

分类号: TP273

单位代码: 10430

密 级: 无

学 号: 2012080201



山东建筑大学

Shandong Jianzhu University

硕士学位论文

论文题目: 基于模型的吸收式制冷系统的优化控制

研究生姓名

高泉春

专业名称

控制理论与控制工程

指导教师姓名

段晨旭

学 院

信息与电气工程学院

入 学 日 期

2012年9月

论文提交日期

2015年6月

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

山东建筑大学硕士学位论文题目

基于模型的吸收式制冷系统的优化控制

山东省国际科技合作项目 (No.2022GH20306)

计：学位论文 64 页
表 格 7 个
插 图 27 幅

评 阅 人： 张承蕊

王孝红

指导教师： 段晨旭

学院院长： 张桂青

学位论文完成日期： 2015 年 6 月

原创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文是本人在导师的指导下，独立进行研究取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，论文中不含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得山东建筑大学或其他教育机构的学位证书而使用过的材料。对本文的研究作出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人承担本声明的法律责任。

学位论文作者签名：高泉春 日期 2015.6

学位论文使用授权声明

本学位论文作者完全了解山东建筑大学有关保留、使用学位论文的规定，即：山东建筑大学有权保留并向国家有关部门或机构送交学位论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权山东建筑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，可以采用影印、缩印或其它手段保存、汇编学位论文。

保密论文在解密后遵守此声明。

学位论文作者签名：高泉春 日期 2015.6

导师签名：张 日期 2015.6

摘要

吸收式制冷系统是一个复杂、非线性、多变的系统。随着分布式能源市场的扩大，吸收式制冷系统因其具有能源适应性强等优点，再次成为人们关注的焦点。但它仍存在热源利用效率低、难以充分利用等技术难题。本文主要对吸收式制冷系统的建模仿真以及优化运行方案进行研究。本文的具体工作包括：

首先，对吸收式制冷系统优化的必要性进行了分析，在分析各部件的内部机理的基础上，将部件的几何尺寸、热交换系数等信息集中在几个常数参数中；将对系统影响较大的、容易测量、易于控制的变量作为模型的输入/输出变量；根据能量和质量守恒，建立制冷系统各部件由输入和输出变量组成的混合模型。

其次，在实验室搭建的制冷系统实验平台上，采集稳态的实验数据，利用非线性最小二乘法(L-M法)对模型中的参数进行辨识，完善各部件的模型；将各模型计算得出的换热量和实验获得的换热量进行比较，来验证模型的有效性。

然后，为了对制冷系统进行优化分析，利用 TRNSYS 软件建立制冷系统的仿真平台。先对影响系统性能的各变量进行分析，给出系统的优化目标函数的数学表达式；再根据系统中组件间的相互影响和物理约束，分析优化问题的约束条件。

最后，以制冷系统性能系数最大为优化目标，以各部件的混合模型作为等式约束条件，以过热度 and 系统中溶液的质量流量为边界约束条件，利用罚函数对约束条件进行处理，采用粒子群算法对整个制冷系统进行全局优化，对比优化前后系统的运行结果。

通过仿真实验表明，本文采用的混合模型充分利用了理论模型和经验模型的优点，模型十分简单，能准确地对部件性能进行预测，适用于对系统进行实时控制。本文所提出的优化方法改善了系统的整体性能，减少系统的能量损耗。

关键词：吸收式制冷，混合模型，参数辨识，粒子群优化

Model-Based Absorption Refrigeration System Optimization and Control

Gao Quanchun (Control Theory and Control Engineering)

Directed by Duan Chenxu

ABSTRACT

Absorption refrigeration system is a complex, nonlinear system with strong interactions among each working device. With the expansion of the distributed energy market, it has become the focus of attention again because of its strong energy adaptability and so on. However, it still has the problem of low heat efficiency, which limits its development. This paper mainly studies the modeling and simulation of the absorption refrigeration system and the optimized operation scheme.

First of all, the necessity of absorption refrigeration system optimization is analyzed. On basis of analyzing the internal mechanism of components, the parameters, such as component geometry size, thermal exchange coefficients and so on, are lumped to unknown parameters, which can be identified by experimental data using nonlinear least squares methods. The variables which can be measured and controlled easily are selected as the input/output variables of the model. The hybrid models for each components of the absorption refrigeration system are developed based on energy and mass conservation.

Secondly, on the absorption refrigeration system experimental platform which is built in the laboratory, steady-state experimental data are collected to identify unknown parameters of each component models by nonlinear least squares method (L-M method). The results of the simulations and the tests validate the effectiveness of the models.

Then, in order to optimize the refrigeration system, the simulation platform of the refrigeration system is built by using TRNSYS software. A nonlinear constraint optimization problem of the overall system is formulated by analyzing the variables which affect the system performance. According to the interaction and physical constraints between components, the constraint condition is analyzed.

Finally, the maximum performance coefficient of the refrigeration system is considered as the optimization objective function. The hybrid models of components are considered as the

equality constraints of whole optimization problems. The boundary conditions of each variable are considered as the boundary constraints. The penalty function method is adopted to transform constraint condition to unrestraint condition. Particle swarm optimization algorithm is used to solve the optimization problems. A detailed calculation procedure and the comparison results of system optimizing operation are given.

The results of simulations and experiments show that the hybrid modeling approach take advantages of both physical and empirical modeling approaches, and each of the component models is not only simple, but also can accurately predict their performance. These models are very suitable for the real time control and optimization of industrial processes. The proposed optimization method indeed improves the system performance significantly.

Key words: absorption refrigeration, hybrid model, parameter identification, particle swarm optimization

目 录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	III
第 1 章 绪 论	
1.1 研究背景及意义.....	1
1.2 吸收式制冷系统概述.....	2
1.3 吸收式制冷技术发展及研究现状.....	3
1.3.1 吸收式制冷工质对.....	3
1.3.2 吸收式制冷系统建模仿真.....	4
1.4 本课题研究的主要内容.....	5
第 2 章 粒子群算法的理论基础	
2.1 粒子群优化算法概述.....	7
2.2 粒子群优化算法运算过程.....	8
2.3 粒子群优化算法的参数控制.....	9
2.4 粒子群优化算法约束条件的处理方法.....	10
2.5 粒子群优化算法的优点.....	11
2.6 本章小结.....	12
第 3 章 吸收式制冷系统组件的混合建模	
3.1 冷凝器模型.....	13
3.1.1 冷凝器模型概述.....	13
3.1.2 冷凝器工作原理.....	13
3.1.3 冷凝器模型的建立.....	15
3.2 蒸发器模型.....	16
3.2.1 蒸发器模型概述.....	16
3.2.2 蒸发器工作原理.....	17
3.2.3 蒸发器模型的建立.....	19
3.3 吸收器模型.....	20
3.3.1 吸收器模型概述.....	20

3.3.2 吸收器工作原理.....	21
3.3.3 吸收器模型的建立.....	23
3.4 电子膨胀阀模型.....	25
3.5 溶液热交换器模型.....	26
3.6 发生器模型.....	27
3.7 溶液泵.....	29
3.8 本章小结.....	30
第 4 章 吸收式制冷系统组件模型的验证	
4.1 Levenberg-Marquardt 法.....	31
4.2 制冷系统实验平台介绍.....	31
4.2.1 实验参数测量与采集.....	32
4.2.2 实验步骤.....	33
4.3 蒸发器模型辨识及验证.....	34
4.4 冷凝器模型辨识及验证.....	36
4.5 其他部件模型的辨识及验证.....	37
4.6 本章小结.....	39
第 5 章 吸收式制冷循环的系统优化	
5.1 模型中参数的耦合关系.....	40
5.2 系统优化问题的描述.....	42
5.2.1 系统优化的目标函数.....	42
5.2.2 系统优化的约束条件.....	42
5.3 系统采用的优化算法.....	45
5.4 系统的优化结果.....	47
5.5 本章小结.....	51
第 6 章 结论与展望	
6.1 结论.....	52
6.2 展望.....	53
参考文献	54

致 谢.....	58
攻读硕士学位期间论文发表及科研情况.....	59
附 录.....	60

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第1章 绪论

1.1 研究背景及意义

随着生活条件的改善,人们更加追求生活的舒适性,空调已经成为生活和工作的必备设施,食品的加工、运输也离不开制冷技术。不仅如此,在医疗卫生、交通运输、化工生产、航天及军事工业等领域中,制冷技术也以不同的目的发挥着重要的作用。

制冷技术的飞速发展需要充足的能源作支撑,这必然会加大能源的消耗量,能源短缺和环境污染已经成为人们广泛关注的热点问题,用来解决能源问题的有效措施是开源和节流,开源意味着加大对可再生能源的开发,减少煤炭、石油、天然气等非可再生资源的使用;节流则是通过采用先进的技术减少生产过程中产生的余热、废热量,提高能源的利用率或者将它们转换成其他形式的能量被二次利用^[1]。

充分利用低品位能源是提高能源利用效率,降低能耗的有效方法之一。在现实生活中,由于技术的缺陷,很难合理利用工业余热、废热等低品位的能源,它们一般都被排放到大气中,造成了能源的浪费。这就使得吸收式制冷系统得到了更多的关注和发展空间。

吸收式制冷技术是通过消耗热能来降低环境温度的,是一种将热量从低温环境转移到高温环境的非自发过程^[2]。吸收式制冷可以利用低品位热能制取冷量,并具有节能和环保的优点,使其在如今能源短缺与环境危机的大环境下,具有重要的研究意义和实用价值^[3]。

目前,最广泛使用的制冷形式当属压缩式制冷,其 COP 可达到 5.0 以上,而基本的吸收式制冷机的 COP 的值通常小于 1,这就是其市场竞争力不如压缩式制冷循环的一个主要原因^[4]。近年随着分布式能源系统利用的普及,吸收式制冷占有越来越大的市场份额,同时,动力余热的高效充分利用的问题也引起了更多的关注。虽然吸收式制冷系统在热驱动制冷系统中具有较大的优势,但仍存在中低温余热利用效率低、难以充分利用等技术难题。

如何使吸收式制冷系统节约能源的消耗是被广泛关注的问题,其实际上就是一个最优化的问题:系统中各个部件以及整个系统设计、运行调节和管理维护。需要先对系统中各环节进行初步优化,使整个系统有较高的运行效率,也即通过

消费最小的能源来满足最大的制冷需求。吸收式制冷系统是一个非线性的复杂系统，其特征表现为外界又较多的干扰因素、各部件之间的参数具有较强的耦合关系等，因此对系统的进行实时优化和性能控制的研究具有重要的实践意义^[4]。

1.2 吸收式制冷系统概述

吸收式制冷循环主要是依赖于消耗热能(低品位能源)来完成一种非自发的热传递过程。在蒸发器中制冷剂通过发生汽化过程，带走室内空气的热量达到制冷降温的效果。

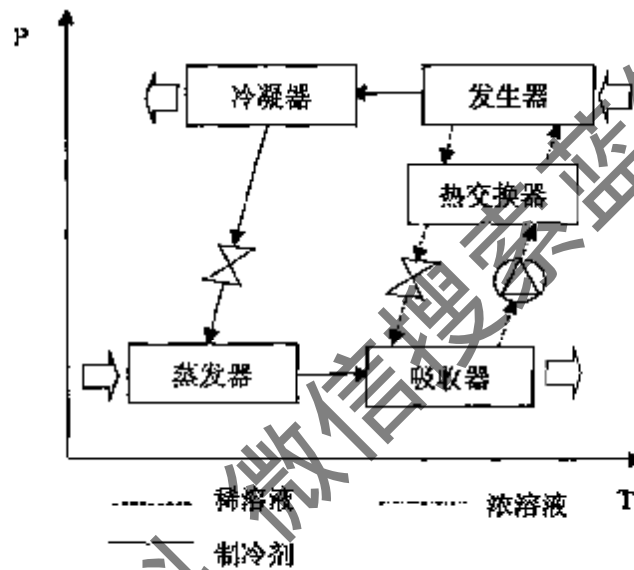


图 1-1 基本吸收式制冷系统示意图

制冷剂循环回路:从发生器中出来高压高温气态制冷剂会通过冷凝器与外界高温环境中进行热交换,释放出热量,并被凝结为液态制冷剂;随后制冷剂会通过电子膨胀阀将压力减至蒸发压力,这时制冷剂会以气液混合态进入蒸发器;在蒸发器中,主要将液态制冷剂气化为气态制冷剂,在制冷剂被蒸发的同时,也要吸取室内环境中的热量,以达到制冷效应。

吸收剂循环:在吸收器中,利用吸收溶液中制冷剂与蒸发器出口处的制冷剂存在浓度差这一原理,来吸收蒸发器出口的气态制冷剂;在溶液吸收制冷剂蒸汽的过程当中,伴随着大量的溶解热的释放,并形成吸收-制冷剂浓溶液;在发生器中吸收-制冷剂溶液被加热,低沸点的制冷剂将被气化,并以高温高压气态制冷剂的形式进入冷凝器中,进行冷凝,而剩下的一部分吸收-制冷剂稀溶液则经溶液热交换器冷却、节流,使吸收液具有吸收能力,并返回到吸收器,供下一次

循环使用。

将压缩式制冷机与其相比较可知,两者的区别在于制冷剂由低压变为高压所采用的方法不同,前者是通过消耗大量的电能驱动压缩机来提升制冷剂的压力,而后者则只需要依靠两个换热设备和溶液泵就可实现,不需要消耗大量的高品位电能^[6]。对于吸收式制冷系统而言,高压制冷剂是通过加热浓制冷剂溶液分离产生的,整个系统除溶液泵需要消耗少量的机械能外,绝大部分是换热器,因而与传统的压缩式制冷循环其相比,它能够大大降低机械能耗,在节能和环保方面都有很重要的现实意义^[7]。

1.3 吸收式制冷技术发展及研究现状

19世纪20年代,英国科学家法拉第首先提出了吸收式制冷的工作原理,但直至1859年法国人Ferdinand Carre才首先发明以燃煤炉作为驱动热源的氨气吸收式制冷机^[8],是一个里程碑式的成就。1966年,冷却能力为1150kW的溴化锂吸收式制冷机在上海第一冷冻机厂被成功的研制出来^[9]。我国研制双效溴化锂制冷机是在80年代初期,并于1982年生产出1750kW双效溴化锂制冷机组^[6]。

1.3.1 吸收式制冷工质对

常用的吸收式制冷机为:氨水和溴化锂。在氨水吸收式制冷系统中,氨与水的沸点相差不是很大,这就需要在发生器出口处设置精馏器将制冷剂和吸收剂分离,提高氨蒸汽的纯度,进而提高系统的性能。在蒸发温度相同时,溴化锂制冷系统的性能要比氨水的好,但它也有一些缺点:它只能制取温度高于0°C的冷量;在有氧的环境下,对钢材的腐蚀性较强;容易出现结晶现象,影响系统正常运行。

R12属于CFC类物质,并用于冰箱冰柜、汽车空调、离心式冷水机组等领域。随着《蒙特利尔议定书》和《京都议定书》的签订及执行,HFC类制冷剂作为HCFC类和CFC类制冷剂的替代物,已经受到人们更多的关注,R134a不燃烧、不爆炸、化学性能稳定;汽化潜热大、具有较好制冷能力;粘度低、流动性好;不对臭氧层产生破坏作用;R134a对金属的腐蚀作用比较小;对温室效应的影响仅为R12的十分之一,是CFC-12较好替代品,替代R12制冷剂在多数领域中被广泛使用。

Corberan和Melon^[10]在1998年利用R134a作为制冷剂提出了翅片管式冷凝器和蒸发器的计算机仿真模型。Nezu^[11]等在2002研究发现,采用R134a/DMA

和 R134a/DMF 制冷剂-吸收剂工质对的系统性能要比其他 R134a 吸收式系统的性能好。Suresh M^[12]等对以 R134a/DMF 为工质对的蒸汽吸收式制冷系统进行了性能评价,指出该制冷系统在热源温度为 80-90°C 的范围具有很强的竞争力。Balamurugan P^[13]针对 R134a/DMF 蒸汽吸收式制冷系统中的发生器进行了传热传质的研究。

陈光明、陈曙辉^[14,15]等(1999)进一步研究了在吸收式制冷中, R134a+R32 混合制冷剂的应用前景^[14]。实验结果显示,当 R134a+R32/DMF 混合工质对中 R134a:R32 以 3:7 的比例混合时,其 COP 与 R22/DMF 工质对的基本一致,不仅提高了机组的单位制冷量,还降低了系统的循环倍率。2000 年,陈曙辉等^[15]对不同工质对的制冷系统的工作压力进行研究,结果表明,当 R32 与 R134a 以摩尔比 7:3 混合时,其工作压力高于 R22/DMF 约 20%。2011 年,浙江大学博士生高旭等以 R23/R134a/DMF 为工质对,在冷凝温度为 18-81°C,发生温度为 184.4°C,实现了-62.3°C 的制冷温度。

1.3.2 吸收式制冷系统建模仿真

吸收式制冷系统是一种易受外界环境干扰、系统参数间具有较强的耦合性、惯性强的非线性复杂系统^[17]。在现场对其进行自动控制并分析、研究系统相关性能,其工作量大且不现实,而通过利用计算机仿真技术把实际工作流程转化为物理或数学模型,再对制冷系统进行分析^[18],将大大减少试验研究的盲目性,对制冷装置优化设计和制冷控制系统设计也都是十分有利的。利用软件对系统进行模拟、预测制冷系统的动态特性,优化系统中的参数,不仅能节省设计和试验成本,又可以提高开发效率,最终可得到最优设计和控制方案。而采用计算机进行仿真研究的前提是需要建立仿真模型,仿真模型的好坏会对仿真系统的稳定性、准确性和快速性产生一定的影响^[19]。

与压缩式制冷系统相比,吸收式制冷系统内部的换热部件较多,介质流动也比较复杂,而且同时存在传热和传质过程,制冷系统中各参数间也存在着一定的耦合关系,这都会增加建立系统仿真模型的难度。首先建立系统部件的仿真模型,再将各个部件通过他们的参数进行连接,进而作为整个系统的仿真模型^[20]。

集中参数模型通常将整个系统作为一个“黑箱”来处理,不考虑系统内部的过程和机理,只对系统进口与出口的参数变化进行考虑^[21],体现不了变量在空间

的分布特性。B.Kim 等人^[23]根据质量和能量守恒原则,采用集总参数的建模方法,建立了氨气制冷机组的模型。付德刚^[24]等人也采用集中参数法,构建了溴化锂吸收式制冷机组中各部件和整个系统的动态仿真模型^[24]。赵静姝等人^[25]对冷凝器稳态集中参数仿真算法进行了改进,减少了迭代层数,提高了计算精度。

分布参数模型是通过将研究对象分成若干个微元,建立质量守恒、能量守恒、动量守恒方程,从而求得各微元内的压力、温度、焓值等相关参数^[26]。陈红^[27]通过分析冷凝器的传热过程的物理机理,对其创建了分布参数动态数学模型,并对其进行了仿真计算。Liang^[28]对蒸发器盘管内混合工质的换热过程建立了分布式参数模型,并进行实验研究。采用 R134a 为工质的条件下,研究了不同的空气流场下的换热过程,验证了理论的正确性^[29]。

1.4 本课题研究的主要内容

本课题是与新加坡南洋理工大学合作的山东省国际科技合作项目——汽车尾气热源驱动的蒸汽喷射式热泵制冷系统(NO.2022GF120306)。课题基于吸收式制冷系统数据采集与控制平台,研究提高吸收式制冷系统制冷性能的优化方法。通过采集制冷系统的温度、压力、流量等参数,对大量的数据进行分析比较,找出各单元运行在何种状态下,系统的运行效率较好。

吸收式制冷系统的整体结构图如图 1.2 所示,本课题的主要研究内容为:

1、系统的仿真设计

依照吸收式制冷系统的整体结构图,利用 TRNSYS 软件中自带的部件模块,通过部件间的制冷剂、吸收剂的流向将其连接成一个动态仿真系统。把采集到的实验数据输入到仿真系统中,并将其和实验系统进行对比分析,以达到模拟真实实验系统的热力学状态的目的。

