

普通高等教育“十一五”规划教材 (高职高专教育)

PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUIHUA JIAOCAI



KONGQI TIAOJIE YONG
ZHILENG JISHU

空气调节用 制冷技术

黄奕沅 主 编



中国电力出版社

<http://jc.cepp.com.cn>

普通高等教育“十一五”规划教材 (高职高专教育)
PUTONG GAODENG JIAOYU SHIYIWU GUIHUA JIAOCAI



KONGQI TIAOJIE YONG
ZHILENG JISHU

空气调节用 制冷技术

主 编 黄奕沅
编 写 张 玲 蔡可键 王海波
 龚学梅 曲春民
主 审 李德英



中国电力出版社

<http://jc.cepp.com.cn>

内 容 提 要

本书是普通高等教育“十一五”规划教材（高职高专教育），全书共分十一章，主要内容包括蒸气压缩式制冷的热力过程及循环，制冷剂和载冷剂，制冷压缩机，蒸气压缩式制冷系统及其换热设备和辅助设备，冷水机组，热泵机组，直接蒸发式空调系统，溴化锂吸收式制冷机组，空调制冷机房设计，蒸气压缩式制冷系统的调节、运行、维护，冰蓄冷空调系统等。本书以单级蒸气压缩式制冷装置为主，较全面地阐述了其工作原理、构造、性能、机房设计方法及运行、调节、操作维护等问题，突出了新技术和实用性。

本书与其他教材相比，省略了大量理论计算；删除了氨制冷和淘汰的制冷剂；增加了直接蒸发式制冷机组和系统（单元式空调机组、多联式空调系统等），热泵技术及冰蓄冷技术，空调制冷机房的设计内容，并提供了经设计实例修改后的设计图纸。

本书可作为高职高专院校供热通风及空调工程、建筑设备工程技术等专业的教材，也可供相关专业人员参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

空气调节用制冷技术/黄奕沅主编. —北京: 中国电力出版社, 2007

普通高等教育“十一五”规划教材. 高职高专教育
ISBN 978 - 7 - 5083 - 5085 - 1

I. 空... II. 黄... III. 空气调节系统·制冷技术—高等学校: 技术学校—教材 IV. TU831.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2007) 第 006336 号

中国电力出版社出版、发行
(北京三里河路 6 号 100044 <http://jc.cepp.com.cn>)
航远印刷有限公司印刷
各地新华书店经售

2007 年 3 月第一版 2007 年 3 月北京第一次印刷
787 毫米×1092 毫米 16 开本 12.25 印张 295 千字
印数 0001- 3000 册 定价 19.00 元

版 权 专 有 翻 印 必 究

(本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换)

前 言

本书主要是为高职高专院校暖通、建筑设备等专业“空气调节用制冷技术”课程所编写的，供三年制高职作为专业课教材。

本教材以单级蒸气压缩式制冷装置为主，较全面地阐述了其工作原理、构造、性能、机房设计方法及运行、调节、操作维护等问题，并力争突出新技术和实用性。本书与大专本科教材相比，做了如下删减和补充：

1. 在理论知识方面突出了必须够用的原则，省略了比较陈旧的内容和对于高职生不必要掌握的大量理论计算等内容。

2. 对于目前在空调行业很少应用的氨制冷相关内容进行了删减。删减了淘汰的制冷剂如 R11、R12 等内容。

3. 明确指出了目前国内空调制冷技术的应用情况和发展趋势，如活塞式压缩机应用大大减少，而涡旋式和螺杆式的应用范围大幅增加。使学生的学习内容得以与实际应用相适应。

4. 增加了目前国内暖通空调行业的最新发展技术，如应用日益广泛的直接蒸发式制冷机组和系统（单元式空调机组、多联式空调系统等）、热泵技术以及冰蓄冷技术等。

5. 增加了空调制冷机房的设计内容，并提供了经设计实例修改后的设计图纸，使学生能更好地掌握空调机房的流程和布置，在进行课程设计时有参考依据。

本书由浙江建设职业技术学院黄奕沅、张玲和宁波工程学院蔡可键、王海波、龚学梅以及河北建工学院曲春民编写。其中，第一、二章由王海波编写，绪论、第三、六、七章由黄奕沅编写，第四、五章由张玲编写，第八章由蔡可键编写，第九章由黄奕沅、曲春民编写，第十章由曲春民编写，第十一章由龚学梅编写。由于编者水平有限，书中难免有不妥之处，恳请广大读者批评指正。

编 者

目 录

前言	
绪论	1
第一章 蒸气压缩式制冷的热力过程及循环	5
第一节 工质的基本状态参数	5
第二节 理想制冷循环——逆卡诺循环	7
第三节 蒸气压缩式制冷的理论循环	8
第四节 液体再冷、吸气过热及回热循环	10
第五节 单级蒸气压缩式制冷理论循环热力计算	12
第六节 蒸气压缩式制冷的实际循环	15
第七节 多级压缩与复叠式制冷循环	16
第二章 制冷剂和载冷剂	19
第一节 制冷剂的热力性质	19
第二节 CFC 的问题及其代替物	25
第三节 载冷剂	26
第三章 制冷压缩机	29
第一节 活塞式制冷压缩机	29
第二节 螺杆式制冷压缩机	42
第三节 涡旋式制冷压缩机	51
第四节 离心式制冷压缩机	55
第四章 蒸气压缩式制冷系统及其换热设备和辅助设备	59
第一节 蒸气压缩式制冷系统	59
第二节 冷凝器	62
第三节 蒸发器	68
第四节 节流机构与辅助设备	74
第五章 冷水机组	86
第一节 活塞式冷水机组	87
第二节 螺杆式冷水机组	89
第三节 离心式冷水机组	93
第四节 涡旋式冷水机组	98
第五节 模块化冷水机组	99
第六章 热泵机组	101
第一节 概述	101
第二节 热泵的基本概念及分类	102
第三节 空气源热泵	103

