可以大大提高 CO_2 跨临界制冷循环系统的性能。

6.2.2.2 膨胀机系统

实际上,系统的外部条件(冷却水和冷冻水的进出口温度和流量)对节流阀系统和膨胀机系统的影响趋势基本相似,所以这里主要讨论系统外部条件对膨胀机系统性能的影响。

图 6-31 给出了在不同的冷却水进口温度下系统 COP 随高压侧压力的变化。从中可以看出,不同的冷却水进口温度,对应着不同的最佳高压压力。冷却水的进口温度越大, COP 值越小,所对应的最佳高压压力越大。计算结果还表明,降低冷却水的进口温度不但可以降低系统运行的最佳高压压力,而且可以大大提高系统的性能系数。

冷却水流量对系统 COP 的影响变化趋势如图 6-32 所示。从图中明显看出,不同的冷却水流量,对应着不同的最佳高压压力。冷却水流量越大,对应的最佳高压压力越低。而且在运行压力的绝大部分范围内,冷却水的流量越大,系统的 COP 越高。随着高压侧压力增加,两种工况下的 COP 越来越趋近,当高压侧压力比较高时,高流量下的 COP 反而降低了。这是由于当高压侧压力较高时,高冷却水流量工况下的压缩机耗功增长速度大于制冷量的增长速度。

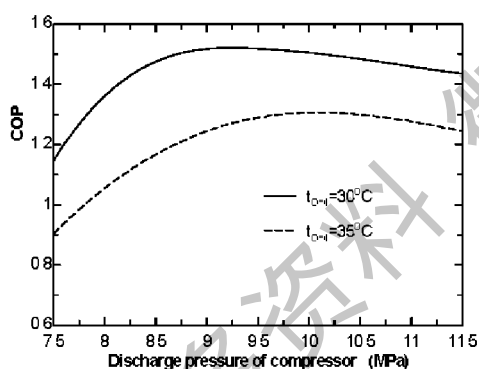


图 6-31 冷却水进口温度对 COP 的影响

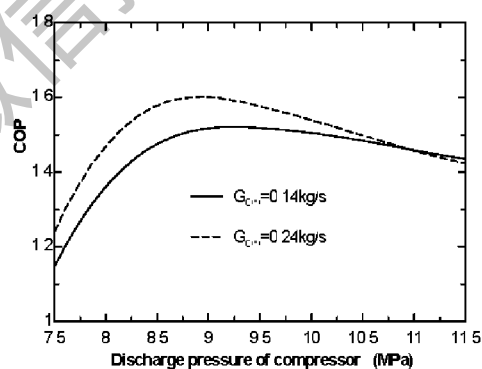


图 6-32 冷却水流量对 COP 的影响

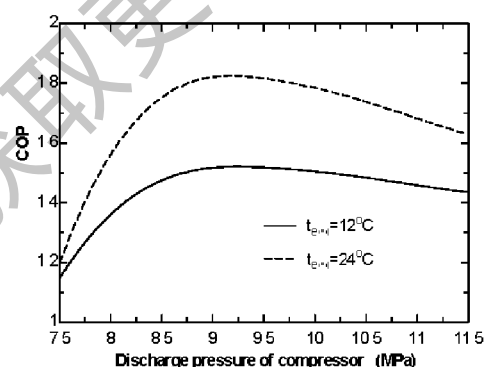


图 6-33 冷冻水进口温度对 COP 的影响

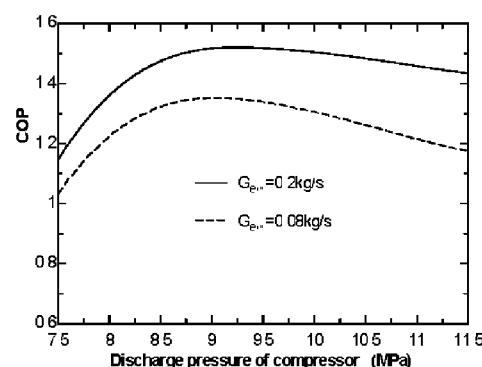


图 6-34 冷冻水流量对 COP 的影响

从上述的计算结果可以看出,对冷却水来说,降低进口温度,以及增加流量不仅有利于提高系统的性能系数,而且能够降低最佳高压压力,使系统能够在更加安全高效的工况下运行。

图 6-33 给出了在不同的冷冻水进口温度下,系统的 COP 随高压侧压力的变化趋势。冷冻水的进口温度越高,相应的 COP 值越大。高压侧压力较低时,两工况下的 COP 值比较接近,随着压力趋向于最佳高压压力,两者的 COP 差距拉大。从中还可以看出,冷冻水的进口温度对最佳高压压力的影响不是太大。冷冻水的流量对系统 COP 的影响如图 6-34 所示。从中可以看到,随冷冻水流量的增大,COP 也增大。并且冷冻水流量对最佳高压压力的影响较小,这与冷冻水进口温度的影响效果相似。

通过以上计算可以看出,对冷冻水来说,增加冷冻水的进口温度和流量对提高系统的性能系数非常有利,而对最佳高压压力的影响并不是太大。

6.3 系统优化计算

系统或部件的最优化过程都是设计变量或参数的优选过程,最终使目标函数达到最优值。最优化问题的求解可以是求取目标函数的最小值,或求取目标函数的最大值。当目标函数与约束系数用数学式子表达后,优化问题就成为寻找目标系数的极值问题了,可简写成以下数学形式:

$$\min [f(x)] \varphi_j(x) = 0 \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (6-7)$$

$$\max [f(x)] \varphi_j(x) \geq 0 \quad j = m+1, m+2, \dots, p \quad (6-8)$$

在系统优化计算时,主要以制冷工况作为优化目标,得出系统的优化结果。应该注意的是,热力学上的最优与经济上最佳,即价格最低是不一致的。热力学的最优意味着制冷循环中不可逆损失最小。

在制冷系统中,换热器占有重要的地位,换热器的性能好坏对系统的运行特性影响很大,所以要对整个制冷系统进行优化必须先对换热器进行优化。这里所采用的主要思路是基于 CO₂ 水-水热泵系统的换热器优化,并采取一种耦合的分析方法来建立优化原则,即用换热器单位重量 COP 进行择优,可用如下公式计算:

$$COP_m = \frac{COP}{m} \quad (6-9)$$

式中, COP_m 为系统的优化目标; COP 为系统的制冷性能系数; m 为被优化换

热器的重量。

目前对于同类材质换热器的加工，除考虑加工难易程度以外，主要是按重量来收取加工费。本文用换热器单位重量 COP 进行择优，这样既考虑了经济性，也考虑了整个系统的性能。

6.3.1 CO₂气体冷却器

(1) 管径的影响

图 6-35 给出了优化目标 COP_m 随气体冷却器管径的变化趋势。很显然，随着气体冷却器管径的增加， COP_m 呈现出下降趋势。从优化的目的来看，气体冷却器的管径越小越好。这种现象可以解释为较小的管径可以有效地增强换热器的性能，并且可使换热器的结构更加紧凑。小直径管子可以增加单位体积的换热面积，节约金属。而当换热器面积一定时，采用小管径可以减少管子长度。但是，管径减小将使流动阻力增加；此外，管径减小将增加管子数，这就使管子与管板连接处的泄漏可能性增大。因此管径的选择要视所用材料和操作条件等而定，但总的趋向是采用小直径管子。

实际上，无论从 CO₂ 的物性特点，还是从 CO₂ 系统的运行特点来看，CO₂ 适合开发小管径的气体冷却器。小管径换热器重量轻，结构紧凑，可以承受较高的操作压力，比较适合 CO₂ 高压制冷系统，提高系统的安全可靠性。但是存在的主要问题是，对于管壳式换热器，特别是不锈钢管或碳钢管换热器，由于目前加工技术上的限制，小直径管存在焊接问题。所以在设计、加工制造时，还应该根据实际技术情况来选择。

(2) 管长的影响

图 6-36 给出了气体冷却器的管长改变时，系统的优化目标 COP_m 的变化趋势。从图中可以看出， COP_m 随着管长的增加而增大，并且管长较小时， COP_m 增长的幅度较大，随着管长的不断增大， COP_m 的增长速度变慢。由此可见，气体冷却器的管长不能取得太短，以避免换热不充分；当然也不能取得太长。在选定管长时，当换热面积一定时，增大管子长度可使换热器的管径减小，从而使换热器的成本降低。另一方面，管子太长，会给管子的清洗和拆换增加困难。目前所采用的换热管长度与壳体直径之比，一般在 4-25 之间，通常为 6-10。

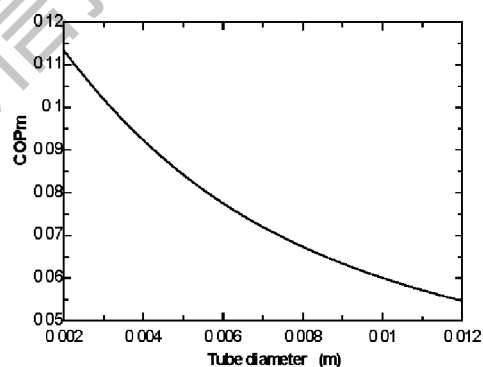


图 6-35 管径对 COP_m 的影响

当然在选择管子直径和长度时，都应尽量标准化。

(3) 改变管程数

若要提高管内空间流动的流体速度，需在管箱内装设分程隔板，使管程流体每次只流过部分管子，而后流过另一部分管子，这样就把管内空间分成了多程。当气体冷却器以集总参数法建模时，管程数对系统优化目标函数的影响可如图 6-37 所示。从图中可以看出，当管程数从 1 管程增加为 2 管程时， COP_m 快速增加到最大值；而后随着管程数的增加， COP_m 出现下降的趋势。这种现象可解释为，当壳程数为 1 时，随着管程数的增加，管程流体的流速增大，但是管程修正系数减小；当管程数为 2 时，管程修正系数减小的幅度较小，而且管程流速增大，它们的综合效果就是使得换热器的换热性能达到最佳；当管程数大于 2 以后，管程流速的增加幅度不足以弥补管程修正系数减小的幅度，这就使得传热温差减小，换热器的换热量降低，因此 COP_m 出现下降趋势。

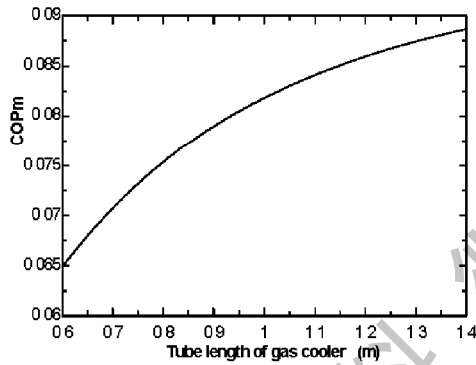


图 6-36 管长对 COP_m 的影响

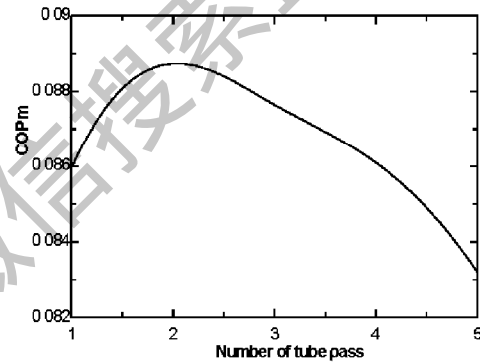


图 6-37 管程数对 COP_m 的影响

6.3.2 CO_2 蒸发器

(1) 管径的影响

图 6-38 给出了 CO_2 蒸发器的管径对 COP_m 的影响。从图中可以看出，与图 6-35 中气体冷却器的变化趋势相似， COP_m 随着管径的增加而下降。这是由于系统的制冷性能系数 COP 随管径的增加而下降，而换热器的重量随管径的增加而增大，所以选择小直径管子具有较好的经济性。

(2) 管长的影响

系统的 COP_m 随蒸发器管长的变化如图 6-39 所示。图中显示，随着蒸发器管长的增加， COP_m 出现上升趋势，这与图 6-36 中气体冷却器的计算结果相似。从计算结果发现，系统的 COP 随管长的增加而减小，换热器的重量也随管长的增加而下降，而 COP 下降的速度比较缓慢，换热器重量的下降幅度

较大，所以二者的综合效果使得优化目标函数 COP_m 呈现下降趋势。

通过上述对 CO₂ 气体冷却器和蒸发器的结构参数进行优化计算可以发现，将换热器放入系统内的优化计算结果与第五章换热器本身的优化计算结果所得结论是相同的。无论是 CO₂ 气体冷却器还是蒸发器，采取小管径和长管长都有利于提高系统的优化目标函数，但同时系统的流动阻力也会相应增加。