2、建立系统各部件模型

从对系统性能的优化的角度考虑,宜对系统各部件进行静态仿真建模。其主要步骤为:1) 通过分析部件内部的机理,根据能量守恒和质量守恒,系统地表达出部件传热传质过程的基本控制方程;2) 分析模型中的变量,将部件的几何尺寸、热交换系数等信息集中在几个常数参数中;将对系统影响较大的变量作为模型的输入/输出变量;3) 给出由输入/输出变量组成的换热量方程;4) 利用非线性最小二乘法(L-M 法)对模型中的参数进行辨识;5) 利用模型得出的计算数据

和实验数据进行比较，对模型进行实验验证。

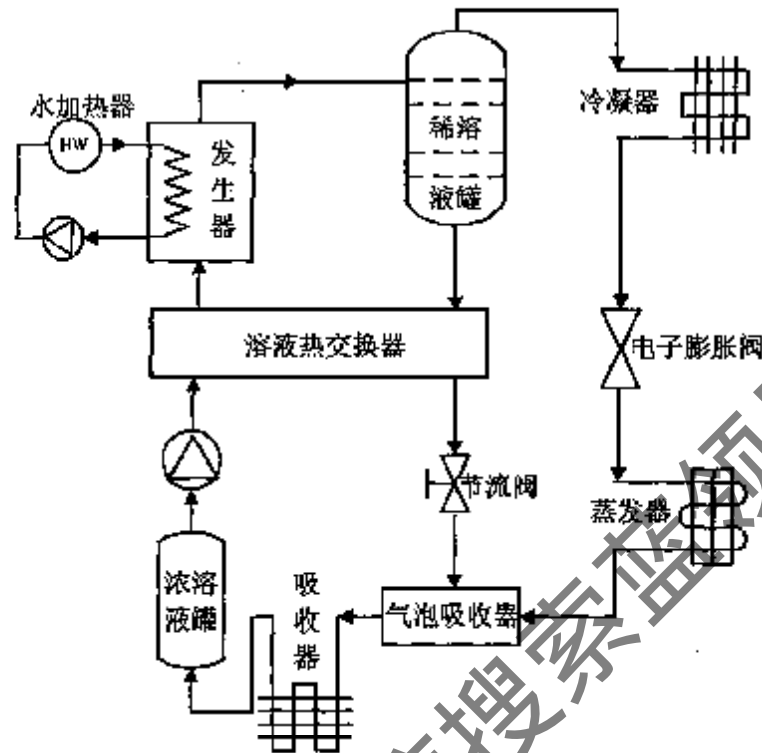


图 1.2 吸收式制冷系统整体结构图

3、对制冷系统进行优化

制冷系统是一个复杂、非线性、多变的系统，本文系统优化的目标函数是使系统的性能系数达到最大。在此优化问题中，组件的静态模型被视为等式约束。根据系统中组件间的相互影响和物理约束，分析优化问题的约束条件。通过分析影响系统性能的各变量，对整个优化问题进行简化。最后利用罚函数对约束条件进行处理，利用粒子群优化算法对整个系统进行优化，并使用 MATLAB 软件编写程序，利用计算机寻找系统的最优化方案，应用到制冷系统动态模型中，对系统进行实时调节，使系统运行在最佳工况点，进而达到提高能源利用率的目的。

第 2 章 粒子群算法的理论基础

2.1 粒子群优化算法概述

粒子群优化(PSO)算法是源于对鸟群、鱼群等觅食行为的研究,是一种群智能算法。1995 年题为“Particle swarm optimization”的论文的发表了,标志着粒子群优化算法的出现^[29]。

PSO 算法和其他进化算法类似,都是通过种群中个体间的协作和竞争,在解空间中搜索最优粒子的^[30]。PSO 算法求解优化问题时,需先在可行解空间中初始化一群随机粒子,在每一次迭代过程中,粒子通过跟踪两个“极值”来更新自己的位置和速度:一个是个体极值 $pbest$ (“自身经验”)。另一个是群体极值 $gbest$ (“社会经验”)^[31]。粒子就是通过这两个值来决定下一步的运动,并一代代的在解空间中搜索,最后得到最优解。

在一个 D 维搜索空间中,种群共有 m 个粒子,它们以一定的速度飞行,其中第 i 个粒子的位置为 $X_i = (x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{in})^T$, 速度为 $V_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{in})^T$ 。每个粒子在迭代过程中需考虑个体的最优点 $P_i = (p_{i1}, p_{i2}, \dots, p_{in})^T$ 和群体的最优点 $P_g = (p_{g1}, p_{g2}, \dots, p_{gn})^T$, 并在此基础上,将按(2.1)、(2.2)式改变速度和位置。

$$v_{id}^{k+1} = v_{id}^k + c_1 \xi (p_{id}^k - x_{id}^k) + c_2 \eta (p_{gd}^k - x_{id}^k) \quad (2.1)$$

$$x_{id}^{k+1} = x_{id}^k + v_{id}^{k+1} \quad (2.2)$$

其中, $d=1,2,\dots,n$, $i=1,2,\dots,m$, c_1 和 c_2 称为学习因子,为正常数。 ξ 和 η 是在 $[0,1]$ 区间内的随机数。

图 2.1 是二维空间求解优化问题的示意图,全局最优解在 A 点处,图中描述了粒子从位置 1 到了位置 2 的更新过程。1998 年, Y.Shi 和 R.Eberhart 在速度方程中添加了惯性权重这一参数^[32], 速度方程被更新为:

$$v_{id}^{k+1} = wv_{id}^k + c_1 \xi (p_{id}^k - x_{id}^k) + c_2 \eta (p_{gd}^k - x_{id}^k) \quad (2.3)$$

其中, w 为惯性权重。更新后的速度方程和原来的位置方程共同组成的迭代算法被称为标准 PSO 算法。

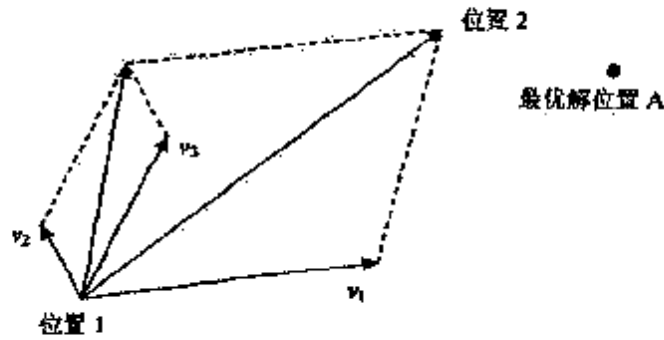


图 2.1 粒子位置更新示意图

2.2 粒子群优化算法运算过程

基本粒子群算法的流程如下^[33]:

(1) 初始化: 在需要搜索的解空间范围内, 对粒子群进行初始化。即随机产生粒子的位置和速度。

(2) 评价粒子: 计算每个粒子的个体适应值。

(3) 更新最优: 1) 将每一个粒子的适应值与 $pbest$ 进行比较, 如果比 $pbest$ 好, 则用当前位置替代 $pbest$ 。2) 将每个粒子的最优值 $pbest$ 与群体内的最好位置 $gbest$ 进行比较, 如果比 $gbest$ 好, 则用当前的 $pbest$ 值替代 $gbest$ 。用公式表达如下:

$$pbest(k+1) = \begin{cases} x_i(k+1) & \text{if } f(x_i(k+1)) \geq f(pbest_i(k)) \\ pbest_i(k) & \text{if } f(x_i(k+1)) < f(pbest_i(k)) \end{cases} \quad (2.4)$$

$$gbest(k+1) = \max(pbest_i(k+1)) \quad (2.5)$$

(4) 更新粒子: 按照式(2.3)和(2.2)改变粒子的速度和位置。

(5) 停止条件: 若未达到终止条件, 则循环回到步骤(2), 直到满足终止条件。

终止条件一般设定为预设的最大迭代次数或最小运算精度(误差标准)。

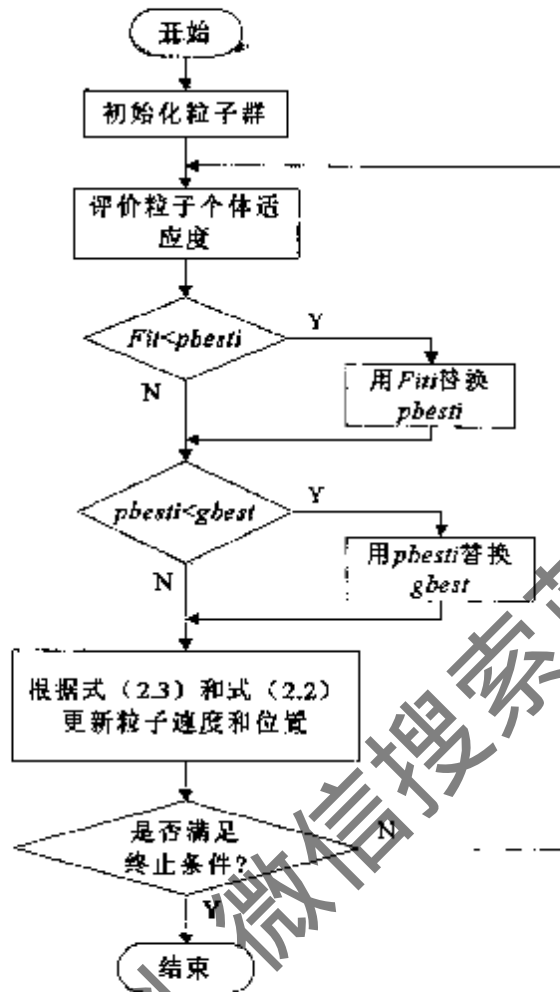


图 2.2 标准粒子群算法的流程图

2.3 粒子群优化算法的参数控制

粒子群优化算法具有简单有效、收敛速度快的优点。对它的相关参数选择是影响算法性能和效率的关键。以下三个因子极为重要，其选择合适与否很大程度上影响着算法性能的好坏与优劣，它们分别是权重因子 w 、学习因子 c_1 和 c_2 。

1、惯性权重 w

w 称为惯性权重，是标准 PSO 优化中非常重要的参数，较大的惯性权重值，具有较强的全局寻优能力和探索能力，反之，则具有较强的局部寻优能力和开发能力^[34,35]。

目前，多推荐使 Shi^[32]提出的线性递减权值(LDW)策略，即：

$$w = w_{\max} - \frac{w_{\max} - w_{\min}}{T_{\max}} \cdot t \quad (2.6)$$

式中, w_{\max} 为惯性权重的最大值, w_{\min} 为惯性权重的最小值, 其典型取值为 $w_{\max} = 0.9 \sim 1.4$, $w_{\min} = 0.4$; t 是当前进化代数; T_{\max} 为最大进化代数^[36]。

2、学习因子 c_1 和 c_2

c_1 和 c_2 通常等于 2, 在许多文献中也有作者根据实际情况选取其他不同的值。但是一般 c_1 等于 c_2 , 并且范围在 0 和 4 之间。Suganthan^[37]通过使这两个系数随时间线性下降的方法, 对其进行测试, 观察到系数固定为 2 时, 产生较好的解。Ratnaweera^[38]通过测试得出 c_1 与 c_2 的最佳取值范围为: 2.5~0.5 和 0.5~2.5。

2.4 粒子群优化算法约束条件的处理方法

在现实情况中的优化问题通常都含有一些约束条件, 对它们的约束处理是解决此类问题的关键。求解约束优化问题的算法多数是从无约束优化问题算法的基础上衍生出来的。传统的优化算法大多是基于梯度信息来求解的, 他们只适用于目标函数和约束条件均可微的情况^[39]。

对于约束优化问题的求解, 必须考虑到两个关键方面: 满足约束条件; 使目标函数值达到最优。约束优化问题一般可描述为^[40]:

$$\min_x f(x) \quad (2.7)$$

$$\begin{cases} g_j(x) \leq 0 & j=1, \dots, l \\ h_j(x) = 0 & j=l+1, \dots, p \\ l_i \leq x_i \leq u_i & i=1, \dots, n \end{cases}$$

其中, $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ 是 n 为决策向量, $f(x)$ 是目标函数, $g_j(x)$ 是第 j 个不等式约束, $h_j(x)$ 是第 j 个等式约束, 变量 x_i 的取值范围为 $[l_i, u_i]$ 。等式约束的处理方法相对来说比较复杂, 一般通过设置一个容忍度 ($\delta > 0$) 将其变为不等式约束再进行处理, 即 $|h(x)| \leq \delta$ 。

1、惩罚函数法

惩罚函数法是处理约束优化问题的一种常见方法, 其基本思想是利用序列无约束最小化技术, 通过在目标函数 $f(x)$ 的基础上添加一个惩罚项, 来构造出一个新的适应值函数。这样带有约束条件的优化问题便会被转化为无约束的优化问题^[40]。

其适应度函数常表示为:

$$F(x, \sigma) = f(x) + \sigma P(x) \quad (2.8)$$

其中, $\sigma > 0$ 是常数, 称为惩罚因子, $f(x)$ 代表原目标函数, $P(x)$ 称为惩罚函数, 表达式为:

$$P(x) = \sum_{j=1}^I [\max\{0, g_j(x)\}]^\alpha + \sum_{j=1}^P |h_j(x)|^\beta \quad (2.9)$$

其中, $\alpha \geq 1$, $\beta \geq 1$, 一般取 $\alpha = \beta = 2$ 。

利用惩罚函数来处理约束优化问题的约束条件时, 其关键部分是惩罚函数中惩罚系数的设置。若 σ 值过大, 会对算法的边界搜索能力产生影响或较早收敛于局部最小解; 若 σ 值过小, 算法收敛速度过小或难以发现可行的最优解。

如果惩罚函数中的惩罚系数为一个常数, 则称之为静态惩罚函数法。随着迭代次数的增加, 如果惩罚函数中的惩罚系数也不断更新, 则称之为动态惩罚函数法, 其适应度函数表达式为^[41]:

$$F(x) = f(x) + (Ct)^\alpha \sum_{j=1}^P g_j^\beta(x) \quad (2.10)$$

其中, t 是迭代次数, C 、 α 、 β 是调节参数, 一般取 $C = 0.5$, $\alpha = \beta = 2$ 。

2、拉格朗日乘子法

乘子法的基本思想通过添加松弛变量来求不等式优化问题进行求解的。乘子法其本质就是通过把罚函数和 Lagrange 函数相结合来构造出新的目标函数。

对于既含有等式约束又含有不等式约束的优化问题来说, 其表达式定义为:

$$L(x, \gamma_k, \lambda_j, v_k) = f(x) + \frac{1}{2\gamma_k} \sum_{j=1}^I [\max\{0, \lambda_j^{(k)} - \gamma_k g_j(x)\}]^2 - (\lambda_j^{(k)})^2 + \frac{\gamma_k}{2} \sum_{j=1}^P h_j^2(x) - \sum_{j=1}^P v_j^{(k)} h_j(x) \quad (2.11)$$

其中, $v_j^{(k)}$ 、 $\lambda_j^{(k)}$ 分别为等式、不等式约束的 Lagrange 乘子, γ_k 为惩罚因子。

该方法在处理约束优化问题时, 需注意乘子的更新策略, 其乘子迭代公式为:

$$\lambda_j^{(k+1)} = \max\{0, \lambda_j^{(k)} - \gamma_k g_j(x_k)\} \quad (2.12)$$

$$v_j^{(k+1)} = v_j^{(k)} - \gamma_k h_j(x_k) \quad (2.13)$$

2.5 粒子群优化算法的优点

1) PSO 算法根据自己的速度来决定搜索方向, 追随当前最优值, 并找到全

局最优值。算法规则简单、容易实现，需要调整的参数少。

2) PSO 算法是一种单项的信息共享机制。在多数情况下，因其共享机制简单而可以更快的收敛于最优解。

3) 粒子具有记忆是它的另一个重要的特点。粒子群算法在迭代过程中它对速度和位置信息都具有记忆功能^[41]。

2.6 本章小结

本章对粒子群优化算法的基本工作原理作了简单概述，介绍了算法的运算步骤，着重阐述了算法中参数的选择，以及约束条件的处理方法，并指出了粒子群优化算法的优点。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第3章 吸收式制冷系统组件的混合建模

吸收式制冷系统中有许多部件而且制冷剂的热质传递过程十分复杂,是一个参数强耦合的非线性系统,这使得系统模型异常复杂,对其进行系统优化需依赖于精确的模型。混合模型结合了理论模型和经验模型的优点,具有较强的鲁棒性,能更准确地预测模型的性能。混合模型主要思路是从能量平衡、物质平衡和传热的基本定律着手,进而推导出模型的基本控制方程,并寻找与其性能相关的关键性特征参数。

3.1 冷凝器模型

3.1.1 冷凝器模型概述

冷凝器的主要作用是对发生器出口处的过热气态制冷剂进行冷却,使其凝结成为过冷液态制冷剂;制冷剂由气态变为液态所放出的热量将通过环境介质带走,排放到高温环境中去。

目前,冷凝器常用的建模方法为:集中参数模型法和分布参数模型法。集中参数模型计算量较小,计算的稳定性高,易于使用,但其将冷凝器看作为一个“黑箱”,利用实验获得输入/输出数据来辨识冷凝器的模型。由于建模过程中对系统内部的机理不予考虑,所以模型无法反应参数的分布特征。而分布参数模型能够对冷凝器参数的分布特征进行综合分析,可以模拟流体的流动和传热过程。

基于冷凝器的物理机理分析,多数学者建立了它的分布参数模型。陈红等^[42]给出了冷凝器的动态分布模型,并对其动/静特性进行了仿真分析。范波等^[43]建立了冷凝器的稳态分布参数模型,并通过神经网络对其进行修正,提高了模型的仿真精度。姚奕等^[44]建立了基于 R1234yf 制冷剂的冷凝器模型,并采用 NTU 法进行换热量的计算。张东等^[45]也建立了冷凝器的稳态分布模型,在不同工况下对其性能进行模拟。周伟、尹斌等^[46,47]也对冷凝器的分布参数模型进行了研究。

3.1.2 冷凝器工作原理

冷凝器是对发生器排出的高温高压的制冷剂气体进行冷却,使之成为饱和液体或过冷液体离开冷凝器。在稳态条件下,从发生器出来的制冷剂属于过热蒸汽,它需要与外界环境进行热量交换,这部分热量属于显热交换;然后制冷剂将变为气液两相态,此时与外界环境的热量交换属于相变换热,即向环境中排放的是冷

凝过程所释放的潜热；继续对其进行冷凝直到达到过冷状态，此时与环境的热量交换属于显热交换^[48]。

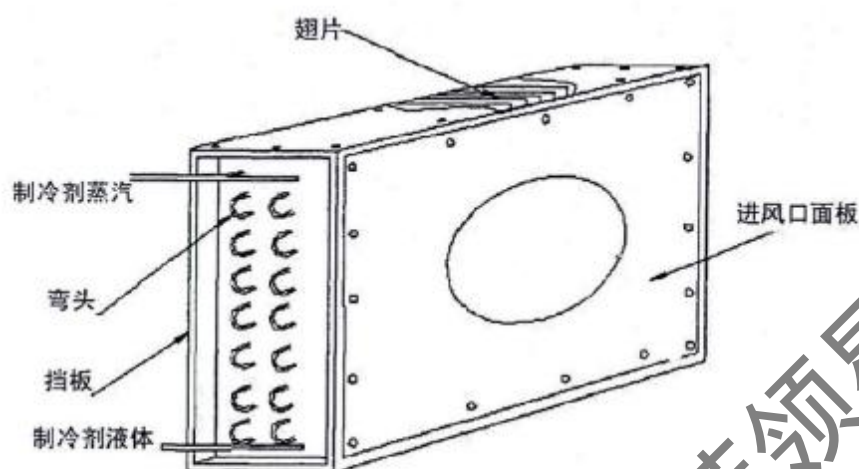


图 3.1 冷凝器整体示意图

由于制冷剂的温度比外界环境的温度要高，制冷剂的热量通过金属管壁传递到空气中，那么高温高压的制冷剂蒸汽将在冷凝器中冷凝为液态，外界环境的温度也会因此升高。在环境介质循环中，热传递是一种单相强制对流过程；而在制冷剂循环中，热传递是一种两相流强制对流过程，其热交换不仅有对流换热，还与相变有关。