第四节	水源热泵	105
第五节	土壤源热泵	107
第七章	直接蒸发式空调系统	110
第一节	房间空调器	110
第二节	单元式空调机组	113
第三节	多联式空调系统	120
第八章	溴化锂吸收式制冷机组	126
第一节	溴化锂吸收式制冷的原理和工质	126
第二节	双效溴化锂吸收式冷水机组	127
第三节	直燃型溴化锂吸收式冷热水机组	130
第四节	溴化锂吸收式冷水机组的主要部件和设备的结构形式	133
第九章	空调制冷机房设计	138
第一节	制冷机的选型	138
第二节	空调水系统	141
第三节	制冷机房布置	147
第四节	制冷机房设计步骤与实例	148
第十章	蒸气压缩式制冷系统的调节、运行、维护	152
第一节	密封性试验和制冷剂充灌	152
第二节	制冷系统的试运转	154
第三节	制冷系统的运行与维护	156
第四节	制冷机组的故障分析及处理	160
第十一章	冰蓄冷空调系统	165
第一节	冰蓄冷空调的基本概念	165
第二节	冰蓄冷空调设备	168
第三节	冰蓄冷空调系统的运行模式和运行策略	174
附录一	空调制冷机房设计图纸	179
附录二	制冷技术常用图表	183
参考文献		188

绪 论

制冷就是采用人工的方法，使某一物体或空间达到比环境介质更低的温度，并保持这个低温。这里所说的环境介质，是指自然界的空气和水。为了使某一物体或空间达到并维持所需要的低温，就得不断地从它们中间取出热量并转移到环境介质中去。这个不断地从被冷却对象取出并转移热量的过程，就是制冷过程，简称制冷。

实现制冷可以通过两种途径：利用天然冷源和利用人工冷源。天然冷源是自然界存在的冷源，例如冰、雪和地下水等，都可以作为冷源，用作食品的冷藏和防暑降温。我国对天然冰、雪的应用有着悠久的历史，而且在采集、储存和使用天然冷源方面积累了丰富的经验，直到现在，天然冷源在一些地区仍然得到应用。天然冷源具有价廉、贮量大等优点，而且利用天然冷源不需要复杂的技术设备，所以在满足使用要求的前提下，应优先考虑利用天然冷源。但是利用天然冷源受时间、地区及运输等条件的限制，一般不能得到 0°C 以下的温度，而且不易控制和调节，所以天然冷源只用在防暑降温和少量食品的短期贮藏方面。工业生产及科学试验等对低温的要求，大多是通过人工冷源（或称人工制冷）来实现的。

人工冷源是利用人工的方法实现制冷。人工制冷需要比较复杂的技术和设备，而且生产的冷量成本较高，但是它却完全避免了天然冷源的局限性，特别是可以根据不同的要求获得不同的低温。

人工制冷可以获得的温度称为制冷程度。制冷程度与所采用的制冷设备及其操作方法有关。根据制冷程度的不同，人为地把制冷技术分为普通制冷和低温制冷两部分。一般将 120K 以上的制冷称为普通制冷，更低的制冷程度则属于低温制冷范围。本书主要涉及普通制冷的技术领域。

实现制冷所需要的机器和设备的总和称为制冷机。制冷机中使用的工作物质称为制冷工质或制冷剂。人工制冷的方法很多，常见的有以下几种：

- (1) 利用液体气化的吸热效应实现制冷（蒸气制冷）；
- (2) 利用气体膨胀产生的冷效应实现制冷（气体膨胀制冷）；
- (3) 利用半导体的热电效应实现制冷（热电制冷）。

目前，在制冷与空气调节技术中，蒸气制冷方法占绝对优势，其中又以蒸气压缩式制冷应用最为普遍。利用蒸气压缩式制冷将热量从低温热源提升温度输送到高温环境的技术称为热泵技术。热泵技术使空调制冷技术的应用领域从空调制冷扩展到了空调制热。

一、制冷空调设备的用途及分类

随着家用空调、小型中央空调技术和其他新型制冷空调技术的发展，现在制冷空调设备已有非常多的种类。

根据制冷设备蒸发器换热介质的不同，主要可分为冷水机组和直接蒸发式空调设备两大类。冷水机组蒸发器中与制冷剂进行换热的介质为水（工业或冰蓄冷时为盐水、乙醇等）；直接蒸发式空调设备蒸发器中与制冷剂进行换热的介质为空气，它又可分房间空调器、单元式空调器和多联式空调系统等。

按制冷空调设备的应用场合,可分为集中式中央空凋制冷设备、户式中央空凋系统、家用空凋器以及特殊用途空凋设备四大类。

集中式中央空凋制冷设备主要分冷水机组、热泵冷热水机组两大类,其用途是作为集中式中央空凋的冷源(热源),为中央空凋提供冷冻水(热水)。按照制冷原理,冷水机组又分蒸气压缩式和吸收式两大类。蒸气压缩式冷水机组主要以活塞式、螺杆式、涡旋式和离心式压缩机为主。热泵冷热水机组一般为蒸气压缩式制冷。由于热泵机组需要有提供低品位热能的热源,而空气是最易得到的低温热源,因而空气源热泵是最常用的热泵机组。溴化锂吸收式冷水机组可通过加热热能直接加热热水,无需采用热泵技术,因而热泵型的溴化锂吸收式冷水机组应用较少。