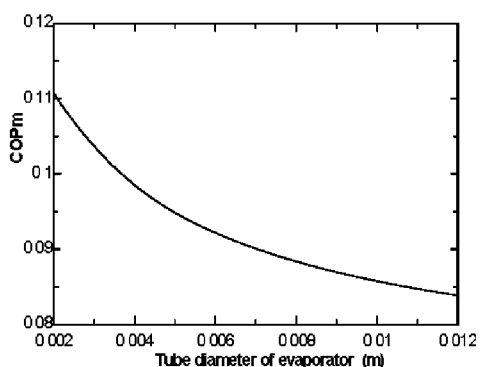


图 6-38 管径对蒸发器 COPm 的影响

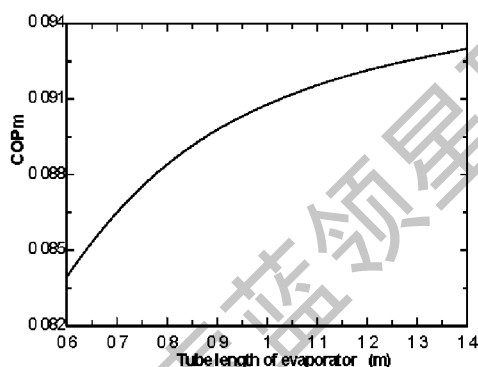


图 6-39 管长对蒸发器 COPm 的影响

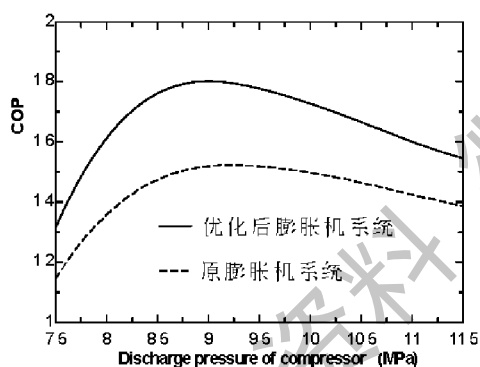


图 6-40 优化后系统与原系统 COP 比较

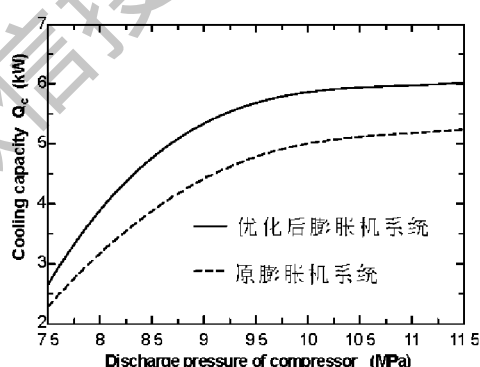


图 6-41 优化后系统与原系统制冷量比较

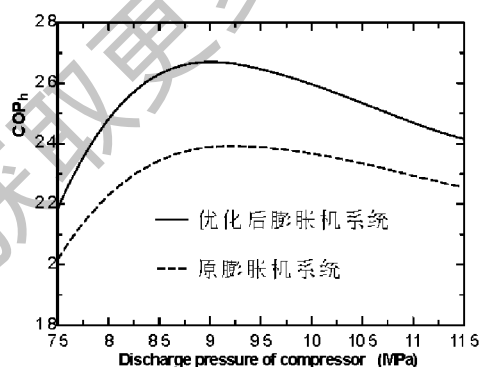


图 6-42 优化后系统与原系统 COP_h 比较

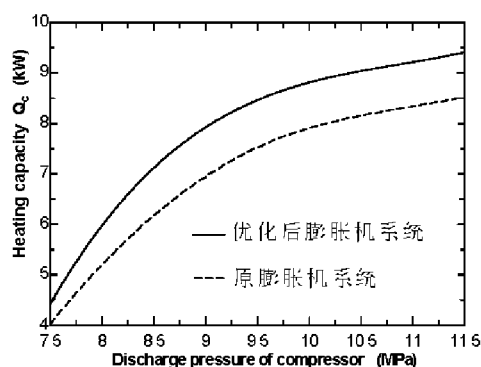


图 6-43 优化后系统与原系统制热量比较

6.3.3 优化后的系统与原系统性能比较

通过上述对CO₂跨临界水-水热泵系统中的气体冷却器和蒸发器的结构进行优化计算,最后我们选择了可行的优化系统作为发展目标,并将优化后的系统进行了模拟计算,与原系统进行了性能比较,分别如图6-40至图6-43所示。从这几个图中可以看出,系统优化后的制冷性能系数COP、制热性能系数COP_h、制冷量以及制热量都有了不同程度的提高。在给定压力范围内,其中COP提高了11.5%-19.4%;COP_h提高了7.1%-12.2%;制冷量提高了13.8%-22.8%;制热量提高了9.9%-15.4%。而且还可以发现,优化后的最佳高压压力值基本上没有变化。

当然,与第五章换热器的优化计算结果相同,当选择了合适的管径和管长后,系统的性能得到了提高,同时流动阻力也会相应的增大,但是从CO₂气体冷却器和蒸发器的模拟计算结果来看,如果选择的管径或管长不是太小或太长,它们的流动阻力相对较小。

6.4 本章小结

本章对CO₂跨临界水-水热泵系统建立了数学模型,并通过实验数据验证了模型的可靠性和准确性。利用验证后的模型分别对节流阀系统和膨胀机系统的性能进行了模拟计算和比较,研究了运行参数等因素对膨胀机系统性能的影响,可为系统的运行控制提供指导。最后应用该模型对膨胀机系统进行了优化计算,主要是对气体冷却器和蒸发器的结构参数进行了优化计算,可为系统的优化设计和改进提供一定的依据。所得结论如下:

(1) 通过将节流阀系统和膨胀机系统的模拟计算结果与实验数据进行比较,一方面验证了模型的准确性,另一方面也分析了各运行参数对系统性能的影响。结果表明,系统运行存在最佳高压压力,降低冷却水进口温度以及增加其流量不仅有利于提高系统的性能系数,而且能够降低最佳高压压力。

(2) 节流阀系统和膨胀机系统的运行特性比较结果表明,在相同的工况下,节流阀系统与膨胀机系统的最佳高压压力不同,并且前者高于后者。通过对两系统的性能模拟可以发现,使用膨胀机代替节流阀可以较大提高系统的性能。而系统的外部条件对膨胀机系统运行特性的影响趋势与传统制冷循环是相同的,所不同的只是对运行高压压力的影响。

(3) 提出了以基于系统的优化目标函数对CO₂气体冷却器和蒸发器进行了优化计算,结果显示选择小管径和长管长有助于提高系统的性能,与换热器本身的优化计算结果相一致,而且流动阻力增加不大。同时对优化后的新系统

进行了模拟计算，并与原系统进行了比较，模拟计算结果证实了上述选择。所得结果有助于对CO₂跨临界水-水热泵系统进行改善。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第七章 新CO₂水-水热泵实验台的建立及实验研究

本实验室原CO₂跨临界水-水热泵实验系统中的气体冷却器和蒸发器所采用的管径都比较大,使得整个换热器显得较为笨重,并且换热性能相对偏低。因此为了加快把CO₂制冷剂以及CO₂跨临界循环系统推向应用,有必要设计高热紧凑的换热器,提高传热性能,降低能源消耗,以达到对整个系统进行优化的目的。

7.1 CO₂跨临界水-水热泵实验系统

7.1.1 新CO₂水-水热泵实验台的建立及设备组成

7.1.1.1 CO₂换热器

针对当前的加工技术,我们选择了一种耐高压、结构紧凑的换热器型式。并根据工作条件,对新实验台的换热器进行了设计加工。新CO₂气体冷却器和蒸发器的设计计算过程与第五章的模拟计算相可,根据已知条件和需要计算的条件进行编程计算。

7.1.1.1.1 气体冷却器

新设计的CO₂气体冷却器与原气体冷却器在结构上有所不同,如图7-1所示。这种气体冷却器不带设备法兰,占空间较小,结构显得更加紧凑。为了避免换热管与壳体因温差不同而产生不同的热膨胀,在壳体上装设了膨胀节。



图 7-1 新CO₂气体冷却器结构示意图

7.1.1.1.2 蒸发器

CO₂蒸发器采用U形管式换热器,管子两端均固定在同一个管板上,管箱的设计空间较大,可以保证工质充分混合,使得工质均匀分配到各换热管,如图7-2所示。这种类型换热器的特点是:每根U形管均可自由膨胀而不受其它管子以及壳体的约束,故补偿大、热补偿性能好。为了对CO₂的两相流动型式进行观测,在制冷剂的入口封头增设了两个石英玻璃视镜,此外,为了对CO₂两相流

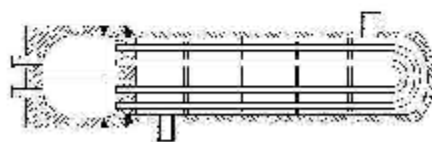


图 7-2 新CO₂蒸发器结构示意图

分配情况进行对比研究，在 CO₂ 制冷剂的入口端设计了可拆卸的分配器。

7.1.1.2 CO₂ 压缩机

压缩机采用意大利 Derin 公司生产的 CO₂ 专用活塞式压缩机，理论体积排量为 2.7m³/h，额定输入功率为 3.0 kW。

7.1.1.3 CO₂ 油分离器

为了防止润滑油沉积在换热器表面，影响换热器的传热性能，以及能够及时将润滑油返回到压缩机，所以在新的 CO₂ 实验系统中增设了油分离器，以便将润滑油从压缩机排出的制冷剂蒸气中分离出来。CO₂ 油分离器采用离心式结构，如图 7-3 所示。

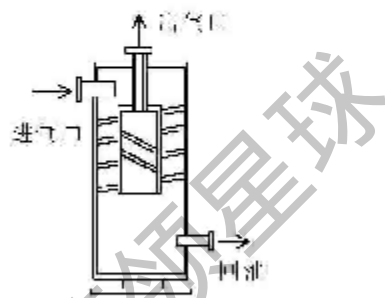


图 7-3 CO₂ 油分离器示意图

7.1.1.4 气液分离器和高压储液器

本实验台选用自制的气液分离器和高压储液器，它们的结构与原实验台中的相同。气液分离器用来分离蒸发器出来的低压蒸气中的液滴，以保证压缩机吸入的是干饱和蒸气。高压储液器装在气体冷却器之后，用来储存制冷剂，以适应负荷变化时供液量的改变。

7.1.1.5 CO₂ 过滤器

由于系统中膨胀机的运行间隙非常小，为了防止管路中的杂质进入膨胀机影响其正常运转，以及用来清除制冷剂中的杂质，在高压储液器后加装了 CO₂ 过滤器。

7.1.1.6 节流阀、截止阀

本实验台的节流阀为一针型手动调节阀。为了设备拆卸和维修方便，在每个主要部件的前后都设置了截止阀。

7.1.1.7 水系统

水系统包括冷冻水系统和冷却水系统，与原实验台共用，依靠三通来切换。它们的作用是为热泵系统提供稳定的外界热源和冷源。冷冻水系统主要由水泵、冷冻水箱、电加热器、水表和蒸发器组成；冷却水系统由水泵、冷却水箱、电加热器、水表和气体冷却器组成。为了水系统的安全可靠运行，冷冻水箱和冷却水箱都设置有上水管路、回水管路、排水管路以及溢水管路。而且，为了减少水的使用量以及能够尽快满足所需要的水温，冷冻水箱和冷却水箱之间还

设置了混水管路。这样，两个水箱的水温调节范围都比较大。

图 7-4 给出了新的 CO_2 跨临界水-水热泵实验台的外形结构图。从图中可以看出，整个实验装置的结构布置非常紧凑， CO_2 气体冷却器和蒸发器采用上下安装，控制部分安装在支撑架上，使得整个装置所占空间较小。



图 7-4 新 CO_2 跨临界水-水热泵实验装置图

7.1.2 数据测量系统

数据测量系统主要由压力测量、流量测量、温度测量、功率测量等几部分组成。通过各种仪表对系统运行参数的测量和传送，以便对数据信号进行采集。

7.1.2.1 压力测量系统

新实验系统和原有实验系统中的压力测量主要采用压力变送器，它具有长期测量稳定性好的特点。

7.1.2.2 流量测量系统

超临界 CO_2 流量的测量选用科里奥利质量流量计，传感器型号为 MASS2100，信号转换器型号为 MASS3000，误差范围 $\pm 0.15\%$ ，其主要技术参数可见文献^[27]。

水系统的流量采用水表来测量，当系统工况达到稳定后，采用秒表测出体积流量，然后根据测定的温度值来计算出流体的质量流量。

7.1.2.3 温度测量系统

7.1.2.3.1 系统中 CO_2 工质的温度测量

本实验系统的运行压力较高， CO_2 制冷剂侧各点的温度测量采用管壁式铂

电阻,精度达到 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 。

7.1.2.3.2 水系统温度测量

水系统温度的测量采用 K 型(镍铬-镍硅)铠装热电偶,经标定后精度可达到 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 。

7.1.2.4 功率测量

压缩机功率和膨胀机功率都采用 0.2 级标准功率表进行测量。

7.1.3 数据采集和控制系统

7.1.3.1 工程机测控系统的硬件设计

数据采集系统的硬件采用研华工控机测控系统,接口电路选用研华 ADAM 系列产品。系统控制包括压缩机开停控制、曲轴加热开停等控制,这些控制都通过控制柜来实现。

7.1.3.2 工程机测控系统的软件设计

测控软件部分采用组态王 6.01 工控软件,是运行于 Microsoft Windows 98/2000/NT 中文平台的全中文界面,采用多线程、COM 组件等新技术,实现了实时多任务功能。软件包括工程浏览器、工程管理器和画面运行系统三部分。

