

■ 高等专科学校试用教材

空气调节用制冷技术

姚行健 孙利生 张 昌 编
张永铨 主审



中国建筑工业出版社

高等专科学校试用教材

空气调节用制冷技术

姚行健 孙利生 张 昌 编
张永铨 主审

中国建筑工业出版社

图书在版编目(CIP)数据

空气调节用制冷技术/姚行健等编. —北京: 中国建筑工业出版社, 1996(2005 重印)

高等专科学校试用教材

ISBN 978-7-112-02799-6

I. 空… II. 姚… III. 空气调节系统-制冷技术-高等学校-教材 IV. TU831.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 104218 号

本书系高等专科学校供热通风及空调工程专业“空气调节用制冷技术”课程的试用教材。

本教材着重阐明了单级蒸汽压缩式制冷装置的工作原理、设备构造及性能、系统工作特性及设计初步、运行调节和操作维护等问题。对吸收式制冷的原理和系统作了简明的介绍。编写中注意加强了实用制冷技术的应用。

本书亦可作为空调制冷专业函授教学和自学的参考书, 并可供有关专业工程技术人员参考。

高等专科学校试用教材

空气调节用制冷技术

姚行健 孙利生 张 昌 编

张永铨 主审

*

中国建筑工业出版社出版、发行(北京西郊百万庄)

各地新华书店、建筑书店经销

北京市彩桥印刷有限责任公司印刷

*

开本: 787 × 1092 毫米 1/16 印张: 12 $\frac{3}{4}$ 插页: 2 字数: 307 千字

1996 年 11 月第一版 2008 年 6 月第十次印刷

印数: 22501—24000 册 定价: 19.00 元

ISBN 978-7-112-02799-6

(14999)

版权所有 翻印必究

如有印装质量问题, 可寄本社退换

(邮政编码 100037)

前 言

本书是为高等专科学校供热通风及空调工程专业“空气调节用制冷技术”课程所编写的教材。是根据“全国高等学校供热通风空调及燃气工程学科专业指导委员会”通过的该课程教学基本要求编写的，供三年制专科作为专业课教材。教材按 50 学时（含实验 4 学时）的规定编写。

本教材以单级蒸汽压缩式制冷装置为主，较全面地阐述其工作原理、构造、性能、系统设计方法及运行、调节、操作维护等问题，并注意加强了实用制冷技术的应用。

参加本书编写的有天津城市建设学院姚行健（绪论、第四、五、八章），武汉建筑高等专科学校孙利生（第一、三、六章），武汉纺织工学院张昌（第二、七和第六章中第四节），全书由姚行健主编并统稿。清华大学陈雨田先生和天津大学张永铨先生进行了初审和复审，对书稿提出了宝贵意见，在此表示衷心感谢。

由于编者水平所限，时间仓促，不妥和错误之处，恳请使用本书的同志批评指正。

目 录

绪 论	1
第一章 蒸汽压缩式制冷的热力学原理	4
第一节 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环	4
第二节 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环	11
第三节 单级蒸汽压缩式制冷循环的性能及与运行工况的关系	15
第四节 双级压缩制冷循环	20
第二章 制冷剂、载冷剂和润滑油	23
第一节 对制冷剂性能的基本要求	23
第二节 常用的制冷剂	25
第三节 CFC 的限用与替代物的选择	29
第四节 载冷剂	30
第五节 润滑油	31
第三章 制冷压缩机	34
第一节 活塞式制冷压缩机的概述	35
第二节 活塞式制冷压缩机的总体结构及零部件构造	41
第三节 活塞式制冷压缩机的工作原理	49
第四节 螺杆式制冷压缩机	53
第五节 离心式制冷压缩机	61
第四章 冷凝器与蒸发器	66
第一节 冷凝器的种类、基本构造和工作原理	66
第二节 冷凝器的选择计算	72
第三节 强化冷凝器中传热的途径	78
第四节 蒸发器的种类、基本构造和工作原理	79
第五节 蒸发器的选择计算	84
第六节 强化蒸发器中传热的途径	88
第五章 节流机构、辅助设备、控制仪表和阀门	89
第一节 节流阀	89
第二节 辅助设备	94
第三节 控制器与阀门	104
第六章 蒸汽压缩式制冷系统	110
第一节 蒸汽压缩式制冷系统的典型流程	110
第二节 制冷剂管道的设计	111
第三节 水管系统	122
第四节 整体式制冷装置	125
第五节 制冷机房和设备布置	131
第七章 蒸汽压缩式制冷系统的调节、运行、维修	133

第一节	制冷系统的密封性试验和制冷剂充灌	133
第二节	制冷系统的试运转	137
第三节	制冷系统的运行与维护	138
第四节	制冷机的故障分析及处理	145
第八章	溴化锂吸收式制冷机	150
第一节	溴化锂吸收式制冷的工作原理	150
第二节	溴化锂—水溶液的性质及焓浓度图	152
第三节	溴化锂吸收式制冷机的型式和基本参数	156
第四节	溴化锂吸收式制冷装置的结构及流程	161
第五节	溴化锂吸收式制冷机的变工况特性和能量调节	165
第六节	直燃型溴化锂吸收式冷热水机组	167
附录	172