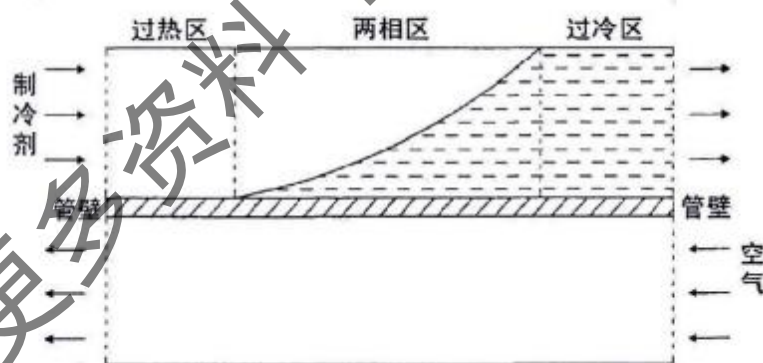


图 3.2 冷凝器模型示意图

环境介质循环中，对流换热的强度与流体的粘度、密度、导热系数等要素有关。由牛顿冷却定律可知：换热量与它们的温差成正比。此循环的传热量可表示为：

$$Q_{cs} = h_{cs} A_{cs} \Delta T_{cs} \quad (3.1)$$

其中， h_{cs} 表示对流传热系数； A_{cs} 为换热面积； ΔT_{cs} 表示空气和金属管壁之

间的温差。

根据流体的物理特性，通常把冷凝器分为三个部分，即过热蒸汽部分、两相流部分和过冷液体部分，如图 3.2 所示。

过热区：在这部分中，制冷剂处于过热状态，其入口温度 T_{cl} 要高于一定冷凝压力下的饱和温度 T_{csat} ，不会出现冷凝现象。此区域的热传递遵循单相流对流传热模式，其传热量 Q_{c1} 可以表示为：

$$Q_{c1} = C_p \dot{m}_r (T_{cl} - T_{csat}) \quad (3.2)$$

其中， C_p 表示制冷剂蒸汽的比热； \dot{m}_r 表示制冷剂的质量流量。

两相区：在这部分，继续进行热量交换，当冷凝器表面温度低于制冷剂的饱和温度 T_{csat} 时，会出现冷凝现象，饱和的蒸汽就会逐渐变为饱和的液体。此区域温度恒定不变，焓值变化即为其换热量的变化，则热传递 Q_{c2} 可以表示为：

$$Q_{c2} = \dot{m}_r H_{fg} \quad (3.3)$$

其中， H_{fg} 表示汽化潜热，它定义为制冷剂气液两相的饱和焓差。

过冷区：这部分的液体制冷剂进一步冷却为过冷状态。此区域的热传递也遵循单相流对流传热模式，其传热量 Q_{c3} 可以用牛顿冷却定律表示为：

$$Q_{c3} = h_{c3} A_{c3} \Delta T_{c3} \quad (3.4)$$

其中， h_{c3} 表示过热段对流传热系数； A_{c3} 表示过热段的换热面积； ΔT_{c3} 表示制冷剂的饱和温度与金属管壁之间的平均温差。

冷凝器总的换热量 Q_c 可以表示为：

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_{c1} + Q_{c2} + Q_{c3} \\ &= C_p \dot{m}_r (T_{cl} - T_{csat}) + \dot{m}_r H_{fg} + h_{c3} A_{c3} \Delta T_{c3} \end{aligned} \quad (3.5)$$

根据能量守恒定律，冷凝器制冷剂和 环境介质(空气侧)的换热量应该相等，可知： $Q_c = Q_{cs} = Q_s$ 。

3.1.3 冷凝器模型的建立

由附录 1 可知，对流传热系数 h 的简化表达式为 $h = b \dot{m}^n$ ，将其带入到(3.1)和(3.4)式中得到

$$Q_{cs} = b_{cs} \dot{m}_{cs}^e A_{cs} \Delta T_{cs} \quad (3.6)$$

$$Q_{c3} = b_{c3} \dot{m}_r^e A_{c3} \Delta T_{c3} \quad (3.7)$$

其中， ΔT_{cs} 、 ΔT_{c3} 分别为：

$$T_w - T_{cs} = \frac{Q_{cs}}{b_{cs} A_{cs} \dot{m}_{cs}^e} \quad (3.8)$$

$$T_{c3} - T_w = \frac{Q_{c3}}{b_{c3} A_{c3} \dot{m}_r^e} \quad (3.9)$$

将等式(3.8)和(3.9)两边分别相加，并结合等式(3.5)可知：

$$T_{c3} - T_{cs} = \frac{Q_c - C_p \dot{m}_r (T_{cs} - T_{c3}) - \dot{m}_r H_{fg}}{b_{c3} \dot{m}_r^e A_{c3}} + \frac{Q_{cs}}{b_{cs} A_{cs} \dot{m}_{cs}^e} \quad (3.10)$$

由能量守恒可知： $Q_c = Q_{cs} = Q$ 。重新整理式(3.10)，则冷凝器的总换热量可简化为：

$$Q = \frac{b_{c3} \dot{m}_r^e A_{c3} (T_{c3} - T_{cs}) + C_p \dot{m}_r (T_{cs} - T_{c3}) + \dot{m}_r H_{fg}}{1 + \frac{b_{c3} A_{c3}}{b_{cs} A_{cs}} \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{cs}} \right)^e} \quad (3.11)$$

式(3.11)中换热面积 A_{cs} 和 A_{c3} ，定压比热 C_p 以及系数 b_{c3} 和 b_{cs} 在稳态条件下均可视作常数，则式(3.11)可最终表示为：

$$Q = \frac{a_1 \dot{m}_r^e (T_{c3} - T_{cs}) + a_2 \dot{m}_r (T_{cs} - T_{c3}) + \dot{m}_r H_{fg}}{1 + a_3 \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{cs}} \right)^e} \quad (3.12)$$

其中，制冷剂的饱和温度 T_{sat} 和汽化潜热 H_{fg} 都是制冷剂饱和压力的函数，可利用安装在冷凝器处的压力传感器测得制冷剂的饱和压力，然后根据制冷剂热力学饱和特性来获得。冷凝器的几何特性和流体特性被集总为四个常数参数(a_1 、 a_2 、 a_3 、 e)，它们可通过实验获得的稳态数据来辨识。

3.2 蒸发器模型

3.2.1 蒸发器模型概述

蒸发器是用来与低温热源进行热量交换，其传热性能对于整个系统影响很大。其主要作用是对膨胀阀出口处的气液两相态的制冷剂进行热量交换，并以过

热气体的状态离开蒸发器；制冷剂由气液两相态变为气态所吸收的热量就是制冷剂通过环境介质从低温环境中带走的热量，进而达到降温、制冷的目的。

同冷凝器一样，蒸发器的建模方法也有集中参数模型法和分布参数模型法。集中参数模型不注重部件的内部规律和机理，而更加注重过程实验数据及其处理方法，降低了模型的定性品质和预测精度。分布参数模型理论上可以获得理想的精度，但很难找到通用性较高的实用型的仿真模型；不仅如此，由于计算复杂性和算法稳定性方面的不足，在一定程度上会对模型的精度起反作用。

为了找出空调蒸发器内流体流动的特性及其传热机理，苏顺玉^[49]和尹斌^[50]分别以 R22 和 R134a 为制冷工质建立了蒸发器的稳态分布参数模型。董华^[51]对蒸发器模型的仿真算法进行了设计，建立了基于神经网络的优化模型，提高了仿真的速度及精度。赵永标^[52]利用神经网络对蒸发器的模型进行简化，发现简化后的模型精度不变，计算速度变快。分布参数模型已被广泛应用，但此模型需要迭代计算，不适用于实时的在线优化的应用中。

3.2.2 蒸发器工作原理

制冷剂从节流设备流出将直接进入蒸发器，体积突然扩张，使得制冷剂可以很容易的被汽化。制冷剂在汽化时会从环境中吸收热量。在风机的作用下，室内空气会从其表面流过，此时室内空气将与蒸发器管片相接触，由于温差的原因，蒸发器内的制冷剂会经管片吸收空气中的热量汽化，从而降低了室内温度。

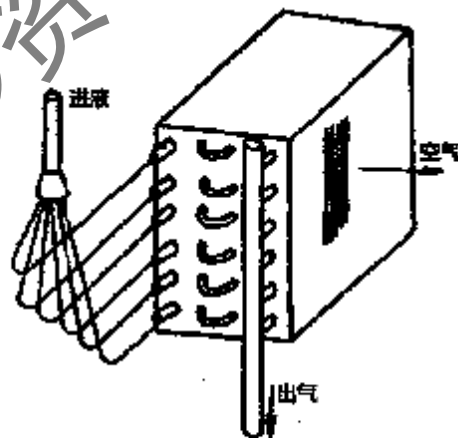


图 3.3 蒸发器整体示意图

蒸发器也包括两个循环：制冷剂循环和环境介质循环。由于制冷剂的沸点温度比流经盘管外部的环境温度要低，所以热量通过金属管壁从空气中传递给制冷剂，制冷剂因吸收了外部环境的热量会在低压下持续蒸发，最后以一定的过热度

离开蒸发器。

在环境介质循环中，热传递是一种单相强制对流过程；而在制冷剂循环中，热传递是一种两相流强制对流过程，其热交换不仅有对流换热，还与相变有关，并且相变会使得蒸发器内部的热交换变得更加复杂。

环境介质循环是一个单相强制对流传热的过程，其对流传热的强弱与流体的粘度、密度、导热系数、膨胀系数等因素相关。由牛顿冷却定律可知：流体与固体壁面之间换热量与它们的温差成正比，则此循环的传热量可表示为：

$$Q_{es} = h_{es} A_{es} \Delta T_{es} \quad (3.13)$$

其中， h_{es} 表示对流传热系数； A_{es} 表示蒸发器的换热面积； ΔT_{es} 表示空气和金属管壁之间的温差。

制冷剂的传热过程可分为：第一阶段，制冷剂吸收热量会发生沸腾、汽化现象并进一步变为气态制冷剂，这一阶段的换热量是制冷剂汽化潜热吸收的热量，其过程中压力和温度基本保持不变。第二阶段，继续吸收环境中的热量，进而变为过热蒸汽。根据流体的物理特性，通常把蒸发器分为两相区和过热区。

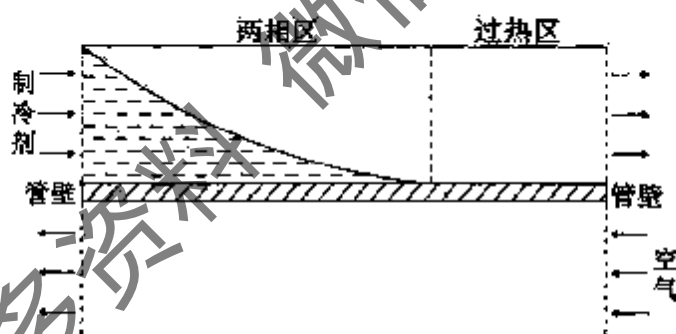


图 3.4 蒸发器模型示意图

两相区：在低压状态下，制冷剂的饱和蒸发温度 T_{sat} 要比蒸发器表面温度低，所以当制冷剂刚进入蒸发器时，制冷剂会吸收环境介质的热量开始蒸发；随着吸收热量的不断增多，制冷剂会逐渐地变成饱和蒸汽。此过程中所需的热量表示为：

$$Q_{e1} = \dot{m}_r (H_{e1} - H_g) \quad (3.14)$$

其中， H_{e1} 、 H_g 分别表示入口焓值和饱和蒸发焓值；节流装置的膨胀过程通常可以近似看作是等焓过程，因此进入蒸发器的制冷剂入口焓值 H_{e1} 可以通过测量膨胀阀上游制冷剂的温度和压力来估算。

过热区：这部分制冷剂为气态，并会进一步吸收热量变为过热蒸汽状态。此区域的热传递也遵循单相流对流传热模式，其传热量 Q_{e2} 可以用牛顿冷却定律表示为：

$$Q_{e2} = h_{e2} A_{e2} \Delta T_{e2} \quad (3.15)$$

其中， h_{e2} 表示过热段对流传热系数； A_{e2} 表示过热段部分的换热面积； ΔT_{e2} 表示制冷剂的饱和温度与蒸发器金属管壁之间的平均温差。

蒸发器总的换热量 Q_e 为两相区和过热区两部分热交换量之和，其可以表示为：

$$\begin{aligned} Q_e &= Q_{e1} + Q_{e2} \\ &= \dot{m}_r (H_{e1} - H_g) + h_{e2} A_{e2} \Delta T_{e2} \end{aligned} \quad (3.16)$$

根据能量守恒定律，蒸发器中制冷剂和环 境介质(空气侧)的换热量应该相等，可知： $Q_e = Q_{ex} = Q$ 。

3.2.3 蒸发器模型的建立

由附录 1 可知，对流传热系数 h 的简化表达式 $h = b\dot{m}^c$ ，将其带入到(3.13)和(3.15)式中得到

$$Q_{ex} = b_{ex} \dot{m}_{ex}^c A_{ex} \Delta T_{ex} \quad (3.17)$$

$$Q_{e2} = b_{e2} \dot{m}_r^c A_{e2} \Delta T_{e2} \quad (3.18)$$

其中， ΔT_{ex} 、 ΔT_{e2} 分别为：

$$T_{ex1} - T_w = \frac{Q_{ex}}{b_{ex} A_{ex} \dot{m}_{ex}^c} \quad (3.19)$$

$$T_w - T_{ex2} = \frac{Q_{e2}}{b_{e2} A_{e2} \dot{m}_r^c} \quad (3.20)$$

将等式(3.19)和(3.20)两边相加，并结合(3.16)式可知：

$$T_{ex1} - T_{ex2} = \frac{Q_e - \dot{m}_r (H_g - H_{e1})}{b_{e2} \dot{m}_r^c A_{e2}} + \frac{Q_{ex}}{b_{ex} A_{ex} \dot{m}_{ex}^c} \quad (3.21)$$

由能量守恒可知： $Q_e = Q_{ex} = Q$ 。重新整理式(3.21)，则冷凝器的总换热量可简化为：

$$Q = \frac{\dot{m}_r(H_g - H_{ei}) + b_{e2}\dot{m}_r A_{e2}(T_{esi} - T_{esat})}{1 + \frac{b_{e2}A_{e2}}{b_{e1}A_{e1}} \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{es}}\right)^e} \quad (3.22)$$

式(3.22)中换热面积 A_{e1} 和 A_{e2} 以及系数 b_{e2} 和 b_{e1} 在稳态条件下均可视作常数, 则式(3.22)可最终表示为:

$$Q = \frac{\dot{m}_r(H_g - H_{ei}) + d_1\dot{m}_r^e(T_{esi} - T_{esat})}{1 + d_2 \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{es}}\right)^e} \quad (3.23)$$

其中, 制冷剂的饱和蒸发温度 T_{esat} 和 H_g 都是制冷剂饱和蒸发压力的函数, 可利用安装在蒸发器处的压力传感器测得制冷剂的饱和压力, 然后根据制冷剂热力学饱和特性来获得。蒸发器的几何特性和流体特性被集总为三个常数参数(d_1 、 d_2 、 e), 它们可通过实验获得的稳态数据来辨识。

3.3 吸收器模型

3.3.1 吸收器模型概述

在吸收制冷系统中, 吸收器是最主要的热、质传递设备, 其作用相当于压缩式制冷机中压缩机的一部分。吸收器的作用: 一是完全吸收从蒸发器出来的制冷剂蒸汽, 二是要将吸收过程当中释放的热量排到空气中, 将从发生器所带来的部分热负荷也排放到空气中^[53]。

蒸发器与冷凝器不涉及到传质的问题, 而发生器、吸收器内部不仅涉及到传热过程还包含传质过程。传热传质过程同时进行、相互影响, 是一个十分复杂的热力过程, 因此, 对他们建立实用的模型研究将会非常复杂、困难。

Khalid A^[54]对单效溴化锂制冷机中各个部件的静态特性进行了描述, 并着重强调了吸收器这一部件。魏璠等^[55]建立了降膜式吸收器的模型, 通过实验仿真方式分析了其内部的传热传质规律, 并对传质系数进行拟合, 并得出: 溶液浓度越高吸收制冷剂蒸汽的效果越好, 溶液温度越高热回收利用的效果越好。赵锐^[56]建立了氨水鼓泡吸收的数学模型, 并分析出: 氨水浓度越高, 吸收效果越差; 入口氨气的质量流量越大, 吸收的效果越好。Fernandez-Seara 等^[57]描述了氨水鼓泡吸收过程当中热量和质量的传递过程, 建立了数学模型, 给出了参数的局部值。

3.3.2 吸收器工作原理

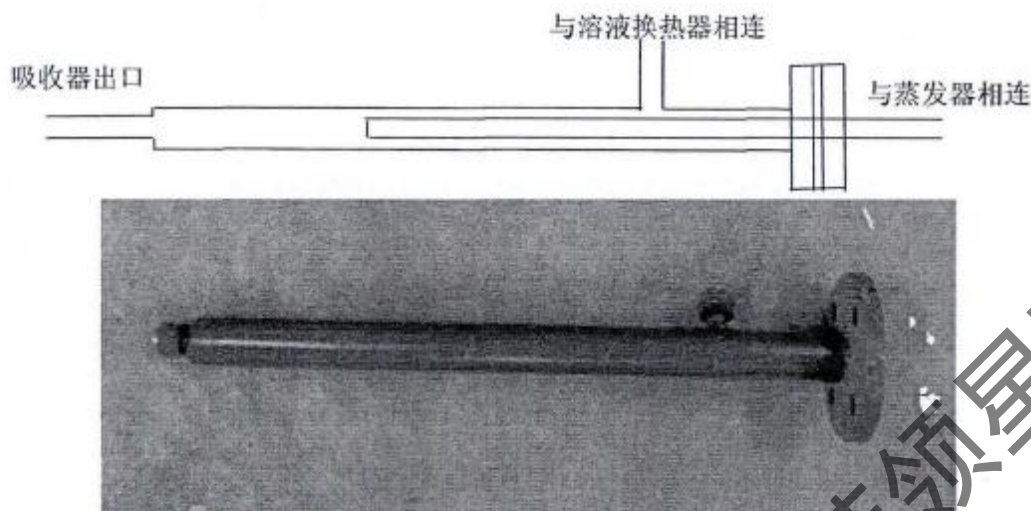


图 3.5 气泡吸收器整体示意图及实物图

目前工程中采用较多的是降膜式吸收器，但在渔船上、汽车等领域中却没有得到广泛应用，主要因为在振动、倾斜、摇摆状态下，常用的降膜吸收无法工作。降膜吸收时，液体会顺管壁向下流动，形成薄膜，增大两种介质的接触面积，更好的进行热质的传输，而在摇摆时，液体很难形成膜，容易发生堆积；鼓泡吸收时，气态制冷剂以气泡的形式进入吸收液，并被包围在溶液中，无论设备如何晃动或倾斜，两种介质均能很好的接触。以上分析可推断出，鼓泡吸收的效果比降膜吸收的效果要好[58]。

热质传递同时进行，其传递方向依靠两种介质的温度和压力的实际情况决定。在任何情况下，热量总是从高温处向低温处传递，质量也是从浓度高的地方向浓度低的地方传递。

(1) 传质过程

通常情况下，在制冷系统中，吸收器的压力要比蒸发器的压力稍低一点，这个较小的压差不仅可以克服管道中流体流动的阻力，而且还能给溶液吸收蒸汽提供一定的推动力。在实际情况下，必需考虑蒸发器和吸收器之间的压力差，因为他们之间存在较小的差异便可能引起浓度的较大不同。

在吸收器中，吸收液吸收制冷剂的过程属于对流传质过程。对流传质过程中包含着分子扩散运动和流体流动时的对流扩散运动，是一种复杂的传质过程。其机理如图 3.6 所示。图中 p'_g 表示气相中的蒸汽分压、 p'_a 表示液相中平衡蒸汽分压。