家用空凋器主要指房间空凋器,包括了窗式空凋器、分体式空凋器和分体一拖多空凋器,其应用范围是200m²以下的住宅、别墅和小型商铺、酒店、办公室等。

户式中央空凋系统主要指制冷量不大于50kW的集中空凋用冷(热)水或冷热风机组。它主要可以分为户用冷(热)水机组、风管式空凋机组和多联式空凋系统三大类。户用冷(热)水机组与集中式中央空凋制冷的冷水机组和冷热水热泵机组属同类产品,但制冷量较小,多采用风冷冷凝器。为满足家用用途的需要,机组自动控制水平大大提高,有的机组内置了冷热水循环水泵、闭式膨胀罐等附件,使与其连接的空凋水系统大大简化。风管式空凋机组属于单元式空凋机组,它的进出口需接管,通过风管上的各送风口将冷(热)风送到各空凋房间。风管式空凋直接将室内空气进行冷却或加热,然后经风管、送风口向室内送风。它实际上相当于一个小型的集中式空凋系统。多联式空凋系统是一种新型空凋系统,它的一组室外主机通过两根制冷剂管道可以连接几十台室内机,每台室内机可以单独调节控制,弥补了风管机空凋系统的缺点。

特殊用途空凋设备主要是一些工业上应用的空凋机组,如恒温恒湿空凋机组、计算机房精密空凋机组、净化空凋机组和除湿机组等,从结构上均归属于单元式空凋机组。

二、制冷技术的发展简况

现代制冷技术作为一门科学,是19世纪中后期发展起来的。1834年,美国人波尔金斯(Perkins)试制成功了第一台以乙醚为制冷剂的蒸气压缩式制冷机。1844年高里(Gorrie)在美国费城用封闭循环的空气制冷机建立了一座空凋站。1859年法国人卡列(Carre)制成了氨水吸收式制冷机。1875年卡列和林德(Linde)用氨作制冷剂,制成了氨蒸气压缩式制冷机;从此蒸气压缩式制冷机一直占据统治地位。1910年左右,马利斯·莱兰克(Maurice Lehlan)在巴黎发明了蒸气喷射式制冷机,由于它的热力系数较小,且容量一般较大,所以应用不甚广泛。

1930年以后,氟利昂制冷剂的出现和大量应用,使压缩式制冷技术及其应用范围得到极大的发展。由于氟利昂具有良好的热力性质,使制冷技术的发展进入了一个新的阶段。

氟里昂制冷剂对人体无害,不易燃爆、热物理性质好,故采用氟里昂的蒸气压缩式制冷机被广泛用于各种民用、商用的空凋设备以及中央空凋系统中。人们利用蒸气压缩式制冷的逆向循环,使这种制冷机不仅能制冷,也能供暖,将单一的制冷机改造成了夏季可制冷、冬季可供暖的冷热两用的热泵机组。同时随着加工工艺的发展以及计算机、微电子、新型材料等其他行业的发展,制冷机也得到迅速发展。

我国的制冷机制造工业起源于20世纪50年代末期,是在几个安装、修理厂的基础上发

展起来的。从开始仿制生产活塞式制冷机,到自行设计和制造,并制定了有关的系列标准,以后又陆续发展了其他类型的制冷机。目前已有活塞式、螺杆式、离心式、涡旋式、吸收式、热电式及蒸气喷射式等类型的制冷装置,许多产品的质量和性能已接近和达到世界先进水平。

20世纪80年代以后,我国空调用制冷技术有了更大的发展和应用,主要体现在以下几个方面:

1. 家用空调技术迅猛发展,新产品层出不穷

家用空调机(即房间空调器)从窗式发展到分体式、小型柜式,从单冷发展到冷暖两用品,从一拖一发展到一拖多,产品日益系列化,规格品种齐全。空调机的控制从机械手动发展到线控、遥控,控制功能增多,能实现睡眠控制、故障诊断、风量风速、除湿、除霜、电话控制等。空调机的结构形式也日益多样化,采用低噪声风机,采用有翅片亲水膜处理的高效热交换器,减小了空调机体积。空调机能效比逐渐提高。采用的压缩机从活塞式发展到转子式、涡旋式,大大提高了空调机的效率,降低了耗电量。随着节能和舒适要求的提高,变频技术在20世纪末得到迅速推广。采用变频压缩机与智能控制技术相配合,使整个空调机降温快、舒适性好,省电可达30%左右,并改善了冬季制热效果。

2. 户式中央空调系统异军突起,重新瓜分了中央空调市场

随着住宅面积的增大和别墅数量的增多,小型化的中央空调系统在民用居住建筑的应用也越来越多,一般称为户式中央空调,也叫小型中央空调、家用中央空调等。如前所述,户式中央空调可分为水管式、风管式和多联机式三种。目前国家针对户式中央空调产品已制订了《蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组》(GB/T18430—2001)、《多联式空调(热泵)机组》(GB/T18837—2002)、《风管送风式空调(热泵)机组》(GB/T18836—2002)等多种国家标准,为户式中央空调的进一步推广应用奠定了基础。

户式中央空调的出现不仅满足了建筑物中小型面积对空调系统的需求,更进一步扩大到一些传统中央空调的应用领域,特别是多联式空调系统,有的甚至已经应用到数万平方米的大型办公建筑中。

多联式空调系统首先在日本产生。20世纪80年代,随着家用空调技术的不断发展,在一室外机连接几个室内空调机的基础上,出现了允许一个或几个室外机连接上百个室内机的变制冷剂流量空调系统,即多联式空调系统。目前对该系统有多种叫法,如VRV、MRV、VRF等,工作原理基本相同,其中日本大金的VRV(Varied Refrigerant Volume)最早进入国内,并占有了较大的市场份额。多联式空调系统一般采用风冷结构,多为热泵型,冬季可逆转制冷循环向室内供热。由于便于分户计量、在使用便利上的较大优势和较好的节能效果,虽然造价较高,多联式空调系统仍然在小到户式中央空调、大到上万平方米的公共建筑中得到了越来越多的应用。