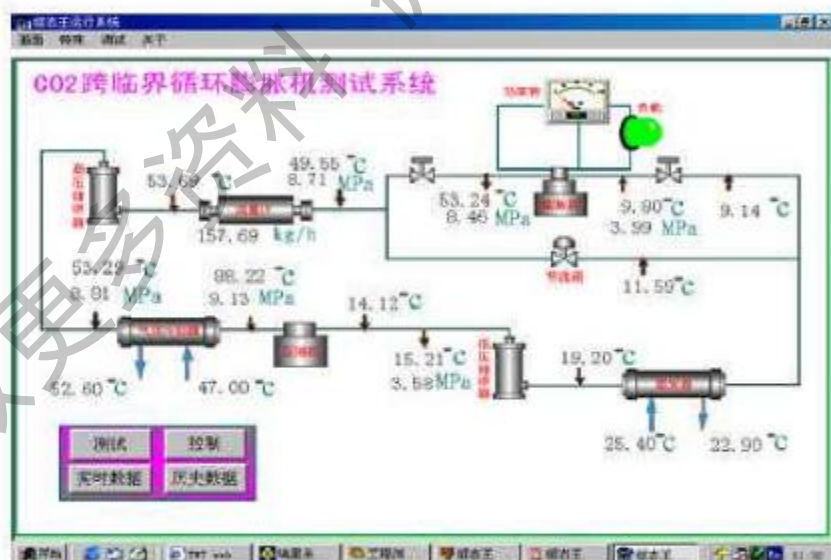


图 7-5 原系统运行监测画面图

7.1.3.2.1 运行监测系统

运行监测系统是系统的核心画面,此系统的设计力求反映如下内容:

- (1) 实验系统结构示意图。将实验台结构、设备形状、管路阀门和管路流程真实再现在画面中。图 7-5 和图 7-6 分别给出了原系统和新系统的运行监测画面图。
- (2) 实验系统运行状态。将采样的每一个数据显示在相应的传感器实际位置上，系统运行时，可清晰地看到各部件的实时运行参数，及时监控系统的运行状态，并能直观显示实验系统是否达到稳定，对于实验过程中的工况选择和调节是非常有用的。
- (3) 实验操作控制平台。实验装置的控制部分主要包括压缩机、水泵等的开关控制和水箱加热器的连续电量调节控制，驱动控制方式主要是开关量、脉冲量和标准连续电流信号(4~20mA)。各种控制方式可以灵活组合，随意调整。

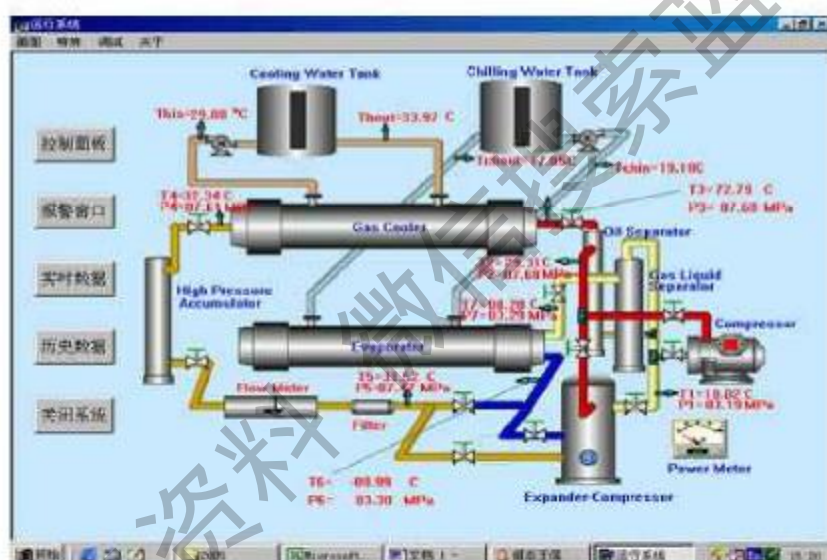


图 7-6 新系统运行监测画面图

7.1.3.2.2 实时数据报表

实时数据报表是对数据进行记录的一种重要形式，既能反映实验过程中的数据、状态等，又能将这些数据记录下来，以便进行分析和处理，是实验过程必不可少的一部分。实时报表可实现各种运算、数据转换、统计分析、报表打印等。通过编写程序，可将实验数据按照规定的格式打印出来。

7.1.3.2.3 历史数据报表

组态王软件对于整个实验过程进行记录，并生成记录文件。本系统将采集时间定为 1 秒，即只要实验系统在运行，每一秒的实验数据都存储在计算机内。

这样，可以通过调用这些历史数据，来查阅任意时间系统的运行状态。

7.2 实验研究内容与方法

7.2.1 实验研究内容

本实验的目的主要有三个方面：(1) 分析CO₂跨临界循环水-水热泵系统及换热器的性能。一是检验CO₂换热器模型建立的准确性，二是将实验结果与系统模拟计算进行比较，对系统模型进行验证。这方面的实验结果已在第五章和第六章进行了分析计算。(2) 在系统中添加微量不凝性气体NC-1，研究其对CO₂换热器性能的影响。(3) 对新CO₂跨临界水-水热泵系统，气体冷却器以及蒸发器进行性能测试，并与原系统进行比较。

7.2.1.1 不同工况下系统的性能测试

为了验证CO₂换热器模型及系统模型的准确性，对不同工况下CO₂跨临界水-水热泵系统的性能进行测试，以便与模拟计算结果进行比较。

7.2.1.2 系统中添加不凝性气体后的性能测试

在原实验系统中添加微量的不凝性气体NC-1，在研究其对膨胀机能量输出影响的同时，主要研究添加NC-1后对CO₂气体冷却器和蒸发器性能的影响。

7.2.1.3 新CO₂跨临界水-水热泵系统性能测试

- (1) 研究不同实验工况下，新CO₂水-水热泵节流阀系统的运行特性。
- (2) 研究不同实验工况下，新CO₂水-水热泵膨胀机系统的运行特性。
- (3) 分析新CO₂气体冷却器和蒸发器的传热性能。

7.2.1.4 新旧CO₂跨临界水-水热泵系统性能比较

- (1) 对新旧两个系统的制冷量、制热量、COP 以及 COP_h 进行比较。
- (2) 比较新旧CO₂气体冷却器的传热性能，验证是否达到优化的目的。
- (3) 比较新旧CO₂蒸发器的传热性能，验证是否达到优化的目的。

7.2.2 实验方法

为了达到上述研究目的，主要采取的实验方法如下：

- (1) 当冷却水和冷冻水进口温度以及流量给定时，通过调节改变系统的高压压力，测试系统在不同压力下的运行特性。
- (2) 稳定高压侧压力，并保持冷却水和冷冻水温度以及冷冻水流量不变，

通过改变冷却水流量，测定系统的运行特性。

(3) 保持冷却水和冷冻水温度以及冷却水流量不变，通过改变冷冻水流量，测定系统的运行特性。

(4) 保持冷却水和冷冻水流量以及冷冻水温度不变，通过改变冷却水温度，测定系统的运行特性。

(5) 保持冷却水和冷冻水流量和冷却水温度不变，通过改变冷冻水温度，测定系统的运行特性。

(6) 对于膨胀机系统，通过改变负载和膨胀机的入口温度，测试膨胀机的运行情况。

(7) 不同实验工况下，比较添加不凝性气体NC-1后与不添加时CO₂气体冷却器和蒸发器的换热性能。

7.3 实验结果与分析

7.3.1 添加 NC-1 后换热器性能分析

7.3.1.1 气体冷却器的性能分析

在实验工况 1 时，图 7-7 给出了添加NC-1后与不添加时CO₂气体冷却器总传热系数的比较结果，NC-1 的含量在 1%重量比左右。从图中可以看出，在不同的压力范围内，添加NC-1后对CO₂气体冷却器总传热系数的影响程度不同。在有些范围内，添加NC-1后总传热系数的变化相对较大；而在其它范围内，总传热系数变化幅度较小。总的来说，添加NC-1后总传热系数大约比不添加

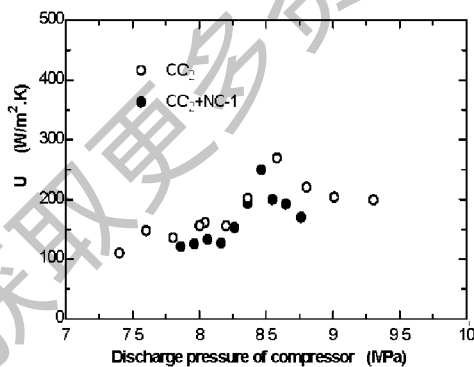


图 7-7 工况 1 时CO₂气体冷却器总传热系数比较

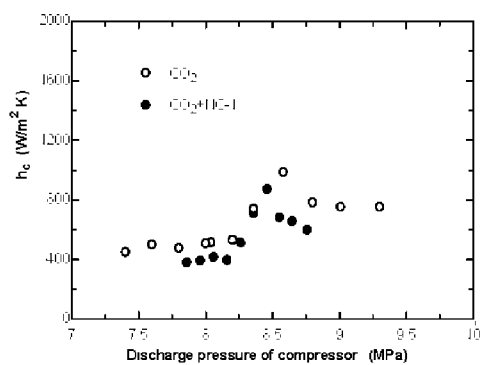


图 7-8 工况 1 时CO₂气体冷却器换热系数比较

时平均下降了 8%左右。通过间接计算，图 7-8 给出了添加NC-1后与不添加时气体冷却器的换热系数比较。同样从图中可以发现，在不同的压力范围内，添

加NC-1后对换热系数的影响程度不同,添加NC-1后换热系数平均下降了10%左右。从中也可以看出,实验测试与第三章的理论计算结果比较一致。

在实验工况2时,图7-9和图7-10分别给出了添加NC-1后与不添加时气体冷却器的总传热系数和换热系数的比较情况。从图7-9中可以看出,添加NC-1后总传热系数略有下降,大约降低了5%左右,影响程度比较小。同样从图7-10中可以看出,添加NC-1后气体冷却器的换热系数变化不大。

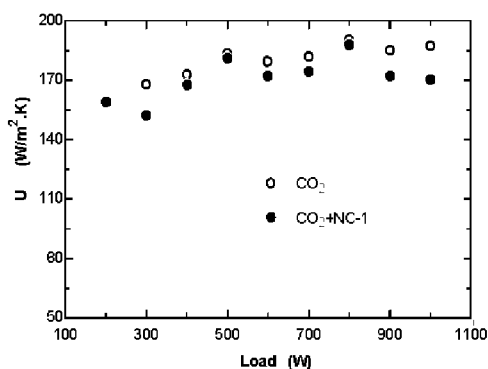


图 7-9 工况 2 时 CO₂ 气体冷却器总传热系数比较

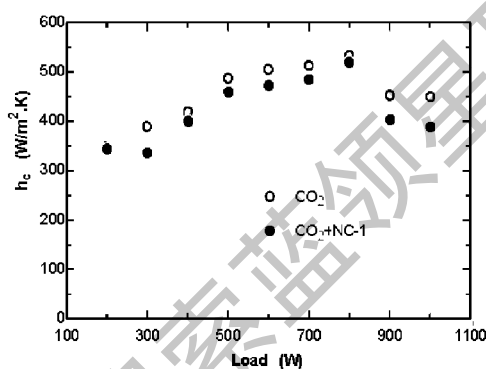


图 7-10 工况 2 时 CO₂ 气体冷却器换热系数比较

7.3.1.2 蒸发器的性能分析

在实验工况1时,图7-11和图7-12分别给出了添加NC-1后与不添加时蒸发器的总传热系数和换热系数的比较情况。从图7-11中可以看出,添加NC-1后总传热系数出现了降低趋势,但下降的幅度不大。同样通过间接计算可以发现,添加NC-1后蒸发器的换热系数变化幅度较小,平均下降了9%左右,如图7-12所示。

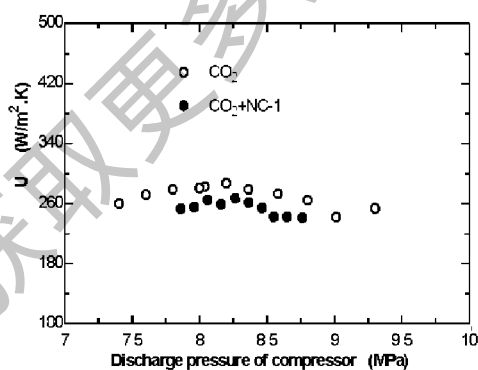


图 7-11 工况 1 时 CO₂ 蒸发器总传热系数比较

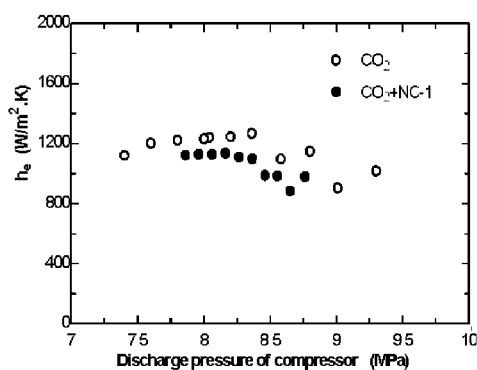


图 7-12 工况 1 时 CO₂ 蒸发器换热系数比较

在实验工况 2 时, 图 7-13 和图 7-14 分别给出了添加 NC-1 后与不添加时蒸发器的总传热系数和换热系数的比较情况。从两个图中可以看出, 添加 NC-1 后总传热系数和换热系数都出现了下降趋势, 分别降低了 7.0% 和 9% 左右。