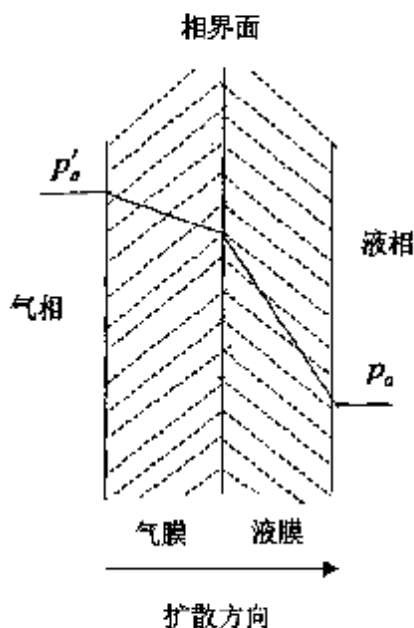


图 3.6 基于双膜理论的吸收器传质示意图

(2) 传热过程

在吸收器中，稀溶液对制冷剂的吸收过程中也伴随着对流换热过程。在环境介质循环中，热传递是一种单相强制对流过程，其对流换热的强弱与流体的粘度、密度、导热系数等因素相关。由牛顿冷却定律可知：传热量与它们的温差成正比，则此循环的传热量可表示为：

$$Q_m = h_m A_m \Delta T_m \quad (3.24)$$

其中： h_m 表示对流传热系数； A_m 表示吸收器的换热面积； ΔT_m 表示空气和金属管壁之间的温差。

在压缩式制冷过程当中，进入压缩机的制冷剂必须为过热蒸汽状态，才能保证整个循环正常运行。同理。在吸收式制冷循环中，从蒸发器出来的也是过热气态制冷剂，它进入吸收器后会进行热量交换变为饱和气态制冷剂，其换热量为：

$$Q_{a1} = C_p \dot{m}_r (T_{a1} - T_{asat}) \quad (3.25)$$

其中， T_{a1} 表示吸收器入口处制冷剂蒸汽的温度， T_{asat} 表示制冷剂在吸收压力下的饱和气态温度。

在吸收器中，稀溶液吸收制冷剂时需释放一部分热量。在压力不变的条件下，此处认为，其所释放的溶解热近似等同于制冷剂的焓值变化。

$$Q_{a2} = \dot{m}_r H'_{fg} \quad (3.26)$$

其中： H'_{fg} 表示汽化潜热，它定义为制冷剂气液两相的饱和焓差。

在吸收器中，除了吸收制冷剂所释放的热量外，稀溶液自身与环境介质也需进行热量交换。

$$Q_{a3} = h_{a3} A_{a3} \Delta T_{a3} \quad (3.27)$$

其中： h_{a3} 表示对流传热系数； A_{a3} 表示稀溶液的换热面积； ΔT_{a3} 表示稀溶液与金属管壁之间的温差。

吸收器总的换热量 Q_a 可以表示为：

$$\begin{aligned} Q_a &= Q_{a1} + Q_{a2} + Q_{a3} \\ &= C_p \dot{m}_r (T_{a1} - T_{a2}) + \dot{m}_r H'_{fg} + h_{a3} A_{a3} \Delta T_{a3} \end{aligned} \quad (3.28)$$

根据能量守恒定律，吸收器吸收循环和环境介质(空气侧)的换热量应该相等，可知： $Q_a = Q_m = Q$ 。

3.3.3 吸收器模型的建立

(1) 传热过程

由附录 1 可知，对流传热系数 h 的简化表达式 $h = b\dot{m}^c$ ，将其带入到(3.24)和(3.27)式中得到

$$Q_m = h_{aw} \dot{m}_{aw}^c A_{aw} \Delta T_{aw} \quad (3.29)$$

$$Q_{a3} = b_{a3} \dot{m}_{wa}^c A_{a3} \Delta T_{a3} \quad (3.30)$$

其中， ΔT_{aw} 、 ΔT_{a3} 分别为：

$$T_w - T_{aw} = \frac{Q_m}{b_{aw} A_{aw} \dot{m}_{aw}^c} \quad (3.31)$$

$$T_{wa} - T_w = \frac{Q_{a3}}{b_{a3} A_{a3} \dot{m}_{wa}^c} \quad (3.32)$$

将等式(3.31)和(3.32)两边加在一起，并结合(3.28)得：

$$T_{wa} - T_{aw} = \frac{Q_a - C_p \dot{m}_r (T_{a1} - T_{a2}) - \dot{m}_r H'_{fg}}{b_{a3} \dot{m}_{wa}^c A_{a3}} + \frac{Q_{a3}}{b_{aw} A_{aw} \dot{m}_{aw}^c} \quad (3.33)$$

由能量守恒可知： $Q_a = Q_m = Q$ 。重新整理式(3.33)，则吸收器的总换热量可简化为：

$$Q = \frac{C_p \dot{m}_r (T_{ai} - T_{uai}) + \dot{m}_r H'_{fg} + b_{a3} \dot{m}_{ws}^e A_{a3} (T_{wsi} - T_{asi})}{1 + \frac{b_{a3} A_{a3}}{b_{as} A_{as}} \left(\frac{\dot{m}_{ws}}{\dot{m}_{as}} \right)^e} \quad (3.34)$$

式(3.34)中换热面积 A_{as} 和 A_{a3} 以及系数 b_{a3} 和 b_{as} 在稳态条件下均可视作常数, 则式(3.34)可最终表示为:

$$Q = \frac{c_1 \dot{m}_r (T_{ai} - T_{uai}) + \dot{m}_r H'_{fg} + c_2 \dot{m}_{ws}^e (T_{wsi} - T_{asi})}{1 + c_3 \left(\frac{\dot{m}_{ws}}{\dot{m}_{as}} \right)^e} \quad (3.35)$$

其中, T_{ai} 、 T_{uai} 和 H'_{fg} 分别为吸收器空气侧的入口温度、稀溶液的入口温度和吸收压力下制冷剂的汽化潜热, 它们可利用安装在吸收器处的温度传感器和压力传感器直接或间接获得. 吸收器的几何特性和流体特性被集总为三个常数参数 (c_1 、 c_2 、 c_3 、 e), 它们可通过实验获得的稳态数据来辨识.

(2) 传质过程

基于双膜传质理论可得出:

$$N_A = K_A (p'_a - p_a) \quad (3.36)$$

其中, N_A 为总吸收率, $(p'_a - p_a)$ 为总推动力, K_A 为总吸收系数, 表达式为:

$$K_A = \frac{1}{\frac{1}{k_G} + \frac{1}{Hk_L}} \quad (3.37)$$

其中, k_G 为气相吸收系数, k_L 为液相吸收系数, H 为溶解度系数.

由附录 1 可知气相吸收系数 k_G 和液相吸收系数 k_L 分别为:

$$k_G = b_1 \dot{m}_r^{-e} \frac{1}{T_n} \quad (3.38)$$

$$k_L = b_2 \dot{m}_{ws}^e \quad (3.39)$$

将(3.38)(3.39)带入式(3.37)中可知总吸收系数 K_A

$$K_A = \frac{1}{\frac{1}{b_1 \dot{m}_r^{-e}} + \frac{1}{H b_2 \dot{m}_{ws}^e}} = \frac{H b_2 \dot{m}_{ws}^e}{1 + T_n H \frac{b_2 \dot{m}_{ws}^e \dot{m}_r^{-e}}{b_1}}$$

进一步整理可知:

$$K_A = \frac{c_4 \dot{m}_{ws}^{c_6}}{1 + c_5 T_{ra} \dot{m}_{ws}^{c_6} \dot{m}_r^{c_7}} \quad (3.40)$$

则总吸收速率为:

$$N_A = \frac{c_4 \dot{m}_{ws}^{c_6}}{1 + c_5 T_{ra} \dot{m}_{ws}^{c_6} \dot{m}_r^{c_7}} (p'_a - p_a) \quad (3.41)$$

其中, \dot{m}_{ws} 为从溶液交换器出来的稀溶液的质量流量, \dot{m}_r 、 T_{ra} 和 p'_a 为从蒸发器出来的制冷剂的质量流量、温度和压力, T_{ra} 和 p'_a 可利用安装在吸收器处的压力传感器和温度传感器测得。 p_a 为溶液中制冷剂的平衡分压, 这与稀溶液的入口温度和浓度有关。吸收器的几何特性和流体特性被集总为四个常数参数 (c_4 、 c_5 、 c_6 、 c_7), 它们可通过实验获得的稳态数据来辨识。

3.4 电子膨胀阀模型

液态制冷剂经电子膨胀阀节流作用后, 变为气液两相态。由于节流过程时间很短, 通常可近似看作是绝热不可逆过程。虽然膨胀阀的作用在整个系统中非常重要, 但因其结构比较简单, 本文仅对其稳态数学模型的建立做简单介绍[17]。

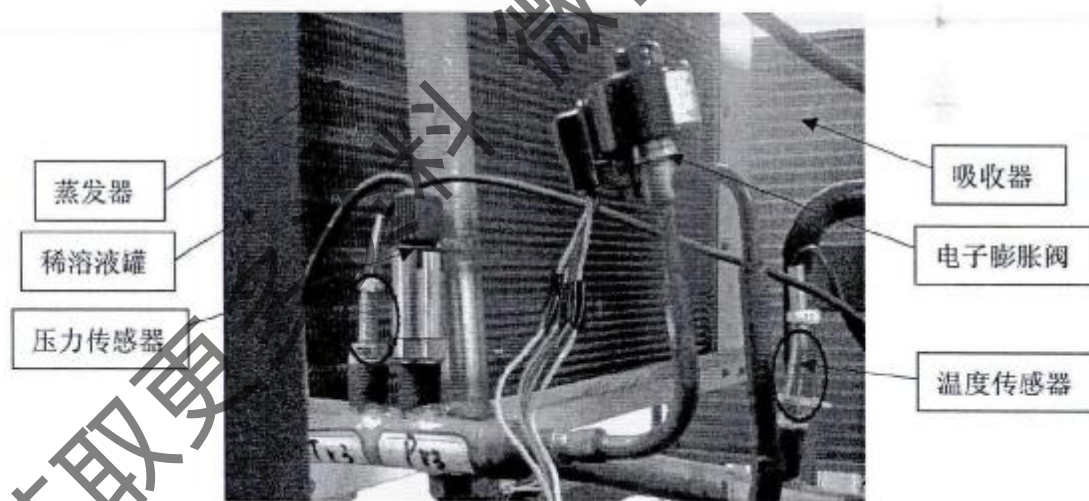


图 3.7 电子膨胀阀实物图

电子膨胀阀出口处制冷剂的质量流量可以表示为:

$$\dot{m}_r = C_d A_v \sqrt{2\rho_l (P_c - P_e)} \quad (3.42)$$

其中, C_d 为阀的流量系数; A_v 为流通截面积; ρ_l 为入口的制冷剂密度; 公式中的流量系数 C_d 和密度 ρ_l 只与工作流体的物理性质有关。因此, 当系统的工质已经确定后, 其值均可视为常数。流体截面积 A_v 与电子膨胀阀开度有关, 通

常可以采用以下经验关系来表示:

$$A_v = \beta_1 + \beta_2 \mu_v \quad (3.43)$$

式中, β_1 和 β_2 为经验系数; μ_v 是膨胀阀的开度。

把等式(3.43)代入等式(3.42)中, 重新整理得:

$$\begin{aligned} \dot{m}_r &= C_d (\beta_1 + \beta_2 \mu_v) \sqrt{2 \rho_1 (P_c - P_e)} \\ &= (C_d \beta_1 \sqrt{2 \rho_1} + C_d \beta_2 \sqrt{2 \rho_1} \mu_v) \sqrt{(P_c - P_e)} \end{aligned} \quad (3.44)$$

若让 $f_1 = C_d \beta_1 \sqrt{2 \rho_1}$, $f_2 = C_d \beta_2 \sqrt{2 \rho_1}$, 那么(3.44)可以简化为:

$$\dot{m}_r = (f_1 + f_2 \mu_v) \sqrt{(P_c - P_e)} \quad (3.45)$$

f_1 、 f_2 可通过实验数据来辨识。电子膨胀阀的体积很小, 制冷剂在膨胀阀可以认为是绝热、等焓的膨胀过程, 因此制冷剂焓值不变, 这意味着系统电子膨胀阀处没有热量损耗, 即 $Q_{ext} = 0$ 。

3.5 溶液热交换器模型

溶液热交换器主要是将发生器出来的高温吸收-制冷剂稀溶液的热量传递到从吸收器出来的低温吸收-制冷剂浓溶液。这样, 可以提高了从吸收器中出来的冷浓溶液的温度, 减少了发生器对这部分溶液再次加热的热量损耗; 又降低了从发生器出来的稀溶液的温度, 减少了向空气中排放的热量。溶液换热器的合理使用, 在一定程度上, 提高了制冷系统的性能系数。在溶液热交换器稳定运行时, 稀溶液把热量传递给浓溶液, 且换热板两边溶液都没有发生相变。

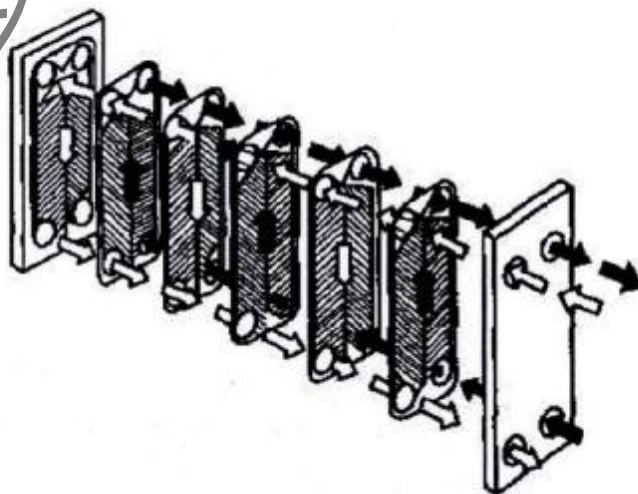


图 3.8 板式换热器示意图

根据能量平衡和传热理论可知，传热过程中所传递的热量可以表示为：

$$Q_{ex} = \frac{(T_{ws1} - T_{ss1})}{R_0} \quad (3.46)$$

其中， R_0 是溶液换热器的总热阻，其值与总传热系数成反比。

一般来说，传热过程可有三个环节来描述：1) 高温热流体(发生器出口处的高温稀溶液)将热量传给板式换热器的壁面高温侧；2) 壁面高温侧将得到的热量传给壁面低温侧，其传递的效率取决于板式换热器的导热性能；3) 壁面低温侧将热量传递给低温冷流体(吸收器出口处的低温浓溶液)。其中，壁面间的导热可忽略不计，则整个溶液换热器的总热阻可表示为：

$$R_0 = \frac{1}{h_{ws} A_{ws}} + \frac{1}{h_{ss} A_{ss}} \quad (3.47)$$

其中， h_{ws} 、 A_{ws} 和 h_{ss} 、 A_{ss} 分别为热流稀溶液的传热系数、传热面积和冷流浓溶液的传热系数、传热面积，对流传热系数 h 的简化表达式为 $h = b\dot{m}^e$ ，将其带入到(3.46)和(3.47)中，则：

$$Q_{ex} = \frac{b_{ss} \dot{m}_{ss}^e A_{ss}}{1 + \frac{b_{ss} A_{ss}}{b_{ws} A_{ws}} \left(\frac{\dot{m}_{ss}}{\dot{m}_{ws}} \right)^e} (T_{ws1} - T_{ss1}) \quad (3.48)$$

式(3.48)中换热面积 A_{ws} 和 A_{ss} 以及系数 b_{ss} 和 b_{ws} 在稳态条件下均可视作常数，则式(3.48)可最终表示为：

$$Q_{ex} = \frac{g_1 \dot{m}_{ss}^e}{1 + g_2 \left(\frac{\dot{m}_{ss}}{\dot{m}_{ws}} \right)^e} (T_{ws1} - T_{ss1}) \quad (3.49)$$

其中， T_{ws1} 、 \dot{m}_{ws} 和 T_{ss1} 、 \dot{m}_{ss} 分别是从小发生器出来的稀溶液的温度、流量和从吸收器出来的浓溶液的温度、流量， T_{ws1} 和 T_{ss1} 可利用安装在溶液换热器处的温度传感器直接获得。溶液换热器的几何特性和流体特性被集总为三个常数参数 (g_1 、 g_2 、 e)，可通过实验获得的稳态数据来辨识。

3.6 发生器模型

发生器在吸收式制冷系统中是主要的耗能、驱动部件。它的作用是将工业废气、风能等低品位的能源所产生的热量传递给吸收剂-制冷剂混合溶液，通过对

混合溶液的加热，使低沸点的制冷剂 R134a 蒸汽被顺利蒸发出来。在制冷循环中(冷凝器和蒸发器)，制冷剂的质量流量便是由发生器蒸发出来的制冷剂的多少决定的。

在发生器中，不是所有外界热源的热量都用于加热、蒸发制冷剂。它们中的大部分热量会被剩下的制冷剂稀溶液吸收，流回吸收器，与环境介质进行热量交换，这样被环境带走的热量就会白白浪费。采用溶液换热器可以对热量进行一部分的回收，但仍会损失少部分能量。制冷系统的性能系数是制冷量与发生器换热量的比值，因此提高发生器的热利用率对制冷系统的性能系数有直接影响，也是发生器设计的关键。

根据加热的方式不同，发生器通常被分为两种：一种是直接对溶液进行加热，虽然它的加热效率很高，但是它极易受到条件的约束，对热源的要求高，且不易推广。另一种方式是通过加热介质(热水)，对发生器内的溶液进行间接加热，不受热源条件的限制，容易推广。本文所依托的实验平台就是通过辅助电加热器加热介质(水)来对溶液进行加热。

发生器与吸收器的传热过程正好相反，吸收器将热量传递到环境介质(空气)中，而发生器是从环境介质(热水)中吸收热量。发生器吸收的热量主要为了满足两部分的需求：一是加热从溶液换热器出来的制冷剂浓溶液使其温度满足制冷剂充分挥发的需求；二是制冷剂由液体变为气体需要吸收热量，而这部分的热量即为制冷剂的汽化潜热。则其换热量可表示为：

$$Q_g = \frac{j_1 \dot{m}_r (T_{gh} - T_{gca}) + \dot{m}_r H_{fg}^r + j_2 \dot{m}_{ws}^e (T_{gh} - T_{sat})}{1 + j_3 \left(\frac{\dot{m}_{ws}}{\dot{m}_h} \right)^e} \quad (3.50)$$

其中， T_{gh} 、 T_{gca} 和 H_{fg}^r 分别为发生器热水侧的入口温度、浓溶液的入口温度和发生器压力下制冷剂的汽化潜热。

在制冷系统中，发生器内的压力应稍高于冷凝器的压力，这个压差不仅可以克服管道阻力对流体的影响，还对给流体的传质过程提供了推力。发生器与吸收器相似，也存在着传热传质过程，不同的是发生器中的质量是由液相传递到气相的。发生器的传质过程也属于对流传质过程，即可采用双膜理论对传质过程进行分析。其传质示意图如图 3.9 所示。

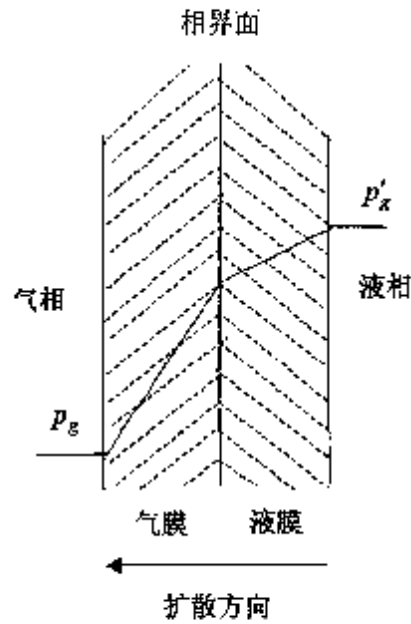


图 3.9 基于双膜理论的发生器传质示意图

基于双膜传质理论可以得出：

$$N'_G = K_G (p'_g - p_g) \quad (3.51)$$

其中， N'_G 为总传质速率， $(p'_g - p_g)$ 为总推动力， K_G 为总传质系数。其主要的推导过程和吸收器中的总吸收系数相似，此处不再重复。

则总传质速率 N'_G 为：

$$N'_G = \frac{j_s m_w^j}{1 + j_s T_r^j m_r^j} (p'_g - p_g) \quad (3.52)$$

其中， m_w 为从发生器出来的稀溶液的质量流量， m_r 、 T_r 和 p_g 为从发生器出来的制冷剂的质量流量、温度和压力， T_r 和 p_g 可利用安装在发生器处的压力传感器和温度传感器测得。 p'_g 为发生器溶液中制冷剂的分压，这与稀溶液的入口温度和浓度有关。

