



普通高等教育“十二五”规划教材（高职高专教育）
高等教育土建学科专业“十二五”规划教材

空调用制冷技术

黄奕沅 张玲 叶水泉 编著



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS



普通高等教育“十二五”规划教材（高职高专教育）
高等教育土建学科专业“十二五”规划教材

空调用制冷技术

编著 黄奕沅 张玲 叶水泉
主审 王勤



中国电力出版社
CHINA ELECTRIC POWER PRESS

内 容 提 要

本书是高职类供热通风及空调工程、建筑设备工程技术专业专业课程教材,已被列入住房和城乡建设部高等教育土建学科专业“十二五”规划教材。

本书作者结合多年的教学和工程实践经验,广泛收集国内最新技术,以单级蒸气压缩式制冷装置为主,较全面地阐述其工作原理、构造、性能、空调制冷机房设计方法及运行、调节、操作维护等问题。在理论知识方面突出了必需、够用的原则,省略了对于高职生不必要掌握的大量理论计算等内容,删减了大量陈旧知识内容;在设备与技术的介绍中结合了目前国内空调制冷技术的应用情况和发展趋势,增加了目前国内暖通空调行业的最新发展技术,如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。

本书在编写过程中注意将知识与能力培养相结合,增加了多联式空调系统及空调制冷机房的设计内容,提供了经设计实例修改后的多联式空调系统设计图纸和制冷机房设计图纸,可作为学生识图以及课程设计的学习参考材料。

本书可作为高职院校供热通风及空调工程、建筑设备工程技术专业教材。

图书在版编目(CIP)数据

空调用制冷技术/黄奕沅,张玲,叶水泉编著. —北京:
中国电力出版社, 2012. 4

普通高等教育“十二五”规划教材·高职高专教育
ISBN 978-7-5123-3011-5

I. ①空… II. ①黄…②张…③叶… III. ①空气调节器—
制冷技术—高等教育—教材 IV. ①TM925. 1

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2012) 第 091225 号

中国电力出版社出版、发行

(北京市东城区北京站西街 19 号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

北京市同江印刷厂印刷

各地新华书店经售

*

2012 年 4 月第一版 2012 年 4 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 13.25 印张 321 千字

定价 24.00 元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签,刮开涂层可查询真伪
本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究

前 言

空调用制冷技术是供热通风与空调工程、建筑设备工程专业的专业课程。随着科学技术的进步、建筑节能和环境保护在我国日益得到重视和推广,该课程所涉及的内容不断有新技术、新设备涌现,这给我们编写这本教材和广大教师讲授这门课程增加了难度。

本书具有如下特点:

(1) 在理论知识方面突出了必需、够用的原则,根据暖通、建筑设备专业从业人员以设计、安装制冷机组为主的专业特点,省略了对于高职生来讲不实用的大量理论计算等内容。

(2) 删减了大量陈旧知识内容,如很少在空调系统中应用的氨制冷相关内容;删减了淘汰制冷剂的内容篇幅;根据空调系统所用制冷设备均为成套机组的特点,删减了制冷系统的管路设计及设备调试等内容。

(3) 在设备与技术的介绍中结合了目前国内空调制冷技术的应用情况和发展趋势,如指出活塞式压缩机应用的减少和涡旋式、螺杆式压缩机的应用范围大幅增加等,使学生在处理设备技术知识的同时能够了解所学知识的应用情况。

(4) 增加了目前国内暖通空调行业的最新发展技术,如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,并着重增加了多联式空调系统的篇幅。

(5) 本书在编写中注意将知识与能力培养相结合,增加了多联式空调系统及空调制冷机房的设计内容,提供了经设计实例修改后的多联式空调系统设计图纸和制冷机房设计图纸。

本书由浙江建设职业技术学院黄奕沅、张玲和杭州源牌环境科技有限公司叶水泉编写。其中,绪论,第三、六、七、八、九、十章由黄奕沅编写,第一、二、四、五章由张玲编写,第十一章由叶水泉编写。由于编者水平有限,书中难免有不妥之处,恳请读者批评、指正。

