

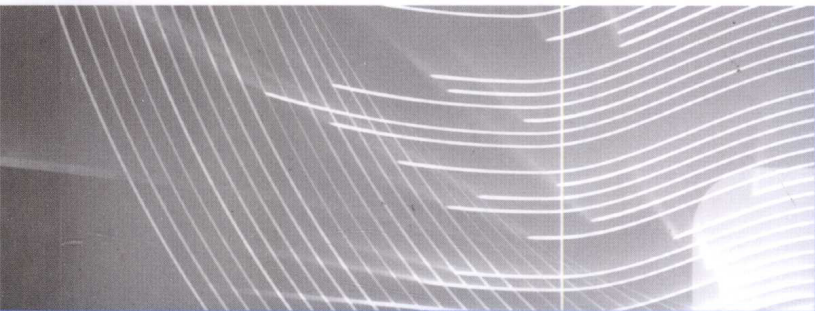


北京市高等教育精品教材立项项目

普通高等教育“十二五”规划教材

空调制冷装置与 系统仿真

刘忠宝 董素君 王志远 主编



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

北京市高等教育精品教材立项项目
普通高等教育“十二五”规划教材

空调制冷装置与系统仿真

主 编 刘忠宝 董素君 王志远
参 编 吴治娟 王新轲 孙 晗 吴 斌
主 审 马国远



机械工业出版社

本书内容分为上下两篇。上篇共9章,主要讲述制冷原理与设备的基本知识,以及制冷与空调装置的基本概念、分类,介绍各种常见的制冷空调装置、制冷装置的安装与调试方法、制冷装置的冷热源及制冷机的选择、空调制冷装置的节能方法以及制冷装置辅助设计与家用空调器选择性设计计算,并给出设计计算实例。下篇共5章,讲述系统仿真的概念和系统建模的原理及技术,以算例形式简明扼要地讲解了 MATLAB/Simulink 的基本用法,结合常见的热工系统中的诸多算例,对其仿真功能进行深入论述,并给出制冷空调系统和电喷发动机系统建模的仿真应用示例。

本书可作为热能与动力工程专业的本科生教材,也可供研究生和从事该领域工作的科研人员及工程技术人员参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

空调制冷装置与系统仿真/刘忠宝,董素君,王志远主编. —北京:机械工业出版社,2010.11

北京市高等教育精品教材立项项目 普通高等教育“十二五”规划教材

ISBN 978 - 7 - 111 - 32364 - 8

I. ①空… II. ①刘…②董…③王… III. ①空气调节器-制冷装置-系统仿真-高等学校:技术学校-教材 IV. ①TM925.12

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 211969 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:蔡开颖 责任编辑:蔡开颖 周璐婷

版式设计:张世琴 责任校对:姚培新

封面设计:张静 责任印制:杨曦

北京京丰印刷厂印刷

2011年3月第1版·第1次印刷

184mm×260mm·22.25印张·546千字

标准书号:ISBN 978 - 7 - 111 - 32364 - 8

定价:42.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心:(010) 88361066

门户网:<http://www.cmpbook.com>

销售一部:(010) 68326294

教材网:<http://www.cmpedu.com>

销售二部:(010) 88379649

读者服务部:(010) 68993821

封面无防伪标均为盗版

前 言

在当前动力工程与工程热物理专业的热工系统课程（包括热能工程、内燃机、应用计算传热学、空调制冷系统、空调制冷自控等课程）中，存在许多数值问题和解析问题的求解难题，而在现行教材中，往往由于没有实用计算机语言、软件和计算机辅助环节的支持，所以只能给出简单的、利于手工运算的问题的求解，而避开了可能要求较深数学运算的问题。另外，在很多课程中需要引入实验环节，而一些高校目前的实验条件还不能达到理想的状态，所以可以考虑用 MATLAB/Simulink 语言环境建立起相关课程的“软实验”环境，以提高教学水平。

为适应当前高校课程种类多、课时数压缩的教学特点，本书将空调制冷实用装置与热工系统的建模与计算机仿真两部分内容合在一起，以满足本专业学生学习这两部分内容的需要。

本书分上下两篇，上篇介绍空调制冷实用装置，下篇介绍热工系统（主要是空调制冷装置）的建模与计算机仿真。不仅注重物理数学模型和仿真实论的介绍，更加重视仿真平台（Simulink）的介绍以及仿真的具体实现，是最新教学和科研成果的体现。

本书的特色在于，一方面介绍常见制冷与空调装置的技术及其最新发展和趋势，另一方面将近年来动力工程与工程热物理专业的热工系统课程中数值问题和解析问题的求解与仿真语言环境联系起来。读者在掌握基本的数值分析、数学物理方程、计算传热学、热工基本原理课程的前提下，就可以借助本书轻松地解决在热工系统仿真领域中遇到的问题。

全书由北京工业大学马国远教授主审，北京工业大学刘忠宝、北京航空航天大学董素君、河南科技大学王志远主编，刘忠宝统稿。全书具体写作分工为：北京工业大学孙晗，第1章，第9章9.4.1；河南科技大学王志远，第2章，第3章，第4章4.1~4.5；西安交通大学王新轲，第4章4.6~4.8，第7章，第8章8.1、8.2；重庆大学吴治娟，第5章，第6章，第8章8.3~8.5；北京航空航天大学董素君，第10章，第11章，第12章12.4~12.6，第13章13.12~13.16，第14章；北京工业大学吴斌，第13章13.17；其余章节由刘忠宝撰写。由于篇幅所限，第12章、13章、14章算例在撰写过程中，只给出主要过程，算例源程序和部分算例结果图示都附在课件中，需要者请到教材网（见封底）相关目录下载，第13章、14章较为复杂的算例都附有帮助文件。本书课件由刘忠宝、董素君制作。本书可作为热能与动力工程专业高年级本科生教材，也可供研究生和科研人员及工程技术人员参考。

