★（中级）制冷工应知教材
★（第二版）

泊星石 http://rockstar.xicp.net

制冷与空调

——原理·结构·操作·维修

徐德胜　韩厚德　主编

上海交通大学出版社

泊星石 http://rockstar.xicp.net

国家教委九五重点图书
《制冷空调系列书》之一

制 冷 与 空 调

原理·结构·操作·维修

（第二版）

主编 徐德胜 韩厚德

主要编委

邬振耀 孙兆礼 朱寅生
邱庭训 卢士勋 李明忠
龚 萍 [illegible] 凌恩飞

上海交通大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

制冷与空调:原理、结构、操作、维修/徐德胜,韩厚德主编. —
上海:上海交通大学出版社,1999.4 重印
ISBN 7-313-01806-1

Ⅰ.制… Ⅱ.①徐… ②韩… Ⅲ.①制冷工程-技术培训-学习参考资料②空气调节器-技术培训-学习参考资料 Ⅳ.TB6
中国版本图书馆 CIP 数据核字(1999)第 11316 号

制 冷 与 空 调

原理·结构·操作·维修

主 编 徐德胜 韩厚德

上海交通大学出版社出版发行
上海市番禺路 877 号 邮政编码 200030
电话 64281208 传真 64683798
全国新华书店经销
立信会计常熟市印刷联营厂·印刷
开本:787×1092(mm)1/16 印张:29.5 字数:733 千字
版次:1998 年 1 月 第 2 版
印次:1999 年 4 月 第 3 次
ISBN 7—313—01806—1/TB·040
定价:37.50 元

本书任何部分文字及图片,如未获得本社书面同意,
不得用任何方式抄袭、节录或翻印。

(本书如有缺页、破损或装订错误,请寄回本社更换。)

内 容 提 要

本书根据上海市劳动局和上海市科委等单位联合制订的制冷工理论教学计划和教学大纲(试行稿)编写，作为中级制冷工培训的"应知"技术理论知识教材。主要内容包括：制冷技术的理论基础，制冷剂特性，制冷压缩机，制冷换热器及辅助设备，自动调节及其元器件，冷藏库负荷计算及冷藏库实例，常用电器及控制电路，制冷设备安装与调试、操作与管理、常见故障及处理，制冷设备检修，空调基础知识、空调系统运行与调节、空调用冷水机组的操作与管理，汽车空调系统，空调系统性能测试等。

本书可作制冷空调安装、调试、操作及维修的中级技工培训(或自学)教材，也可作为制冷空调维修人员的工作参考书。

第二版前言

随着我国经济的发展和人民生活水平的提高，制冷与空调技术在工农业生产、商业、交通、旅游、军事、科研和生活领域等各部门都得到了广泛的应用。为了普及制冷与空调技术，提高制冷中级技工的知识水平，更好地为社会服务，我们根据上海市制冷技工培训教学大纲（试行稿）的要求，在多年技工培训教学实践的基础上，编写了《制冷与空调——原理·结构·操作·维修》一书，它既可作制冷中级技工培训班教材，也可供制冷技工自学参考；本书也可作为制冷大专班的制冷与空调课程教材，或作为机械、动力、能源工程专业学生的制冷选修课程的教材。本书自1991年初版以来，已发行了9万多册，曾多次被新华书店评为畅销科技图书。现经主编修订和补充后，第二版再次与广大读者见面，希望能受到大家的欢迎。

本书内容安排了较多的热力学、传热学、流体力学基础知识，在此基础上再介绍制冷的基本原理、制冷剂和载冷剂特性、制冷压缩机及换热器等辅助设备、自动调节及元器件、冷库负荷计算、制冷用电器及控制电路、制冷设备的安装及调试、操作及维修、空调基础知识、空调系统及运行、空调用冷水机组及操作管理等，不同程度的上课班级在使用本教材时可作适当删取。

本书第一版编写人员的分工如下：上海交通大学徐德胜教授编写第一、二、十六章及附图、附表；上海交通大学邬振耀教授编写第三、四、五、七、十三、十四、十五章；苏州大学朱寅生副教授和上海交通大学邱庭训副教授编写了第六、八章；上海工程技术大学孙兆礼副教授编写了第九、十、十一、十二章。全书由徐德胜统稿合成。