本书编写过程中还得到了浙江五洲工程项目管理有限公司、约克(无锡)空调冷冻设备有限公司的大力支持,以及浙江大学王勤教授的悉心审稿和帮助,在此表示衷心感谢。

作 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 理想制冷循环——逆卡诺循环	5
第二节 蒸气压缩式制冷系统的理论循环	6
第三节 单级蒸气压缩式制冷理论循环热力计算	8
第四节 蒸气压缩式制冷循环的改善及影响因素	11
第五节 蒸气压缩式制冷系统的实际循环	14
第六节 多级压缩与复叠式制冷循环	15
习题	17
第二章 制冷剂、载冷剂和润滑油	18
第一节 制冷剂的热力性质	18
第二节 载冷剂	23
第三节 润滑油	24
习题	25
第三章 制冷压缩机	26
第一节 活塞式制冷压缩机	26
第二节 螺杆式制冷压缩机	39
第三节 涡旋式制冷压缩机	48
第四节 离心式制冷压缩机	52
习题	56
第四章 蒸气压缩式制冷系统及其换热设备和辅助设备	57
第一节 蒸气压缩式制冷系统	57
第二节 冷凝器	60
第三节 蒸发器	67
第四节 节流机构与辅助设备	73
习题	84
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	100
第五节 模块化冷水机组	101
习题	103

第六章 热泵机组	104
第一节 概述	104
第二节 热泵的基本概念及分类	105
第三节 空气源热泵	106
第四节 水源热泵	108
第五节 地埋管地源热泵	110
习题	114
第七章 直接蒸发式空调机组	115
第一节 房间空调器	115
第二节 单元式空调机组	119
第三节 多联式空调系统	126
第四节 多联式空调系统设计	130
习题	136
第八章 溴化锂吸收式制冷机组	137
第一节 溴化锂吸收式制冷系统的基本原理和工质	137
第二节 双效溴化锂吸收式冷水机组	138
第三节 直燃型溴化锂吸收式冷热水机组	139
第四节 溴化锂吸收式冷水机组的主要部件和设备的结构型式	143
习题	147
第九章 空调制冷机房设计	148
第一节 制冷机组的选型	148
第二节 空调水系统	151
第三节 制冷机房布置	159
第四节 制冷机房设计步骤与实例	160
习题	162
第十章 蒸汽压缩式制冷系统的运行维护与故障分析	163
第一节 冷水机组的试运行	163
第二节 制冷系统的运行与维护	164
第三节 制冷机组的故障分析及处理	166
习题	171
第十一章 冰蓄冷空调系统	172
第一节 冰蓄冷的发展过程	172
第二节 冰蓄冷的分类及主要设备	175
第三节 冰蓄冷空调系统的运行模式和运行策略	181
第四节 冰蓄冷空调设备的选用	188
第五节 冰蓄冷空调系统应用实例	191
习题	194
附录一 空调制冷机房设计图纸	195
附录二 制冷技术常用图表	199
参考文献	205

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、储量大等优点,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 and 少量食品的短期储藏方面。工业生产及科学试验等对低温的要求,大都是通过人工冷源(或称人工制冷)来实现。

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温度。制冷温度与所采用的制冷设备及其操作方法有关。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。利用制冷循环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,现在制冷空调设备种类繁多。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则为空气,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不同,可分为集中式中央空调制冷设备、户式中央空调系统、家用空调器以及特殊用途空调设备等四大类。

集中式中央空调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调的冷源（热源）为中央空调提供冷冻水（热水）。按照制冷原理不同，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驱动热能直接加热热水，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。

户式中央空调系统主要指制冷量不大于 50kW 的集中空调用冷（热）水或冷热风机组。它主要可以分为户用冷（热）水机组、风管式空调机组和多联式空调系统三大类。户用冷（热）水机组与集中式中央空调制冷用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，使与其连接的空调水系统大大简化。风管式空调机组属于单元式空调机组，它的进出口需接风管，通过风管上的各送风口将冷（热）风送到各空调房间。风管式空调直接将室内空气进行冷却或加热，然后经风管或送风口向室内送风。它实际上相当于一个小型的集中式空调系统。多联式空调系统是一种新型空调系统，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，弥补了风管机空调系统的缺点。