在此特别感谢北京市精品教材立项项目和北京工业大学本科教育教学研究项目和研究生课程建设重点项目对本书出版的支持。

本书的完成直接得益于国内外众多学者在此领域内的卓有成效的工作。在此谨向本书引用的相关文献作者表示衷心的感谢。

由于编者水平有限，书中难免有遗漏和不当之处，敬请读者批评指正。

编 者

目 录

前言

上 篇

第 1 章 制冷原理及设备基础 1	5.1 环境试验及分类 103
1.1 概论 1	5.2 环境试验装置 104
1.2 蒸气压缩式制冷 2	5.3 制冰和制干冰装置 107
1.3 吸收式制冷 15	第 6 章 制冷装置的安装及调试 121
1.4 蒸气压缩式制冷系统的部件 16	6.1 制冷装置的安装 121
第 2 章 制冷装置概述 22	6.2 制冷系统的吹污和气密性 试验 125
2.1 制冷装置的分类与应用 22	6.3 制冷剂的充注 127
2.2 制冷装置的冷却方式 24	6.4 制冷装置的试运转和调试 127
2.3 制冷装置的融霜 28	6.5 制冷系统与设备的操作调整 131
第 3 章 食品冷冻冷藏与干燥 装置 30	第 7 章 制冷装置的冷热源及制冷机 选择 133
3.1 冷库 30	7.1 制冷装置的冷热源选择 133
3.2 气调库和气调设备 36	7.2 制冷机的选用原则 134
3.3 运输式冷藏装置 40	7.3 电驱动压缩式制冷机 135
3.4 电冰箱、冰柜、开放式商品 陈列柜 42	7.4 溴化锂吸收式制冷机 138
3.5 食品冻结和速冻装置 52	7.5 集中供热供冷 140
3.6 真空冷冻干燥装置 61	第 8 章 空调制冷装置的节能 142
3.7 热泵干燥装置 63	8.1 压缩式制冷机循环及制冷剂选择中的 节能措施 142
第 4 章 空调用制冷装置 66	8.2 制冷装置设计中的节能措施 147
4.1 空调系统的组成及分类 66	8.3 制冷装置运行调节中的节能 149
4.2 普通空调系统 67	8.4 空调系统运行调节中的节能 156
4.3 空调用冷水(热泵)机组及小型空调 (热泵)机组 72	8.5 制冷空调装置节能体系的建 设与管理 162
4.4 蓄冷空调系统 81	第 9 章 制冷装置辅助设计与家用空调器 选择性设计计算 170
4.5 车辆空调装置 89	9.1 制冷装置的辅助设计 170
4.6 飞机空调及宇宙空间站空调 简介 95	9.2 制冷装置计算机辅助设计 178
4.7 冷冻除湿装置 99	9.3 设计题目及要求 178
4.8 太阳能空调系统 100	9.4 具体设计实例及结果 179
第 5 章 环境试验装置 103	

下 篇

第 10 章 系统仿真概述	203	问题	289
10.1 系统仿真基本概念	203	13.4 普通二阶导数方程化为状态方程 问题 (集总参数)	290
10.2 系统模型	207	13.5 二阶分布参数弦振动问题	291
第 11 章 系统建模原理与技术	216	13.6 S-function 功能的高级应用	292
11.1 建模基本原则	216	13.7 判断语句模块在 Simulink 模块中的 应用	293
11.2 模块化建模	217	13.8 Stateflow 有限状态机模块在 Simulink 模块中的应用	293
11.3 基本机理模型建立方法	219	13.9 使用 MATLAB 程序文件分析动态 系统	294
11.4 基本动态数学模型	223	13.10 空调房间的温度模型	294
11.5 数学模型的简化处理	234	13.11 空调机组中表冷器的数学模型	295
11.6 动态过程数学模型的数值解算 方法	239	13.12 换热器仿真模型	297
11.7 流体介质的热力性质	244	13.13 储气罐仿真模型	306
第 12 章 MATLAB/Simulink 基础	247	13.14 基本温度计算模型	308
12.1 多项式处理	247	13.15 涡轮制冷系统仿真模块	309
12.2 MATLAB 程序设计入门	248	13.16 控制系统仿真模块	311
12.3 插值	250	13.17 MATLAB/Simulink 在电喷发动机 建模中的应用	315
12.4 数值积分与数值微分	252	第 14 章 制冷系统的稳态建模与 仿真	329
12.5 代数方程 (组) 的数值解法	254	14.1 制冷系统稳态仿真特点	329
12.6 常微分方程 (组) 的数值解法	255	14.2 制冷压缩机模型	330
12.7 Simulink 仿真的运行	262	14.3 冷凝器模型	333
12.8 Simulink 自定义功能模块	266	14.4 节流装置模型	336
12.9 Simulink S-function 的设计	268	14.5 蒸发器模型	341
12.10 Simulink 与 MATLAB 的接口 设计	276	14.6 系统仿真算法设计	342
第 13 章 常见热工系统及其他系统的 建模与仿真算例	280	参考文献	345
13.1 一阶集总参数问题求解	280		
13.2 一阶分布参数问题求解	282		
13.3 应用 S-function 求解一阶多点参数			

上 篇

第 1 章 制冷原理及设备基础

1.1 概论

制冷通常是指用人工的方法在一定时间和一定空间内将物体冷却，使其温度降低到环境温度以下，并保持这个温度。通常制冷温度在 120K 以上时，称为普冷；制冷温度在 120 ~ 0.3K 时，称为深冷，又称为低温；制冷温度在 0.3K 以下时称为极低温。

按照制冷原理的不同，常见的制冷方法可分为物质相变制冷、热电制冷、声制冷、磁制冷、气体涡流制冷、气体膨胀制冷、绝热放气制冷等几大类，图 1-1 所示为各种制冷方法。

虽然蒸气压缩式制冷和蒸气吸收式制冷、蒸气喷射式制冷、吸附式制冷的制冷系统形式不同，但本质上都是利用液体蒸发吸热而使周围空间冷却下来的一种方法。而蒸气压缩式制冷在普冷范畴应用最为普遍，是本书重点论述的制冷方法。