3.7 溶液泵

溶液泵主要将电能转换为机械能进而转换为液体的压力能，对溶液进行升压。溶液泵是吸收式制冷系统中唯一一个需要电能的部件。同压缩式制冷系统相比较，其消耗的电能要少得多。文献^[59]中提到了溶液泵消耗电能的表达式：

$$W_s = \frac{\dot{m}_s (P_c - P_s)}{\rho_s \eta} \quad (3.53)$$

其中， m_5 、 ρ_5 分别为从吸收器出来的浓溶液的质量流量和密度。

3.8 本章小结

本章通过对吸收式制冷循环系统中主要部件的工作原理进行简单介绍，并分析各部件的传热传质过程，进而利用混合建模思想，提出了各部件混合模型。在对制冷系统性能进行优化分析的过程中，各部件模型均被视为优化问题的一个约束条件，为接下来的研究做准备。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第 4 章 吸收式制冷系统组件模型的验证

前边部分已经初步给出了吸收式制冷循环主要部件的模型,为得到精确的实验模型,还需对模型中的各个参数进行辨识。系统中各组件的模型均为非线性,通常采用非线性最小二乘法对未知参数进行辨识,这里采用常用的 Levenberg-Marquardt 法来对其辨识。

4.1 Levenberg-Marquardt 法

Levenberg-Marquardt 算法是一种介于牛顿法和梯度下降法之间的非线性最小二乘法,它同时具备两者的优点,属于“爬山算法”的一种。

其算法的主要流程如下:

目标:对于函数关系式 $x = f(p)$, 给定 $f(\cdot)$ 与含噪声的观测向量 x , 估计 p 的取值。

步骤 1: 取初始点 p_0 , 终止控制常数 ε , $\varepsilon_0 = \|x - f(p_0)\|$, $k = 0$, $\lambda_0 = 10^{-3}$, $\nu = 10$ (也可为其他大于 1 的数)。

步骤 2: 计算雅克比(Jacobi)矩阵 J_k , 计算 $N_k = J_k^T J_k + \lambda_k I$, 构造增量正规方程 $\overline{N}_k \cdot \delta_k = J_k^T \varepsilon_k$ 。

步骤 3: 对增量正规方程进行求解, 并得到 δ_k 。

(1) 如果 $\|x - f(p_k + \delta_k)\| < \varepsilon_k$, 那么令 $p_{k+1} = p_k + \delta_k$, 如果 $\|\delta_k\| < \varepsilon$, 停止迭代计算, 输出结果; 否则令 $\lambda_{k+1} = \lambda_k / \nu$, 转到步骤 2。

(2) 如果 $\|x - f(p_k + \delta_k)\| \geq \varepsilon_k$, 则令 $\lambda_{k+1} = \nu \cdot \lambda_k$, 重新对正规方程求解, 得到 δ_k , 返回步骤(1)。

4.2 制冷系统实验平台介绍

本课题所采用的制冷工质对混合溶液溶质为 R134a, 溶剂为 DMF。根据吸收式制冷系统的整体结构图 1.2, 搭建制冷系统的实验平台。制冷系统的实验平台如图 4.1 所示。

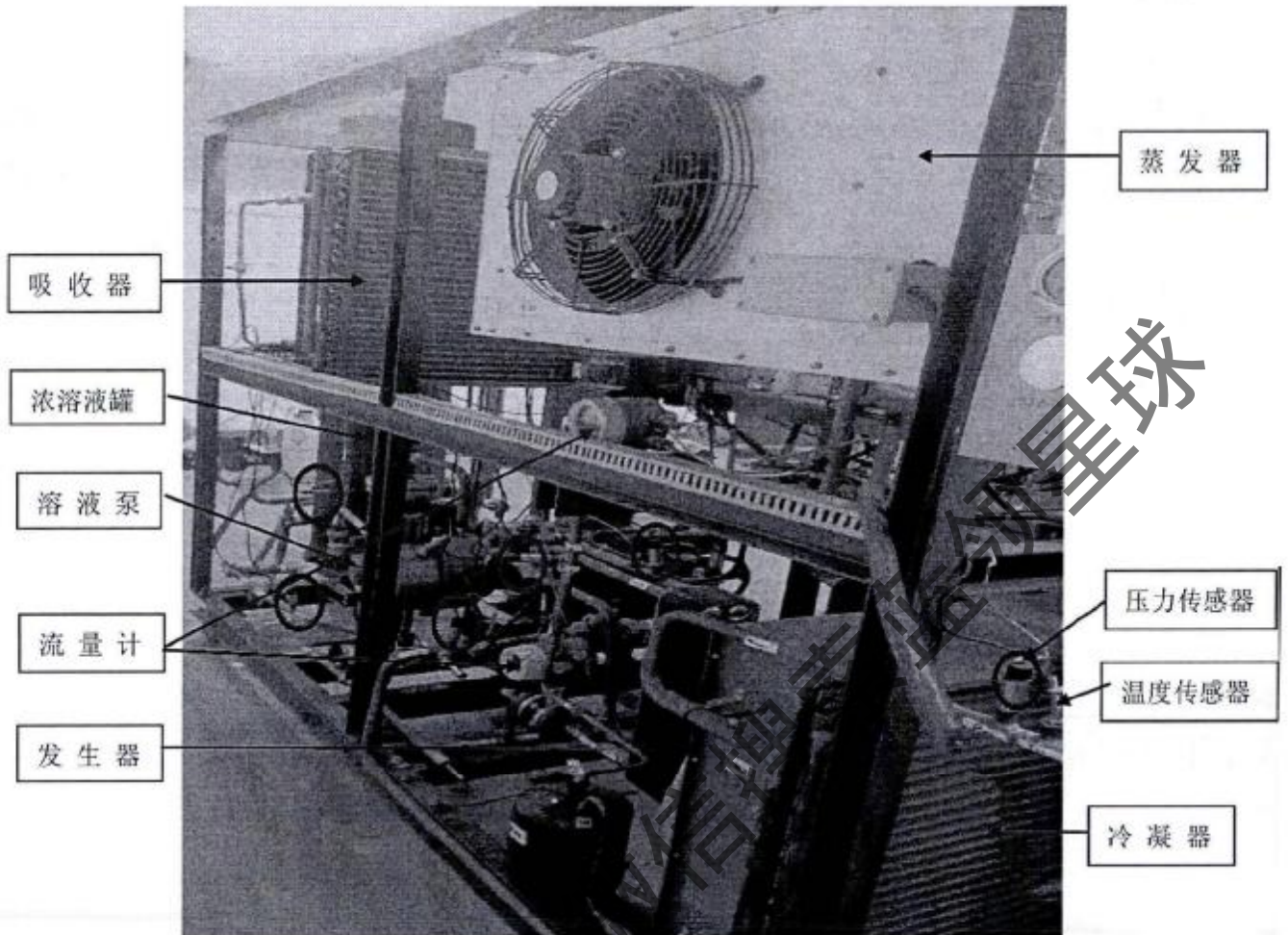


图 4.1 制冷系统实验平台

4.2.1 实验参数测量与采集

制冷系统的传感器分布图如图 4.2 所示。

(1) 温度测量。本系统中共有 11 个温度测量点，采用 PT1000 对其进行测量，测量精度等级为 0.2 级。它们的供电电压均为 24V，输出信号均为 0~10V 的电压信号。

(2) 压力测量。本系统中共有 8 个压力测量点，采用量程为 -1~16bar 的压力变送器对冷凝器和发生器的压力进行测量，采用量程为 -1~8bar 压力变送器对吸收器和蒸发器的压力进行测量。它们的供电电压均为 24V，输出信号均为标准 4~20mA 的电流信号。

(3) 流量测量。本系统中共有 3 个流量测量点，制冷剂循环回路中的流量计 F2，是型号为 LC-W 的椭圆齿轮流量计，其测量范围为 20~200lph，吸收剂循环回路中的流量计 F1 和 F3，是型号为 SDLWGY-C20 的智能涡轮流量计，其测量

范围均为 400~1600lph。所有流量计的测量精度均为 $\pm 0.5\%$ ，供电电压均为 24V，输出信号均为标准 4~20mA 的电流信号。

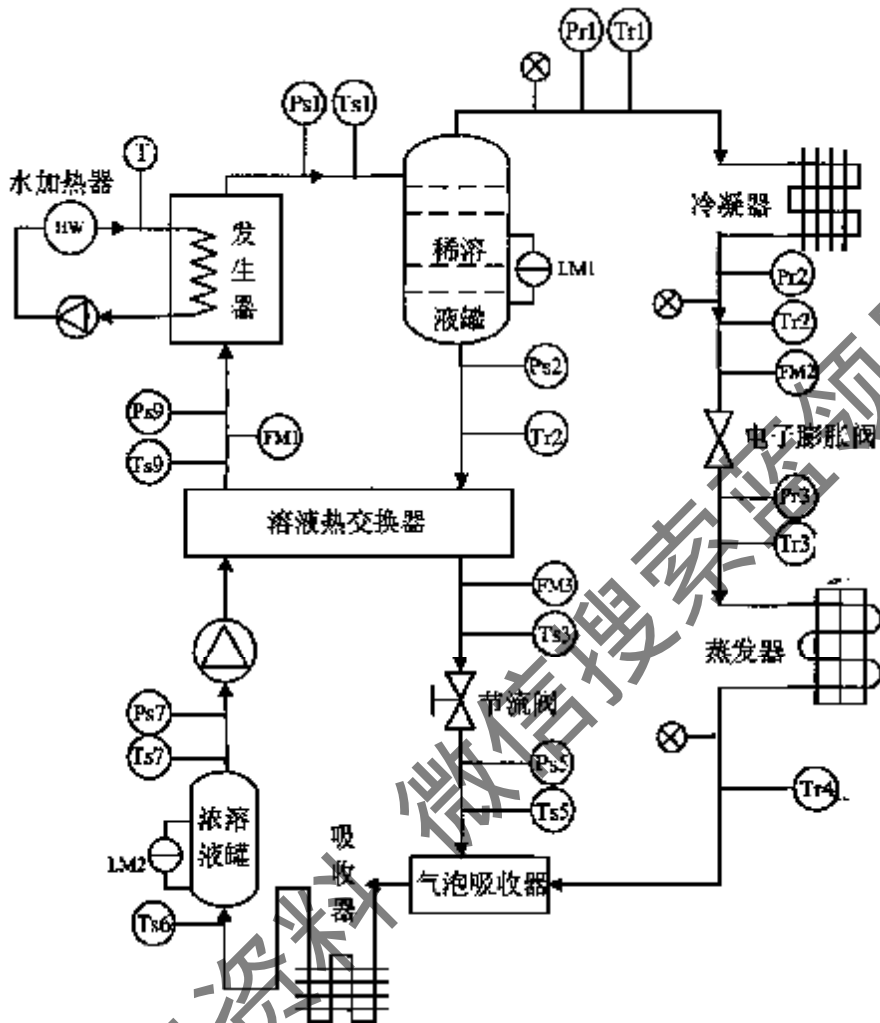


图 4.2 制冷系统传感器分布图

传感器测量的温度、压力、流量这些数据用途是为了辨识模型中的参数。例如，在冷凝器模型中，需要 Pr1 压力传感器测量冷凝器的压力 P_c 、需要 Tr1 温度传感器测量冷凝器的入口温度 T_c 、需要 FM2 流量传感器测量制冷剂的质量流量 m 。根据制冷剂 R134a 的压焓图，由冷凝器的压力便可求得制冷剂的潜热 H_{fg} 和制冷剂的饱和冷凝温度 $T_{c,sat}$ 。通过传感器直接测量和间接计算得到的数据，对冷凝器模型中的参数进行辨识。

4.2.2 实验步骤

为使系统安全、正常工作，需要按照如下步骤操作：

第一步：检漏。在平台搭建成功后，首先需要检查实验装置的气密性，这是因为本课题采用的吸收剂 DMF 属于易燃液体，其与空气混合物爆炸极限为 2.2~15.2%。在充注工质前，先用氮气对系统进行检漏。根据 R134a 的物理特性，本系统拟定高压侧的压力为 10bar 左右，因此，需要充入氮气的压力要达到 10bar。一周后，确保系统中氮气的压力不变，方可进行下一步实验。

第二步：抽真空。在充注制冷工质前，需要保证制冷装置中不存在任何溶液，这就要求抽真空后，系统的绝对压力应低于 50Pa。

第三步：充注制冷工质。先向制冷装置中充入吸收剂溶液，再向其中充入制冷剂，使得稀溶液罐中制冷剂的质量分数达到 65% 左右。

第四步：开启溶液泵。在系统运行前，需要确保吸收剂循环回路的阀门均打开，且稀溶液罐的液位保持在 0.5m，然后打开电源，启动溶液泵，随后启动溶液泵的变频器，使溶液泵运行在 30~50Hz 的频率上。

第五步：开启发生器的电加热器。需要确保电加热器内有足够的水量，对其进行加热，使其温度稳定在 85~95°C。观察发生器出口压力 P_{s1} ，使其在 9~10bar。

第六步：打开冷凝器、蒸发器和吸收器的风机。观察冷凝器出口处的观液镜，当其中出现液体时，系统才能制冷。

第七步：打开电子膨胀阀。使低压侧的压力(膨胀阀出口处的压力 P_{r3})维持在 4bar 左右。如果低压侧的压力过高，可关小节流阀来对其进行调节。

待系统运行一段时间，达到稳定状态后，方可对实验数据进行记录。

4.3 蒸发器模型辨识及验证

$$\text{由第三章推导出的蒸发器模型为: } Q_e = \frac{\dot{m}_r(H_g - H_{el}) + d_1 \dot{m}_r^e (T_{esl} - T_{esul})}{1 + d_2 \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{es}} \right)^e}$$

模型中制冷剂的饱和蒸发温度 T_{esul} 和气相焓值 H_g 都是制冷剂饱和蒸发压力的函数，模型中 H_{el} 为蒸发器入口处制冷剂的焓值，它是由蒸发器入口压力 P_{el} 和入口温度 T_{el} 决定的。它们可表示为：

$$T_{esul}(P_e) = \sum_{i=0}^n a_i P_e^i \quad H_g(P_e) = \sum_{i=0}^n b_i P_e^i \quad H_{el}(P_{el}, T_{el}) = \sum_{i=0}^n \sum_{j=0}^m c_{ij} P_{el}^i T_{el}^j$$

利用 R134a 的特性数据库中的数据，利用二维或三维曲线拟合工具可以得

到他们之间的函数关系，即系数 a_i 、 b_i 、 c_i 。

表 1 中给出的实验数据可用来辨识蒸发器模型中的参数 d_1 、 d_2 、 e 。

表 1 蒸发器的入口参数

	\dot{m}_{ev} (kg/s)	T_{esi} (°C)	\dot{m}_r (kg/s)	T_{esr} (°C)	P_e (kPa)	H_z (kJ/kg)	H_{ei} (kJ/kg)	Q_e (kW)
1	0.543	15.67	0.021	11.68	439.09	403.92	226.33	3.281
2	0.557	15.48	0.024	10.83	427.32	403.83	227.14	3.574
3	0.547	14.23	0.022	8.67	394.75	403.31	224.77	3.845
4	0.553	14.84	0.025	10.67	424.61	403.24	226.26	4.104
5	0.545	14.53	0.028	9.45	405.15	403.31	223.96	4.346
6	0.539	14.93	0.031	10.73	425.21	403.38	227.09	4.564
7	0.566	14.96	0.030	10.53	420.38	403.44	226.64	4.793

通过改变制冷剂 R134a 和环境介质的入口参数，使蒸发器工作在不同的状态下，进行多次实验，并获得不同工作状态下的稳态实验数据，利用这种方法获得的实验数据来对模型进行验证，具有更好的说服力。从获得的实验数据中选取 20 组，并利用 Levenberg-Marquardt 法对未知参数进行辨识。得到未知参数 d_1 、 d_2 、 e 分别为 0.963、1.389、0.511。辨识程序详见附录 2。

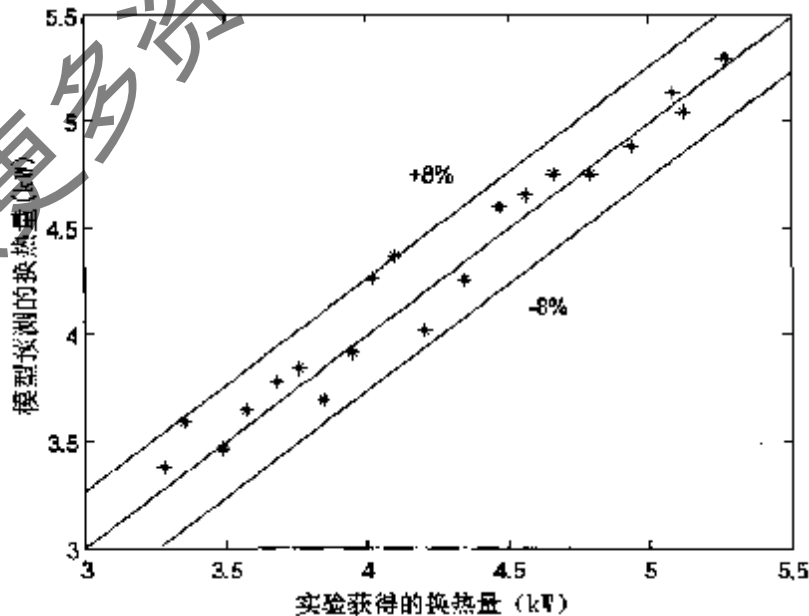


图 4.3 蒸发器实验数据和计算数据的比较

将实验获得的稳态数据和模型预测的数据进行对比，其结果如图 4.3 所示，从图中可知，模型的预测误差在 $\pm 8\%$ 以内，其精确度满足工业要求。这表明，该模型可以较好的预测蒸发器性能。

4.4 冷凝器模型辨识及验证

在表 2 中列出了冷凝器的操作范围，并在其范围内，改变制冷剂 R134a 和环境介质的入口参数，使冷凝器工作在不同的状态下，进行多次实验，并获得不同工作状态下的稳态实验数据。

表 2 冷凝器的操作范围

参数	测量范围	单位
制冷剂的质量流量	0.025~0.045	kg/s
冷凝压力	780~1000	kPa
制冷剂入口温度	44~78	°C
空气侧的质量流量	0.45~1.25	kg/s
空气侧的入口温度	12~19	°C

由第三章推导出的冷凝器模型为：

$$Q_c = \frac{a_1 \dot{m}_r (T_{sat} - T_{csi}) + a_2 \dot{m}_r (T_{ci} - T_{csm}) + \dot{m}_r H_{fg}}{1 + a_3 \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_a} \right)^e}$$

模型中制冷剂的饱和温度 T_{sat} 和汽化潜热 H_{fg} 都是其饱和冷凝压力的函数。

$$T_{sat}(P_c) = \sum_{i=0}^n a_i P_c^i \quad H_{fg}(P_c) = \sum_{i=0}^n b_i P_c^i$$

它们可通过制冷剂 R134a 压焓图曲线直接获得某冷凝压力下 R134a 的饱和温度 T_{sat} 和制冷剂的汽化潜热 H_{fg} ；也可通过 R134a 的特性数据库中的数据，利用二维曲线拟合工具获得它们之间的函数关系。

通过实验获得 20 组稳态数据，然后采用非线性最小二乘法对模型的参数进行辨识。获得的参数 a_1 、 a_2 、 a_3 、 e 分别为 1.31、1.26、0.78、0.54 并对实验数据和计算数据进行拟合，图 4.4 为拟合结果。从图中可知，此模型对冷凝器的性能可以较准确的进行预测。

