

高等学校建筑环境与设备工程专业系列教材

制冷空调节能技术

李晓燕 闫泽生 编著

中国建筑工业出版社



57.2
8



高等学校建筑环境与设备工程专业系列教材

制冷空调节能技术

李晓燕 闫泽生 编著

中国建筑工业出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

制冷空调节能技术/李晓燕, 闫泽生编著. —北京:
中国建筑工业出版社, 2004
(高等学校建筑环境与设备工程专业系列教材)
ISBN 7-112-06561-5

I. 制... II. ①李... ②闫... III. 制冷—空气
调节器—节能—高等学校—教材 IV. TB657.2

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2004) 第 038184 号

高等学校建筑环境与设备工程专业系列教材

制冷空调节能技术

李晓燕 闫泽生 编著

中国建筑工业出版社出版 (北京西郊百万庄)

新华书店总店科技发行所发行

北京市铁成印刷厂印刷

*

开本: 787 × 1092 毫米 1/16 印张: 14 $\frac{3}{4}$ 字数: 357 千字

2004 年 6 月第一版 2004 年 6 月第一次印刷

印数: 1—3500 册 定价: 25.00 元

ISBN 7-112-06561-5

TU·5731 (12515)

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)

本社网址: <http://www.china-abp.com.cn>

网上书店: <http://www.china-building.com.cn>

本书系统地阐述了制冷空调节能技术的理论基础,从制冷剂、蓄冷剂、制冷循环、制冷压缩机与设备的选择、制冷空调系统几个方面,论述了各环节的环保、节能原理、方法和措施,着重介绍了热泵技术、蓄冷空调技术、太阳能制冷空调技术等节能新技术。同时也介绍了国外近几年在制冷空调节能方面的最新进展和前沿技术以及作者近年来在制冷与空调节能、热泵技术、蓄冷空调技术等方面的一些研究成果。

本书可作为高等学校建筑环境与设备工程专业及热能与动力工程专业本科生、研究生教材和教学参考书,也可供制冷空调领域工作的人员参考。

* * *

责任编辑:胡明安

责任设计:崔兰萍

责任校对:王金珠

前 言

制冷空调作为一个高能耗的产品，能源利用问题尤其关键，节约现有能源，开发利用新能源成为制冷空调新产品研制过程中考虑的重要因素，制冷空调节能技术的研究已成为该领域重要的前沿研究课题。

作者是在总结科研、教学和工程设计经验，以及搜集国内外资料和最新研究成果，结合作者近年来在制冷空调节能、热泵技术、蓄冷空调技术等方面的一些研究成果的基础上编写此书。取材立足于国内，同时也介绍了国外近几年在制冷空调节能方面的进展。

本书的编撰力求内容创新，在保持传统有用的知识体系和内容的基础上，着重突出现代科学技术的新成果、新工艺、新技术、新知识。其特点是内容比较系统，说理比较清楚，取材新颖，有一定的理论深度和实用数据，并且本书所介绍的大部分节能技术，都具有较显著的节能效果，易于推广应用。

在编撰过程中重视理论联系实际，力求书的内容既有一定的理论水平，又具有较高实用价值和学术价值。

本书由李晓燕和闫泽生编著，其中绪论、第1~7章由李晓燕编写，第8章由闫泽生编写。本书在编写过程中得到了冯亦步教授和廖明义教授的大力支持和帮助，在此一并表示最诚挚的谢意。由于编著者的水平有限，书中难免有遗漏和不当之处，敬请读者批评指正。

李晓燕 闫泽生

2004年3月18日于哈尔滨商业大学

目 录

第一章 制冷理论循环	1
1.1 卡诺循环	1
1.1.1 正向卡诺循环.....	1
1.1.2 逆卡诺循环及其性能系数	2
1.2 洛伦兹 (Lorenz) 循环.....	4
1.3 蒸汽压缩制冷理论循环	5
1.4 空气压缩制冷循环	6
1.5 斯特林 (Stirling) 循环.....	8
1.6 蒸汽喷射制冷理论循环和吸收式制冷理论循环	9
1.6.1 蒸汽喷射制冷理论循环	9
1.6.2 吸收式制冷理论循环.....	10
第二章 制冷剂的选用及其环保节能	12
2.1 制冷剂的种类及其选用原则.....	12
2.1.1 制冷剂的种类	12
2.1.2 制冷剂选择的原则	16
2.2 替代制冷剂与环保节能	19
2.2.1 国内外 CFC 替代品发展现状	19
2.2.2 替代制冷剂	20
2.3 共沸和非共沸混合制冷剂节能机理	30
2.3.1 共沸混合制冷剂	30
2.3.2 非共沸混合制冷剂及节能	32
2.4 制冷剂对制冷系统运行的经济性影响	34
第三章 蒸汽压缩式制冷循环形式与节能	36
3.1 单级蒸汽压缩制冷实际循环与理论循环的区别及循环形式选择	36
3.1.1 实际循环与理论循环的区别	36
3.1.2 单级蒸汽压缩制冷循环形式选择	36
3.2 单级蒸汽压缩制冷循环的能耗分析	41
3.2.1 制冷循环能量损失的熵分析法	41
3.2.2 制冷循环能量损失的焓分析的方法	43
3.3 双级压缩制冷循环方案与节能	47