热电制冷也是一种较为常见的制冷方法，也称为温差电制冷或半导体制冷，是利用热电效应的一种制冷方法。热电制冷通常用于科学仪器、电子仪器等的冷却，也可用于冷热饮水机。

磁制冷是利用磁热效应实现制冷的，即利用顺磁体绝热去磁过程中，要从外界吸收热量的特性来制冷，主要用于低温领域。

声制冷是利用热声效应的一种制冷方法，也是低温领域的常用制冷方法。

气体膨胀制冷在气体液化装置及低温制冷机中常用，是人工制冷方法中发明最早的方法之一。其主要的膨胀制冷方法有压缩气体绝热节流（例如 Linde 循环）、等熵膨胀（例如布雷顿制冷循环）和等温膨胀（例如斯特林制冷循环）。

绝热放气制冷也是低温领域的一种制冷方法，常见的有 G-M 制冷循环、SV 制冷循环。例如，脉管制冷机是利用压缩气体绝热放气实现制冷的。

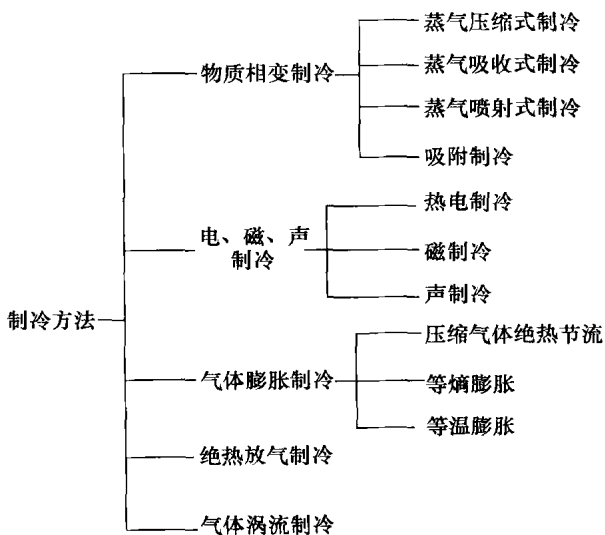


图 1-1 各种制冷方法

1.2 蒸气压缩式制冷

蒸气压缩式制冷是应用最为广泛的一种制冷系统。它由蒸发器、压缩机、冷凝器和节流元件四大主要部件和一些辅助部件构成，各部件之间用密封良好的管道相连，构成一个封闭的系统。管道内充注有循环流动的制冷剂。蒸气压缩式制冷系统就是利用循环流动的制冷剂在蒸发器内不断蒸发而实现制冷的。

1.2.1 制冷剂

1.2.1.1 制冷剂的发展

制冷剂的使用可根据氟利昂的出现和被禁用，划分为三个发展阶段：

第一阶段：氟利昂出现前使用的制冷剂。

19 世纪初，早期利用液体蒸发实现制冷的研究者常用乙醚、二乙醚、甲基乙醚等作为制冷剂。19 世纪 30 年代，作为工业溶剂的橡胶馏化物由于易于获得，也被用于制冷剂。

19 世纪后半叶，氨、甲基胺、乙基胺、甲基酸盐、二氧化硫、二氧化碳、氯甲烷、氯乙烷、硫酸、碳氢化合物，开始进入制冷剂行列，20 世纪的前 30 年，溴乙烷、四氯化碳、水蒸气、异丁烷、丙烷、二氯乙烷异构体、汽油、三氯乙烷、二氯甲烷是当时常用的制冷剂。

第二阶段：氟利昂广泛使用阶段。

1930 年，梅杰雷和他的助手发表了第一份关于有机氟化物制冷剂的文章。1931 年，氯氟烃 12 (CFC-12) 被商业化，随后氯氟烃 11 (CFC-11) 也被商业化，随后一系列氯氟烃 CFCs 和含氢氯氟烃 HCFs 陆续被开发出来，并在美国杜邦公司被大量生产，并命名为氟利昂。这类制冷剂由于使用安全稳定、热工性能良好，在空调和制冷系统中得到了广泛的应用。这样早期使用的制冷剂，除氨外，都逐渐被氟利昂所取代。

第三阶段：使用绿色环保制冷剂阶段。

研究证实，南极上空出现的臭氧层空洞，与氟利昂的大量使用有密切关系。1974 年，美国学者莫利纳和罗兰在《自然》杂志上发表文章，指出 CFCs 进入大气臭氧层后在紫外线照射下，分解出氯自由基，这些氯自由基与臭氧发生反应，消耗臭氧。1995 年，德国学者克鲁岑和美国学者莫利纳和罗兰一起因阐述了人造化学物质如氟利昂对臭氧层产生影响的化学机理而获得诺贝尔化学奖。氟利昂的使用不但消耗臭氧层，而且这种制冷剂本身是温室气体，会加重全球气候变暖。在意识到氟利昂给全球环境带来的严重危害后，国际社会开始对臭氧层损耗物质的生产和使用实施控制。1987 年 9 月，在加拿大的蒙特利尔召开了有 36 个国家、10 个国际组织参加的“保护臭氧层公约关于含氯氟烃议定书全权代表大会”。《蒙特利尔议定书》（以下简称《议定书》）规定了几种主要的臭氧消耗物质（CFC-11、CFC-12、CFC-113、CFC-114、CFC-115、哈龙-1211、哈龙-1301 和哈龙-2402），并对这些物质的生产量作出了具体的规定。1990 年 6 月，在伦敦召开的《议定书》缔约国第二次全体大会上，通过了《议定书》伦敦修正案。修正案扩大了控制物质的范围，且提前了控制时间。我国于 1991 年加入《议定书》伦敦修正案，积极参与了国际控制臭氧层损耗物质的行动。

根据《议定书》的要求，中国应从 2010 年 1 月 1 日开始完全停止氯氟烃和哈龙两大类主要臭氧消耗物质的生产和使用；2016 年冻结 HCFC 物质的消费量在 2015 年的水平上；2040 年完全淘汰 HCFC 物质。

制冷剂的另一个环境效应是温室效应。全球温度变暖与温室气体的大量排放有密切关系。而全球温度变暖可导致海平面上升、物种消亡、极端恶劣气候频发等一系列问题。目前,全球变暖问题已引起国际社会的广泛关注。1997年12月在日本京都召开的《联合国气候变化框架公约》第5次缔约国会议上,签署了著名的《京都议定书》,明确了温室气体对全球气候变化的影响,以及 CO_2 、 CH_4 、 N_2O 、 SF_6 、PFCs、CFCs、HCFCs和HFCs等属于温室气体的范围;并要求发达国家首先将温室气体的排放量冻结在20世纪90年代的水平,2008~2012年间在此冻结水平基础上将温室气体排放量减少5.2%。2002年9月3日,中国在南非约翰内斯堡可持续发展世界首脑会议上宣布中国政府核准《京都议定书》。