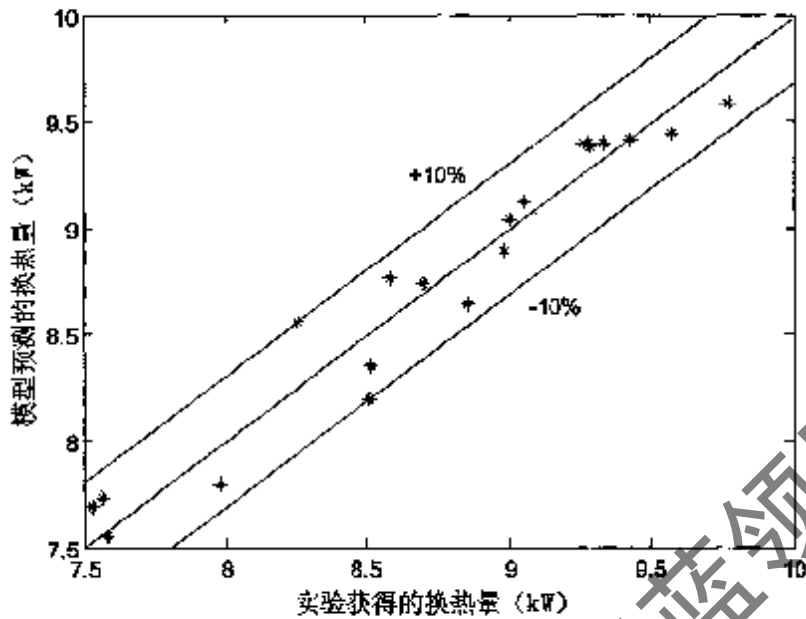


图 4.4 冷凝器实验数据和计算数据的比较

4.5 其他部件模型的辨识及验证

上节中已经对蒸发器、冷凝器模型的辨识方法及辨识的相关程序进行了介绍。它们同样适用于发生器和吸收器中，在这里不再过多的赘述。辨识参数所需的数据，均是系统在他们各自工作范围内稳态运行所得到的数据。得到辨识的参数后即可得到他们完整的混合模型。

表 3 给出吸收器的工作范围。表 4 给出了 20 组数据，对实验获得的换热量和模型预测的换热量进行对比。从图 4.5 中可以直观地看出，吸收器的模型预测数据较实验获得的数据存在 $\pm 14\%$ 的误差。

表 3 吸收器的操作范围

参数	测量范围	单位
制冷剂蒸汽的质量流量	0.025~0.045	kg/s
吸收压力	250~450	kPa
制冷剂蒸汽的入口温度	0~10	°C
空气侧的质量流量	0.45~1.25	kg/s
空气侧的入口温度	12~17	°C
吸收液的入口温度	17~44	°C

表 4 吸收器实验数据和计算数据的对比

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
实验获得的数据(kW)	3.28	3.36	3.49	3.57	3.68	3.76	3.85	3.95	4.02	4.10
模型预测的数据(kW)	3.37	3.59	3.46	3.64	3.77	3.84	3.70	3.72	4.27	4.37
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
实验获得的数据(kW)	4.20	4.26	4.35	4.47	4.56	4.58	4.62	4.66	4.79	4.94
模型预测的数据(kW)	4.02	4.30	4.25	4.39	4.65	4.63	4.54	4.70	4.75	4.88

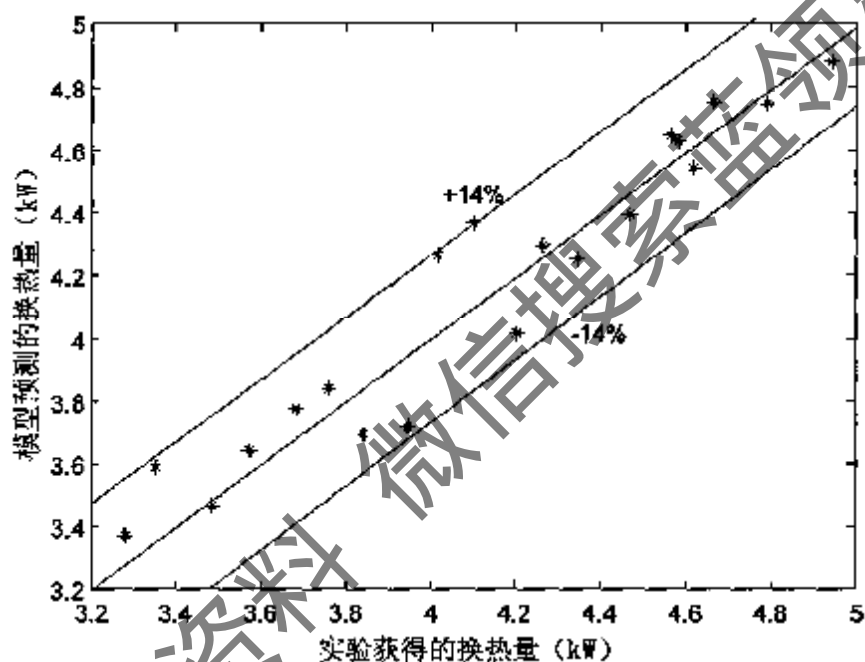


图 4.5 吸收器实验数据和计算数据的比较

表 5 和表 6 分别给出发生器的工作范围和 20 组对比数据。从图 4.6 中可以直观地看出，发生器的模型预测数据较实验获得的数据存在 $\pm 12.5\%$ 的误差。

表 5 发生器的操作范围

参数	测量范围	单位
制冷剂蒸汽的质量流量	0.025~0.045	kg/s
发生压力	650~1000	kPa
热水侧的质量流量	0.02~0.09	kg/s
热水侧的入口温度	80~95	°C
吸收液的入口温度	75~90	°C

表 6 发生器实验数据和计算数据的对比

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
实验获得的数据(kW)	7.26	7.41	7.50	7.56	7.68	7.78	7.86	7.88	7.98	8.00
模型预测的数据(kW)	7.46	7.39	7.35	7.54	7.67	7.74	7.64	7.79	7.89	8.04
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
实验获得的数据(kW)	8.06	8.16	8.24	8.29	8.34	8.43	8.53	8.57	8.68	8.77
模型预测的数据(kW)	8.12	8.27	8.39	8.43	8.40	8.52	8.69	8.44	8.55	8.58

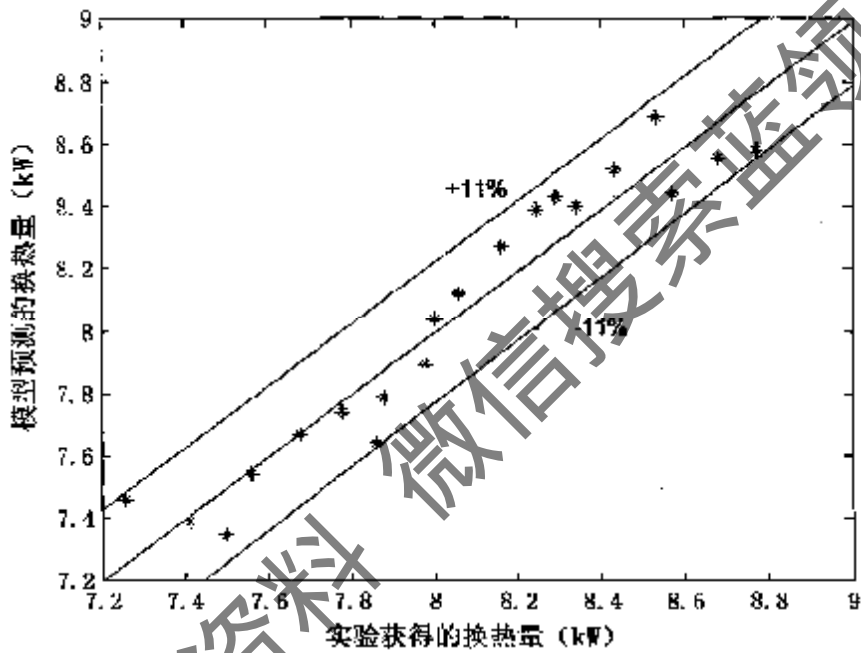


图 4.6 发生器实验数据和计算数据的比较

4.6 本章小结

本章通过利用非线性最小二乘法(L-M 算法)对第三章各组件模型中的参数进行辨识, 获得模型后, 进而通过比较实验数据和模型计算数据来分析模型的有效性。通过分析可知, 冷凝器和蒸发器的模型是有效的, 满足工业需求, 而发生器和吸收器的模型的拟合效果稍差, 还需进一步改进。

第 5 章 吸收式制冷循环的系统优化

吸收式制冷系统是一个参数强耦合的非线性的复杂系统。对其进行系统优化需要找出整个制冷循环与部件间的参数关系，进而提出优化的目标函数、约束条件，并利用优化算法对其进行优化，找到系统的最优运行状态。

5.1 模型中参数的耦合关系

压缩式制冷系统中，只有冷凝器和蒸发器两个换热器，且制冷剂在换热器中只进行热量交换，不存在质量传递。在吸收式制冷系统中，换热器的数量有 5 个，每个均进行热量交换，不仅如此，在发生器和吸收器中还存在质量传递。因此，吸收式制冷系统中的参数很多，这也加大了对制冷系统分析的难度。为了对整个系统进行优化分析，保留重要的关键参数，去除对系统影响不大的参数是十分必要的。

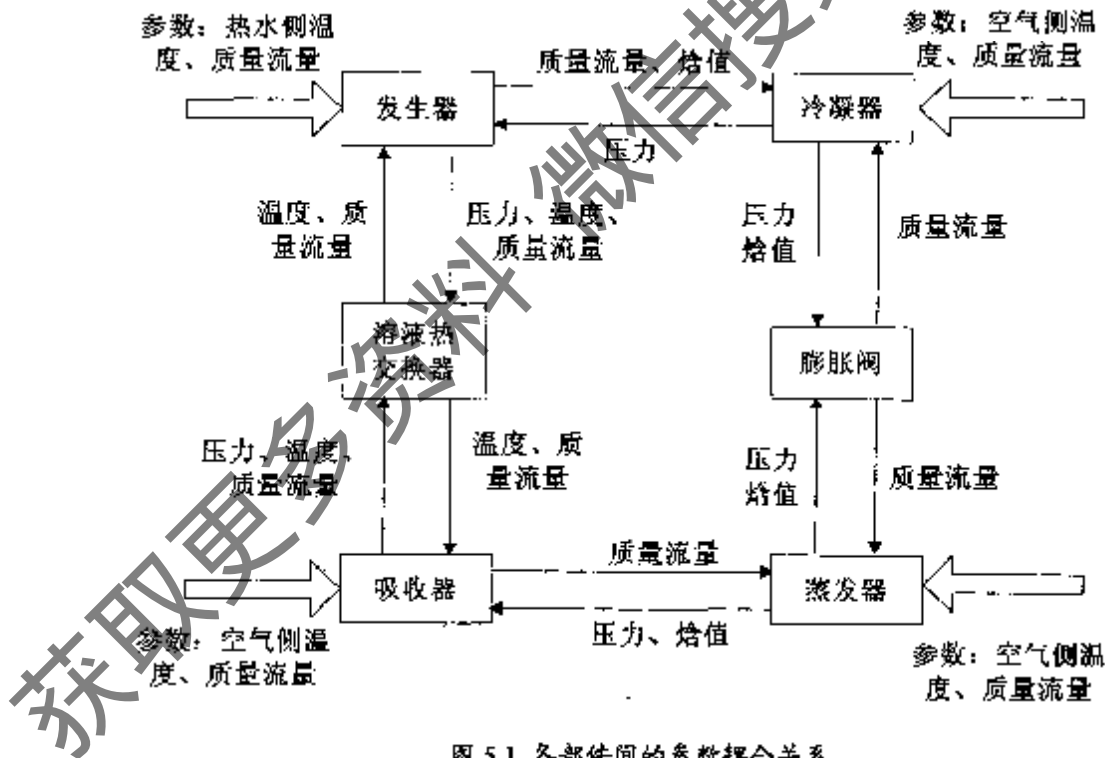


图 5.1 各部件间的参数耦合关系

从图 5.1 中可以看出吸收式制冷系统中各部件之间、部件与环境(空气、水)之间既相互耦合，又是相互独立的。例如：由式(3.45)可知，电子膨胀阀的质量流量与冷凝器和蒸发器之间的压差决定，反过来，膨胀阀的质量流量也影响冷凝器的冷凝压力和蒸发器的蒸发压力。因此，在建模过程中，正确处理好模型之间

的耦合关系、参数的选取，是建立模型成败的关键。

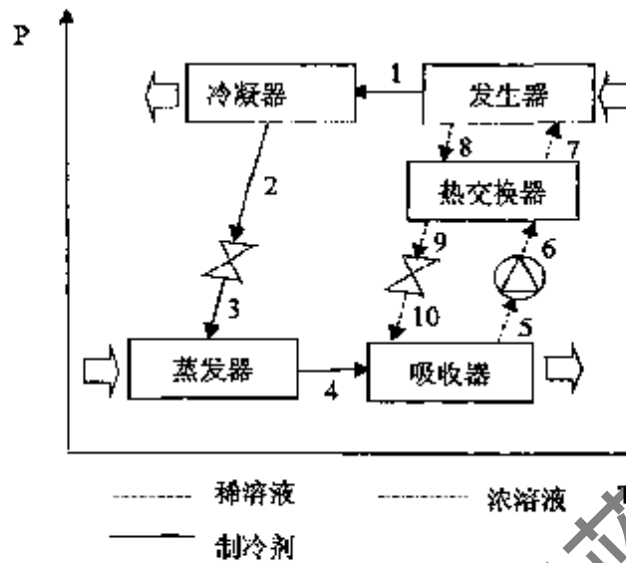


图 5.2 基本吸收式制冷系统示意图

吸收式制冷系统中传质过程比较复杂，现将其进行简单处理。文献[60]中采用 Aspen Plus 分析 R134a/DMF 二元溶液，结果表明，R134a/DMF 溶液的 P-x-y 曲线和 NH₃/H₂O 溶液的 P-x-y 曲线类似。因此，在本课题单效制冷系统(如图 5.2 所示)中，发生器整体的质量守恒可表示为：

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_1 \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 \quad (5.2)$$

其中，x 表示溶液中吸收剂的质量分数。经整理可以得出，浓溶液和稀溶液的质量流量分别为：

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{x_8}{x_8 - x_7} \quad (5.3)$$

$$\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} = \frac{x_7}{x_8 - x_7} \quad (5.4)$$

文献[61]中，假定发生器压力与冷凝器压力相等，吸收器压力与蒸发器压力相等的前提下，给出了在发生温度为 100°C，冷凝温度为 40°C，吸收温度为 30°C，蒸发温度为 10°C 的条件下，R134a/DMF 工质对中发生器中 R134a 的质量分数为 61.3%，吸收器中 R134a 的质量分数为 32.7%。利用该文献给出的 R134a 的质量分数，根据式(5.3)和(5.4)，可以求出 R134a 浓溶液和稀溶液的质量流量。

制冷系统中唯一存在的消耗电能的部件就是溶液泵,其主要作用就是提升溶液的压力。通过分析实验数据认为:溶液泵消耗的能量远远小于发生器消耗的能量。因此,在对系统进行优化时,将不把溶液泵消耗的能量考虑在内,则整个吸收式制冷系统的能量守恒关系式为:

$$Q_g + Q_e = Q_c + Q_d \quad (5.5)$$

发生器吸收热水的能量、蒸发器吸收室内空气中的热量与冷凝器、吸收器向环境中释放的能量相等。

5.2 系统优化问题的描述

5.2.1 系统优化的目标函数

对于吸收式制冷系统来说,系统消耗的能量主要是热能。系统的性能系数是制冷系统制取的制冷量 Q_e 与消耗的热量 Q_g 之比

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (5.6)$$

本课题主要研究在变工况下,如何控制系统中的参数,使系统产生的制冷量较多且消耗的热能较小,达到提高系统性能系数的目的。基于人们的这种生活需求,研究者通常将系统的性能系数作为制冷系统的优化目标函数:

$$\max COP = Q_e / Q_g \quad (5.7)$$

热能消耗量 Q_g 和制冷量 Q_e 的模型用等式(3.23)和(3.50)分别表示,其中包含多个温度、压力、流量参数,他们均会对制冷系统的性能产生或大或小的影响。在实际工程中,这些参数会受到许多约束。在优化问题中,有两种类型的约束:组件间的交互约束和组件与流体的物理约束。

5.2.2 系统优化的约束条件

1、组件和流体的物理约束

(1) 冷凝温度、蒸发温度和吸收温度

$$T_{cst} \leq T_{ct} \quad (5.8a)$$

$$T_{ct} \leq T_{est} \quad (5.8b)$$

$$T_{cst} \leq T_{at} \quad (5.8c)$$

对于冷凝器和吸收器而言,两者都是将制冷系统中的热量向环境中释放的过程,因此他们的温度必须高于外界环境的温度,并保持一定的温差,才能保证制冷剂与外界环境的热量交换正常进行。而蒸发器是通过吸收室内空气中的热量,达到降低室内温度的目的,因此它的温度必须低于室内空气的温度,并保持一定的温差。

(2) 发生温度

$$T_{gq} \leq T_{gbr} \quad (5.9)$$

发生器依靠吸收热水的热量对吸收-制冷溶液进行加热,因此发生温度应小于热水的温度,并保持一定的温差,给热量交换提供推动力。

(3) 蒸发器出口处制冷剂的过热度

$$5^{\circ}\text{C} \leq T_{e,sh} = T_{ev} - T_{esat} \leq 10^{\circ}\text{C} \quad (5.10)$$

在制冷循环中,如果蒸发器出口处的制冷剂过热度过低,将会引起系统的振荡,而如果过热度过高,将会使系统的性能系数急剧下降。因此需要根据制冷系统的配置,合理设定过热度的上下限。

(4) 冷凝器出口处制冷剂的过冷度

$$T_{c,sc} \geq 0 \quad (5.11)$$

过冷度只设定下限,以确保在膨胀阀入口处的制冷剂为液态。根据流体的热力学可知,流体在两相区的换热量最高,所以在冷凝器中应尽可能使制冷剂处于两相状态,这就要求冷凝器的过冷度也不能取得过高。

(5) 制冷剂的质量流量

$$\dot{m}_r \leq \dot{m}_r \leq \dot{m}_{r,max} \quad (5.12)$$

为保证制冷剂在冷凝器和蒸发器中进行实时热交换的需求,制冷剂的质量流量不能太小。制冷剂的流量上限与系统内总的制冷剂含量有关,还与膨胀阀的开度有关。

$$\dot{m}_r = (f_1 + f_2 \mu_r) \sqrt{(P_c - P_e)} \quad (5.13)$$

膨胀阀的开度和两端的压差共同决定系统制冷剂的质量流量。而膨胀阀的开度的约束条件是: $0 < \mu_r \leq 1$ 。

2、部件之间的等式约束

制冷系统中，冷凝器、蒸发器和吸收器这三个组件与环境进行热量交换时，他们的换热量都会受到各自空气侧的质量流量(即风机转速)的影响。不仅如此，由于各组件之间参数的强耦合关系，每一个组件性能的好坏会对整个系统的性能产生影响。

(1) 制冷剂循环侧的等式约束

$$Q_c = \frac{a_1 \dot{m}_r^c (T_{csi} - T_{cst}) + a_2 \dot{m}_r (T_{ci} - T_{cst}) + \dot{m}_r H_{fg}}{1 + a_3 \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{cs}} \right)^c} \quad (5.14)$$

冷凝器:

$$Q_e = \frac{\dot{m}_r (H_g - H_{gl}) + d_1 \dot{m}_r^c (T_{esi} - T_{est})}{1 + d_2 \left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{es}} \right)^d} \quad (5.15)$$

蒸发器:

(2) 吸收剂循环侧的等式约束

$$Q_a = \frac{c_1 \dot{m}_r (T_{ci} - T_{ast}) + \dot{m}_r H'_{fg} + c_2 \dot{m}_{ws}^c (T_{wsi} - T_{asi})}{1 + c_3 \left(\frac{\dot{m}_{ws}}{\dot{m}_{as}} \right)^c} \quad (5.16)$$

吸收器:

$$Q_g = \frac{j_1 \dot{m}_r (T_{go} - T_{gout}) + \dot{m}_r H'_{fg} + j_2 \dot{m}_{ws}^c (T_{ghi} - T_{gsi})}{1 + j_3 \left(\frac{\dot{m}_{ws}}{\dot{m}_h} \right)^c} \quad (5.17)$$