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

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

二、制冷技术的发展简况

现代制冷技术作为一门科学，是 19 世纪中期和后期发展起来的。1834 年，美国人波尔金斯（Perkins）研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调站。1859 年法国人开利（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 Lehland）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。

氟利昂制冷剂对人体无害，不易燃爆，热物理性质好，故采用氟利昂的蒸气压缩式制冷机被广泛用于各种民用、商用的空调设备以及中央空调系统中。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，还能供暖，这就是夏季可制冷，冬季可供暖的冷热两用的热泵机组。

随着加工工艺的发展以及计算机、微电子、新型材料等行业的发展，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。目前已有压缩式（活塞式、螺杆式、离心式、涡

旋式等)、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或达到世界先进水平。

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,采用低噪声风机及翅片经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,重新占据了中央空调市场

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和风管式、多联机式三种。目前国家针对户式中央空调产品已制订了《冷水(热泵)空调机组》(GB/T 18430—2001)、《多联式热泵空调机组》(GB/T 18837—2002)、《风管式热泵空调机组》(GB/T 18836—2002)等国家标准,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 (Varied Refrigerant Volume)、MRV、VRF 等,工作原理基本相同,其中日本大金的 VRV 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。由于它在分户计量、使用便利上的较大优势和较好的节能效果,虽然造价较高,但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都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,涡旋式、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、单螺杆式和立式螺杆式冷水机组。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,风冷热泵型的冷热机组得到了大量的应用。随着微型计算机技术的发展,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, 人类发现氟利昂类中的氯氟碳化物 (简称 CFC), 能严重破坏臭氧层, 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, 其中直燃型机发展迅速, 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 年代中期的开发至现在, 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 年代以后也得到了长足的发展, 并在浙江省、北京、深圳等地率先推动, 已有不少应用实例。

随着能源供应趋于紧张, 热泵节能技术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。热泵技术通过制冷循环切换能实现冬季供热, 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%, 而日本比例则高达 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制冷、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”。

近几年, 随着我国大力推广建筑节能, 地源热泵由于其节能和环境保护方面的优势得到了越来越多的应用。地源热泵是利用浅层地热能 (也称地能, 包括地下水、土壤或地表水等) 的新型热泵, 20 世纪 90 年代初该技术进入国内后, 地下水源地源热泵首先得到了较多应用, 但由于其对地下水资源有影响, 目前受到越来越多的限制。而利用埋入地下塑料管进行换热的地埋管地源热泵 (也称土壤源地源热泵) 较少受到环境限制, 在我国大部分地区都开始得到应用。

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

任何一种物质，在由液态转化为气态的过程中，都要吸取周围的热量。液体汽化过程需要吸收汽化潜热，而且沸点（饱和温度）与压力有关，压力越低，饱和温度也越低。蒸气压缩式制冷是利用液态工质在汽化时从被冷却物体中吸收热量来实现制冷的。

第一节 理想制冷循环——逆卡诺循环

卡诺循环是在两个温度不相同的定温热源之间进行的理想热力循环，如图 1-1 所示的 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ 是逆卡诺循环，由两个定温过程和两个绝热过程组成。各热力过程，与外界既无温差又无摩擦损失，是理想制冷循环。图中，制冷剂（工质）沿等熵（绝热）线 $3 \rightarrow 4$ 膨胀，温度从 T'_k 降低至 T'_0 ，然后沿等温线 $4 \rightarrow 1$ 膨胀，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 ；最后沿等温线 $2 \rightarrow 3$ 压缩，工质在 T'_k 温度下向冷却剂放出热量 q_k 。