3.3.1	采用双级压缩的原因	47
3.3.2	双级压缩制冷循环的类型	47
3.3.3	一次节流中间完全冷却与不完全冷却循环	48
3.3.4	二次节流中间完全冷却与中间不完全冷却循环	49
3.3.5	一些新进展	53
3.4	双级压缩制冷循环的焓平衡分析	55
第四章	制冷压缩机与设备节能	58
4.1	制冷压缩机的类型、性能指标与节能措施	58
4.1.1	制冷压缩机分类	58
4.1.2	制冷压缩机性能指标	58
4.1.3	影响压缩机输气能力和功率消耗的因素及节能措施	60
4.2	常用制冷压缩机特点	63
4.2.1	活塞式制冷压缩机	63
4.2.2	滚动转子式制冷压缩机的发展概况	63
4.2.3	涡旋式压缩机	64
4.2.4	螺杆式制冷压缩机	65
4.2.5	离心式制冷压缩机	66
4.3	制冷压缩机能量调节与节能	66
4.3.1	往复式压缩机的能量调节	66
4.3.2	制冷压缩机变频调节	68
4.3.3	滚动转子式制冷压缩机的能量调节	73
4.3.4	涡旋式制冷压缩机的能量调节	74
4.3.5	螺杆式制冷压缩机的能量调节与节能	75
4.3.6	离心式制冷压缩机能量调节	78
4.4	冷凝器的选择	80
4.4.1	水冷式冷凝器	80
4.4.2	风冷式冷凝器	81
4.4.3	蒸发式冷凝器	81
4.4.4	冷凝器的选用原则	82
4.4.5	冷凝器的发展趋势	82
4.4.6	适当调节冷凝压力实现节能	83
4.5	蒸发器的节能	84
4.5.1	蒸发器分类及特点	84
4.5.2	蒸发器的选择	85
第五章	空调系统节能	88
5.1	能源有效利用的评价	88
5.1.1	评价指数	88

5.1.2	评价水准	88
5.1.3	空调中的焓分析	89
5.1.4	建筑物热特性评价指数 PAL	89
5.1.5	空调用能量消费系数 CEC	91
5.2	空调冷热源系统的节能分析	91
5.2.1	外燃型溴化锂吸收式制冷机组的 MEER 值	92
5.2.2	直燃式溴化锂吸收式制冷机组的 MEER 值	92
5.2.3	蒸汽压缩式冷水机组的 MEER 值	93
5.2.4	各种冷热源机组一次能源效率的分析比较	94
5.3	空调机组的节能方法	95
5.3.1	组合式空调机组的节能	95
5.3.2	柜式空调机组节能途径与方法	96
5.4	空调水系统的节能	98
5.4.1	空调水系统概述	98
5.4.2	空调水系统的节能意义及节能途径	98
5.4.3	空调水系统的几种节能方法	99
5.4.4	空调循环水泵运行过程节能途径	105
5.4.5	空调水系统中冷却塔节能	109
5.5	变风量空调系统	111
5.5.1	VAV 空调系统的基本原理	111
5.5.2	VAV 空调系统的特点	111
5.5.3	VAV 空调系统构成	112
5.5.4	变风量末端装置	112
5.5.5	变风量系统的应用范围	114
5.5.6	变风量系统控制	115
5.5.7	多风机变风量 (MFVAV) 空调系统的经济分析	119
5.5.8	设计中几个值得注意的问题	121
5.6	空调系统热回收节能分析	125
5.6.1	能量回收设备及原理	125
5.6.2	排风能量回收用板翅式换热器研究	127
5.6.3	利用转轮式能量回收器回收排风中的能量的研究	128
5.6.4	热管换热器在空调系统热能回收的研究	130
5.6.5	空调冷凝热回收利用的研究	133
第六章	空调蓄冷节能技术	136
6.1	空调蓄冷技术的发展与应用	136
6.1.1	空调蓄冷技术在国外的发展与应用	136
6.1.2	我国空调蓄冷技术的发展现状	137
6.1.3	空调蓄冷的应用条件与范围	138