发生器:

$$Q_{ex} = \frac{g_1 \dot{m}_{ss}^c (T_{wsi} - T_{ssi})}{1 + g_2 \left(\frac{\dot{m}_{ss}}{\dot{m}_{ws}} \right)^c} \quad (5.18)$$

溶液热交换器:

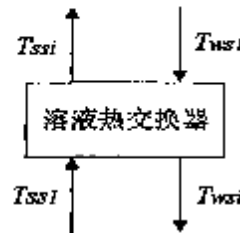


图 5.3 溶液热交换器的参数示意图

溶液热交换器除了采用(5.18)式求解外，还可以利用图 5.3 所示的参数进行表示：

$$\begin{aligned} Q_{ex} &= c'_p \dot{m}_{wz} (T_{wz1} - T_{wz2}) \\ &= c''_p \dot{m}_{sz} (T_{sz1} - T_{sz2}) \end{aligned} \quad (5.19)$$

式(5.19)中 c''_p 和 c'_p 分别表示制冷剂浓、稀溶液的比热。吸收剂循环中主要是通过图 5.3 中溶液换热器的相关参数将发生器与吸收器进行连接，并构成一个循环的。

两个循环的等式约束依靠发生器制冷剂出口温度 T_{gp} (即冷凝器的入口温度 T_{cp}) 和吸收器制冷剂入口温度 T_{ca} (即蒸发器的出口温度 T_{ea}) 这两个温度参数连接起来的。

5.3 系统采用的优化算法

1、适应度函数的确定

构建新的适应度函数，首先需要对约束条件进行处理，常用的方法是给约束条件增加一个惩罚因子，并把他们加到原来的目标函数中。适应度函数是如下：

$$fitness = COP + V \quad (5.20)$$

其中， V 称为惩罚函数。通过添加惩罚因子，将不等式约束及等式约束转换为惩罚项，并构建新的适应度函数，来对系统进行优化分析。

2、粒子的个数和维度

由优化问题描述一节中，可以看出，整个制冷系统的性能系数需要以下变量共同作用。

$$Q_{total} = f \left(\begin{matrix} \dot{m}_r, \dot{m}_{ca}, \dot{m}_{sz}, \dot{m}_{wa}, \dot{m}_h, T_{csi}, T_{ci}, T_{ai}, T_{ghi}, \\ \dot{m}_{wz}, \dot{m}_{sz}, P_c, P_e, P_a, P_g, \mu_v, T_{ci}, T_{ca}, T_{wz1}, T_{wz2}, \\ T_{ca}, T_{wz1}, T_{sz1}, T_{gp}, Q_c, Q_e, Q_g, Q_a, Q_{ca} \end{matrix} \right) \quad (5.21)$$

从式中可以看出，影响系统性能系数的参数很多，而同时对这些参数进行优化是十分困难的。因此，需要通过分析参数间的耦合关系，来减少优化参数的个数，降低优化的难度。在优化过程中，设定冷凝器、蒸发器、吸收器的风机和水加热循环中的水泵均工作在工频状态下，它们的风速和水流量均为不可控参数。

(1) 冷凝器、蒸发器和吸收器风机处的环境温度 T_{ca} 、 T_{ca} 和 T_{ca} 可通过温度传感器直接测量得到，它们属于不可控参数。

(2) 冷凝器、蒸发器和吸收器风机处的质量流量 \dot{m}_{cs} 、 \dot{m}_{es} 、 \dot{m}_{as} 的大小与风机的频率有关，它们属于不可控参数。

(3) 发生器热源侧的热水的质量流量 \dot{m}_h 与水泵的频率有关，属于不可控参数。而热水的入口温度 T_{gh} 可通过温度传感器直接测得，它是通过调节电加热器的温度来改变的。

(4) 蒸发器制冷剂出口处的温度 T_{eo} 与进入吸收器的制冷剂温度 T_{ra} 相等。

$$T_{eo} = T_{esat} + T_{e,sh} \quad (5.22)$$

T_{eo} 是饱和蒸发温度和过热度之和，其中制冷剂饱和蒸发温度由蒸发压力 P_e 决定，过热度可根据式(5.10)设定。

(5) 发生器出口侧制冷剂的温度 T_{go} 与冷凝器入口处制冷剂的温度 T_{ca} 相等；

(6) 考虑到发生器与吸收器中的传质过程用式(5.1)至(5.4)进行简化，不需用考虑 P_g 与 P_e 、 P_s 与 P_c 之间的压差，此处，认为： $P_g = P_e$ ， $P_s = P_c$ 。

(7) 制冷剂的质量流量 \dot{m}_r 可根据式(5.13)由冷凝压力、蒸发压力和电子膨胀阀的开度计算出来，并根据式(5.3)和(5.4)能计算出，制冷剂稀溶液和浓溶液的质量流量 $\dot{m}_{r,s}$ 、 $\dot{m}_{r,c}$ 。

进一步考虑式(5.14)至(5.19)的等式约束关系，可以进一步简化优化问题，使之成为：

$$fitness = f(T_{gh}, P_c, P_e, \mu_v) \quad (5.23)$$

因此，粒子的维度为 4，设置初始粒子的个数 N 为 100 个。

3、优化算法的基本流程

(1) 初始化：设置粒子的个数 N 为 100 个，设置粒子的初始速度和位置。

(2) 计算适应值：计算每个粒子的适应值，将其作为粒子的 $pbest$ ，将所有 $pbest$ 中最好的值作为本代粒子的 $gbest$ 。

(3) 更新权重、速度和位置：根据公式(2.6)、(2.3)和(2.2)更新粒子的权重、速度和位置。其中，学习因子 $c_1 = c_2 = 2$ ，最大迭代次数 $T_{max} = 1000$ 。

(4) 更新个体最优和全局最优：根据公式(2.4)和公式(2.5)更新 $pbest$ 和 $gbest$ 。

(5) 终止条件：判断前后两次适应度值的差值是否小于 10^{-5} ，是，则迭代结束，输出当前全局最优粒子；否，则返回步骤(3)；判断是否达到最大迭代次数 T_{max} ，

是，结束迭代，输出当前全局最优粒子；否，返回步骤(3)。



图 5.4 基于粒子群优化算法的制冷系统优化流程图

5.4 系统的优化结果

吸收式制冷系统十分复杂，而且具有较大的迟滞性，通过实验几乎无法获得不同时期完全相同的负荷条件。因此，采用 TRNSYS 软件对实际的实验操作平台进行仿真模拟。图 5.5 为吸收式制冷系统的基本仿真流程图。图中仅给出系统中流体的流向，并未加入控制环节。系统构建的各部件模型的图标由 TRNSYS 软件中自带的图标表示。部件的模型需利用 Visual Fortran 软件进行编程。

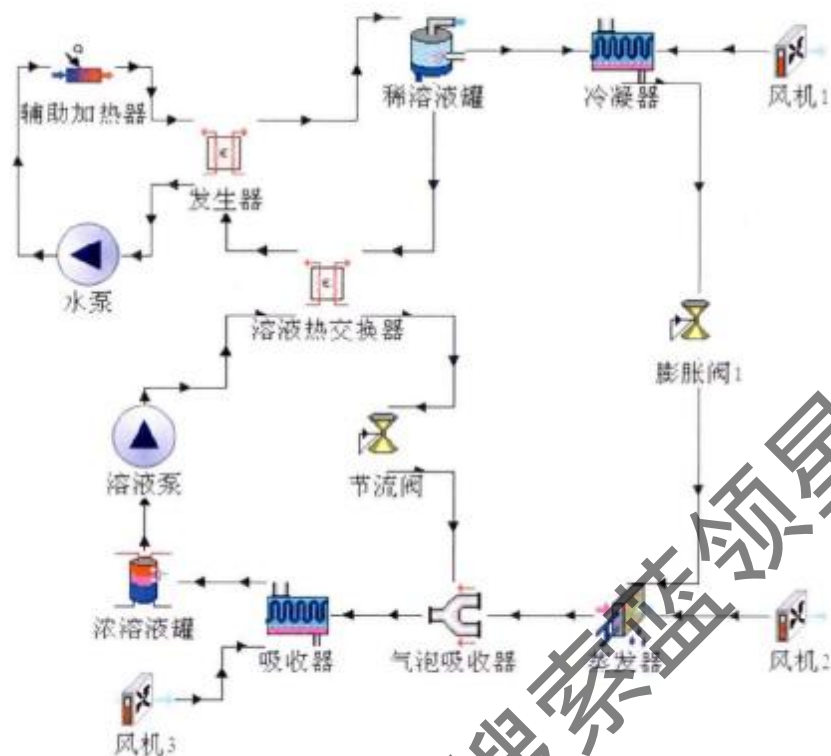


图 5.5 吸收式制冷系统基本工具流程图

为解决系统优化问题，首先根据济南夏季某一天上午 7:00 到下午 20:00 室外温度的变化曲线，如图 5.6 所示，利用经验公式计算出该天制冷房间所需的冷负荷。对房间冷负荷进行估算时主要是以房间围护结构和室内人员的负荷为基础，按各面朝向计算负荷。室内人员散热量按 116.3 瓦/人计算，最后将各项数量的和乘以新风负荷系数 1.5 即为估算结果。

$$Q = (Q_w + 116.3n) \times 1.5 \quad (5.24)$$

$$Q_w = KA\Delta t \quad (5.25)$$

式中： Q —空调系统的总负荷， W ；

Q_w —围护结构引起的总冷负荷， W ；

n —室内人员数；

K —围护结构传热系数， $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ；

A —围护结构传热面积， m^2 ；

Δt —室内外侧空气温差， $^\circ C$ ；

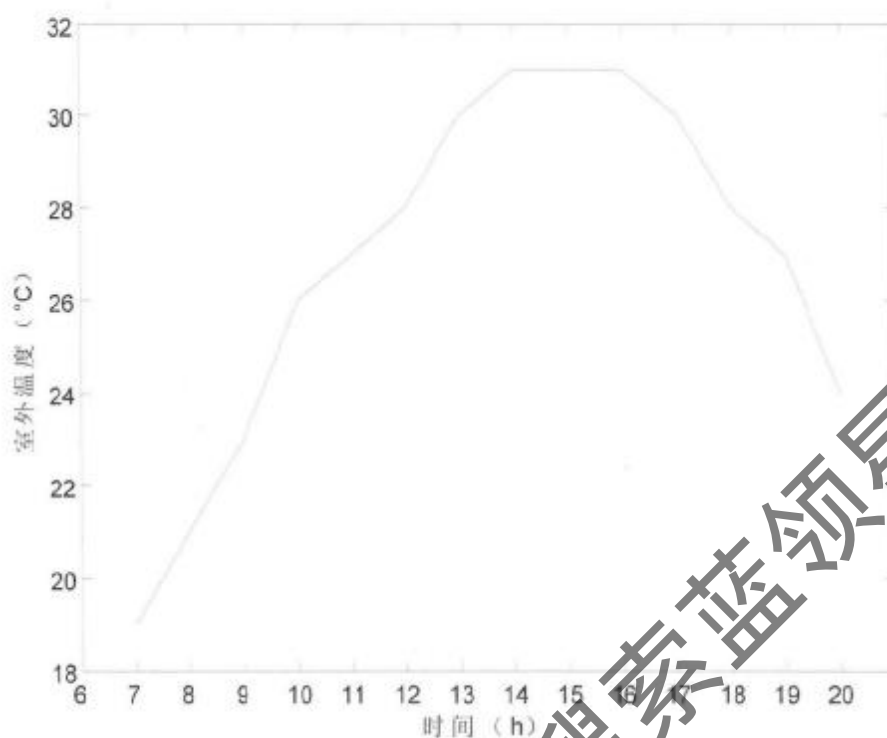


图 5.6 夏季某一天室外温度变化曲线

对济南市某建筑物的房间进行冷负荷计算，房间长为 10m，宽为 6m，高为 3m。通过查阅《民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)》表 4.2.1，选择济南建筑的各部分围护结构的传热系数。为简化计算，选定围护结构的传热系数为 $0.585 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。设定室内的温度为 $26^\circ C$ ，室内人员数为 15 人。在计算房间所需冷负荷时，还应考虑到午休时间室内人员数的变动。经计算得出，夏季某天房间的逐时冷负荷计算值，如表 7 所示，逐时冷负荷的变化曲线，如图 5.6 所示。

表 7 夏季某天房间内所需的逐时冷负荷

时间 (h)	7	8	9	10	11	12	13
冷负荷(kW)	1.290	1.699	2.048	2.617	2.806	2.925	2.925
时间 (h)	14	15	16	17	18	19	20
冷负荷(kW)	3.355	3.565	3.565	3.375	2.996	2.806	2.238

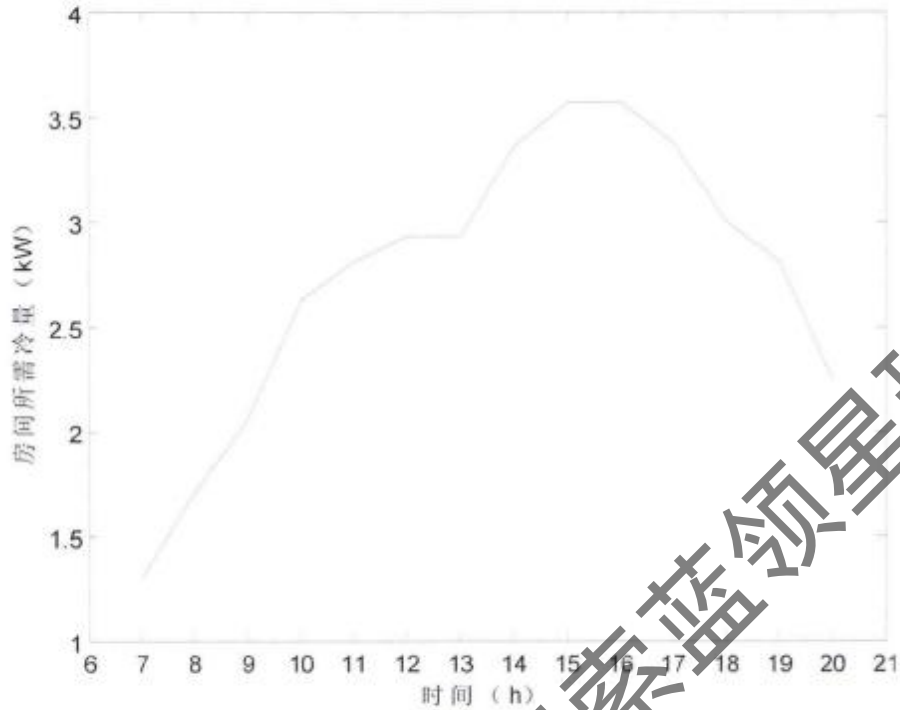


图 5.7 夏季某天房间内所需的时间冷负荷

采用粒子群算法对整个制冷系统进行优化，优化结果表明，当蒸发压力为 4.3bar，冷凝压力为 9.8bar，电子膨胀阀的开启度为 80%，辅助电加热器的水温为 95℃ 时，制冷系统的优化效果最佳。

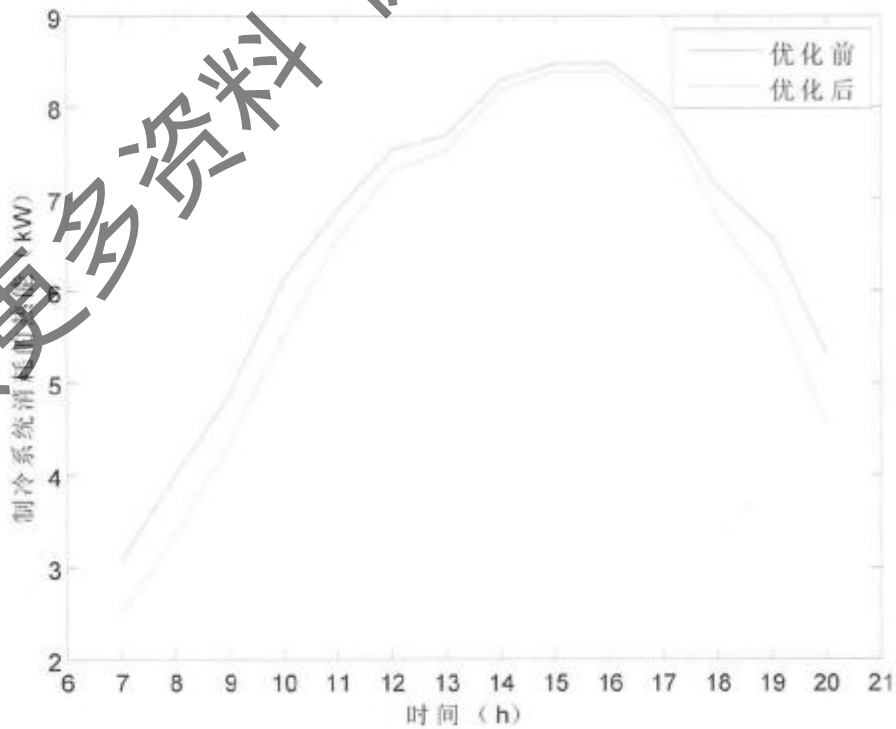


图 5.8 系统优化前后消耗的热量对比

对比优化前后系统的运行结果，其结果如图 5.7 所示。从图中的结果可以看出，当室外温度较高时，采用粒子群优化后的系统与优化前的系统相比，节省的热能较少，而当室外温度较低时，系统优化后的节能效果比较明显。

5.5 本章小结

本章首先分析了制冷系统中的参数耦合关系，并对传质过程进行了简化处理。然后找出影响制冷系统的能耗的相关参数，进而提出系统整体性能优化的目标函数，并找出影响系统运行的等式或不等式形式的约束条件。通过使用粒子群算法对系统进行优化，并对比优化前后系统的运行结果。结果表明，该优化算法可以使系统运行在最佳状态，降低能量消耗，提高系统性能系数。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第6章 结论与展望

6.1 结论

随着分布式能源市场的扩大,吸收式制冷系统再次成为人们关注的焦点。提高系统的性能系数是本课题研究的目标。改进系统的控制策略,使系统运行在最佳状态下,方能达到研究的目标。先进的控制算法需要精确的模型作为支撑,然而制冷系统是一个参数强耦合的非线性复杂系统,这加大了建模的难度。本文主要是对吸收式制冷系统各部件建立混合模型,并对整个系统进行全局优化。

首先,对制冷系统的基本原理和研究现状做了简单概述,并对优化系统所使用的优化算法做了简单介绍。然后,对系统中的五大换热器部件进行机理分析,并分别对他们建立了混合模型。最后,利用这些模型,提出优化问题的目标函数,并对其进行求解。结果表明,本文所提出的优化方法提高了系统的整体性能,降低了系统的能量损失。

本文粒子群优化算法对目标函数进行优化。在第二章中,着重讨论了算法处理约束优化问题的方法,并对影响参数和运算过程做了简单介绍,最后将其与传统优化算法进行了比较,指出了各自的优缺点。

本文的重点是对部件进行建模。在第三章中主要采用 Cai 等人提出的混合建模方法对制冷系统各部件建模。在第四章中,将模型运用到实际系统中,对其进行实验验证。建模的主要步骤为:1) 根据能量守恒和质量守恒以及热力学定律,描述出传热传质过程的基本控制方程;2) 分析模型中的变量,将部件的几何尺寸、热交换系数等信息集中在几个常数参数中;将对系统影响较大的、容易测量、易于控制的变量作为模型的输入/输出变量;3) 给出由输入/输出变量组成的换热方程;4) 采用非线性最小二乘法(L-M 算法)确定模型中的未知参数。5) 利用模型得出的计算数据和实验数据进行比较,对模型进行实验验证。结果表明,本文提出的混合模型结合了理论模型和经验模型的优点,可以准确的对部件性能进行预测,适用于对系统进行实时控制。

本文在第五章中提出了吸收式制冷系统的全局优化方法。首先,通过分析影响系统性能系数的关键变量,给出了整个制冷系统的优化目标函数,然后,根据系统中组件间的相互影响和物理约束,分析优化问题的约束条件。最后,利用罚函数对约束条件进行处理,采用粒子群算法求解目标函数,并对比优化前后系统