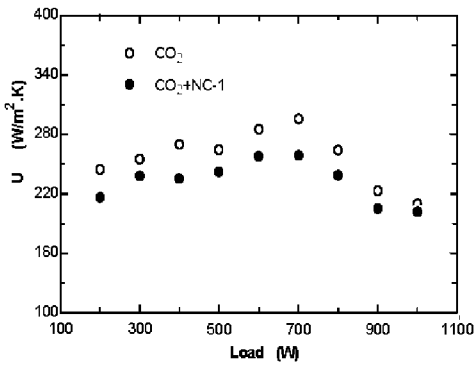


图 7-13 工况 2 时 CO₂ 蒸发器总传热系数比较

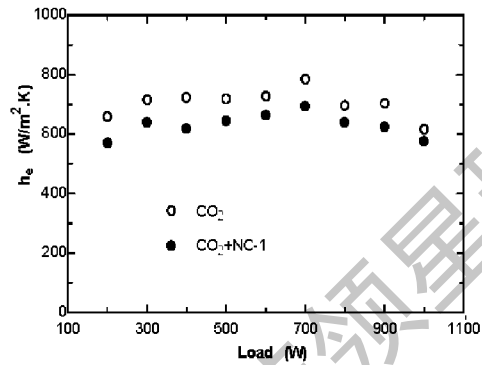


图 7-14 工况 2 时 CO₂ 蒸发器换热系数比较

从分析的结果来看, 添加 NC-1 后, 两个换热器的性能有所下降, 但降低的幅度不大。不过添加 NC-1 后, 膨胀机的效率可能会有所改善。

7.3.2 新 CO₂ 跨临界水-水热泵系统运行特性

为了便于分析比较, 新实验系统所用的压缩机和膨胀机与原实验系统一样, 运行工况也尽量保持一致。

7.3.2.1 节流阀系统性能测试

(1) 高压压力的影响

图 7-15 给出了高压压力对系统制冷系数 COP 和制热系数 COP_h 的影响。从图中可以看出, 系统 COP 和 COP_h 的总体变化趋势是首先随高压压力的升高而上升, 在某压力下达到最大值后, 又随高压压力的增加而下降, 即在给定工况下系统存在最佳高压压力。高压压力对系统制冷量 Q_c 和制热量 Q_h 的影响变化趋势可如图 7-16 所示。基本上系统的制冷量和制热量都随高压压力的升高而上升。当压力较低时, 它们上升的速度稍快; 当压力较高时, 二者上升的趋势变缓慢。压缩机的耗功随高压压力的变化趋势可从图 7-17 看出。很显然, 随高压压力的升高, 压缩机的耗功增加速度较大。图 7-18 给出了高压压力对气体冷却器和蒸发器总传热系数的影响变化趋势。可以看到, 两个换热器的总传热系数都随高压压力升高出现了下降趋势。另外, 在实验过程中还发现, 气体冷却器中的压降非常小, 而蒸发器的最大压降也只有 0.02MPa 左右。

(2) 冷却水流量的影响

图 7-19 给出了冷却水流量对系统制冷系数COP和制热系数COP_h的影响。图 7-20 给出了系统制冷量和制热量随冷却水流量的变化趋势。从这两个图中可以看出，随着冷却水流量的增加，系统性能系数和换热量都增大。这也说明增大冷却水流量对系统的运行特性比较有利。还可以发现，新系统的实验结果

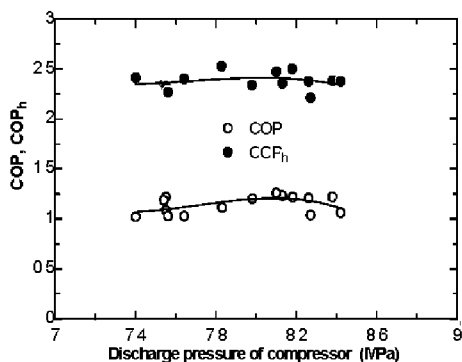


图 7-15 高压压力对COP和COP_h的影响

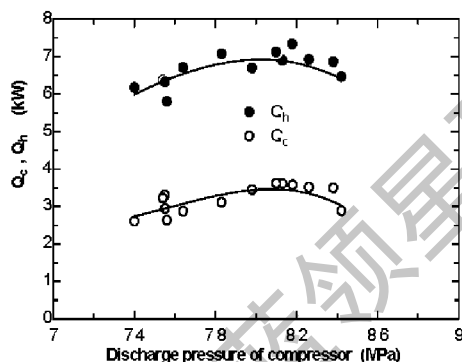


图 7-16 高压压力对制冷量和制热量的影响

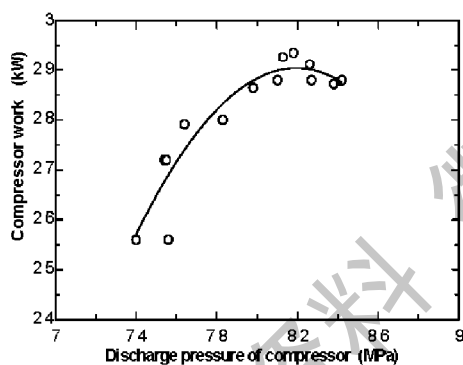


图 7-17 高压压力对压缩机耗功的影响

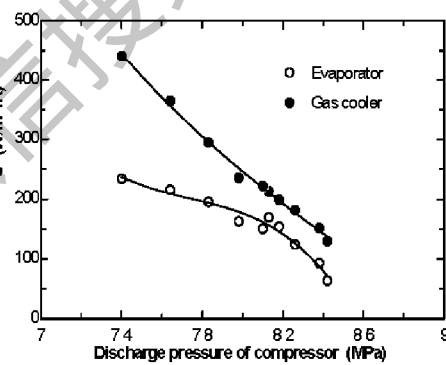


图 7-18 高压压力对总传热系数的影响

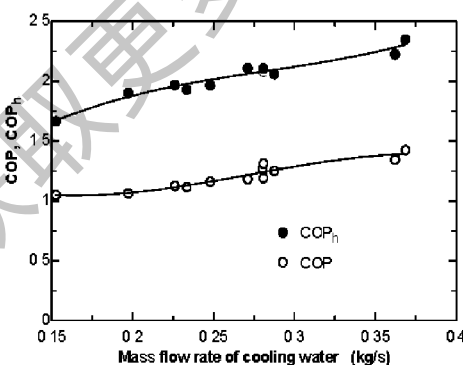


图 7-19 冷却水流量对COP和COP_h的影响

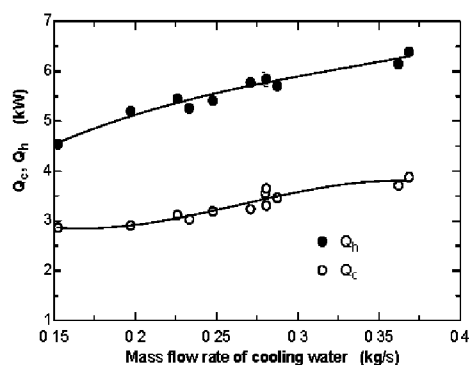


图 7-20 冷却水流量对制冷量和制热量的影响

与第六章中原系统的性能测试以及模拟计算的变化趋势是相同的,从而也起到了互相验证的效果。

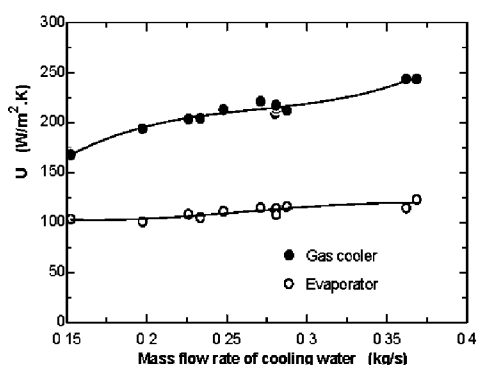


图 7-21 冷却水流量对总传热系数的影响

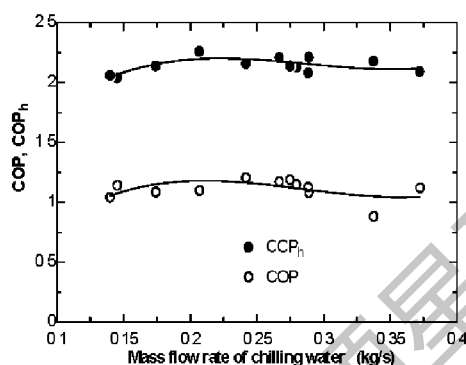


图 7-22 冷冻水流量对COP和COP_h的影响

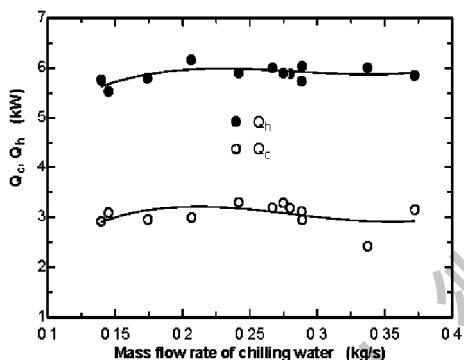


图 7-23 冷冻水流量对制冷量和制热量的影响

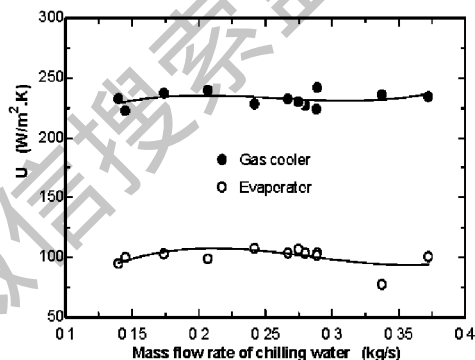


图 7-24 冷冻水流量对总传热系数的影响

图 7-21 给出了冷却水流量对气体冷却器和蒸发器总传热系数的影响。两个换热器的总传热系数都随冷却水流量的增加出现上升趋势。气体冷却器的总传热系数上升幅度较大,而蒸发器的总传热系数增加的幅度相对较小。另外,从实验过程中发现,冷却水流量对压缩机的耗功影响不大。

(3) 冷冻水流量的影响

图 7-22 至图 7-24 分别给出了冷冻水流量对系统的性能系数、换热量以及总传热系数的影响。从这些图中可以发现,随着冷冻水流量的增加,系统的性能系数、换热量以及总传热系数都呈稍微上升趋势

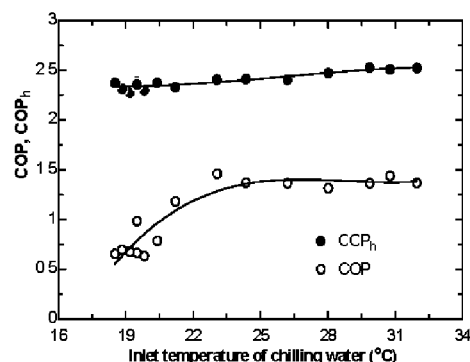


图 7-25 冷冻水入口温度对COP和COP_h的影响

势，这也说明冷冻水流量对它们的影响比较小。

(4) 冷冻水入口温度的影响

图 7-25 至图 7-27 分别给出了冷冻水入口温度对系统的性能系数、换热量以及总传热系数的影响。从图 7-25 和图 7-26 中可以看到，随着冷冻水入口温度的增加，系统的性能系数和换热量都呈上升趋势，而 COP 和系统的制冷量变化幅度稍大，而 COP_h 和系统制热量的变化幅度较小。同样，冷冻水入口温度对气体冷却器的总传热系数影响较小，而蒸发器的总传热系数首先随冷冻水入口温度的增大而增加，而后又随冷冻水入口温度的增大而降低，即存在最大总传热系数，如图 7-27 所示。

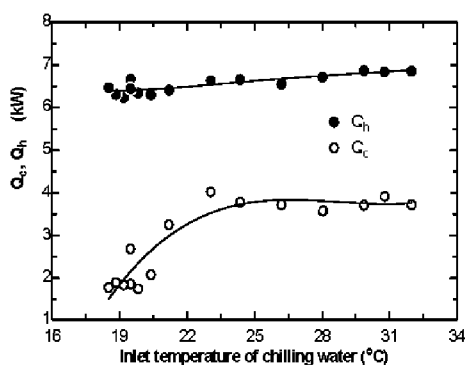


图 7-26 冷冻水入口温度对制冷量和制热量的影响

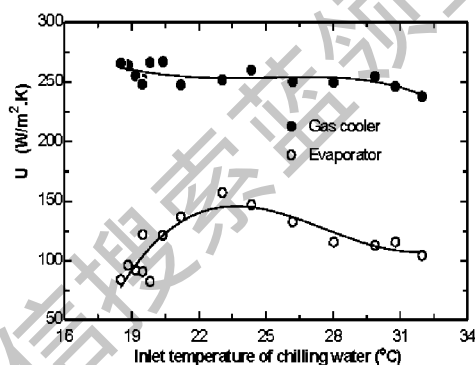


图 7-27 冷冻水入口温度对总传热系数的影响

7.3.2.2 膨胀机系统性能测试

(1) 膨胀机入口温度的影响

图 7-28 给出了膨胀机入口温度对系统 COP 和 COP_h 的影响。图 7-29 给出了系统制冷量和制热量随膨胀机入口温度的变化。从两个图中可以看到，膨胀机