本书第二版由徐德胜、韩厚德修订，增加了制冷剂禁用及替代、冷藏库和中央空调实例、空调用冷水机组及操作管理、汽车空调等新内容，约请下列专家：卢士勋、马旭升、陈维刚、凌恩飞、李明忠、孙兆礼、龚萍、谢绍惠、顾久康、钱鹤庆、朱洪涛、周海、高才苹、于银龙、胡欣、高宏卫、丁青等参加修订和提供了新内容的初稿，并参照了劳动部和上海市劳动局等单位制定的教学大纲和考核大纲，以使本书能符合中级制冷工应知培训的需要。在此书出版之际，对同行专家的热情帮助表示诚挚的感谢！

限于编著者的水平，书中缺点和错误在所难免，恳请读者批评指正。

主编　徐德胜

1997年5月于上海交通大学

对教学内容学时分配的建议

章	教　学　内　容	学时教
一	制冷技术的发展及应用；食品知识及冷藏原理	2
二	制冷技术理论基础，包括热力学、传热学、流体力学、蒸气压缩式制冷原理、多级压缩及复叠式制冷、吸收式制冷原理、蒸汽喷射式制冷原理	16
三	制冷剂、载冷剂、冷冻润滑油	6
四	制冷压缩机(主要介绍活塞式，简要介绍离心式和螺杆式)	14
五	制冷换热器及辅助设备	6
六	制冷装置的自动调节及其元器件，包括热力膨胀阀、毛细管、浮球阀、温度继电器、电磁阀、自控附件；压缩机能量调节、库温调节、蒸发和冷凝压力调节、安全保护系统；调节系统实例等	16
七	制冷设备的常用电器及控制电路	4
八	冷藏库冷负荷计算及冷藏库实例	6
九	制冷设备及管道的安装与试运转	8
十	制冷设备的操作与管理	4
十一	制冷设备(包括压缩机、制冷设备及系统)的故障分析和处理	8
十二	制冷设备(包括压缩机、制冷设备及系统)的检修	4
十三	空调应用、空气状态参数、空气焓湿图及其应用	10
十四	空调系统送风量的计算、空气处理的方法	10
十五	空调系统的类型、运行调节及中央空调实例	8
十六	空调用冷水机组(活塞式、螺杆式、离心式和吸收式)的结构	10
十七	冷水机组的管理与维修	8
十八	汽车空调的原理与结构(系统、部件、自动控制及故障分析)	8
十九	空调系统的测定及操作	2
	合　计	150

目　录

第一章　绪论 …… 1
1.1　制冷与空调技术的概况 …… 1
1.2　制冷技术的应用 …… 2
1.3　食品知识及冷藏原理 …… 3
1.4　人体舒适与空气参数 …… 12
第二章　制冷技术的理论基础 …… 14
2.1　热力学基础 …… 14
2.2　传热学基础 …… 21
2.3　流体力学基础 …… 27
2.4　蒸气压缩式制冷原理 …… 31
2.5　两级压缩及复叠式制冷原理 …… 38
2.6　吸收式制冷原理及制冷系统 …… 44
2.7　蒸汽喷射式制冷原理及制冷系统 …… 48
第三章　制冷剂、载冷剂和润滑油 …… 52
3.1　制冷剂与环保概述 …… 52
3.2　常用制冷剂的种类及特性 …… 56
3.3　R12 和 R11 的替代制冷剂 …… 64
3.4　制冷剂的使用及检漏 …… 70
3.5　载冷剂(冷媒)种类与特性 …… 73
3.6　制冷机用润滑油及特性 …… 78
第四章　制冷压缩机 …… 80
4.1　活塞式制冷压缩机的工作原理 …… 80
4.2　活塞式制冷压缩机的结构 …… 89
4.3　离心式制冷压缩机 …… 116
4.4　螺杆式制冷压缩机 …… 120
4.5　全封闭式压缩机 …… 122
4.6　滚动转子式压缩机 …… 124
第五章　换热器和辅助设备 …… 127
5.1　冷凝器 …… 127
5.2　蒸发器 …… 132
5.3　制冷系统的辅助设备 …… 136