由于氟利昂制冷剂带来的臭氧层消耗和部分制冷剂产生温室效应问题,用绿色环保制冷剂替代传统的氟利昂和逐步淘汰具有温室效应的制冷剂成为国际上的研究热点,使制冷剂的发展步入新的阶段。目前使用的环保制冷剂主要有三类,即氢氟烃HFCs、天然工质(氨、碳氢类、 CO_2 等)、HCFCs和HFCs混合制冷剂。

1.2.1.2 制冷剂的命名

蒸气压缩式制冷系统中所用的制冷剂种类繁多,按物质的来源来分,有天然制冷剂和人工合成制冷剂两类;按物质的化学类别来分,有无机物、氟利昂和碳氢化合物三类;按制冷剂的组成来分,有单一制冷剂和混合工质两类。

为了书写和表达方便,我国依照美国国家标准/美国制冷空调供热工程师学会标准ANSI/ASHRAE34—1997制定的国家标准GB/T 7778—2008规定了制冷剂的编号方法。

1) 无机物符号为R7(),括号内填入该无机物的相对分子质量。例如: NH_3 为R717, CO_2 为R744。

2) 氟利昂和烷烃类。烷烃化合物的分子通式为 $\text{C}_m\text{H}_{2m+2}$;氟利昂的分子通式为 $\text{C}_m\text{H}_n\text{F}_x\text{Cl}_y\text{Br}_z$,且 $n+x+y+z=2m+2$ 。它们的命名符号为: $R(m-1)(n+1)(x)B(z)$ 。Cl原子数 $y=2m+2-n-x-z$,当 $m-1$ 为零时,在R后面省略 $(m-1)$ 项,但氟原子数 x 为零时,要在R后面保留 x 项。例如:甲烷 CH_4 为R50,乙烷 C_2H_6 为R170,氯二氟甲烷 CHClF_2 为R22,溴二氟甲烷 CHBrF_2 为R22B1。

3) 共沸混合物编号以R500开始,按制冷剂应用的前后顺序规定识别编号,如R502、R505等。

4) 非共沸混合物编号以R400开始,按制冷剂应用的前后顺序规定识别编号,如R404A、R407C等。

5) 环烷烃和环烷烃的卤化物首字母为RC,例如六氟环烷烃 $\text{C}_4\text{Cl}_2\text{F}_6$ 的制冷剂符号为RC316;链烯烃和链烯烃的卤化物首字母为R1,其后数字的列写规则与氟利昂和烷烃类的列写规则一致,例如乙烯 C_2H_4 的制冷剂编号为R1150。

1.2.1.3 制冷剂的选用

应尽量选用对环境影响较小、安全无毒、燃烧和爆炸性小、来源广、价格便宜、化学稳定性和热稳定性好、不分解、不变质、对设备无腐蚀、与润滑油不起化学反应、便于实际应用的制冷剂。尤其需要考查在制冷机的实际工作条件下,所选制冷剂的冷凝压力不要太高;蒸发压力在常压以上或比大气压略低;压力比适中;排气温度不要太高;单位制冷量要大,循环性能指标要高。每种制冷剂都有特定的标准沸点和临界点,通常应用的制冷循环应在制冷剂的标准沸点和临界点间运行。

1.2.2 单级蒸气压缩式制冷的理论循环和实际循环

单级蒸气压缩式制冷系统的简图如图 1-2a 所示。系统由压缩机、冷凝器、节流装置、蒸发器四个主要部件组成，各部件之间用管道串联成一个密闭的系统，制冷剂在这个封闭的管道中被压缩机驱动而循环流动，制冷剂通过蒸发器和冷凝器与外界实现换热，系统的设计使得制冷剂流经蒸发器时，制冷剂由液态蒸发成气态，从而吸收外界的热量，达到制冷的目的。

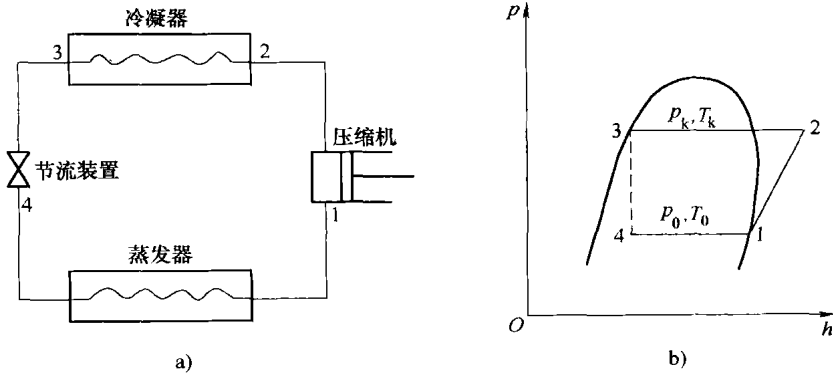


图 1-2 单级蒸气压缩式制冷系统的简图及对应的压焓图
a) 系统简图 b) 压焓图

制冷剂流经蒸发器时，制冷剂处于低温、低压的状态 (p_4, T_4)，液态的制冷剂在较低的蒸发压力 (p_0) 下吸收周围环境 (温度常用 T_L 表示) 的热量逐渐蒸发，变为低温低压的饱和 (p_1, T_1) 或过热蒸气；压缩机不断地抽吸从蒸发器出来的低温、低压蒸气并不断压缩吸进的制冷剂蒸气，排出高温、高压的制冷剂蒸气 (p_2, T_2)；冷凝器本质上是一个换热器，有风冷和水冷两种类型，高温、高压的制冷剂蒸气在这里和低温的水或空气 (温度常用 T_H 表示) 换热，使制冷剂在流出冷凝器时成为饱和 (p_3, T_3) 或过冷液体；膨胀阀起节流降压的作用，把从冷凝器流出的高压饱和或过冷液体 (p_3, T_3) 变为低温、低压的制冷剂液体 (p_4, T_4) 送入蒸发器，完成一个循环。制冷剂就是这样在这个封闭的系统中循环流动，不停地在蒸发器中蒸发实现制冷的。注意，在这个循环中有两段制冷剂发生了相变，即蒸发段和冷凝段。由于物质在相变过程中温度、压力保持不变，只是吸收或放出潜热，所以制冷剂在蒸发段发生相变蒸发时，具有恒定的蒸发温度和蒸发压力，通常用 T_0 表示蒸发温度，用 p_0 表示蒸发压力；制冷剂在冷凝段发生相变冷凝时，具有恒定的冷凝温度和冷凝压力，通常用 T_k 表示冷凝温度，用 p_k 表示冷凝压力。