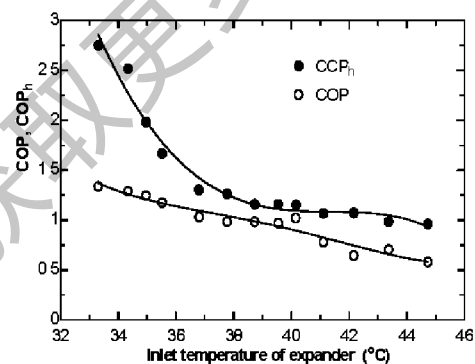


图 7-28 膨胀机入口温度对 COP 和 COP_h 的影响

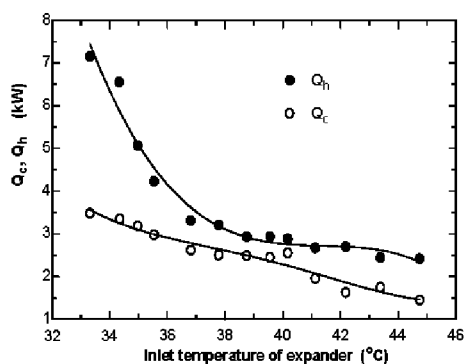


图 7-29 膨胀机入口温度对制冷量和制热量的影响

入口温度较低时，系统的 COP_h 和制热量随膨胀机入口温度的增加下降速度较快，当膨胀机入口温度增大到一定值时，它们的下降速度趋于缓慢。而系统的 COP 和制冷量随膨胀机入口温度的增加一直呈线性下降趋势。这也说明增加膨胀机的入口温度对系统的运行特性不利。气体冷却器和蒸发器的总传热系数随膨胀机入口温度的变化如图 7-30 所示。很明显，总传热系数都呈现下降趋势，而且蒸发器的总传热系数下降的较快，气体冷却器的总传热系数下降的相对缓慢。

图 7-31 给出了膨胀机的效率随其入口温度的变化。可以看到，当膨胀机入口温度较低时，膨胀机效率首先出现上升趋势，而后又随膨胀机入口温度的增加而降低。

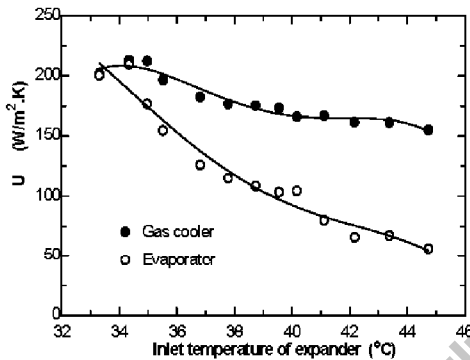


图 7-30 膨胀机入口温度对总传热系数的影响

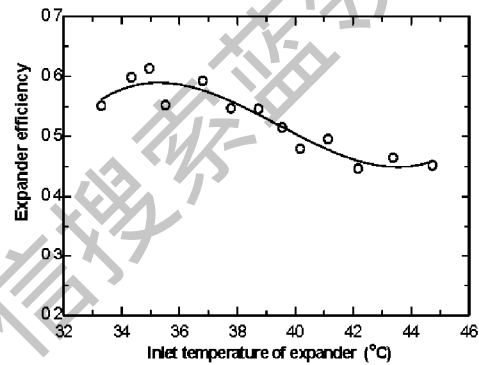


图 7-31 膨胀机入口温度对膨胀机效率的影响

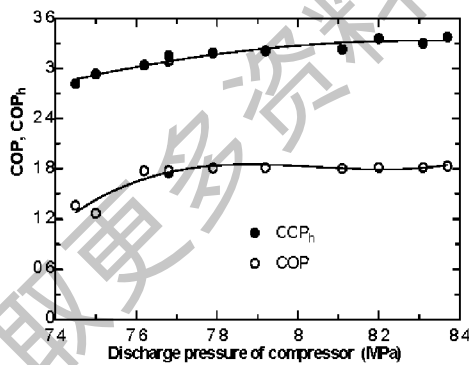


图 7-32 高压压力对 COP 和 COP_h 的影响

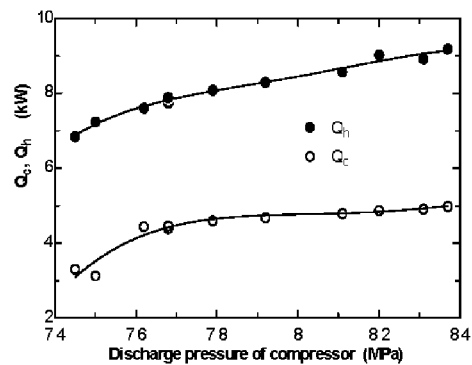


图 7-33 高压压力对制冷量和制热量的影响

(2) 高压压力的影响

图 7-32 给出了高压压力对系统 COP 和 COP_h 的影响。从图中可以看出， COP 和 COP_h 随高压压力的升高而增加，只是上升的趋势逐渐平缓。高压压力对系统制冷量 Q_c 和制热量 Q_h 的影响如图 7-33 所示。系统的制冷量和制热量都随高

压压力的升高而上升。气体冷却器和蒸发器的总传热系数随高压压力的变化如图 7-34 所示。很明显，总传热系数都呈现上升趋势，而且蒸发器的总传热系数上升速度较快，气体冷却器的总传热系数上升相对缓慢。

图 7-35 给出了膨胀机的效率随高压压力的变化。从中可以发现，膨胀机效率随高压压力的升高出现下降趋势。

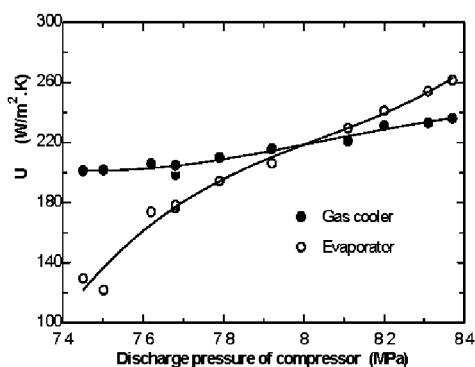


图 7-34 高压压力对总传热系数的影响

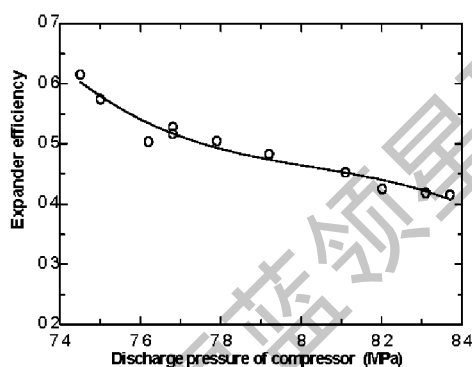


图 7-35 高压压力对膨胀机效率的影响

7.3.3 与原 CO₂ 跨临界水-水热泵系统性能比较

7.3.3.1 与原节流阀系统性能比较

图 7-36 和图 7-37 分别给出了新系统与原系统节流阀循环的 COP 以及 COP_h 的比较结果。从图中还可以看到，它们都随冷却水进口温度的增加而下降。通过对比发现，新系统的 COP 和 COP_h 都比原系统升高了，其中 COP 平均提高了 30%左右，COP_h 平均提高了 25%左右。

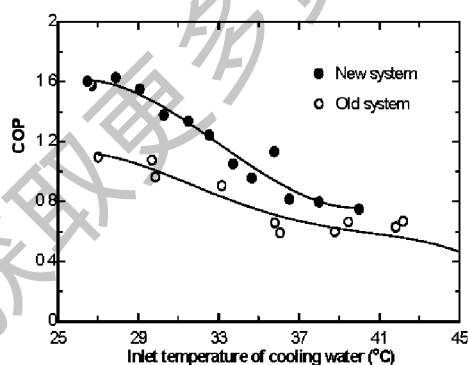


图 7-36 节流阀系统 COP 比较

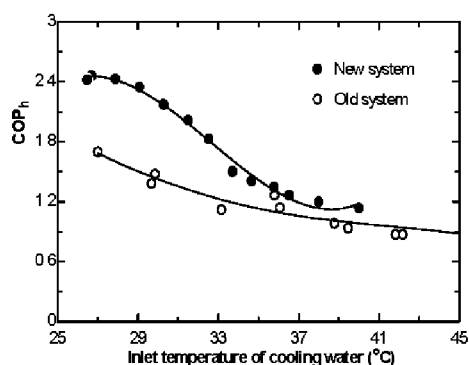


图 7-37 节流阀系统 COP_h 比较

图 7-38 和图 7-39 分别给出了新系统与原系统节流阀循环制冷量和制热量的比较结果。同样可以看到，它们都随冷却水进口温度的增加而下降，新系统

的换热量变化幅度较大。新系统的制冷量和制热量也得到了提高，其中制冷量平均提高了 30%左右，制热量平均提高了 25%左右。

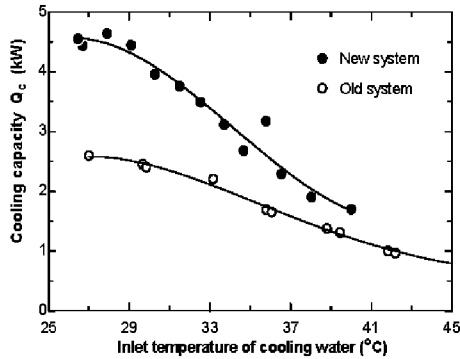


图 7-38 节流阀系统制冷量比较

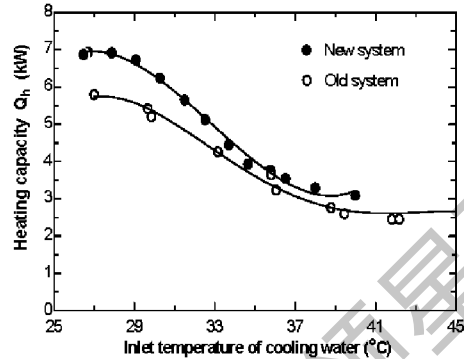


图 7-39 节流阀系统制热量比较

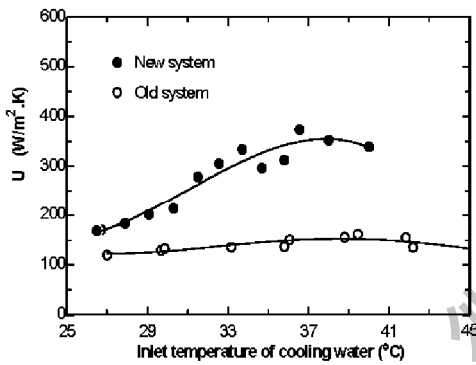


图 7-40 气体冷却器总传热系数比较

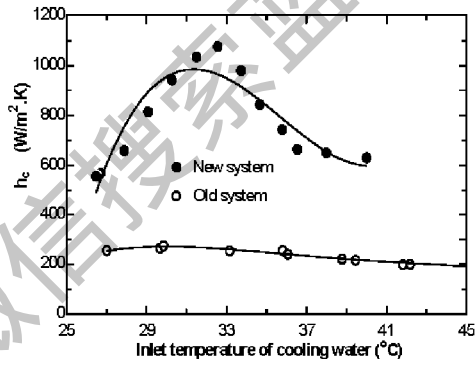


图 7-41 气体冷却器换热系数比较

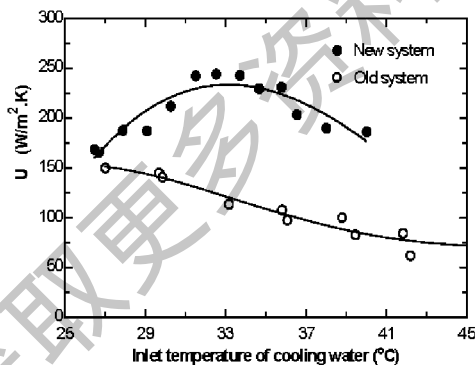


图 7-42 蒸发器总传热系数比较

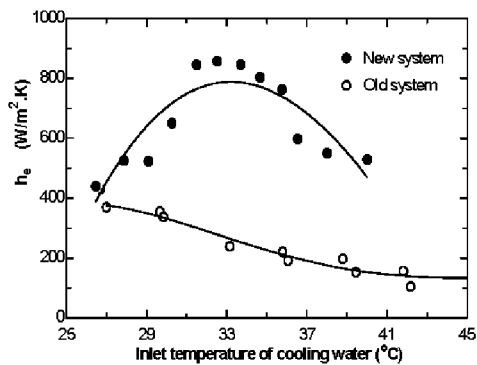


图 7-43 蒸发器换热系数比较

图 7-40 至图 7-43 分别给出了气体冷却器和蒸发器的传热性能比较结果。从图 7-40 和 7-41 中可以看出，新气体冷却器的总传热系数和换热系数都得到了较大提高，而且换热系数增加的幅度比较大。同样从图 7-42 和 7-43 中也可以发现，新蒸发器的总传热系数和换热系数也得到了提高。实际上，新系统中的润滑油含量较少，气体冷却器和蒸发器换热管表面沉积的污垢较少，这样新

换热器的热阻小，因此换热性能相对较好。从图中还可以看到，新换热器的总传热系数和换热系数首先随冷却水进口温度的增加而增大，然后又出现下降趋势，即在某冷却水进口温度下存在最大传热系数。