第六章　制冷设备的自动调节及元器件 …… 142
6.1　自动调节系统的组成 …… 142
6.2　制冷剂流量的调节 …… 143
6.3　冷藏库温度的调节 …… 154
6.4　压缩机能量调节 …… 161
6.5　蒸发压力调节 …… 165
6.6　冷凝压力调节 …… 170
6.7　其他控制附件介绍 …… 172
6.8　制冷设备的安全保护系统 …… 174
6.9　制冷设备自动调节系统介绍 …… 177
第七章　制冷设备的常用电器及控制电路 …… 180
7.1　常用电器 …… 180
7.2　基本控制环节 …… 190
7.3　制冷系统控制电路举例 …… 195
第八章　冷藏库的冷负荷计算及冷藏库实例 …… 201
8.1　冷负荷计算 …… 201
8.2　冷却设备负荷和机械负荷的确定 …… 205
8.3　冷饮水器热力计算 …… 206
8.4　100t 氟利昂冷藏库实例 …… 208
第九章　制冷设备的安装及试运转 …… 213
9.1　制冷设备的安装 …… 213
9.2　制冷管道的安装 …… 216
9.3　制冷系统的吹污和气密性试验 …… 226
9.4　制冷剂的充注和取出 …… 232
9.5　制冷设备的试运转 …… 237
9.6　制冷设备及管道隔热 …… 240
第十章　制冷设备的操作与管理 …… 243
10.1　压缩机的操作与管理 …… 243
10.2　润滑油的添加和排放 …… 246
10.3　制冷系统放空气操作 …… 249
10.4　热冲霜操作 …… 251
10.5　制冷设备的安全技术 …… 252
10.6　空调冷冻设备的管理 …… 253
第十一章　制冷设备的故障分析和处理 …… 256
11.1　检查故障的方法和正常运行的标志 …… 256
11.2　制冷压缩机的故障分析 …… 257
11.3　制冷设备的故障分析 …… 264
11.4　全封闭式压缩机制冷系统的故障检查 …… 276
11.5　故障分析实例 …… 278

第十二章　制冷设备的检修…… 282
12.1　制冷压缩机的检修…… 282
12.2　制冷设备的检修…… 289
12.3　全封闭式制冷压缩机的修理…… 298
第十三章　空气状态与空调知识…… 301
13.1　空调的应用…… 301
13.2　空气的组成及其主要状态参数…… 302
13.3　空气的焓湿图(*i-d* 图)…… 307
13.4　*i-d* 图的应用…… 308
第十四章　送风量的确定及空气处理方法…… 313
14.1　送风参数及送风量的确定…… 313
14.2　表面式换热器处理空气及其在 *i-d* 图上表示…… 319
14.3　用喷水室处理空气…… 321
14.4　空气的加湿处理…… 323
14.5　空气的减湿处理…… 324
第十五章　空调系统及中央空调实例…… 328
15.1　空调系统的分类…… 328
15.2　单风道空调系统…… 329
15.3　风机盘管式空调系统…… 336
15.4　变风量空调系统…… 337
15.5　局部式空调系统…… 339
15.6　空调系统的运行调节…… 340
15.7　中央空调系统实例…… 341
第十六章　空调用冷水机组的结构…… 347
16.1　活塞式冷水机组…… 347
16.2　螺杆式冷水机组…… 355
16.3　离心式冷水机组…… 360
16.4　溴化锂吸收式冷水机组…… 378
第十七章　冷水机组的运行操作…… 397
17.1　运行前的准备工作…… 397
17.2　操作规范与技术要求…… 400
17.3　冷水机组运行分析…… 406
17.4　常见故障及排除方法…… 411
第十八章　汽车空调的原理与结构…… 417
18.1　汽车空调的特点与布置…… 417
18.2　汽车空调制冷系统及部件…… 421
18.3　汽车空调的自动调节与元器件…… 427
18.4　汽车空调的常见故障与检修…… 434
第十九章　空调系统的测定及操作…… 441

19.1 空调系统各主要参数的测定…… 441
19.2 空调系统的一般操作…… 445
附录Ⅰ 上海市中级制冷设备维修工培训计划与教学大纲…… 447
附录Ⅱ 制冷剂特性表和lg*p*-*i*图 …… 451
参考文献…… 462

第一章 绪 论

1.1 制冷与空调技术的概况

制冷技术是一门研究人工制冷原理、方法、设备及应用的科学技术。在工业生产和科学研究上，常把制冷分为“普冷”和“深冷”（又称低温技术）两个体系，前者的制冷温度高于－120℃，而后者低于－120℃，但它们的划分界限不是绝对的。