3. 传统大型中央空调设备不断完善和发展

大型中央空调系统中的冷水机组也得到迅速发展。从品种上看,活塞式冷水机组的应用大幅减少,螺杆式和离心式冷水机组得到了越来越多的应用。在螺杆式冷水机组中,有双螺杆式、单螺杆式和立式冷水机组。在离心式冷水机中,有单级压缩式的,也有多级压缩(较常见的为三级压缩)离心式冷水机。在长江流域及其南北等地区,风冷热泵型的冷热水机组得到了大量的应用。随着微电脑技术的发展,各种冷热水机组普遍采用计算机控制,实现运

行管理的全自动化,能自动进行故障诊断、能量调节、资料打印与显示及远程监控。

4. 制冷剂的发展和溴化锂的应用

1974年以后,人类发现氟利昂簇中的氯、氟碳化合物(简称CFC)能严重地破坏臭氧层,危害人类的健康和破坏地球上的生态环境,是公害物质。因此减少和禁止CFC的生产和使用,已成为国际社会共同面临的紧迫任务,研究和寻求CFC制冷剂的替代物,以及面对由于更换制冷剂所涉及的一系列工作,也成为急需解决的问题。多年来,世界各国都投入了大量的人力和财力,对一些有可能作为CFC的替代物及其配套技术进行了大量的试验研究,并开始使用混合溶液作为制冷剂,使蒸气压缩式制冷的发展有了重大的技术突破。

与此同时,其他制冷方式和制冷机的研究工作进一步加快,如蒸气喷射式制冷、热电制冷、吸收式制冷等,特别是吸收式制冷机已经有了更大的发展,溴化锂吸收式制冷机开始被广泛应用于商业、民用、工业的空调工程之中。溴化锂吸收式制冷机有蒸气型、热水型和直燃型等多种类型,其中直燃机发展迅速,在民用、商用等建筑的空调工程的冷热源中所占比例日益增加。

5. 储能、节能空调系统得到越来越多的应用

随着空调在城市楼宇和居民家中的普及,城市用电量的迅速膨胀,白天与夜晚的用电峰谷差也日趋增大。为了均衡用电负荷,提高供发电设备的利用率和能效,各城市纷纷推出峰谷电价差,使蓄冷空调特别是冰蓄冷得到了迅速发展。冰蓄冷空调系统采用双工况的制冷机,蓄冰设备有冰盘管完全冻结式、冰球式、容器式等,可实现制冰工况、供冷工况和融冰供冷工况之间的转换。采用蓄冷空调之后,可以减少制冷机容量,节省运行费用,制冷机启动次数也可减少,从而延长机器的寿命。从20世纪80年代中期开发至现在,美国、日本等国冰蓄冷技术在理论和实践上已十分成熟,国内冰蓄冷技术在20世纪90年代也得到了长足的发展,并在浙江省、北京、深圳等地率先推动,已有不少实例。

随着能源供应趋于紧张,另一项节能技术热泵在空调工程中得到广泛应用。热泵可利用自然界的低位热能,减少使用工业及暖通空调使用的初级能源。许多国家以推广应用热泵作为减少CO₂排放的一种手段。热泵技术通过切换制冷循环能实现冬季供热,分空气源热泵、水源热泵、土壤源热泵等多种类型。美国是最早研究利用热泵技术的国家,据国际能源机构(IEA)统计,1996年全世界热泵安装总数9000万套,自1992年开始世界热泵使用每年增长15%,热泵承担着总供热量的6%,而日本比例高达28.6%,美国8.4%。这些热泵中,除大多数用于房屋采暖空调外,还有部分用于区域集中加热和供冷、工业加热、食品加工、化学原料生产、干燥除湿、蒸发浓缩等。

我国从20世纪80年代起,先后自行设计了第一台空气水热泵、吸收式热泵等,到20世纪90年代热泵型房间空调器已占空调器年产量的6%。目前国内外应用最多的热泵为空气源热泵,即所谓的“风冷热泵”。近年来土壤源热泵由于其节能和环境保护方面的优势在一些发达国家得到发展和应用,在我国也有着良好的应用前景。

总之,随着人们节能、环保意识的增强和对室内环境舒适性要求的提高,空调用制冷技术配合其他新兴的科学技术将会有更加广阔的发展前景。

第一章 蒸气压缩式制冷的热力过程及循环

第一节 工质的基本状态参数

在学习制冷原理之前，首先应掌握热力学的基础知识。因为制冷是根据热力学的基本理论发展起来的。热力学是研究热能同其他能量（如电能、机械能、化学能等）相互转换的一门学科。

工质就是制冷装置中不断循环流动以实现能量转换的物质，即制冷剂。工质在进行热量传递和能量转换过程中将发生状态变化。在热力学中，常用的状态参数有六个，即压力 p 、温度 T 、比体积 v 、热力学能 U 、焓 h 和熵 s 。其中压力 p 、温度 T 和比体积 v 是可以直接或间接用仪器测出的物理量，是最常用的基本状态参数；后三个参数，热力学能 U 、焓 h 、熵 s 可由基本状态参数导出。

1. 压力

压力是单位面积上所承受的垂直作用力，即物理学中的压强。对于气体的压力，是大量分子碰撞容器壁的总结果。压力的单位是 N/m^2 ，称为帕斯卡，单位符号为 Pa，一般使用的是千帕（kPa）和兆帕（MPa）， $1\text{kPa}=10^3\text{Pa}$ ， $1\text{MPa}=10^6\text{Pa}$ 。

实际工程中，使用的压力单位有很多，最常见的用液柱高度 H 或标准大气压的倍数来表示，工程上也常用 kgf/cm^2 的单位（ $1\text{kgf}/\text{cm}^2=1\text{at}$ ），以及还有其他单位如巴（bar）和工程大气压（at）等，它们与帕的换算关系见表 3。