7.3.3.2 与原膨胀机系统性能比较

图 7-44 和图 7-45 分别给出了新系统与原系统膨胀机循环 COP 和 COP_h 的比较结果。通过对比发现，新系统的 COP 和 COP_h 都比原系统升高了，其中 COP 平均提高了 30%左右，COP_h 平均提高了 25%左右。图 7-46 和图 7-47 分别给出了膨胀机系统制冷量和制热量的比较结果。同样可以看到，新系统的制冷量和制热量也得到了提高，其中制冷量平均提高了 30%左右，制热量平均提高了 25%左右。图 7-48 给出了新系统与原系统膨胀机效率的比较结果。很明显，新系统中膨胀机的效率也得到了一定的提高，平均提高了 30%左右。

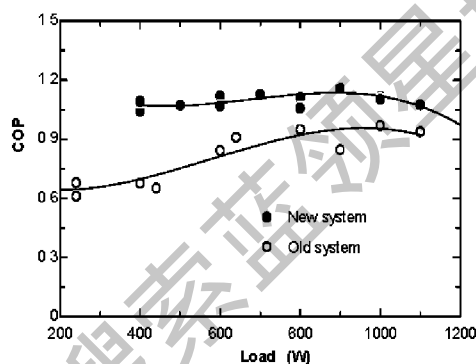


图 7-44 膨胀机系统 COP 比较

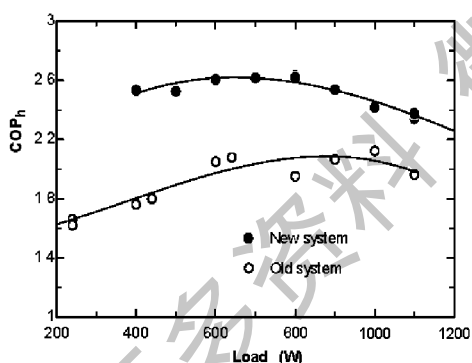


图 7-45 膨胀机系统 COP_h 比较

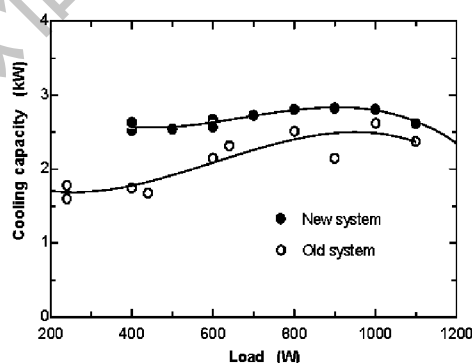


图 7-46 膨胀机系统制冷量比较

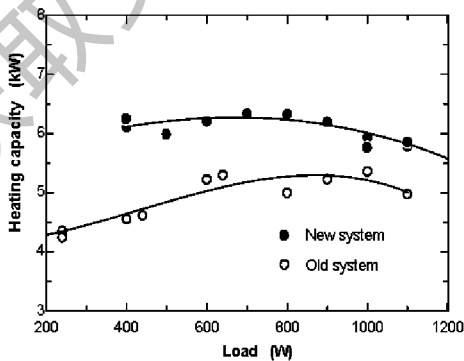


图 7-47 膨胀机系统制热量比较

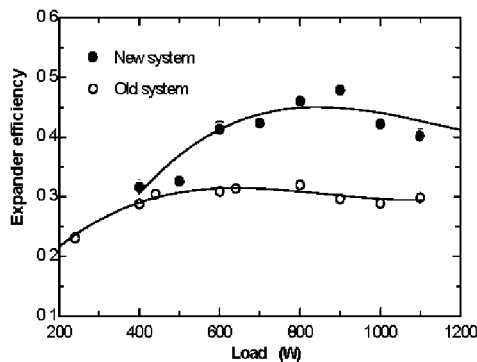


图 7-48 膨胀机效率比较

通过上述将新实验系统与原系统的节流阀循环以及膨胀机循环进行比较可以发现,不仅新实验系统的性能以及换热器的性能提高了,而且膨胀机的效率也得到了改善。实际上,由于新系统中气体冷却器换热性能的提高,使得其出口温度得到了降低,这对系统性能的提高是比较有利的。

7.4 本章小结

本章首先介绍了新建立的CO₂水-水热泵实验台,以及数据测量、采集和控制系统。并对实验研究内容和实验方法进行了阐述。利用原实验台研究了系统中添加微量不凝性气体NC-1后对换热器性能的影响。然后主要对新CO₂跨临界水-水热泵节流阀系统,以及膨胀机系统的运行特性进行测试,并与原系统进行比较。通过实验发现存在的问题,为今后的进一步改进提供参考依据。所得主要结论如下:

(1) 为了加快把CO₂制冷剂以及CO₂跨临界循环系统推向应用,需要制造高效、结构紧凑的装置。通过优化计算和分析,建立了新的CO₂跨临界水-水热泵系统。此系统结构紧凑,换热器采用新型设计,以求达到提高整个系统性能的目的。

(2) 从比较分析的结果来看,当系统中添加微量不凝性气体NC-1后,换热器的性能有所降低,但下降幅度不大。

(3) 在不同的实验工况下,对新CO₂水-水热泵节流阀系统和膨胀机系统的性能进行了测试。并对系统的性能系数、制冷量、制热量以及换热器的传热性能进行了计算。从实验情况来看,新系统运行稳定,并且实验结果与第六章中原系统的性能测试以及模拟计算的变化趋势相同,彼此得到了互相验证。

(4) 通过将新系统与原系统节流阀循环和膨胀机循环的性能进行对比,可以发现,新系统的COP平均提高了30%左右,COP_h平均提高了25%左右;制冷量平均提高了30%左右,制热量平均提高了25%左右;膨胀机的效率提高了30%左右。实际上,CO₂换热器还有待进行优化设计,而且整个CO₂跨临界循环系统的优化匹配很重要,这样才能使得系统中各部件达到最优运行效果,进一步提高系统的性能。

第八章 结论、创新点及今后的研究方向

自然工质CO₂循环具有非常好的应用前景，提高CO₂跨临界制冷循环系统的效率，加快其向实用化迈进是需要解决的关键问题。本文通过理论分析，计算机模拟和实验研究相结合，重点对CO₂跨临界水-水热泵系统性能提高的潜力和措施开展了研究。在许多方面进行了创新性探索，为系统的进一步优化和控制提供了指导和依据，为CO₂循环的推广应用起到了促进作用。

8.1 主要结论

1. 通过对CO₂跨临界节流阀循环和膨胀机循环进行计算比较，发现在给定条件下节流阀循环的最佳高压压力高于膨胀机循环，得出了CO₂跨临界膨胀机循环的最佳高压压力计算关联式。
2. 对七种不同的CO₂跨临界循环进行了热力学分析，发现TCDH循环的COP高于其它六种循环，其次是SCE循环，从而也说明用膨胀机代替节流阀是提高CO₂跨临界循环性能的根本途径。为了简化气体冷却器的设计，对TCDH循环进行了结构配置优化分析，但是优化配置循环的COP低于最佳高压压力循环时的COP，而且只有当膨胀机的效率达到80%以上时，两者的COP才能够基本相当。所以在优化整个系统的结构设计时应权衡考虑各方面因素。
3. 在三维图上分析了温度和压力对CO₂物性的影响。在给定压力和温度下，CO₂比热具有峰值，CO₂密度、导热系数和粘度梯度存在最大值。针对CO₂比热的变化特点，得出了准临界温度的计算关联式，定义了准临界区。对CO₂密度变化最大时的温度进行了计算，它们与准临界温度几乎相等。
4. 超临界CO₂流体粘度小，分子间作用力较弱，用分子聚集理论和涨落理论分析了近临界区CO₂物性独特的原因。超临界CO₂流体特殊的物性变化使得其传热与常规流体不同，应该按“变物性”来处理。与常规工质的凝结换热相比，超临界CO₂冷却过程中不存在相变，不存在液膜，容易产生扰动，换热性能与凝结换热相当。而且相对于凝结换热来说，不凝性气体对超临界CO₂流体的换热性能影响较小。
5. CO₂具有良好的流动性和传输性，比较有利于提高其沸腾传热性能，CO₂的沸腾换热系数通常比传统制冷剂高。CO₂形成气化核心时的临界半径较传统工质小，有利于气泡的形成和增强沸腾传热。但是CO₂的物性特点导致其发生干涸现象较早，影响其换热性能。这样，CO₂蒸发器的换热表面

最好在进口段做成微孔强化结构，在出口段添加浸润膜。

6. 分析了CO₂气体冷却器和蒸发器的性能，同时对换热关联式进行了选择。CO₂的换热系数偏低，应设法提高制冷剂的流速，并采取有效的油分离措施。建立了CO₂气体冷却器和蒸发器模型，通过实验对比发现所建模型的准确性较高，并用它们对换热器进行了优化计算。
7. 无论是基于系统还是CO₂换热器本身的优化计算都表明，在选择管径和管长时，既要考虑换热器的性能，又要考虑成本费、运行费等经济问题。但是由于CO₂制冷系统的运行压力较高，换热器中的压降较小，所以比较适合选择小管径和长管长，而优化后新系统的模拟计算结果也证实了这种选择。所得结论可为CO₂跨临界水-水热泵系统的改进提供依据。
8. 建立了CO₂跨临界水-水热泵系统数学模型，并与实验研究进行了比较，验证了模型的准确性。模拟计算表明，系统运行存在最佳高压压力，并且节流阀系统的最佳高压压力高于膨胀机系统；使用膨胀机代替节流阀后可大大提高系统的性能；降低冷却水进口温度和增加其流量，不仅有利于提高系统的性能系数，而且还能够降低最佳高压压力，使系统在更加安全高效的工况下运行。所得结论可为系统的控制调节起到指导作用。
9. 建立了新CO₂跨临界水-水热泵实验台，并对新系统的节流阀和膨胀机循环进行了性能测试。不同工况下的实验研究表明，与原实验系统相比，新系统的性能得到了提高，COP平均提高了30%左右，制冷量平均提高了30%左右，达到了优化的目的。

8.2 论文的创新之处

本文主要由以下几个创新点：

1. 对不同的CO₂跨临界循环进行了热力学分析，得出了CO₂单级膨胀机循环最佳高压压力计算关联式；提出了一种结构配置优化的循环方式，不仅可以简化气体冷却器的设计，而且能够很方便地组织冷却介质的流程；拟合出了此循环方式高压侧压力和中间压力与膨胀机效率之间的函数关系式，可为该系统的设计和运行提供理论依据。
2. 在三维图上对近临界区CO₂的物性进行了深入的理论分析，并针对CO₂比热的变化特点，得到了准临界温度计算关联式，给出了准临界区定义。而且通过物性分析和定量比较对超临界CO₂冷却过程的换热性能与常规工质的凝结换热进行了对比。
3. 建立了CO₂跨临界节流阀系统和膨胀机系统的数学模型，对系统进行了模

拟和优化计算，提出了以基于系统的优化目标函数对CO₂换热器进行了结构敏感性分析，并将优化后的新系统与原系统进行了性能模拟比较。

4. 根据系统的优化计算结果，对新系统的换热器等有关部件进行了设计、加工制造，建立了新的CO₂跨临界水-水热泵实验系统。对新系统的运行特性进行了实验测试，并与原系统进行了性能比较，结果表明，新系统运行稳定，而且性能得到了提高，同时也验证了优化计算结果的正确性。

8.3 今后的研究方向

CO₂跨临界制冷循环系统具有非常好的发展前景，为了促进其推广应用，系统中部件的优化设计和部件间的优化匹配对提高系统的性能至关重要。随着各方面技术的不断成熟和完善，以及CO₂跨临界循环系统逐步向实用化方向迈进，今后应在以下几个方面做更深入的研究：

1. 进一步对CO₂换热机理进行深入研究，分析润滑油、添加剂对换热的影响。对CO₂换热器进行数值计算和流态模拟，开发更加高效的CO₂微通道换热器以及特殊结构的强化管换热器。
2. 开发CO₂跨临界最佳循环配置方式，并对该循环系统及其部件进行优化设计和优化控制研究，使CO₂跨临界循环系统达到高效运行。
3. 对CO₂跨临界循环系统进行动态仿真研究，分析系统各部件受扰动时的匹配关系和系统动态特性。
4. 对不同种类的不凝性气体进行筛选实验，对不同的添加量进行性能测试，寻找最佳不凝性气体和最佳添加量。

参考文献

- [1] <http://www.nju.edu.cn/njuc/dikexi/earthscience.htm>. The earth sciences.
- [2] 布朗.一个可持续发展的社会.北京:中国环境科学出版社,1998.
- [3] 世界环境委员会.我们共同的未来.长春:吉林人民出版社,1997.
- [4] 沃德.杜波斯.只有一个地球.长春:吉林人民出版社,1997.
- [5] 联合国环境与发展大会.21世纪议程.北京:中国环境科学出版社,1993.
- [6] 马一太,吕灿仁.能源利用可持续发展的热力学分析.热科学与技术,2004,3(1):86-90.
- [7] <http://www.atm.ch.cam.ac.uk>. The History behind the Ozone Hole.
- [8] <http://www.phys.ncku.edu.tw>. The Worlds Largest Ozone Hole.
- [9] 柯南.温室的昨天、今天和明天—IPCC 关于全球变暖的报告.三思科学,2001.8.1.
- [10] <http://www.hko.gov.hk/>. 何谓温室效应.
- [11] <http://www.china5e.com/news/huanbao/>. 京都议定书即将生效 中国如何应对国际环保条约.2004.12.3.
- [12] The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change.1997.
- [13] 马一太,杨昭,吕灿仁. CO₂跨临界(逆)循环的热力学分析.工程热物理论,1998,19(6):665-668.
- [14] Kim Man-Hoe, Pettersen J, Bullard CW. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. Progress in Energy and Combustion Science, 2004, 30:149-174.
- [15] Lorentzen G. Trans-critical vapour compression cycle device. International Patent Publication WO 90/07683,1990.
- [16] Lorentzen G, Pettersen J. A new, efficient and environmentally benign system for car air conditioning. Int. J. Refrig. 1993, 16(1): 4-12.
- [17] Lorentzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. Int. J. Refrig, 1994, 17(5): 292-301.
- [18] Nekså P, Rekstad H, Zakeri GR, Schiefloe PA. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. Int. J. Refrig, 1998, 21(3): 172-179.
- [19] Li DQ, Robinson DM, Groll EA. Performance of a carbon dioxide-based environmental control unit for US army. In: Groll EA, Robinson DM, editors. The 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue University, Indiana: West Lafayette, 2000:123-131.
- [20] Kauf E. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles. International Journal of Thermal Sciences, 1999, 38(4): 325-330.