6.1.4	空调蓄冷在高层建筑中的应用	139
6.2	空调蓄冷的节能效果、经济效益和社会效益	139
6.2.1	空调蓄冷的节能效果	140
6.2.2	社会效益和经济效益	140
6.2.3	空调蓄冷的发展方向与研究课题	142
6.3	空调蓄冷的方式、特点、工作原理及经济分析	142
6.3.1	空调蓄冷的各种蓄冷方式及经济性分析	142
6.3.2	蓄冷系统工作原理及其分类	149
6.4	空调蓄冷材料	153
6.4.1	空调蓄冷对蓄冷材料的要求	153
6.4.2	高温相变蓄冷介质	154
6.4.3	相变蓄冷材料物性的测试方法	155
6.4.4	高温相变材料蓄冷球相变特性的理论研究	157
6.5	空调冰蓄冷系统	162
6.5.1	盘管外蓄冰系统	162
6.5.2	盘管外蓄冰系统的蓄冷和释冷特性	165
6.5.3	封装冰蓄冷系统	166
6.5.4	PCM相变潜热蓄冷空调系统	169
6.6	蓄冷空调系统的经济性研究	171
6.6.1	蓄冷空调系统经济性研究模型	171
6.6.2	蓄冷空调系统方案经济评价方法	175
6.7	低温送风系统	178
6.7.1	概述	178
6.7.2	低温送风系统	179
6.7.3	低温送风系统的特点	180
6.7.4	低温送风系统应用中应注意的问题	181
6.7.5	低温送风系统的能耗分析	182
6.8	蓄冷空调系统经济分析实例	185
第七章	太阳能空调与制冷	194
7.1	国内外发展现状	194
7.2	太阳能制冷系统类型	196
7.2.1	太阳能朗肯循环驱动的压缩式制冷系统	196
7.2.2	太阳能蒸汽喷射式制冷系统	196
7.2.3	太阳能吸收式制冷	197
7.3	太阳能空调系统	200
7.3.1	以电力推动的压缩式太阳能空调系统	200
7.3.2	太阳能金属氢化物空调系统	200
7.3.3	太阳能吸收式空调系统	200

7.3.4 去湿—蒸发降温空调系统	202
7.4 太阳能空调技术经济分析	204
第八章 热泵与节能技术	207
8.1 热泵与节能	207
8.2 热泵的国内外发展	208
8.2.1 国外热泵发展史	208
8.2.2 热泵在我国的应用和发展	209
8.2.3 北美热泵市场的发展	210
8.2.4 中国热泵市场的发展	211
8.3 热泵的工作原理与分类	212
8.3.1 热泵的工作原理	212
8.3.2 热泵的分类	213
8.4 热泵的应用	216
8.4.1 热泵在空调供热方面的应用	216
8.4.2 热泵在工农业生产中的应用	217
附录 中华人民共和国节约能源法	218
参考文献	223

第一章 制冷理论循环

在科学研究、工农业生产及人们日常生活中，常需要将物体温度降至环境温度之下，并维持此温度，这就需要制冷装置。制冷装置的工质循环即为制冷循环。制冷循环是一种逆向循环，它主要包括压缩制冷循环、吸收式制冷循环、蒸汽喷射制冷循环以及半导体制冷等。本章将介绍几种主要的制冷与空调理论循环，特别是要讨论那些与节能有关的特性。

1.1 卡诺循环

在工程热力学中，热力学第二定律有两种最基本的描述方式：(1) 开尔文—普朗特说法，其内容为：不可能制造一种循环动作的机器，只从一个热源吸取热量，使之完全转化为功，而其他物体不发生任何变化。(2) 克劳修斯说法，其内容为：不可能把热量从低温物体传至高温物体而不引起其他的变化。

热力学第二定律的两种描述，揭示了热机循环热效率不能达到 100% 和为实现低温物体向高温物体转移热量必须以耗功为其补偿。那么热效率最高值能够达到多少，怎样提高热效率，制冷（制热）循环经济性的途径等问题，由正向和逆向的卡诺循环作了回答。