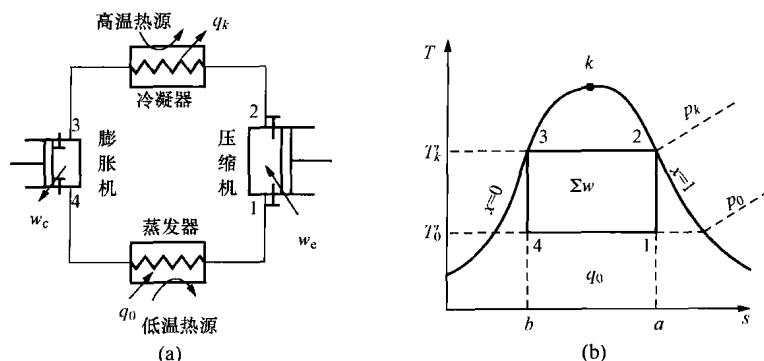


图 1-1 蒸气压缩式制冷的理想循环

(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

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

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

$$\sum \omega = q_k - q_0 = (T'_k - T'_0)(s_a - s_b)$$

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

上式说明, 逆卡诺循环的制冷系数与制冷剂性质无关, 仅取决于蒸发温度 T'_0 和冷凝温度 T'_k 。蒸发温度越高, 冷凝温度越低, 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。其经济性用供热系数 ϵ' 表示, 为单位耗功量所获取的热量, 即

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

逆卡诺循环的一个重要条件, 就是制冷工质与被冷却物体及冷却介质之间, 必须是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

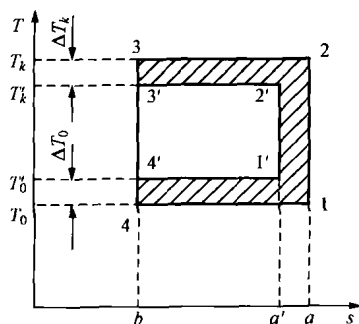


图 1-2 有传热温差的制冷循环

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 1-2 所示。因此有传热温差的制冷循环消耗的功量为面积 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$, 而逆卡诺循环的制冷消耗功量为面积 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3' \rightarrow 4' \rightarrow 1'$, 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, 这在热力学第二定律中已经证明: 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, 节约能源损耗等。

第二节 蒸汽压缩式制冷系统的理论循环

实际采用的蒸汽压缩式制冷系统的理论循环是由两个等压过程、一个绝热压缩过程和一个绝热节流过程组成的。如图 1-3 所示, 它与逆卡诺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, 设有

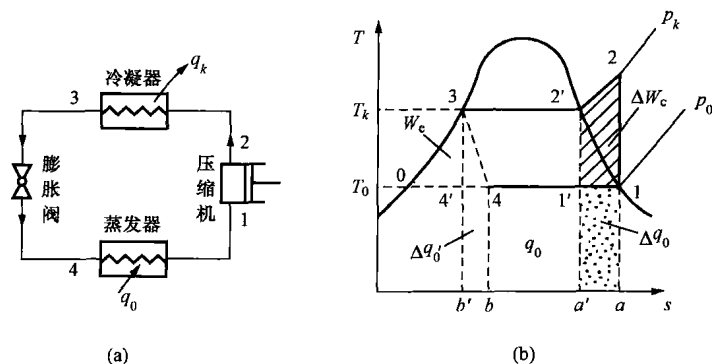


图 1-3 蒸汽压缩式制冷系统的理论循环

(a) 流程图; (b) $T-s$ 图

膨胀机，这在理论上是合理的、经济的，但是在普通蒸汽压缩式制冷的实践中并不合理。因为膨胀机结构复杂，膨胀终了存在液体，给膨胀机制造也带来一定困难。所以蒸汽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' 的干度有所增加，比熵也有所增加，如图 1-3 (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 $1' \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 4' \rightarrow 1'$ 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 $44'b4$ 表示。

(2) 损失了膨胀机的有用功。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。就是说采用膨胀阀以后，所损失的功量变成了热量，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）以及制冷剂的汽化潜热越小，或者冷凝压力 p_k 越接近其临界压力 p_k ，则节流损失越大。

二、用干压缩代替湿压缩

在图 1-3 中所示的湿蒸气区域内的逆卡诺蒸气循环中，压缩机吸入是湿蒸气，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，这时既破坏压缩机的润滑，又会造成液击，使压缩机受损。