很早以前，人类利用天然冷源（冬季贮藏起来的冰雪）来保存新鲜食品，在夏季也用温度较低的地下水来防暑降温，这些方法还沿用至今。但是随着生活和生产的需要，天然冷源已不能满足实际的要求，迫使人们去实现人工制冷。

在科学实验中，人们发现了冰（雪）和盐混合时有制冷效应，并利用它来冷却饮料或短期保存新鲜食品。这种方法开创了人工制冷的先例。自从1834年英国人波尔金斯制成第一台用乙醚作制冷剂的制冷机以来，制冷技术不断发展和完善，生产了建立在不同原理上工作的各种制冷机，其中有1844年美国人高斯发明的空气压缩式制冷机；1862年法国人卡尔里制成的吸收式制冷机；1874年瑞士人皮克首先制造了以二氧化硫作制冷剂的制冷机；同年德国人林杰发明了氨制冷机，它成了公认的制冷机始祖，对制冷技术的实用化起了重大作用。以后又出现了以二氧化碳为制冷剂的制冷机（1881年），以水为制冷剂的蒸汽喷射式制冷机（1890年），以氟利昂为制冷剂的制冷机（1930年），后者给制冷机的发展开辟了新的道路。到了本世纪60年代，半导体制冷（又称热电或温差电制冷）又独树一帜，成为制冷技术的新秀，对微型制冷器的发展起了推动作用。

在制冷技术的发展道路上，蒸气压缩式制冷始终处于主导地位。从本世纪初开始，随着科学技术的进步，制冷机出现了多种类型，机器转速提高使设备紧凑，制冷剂性能逐步优化有利得到更低的温度，系统逐步完善并实现自动控制。这些进步，都促使制冷技术发展成为一个成熟的工程领域，在国民经济中占有一定的地位。

空调是空气调节的简称，它是通过对空气的处理使室内温度、湿度、气流速度和洁净度（简称“四度”）达到一定要求的工程技术。夏季空调离不开制冷所提供的冷源，因此制冷与空调是两门密切相关的应用技术。空调技术的诞生，有效地完善了工业生产中需要不同温湿度的工艺过程，也创造了舒适的人工气候环境，为人们的居住、旅游和文化娱乐提供了良好的条件。

19世纪后半叶，纺织工业的迅速发展使空调技术接受了巨大的挑战，解决纺织厂车间的“四度”成了当务之急，美国工程师克勒默负责设计和安装了美国南部三分之一纺织厂的空调系统，申请了60项专利，并于1906年为空调（airconditioning）正式定名。被美国人称为“空调之父”的开利尔于1901年创建了第一个暖通空调实验室，1911年12月他得出了空气干球温度、湿球温度和露点温度的关系，以及空气显热、潜热和焓值计算公式，绘出了空气的焓湿图，成了空调理论的奠基人。1922年开利尔又发明了离心式制冷机，推进了空调技术的发展。1937年他又发明了节省大部分风管的空气-水诱导系统。到20世纪60年代，这种模式又发展为风

机盘管系统，更加具有生命力，在世界各国一直盛行至今。

舒适空调的发展远远迟于工业空调，20 世纪 20 年代，美国才在几百家影剧院设置空调系统。与此同时，整体式空调机组，也就是平时所说的空调器（机），也得到了发展，成为家庭和办公室的设备用品。60 多年来空调器技术发展迅速，窗式、分体挂壁式、分体柜式等多种类型满足了用户的需要，近 10 年来生产的微电脑控制空调器实现了制冷、制热、除湿、通风、睡眠工况的自动控制，使舒适空调成为人们工作、休息和娱乐中的一种享受，家用空调已开始普及到城乡人民的千家万户。

在我国，制冷技术的迅速发展还是近 30 年来的事，由于社会主义现代化建设事业蓬勃发展和人民生活水平的提高，促使制冷技术加快发展步伐，向世界先进水平靠近。目前，我国的制冷工业已建立了完整体系，已能生产各种类型多规格的制冷机。特别是电冰箱和空调器的生产值得一提，在短短的 10 年内，我国电冰箱和空调器工业经历了试制、引进、开发的道路，一举成为电冰箱和空调器的生产大国，其产品质量可以与日本、美国、意大利等国媲美，并已走向世界市场。