为了研究和分析问题的方便，单级蒸气压缩式制冷循环分为理论循环和实际循环。

1. 理论循环

理论循环基于以下五个假定：

- 1) T_H 、 T_L 恒定，制冷剂在蒸发、冷凝过程中，冷凝温度 $T_k = T_H$ ，蒸发温度 $T_0 = T_L$ 。
- 2) 蒸发器出口为饱和蒸气，冷凝器出口为饱和液体。
- 3) 制冷剂除在压缩机和膨胀阀处发生压力的升降外，在循环经过的封闭管路的其他地方，不存在流动压力损失。
- 4) 除蒸发器、冷凝器外，制冷剂在整个循环的其他流动过程中不与外界发生热交换。
- 5) 制冷剂在压缩机中经历了等熵压缩过程。

图 1-2b 所示为理论循环的压焓图。可见理论循环由两个等压过程、一个等熵压缩过程和一个绝热节流过程组成。

通常用循环特性指标反映单位质量 (1kg) 制冷剂 and 单位体积 (以压缩机吸入口状态计 1m^3) 制冷剂完成一个循环时, 各个过程中系统和外界热与功的交换量及循环的一些重要特征参数。理论循环的特性指标如下:

(1) 单位质量制冷量 q_0 (简称单位制冷量) 表示 1kg 制冷剂完成循环时从低温热源所吸收的热量 (kJ)。等于制冷剂在蒸发器出口和入口的比焓之差, 即

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_1 - h_3 \quad (1-1)$$

(2) 单位容积制冷量 q_{zv} 表示以压缩机吸入状态计, 单位体积 (1m^3) 制冷剂完成一个循环, 从低温热源所吸收的热量 (kJ), 即

$$q_{zv} = q_0/v_1 \quad (1-2)$$

式中, v_1 为压缩机吸入口点 1 的比体积 (m^3/kg)。

(3) 比功 w 表示 1kg 制冷剂完成循环时所消耗的压缩功, 等于制冷剂在压缩机出入口的比焓之差, 即

$$w = h_2 - h_1 \quad (1-3)$$

(4) 容积比功 w_v 表示以压缩机吸入口计, 单位体积 (1m^3) 制冷剂完成一个循环, 压缩机所消耗的功, 即

$$w_v = w/v_1 \quad (1-4)$$

(5) 单位冷凝热负荷 q_k 表示 1kg 制冷剂完成循环时向高温热源所排放的热量 (kJ), 它等于制冷剂在冷凝器出入口的比焓之差, 即

$$q_k = h_2 - h_3 \quad (1-5)$$

(6) 压力比 π 循环中压缩机的排气压力与吸气压力之比, 即

$$\pi = p_2/p_1 = p_k/p_0 \quad (1-6)$$

(7) 排气温度 T_2 制冷剂气体压缩终了的温度 (K)。

(8) 循环的性能系数 COP

$$\text{COP} = q_0/w \quad (1-7)$$

(9) 循环效率 (热力完善度)

$$\eta = \text{COP}/\text{COP}_e \quad (1-8)$$

式中, COP_e 为循环所对应的逆卡诺循环的 COP, $\text{COP}_e = T_L/(T_H - T_L)$ 。

除了需要计算循环的性能指标, 还需计算制冷机的性能。理论循环的制冷机性能计算主要包含下面几项:

制冷剂的循环量 (循环中的质量流量) 为

$$q_m = q_{zv}/v_1 \quad (1-9)$$

式中, q_{zv} 为压缩机的理论输气量。

制冷机的制冷量为

$$\Phi_0 = q_0 q_m = q_{vh} q_{zv} \quad (1-10)$$

压缩机的功率为

$$P = q_m w = q_{vh} w_v \quad (1-11)$$

则制冷机的性能系数为

$$\text{COP} = \Phi_0 / P \quad (1-12)$$

理论循环的意义在于，可以用于分析实际循环的各种不完善因素和提出改进措施。另外，通过对理论循环的分析，比较在相同的蒸发温度和冷凝温度下，使用不同制冷剂的循环，会得到不同制冷剂所对应的不同的蒸发压力和冷凝压力，不同的压力比、压力差和排气温度，以及不同的 q_0 、 q_{zv} 、COP 等，这样就可以评价在给定的蒸发温度和冷凝温度下，哪种制冷剂更适合使用。

2. 实际因素对循环的影响

制冷机在实际工作时，很难满足理论循环的各种假定。下面讨论各种实际因素对循环的影响。

(1) 高压液体过冷的影响 制冷剂液体的温度如果低于它所处压力下的饱和温度，则成为过冷液体。过冷液体温度与其所处压力下对应的饱和温度之间的差值称为过冷度。当冷凝器出口、膨胀阀之前制冷剂处于过冷状态时，高压液体过冷的影响如图 1-3 所示，图中 1-2-3-4-1 是理论循环，1-2-3'-4'-1 是高压液体有过冷的循环。由于 $h_1 - h_{4'}$ 大于 $h_1 - h_4$ ，因此高压液体过冷可使单位质量制冷量增加；单位容积制冷量增大，比功不变，循环的性能系数 COP 增大。单位容积制冷量提高，使压缩机的制冷能力提高。由于吸气比体积和比功不变，所以压缩机的功率不变。可见，高压液体过冷对循环总是有利的，过冷度越大越好。通常可利用冷凝器，使制冷剂和冷却介质在管壁内外逆向流动，实现制冷剂的过冷；也可在冷凝器与膨胀阀之间增设过冷器，在过冷器中通入比冷凝器的冷却介质温度更低的流体，从而实现制冷剂的过冷。若想获得更大的过冷度，可在冷凝器和膨胀阀之间增加一台气液热交换器，使来自冷凝器的高压液体与来自蒸发器的低温制冷剂蒸气发生热交换。