因此，蒸汽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1-3(b)中的1点所示。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,而是等压过程。

如图1-3(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_0 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,但对于制冷机的安全运行却是非常必要的。

三、传热过程为等压过程,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。

第三节 单级蒸气压缩式制冷理论循环热力计算

一、 $p-h$ 图的构成及应用

压焓图的纵坐标是压力 p ,为了使低压部分表示得清楚及缩小图的尺寸,采用对数坐标,即 $\lg p$,横坐标是比焓 h ,所以也称作 $\lg p-h$ 图。

如图1-4所示,临界点 k 把饱和曲线分成两部分; k 点左边的粗实线为饱和液体线,干度 $\chi=0$;右边的粗实线为干饱和蒸气线, $\chi=1$ 。这两条粗实线将图分为三个区域:①饱和

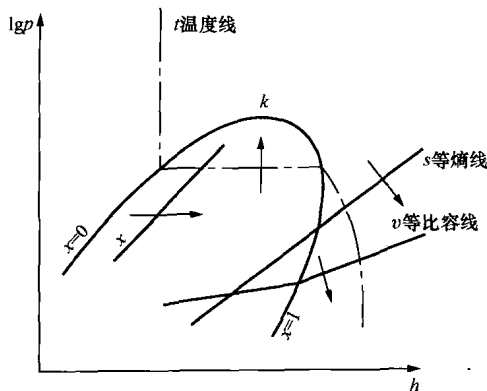


图1-4 压焓图

液体线的左边是未饱和液体区,该区域内为未饱和液体,它的温度低于同压力下的饱和温度,所以也称为过冷液体,这样的未饱和区也称为过冷液体区;②干饱和蒸气线的右边是过热区,该区域内的蒸气称为过热蒸气,它的温度高于同一压力下饱和蒸气的温度;③两条线之间的区域为两相区,工质在该区域内处于气、液混合状态,所以也称为湿蒸气区。图中共有六种等参数线簇:

- (1) 等压线——水平线。
- (2) 等焓线——垂直线。
- (3) 等温线——过冷液体区几乎为垂直线;

两相区内因工质状态的变化是在等压、等温下进行的，故等温线与对应的等压线重合，是水平线；过热蒸气区为向右下方弯曲的倾斜。

(4) 等熵线——向右上方倾斜的实线。

(5) 等容线——向右上方倾斜的虚线，但比熵线平坦。

(6) 等干度线——只存在于湿蒸气区域内，其方向大致与饱和液体线或饱和蒸气线相近，视干度大小而定。

一般用来表示制冷剂热力状态参数的有 $T-s$ 图、 $p-v$ 图和 $p-h$ 图几种，前面分析蒸汽压缩制冷循环时，使用的是制冷剂的温熵图 ($T-s$ 图)。此图中热力过程线下面的面积为该过程所吸收的热量，很直观，便于分析比较。但是，由于等压过程的吸热量、放热量以及绝热压缩过程压缩机的耗功量都可以用过程初、终状态的焓计算，所以进行制冷循环的热力计算时常采用压焓图 ($p-h$ 图)。

如图 1-5 所示是蒸汽压缩制冷的理论循环在压焓图上的表示过程。1→2 是绝热压缩过程，即等熵过程 (压缩机中)；2→3 为等压放热过程 (冷凝器中)，其中，2→2' 放出过热热量，2'→3 放出潜热；3→4 为节流过程 (膨胀阀中)，故为垂直线，4→1 为制冷剂等压蒸发吸热过程 (蒸发器中)。从图中可得到：