绪 论

“制冷”是指用人工的方法将被冷却对象的热量移向周围环境介质，使得被冷却对象达到比环境介质更低的温度，并在所需要的时间内维持一定的低温。“制冷”不能被简单地理解为是一个降温过程，以区别于自然冷却。按照热力学的观点，“制冷”实质上是热量由“低温热源”向“高温热源”转移的“逆向传热过程”。根据热力学第二定律可知，这个过程是不可能自发进行的。为使这个过程得以实现，则必须消耗一定的外界功给予“补偿”。

实现人工制冷的机器和设备统称为“制冷机”。制冷机是一种耗能机械，不论是哪种型式的制冷机在制取冷量（由低温热源向高温热源转移的热量）的同时，必须消耗外界能量，这种能量可以是电能、热能、太阳能、或其他能量。对于制冷技术的研究，主要的目的就在于为制取一定的冷量如何尽可能减少能量的消耗。包括提高机械的热力性能、合理选择和利用工作介质、提高热交换设备的传热性能、合理的操作方法和运行管理等等。随着科学技术的突飞猛进，工农业生产的发展，近五十多年是人工制冷技术辉煌发展的年代，制冷技术已经广泛地进入家庭，和人们的生活密切联系起来。由于制冷技术在各个领域中都得到广泛的应用，不但对制冷设备的需要量激增，同时对能源的消耗也十分可观，这也就促进了制冷设备、制冷技术和节能技术的研究和发展。

食品的冷加工和低温贮存最早应用了制冷技术。利用低温环境来延长食品的贮存期限，其机理在于抑制细菌的繁殖和延缓食品中酶类引起的自己消化过程。城市、港口万吨级冷库设施，食品流通网中冷藏船、冷藏车、冷藏柜台、冰箱等装置的使用已十分普及，而且低温贮存已扩大到药品、粮食和其他物资的长期保藏。

空气调节方面是应用制冷技术的又一个广阔的领域。在空气调节装置中利用制冷站提供的低温水处理空气，使空气被冷却和干燥。所以制冷站是空气调节装置必不可少的冷源，一些小型的空气调节装置，如柜式、窗式空调器的核心部件实际上就是一台小型的制冷机。众所周知，近二十多年来空调在各行各业中发展异常迅速。工业生产中，精密仪器、电子产品的元器件、纺织品、印刷品……等生产工艺过程，都需要在一个恒温恒湿的空气环境中进行；一些军事武器装备需要在一定的温湿度条件下进行性能试验，因此就需要建立一个人工环境室；随着旅游业的蓬勃发展，宾馆、饭店、影剧院、候车（机、船）室等公共场所，以至家庭住宅都需要各种型式的空气调节装置，以保证人们有一个舒适的工作生活环境。

在工业生产工艺方面，制冷技术的应用更为广泛。例如炼钢生产过程需要大量的氧气，氧气是通过深冷空气分离技术而取得的；在石油化工、基本化工、有机合成化工等工业生产过程中，制冷技术是分离、精炼、结晶、干燥和液化等单元操作，控制反应温湿度等工艺条件必不可少的手段。此种例子很多，无需赘述。

其他在许多近代尖端科学技术部门中，如超导技术、航空航天技术、军事行动保障……都需要应用制冷技术。甚至农业生产、文化、体育事业，以及矿山凿井、建筑施工的冻土

施工等也应用到了制冷技术。

追溯我国古代劳动人民的许多创造发明历史，早在三千多年前，我国人民已经懂得利用天然冷源，在严寒的冬季采集水面的厚冰贮藏在冰窖里，到夏季再取出来使用，在《诗经》、《左传》、《周礼》中对此种史实都有过生动的描述。这种冬冰夏用的作业至今仍在我国北方地区沿用，而且发展到对于雪、地下水和深井水等天然冷源的利用。天然冷源是大自然的产物，人们利用这些低温物质在夏季可以获得 0°C （冰、雪）或 $14\sim 18^{\circ}\text{C}$ （深井水）的低温，可以用来冰鲜食品、水果，工厂用来防暑降温，空气调节装置用作辅助冷源，而所花的成本较低，设备简单，可算是经济实惠。但是这种利用通常只能是一次性的，并受时间和地点等条件限制，而且不宜用以大量地获取低于 0°C 的冷量。尽管如此，对于天然冷源的利用给人们以启迪。水是一种比热、融解潜热比较大、而且容易获得的物质，利用它来蓄热或蓄冷是简便易行的事，所以可以用大量的水作为蓄能介质，利用夜间用电低谷期通过制冷装置制取人造冰或冷水，在白天用电高峰期作为辅助冷源使用，起到调峰和节能的作用。

对于工业大生产和大型制冷、空气调节装置，依靠天然冷源的利用显然是不行的，因此必须建立人工冷源，这就是在本书中所要研究的人工制冷，或者叫作机械制冷方法。利用制冷机不间断地制取所需低温下的冷量，以满足各种形式用冷的需求。