1.2 制冷技术的应用

制冷技术的应用范围与涉及的温度区域非常广阔，从工农业生产到日常生活，从接近于绝对零度的最低温到室温或更高。制冷的应用范围一般可分为三个温区：

（1）低温区（约 −100℃以下）主要用于气体液化、低温物理、超导和宇航研究。

（2）中温区（−100～5℃）主要用于食品冻结和冷藏，化工和机械生产工艺的冷却过程，冷藏运输等。

（3）高温区（5～50℃）主要用于空气调节和热泵设备。

制冷技术在国民经济、国防、科研和日常生活方面的应用，可以分为以下几种：

（1）在食品工业中应用最早，由于肉、鱼、禽蛋蔬菜等易腐食品的生产有着很强的季节性，为了旺、淡季节的调剂及运输，必须以冷藏手段来保存食品。冷藏库、冷藏箱、冷藏运输车船等都为此目的服务。另外，冷饮品的生产、酿酒和其他的食品生产过程，也都离不开制冷技术。

（2）在工业生产上，制冷的应用是极其广泛的，例如石油化工、有机合成、基础化工（酸碱生产）等工业生产工艺流程中的分离、精炼、结晶、浓缩、提纯、液化、反应温度控制等，都需要制冷技术。许多现代工业靠制冷空调获得恒温环境。

（3）在农业方面，耐寒品种的培植、微生物除虫、冷冻精液保存、人造雨雪以及化肥生产等，也都离不开制冷技术。

（4）在建筑工程及矿井、隧道施工过程中，常常用制冷来冻结土壤，造成冻土围墙来防止进水，或增加土壤的抗压强度。工业和民用建筑的许多设施，需要空调设备，以保证室内的温湿度。

（5）在国防、宇航的设备生产中，需要制冷技术来建立低温环境，对零件和整机进行低温性能试验。在现代通信、激光和红外技术中，需要局部制冷或微型冷源。

（6）在医疗卫生方面，许多低温手术、低温麻醉、人工冬眠、血液和器官的保存等，都需要特种制冷技术，其中许多是应用半导体制冷技术。

（7）在体育方面，大型设施的环境空调、人工冰场等都要有大的制冷装置。

(8) 在日常生活中，电冰箱、空调器等都是制冷技术的直接应用。可以这样说，现代家庭生活与制冷技术有着极为密切的联系。

(9) 制冷技术在科学研究上提供了合适的环境温度和特种冷却手段，在促进科技进步方面有着特殊的贡献。

总之，制冷技术的应用是极为广泛的，其前景非常广阔，也需要一支专门的技术队伍为它服务。

1.3 食品知识及冷藏原理

1.3.1 食品的主要成分

食品是人类赖以生存的基本物质，按其来源可分成两大类：植物性食品和动物性食品。前者包括粮食、蔬菜、水果和植物油等；后者包括肉、鱼、禽、蛋、乳品和动物油等。

食品虽然多种多样，但它们的成分都不外乎包括水分、脂肪、蛋白质、糖类、维生素、矿物质和酶等。这些成分及其性质不仅决定着食品的品质和营养价值，而且决定着食品在运输、加工和贮藏过程中的一系列变化。例如，蔬菜和水果在加工过程中维生素含量的损失，蛋白质在冻结时的变性，动物组织在解冻过程中的汁液流失等，还有一些食品放置时间一久，就会发生变质和腐败，以致完全不能食用。

1. 水分

水是一切新鲜食品的主要成分之一，如水果的含水量为 73%～90%，蔬菜为 65%～96%，鱼为 70%～80%，肉为 50%。有些食品的含水量较少，谷物为 12%～14%，食糖为 1.5%～3%。食品中水的存在形式有自由水和结合水两种。前者存在于食品的汁液和细胞液中，冻结食品解冻后它能重新被食品组织所吸收，后者是构成蛋白质或胶体的主要成分，冻结点比自由水低，而且在解冻时不能完全被食品组织所吸收。

食品中的水也是微生物繁殖的必要条件，降低食品中的含水量或使之冻结成冰，就可以阻止微生物的繁殖，延长食品的保存时间。电冰箱中的冻结食品可以保存较长的时间，其原因就是水结成冰后抑制了微生物的繁殖。

2. 脂肪

脂肪在动物性食品和植物的种子中含量较多，如肥猪肉含 29.2%，鸡蛋含 11.6%，牛奶含 3.5%，花生含 39.2%，而在一般蔬菜和水果中含量较少。脂肪按其来源可分为植物脂肪和动物脂肪两大类，在常温下植物脂肪一般呈液体状态，习惯称为油，如豆油、花生油、菜籽油等。动物脂肪在常温下为固体，称为脂，如猪油、牛油、羊油等。