4→1 过程，蒸发器中等压吸热过程，单位质量制冷剂的制冷量为

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad \text{kJ/kg}$$

2→3 过程，冷凝器中等压放热过程，单位质量制冷剂的放热量为

$$q_k = h_2 - h_3 \quad \text{kJ/kg}$$

1→2 过程，压缩机中单位质量制冷剂被绝热压缩时，压缩机的耗功量为

$$w_c = h_2 - h_1 \quad \text{kJ/kg}$$

3→4 过程，节流阀前后，制冷剂的比焓不变，即

$$h_3 = h_4$$

此外，从图上可以明显看出， $w_c = q_k - q_0$ 。

二、蒸汽压缩制冷理论循环的热力计算

蒸汽压缩式制冷理论循环的性能指标有单位质量制冷量、单位容积制冷量、单位冷凝负荷和制冷系数等，可根据图 1-8 计算有关性能指标。

计算时首先要确定蒸发温度、冷凝温度、液态制冷剂的过冷度和压缩机的吸气温度。制冷循环的热力计算就是根据上述这些已知条件的，先在 $P-h$ 图上确定状态点的状态参数，然后根据这些状态参数计算下列数值。

1. 单位质量制冷量 q_0 和单位容积制冷量 q_v

单位质量制冷量表示 1kg 制冷剂在蒸发器内从被冷却物体吸收的热量，用 q_0 表示，单位为 kJ/kg，根据图 1-8 可得到

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad \text{kJ/kg}$$

单位容积制冷量是指压缩机吸进 1m^3 制冷剂所能产生的冷量，用 q_v 表示，单位为 kJ/m³。

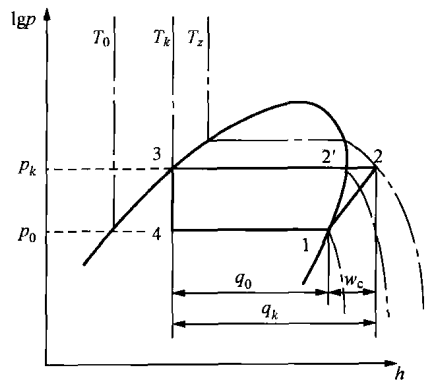


图 1-5 蒸汽压缩式制冷循环压焓图

$$q_v = q_0/v_1 = (h_1 - h_4)/v_1 \quad \text{kJ/kg}$$

式中 v_1 ——压缩机入口气态制冷剂的比容, m^3/kg 。

2. 单位理论压缩功 W_0

它表示压缩机每压缩并输送 1kg 制冷剂所消耗的理论功, 简称单位功, 用 w_0 表示, 单位为 kJ/kg 。

$$w_0 = h_2 - h_1 \quad \text{kJ/kg}$$

3. 制冷装置中制冷剂的质量流量 M_R 和体积流量 V_R

它是指压缩机每秒吸入制冷剂蒸气的质量和体积。质量流量用 M_R 表示, 单位 kg/s , 体积流量用 V_R 表示, 单位为 m^3/s 。

$$M_R = Q_0/q_0 \quad \text{kg/s}$$

$$V_R = Q_0/q_v \quad \text{m}^3/\text{s}$$

式中 Q_0 ——制冷装置的制冷量, kW 。

4. 冷凝器的热负荷 Q_C (kW)

$$Q_C = M_R \cdot q_k = M_R(h_2 - h_3) \quad \text{kW}$$

5. 压缩机所需的理论功率 P_t (kW)

$$P_t = M_R \cdot W_0$$

6. 制冷系数

它表示循环的单位质量制冷量与单位耗功量之比, 用 ϵ_0 表示

$$\epsilon_0 = q_0/w_0 = (h_1 - h_4)/(h_2 - h_1)$$

在进行循环热力计算时, 经常要利用各种图表查找制冷剂的热力性质参数。查找时应注意下面一些问题: 首先是比焓和比熵的基准问题, 在国际单位制中, 采用 0°C 时的饱和液体比焓值 $h=200\text{kJ/kg}$, 比熵值 $s=1.00\text{kcal}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 作为基准。以前的工程单位制中, 采用 0°C 时的饱和液体比焓值 $h=100\text{kcal/kg}$, 比熵值 $s=1.00\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。如果计算中始终采用同一张图和与图对应的表, 则基准的选取是无关紧要的, 因为功热转换或热量的传递在数量上都是用比焓差来表示的, 与绝对值无关。若数据是来自不同的图或表, 上述的基准问题就变得非常重要了, 必须作相应的换算。其次是不不要过早地舍取数值的尾数, 否则, 计算结果将会产生较大的误差。