- [21] Liao SM, Zhao TS, Jakobsen A. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering*, 2000, 20(9): 831-841.
- [22] Brown JS, Yana-Motta SF, Domanski PA. Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a. *Int. J. Refrig*, 2002, 25(1):19-32.
- [23] Hwang Y. Comprehensive investigation of carbon dioxide refrigeration cycle. PhD. Dissertation, City: University of Maryland, 1996.
- [24] Robinson DM, Groll EA. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine. *Int J. Refrig*, 1998, 21(7): 577-589.
- [25] 查世彤. 二氧化碳跨临界循环膨胀机的研究与开发. 天津大学博士论文, 2002.
- [26] 黄冬平. 跨临界二氧化碳制冷系统特性分析. 上海交通大学硕士论文, 2001.
- [27] 李敏霞. 二氧化碳跨临界循环转子式膨胀机的分析与实验研究. 天津大学博士论文, 2003.
- [28] 魏东. CO₂跨临界循环换热与膨胀机理的研究. 天津大学博士论文, 2002.
- [29] Pettersen J, Rieberer R, Leister A. Heat transfer and pressure drop characteristics of supercritical carbon dioxide in micro-channel tubes under cooling. *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, 2000, 99-106.
- [30] Olson DA. Heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled horizontal tube. *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, 2000, 251-258.
- [31] Liao SM, Zhao TS. Measurements of heat transfer coefficients from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/micro channels. *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer*, 2002, 124:413-420.
- [32] Yoon SH, Kim JH, Hwang YW, et al. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26(8):857-864.
- [33] Chaobin Dang, Eiji Hihara. Heat transfer coefficient of supercritical carbon dioxide. *Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002*:100-107.
- [34] Pitla SS, Groll EA, Ramadhyan S. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂. *International Journal of Refrigeration*, 2002, 25(7):887-895.
- [35] Pitla SS, Bhatia K, Khetarpal V. and Strikis G. Numerical heat transfer analysis in heat exchangers for transcritical CO₂ system. *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, 2000, 307-314.
- [36] Liao SM, Zhao TS. A numerical investigation of laminar convection of

- supercritical carbon dioxide in vertical mini/micro tubes. *Progress in Computational Fluid Dynamics*, 2002, 2(2/3/4):144-152.
- [37] Zingerli A, Groll EA. Influence of refrigeration oil on the heat transfer and pressure drop of supercritical CO₂ during in-tube cooling. *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, 2000, 269-278.
- [38] Pettersen J, Hafner A, Skaugen G. Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems. *Int J. Refrig*, 1998, 21(3): 180-193.
- [39] Yin Jian Min, Bullard CW, Hrnjak PS. R-744 gas cooler development and validation. *International Journal of Refrigeration*, 2001,24:692-701.
- [40] Yin Jian Min, Bullard CW, Hrnjak P S. Design strategies for R-744 gas cooler. *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, 2000, 315-322.
- [41] Bredesen AMK, Hafner A, Pettersen J, Neksa P, Aflekt K. Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO₂. *International Conference on Heat transfer Issues in Natural Refrigerants*. College Park, 1997, 1-15.
- [42] Rieberer R. CO₂ as working fluid for heat pumps. Doctoral thesis, Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology, Austria, 1998.
- [43] Pettersen J, Rieberer R, Munkejord ST. Heat transfer and pressure drop characteristics of evaporating carbon dioxide in micro-channel tubes. *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, 2000, 107-114.
- [44] Hihara E, Tanaka S. Boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal tubes. *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, 2000, 279-284.
- [45] Sun Z, Groll EA. CO₂ flow boiling heat transfer in horizontal tubes. Part 1: flow regime and prediction of dry-out. *Preliminary proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, china*, September 17-20, 2002, 116-125.
- [46] Sun Z, Groll EA. CO₂ flow boiling heat transfer in horizontal tubes. Part 2: experimental results. *Preliminary proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China*, September 17-20, 2002, 126-132.
- [47] Sun Z, Groll EA. CO₂ flow boiling heat transfer in horizontal tubes. Part 3: prediction of heat transfer coefficient. *Preliminary proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China*, September 17-20, 2002, 133-142.
- [48] Yun R, Choi CS, Kim YC. Convective boiling heat transfer of carbon dioxide in horizontal small diameter tubes. *Preliminary proceedings of the 5th IIR-Gustav*

Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002, 298-308.

[49] Pettersen J. Flow vaporization of CO₂ in micro-channel tubes, Part 1: experimental method and two-phase flow pattern. Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002, 76-83.

[50] Pettersen J. Flow vaporization of CO₂ in micro-channel tubes, Part 2: heat transfer, pressure drop and correlation. Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002, 84-91.

[51] Choi JB, Yoon SH, Kim YJ, Kim MS. Investigation of the Characteristics of Evaporation Heat Transfer for Carbon Dioxide in a Vertical Tube. Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002, 61-67.

[52] Che ES, Yoon SH, Kim MS. A study on the characteristics of evaporative heat transfer for carbon dioxide in a horizontal tube. Proceeding of the KSME 2000 Spring Annual Meeting B, April 20-22, Ulsan, Korea, 2000, 104-107.

[53] Zhao Y, Molki M, Ohadi MM, Dessiatoun SY. Flow boiling of CO₂ in microchannels, ASHRAE Transactions, 2000, 106: 437-445.

[54] Zhao Y, Molki M, Ohadi MM, etc. Flow boiling of CO₂ with miscible oil in microchannels. Technical and Symposium Papers 4505, ASHREA Winter Meeting, Atlantic city, USA, 2002.

[55] Zhao Y, Ohadi MM, Radermacher R. Microchannel heat exchangers with carbon dioxide, ARTI21-CR Research Project 605-10020, <http://www.arti-21cr.org>, 2001.

[56] Kim MH, Bullard CW. Development of a micro-channel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system. Energy, 2001, 26(10): 931-948.

[57] Ortiz TM, Groll EA. Steady-state thermal finite-element analysis of a microchannel CO₂ evaporator. Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, 2000, 285-293.

[58] Kulkarni T, Bullard CW. Optimizing effectiveness of R744 microchannel evaporators. Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002, 253-259.

[59] 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. 低温与超导, 2002, 30(4): 59-63.

[60] Welsby P, Devotta S, Diggory PJ. Steady- and dynamic-state simulations of heat pump. Part I: literature review. Applied Energy, 1988, 31(3): 189-203.

[61] Stoecker WF. A generalized program for steady-state system simulation. ASHRAE Transactions, 1971, 77(1): 140-148.

- [62] Jung DS, Radermacher R. Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 1991, 14(1):223-232.
- [63] Mullen CE, Bridges BD, Porter KJ, et al. Development and validation of a room air-conditioning simulation model. *ASHRAE Transactions*, 1998, 104(2):389-397.
- [64] Browne MW, Bansal PK. Steady-state model of centrifugal liquid chillers. *International Journal of Refrigeration*, 1998, 21(5):343-358.
- [65] Houte UV, Bulck EV. Modelling chiller performance using simulations equation-solving procedures. *International Journal of Refrigeration*, 1994, 17(3):191-198.
- [66] 丁国良, 张春路. 制冷空调器装置仿真与优化. 科学出版社, 2001.
- [67] 葛云亭, 彦启森, 彭雄兵. 制冷空调系统仿真数学模型的理论及实验研究. *制冷学报*, 1995, 4: 9-18.
- [68] 葛云亭. 冷凝器动态参数数学模型的建立与理论计算. *制冷学报*, 1995, 15(3):17-26
- [69] 黄国强, 陈芝久. 汽车空调制冷系统的仿真和优化初探. *制冷学报*, 1993, 3: 41-46.
- [70] 陈芝久. 多工质小型制冷装置动态仿真. *制冷学报*, 1995, 15(2):7-13.
- [71] 周子成. 房间空调器热泵运行时瞬态仿真. *制冷学报*, 1998, 18(4):14-18.
- [72] 陈芝久. HFC134a 汽车空调系统动态仿真. *制冷学报*, 1994, 14(3):27-31.
- [73] 丁国良, 张春路等. 面向企业的应用窗式空调器的仿真技术. *制冷学报*, 2001, 21(2):56-60.
- [74] 周兴禧. 变频空调系统特性的仿真研究. *流体机械*, 2000, 30(2):43-47.
- [75] 伏龙. 蒸汽压缩式制冷装置稳态仿真概述. *压缩机技术*, 2001, 6: 40-41.
- [76] Neksa P, Girotto S. CO₂ as refrigerant within commercial refrigeration--theoretical consideration and experimental results. *Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002*, 221-228.
- [77] Skaugen G, Neksa P, Pettersen J. Simulation of trans-critical CO₂ vapor compression systems. *Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002*, 68-75.
- [78] Jianfeng Wang, Eiji Hihara. Performance comparison of heat pump water heaters using carbon dioxide and R22 as refrigerants. *Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002*:260-267.
- [79] Ortiz TM, Groll EA. Simulation of a 3-ton residential CO₂ air conditioner. *Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002*:39-46.

- [80] Robinson DM, Groll EA. Theoretical performance comparison of CO₂ transcritical cycle technology versus HCFC-22 technology for a military packaged air conditioner application. *Int. J. of HVAC&R Research*, 2000,6(4):325-348.
- [81] Hwang Yunho, Radermacher Reinhard. Theoretical evaluation of carbon dioxide refrigeration cycle. *Int. J. of HVAC&R Research*, 1998,4(3):245-263.
- [82] Skaugen G, Svensson MC. Dynamic modeling and simulation of a transcritical CO₂ heat pump unit. IIF-IIR Section B and E, Oslo Norway, 1998.
- [83] Pfafferoth Torge, Schmitz Gerhard. Modelling and transient simulation of CO₂-refrigeration systems with Modelica. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(1):42-52.
- [84] 丁国良, 黄冬平, 张春路. 跨临界二氧化碳汽车空调稳态仿真. 中国工程热物理学会工程热力学与能源利用学术会议论文集, 南京, 2000.
- [85] 黄冬平, 丁国良, 张春路. 二氧化碳汽车空调器变工况性能分析. *流体机械*, 2000, 28(10): 51-54.
- [86] 丁国良, 张春路等, 跨临界二氧化碳汽车空调特性分析, *制冷学报*, 2001,21(3):17-23
- [87] Cornelissen RL. Thermodynamic optimization of a heat exchanger. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 1999, 42(5):951-959.
- [88] Dentice d'Accadia M, Vanoli L. Thermoeconomic optimization of the condenser in a vapour compression heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(4):433-441.
- [89] Grazzini G, Rinaldi R. Thermodynamic optimal design of heat exchangers for an irreversible refrigerator. *Int. J. Therm. Sci.*, 2001, 40(2):173-180.
- [90] DA Al-Otaibi, Dincer I, Kalyon M. Thermoeconomic optimization of vapor-compression refrigeration systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2004,31(1):95-107.
- [91] 王志刚, 俞炳丰. 国内外制冷空调用换热器的研究进展. *制冷学报*, 1997, 3: 16-22.
- [92] 张小松, 王超. 基于系统仿真的空调换热器优化分析. *低温工程*, 2001, (6): 48-54.
- [93] Huff Hans-Joachim, Hwang Yunho, Radermacher Reinhard. Options for a two-stage transcritical carbon dioxide cycle. *Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, China, September 17-20, 2002*:143-149.
- [94] 杨俊兰, 马一太, 管海清, 李敏霞. CO₂跨临界双级压缩循环中膨胀机的优化配置性能分析. *流体机械*, 2005, 33(2): 54-58.
- [95] Nickl J, Will G, Kraus WE, Quack H. Design considerations for a second generation CO₂-expander. *Preliminary Proceedings of the 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, china, September 17-20, 2002*:189-195.