人工制冷技术的发展起源于吸收式制冷的的方法。在1777年，约翰·莱斯里在实验室里发现了吸收式制冷的原理。他用两个玻璃容器分别存装水和浓硫酸，然后用管子将两个容器液面上方气体部分联通，相当长时间以后发现在水面上结了一层薄冰，究其原因是由于浓硫酸对水蒸气有强烈的吸收能力，使得水面上的水蒸气分压力降低，从而加速了水的蒸发，水在汽化时吸取大量的汽化潜热，使水温下降，以至最后在水面上结出薄冰。1859年德国工程师费尔狄南·卡尔·林达发明了第一台氨—水吸收式制冷机，它就是应用了水对氨蒸汽具有强烈吸收能力的原理。这种比较原始的制冷机曾用于生产和商业。后来1872年美国波依尔发明了活塞式氨蒸汽压缩制冷机，这种制冷机以其各方面优越的性能一度取代了以往的吸收式制冷的的方法，经过不断的发展和改进一直沿用至今。1930年吸收式制冷的的方法经过改进和完善以后，与后起的活塞式蒸汽压缩制冷、蒸汽喷射式制冷并驾齐驱，发展到现在这种情况。还需要提一下1845年美国人格林发明了空气膨胀式制冷机，但未形成主流的制冷方式。直到最近，据报导我国已经研制成功一种新型的空气膨胀式制冷机，并已投入生产和实际使用。

纵观制冷技术的发展史，从1859年至今仅有130多年的历史，而在我国制冷技术真正的发展还是新中国成立以后的事情。

制冷技术的应用范围非常之广已如前述，根据不同的温度要求和特殊要求，可以采用不同的方法实现人工制冷。按物理过程的不同，制冷的的方法有：

液体气化法。利用液态工质（制冷剂）气化时吸收气化潜热而产生冷效应，这是应用最为广泛的制冷方法，如蒸汽压缩式制冷、吸收式制冷、蒸汽喷射式制冷等均是。

其他的方法还有气体膨胀法，热电法，固体绝热去磁法等。这些方法在我们专业范围内基本上不用，本书不作介绍。

按照不同的制冷温度要求，制冷技术又可分成四类，即

普通制冷（普冷）：低于环境温度至 -100°C （173K）。冷库制冷技术和空调用制冷技术

属于这一类。

深度制冷（深冷）： -100°C （173K）至 -200°C （73K）。空气分离术的工艺用制冷技术属于这一类。

低温制冷（低温）： -200°C （73K）至 -268.95°C （4.2K）。4.2K 是液氮的沸点。

极低温制冷（极低温）：低于 4.2K。

低温和极低温制冷技术一般只是在高科技的研究工作中才需要如此低的制冷温度条件。

《空气调节用制冷技术》系适用于供热通风及空调工程专业的一本教材。本书的主要内容系阐述单级蒸汽压缩式制冷的基本原理；制冷压缩机和设备的构造、性能和选型；制冷系统的构成和设计方法；以及制冷装置的安装、运行、调节和维修方法。

本课程以热工理论基础和流体力学等课程为基础，学习过程中一定要重视理论联系实际，方能为工程实践打好基础。

第一章 蒸汽压缩式制冷的热力学原理

热力学第二定律指出：热量不会自发地从低温物体传向高温物体。要实现这种逆向传热，必须要有一个补偿过程。蒸汽压缩式制冷是以消耗机械能为补偿条件，借助制冷工质（常称制冷剂）的状态变化将热量从温度较低的物体不断地传给温度较高的环境介质（通常是自然界的水或空气）中去。

制冷工质由饱和液体气化成蒸汽时要吸收热量，此热量称为气化潜热，且随着液体压力（通常称为饱和压力）不同，其对应的饱和温度也不同，气化潜热的数值也不同。例如，1kg 质量的水，在 8.72mbar 压力下，饱和温度为 5℃，气化潜热为 2489.05kJ 的热量；1kg 氨液，在 1.013bar 压力下，饱和温度为 -33.3℃，气化潜热为 1368.15kJ 的热量。由此可见，创造一定的低压条件，利用制冷工质液体气化时吸热制冷就能获得较低的温度

第一节 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

一、理想制冷循环——逆卡诺循环

逆卡诺循环是理想的可逆制冷循环，它是由两个定温过程和两个绝热过程组成。在湿蒸汽区域内进行的逆卡诺循环的必要设备是压缩机、冷凝器、膨胀机和蒸发器，如图 1-1 (1) 所示。循环时，高、低温热源恒定，制冷工质在冷凝器和蒸发器中与热源间无传热温差，制冷工质流经各个设备中不考虑任何损失，因此，逆卡诺循环是理想制冷循环，它的制冷系数是最高的，但工程上无法实现。