1.1.1 正向卡诺循环

卡诺循环是在一定温限范围内热效率最高的循环。卡诺循环以其在 $p-v$ 图上的方向不同可有正卡诺循环与逆卡诺循环。卡诺循环是由两个等温过程和两个绝热过程所组成的循环，如图 1-1 所示。(1) 等温过程，工质由状态 3 等温压缩，并向恒温热源 T_2 放出热量 q_2 而到状态 4；(2) 绝热过程，工质由状态 4 通过绝热压缩达到状态 1；(3) 等温膨胀，工质从状态 1，在等温下由恒温热源 T_1 吸取热量 q_1 而变化到状态 2；(4) 绝热膨胀，工质由状态 2 进行绝热膨胀恢复到原来状态 3，于是就完成了一个循环。

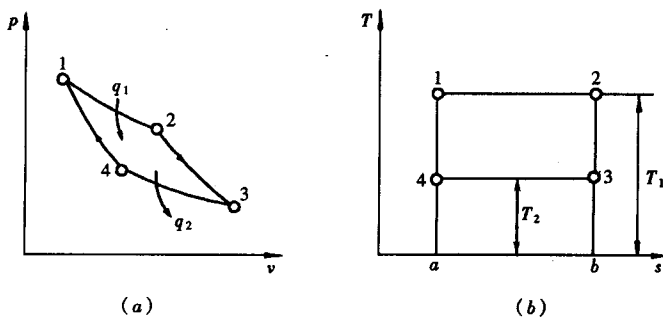


图 1-1 正向卡诺循环的 $p-v$ 图及 $T-s$ 图

在卡诺循环中，工质在等温压缩过程 3-4 放出的热量 $q_2 = T_2 (s_1 - s_2)$ 。工质在等温膨胀过程 1-2 所吸收的热量 $q_1 = T_1 (s_1 - s_2)$ 。而在其他两个绝热过程 4-1 和 2-3 中，工质与外界热源无热量授受关系。所以根据热效率的基本公式，得到衡量循环中能量利用的经济性指标，即卡诺循环的热效率：

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1-1)$$

式中 T_1 、 T_2 是工质在等温膨胀和等温压缩过程中的温度，由于这是一个理想循环，故 T_1 、 T_2 分别就是高温热源和低温热源的温度。

从卡诺循环热效率公式 (1-1) 可得到下列结论：

(1) 卡诺循环的热效率只决定于高温热源和低温热源的温度 T_1 和 T_2 ，要提高热效率可以采用提高 T_1 及降低 T_2 的办法来实现。

(2) 卡诺循环的热效率总是小于 1，决不能等于 1。因为要等于 1，则必须使 $T_1 = \infty$ 或 $T_2 = 0$ ，然而这两者都是不可能实现的。这就是说在卡诺循环中不可能将从高温热源取得的热量全部变成循环净功。

(3) 当 $T_1 = T_2$ 时，即只有一个热源时，则 $\eta_t = 0$ 。这就是说不可能只用一个热源而使热能周而复始地转换为机械能，即单一热源的热力发动机是不可能存在的。要利用热能来产生动力，就一定要有温度差，如利用具有天然温差的地热发电。否则须用人工方法制造温度差，如通常的热力发电厂，就是利用燃料燃烧造成高于外界环境温度的高温热源，这样就可以进行热力循环了。

(4) 卡诺循环的热效率与工质的性质无关。

卡诺循环是一种理想的可逆循环，实际上无法实现在没有温差下的等温传热过程，也不可能实现没有摩擦损失的定熵过程，因而由可逆过程所组成的卡诺循环发动机当然无法制造。但卡诺循环在热力学中具有重要的热力学意义，卡诺循环在历史上首先奠定了热力学第二定律的基本概念，其次对如何提高各种热力发动机的热效率指明了方向，因而它仍然具有极大的理论价值。

1.1.2 逆卡诺循环及其性能系数

如果工质按卡诺循环的线路反方向进行循环，则成为逆卡诺循环。理想的制冷空调循环是逆卡诺制冷循环，它是由两个可逆的等温过程和两个等熵过程组成的逆向循环。逆卡诺循环没有任何不可逆损失，因而它的耗功最小。图 1-2 为逆卡诺循环的 $p-v$ 图和 $T-s$ 图。