- [96] Yang JunLan, Ma YiTai, Li MinXia, Guan HaiQing. Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *Energy*, 2005, 30(7):1162-1175.
- [97] Nagengast BA. History of refrigerants, in CFCs: time of transition. ASHRAE, 1989:3-15.
- [98] Span RW. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the tri-point temperature to 1100K at pressure up to 800MPa. *Journal of Physics Chemistry Reference Data*, 1996, 25(6): 1509-1597.
- [99] Vesovic V, Wakeham WA, Olchowy GA, et al. The transport properties of carbon dioxide. *Journal of Physics Chemistry Reference Data*, 1990, 19(3): 763-808.
- [100] Klein SA. Engineering equation solver. Academic Professional Version 7.270-3D, www.fChart.com, 2004.
- [101] 陈学俊, 陈立勋, 周芳德著. 气液两相流与传热基础, 科学出版社, 1995.
- [102] 薛卫东, 张广丰, 朱正和等. CO₂二聚体分子弱结合作用的DFT计算. *物理化学学报*, 2001, 17(6): 501-506.
- [103] 童景山. 分子聚集理论及其应用. 科学出版社, 1999.
- [104] 童景山, 梁燕波. CO₂气、液、固三相饱和态下pVT的计算. *工程热物理学报*, 2001, 22(6): 668-670.
- [105] 苏汝铿. 统计物理学. 复旦大学出版社, 1990.
- [106] 敬成丹, 曾丹蓉. 利用密度涨落理论确定两相沸腾中液体的极限过热度. *重庆大学学报*, 1996, 19(3): 15-20.
- [107] 付东, 李志成, 李以三等. 用蔗糖化群理论研究胶体模型体系的相行为. *化学学报*, 2003, 61(10): 1561-1566.
- [108] 屈强泰编著. 两相流动和热交换. 水利电力出版社, 1987.
- [109] Jackson JD, Hall WB, Fewster J, et al. Heat transfer to supercritical pressure fluids. U.K. A.E.A. A.E.R.E.-R 8158, DESIGN report 34, 1975.
- [110] Jackson JD, Hall WB. Influences of buoyancy on heat transfer to fluids flowing in vertical tubes under turbulent conditions, in turbulent forced convection in channels and bundles. Kakac S, Spalding DB, Hemisphere, 1979, 613-640.
- [111] Gnielinski V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chemical Engineering*, 1976,16:359-368.
- [112] Krasnoshechekov EA, Kuracva IV, Protopopov VS. Local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressure under cooling conditions. *Teplofizika Vysokikh Temperatur*,1970,7(5):922-930.
- [113] Baskov VL, Kuracva IV, Protopopov VS. Heat transfer with the turbulent flow of a liquid at supercritical pressure in tubes under cooling conditions. *Teplofizika Vysokikh Temperatur*.1977,15(1):96-102.
- [114] Petrov NF, Popov VN. Heat transfer and resistance of carbon dioxide cooled in the supercritical region. *Thermal Engineering*, 1985,32(3):131-134.

- [115] Fang ND. Modeling and analysis of gas coolers. ACRC CR-16, 1999.
- [116] Churchill SW. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. *Chemical Engineering*, 1977, 7:91-92.
- [117] 王侃宏. CO₂跨临界循环的理论分析与实验研究. 天津大学博士论文, 2000.
- [118] Jung Dongsoo, Song Kil-hong, Cho Youngmok, et al. Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26(1):4-11.
- [119] Cavallini A, Censi G, Delcol D, et al. Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24(1):73-87.
- [120] Lemmon EW, McLinden MO, Huber ML. NIST Standard Reference Database 23, Version 7.1. Physical and Chemical Properties Division, National Institute of Standards and Technology, USA.
- [121] Collier JG, Thome JR. Convective boiling and condensation. Oxford University Press, 1994.
- [122] Milasenko VI, Nigmatulin BL, Petukhov VV, et al. Burnout and distribution of liquid in evaporative channels of various lengths. *International Journal of Multiphase Flow*, 1989, 15(3):393-401.
- [123] Yun R, Kim YC, Kim MS, et al. Boiling heat transfer and dryout phenomenon of CO₂ in a horizontal smooth tube. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(13):2353-2361.
- [124] Yoon SH, Cho ES, Hwang YW, et al. Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development. *Int. J. of Refrigeration*, 2004, 27(2):111-119.
- [125] Chen JC. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in vertical flow. *International Chemical Engineering Proceedings: Design and Device*, 1966, 5(3):322-339.
- [126] Shah MM. A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. *ASHRAE Transactions*, 1976, 82(2):66-74.
- [127] Shah MM. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and future study. *ASHRAE Transactions*, 1982, 88(2):185-196.
- [128] Gungor KE, Winterton RHS. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1987, 29(3):351-358.
- [129] Liu Z, Winterton RHS. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, 34(11):2759-2766.
- [130] Darabi J, Salehi M, Saeedi MH, etc. Review of available correlations for in-tube boiling in smooth and enhanced tubes. *ASHRAE Transactions*,

1995,101(1):965-975.

[131] Hwang Y, Kim B, Radermacher R. Boiling heat transfer correlation for carbon dioxide. Proceedings of International Conference on Heat Transfer Issues In Natural Refrigerant, College Park, 1997: 44-57.

[132] 鲁钟琪编著.两相流与沸腾传热.清华大学出版社, 2002.

[133] 王晓东, 田勇, 彭晓峰.气液相变的自聚集分析.自然科学进展, 2005, 13(3): 281-286.

[134] 徐济整, 贾斗南编著.沸腾传热和气液两相流.原子能出版社, 2001.

[135] 林瑞泰编著.沸腾换热.科学出版社, 1988.

[136] 谭志明, 邓颂九.多孔表面强化沸腾传热的研究进展.化工进展, 1994, (1): 9-14.

[137] 袁关中, 王中铮编.热交换器原理与设计.东南大学出版社, 1996.

[138] 朱聘冠编著.换热器原理及计算.清华大学出版社, 1987.

[139] 苏长森.高等工程热力学.高等教育出版社, 1987.

[140] 洪芳军.CO₂跨临界循环水-水热泵的理论和实验研究.天津大学硕士学位论文, 2001.

[141] 管海清, 马一太, 杨校兴, 李敏霞.集成管箱型管壳式换热器的设计分析.压力容器, 2003, 9: 17-20.

[142] 马一太, 王景刚, 魏云等.CO₂跨临界循环水-水热泵动态特性研究.中国工程热物理学会第十届年会论文集, 青岛, 2001: 395-400.

攻读博士期间发表的学术论文

1. Yang JunLan, Ma YiTai, Li MinXia, Guan HaiQing. Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *Energy*, 2005, 30(7):1162-1175. (EI:04478466730, SCI:887HG)
2. Yang JunLan, Ma YiTai, Guan HaiQing, Li MinXia. Second Law of Thermodynamics analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle. *Transactions of Tianjin University*, 2004, 10(3):179-183. (EI:04518734249)
3. Ma YiTai, Yang JunLan, Guan HaiQing, Li MinXia. Configuration consideration for expander in transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle. *Transactions of Tianjin University*, 2005, 11(1): 53-58. (EI:05169051484)
4. 杨俊兰, 马一太, 管海清, 李敏霞. 疏花丝人工物强化凝结换热研究及应用分析. *天津大学学报*, 2004, 37(11): 990-995. (EI:05088853930)
5. 杨俊兰, 马一太. 管内新物强化换热性能分析及应用. *动力工程*, 2004, 24(3): 388-392. (EI:04328306995)
6. 杨俊兰, 马一太, 管海清, 李敏霞. CO₂跨临界制冷循环系统性能评价及配分析. *流体机械*, 2004, 32(3): 34-38.
7. 杨俊兰, 马一太, 管海清, 李敏霞. CO₂跨临界双级压缩循环中膨胀机的优化配置性能分析. *流体机械*, 2005, 33(2): 54-58.
8. 马一太, 杨俊兰, 卢书, 管海清. 制冷剂二氧化碳流动沸腾过程换热性能分析. *流体机械*, 2004, 32(1): 41-45.
9. 马一太, 杨俊兰, 管海清, 李敏霞. CO₂跨临界循环吸热过程换热性能理论分析. *热科学与技术*, 2005, 2(4): 297-301.
10. 马一太, 杨俊兰, 管海清, 卢书. 二氧化碳跨临界循环放热过程换热性能研究. *流体机械*, 2004, 32(7): 41-45.
11. 马一太, 杨俊兰, 卢书. 天然气蒸汽冷总能量应用模式的探讨. *能源研究与信息*, 2004, 20(2): 86-92.
12. 马一太, 杨俊兰, 李敏霞, 苏维斌, 梁兆温. 直线式压缩机的配置及性能分析. *压缩机技术*, 2004, 3: 4-6.
13. 杨俊兰, 马一太, 管海清. 微通道换热器在CO₂跨临界制冷系统中的应用. *制冷与空调*, 2005, 5(2): 52-56.
14. 杨俊兰, 马一太, 管海清, 李敏霞, 李丽新. CO₂跨临界双级压缩及膨胀机循环的性能分析. *天津大学学报*. (已录用).
15. 马一太, 杨俊兰, 刘圣奇, 管海清. CO₂跨临界循环与传统制冷循环的热力学分析. *太*

阳能学报, (已录用)

16. 杨俊兰, 马一太, 刘圣春 空气-空气热泵空调器的模拟计算 制冷与空调, (已录用)
17. 杨俊兰, 马一太, 刘圣春, 曾宪阳 空调节能技术与政策的研究 制冷与空调, (已录用)
18. Ma YiTai, Yang JunLan, Guan HaiQing, Li MinXia Application of microchannel heat exchangers in transcritical CO₂ refrigeration system The 2nd Asian Conference on Refrigeration and Air-conditioning at Beijing, 2004 341-348
19. 杨俊兰, 马一太, 管海清, 李敏霞 CO₂跨临界双级压缩循环中膨胀机的优化配置性能分析 中国工程热物理学会论文集, 上海, 2003: 235-241
20. 马一太, 杨俊兰, 管海清, 李敏霞 CO₂跨临界循环吸热过程换热性能理论分析 高校工程热物理第10届学会论文集, 安徽, 2003: 284-288
21. 马一太, 杨俊兰, 管海清, 卢苇 制冷剂二氧化碳蒸发换热性能研究 制冷空调新技术, 2003, 上海
22. 杨俊兰, 马一太, 管海清, 卢苇 CO₂跨临界制冷循环带膨胀机系统模拟计算 天津市制冷暖通空调学术年会论文集, 2004: 65-69
23. 杨俊兰, 马一太, 管海清, 刘圣春 二氧化碳热物理性质对其换热性能的影响 高校工程热物理第11届学会论文集, 哈尔滨, 2005: 284-288
24. 管海清, 马一太, 杨俊兰, 李敏霞 集成管箱型管壳式换热器的设计分析 压力容器, 2003, 9: 17-20
25. Guan HaiQing, Ma YiTai, Yang JunLan, Li MinXia Thermodynamic comparison analysis on CO₂ transcritical reverse cycles with IHX or expander Transactions of Tianjin University, 2005, 11(2) 110-114
26. 管海清, 马一太, 杨俊兰, 李敏霞 房间空调与供热水耦合的CO₂跨临界循环系统 流体机械, 2004, 32(8): 42-45

攻读博士期间申请的专利

1. 带分配器的单管程管壳式换热器(实用新型), 申请号: 200420029042 X

攻读博士期间参加的科研项目

1. 高等学校博士学科专项科研基金(No D0200105)
2. 国家自然科学基金(No 50476060)
3. 家用电冰箱节能潜力分析
4. 集中空调节能潜力分析
5. 低温自然工质复叠式制冷系统实验, 天津商学院

攻读博士期间获奖情况

1. 2002-2003 年度学习优异生院三好学生
2. 2003-2004 年度学习优异生校三好学生
3. 2003-2004 年度荣智健奖学金

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

致 谢

本文是在导师马一太教授悉心指导和严格要求下完成的。导师严谨的治学作风和在学科前沿的敏锐洞察力，是本文顺利完成的前提和保证。导师坚实广博的学识、严谨求实、精益求精的治学态度以及不断进取的钻研精神都给我留下了深刻的印象，必将成为我终身受用的宝贵财富。谨向恩师致以衷心的感谢和崇高的敬意。

在论文的完成过程中，我国工程热物理界前辈吕灿仁先生、博士生导师杨昭教授都给予了热情指导和亲切关怀。在此，谨表诚挚的谢意。

在本课题的实验研究过程中，得到了天津大学热能系苏维诚、李丽新等老师的大力支持和帮助。天津电机总厂的张云宪厂长和涂铭海工程师、天津东新锅炉修造厂的张路平厂长和张路强工程师，在试验装置的加工制造方面倾注了许多心血。在此一并表示由衷的感谢。

在三年多的博士生学习生涯中，始终得到了诸位同学的热情关怀和帮助。已走向工作岗位的魏东博士、王景刚博士、查世彤博士、李敏霞博士的研究为本文的研究打下了良好的基础。在实验研究以及论文的完成期间，博士研究生管海清、刘圣春、曾宪阳、孙方田、安青松、宁静红，硕士研究生马利蓉、陈启、刘秋菊、李博等同学都给予了积极的帮助。还有先期毕业的卢苇博士、王志国博士，梁兆惠硕士、邢英丽硕士、杨君涛硕士等对论文的完成都给予了热情的鼓励。在此，向各位老师同学一并表示深深的谢意。

感谢教育部高等学校博士学科点专项科研基金(D0200105)和国家自然科学基金(50476060)对本博士论文的资助和支持。

最后，特别要感谢我的丈夫冯刚和我们的父母，尤其要感谢我的婆婆李枝蓉女士在照顾家务和孩子上所付出的艰辛，正是由于他们在精神上和生活上对我无怨无悔的关心、支持与鼓励，才使我得以顺利完成学业。儿子冯睿哲乖巧懂事，也给予了我艰辛博士学习生涯以极大的精神慰藉。

谨以此文献给所有关心、支持、帮助我的老师、同学和亲友。

杨俊兰

2005年6月于天津大学