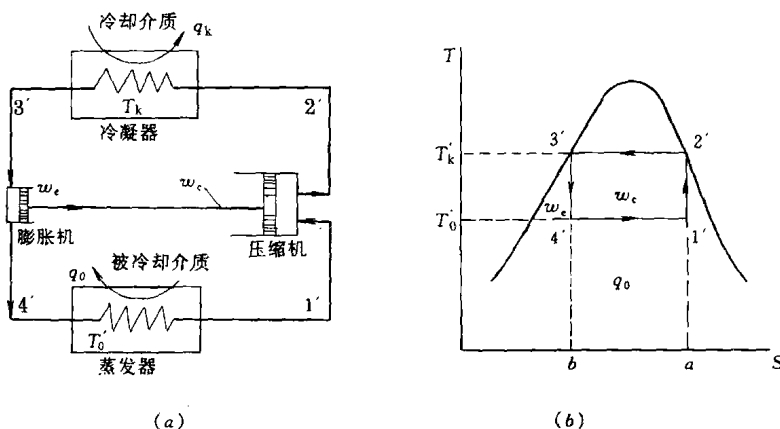


图 1-1 (1) 逆卡诺循环

(a) 工作流程；(b) 理想循环

工程中，由于液体在绝热膨胀前后体积变化很小，对外输出的膨胀功也极小，且高精度的膨胀机很难加工。因此，在蒸汽压缩式制冷循环中，均由节流机构（如节流阀、膨胀

阀、毛细管等)代替膨胀机。另外,若压缩机吸入的是湿蒸汽,在压缩过程中必产生湿压缩,而湿压缩会引起种种不良的后果,严重时甚至毁坏压缩机,在实际运行时应严禁发生。因此,在蒸汽压缩式制冷循环中,进入压缩机的制冷工质应是干饱和蒸汽(或过热蒸汽),这种压缩过程为干压缩。

图 1-1 (2) 是工程中常见的蒸汽压缩式制冷循环。它由压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器组成。其工作过程如下: 高压液态制冷工质通过节流阀降压降温后进入蒸发器,在蒸发压力 p_0 , 蒸发温度 t_0 下吸收被冷却物体的热量而沸腾,变成低压低温的蒸汽,随即被压缩机吸入,经压缩提高压力和温度后送入冷凝器,在冷凝压力 p_k 下放出热量并传给冷却介质(通常是水或空气),由高压过热蒸汽冷凝成液体,液化后的高压常温制冷工质又进入节流阀重复上述过程。制冷工质在单级蒸汽压缩式制冷系统中周而复始的工作过程就叫蒸汽压缩式制冷循环。通过制冷循环制冷工质不断吸收周围空气或物体的热量,从而使室温或物体温度降低,以达到制冷的目的。

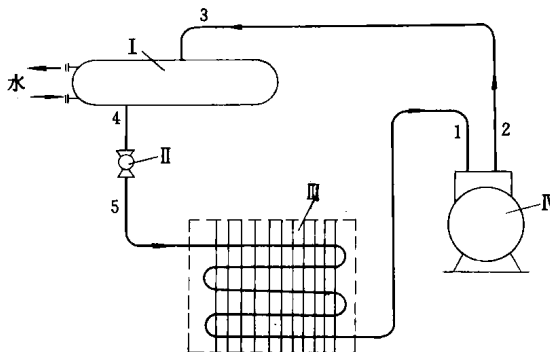


图 1-1 (2) 单级蒸汽压缩式制冷系统图
I—冷凝器; II—节流阀; III—蒸发器; IV—压缩机

通常由压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器四个部件并依次用管道连接成封闭的系统,充注适当制冷工质所组成的制冷机,称为最简单的制冷机。

二、单级蒸汽压缩式制冷的理论基本循环及其在压焓图和温熵图上表示

为了深入全面分析蒸汽压缩式制冷循环,不仅要研究循环中每一个过程,而且要了解各个过程之间的内在关系及其相互影响。用热力状态图来研究整个循环,不仅可以直观地看到循环中各过程状态变化及其过程特点,而且使分析问题得到简化。

在制冷循环的分析和计算中,通常借助制冷工质的温熵图和压焓图。由于制冷理论循环中各过程的功量与热量的变化在压焓图中均可用过程初、终态制冷工质的焓值变化来计算,因此压焓图在制冷工程中得到更为广泛的应用。

1. 压焓图

压焓图的结构如图 1-2 所示。以绝对压力为纵坐标(为了缩小图面,通常取对数坐标),以比焓值为横坐标。图上有一点、二线、三区域、五种状态、六条等参数线。图中一点为临界点 K ; K 点左边为饱和液体线(称下界线),干度 $x=0$; 右边为干饱和蒸汽线(称上界线),干度 $x=1$; 临界点 K 和上、下界线将图分成三个区域: 下界线以左为过冷液体区,上界线以右为过热蒸汽区,二者之间为湿蒸汽区(即两相区),在湿蒸汽区内,等压线与等温线重合。六条等参数线簇: 等压线——水平线; 等焓线——垂直线; 等温线——液体区内几乎为垂直线,湿蒸汽区内与等压线重合为水平线,过热区内为向右下方弯曲的倾斜线; 等熵线——向右上方倾斜的实线; 等容线——向右上方倾斜的虚线,但比等熵线平坦; 等干度线——只在湿蒸汽区域内,其方向大致与饱和液体线或饱和蒸汽线相近,其大小从左向右逐渐增大。