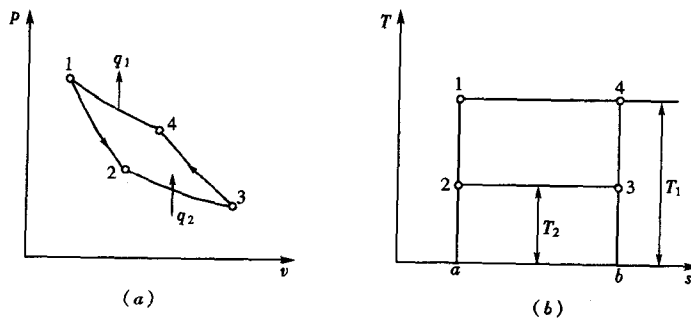


图 1-2 逆卡诺循环的 $p-v$ 图 (a) 及 $T-s$ 图 (b)

逆卡诺制冷循环中，4—1 为定温压缩过程，工质在定温压缩过程中向高温热源放出热量，而 2—3 等温过程从低温热源中吸取热量。若设 4—1 等温过程放出的热量为 q_1 ，2—3 等温过程吸取的热量为 q_2 ，循环所消耗的功为 w ，则根据热力学第一定律 $q_1 = q_2 + w$ 。循环中可逆过程 3—4 和 1—2 熵不变，而 2—3 过程熵增加了 $\frac{q_2}{T_2}$ ，4—1 过程上减少了 $\frac{q_1}{T_1}$ $= \frac{q_2 + w}{T_1}$ 。由于整个循环是可逆循环，因此总熵保持不变。即

$$\Delta s = \frac{q_2}{T_2} - \frac{q_2 + w}{T_1} = 0 \quad (1-2)$$

因此有

$$w = q_2 \frac{T_1 - T_2}{T_2} \quad (1-3)$$

逆卡诺循环的制冷性能系数

$$\epsilon_{r,c} = \frac{q_2}{w} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (1-4)$$

对 (1-4) 式求微分得

$$\left(\frac{\partial \epsilon_{r,c}}{\partial T_2} \right)_{T_1} = \frac{T_1}{(T_1 - T_2)^2}, \quad \left(\frac{\partial \epsilon_{r,c}}{\partial T_1} \right)_{T_2} = -\frac{T_2}{(T_1 - T_2)^2}$$

因为 $T_1 > T_2$ ，所以

$$\left| \frac{\partial \epsilon_{r,c}}{\partial T_2} \right| > \left| \frac{\partial \epsilon_{r,c}}{\partial T_1} \right|$$

因此温度 T_2 的变化比温度 T_1 的变化对制冷系数有更大的影响，但是，在实际过程中不希望被冷却物体达到不必要的低温 T_2 ，以减少能量损失。

逆卡诺循环的制热系数为：

$$\epsilon_h = \frac{q_1}{w} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (1-5)$$

利用热力学第二定律可以证明，在已知的高温和低温热源温度下，逆卡诺循环具有最大的制冷性能系数，即是说：在相同制冷量时消耗的功最少。从式 (1-4) 可以看出逆卡诺循环的制冷系数取决于冷源和热源温度，冷热源温差越大，制冷系数越小，制冷机的经济性越差。

同时兼有制冷机与热泵功能的热力机称为联合循环机见图 1-3，这类机器是同时制冷和制热，即冷却一个物体的同时又加热另一个物体，以联合循环工作的制冷机，能够获得最高的能量效果。因为耗功 w 使我们既有效地获得制冷量 q_2 ，又有效地获得制热量 q_1 。联合循环机性能系数为：

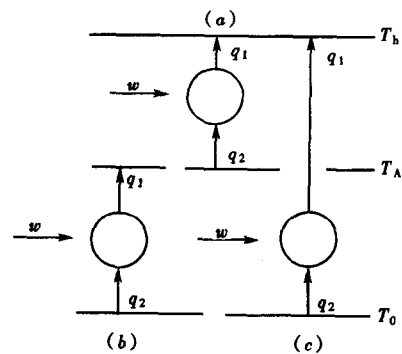


图 1-3 联合循环机
(a) 热泵装置；(b) 制冷机；
(c) 同时供冷供热联合循环机

$$\epsilon_{r,h} = \frac{q_1 + q_2}{w} = \frac{q_2 + w}{w} + \frac{q_2}{w} = 2\epsilon_{r,c} + 1 \quad (1-6)$$