的运行结果。通过仿真实验表明,本文所提出的优化方法改善了整个系统的性能,减少系统的能量损耗。

6.2 展望

本课题中采用的建模方法不需要考虑部件的几何尺寸,只需考虑部件的出入口条件,模型十分简单还能准确地对部件性能进行预测,因此该建模方法值得大力推广。本课题的研究目的是,提高系统的性能系数,降低系统的能量消耗。虽达到了研究的目的,但在研究过程中仍有许多不足和需要改进的地方。

1、进一步分析传质过程。本文采用的混合建模方法对模型进行了简单化处理,尤其是对吸收器和发生器的传质过程进行的简化,对系统的优化会产生一定的偏差。在接下来的研究中,需要进一步分析它们的传质过程,使仿真系统更加贴合实际。

2、进一步改进优化算法。本文所采用的是最基本的粒子群算法,容易陷于局部最优解,需要对优化算法进行进一步的改进。

参考文献

- [1] 孙淑飞. 混合制冷剂扩散吸收式制冷系统性能改进研究[D]. 浙江大学, 2013.
- [2] 李大红. 混合制冷剂吸收式制冷性能优化分析[D]. 浙江大学, 2014.
- [3] 高旭. 用于深度冷冻的混合制冷剂吸收式制冷循环的理论与实验研究[D]. 浙江大学, 2011.
- [4] 冯丽洁, 付林, 张世钢等. 电压缩式制冷循环与吸收式制冷循环的热力学比较分析[J]. 暖通空调, 2012, 08: 95-99.
- [5] 欧阳伶俐. 一种混合吸收式制冷机的预测控制算法研究[D]. 华中科技大学, 2006.
- [6] 焦永刚. 余热回收型吸收式制冷循环优化研究[D]. 天津大学, 2005.
- [7] 洪大良. 新型吸收式制冷循环构建理论及其应用研究[D]. 浙江大学, 2013.
- [8] 何一坚. 深度冷冻吸收制冷理论与实验研究[D]. 浙江大学, 2004.
- [9] 刘庆伟. 低温余热型氨水吸收式制冷 HGAX 循环性能研究[D]. 大连理工大学, 2012.
- [10] Corberan J.M and Melon M.G. Modeling of plate finned tube evaporators and condensers working with R134A. *International Journal of Refrigeration*, 1998, 21(4): 273-284.
- [11] Nezu Y, Hisada N, Ishiyama T, Watanabe K. Thermodynamic properties of working-fluid pairs with R134a for absorption refrigeration system. In: *Natural Working-Fluids 2002, IIR Gustav Lorentzen Conf. 5th. China*, 2002, 446-453.
- [12] Suresh M, Mani A. Performance Evaluation of R134a/DMF-Based Vapor Absorption Refrigeration System. *Heat Transfer Engineering*, 2013, 34 (11-12): 976-984.
- [13] Balamurugan P, Mani A. Heat and mass transfer studies on compact generator of R134a / DMF vapour absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 2012, 35(3): 506-517.
- [14] 陈曙辉, 郑飞, 王剑峰, 陈光明. HCFC22 替代工质的吸收制冷特性[J]. 工程热物理学报, 1999, 20 (4): 410-412.
- [15] 陈曙辉, 陈光明, 郑飞, 张红线. 采用替代工质的吸收式制冷运行特性[J]. 低温工程, 1999, 112 (6): 22-30.
- [16] 陈曙辉, 陈光明, 郑飞, 王剑峰, 钟永芳, 冯仰浦, 张红线, 张萍. HCFC22 替代物吸收制冷特性的实验研究[J]. 太阳能学报, 2000, 01: 89-94.
- [17] 丁绪东. 基于模型的蒸汽压缩式循环系统的优化[D]. 山东大学, 2009.

- [18] 邵莉, 王美霞. 双效溴化锂吸收式制冷机热工参数控制的计算机仿真[J]. 制冷, 2001, 3: 39-42.
- [19] 王磊, 陆震. 吸收式制冷系统仿真模型的研究进展[J]. 流体机械, 2001, 02: 58-62.
- [20] 路诗奎, 姚寿广. 溴化锂吸收式制冷机的动态仿真研究进展[J]. 华东船舶工业学院学报, 2005, 19(2): 68-72.
- [21] 刘瀛. 小型蒸汽吸收式制冷机的仿真及试验研究[D]. 湖南大学, 2004.
- [22] Kim B, Park J. Dynamic simulation of a single-effect ammonia-water absorption chiller. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(2): 535-545.
- [23] 付德刚, 陆震, 曹卫华等. 直燃型双效溴化锂制冷机扰动工况的动态仿真[J]. 上海交通大学学报, 2004, 38(2): 281-285.
- [24] 张杰. 基于 Modelica/Dymola 的吸收式制冷系统仿真模型库的研究[D]. 浙江工业大学, 2013.
- [25] 赵静姝, 黄虎, 张忠斌, 戴亚东. 基于集中参数模型的冷凝器稳态仿真改进算法[J]. 南京师范大学学报(工程技术版), 2013, 03:40-44.
- [26] 姒勇芳. 高温热泵系统的仿真与实验研究[D]. 中国计量学院, 2012.
- [27] 陈红. 制冷系统换热器建模与仿真方法研究[D]. 重庆大学, 2006.
- [28] Liang S Y, Wang T N, Nathan G K. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils. *International Journal of Refrigeration*, 2001, 24: 823-833.
- [29] 刘逸. 粒子群优化算法的改进及应用研究[D]. 西安电子科技大学, 2013.
- [30] 张丽平. 粒子群优化算法的理论及实践[D]. 浙江大学, 2005.
- [31] 李宁. 粒子群优化算法的理论分析与应用研究[D]. 华中科技大学, 2006.
- [32] Shi Y, Eberhart R.C. A Modified Particle Swarm Optimizer. In: *The 1998 Conference of Evolutionary Computation*. Piscataway, NJ: IEEE Press, 1998, 69-73.
- [33] 刘建华. 粒子群算法的基本理论及其改进研究[D]. 中南大学, 2009.
- [34] 高芳. 智能粒子群优化算法研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2008.
- [35] 王俊伟. 粒子群优化算法的改进及应用[D]. 东北大学, 2006.
- [36] 魏秀业. 基于粒子群优化的齿轮箱智能故障诊断研究[D]. 中北大学, 2009.
- [37] Suganthan P N. Particle swarm optimizer with neighborhood perator[A]. *Proceeding of Conference on Evolutionary Computation*[C]. Piscataway, NJ: IEEE Service Center, 1999,

1958-1962.

[38] Ratnaweera A, Halgamuge S K, Watson H C. Self-organizing hierarchical particle swarm optimizer with time-varying acceleration coefficients[J]. IEEE Trans. on Evolutionary. Comput., 2004, 8: 240-255.

[39] 黄圣杰. 求解约束优化问题的粒子群优化算法研究[D]. 南京信息工程大学, 2008.

[40] 陈富. 粒子群优化算法的改进研究及其在倒立摆控制系统中的应用[D]. 中南大学, 2012.

[41] 刘光雷. 粒子群优化算法改进研究[D]. 渤海大学, 2013.

[42] 陈红, 何祖威. 制冷空调系统冷凝器分布参数模型及数学仿真[J]. 计算机仿真, 2006, 10: 321-324.

[43] 范波, 于进洋, 李伟鸿, 李英. 结合神经网络的热泵冷凝器模型优化[J]. 建筑热能通风空调, 2007, 06: 46-50.

[44] 姚奕, 徐柏兴, 邵翌昱, 施骏业, 高天元, 赵宇, 陈江平. R1234yf微通道平行流冷凝器仿真模型[J]. 制冷技术, 2013, 03: 34-38.

[45] 张东, 孔祥强. 空调系统冷凝器稳态分布参数模型与仿真[A]. 山东土木建筑学会建筑热能动力专业委员会第十二届学术交流大会论文集[C]. 5: 2008.

[46] 周伟, 曲云霞, 方肇洪. 冷凝器换热模型与仿真[J]. 山东建筑工程学院学报, 2003, 01: 18-22.

[47] 尹斌, 丁国良, 欧阳惕. 翅片管式冷凝器仿真研究[J]. 建筑热能通风空调, 2007, 01: 7-9.

[48] 张国欣. 小型制冷系统稳态运行时的仿真[D]. 哈尔滨工程大学, 2008.

[49] 苏顺玉, 徐静, 秦妍, 刘伟. 房间空调蒸发器的数值模拟及分析[J]. 建筑热能通风空调, 2007, 02: 29-32.

[50] 尹斌, 丁国良, 欧阳惕. 蒸发器建模仿真与试验的比较[J]. 制冷学报, 2007, 02: 51-55.

[51] 董华, 万清, 周恩泽, 范波. 太阳能热泵机组内蒸发器的模型与仿真研究[J]. 青岛理工大学学报, 2010, 04: 73-78.

[52] 赵永标. 基于人工神经网络的蒸发器两相区制冷剂质量计算模型[J]. 现代计算机(专业版), 2009, 09: 11-13.

[53] 王林. 小型风冷绝热吸收制冷关键技术研究[D]. 浙江大学, 2006.

[54] Khalid A J, Ali H L. Simulation of a simple absorption refrigeration system. Energy

Conversion and Management, 2001, 42: 1575-1605.

[55] 魏璠, 肖云汉, 张士杰. 开式吸收式热泵降膜吸收器热质传输研究[J]. 太阳能学报, 2009, 30(5): 591-594.

[56] 赵锐, 程文龙, 江守利, 陈则韶. 氨鼓泡吸收的动力学模型及其吸收特性[J]. 工程热物理学报, 2007, 28: 25-28.

[57] Fernandez-Seara J, Sieres J, Rodriguez C, Vazquez M. Ammonia-water absorption in vertical tubular absorbers. *Int.J.Therm.Sci.* 2005, 44: 277-288.

[58] 罗玉林. 垂直风冷翅片管中氨水鼓泡吸收特性研究[D]. 大连理工大学, 2010.

[59] R. Ventas, A. Lecuona, M. Legrand, M.C. Rodríguez-Hidalgo. On the recirculation of ammonia-lithium nitrate in adiabatic absorbers for chillers. *Applied Thermal Engineering*, 2010, 30(17-18): 2770-2777.

[60] 回晓洋. 低品位热源驱动的吸收式制冷循环特性分析及系统仿真[D]. 山东建筑大学, 2014.

[61] A. Yokozeki. Theoretical performances of various refrigerant-absorbent pairs in a vapor absorption refrigeration cycle by the use of equations of state. *Applied Energy*, 2005, 80(4): 383-399.

致谢

时间匆匆流走，不知不觉中，学生时代即将结束。回顾三年的学习生活，感受颇深，收获颇丰。特别感谢老师们对我的督促和教导，让我在三年的时间里不断的成长，不仅学到了更多理论知识还学会了更多为人处世的道理。毕业来临之际，衷心感谢所有帮助过我的人！

首先要感谢我的恩师——段晨旭教授。段老师严谨的治学风范、平易近人的人格魅力、诲人不倦的高尚师德，精益求精的工作作风让我受益终身。三年的研究生阶段，老师不仅在学习上对我悉心指导，生活中也给予无微不至的关怀，尤其是在我迷茫无助时给我指点帮助。值此论文完成之际，向我的恩师致以衷心的感谢和真挚的祝福！

感谢科研团队的领路人段培永教授，段教授就像一盏指路明灯，指引整个科研团队的前进方向。感谢丁绪东老师和石嘉川老师，他们针对课题给我提出了许多宝贵意见，使我的课题更加完善。尤其感谢丁绪东老师，在遇到难题时给我悉心讲解，在实验过程中给予无私帮助，使我的课题能够顺利进行。

感谢我的同学刘桂云、赵艳玲、花晓慧，感谢她们陪我度过这短暂的三年时光，感谢他们在论文撰写过程当中给予的帮助。

感谢我的父母在我读研期间给予的无私支持和鼓励。

最后，谨向在百忙之中抽出宝贵时间评阅本论文的专家、教授们表示深深的敬意和衷心的感谢！

攻读硕士学位期间论文发表及科研情况

1. 段晨旭, 高泉春, 丁绪东, 段培永. 吸收式制冷系统组件的混合模型. 2015年第27届中国控制与决策会议, 2015. (已录用)
2. Chenxu Duan, Quanchun Gao, et al. Design of an ARM9-based embedded industrial personal computer system. The 9th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, ICIEA2014, 1932-1935, 2014.

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

附录

附录 I

对流传热系数 h

无相变时, 对流传热系数 h 可用努塞尔特准数 Nu 表示:

$$Nu = \frac{hD}{k} = C Re^e Pr^f \quad (a1)$$

其中, D 是特征长度(管径), k 是导热系数, C 、 e 和 f 是系数, 雷诺准数 Re 和普朗特准数 Pr 的表达式分别为:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (b1)$$

$$Pr = \frac{v}{a} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (c1)$$

其中: ρ 表示密度, u 表示速度, μ 表示液体粘滞系数, v 表示液体的动粘滞系数($v = \frac{\mu}{\rho}$), c_p 表示定压比热, a 为热扩散率($a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$)。

联立(a1)(b1)(c1)三个等式可知, 对流传热系数 h 为:

$$h = \frac{Ck}{D} \left(\frac{\rho u D}{\mu} \right)^e \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^f \quad (d1)$$

在稳态条件下, 流体的密度 ρ 和速度 u 保持不变; 当流体截面为常数时, 质量流量 $\dot{m} = \rho u A$ 也保持不变, 带入等式(d1)中

$$h = \frac{Ck}{D} \left(\frac{4\dot{m}}{\pi \mu D} \right)^e \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^f \quad (e1)$$

当温差变化不大的时, 粘度 μ 、导热系数 k 和定压比热 c_p 都可近似为常量。因此, 平均对流传热系数 h 可以简化为:

$$h = b \dot{m}^e$$

气相吸收系数 k_G

由气相传质系数的准数关联式(a2)可得到 k_G 的表达式:

$$Sh_G = C(Re)^x (Sc)^y \quad (a2)$$

其中: 气相舍伍德准数 $Sh_G = k_G \frac{RT_{Bm}}{p} \frac{D}{D_{AB}}$ (b2)

$$\text{气相雷诺数} \quad Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (c2)$$

$$\text{气相施密特准数} \quad Sc = \frac{\mu}{\rho D_{AB}} \quad (d2)$$

联立(a2)(b2)(c2)(d2)四个等式可知，气相传质系数 k_G 为：

$$k_G = C \frac{P D_{AB}}{R T p_{Bm} D} \left(\frac{\rho u D}{\mu} \right)^e \left(\frac{\mu}{\rho D_{AB}} \right)^f \quad (e2)$$

在稳态条件下，流体的密度 ρ 和速度 u 保持不变；当流体截面为常数时，质量流量 $\dot{m} = \rho u A$ 也保持不变，带入等式(d2)中

$$k_G = C \frac{P D_{AB}}{R T p_{Bm} D} \left(\frac{4 \dot{m}}{\pi \mu D} \right)^e \left(\frac{\mu}{\rho D_{AB}} \right)^f \quad (f2)$$

式(f2)中 C 、 e 和 f 是系数， D 是特征长度(管径)， μ 表示流体粘滞系数， D_{AB} 为质量扩散率， R 为通用气体常数， $\frac{P}{p_{Bm}}$ 为气相漂流因子，其值为大于 1 的常数。当温差变化不大的时， μ 和 D_{AB} 可近似为常量。因此，气相传质系数 k_G 可以简化为：

$$k_G = k_1 \dot{m}^e \frac{1}{T^n}$$

液相吸收系数 k_L

由液相传质系数的准数关联式(a3)可得到 k_L 的表达式：

$$Sh_L = C (Re)^e (Sc)^f (Ga)^g \quad (a3)$$

其中：液相舍伍德准数 $Sh_L = k_L \frac{c_m D}{c D_{AB}} \quad (b3)$

液相伽利略准数 $Ga = \frac{g D^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (c3)$

联立(a3)(b3)(c3)(c2)(d2)五个等式可知，液相传质系数 k_L 为：

$$k_L = C \frac{c D_{AB}}{c_m D} \left(\frac{\rho u D}{\mu} \right)^e \left(\frac{\mu}{\rho D_{AB}} \right)^f \left(\frac{g D^3 \rho^2}{\mu^2} \right)^g \quad (d3)$$

将 $\dot{m} = \rho u A$ 带入等式(d3)中

$$k_L = C \frac{c_{D_{AB}}}{c_{sm} D} \left(\frac{4\dot{m}}{\pi \mu D} \right)^e \left(\frac{\mu}{\rho D_{AB}} \right)^f \left(\frac{g D^3 \rho^2}{\mu^2} \right)^{\gamma} \quad (e3)$$

式(e3)中 C 、 e 、 γ 和 f 是系数, $\frac{c}{c_{sm}}$ 为液相漂流因子, 其值为大于 1 的常数。

因此, 液相传质系数 k_L 可以简化为:

$$k_L = b_2 \dot{m}_{as}^{e_2}$$

附录 2

```

syms a b c y Hg Hwfi Mwf Tsfi Tsat Msf real;
f=((Hg-Hwfi).*Mwf+a.*Mwf.^c.*(Tsfi-Tsat))./(1+b.*(Mwf./Msf).^c);
Jsym = jacobian(f,[a b c])
Hg=[403.92 403.83 403.31 403.24 403.31 403.38 403.44];
Hwfi=[226.33 227.14 224.77 226.26 223.96 227.09 226.64];
Mwf=[0.021 0.024 0.022 0.025 0.028 0.031 0.030];
Msf=[0.543 0.557 0.547 0.553 0.545 0.539 0.566];
Tsfi=[15.67 15.48 14.23 14.84 14.53 14.93 14.96];
Tsat=[11.68 10.83 8.67 10.67 9.45 10.73 10.53];
y_1=[3.281 3.574 3.845 4.104 4.346 4.564 4.793];
a0=1; b0=1; c0=1;
y_init=((Hg-Hwfi).*Mwf+a0.*Mwf.^c0.*(Tsfi-Tsat))./(1+b0.*(Mwf./Msf).^c0)
Ndata=length(y_1);
Nparams=3;
n_iters=50;
lamda=0.01;
updateJ=1;
a_est=a0;
b_est=b0;
c_est=c0;
for it=1:n_iters
    if updateJ==1
        J=zeros(Ndata,Nparams);
    
```

```

for i=1:length(y_1)
J(i,:)= [Mwf(i)^c_est*(Tsfi(i)-Tsat(i))/(1+b_est*(Mwf(i)/Msf(i))^c_est)
-((Hg(i)-Hwfi(i))*Mwf(i)+a_est*Mwf(i)^c_est*(Tsfi(i)-Tsat(i)))/(1+b_est*(Mwf(i)/Msf(i))^c_est)^2*(Mwf(i)/Msf(i))^c_est
a_est*Mwf(i)^c_est*log(Mwf(i))*(Tsfi(i)-Tsat(i))/(1+b_est*(Mwf(i)/Msf(i))^c_est)-((Hg(i)-Hwfi(i))*Mwf(i)+a_est*Mwf(i)^c_est*(Tsfi(i)-Tsat(i)))/(1+b_est*(Mwf(i)/Msf(i))^c_est)^2*b_est*(Mwf(i)/Msf(i))^c_est*log(Mwf(i)/Msf(i))];
end
y_est=((Hg-Hwfi).*Mwf+a_est*Mwf.^c_est.*(Tsfi-Tsat))./(1+b_est*(Mwf/Msf).^c_est)

d=y_1-y_est
H=J'*J
if it==1
e=dot(d,d)
end
end
H_lm=H+(lamda*eye(Nparams,Nparams))
dp=inv(H_lm)*(J'*d(:))
g=J*d(:)
a_lm=a_est+dp(1)
b_lm=b_est+dp(2)
c_lm=c_est-dp(3)
y_est_lm=((Hg-Hwfi).*Mwf+a_lm*Mwf.^c_lm.*(Tsfi-Tsat))./(1+b_lm*(Mwf/Msf).^c_lm)
d_lm=y_1-y_est_lm
e_lm=dot(d_lm,d_lm)
if e_lm<e
lamda=lamda/10
a_est=a_lm
b_est=b_lm

```



```
e_est=e_lm
e=e_lm
disp(e)
updateJ=1
else
updateJ=0
lamda=lamda*10
end
end
a_est
b_est
c_est
```

获取更多资料 微信搜索蓝领星球