压焓图是进行制冷循环分析和计算的重要工具,应熟练掌握和应用。本书附录中(附图 1、2、3)列出了一些常用制冷工质的压焓图。

2. 温焓图

温焓图结构如图 1-3 所示。它以焓为横坐标，温度为纵坐标。一点、二线、三区域、六条等参数线如图所示，与压焓图类同。

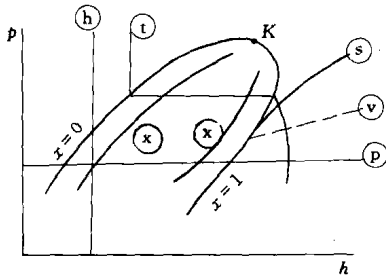


图 1-2 压焓图

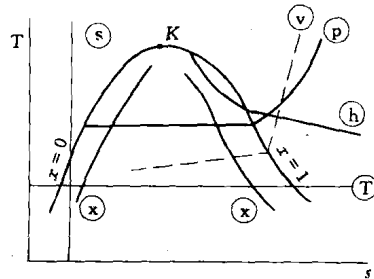


图 1-3 温焓图

在温度、压力、比容、焓、熵、干度等参数中，只要知道其中任意两个状态参数，就可在压焓图或温焓图上确定其状态点，其余参数便可直接从图中读出。

3. 单级蒸汽压缩式制冷理论基本循环在压焓图和温焓图上表示

最简单的制冷理论基本循环是指离开蒸发器和进入压缩机的制冷工质为蒸发压力 p_0 下的饱和蒸汽；离开冷凝器和进入节流阀的液体是冷凝压力 p_k 下的饱和液体；压缩机的压缩过程为等熵压缩；制冷工质的冷凝温度等于冷却介质的温度，制冷工质的蒸发温度等于被冷却物体的温度；系统管路中无任何损失，压力降仅在节流膨胀过程中产生。显然，上述条件是经过简化后的理想情况，与实际情况有偏差，但便于进行分析研究，且可作为讨论实际循环的基础和比较标准，因此有必要加以详细分析和讨论。

图 1-4 (a)、(b) 示出了单级蒸汽压缩式制冷理论基本循环的温焓图和压焓图。

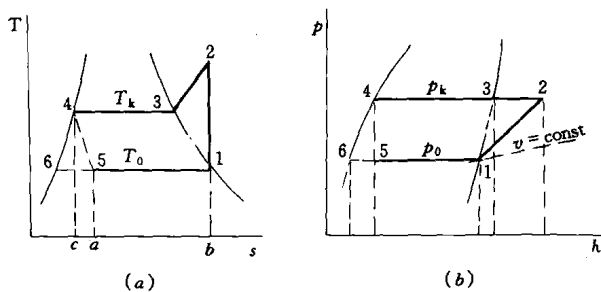


图 1-4 单级蒸汽压缩式制冷理论基本循环的温焓图和压焓图

点 1 表示蒸发器出口和进入压缩机的制冷工质的状态。它是与蒸发压力 p_0 对应的蒸发温度 t_0 的饱和蒸汽。

点 2 是压缩机排汽即进入冷凝器的状态。过程线 1-2 为制冷工质在压缩机中的等熵压缩过程 ($s_1 = s_2$)，压力由蒸发压力 p_0 升高到冷凝压力 p_k ，点 2 可通过点 1 的等熵线与压力 p_k 的等压线的交点来确定。由于压缩过程消耗外功，制冷工质温度增加，点 2 处于过热蒸汽状态。

点 4 是制冷工质出冷凝器的状态。它是冷凝压力 p_k 下的饱和液体。过程线 2-3-4 表示制冷工质在冷凝器中定压下的放热过程，其中 2-3 为冷却过程放出过热热量，温度降低，3-4 为凝结过程，放出凝结潜热，温度 t_k 不变。

点 5 为制冷工质出节流阀进入蒸发器的状态。过程线 4-5 为制冷工质液体在节流阀中的节流过程，节流前后的焓值不变 ($h_4=h_5$)，压力由 p_k 降到 p_0 ，温度由 t_k 降到 t_0 ，由饱和液体进入气、液两相区，即节流后有部分液体制冷工质闪发成饱和蒸汽。由于节流过程是不可逆过程，因此在图上用一虚线表示。

过程线 5-1 为制冷工质在蒸发器中定压定温的气化过程，在这一过程中 p_0 和 t_0 保持不变，利用制冷工质液体在低压低温下气化吸收被冷却物体的热量使其温度降低而达到制冷的目的。

制冷工质经过 1-2-3-4-5-1 过程后，完成一个完整的制冷理论基本循环。

三、单级蒸汽压缩式制冷理论基本循环的热力计算

根据稳定流动能量方程式，利用图 1-4 (a)、(b) 可对单级蒸汽压缩式制冷理论基本循环进行热力计算。

1. 单位质量制冷量，即每千克制冷工质在蒸发器内完成一次循环所制取的冷量

$$q_0 = h_1 - h_5 (\text{kJ/kg}) \quad (1-1)$$

或
$$q_0 = r_0 (1 - X_5) (\text{kJ/kg}) \quad (1-1a)$$

式中 r_0 为制冷工质在蒸发压力 p_0 下的气化潜热。

2. 单位容积制冷量，即制冷压缩机每吸入 1m^3 制冷工质蒸汽在蒸发器内所制取的冷量

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_5}{v_1} (\text{kJ/m}^3) \quad (1-2)$$

式中 v_1 ——压缩机吸入蒸汽的比容， m^3/kg 。

3. 制冷装置中制冷工质的质量流量 M_R 和体积流量 V_R 。

$$M_R = \frac{Q_0}{q_0} (\text{kg/s}) \quad (1-3)$$

$$V_R = M_R \cdot v_1 = \frac{Q_0}{q_v} (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-4)$$