式(1-6)表明：同时供冷供热的联合循环机，其性能系数很高。从能量利用的角度看是经济的。

1.2 洛伦兹 (Lorenz) 循环

在实际循环中，被加热物体（高温热源）的温度常常是变化的，环境介质（低温热源）的温度通常也是变化的。在这种变温热源间，逆卡诺热泵循环是否耗功最小呢？下面就这个问题进行分析。

设被加热物体（高温热源）由温度 T_C 加热到 T_B ，环境介质的温度由 T_A 冷却到 T_D ，如图 1-4 所示。若采用逆卡诺循环，为了从变温的低温热源中吸热或向变温的高温热源放热，以及尽可能得到较大的制热性能系数，工质等温吸热的温度应等于 T_D ，工质等温放热的温度应等于 T_B ，即循环为 $A'-B-C'-D'-A'$ 。由于这个逆卡诺循环的两个等温过程有传热温差，势必引起不可逆损失，循环 $A'-B-C'-D'-A'$ 是具有温差的不可逆的逆卡诺循环，而且温差非定值。为了减少不可逆损失，洛伦兹 (Lorenz) 提出了变温热源的逆向循环。在这个循环中，工质的放热过程 $B-C$ 与高温热源的吸热过程 $C-B$ 相重合，但方向相反，这样工质与热源之间的换热无传热温差， $A-B$ 和 $C-D$ 为可逆的绝热压缩过程和绝热的膨胀过程。因此，循环 $A-B-C-D-A$ 是可逆循环。它没有不可逆附加功的损失。

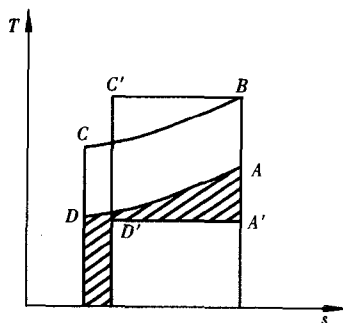


图 1-4 洛伦兹循环

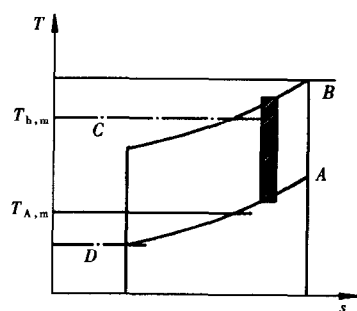


图 1-5 用微元法求洛伦兹循环的制热性能系数

现在来比较在同样的供热量情况下，采用具有温差的逆卡诺循环与变温热源的可逆循环，即比较循环 $A-B-C-D-A$ 和 $A'-B-C'-D'-A'$ 。由于两个循环的供热量相等，不难证明，循环 $A-B-C-D-A$ 的制热性能系数比循环 $A'-B-C'-D'-A'$ 大，后者多耗附加功，它在数值上等于两个循环从环境中吸收热量之差，即图中阴影线面积。

变温热源的可逆循环的制热性能系数可以用下述方法求得。如图 1-5 所示，我们可以把洛伦兹循环由无限多个微元循环所组成，图中阴影线表示的是其中之一。每个微元循环高温和低温热源的温度可以看成是恒定的，分别为 $T_{h,i}$ 和 $T_{A,i}$ ，因此这个微元循环是一个可逆的逆卡诺循环，其制热性能系数为

$$\epsilon_{h,i} = \frac{dQ_2}{dQ_2 - dQ_1} = \frac{T_{h,i} ds}{T_{h,i} ds - T_{A,i} ds} = \frac{T_{h,i}}{T_{h,i} - T_{A,i}} \quad (1-7)$$

在平均热源温度下的逆卡诺循环的制热性能系数为

$$\epsilon'_h = \frac{T_{h,m}}{T_{h,m} - T_{A,m}} \quad (1-8)$$

式中, $T_{h,m}$ 、 $T_{A,m}$ 分别为高温热源和低温热源的平均温度。由于 $T_{h,m} < T_B$, $T_{A,m} > T_D$, 因此洛伦兹循环的制热性能系数大于具有温差的逆卡诺循环的制热性能系数。

1.3 蒸汽压缩制冷理论循环

蒸汽压缩制冷装置主要由压缩机、冷凝器、膨胀阀及蒸发器组成, 其装置原理图如图 1-6 所示。

蒸汽压缩制冷理论循环是在两相区的逆卡诺循环基础上改造而成的, 按照逆卡诺循环原理, 如果我们把制冷机作为理想情况下工作, 即工质的压缩过程为绝热压缩过程, 工质冷凝温度与冷却介质温度相等, 而其蒸发温度又与被冷却物体温度相等。显然, 这不符合客观实际情况, 但这一设想为我们指出了提高实际制冷循环完善程度的方向, 并使得问题简化, 又便于利用热力学原理研究分析制冷机的实际工作过程。