例 1-1 如图 1-6 所示, 某一单级蒸汽压缩式制冷的理论循环, 蒸发温度 $t_0=0^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_k=40^\circ\text{C}$, 制冷剂为氨 (NH_3), 制冷量 $Q_0=100\text{kW}$ 。试对该循环进行热力计算。

解 根据蒸发温度 $t_0=0^\circ\text{C}$ 和冷凝温度 $t_k=40^\circ\text{C}$, 由氨的热力性质表可查得:

蒸发压力 $p_0=430.2\text{kPa}$, $h_1=1457.74\text{kJ/kg}$, $v_1=0.2873\text{m}^3/\text{kg}$;

冷凝压力 $p_k=1556.7\text{kPa}$, $h_3=390.25\text{kJ/kg}$ 。

因此, 首先在氨的压焓图上分别作 $p_0=430.2\text{kPa}$, $p_k=1556.7\text{kPa}$ 的等压线, $p_0=430.2\text{kPa}$ 的等压线与饱和蒸气线交点即为“1”点, 见图 1-6; 过“1”点作等熵线, 与等压线 $p_k=1556.7\text{kPa}$ 相交于点“2”, 该点即为压缩机的出口状态点; 等压线 $p_k=1556.7\text{kPa}$ 与饱和液体线

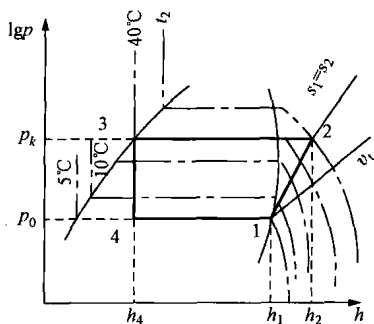


图 1-6

的交点即为“3”点，过点3作等焓线与 $p_0=430.2\text{kPa}$ 的等压线交于“4”点。由图可查得：

$$h_2 = 1640 \text{ kJ/kg}, \quad t_2 = 84^\circ\text{C}, \quad h_4 = h_3 = 390.25 \text{ kJ/kg}$$

(1) 单位质量制冷量：

$$q_0 = h_1 - h_4 = (1457.74 - 390.25) = 1067.49 \text{ kJ/kg}$$

(2) 单位容积制冷量：

$$q_v = q_0/v_1 = 1067.49/0.2873 = 3715.59 \text{ kJ/m}^3$$

(3) 制冷剂质量流量：

$$M_R = Q_0/q_0 = 100/1067.49 = 0.0937 \text{ kg/s}$$

(4) 单位理论压缩功：

$$W_0 = h_2 - h_1 = 1640 - 1457.74 = 182.26 \text{ kJ/kg}$$

(5) 压缩机所需的理论轴功率：

$$P_i = M_R \cdot W_0 = 0.0937 \times 182.26 = 17.08 \text{ kW}$$

(6) 制冷系数：

$$\epsilon_0 = q_0/w_0 = (h_1 - h_4)/(h_2 - h_1) = (1457.74 - 390.25)/(1640 - 1457.74) = 5.86$$

(7) 单位冷凝负荷：

$$q_k = h_2 - h_3 = 1457.74 - 390.25 = 1067.49 \text{ kW}$$

(8) 冷凝器热负荷：

$$Q_C = M_R \cdot q_k = M_R(h_2 - h_3) = 0.0937 \times (1457.74 - 390.25) = 100.03 \text{ kW}$$

第四节 蒸气压缩式制冷循环的改善及影响因素

一、液体过冷、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。

1. 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。对于同一种制冷剂，节流损失的大小主要与节流前后的温度差有关，温差越小，则节流损失越小。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冷剂的温度，可减小节流损失。

如图1-7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过冷至状态点3'，图1-7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_{rc} ，称为过冷温度，冷凝温度与再冷温度之差 Δt_{rc} 称为过冷度。

从温熵图中可以看出，由于液态制冷剂的再冷，节流过程由3→4变为3'→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。