式中 Q_0 ——制冷装置的制冷量 [kW (kJ/s)]。

4. 冷凝器的热负荷 Q_k

$$Q_k = M_R \cdot q_k (\text{kW}) \quad (1-5)$$

单位冷凝热负荷：
$$q_k = h_2 - h_4 (\text{kJ/kg}) \quad (1-6)$$

5. 压缩机单位理论压缩功 W_0 ，压缩机理论耗功率 N_0

$$W_0 = h_2 - h_1 (\text{kJ/kg}) \quad (1-7)$$

$$N_0 = M_R \cdot W_0 = M_R (h_2 - h_1) (\text{kW}) \quad (1-8)$$

6. 理论制冷系数 ϵ_0 。

$$\epsilon_0 = \frac{q_0}{W_0} = \frac{Q_0}{N_0} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (1-9)$$

【例 1-1】某空气调节系统需制冷量 20kW ，假定循环为单级蒸汽压缩式制冷理论基本循环，且选用氨作为制冷工质，蒸发温度 $t_0=5^\circ\text{C}$ ，冷凝温度 $t_k=40^\circ\text{C}$ 。试对该循环进行热力计算。

【解】要进行制冷循环的热力计算，首先需要知道制冷工质在各特定状态点的热力状态参数，根据制冷循环的工作条件，可在氨的压焓图上画出相应的制冷循环，并查取相应的

热力状态参数。

该循环在压焓图上如图 1-5 所示。

根据氨的压焓图或氨的热力性质表，查出有关状态参数值：

$$h_1 = 1766.22(\text{kJ/kg})$$

$$v_1 = 0.2428(\text{m}^3/\text{kg})$$

$$h_4 = 686.51(\text{kJ/kg})$$

由点 1 作等熵线，与 p_k 等压线相交于点 2，即为压缩机的排气状态，由图可知

$$h_2 = 1938.0(\text{kJ/kg})$$

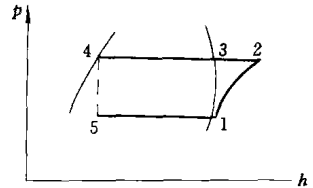


图 1-5 循环图

(1) 单位质量制冷量

$$q_0 = h_1 - h_5 = 1766.22 - 686.51 = 1079.71(\text{kJ/kg})$$

(2) 单位容积制冷量

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{1079.71}{0.2428} = 4446.91(\text{kJ/m}^3)$$

(3) 制冷工质的质量流量和体积流量

$$M_R = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{20}{1079.71} = 0.0185(\text{kg/s})$$

$$V_R = M_R \cdot v_1 = 0.0185 \times 0.2428 = 0.00449(\text{m}^3/\text{s})$$

(4) 冷凝器的热负荷

$$Q_k = M_R \cdot q_k = M_R \cdot (h_2 - h_4) = 0.0185 \times (1938.0 - 686.51) = 23.152(\text{kW})$$

(5) 压缩机的理论功率

$$N_0 = M_R \cdot W_0 = M_R \cdot (h_2 - h_1) = 0.0185 \times (1938.0 - 1766.22) = 3.177(\text{kW})$$

(6) 理论制冷系数

$$\epsilon_0 = \frac{Q_0}{N_0} = \frac{20}{3.177} = 6.295$$

讨论：① $\epsilon_0 = \frac{Q_0}{N_0} = \frac{q_0}{W_0}$ 制冷系数是描述评价制冷循环的一个重要技术经济指标，与制冷剂的性质和制冷循环的工作条件有关。通常冷凝温度 t_k 越高，蒸发温度 t_0 越低，制冷系数 ϵ_0 越小。

② 制冷理论循环中， $q_k = q_0 + W_0$ 或 $Q_k = Q_0 + N_0$ ，符合能量守恒的基本原则。

四、液体过冷、蒸汽过热及回热循环

制冷理论基本循环（即饱和循环）没有考虑制冷工质的液体过冷和蒸汽过热的影响，而这些因素都会影响到循环的性能。下面分别予以分析和讨论。

1. 液体过冷

制冷工质节流后湿蒸汽干度的大小，直接影响到单位质量制冷量 q_0 的大小。在冷凝压力 p_k 一定的情况下，若能进一步降低节流前液体的温度，使其低于冷凝温度 t_k 而处于过冷液体状态，则可减少节流后产生的闪发蒸汽量，提高单位质量制冷量。通常是利用温度较低的冷却水首先通过串接于冷凝器后的过冷器（或称再冷器），使制冷工质的温度进一步降低，从而实现制冷工质液体过冷。

图 1-6 所示为采用过冷器的制冷装置系统图和相应的温焓图和压焓图。

图中 4-4' 为液体过冷过程，此线段在温熵图上与饱和液体线接近重合。过冷温度 t_g 低于冷凝温度 t_k ，其差值 $\Delta t_g = t_k - t_g$ 称为过冷度（或称再冷度）。过冷过程中每千克液体制冷工质放出的热量为