图 1-7 是蒸汽压缩制冷理论循环在温熵图和压焓图上的表示。在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上, 线段 1-2 表示等熵压缩过程, 即由冷室的蒸发器出来的制冷剂的干饱和蒸汽被吸入压缩机绝热压缩后成为过热蒸汽, 然后进入冷凝器, 在定压下冷却 (过程 2-3) 和定压定温下凝结成饱和液体 (过程 3-4)。饱和液体继而通过一个膨胀阀 (又称节流阀或减压阀) 经绝热节流降压降温而变成低干度的湿蒸汽, 但节流前后焓值保持不变 (线段 4-5), 湿蒸汽被引进冷室的蒸发器, 在定压定温下吸热汽化成为干饱和蒸汽 (线段 5-1) 从而完成一个循环。这里用冷凝器和蒸发器实现等压的冷凝放热和汽化吸热过程。将绝热压缩过程移到了蒸汽区, 以取代在两相区内的不安全且效率低的湿压缩过程。利用节流阀取代了膨胀机, 从热力学的观点来看, 将可逆绝热膨胀变换为不可逆的节流膨胀, 因而损失了原可回收的一部分膨胀功, 但从实用观点来看, 以节流阀代替结构复杂的膨胀机, 既简化了设备而且又易于调节温度。

在蒸发器中每千克工质吸取的热量称单位质量工质制冷量, 简称单位制冷量, 在图 1-7 的 $T-s$ 图上可用面积 $a-5-1-b-a$ 表示; 在 $\lg p-h$ 图上用点 1 和点 5 的比焓坐标差表示。即 $q_e = h_1 - h_5$ 。而每千克工质压缩消耗的功称单位工质耗功量, 简称单位功。在图 1-7 的 $T-s$ 图上可近似地用面积 1-2-3-4-6-1 表示; 在 $\lg p-h$ 图上用点 2 和点 1 的比焓坐标差来表示, 即

$$w = h_2 - h_1 \quad (1-9)$$

循环性能系数 $\epsilon_{r,c}$

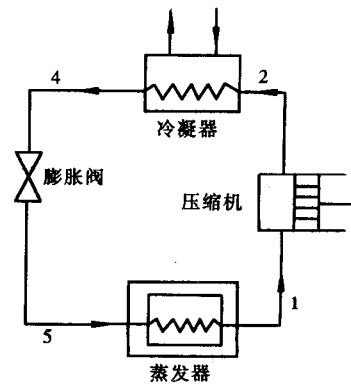


图 1-6 蒸汽压缩制冷装置原理图

$$\epsilon_{r,c} = \frac{q_e}{w} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (1-10)$$

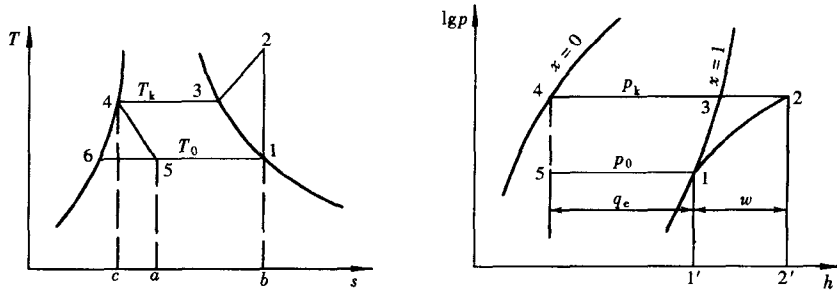


图 1-7 蒸汽压缩制冷循环

1.4 空气压缩制冷循环^[1]

空气压缩制冷循环是利用空气作工质的气体压缩式制冷循环，是由两个等压过程和两个等熵过程组成。

如图 1-8 所示，空气在冷藏室的盘管中定压吸热后进入压缩机，被绝热压缩提高压力，同时温度也升高，再进入冷却器，实现可逆的定压放热过程，使温度下降，然后进入膨胀机实现可逆的绝热膨胀过程，使压力下降同时温度也进一步降低。最后进入冷藏室的换热器，在换热器盘管内实现可逆的定压吸热升温过程，从而完成一个理想的循环。循环的 $T-s$ 图见图 1-9。图上各状态点与图 1-8 相对应。