(2) 压缩机吸气过热的的影响 压缩机吸入有过热度的制冷剂蒸气，会使压缩机排气温度升高。吸气过热会造成制冷剂的比焓增加。图 1-4 所示为压缩机吸气过热的的影响，图中 1-2-3-4-1 为理论循环，1'-2'-3-4-1' 为有吸气过热的循环。

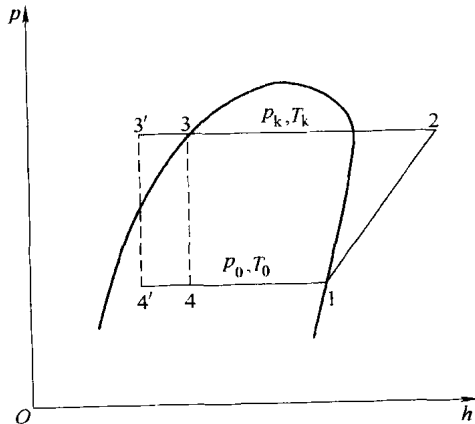


图 1-3 高压液体过冷的影响

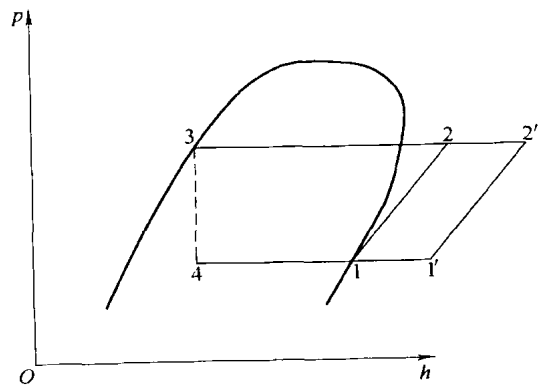


图 1-4 压缩机吸气过热的的影响

制冷剂蒸气的过热度如果是从被冷却空间获得的,就是有用过热;而如果制冷剂蒸气从蒸发器流出后,到被压缩之前,经吸气管道和压缩机时,蒸气被加热而形成过热,这部分过热度并未起到使被冷却空间冷却的作用,就是无用过热。

在存在无用过热的情况下,从图1-4可以看出,无用过热循环的单位质量制冷量和理论循环相等,都是 $h_1 - h_4$ 。从压焓图可以看到,由于无用过热循环的压缩机吸入口比体积是 v_1' ,比理论循环的压缩机吸入口比体积 v_1 大,所以无用过热循环的单位容积制冷量 $(h_1 - h_4)/v_1'$ 就小于理论循环的单位容积制冷量 $(h_1 - h_4)/v_1$ 。从压焓图上还可以看到 $h_2' - h_1' > h_2 - h_1$,所以比功增大,由于无用过热循环和理论循环的单位制冷量相等,因此循环COP减小。可见,无用过热对循环是不利的,故又将无用过热称为有害过热。实际应用中应尽量减少有害过热。

(3) 管道压力损失和热交换的影响 制冷设备的连接管道主要有吸气管、排气管、高压液管和低压液管。

制冷设备的吸气管是蒸发器和压缩机之间的连接管,若不加保温,由于管内外存在温差,会与外界环境发生热交换,管内制冷剂被加热,产生对循环有害的无用过热,导致循环的性能系数下降。吸气管内制冷剂的流动损失,使压缩机的吸气压力降低,吸气比体积增加,单位容积制冷量下降;也导致压缩机压力比增加,压缩比功增大,排气温度升高,循环的性能系数下降。

排气管是压缩机和冷凝器间的连接管。由于排气管内制冷剂的温度总是高于环境温度,制冷剂向环境排热,减少了冷凝器的负荷,所以排气管常常是裸露的。排气管中若存在压力损失,压缩机的排气压力就必须高于冷凝压力才能使制冷剂流入冷凝器。结果导致压缩机的压力比增大,比功增大,排气温度升高。

高压液管是冷凝器和膨胀阀间的连接管道。制冷机运行时,膨胀阀前若出现气泡,会降低阀的流通能力,以致产生阀工作不稳定、蒸发器供液不足等一系列问题,所以通常应保持膨胀阀前为过冷状态。在高压液管段,应尽量使制冷剂保持过冷状态。高压液管中的压力损失使阀前制冷剂的压力降低,阀的前后压差减小,阀的流通能力减小。阀前易出现闪发蒸气,使阀的工作不稳定。

低压液管是膨胀阀和蒸发器之间的连接管。低压液管中制冷剂的温度低于环境温度,若此管段裸露,制冷剂被环境加热,进入蒸发器的比焓将增大,单位质量制冷量将减少,循环性能系数将下降。低压液管中的压力损失会使膨胀阀出口处的压力升高。阀的前后压差变小,阀的流通能力变差。

(4) 压缩机与压缩过程不可逆的影响 压缩机既存在功率损失,又存在容积损失。功率损失使压缩机的实际功耗增大。容积损失使压缩机的实际输气量减小,其结果是压缩机的制冷能力减小。这些损失都用效率来反映。指示效率 $\eta_i = w/w_i$,其中 w 为理论比功; w_i 为指示比功,表示压缩机直接用于压缩气体所消耗的功。因为压缩机压缩气体的过程并不是理论循环所假定的等熵过程,而且由于压缩机的气腔、气阀结构,使吸气、排气过程存在压力损失,又由于压缩过程是不可逆过程,指示比功总是大于理论比功。因此用指示效率反映这种差异。

机械效率

$$\eta_m = w_i/w_s$$

式中, w_s 为输入到压缩机主轴上的比功。

由于压缩机存在机械摩擦损失，输入到压缩机主轴上的比功和直接压缩气体所消耗的功并不相等。因此用机械效率反映这种差异。

对于全封闭式压缩机，电动机属于压缩机的一部分，所以还要考虑电动机的损失。用电动机效率 η_{mo} 反映这种差异，则 $\eta_{mo} = w_s / w_e$ ，式中 w_e 为实际输入的电功。