$$q_g = h_4 - h_4' = c' \Delta t_g \quad (1-10)$$

式中 h_4' —— 液体制冷工质过冷后的焓值，可用与其相同温度 t_g 的饱和液体的焓值来代替；

c' —— 液体制冷工质的比热，[kJ/(kg·K)]。

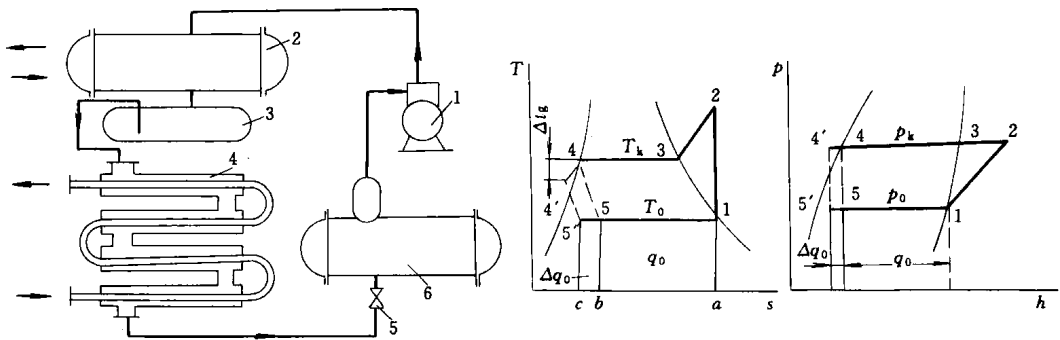


图 1-6 具有液体过冷的制冷循环

1—压缩机；2—冷凝器；3—贮液筒；4—过冷器；5—节流阀；6—蒸发器

由图 1-6 可看出，过冷度越大，单位质量制冷量也越大。由于液体过冷，制冷循环的单位质量制冷量的增加量为

$$\Delta q_0 = h_5 - h_5' = h_4 - h_4'$$

此式说明过冷循环增加的制冷量等于过冷的液体制冷工质放出的热量。

由于液体过冷，循环的单位质量制冷量增加了，而循环的压缩功 W_0 并未增加，故液体过冷的制冷循环的制冷系数提高了。因此应用液体过冷对改善循环的性能总是有利的，但是，采用液体过冷必须增加工程初投资和设备运行费用，应进行全面技术经济分析比较。通常，对于大型的氨制冷装置，且蒸发温度 t_0 在 -5°C 以下多采用液体过冷，过冷度一般取 $2 \sim 3^\circ\text{C}$ 左右，而对于空气调节用的制冷装置一般不单独设置过冷器，而是通过适当增加冷凝器的传热面积的方法，实现制冷工质在冷凝器内过冷。此外，在小型制冷装置中采用气-液热交换器（也称回热器）也能实现液体过冷，这一点将在后面论述。

2. 蒸汽过热及回热循环

制冷循环中，压缩机不可能吸入饱和状态的蒸汽，因来自蒸发器的低温蒸汽，在进入压缩机之前的吸气管路中要吸收周围空气的热量而使蒸汽温度升高。另外，为了不让制冷工质液滴进入压缩机，也要求液体制冷工质在蒸发器中完全蒸发后继续吸收一部分热量。因此，吸入蒸汽在压缩之前已处于过热状态。

图 1-7 示出蒸汽过热循环的温熵图和压焓图。为了便于比较，在同一图中也示出了理论基本循环（即饱和循环）。

在相同压力下，蒸汽过热后的温度与饱和温度之差称为过热度 Δt_n 。比较蒸发器出口的饱和蒸汽在吸气管路中过热的吸气过热循环 1'-2'-3-4-5-1' 与理论基本循环 1-2-3-4-5-1 之

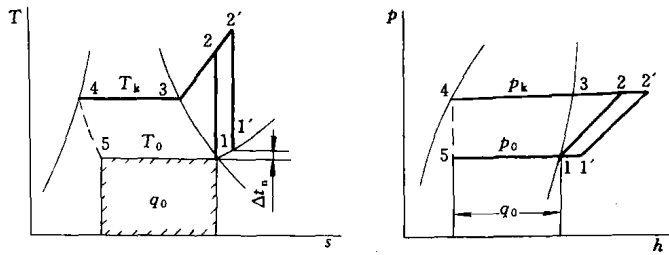


图 1-7 具有蒸汽过热的制冷循环

后可知，两者的单位质量制冷量相同，但蒸汽过热循环的单位压缩功增加了，冷凝器的单位热负荷也增加了，进入压缩机蒸汽的比容也增大了，因而压缩机单位时间内制冷工质的质量循环量减少了，故制冷装置的制冷能力降低，单位容积制冷量、制冷系数都将降低。

上述分析说明，吸入蒸汽在吸气管道内过热是不利的，故称为有害过热。蒸发温度越低，蒸汽与周围环境空气间的温差越大，有害过热也就越大。为此，应在吸气管道上敷设隔热材料，以减轻有害过热。

应当指出，虽然吸入蒸汽过热对循环性能有不利影响，但大多数情况下都希望吸入蒸汽有适当的过热度，以免湿蒸汽进入压缩机造成液击事故。吸入蒸汽过热度也不宜过大，以免造成排气温度过高。一般吸入蒸汽所允许的过热度与使用制冷工质有关。例如，用氨时，一般取 $\Delta t_n = 5^\circ\text{C}$ ，用氟利昂时，过热度较大。