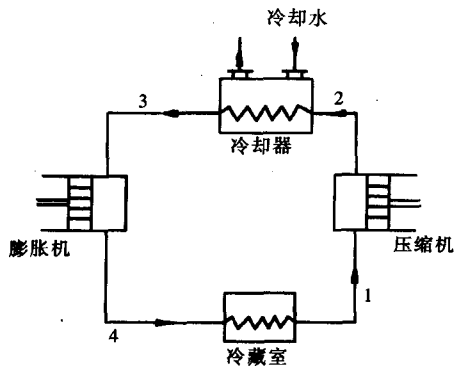


图 1-8 空气压缩制冷循环示意图

- 其中：1-2 是空气在压缩机内定熵压缩过程；
 2-3 是空气在冷却器中定压放热过程；
 3-4 是空气在膨胀机中定熵膨胀过程；
 4-1 是空气在冷藏室换热器中定压吸热过程。

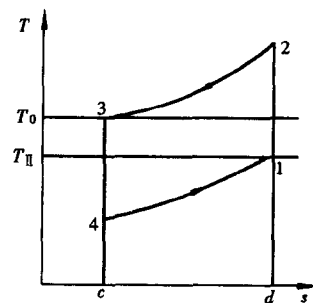


图 1-9 空气压缩制冷循环 $T-s$ 图

循环从低温热源（冷藏室）吸热量（即循环中单位工质制冷量）为

$$q_2 = c_p (T_1 - T_4) \quad (1-11)$$

放给高温热源的热量为

$$q_1 = c_p (T_2 - T_3) \quad (1-12)$$

那么循环制冷系数为

$$\epsilon_0 = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{c_p (T_1 - T_4)}{c_p (T_2 - T_3) - c_p (T_1 - T_4)} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} - 1} \quad (1-13)$$

1-2、3-4 都是定熵过程，故有

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (1-14)$$

对上式作些运算可得

$$\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1}$$

于是制冷系数为

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (1-15)$$

上式表明，压缩比 (p_2/p_1) 越小，制冷系数越大。但压缩比越小，循环中单位工质的制冷量也越小。

同温限 $(T_0 = T_3, T_{II} = T_1)$ 之间的逆卡诺循环的制冷系数为

$$\epsilon_{r,c} = \frac{T_1}{T_3 - T_1} \quad (1-16)$$

与 (1-15) 式比较，因为 $T_3 < T_2$ ，所以 $\epsilon_{r,c} > \epsilon$ ，即同温限卡诺逆循环的制冷系数大。

空气压缩制冷循环的制冷量为

$$\dot{Q}_2 = \dot{m} c_p (T_1 - T_4) \quad (1-17)$$

式中， \dot{m} 是循环工质的质量流率， c_p 为空气比热容量。

由于空气的比热值 c_p 较低，而 $T_1 - T_4$ 又不能太大， $T_1 - T_4$ 越大则要求压缩比越高，压缩比高制冷系数就要降低，所以空气压缩制冷循环单位工质的制冷能力较低，为使有足够的制冷量，空气的流量要很大，需要很大的压缩机和膨胀机，这是不经济的。如果考虑到冷藏室和冷却器中传热需要有温差，以及压缩过程和膨胀过程的不可逆性，实际的制冷系数比理想的要小得多，所以这种空气压缩制冷循环就要被淘汰了。近年来由于大流量叶轮机的发展，克服了活塞式机械对大流量的限制，同时又采用了回热，因此目前采用的是空气回热压缩制冷循环，如图 1-10 所示。从冷藏室出来的空气，进入回热器加热升温到高温热源温度（过程 1-1R），接着进入叶轮式压气机进行压缩，升温升压后，进入冷却器实现定压放热降温（过程 2R-5）。之后进入回热器，定压放热降温（过程 5-3R）。然后进入膨胀机，实现定熵膨胀过程，降压，同

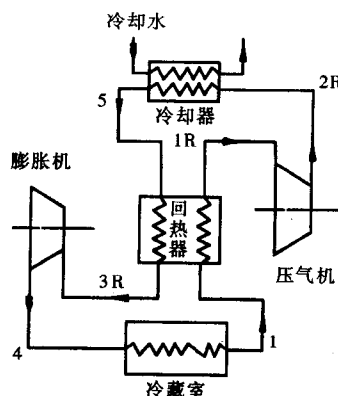


图 1-10 空气回热压缩制冷循环工作原理图