另外，对于往复压缩机还存在容积效率问题。压缩机不可能达到按气缸行程容积计算的理论输气量。实际输气量 q_{vs} 总是小于理论输气量 q_{vh} 。用容积效率 λ 反映这种差异，即 $\lambda = q_{vs} / q_{vh}$ 。

(5) 相变段传热不可逆性的影响 理论循环假定，在蒸发段，低温热源温度（蒸发器外被冷却的介质的温度）和制冷剂的蒸发温度相同；在冷凝段，高温热源（冷凝器外冷却介质的温度）和制冷剂的冷凝温度相同，即为无温差的可逆过程。但实际循环中，冷凝温度必须高于高温热源温度，蒸发温度必须低于低温热源的温度。这必然导致循环的压差和压比增大，比功增大，单位质量制冷量和单位容积制冷量都变小，性能系数降低。压比增大还会使压缩机的容积效率下降，制冷机的制冷量进一步减小。

除去以上五方面的影响因素，压缩机的润滑油、制冷系统中混入的水分或不凝气体，也会对循环产生影响。

1.2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的热力学计算

热力学计算可分为设计计算和校核计算两种。设计计算是在设计工况下，计算实际循环特性，并计算制冷机性能指标和各热交换设备的热负荷，为制冷系统各部件的设计或选型提供基础数据；而校核计算是已知设备的型号和技术参数，校核此设备是否能满足设计要求。

首先需要了解制冷机的使用要求及使用时的环境条件，然后选择合适的制冷剂，确定采用何种制冷系统。在上述条件已知的情况下，进行制冷机的热力学计算。

假设有一单级蒸汽压缩式制冷系统，其循环图如图 1-5 所示。下面进行设计计算。

已知制冷量 Φ_0 、环境冷却介质的温度 T_H 和制冷温度 T_L ，热力学计算的步骤如下：

1) 选定制冷剂，确定采用图 1-5 所示的单级蒸汽压缩式制冷系统，压缩机吸入口有一定的过热度，膨胀阀前有一定的过冷度。1-2' 为假想的等熵压缩过程，1-2 为实际的压缩过程，3-3' 为制冷剂流经过冷器的状态变化过程，3'-3'' 为制冷剂液体流经气液热交换器的状态变化过程，1'-1 为制冷剂蒸气经气液热交换器的状态变化过程，指示效率为 η_i 。

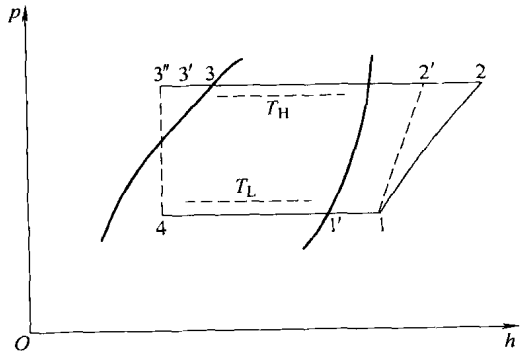


图 1-5 单级蒸汽压缩式制冷系统循环图

2) 确定循环工况。

冷凝温度 $T_k = T_H + \Delta T_k$ ，取决于冷却介质的温度及传热温差。

冷凝压力 $p_k = f(T_k)$ ，按照所用制冷剂的饱和蒸气压和饱和温度间的关系计算。

蒸发温度 $T_0 = T_L - \Delta T_0$ ，取决于被冷却介质的温度及传热温差。

蒸发压力 $p_0 = f(T_0)$ ，按照所用制冷剂的饱和蒸气压和饱和温度间的关系计算。

吸气温度 T_1 ，按实际情况和制冷剂允许的吸气温度或吸气过热度取值。

蒸发器出口温度 $T_{1'}$ ，按膨胀阀控制的蒸发器出口过热度确定，也可粗略地按饱和气体

温度计算。

冷凝器出口温度 $T_{3'}$ ，按冷凝器出口可能获得的过冷度确定，也可粗略地按饱和液体温度计算。

一般情况下：采用水冷冷凝器， ΔT_k 取 4 ~ 6K；采用风冷冷凝器， ΔT_k 取 10 ~ 14K；若蒸发器用于冷却液体， ΔT_0 取 3 ~ 5K；若蒸发器用于冷却空气， ΔT_0 取 8 ~ 10K。

3) 计算实际循环特性。

根据已知条件，并利用压焓图或利用制冷剂物性计算的软件，确定循环中各状态点的热力状态参数，然后计算以下循环特性指标：

单位质量制冷量为

$$q_0 = h_1 - h_4$$

单位容积制冷量为

$$q_{0v} = q_0 / v_1$$

理论比功为

$$w = h_{2'} - h_1$$

指示比功为

$$w_i = h_{2'} - h_1 = (h_{2'} - h_1) / \eta_i$$

根据上面指示比功的关系式，可推算出压缩机排气管处制冷剂气体的比焓为

$$h_{2'} = h_1 + (h_{2'} - h_1) / \eta_i$$

单位质量制冷剂流经冷凝器时的放热量为

$$q_k = h_2 - h_3$$

单位质量制冷剂流经过冷器时的放热量为

$$q_G = h_3 - h_{3'}$$

单位质量制冷剂流经气液热交换器时的放热量为

$$q_h = h_1 - h_{1'} = h_{3'} - h_{3''}$$

制冷系统的压力比为

$$\pi = p_k / p_0$$

压缩机的实际压力比为

$$\pi_c = (p_k + \Delta p_d) / (p_0 - \Delta p_s)$$

式中， Δp_d 为压缩机排气阀上的压力损失； Δp_s 为压缩机吸气阀上的压力损失。

计算制冷机性能及各热交换设备的热负荷：

循环中制冷剂的质量流量为

$$q_m = \Phi_0 / q_0$$

压缩机的实际输气量为

$$q_{v_s} = q_m v_1$$

压缩机的理论输气量为

$$q_{v_h} = q_{v_s} / \lambda$$

式中, λ 为压缩机的容积效率。

压缩机消耗的理论功率为

$$P = q_m w$$

压缩机消耗的指示功率为

$$P_i = P / \eta_i$$

压缩机的轴功率为

$$P_k = q_m w / \eta_k = q_m w / \eta_i \eta_m$$

式中, η_k 为开启式压缩机的轴效率; η_i 为指示效率; η_m 为机械效率。

压缩机的电功率为

$$P_e = q_m w_e = q_m \frac{w}{\eta_{el}} = q_m \frac{w}{\eta_i \eta_m \eta_{mo}}$$