压力分为绝对压力和相对压力，分别用 p' 和 p 表示。当地大气压用 p_a 表示。用压力表或 U 形管测得的压力称为表压力，用 p_b 表示，它是工质的压力同大气压 p_a 的差值，即相对压力 p 。工质的真正压力应为表压力和大气压力之和，称为绝对压力： $p'=p+p_a$ 。

当工质的压力小于大气压，即处于真空状态时，用真空计测得的数值称为真空度，用 p_v 表示： $p_v=p_a-p'$ 。绝对压力、相对压力和真空度三者之间关系可用图 1-1 来表示。

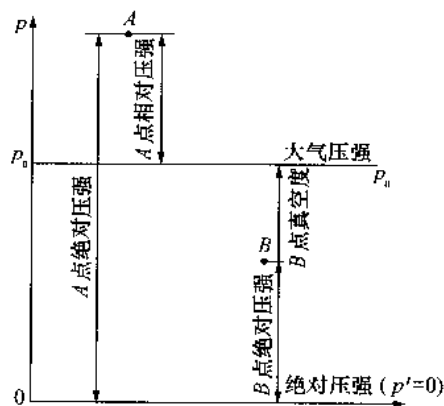


图 1-1 绝对压力、相对压力和真空度的关系

2. 温度

工程上用温度计或其他测温仪表测量物体的温度。为了进行温度测量，需建立温度的标尺，即温标。工程上常使用的温标有两种，即国际摄氏温标和热力学温标。热力学温标所定义的温度称为热力学温度，又称绝对温度，用 T 表示，单位为开尔文，单位符号为 K。国际摄氏温标所定义的温度为摄氏温度，用 t 表示，单位为摄氏度，单位符号为 $^{\circ}\text{C}$ 。每一度热力学温度和每一度摄氏温度的间隔是完全相同的。热力学温度和摄氏温度之间的关系为

$$T(\text{K}) = t(^{\circ}\text{C}) + 273.15$$

此外在工程上还使用着另外一种华氏温标。我们知道摄氏温标规定标准大气压下纯水的冰点（即凝固温度）为 0°C ，沸点为 100°C ，两点之间均分为 100 格，每格称为摄氏一度 (1°C)。华氏温标用 $^{\circ}\text{F}$ 表示，它将标准大气压下纯水的冰点定为 32°F ，沸点定为 212°F ，两点之间均分为 180 格，每格称为华氏度 (1°F)。两种温度的关系为

$$t(^{\circ}\text{C}) = \frac{5}{9}[t(^{\circ}\text{F}) - 32]$$

3. 比体积

一定质量工质的体积通常因所处的温度和压力的不同而不同。定量工质所占据的空间称为容积，用 V 表示。单位质量的工质所占的容积称为比体积，用 v 表示，单位是 m^3/kg ，比体积的计算式为

$$v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho} \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

故比体积和密度互为倒数。

比体积与温度和压力相关，为便于比较，国际上把压力为 101325Pa 、温度 0°C (273.15K) 时的状态规定为标准状态。

4. 焓

所谓焓就是物质在某种状态所持有的能量，即热力学能和动能之和。在制冷设备中，当制冷剂在蒸发器吸热时，其焓值增加；反之，制冷剂在冷凝器放热时，其焓值减少。同理，压缩机活塞向制冷剂做功时，其焓值就会增加；制冷剂蒸气在膨胀向外做功时，其焓值也会减少。制冷循环热量的变化用焓表示。焓用 H 表示，其计算式为

$$H = U + mpV \quad \text{J}$$

或

$$h = u + pV \quad \text{J/kg}$$

式中 U ——热力学能；

m ——工质质量， kg ；

pV ——单位工质所具有的流动功， J/kg 。

5. 熵

熵的概念是从热力学第二定律中引导出来的，表征物质热力学状态变化的物理量，是外界加给物质的热量对该物质热力学温度的比值，用 s 表示，单位是 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。用数学式定义为

$$ds = dq/T$$

式中 ds ——在过程中熵的增量， $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ；

dq —— 1kg 工质在该过程中吸收的热量， J/kg ；

T ——吸热时工质的温度。

6. 热量单位

在暖通空调工程中常用的热量单位，除了国际单位制中的瓦 (W) 和千瓦 (kW) 外，常用的还有大卡 (kcal/h)、冷吨等，其换算关系为

$$1\text{W} = 0.86\text{kcal/h}$$

$$1\text{kW} = 860\text{kcal/h}$$

1USRT (美国冷吨) = 3517W = 3024kcal/h

1BRT (英国冷吨) = 3923W = 3373kcal/h

1JRT (日本冷吨) = 3861W = 3320kcal/h

第二节 理想制冷循环——逆卡诺循环

卡诺循环分正卡诺循环和逆卡诺循环,均由两个定温过程和两个绝热过程组成。其组成的各热力过程,与外界既无温差又无摩擦损失。如图 1-2 所示的 1→2→3→4→1 就是逆卡诺循环,也是理想制冷循环。制冷剂(工质)沿绝热线 3→4 膨胀,温度从 T'_k 降低至 T'_0 ,然后沿定温线 4→1 膨胀,在定温膨胀过程中工质在 T'_0 温度下从被冷却物体吸收热量 q_0 ;工质再从状态 1 被绝热压缩到状态 2,温度从 T'_0 升高至 T'_k ;最后沿定温线 2→3 压缩,在定温压缩过程中,工质在 T'_k 温度下向冷却剂放出热量 q_k 。