还应指出，有时蒸汽在蒸发器内已经过热（例如使用热力膨胀阀的氟利昂制冷机），此时这部分热量就应计入单位质量制冷量内，不属于有害过热，这一点在热力计算时应特别注意。

利用一个气-液热交换器（又称回热器）使节流前的常温液体工质与蒸发器出来的低温蒸汽进行热交换，这样不仅可以增加节流前的液体过冷度提高单位质量制冷量，而且可以减少甚至消除吸气管道中的有害过热。这种循环称为回热循环。

图 1-8 示出了回热循环的系统图和相应温熵图和压焓图。

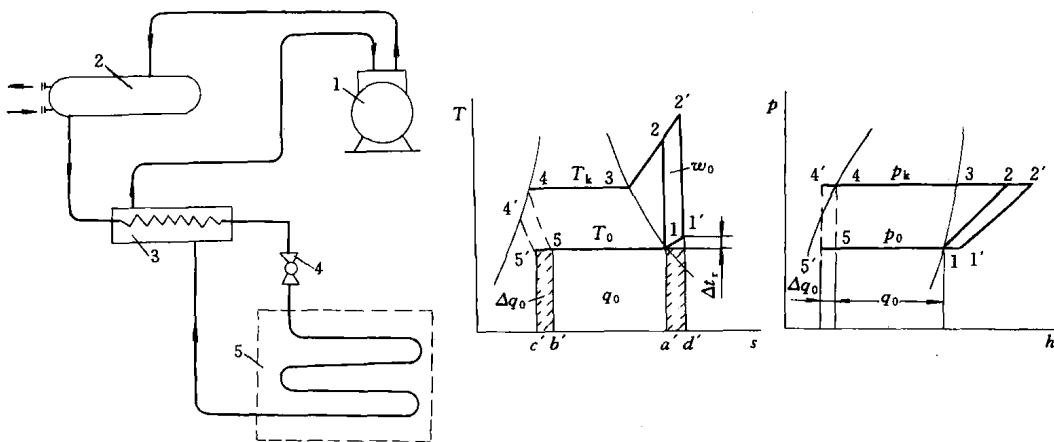


图 1-8 回热循环

1—压缩机；2—冷凝器；3—回热器；4—节流阀；5—蒸发器

图中 1-2-3-4-5-1 为理论基本循环, 1-1'-2'-3-4-4'-5'-1 表示回热循环, 其中 1-1' 和 4-4' 表示等压下的回热过程。在无冷量损失的情况下液体放出的热量应等于蒸汽所吸收的热量, 即为回热器的单位热负荷

$$q_h = h_4 - h_4' = h_1' - h_1 \quad (1-11)$$

$$\text{或} \quad q_h = c' (t_4 - t_4') = c_p (t_1' - t_1) = c' (t_k - t_4') = c_p (t_1' - t_0) \quad (1-11a)$$

式中 c' ——液态制冷工质的比热 [kJ/(kg·K)];

c_p ——制冷工质过热蒸汽的定压比热 [kJ/(kg·K)]。

由于制冷工质的液体比热大于气体的比热, 故液体的温降总比蒸汽的温升小。

由图 1-8 可知, 回热循环的单位制冷量和单位压缩功都比理论基本循环增大, 因而不能直接判断制冷系数是否提高。理论计算结果表明, 对于氟利昂 12 (R12), 制冷系数比理论基本循环有所提高; 而氨则相反, 氟利昂 22 (R22) 介于二者之间。

小型氟利昂空调装置一般不单设回热器, 而是将高压液体管与低压回气管包扎在一起, 以起到回热的效果。

第二节 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

一、实际循环与理论循环的区别

前面分析讨论了单级蒸汽压缩式制冷的理论循环, 并假定循环是在没有传热温差和不考虑任何损失的情况下进行的。这种假定主要是便于用热力学方法予以分析讨论, 从中找出某些规律性的东西, 但客观上实际循环与理论循环存在着许多差异, 其主要差别可归纳如下:

1. 实际压缩过程不是定熵过程

制冷工质蒸汽在压缩过程中存在着明显的热交换过程。压缩初始阶段, 蒸汽温度低于缸壁温度, 蒸汽吸收缸壁的热量, 压缩终了阶段, 蒸汽温度高于缸壁的温度, 蒸汽又向缸壁放出热量, 再加之蒸汽与气缸壁之间的摩擦, 因此, 实际压缩过程是一个多变指数不断变化的多变过程。

2. 制冷工质的冷凝和蒸发过程是在有传热温差下进行的。

温差是传热过程的推动力, 实际的热交换过程中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 (即冷却水或空气) 的温度 t , 即 $t_k = t + \Delta t_k$; 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 t' , 即 $t_0 = t' - \Delta t_0$ 。由于有传热温差存在, 所以过程是不可逆过程。

3. 制冷工质流经管道和设备时存在阻力

制冷工质流经吸、排气阀时, 要克服阀片的惯性力和弹簧力及相应流动阻力, 其结果使得实际吸气压力低于蒸发压力, 实际排气压力高于冷凝压力。

综上所述, 实际循环中四个基本热力过程, 压缩、冷凝、节流、蒸发都是不可逆过程, 其结果必然导致制冷能力下降、功耗增加, 制冷系数降低。

二、单级蒸汽压缩式制冷实际循环的热力计算

在选定制冷工质和循环形式之后即可进行热力计算。热力计算的目的是根据实际制冷循环的工作条件 (通常称为运行工况), 算出实际循环的性能指标、制冷压缩机的容量、