式中, η_{el} 为封闭式压缩机的电效率; η_{mo} 为电动机效率。

制冷机的性能系数为

$$\text{COP} = \frac{\phi_0}{p_e} \quad (\text{封闭式压缩机})$$

$$\text{COP} = \frac{\phi_0}{p_k} \quad (\text{开启式压缩机})$$

冷凝器的热负荷为

$$\Phi_k = q_m q_k$$

过冷器的热负荷为

$$\Phi_G = q_m q_G$$

气液热交换器(回热器)的热负荷为

$$\Phi_H = q_m q_h$$

有了以上参数, 就可以选择压缩机的型号和进一步对换热器(冷凝器、过冷器、回热器)进行设计计算了。

1.2.4 多级蒸气压缩式制冷循环

由于压力比和排气温度的限制, 一般单级蒸气压缩式制冷机能达到的蒸发温度在 -40°C 以上。在某些情况下, 采用单级压缩难以获得所需要的低温。这时可以考虑采用多级蒸气压缩式制冷循环。多级蒸气压缩式制冷能达到的制冷温度在 $-40^\circ\text{C} \sim -80^\circ\text{C}$ 范围以内。

对于往复式或回转式容积压缩机, 单级压力比一般不超过 $8 \sim 10$; 对于氨压缩机, 由于等熵指数较大, 易导致排气温度过高, 压力比一般不超过 8 ; 对于氟利昂压缩机, 由于等熵指数较小, 压力比一般可不超过 10 。

对于离心式压缩机, 通常单级压缩的压力比只能达到 $3 \sim 4$ 。

如果一个实际的空间需要制冷, 应考查用于冷却冷凝器的冷却液或空气的实际温度和制冷空间需要达到的制冷温度, 并先检查采用单级蒸气压缩式制冷循环时压力比和排气温度是否超过限制。如果超过限制, 可采用分级压缩中间冷却的方法。由于多级压缩和二级压缩的循环分析方法类似, 这里以二级蒸气压缩式制冷系统为例加以说明。

二级蒸气压缩式制冷系统按照中间冷却的程度和冷凝压力、蒸发压力间的节流次数，可分为一次节流中间完全冷却、一次节流中间不完全冷却、二次节流中间完全冷却和二次节流中间不完全冷却四种形式。对应的循环如图 1-6 所示。

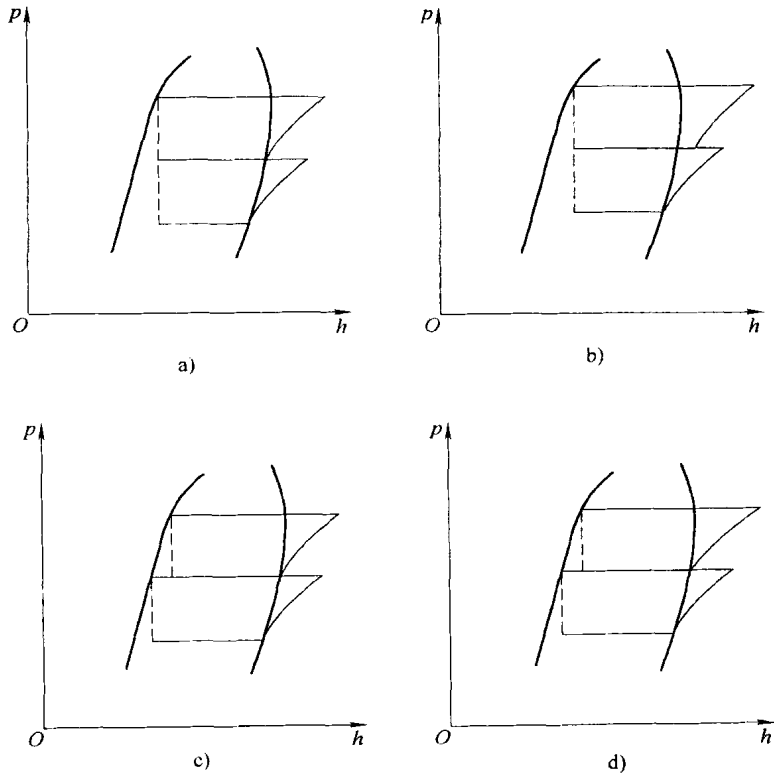


图 1-6 两级蒸气压缩式制冷系统的基本形式

- a) 一次节流中间完全冷却循环 b) 一次节流中间不完全冷却循环
c) 两次节流中间完全冷却循环 d) 两次节流中间不完全冷却循环

中间冷却程度取决于制冷剂的性质。对于等熵指数不很大的制冷剂，如氟利昂，压缩温升不大，排气温度不会太高，这样的制冷剂宜采用中间不完全冷却方式。而对于等熵指数较高的制冷剂，如氨，压缩温升较大，为防止排气温度过高，宜采用中间完全冷却方式。

节流方式的选择需根据实际系统需要而定。冷凝压力下的制冷剂仅用一只节流阀，一次节流到蒸发压力，称为一次节流。冷凝压力下的制冷剂首先用一只节流阀使压力降低到中间压力，再用另外一只节流阀使制冷剂压力从中间压力降低到蒸发压力，称为二次节流。一次节流仅用一只节流阀，系统简单，但一次节流的压降大，节流后的闪蒸蒸气多，单位质量制冷量小，COP 值小。二次节流可获得两种不同的蒸发温度，且从图 1-6 上可看出，二次节流可获得较大的单位质量制冷量，COP 值较大，但二次节流的第二只节流阀在相同的流量下需要较大的口径，且由于第二只节流阀阀前制冷剂液体温度较低且无过冷，很容易出现阀前的闪蒸问题。在实际应用中，多采用一次节流。