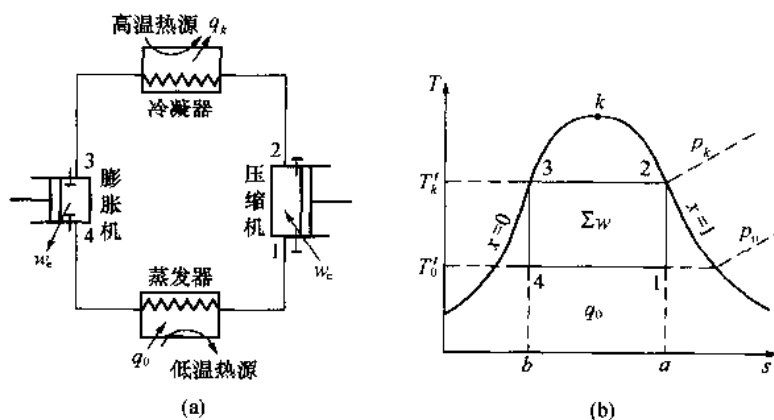


图 1-2 蒸气压缩式制冷的理想循环

(a) 流程图; (b) T - s 图

这样每一制冷循环,通过 1kg 制冷剂将热量 q_0 从低温物体(或称低温热源)转移至温度较高的冷却剂(或称高温热源),同时,所消耗的功量 Σw 也转变为热量而转移至冷却剂,即

$$q_k = q_0 + \Sigma w$$

循环中消耗的功量,等于压缩机的耗功量 w_c 与膨胀机的得功量 w_e 之差,即

$$\Sigma w = w_c - w_e$$

制冷循环的性能指标用制冷系数 ϵ 表示,制冷系数为单位耗功量所能获得的制冷量,即

$$\epsilon = \frac{q_0}{\Sigma w}$$

对于逆卡诺循环

$$q_0 = T'_0(s_1 - s_4) = T'_0(s_a - s_b)$$

$$q_k = T'_k(s_2 - s_3) = T'_k(s_a - s_b)$$

$$\Sigma w = q_k - q_0 = (T'_k - T'_0)(s_a - s_b)$$

$$\epsilon_c = \frac{T'_0(s_a - s_b)}{(T'_k - T'_0)(s_a - s_b)} = \frac{T'_0}{(T'_k - T'_0)}$$

上式说明，逆卡诺循环的制冷系数与制冷剂性质无关，仅取决于被冷却物的温度 T'_0 和冷却剂的温度 T'_k 。被冷却物温度越高，冷却剂温度越低，制冷系数越高，制冷循环的经济性越好。

此外，利用逆卡诺循环还可用来获得供热效果，例如，冬季利用蒸发器吸收室外冷空气（或水）的热量，通过冷凝器向房间进行供热。这样的装置称为热泵。其经济效用供热系数 ϵ' 表示，为单位耗功量所获取的热量，即

$$\epsilon' = \frac{q_k}{\sum w} = \epsilon_c + 1$$

逆卡诺循环的一个重要条件，就是制冷工质与被冷却物体和冷却介质之间，必须在无温差情况下相互传热，可是实际的热交换过程总是在有温差的情况下进行的。因此，在

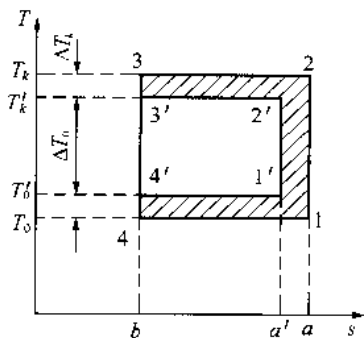


图 1-3 有传热温差的最冷循环

实际中制冷系数不仅与被冷却物和冷却剂的温度有关，还与热交换过程的传热温差有关。假设热交换时存在温差，在吸热过程中工质的温度 T_0 就低于低温热源的温度 T'_0 ，即 $T_0 < T'_0$ ；在放热过程中，工质的温度 T_k 就高于高温热源的温度 T'_k ，即 $T_k > T'_k$ ，如图 1-3 所示。因此有传热温差的制冷循环消耗的功量为面积 12341，而逆卡诺循环的制冷消耗功量为面积 1'2'3'4'1'，它比逆卡诺循环多消耗的功量在图中为斜线所示的面积，这种由两个等温过程和两个绝热过程组成的有传热温差的制冷循环的制冷系数为

$$\epsilon = \frac{T_0}{(T_k - T_0)} = \frac{1}{\frac{T_k}{T_0} - 1} < \epsilon_c = \frac{T'_0}{(T'_k - T'_0)}$$

由此可见，有传热温差时制冷系数总要小于逆卡诺循环的制冷系数，这点在热力学第二定律已经证明：由两个等温过程与两个绝热过程所组成的逆卡诺循环最经济，其制冷系数也最大。逆卡诺循环是在没有传热温差和没有任何损失的可逆情况下进行的，没有任何不可逆损失，所以它是具有恒温热源的理想制冷循环。任何实际过程都不可能存在无任何损失或无传热温差的机械运动，所以逆卡诺循环是“理想”的，是不可能实现的。但是逆卡诺循环从理论上指出了提高制冷装置经济性的重要方向。例如，设计中应该选择适宜的传热温差，使蒸发温度不要过低，冷凝温度不要过高，且应大力研究高效能的热交换设备，以改进制冷装置的经济性，减少能源损耗等。

第三节 蒸气压缩式制冷的理论循环

实际采用的蒸气压缩式制冷的理论循环是由两个定压过程、一个绝热压缩过程和一个绝热节流过程组成。如图 1-4 所示，它与理想制冷循环相比有以下三个特点：

一、用膨胀阀代替膨胀机

理想制冷循环，为了能够充分利用制冷剂从高压液态变为低压状态过程的膨胀功，设

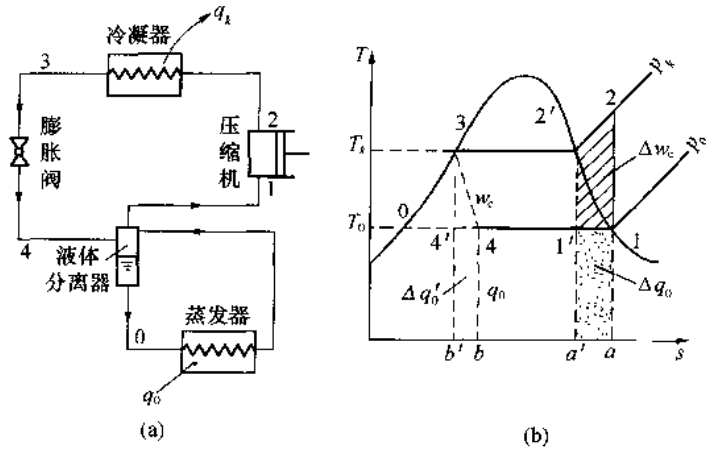


图 1-4 蒸气压缩式制冷的理论循环

(a) 流程图; (b) $T-s$ 图

有膨胀机,这在理论上是合理的、经济的,但是在普通蒸气压缩式制冷的实践中并不合理。因为进入膨胀机的液态制冷剂,一则它的体积变化不大,再则机件特别小,摩擦阻力大,以至所获得的膨胀功常常不足以克服机器本身的摩擦阻力,所以蒸气压缩式制冷装置中用膨胀阀代替膨胀机,以简化制冷装置,同时还便于根据负荷变化调节进入蒸发器制冷剂流量。

采用膨胀阀代替膨胀机,液态制冷剂在通过膨胀阀的节流过程中有摩擦损失和涡流损失,同时这部分损失又转变为热量,被制冷剂吸收使一部分液态制冷剂汽化,所以节流后的制冷剂状态 4 比绝热膨胀后状态 4' 的下度有所增加,比熵也有所增加,如图 1-4 (b) 所示。从图中可看出,在相同的蒸发温度和冷凝温度条件下,与理想制冷循环 1'-2'-3'-4'-1' 相比,有两部分损失:

(1) 节流过程是不可逆过程,制冷剂吸收摩擦热,部分气化,降低了有效制冷量。每千克制冷剂所能吸收的热量(称为单位质量制冷量)减少 $\Delta q_0'$, $\Delta q_0'$ 可用面积 44'b'b4 表示。

(2) 损失了膨胀机的有用功。因此,每千克制冷剂在制冷循环中所消耗的功量就是压缩机的耗功量,即等于 w_c , 比理想制冷循环多消耗 w_c , 可用面积 034'0 表示。由于节流前后制冷剂的焓不变, $h_3 = h_4$, 所以面积 034'0 等于面积 44'b'b4, 就是说采用膨胀阀以后,所损失的功量都变成了热量,被制冷剂吸收,因而减少了有效制冷量。

显然用膨胀阀代替膨胀机,制冷循环的制冷系数有所降低,其降低的程度称为节流损失,节流损失的大小随着节流前后的温差 ($T_k - T_0$) 的增大而增大,还与制冷剂的性质有关,从温熵图上看饱和液体线越平缓(液态制冷剂的比热容越大)以及制冷剂的比潜热越小,或者冷凝压力 p_k 越接近其临界压力 p_{kr} , 则节流损失越大。

二、用干压缩代替湿压缩

在图 1-4 所示的湿蒸气区域内的蒸气压缩式制冷的理想循环中,压缩机吸入的是湿蒸气,压缩过程为湿压缩,湿压缩有下列缺点:

(1) 压缩机吸入的低温湿蒸气与热的气缸壁之间发生强烈的热交换,特别是落在气缸上的液珠,更是迅速蒸发而占据气缸的有效空间,使压缩机吸入的制冷剂的质量减少,从而使制冷量显著降低。

(2) 过多的液态制冷剂进入压缩机气缸后, 很难全部立即气化, 这时既会破坏压缩机的润滑, 又会造成液击, 使压缩机受损。

因此, 蒸气压缩制冷装置在实际运行中严禁发生湿压缩现象, 要求进入压缩机的制冷剂为干饱和蒸气或过热蒸气, 这种压缩过程称为干压缩。干压缩是蒸气压缩制冷机正常工作的一个重要条件, 所以在单级蒸气压缩式制冷的理论循环中进入压缩机的制冷剂状态点位于饱和蒸气线上, 如图 1-4 (b) 中的 1 点。这种制冷剂的绝热压缩过程在过热蒸气区进行, 即从状态点 1 起, 直至与冷凝压力 p_k 线相交为止, 压缩终了状态点 2 是过热蒸气。因此, 制冷剂在冷凝器中并非定温凝结过程, 而是定压过程。

如图 1-4 (b) 所示, 对比采用膨胀阀湿压缩制冷循环 $1'-2'-3'-4'-1'$ 和采用膨胀阀干压缩制冷循环 $1-2-3-4-1$, 制冷能力增加 Δq_0 (面积 $a11'a'a$), 单位质量耗功量增加 Δw_c (面积 $122'1'1$)。因此, 其制冷系数 $\epsilon = \frac{(q_0 + \Delta q_0)}{(w_c + \Delta w_c)}$ 与湿压缩制冷循环的制冷系数 $\epsilon_1 = \frac{q_0}{w_c}$ 相比, 由于分子、分母都有所增加, 难以直接判断优劣。但可以明确指出, 采用干压缩后, 对于大多数制冷剂, 制冷系数会有所减小, 其降低的程度称为过热损失, 与制冷剂的性质有关。一般情况下, 节流损失大的制冷剂, 过热损失比较小; 节流损失小的制冷剂, 过热损失比较大, 而且 p_k/p_{kr} 越大, 则过热损失会越大。

综上所述, 虽然采用干压缩制冷系数会减小, 但对制冷机的安全运行却是非常必要的。

三、传热过程为定压过程, 且传热过程有温差

温差是传热过程的动力, 实际的热交换过程总是存在着传热温差。如在冷凝器中, 制冷工质凝结放热时的冷凝温度 T_k 高于冷却介质 (冷却水或空气) 的温度; 而在蒸发器中, 制冷工质沸腾吸热时的蒸发温度 T_0 又低于被冷却物体的温度。由于有传热温差存在, 所以传热过程是不可逆的。

第四节 液体再冷、吸气过热及回热循环

由于实际采用的蒸气压缩式制冷理论循环有节流损失和过热损失, 它的制冷系数小于有传热温差的逆卡诺循环的制冷系数。因此必须采取措施减小节流损失和过热损失, 提高制冷系数, 这对节省能耗非常必要。一般采用阀前再冷和吸气回热两个措施来减少节流损失和采用具有中间冷却的多级压缩来减少过热损失。

一、膨胀阀前液态制冷剂的再冷却

前面曾经提到, 制冷剂液体经膨胀阀节流后, 使循环的单位制冷量减小, 制冷系数降低。而且, 对于同一种制冷剂, 节流损失的大小主要与节流前后的温差有关, 温差越小, 节流损失越小。节流前后制冷剂的温差就是冷凝温度与蒸发温度之差。蒸发温度取决于被冷却物体所要求的温度; 冷凝温度取决于冷却剂的温度, 并受自然条件限制, 因此如果能进一步降低节流前液体制冷剂的温度, 即可减小节流损失。

图 1-5 所示在冷凝器后面增设再冷却器, 使冷却水先经过再冷却器, 然后进入冷凝器, 这样冷凝后的液态制冷剂可以在冷凝压力下被再冷至状态点 $3'$, 图 1-5 中 $3-3'$ 过程就是高压制冷剂在再冷却器中的再冷却过程, 再冷却所能达到的温度 T_{re} , 称为再冷温度, 冷凝温

度与再冷温度之差 Δt_{rc} 称为再冷度。

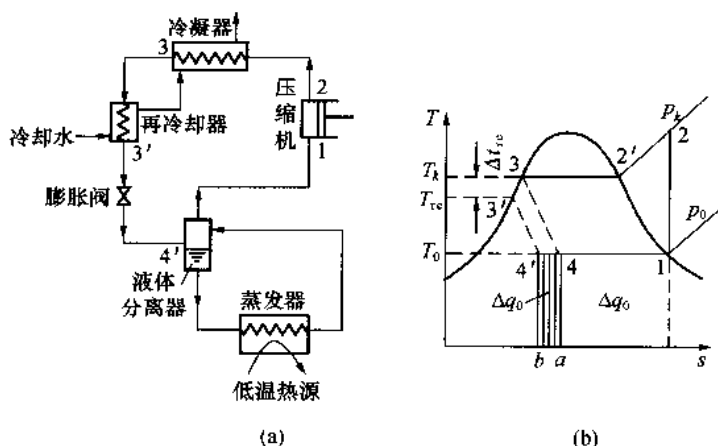


图 1-5 有再冷却器的蒸气压缩式制冷循环
(a) 流程图; (b) T-s 图

从熵焓图中可以看出，由于液态制冷剂的再冷，节流过程由 $3 \rightarrow 4$ 变为 $3' \rightarrow 4'$ ，单位质量制冷剂的制冷量增加 Δq_0 (面积 $a44'ba$)，而压缩机耗功量并未增加，因此减少了节流损失，从而使制冷系数有所提高。

二、蒸气回热循环

为了使膨胀阀前液态制冷剂的温度降得更低（即增大再冷度），以便进一步减少节流损失，同时又能保证压缩机吸入具有一定过热度的蒸气，可以采用蒸气回热循环。

图 1-6 所示为来自蒸发器的低温气态制冷剂 1，在进入压缩前先经过一个热交换器——回热器。在回热器中低温蒸气与来自冷凝器的饱和液态制冷剂 3（或再冷液）进行热交换，低温蒸气 1 被定压过热至状态 $1'$ ，而温度较高的液体 3 被定压再冷却到状态 $3'$ ，回热循环 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 3' \rightarrow 4' \rightarrow 1 \rightarrow 1'$ 中， $3 \rightarrow 3'$ 为液体的再冷却过程， $1 \rightarrow 1'$ 为低压蒸气的过热过程，过热后的蒸气温度 $T_{s,h}$ 称为过热温度，过热温度与蒸发温度之差 $\Delta t_{s,h}$ 称为过热度。

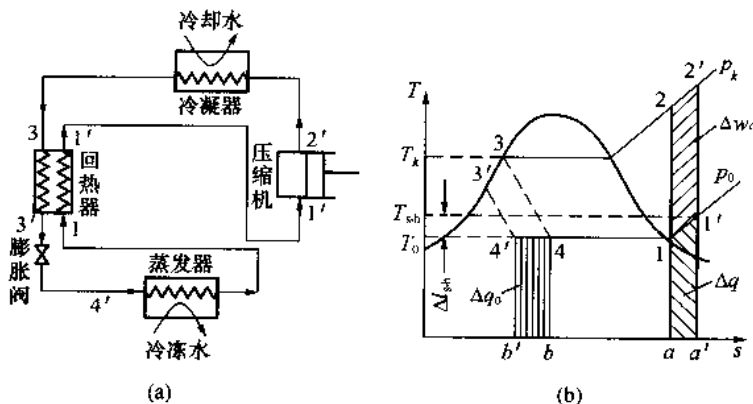


图 1-6 回热式蒸气压缩制冷循环
(a) 流程图; (b) T-s 图