脂肪在食品中占有比较重要的地位，它为人体提供热能，其发热量比同等重量的糖类和蛋白质大一倍多。人体又借脂肪来保持必须的体温，保护神经、肌肉及体内器官。脂肪又是维生素 A、D、E、K 及胡萝卜素的良好溶剂，使它们随脂肪的吸收同时被吸收，起到调节生理机能的作用。

3. 蛋白质

蛋白质是一类复杂高分子含氮化合物，它是构成细胞核和原生质的主要成分，是动植物维持生命活动所不可缺少的物质。各种蛋白质的化学元素组成均很相似，主要由碳、氢、氧、氮、硫

和磷组成，少数蛋白质还含有铁、铜和锌等元素。一般情况下，蛋白质中氮的含量为16%左右。

自然界中的蛋白质，有液态的如乳汁、血液，也有半液态的如蛋白、肌肉，以及不同致密程度的固态如毛发和角等。

蛋白质在酸、碱、酶的作用下会发生水解作用，水解时只分解成氨基酸的称为单纯蛋白质，水解时除生成氨基酸外还有其他物质的称为结合蛋白质。在食品中存在的主要单纯蛋白质有清蛋白类、球蛋白类、醇溶蛋白类、谷蛋白类和硬蛋白类。在食品中的结合蛋白质有核蛋白类、色蛋白类、磷蛋白类、糖蛋白类和脂蛋白类等。

从营养角度来看，蛋白质又可分为完全蛋白质和不完全蛋白质，前者含有缬氨酸、亮氨酸、赖氨酸等八种氨基酸，而后者是指缺少其中一种或一种以上氨基酸的蛋白质。动物性食品如肉、鱼、蛋、乳等所含的蛋白质是完全蛋白质；植物性食品所含的蛋白质，大部分属不完全蛋白质，用它做唯一的蛋白质食品会引起营养缺乏症。

蛋白质对于人体来说是至关重要的，它既是机体的组成材料，又是补充、修复和维持机体的材料。由于蛋白质不能由别的物质代替，人们必须每天从食品中摄取，一般成年人每天的需要量为80g至100g。

4. 糖类

糖类是自然界中广泛存在的有机质，也是一切生物体的重要成分之一，在人的生命活动过程中其地位仅次于蛋白质。糖类由碳、氢、氧三种元素组成，绝大多数糖类中的氢、氧含量和水中的氢、氧比例一样，因此又称它为碳水化合物。

糖类是动物能量的主要来源，也是人体热量最经济最主要的来源。植物性食品中含有大量糖类，大多是淀粉和纤维素，约占80%；而在动物性食品中，糖类的含量不多，包括极少量的葡萄糖在内约占2%。糖类中除了粗纤维不能被人体消化和吸收外，大部分糖类都能被人体所吸收。

糖类又分为单糖、贰糖和多糖三种。单糖不能水解，如葡萄糖、果糖和半乳糖等。单糖存在于鲜果和鲜菜中，在呼吸酶的作用下能发生呼吸作用，吸收氧气，放出二氧化碳和热量，其结果不仅消耗了糖类，而且产生的热量还能促进果蔬的其他生化变化，并为微生物繁殖创造条件。因此，针对果蔬的这种特点，必须采用冷藏法来控制它们的呼吸作用，才能延长贮藏期。

一分子贰糖水解后可生成两分子单糖。贰糖有蔗糖、麦芽糖和乳糖等，它们都不能被人体吸收，只有水解后才能吸收。微生物也不能直接使贰糖发酵。

一分子多糖完全水解后可生成多分子单糖。多糖有淀粉、纤维素和糖元等。淀粉在米、面中含量较多，纤维素在果、蔬和谷物皮中含量较多。纤维素不能被人体吸收，但有利于肠壁蠕动，帮助消化。

5. 维生素

维生素是维持人体正常生命过程所必须的一类有机质。虽然对它的需要量很少，但都起着极其重要的作用，如调节新陈代谢，缺乏维生素会引起各种疾病。人体所需的维生素主要从动物性食品和植物性食品中摄取。

有许多维生素在人体内充当辅助酶，是机体代谢的生物催化剂，可是过多地使用某种维生素，反而对人体有害无益。了解维生素的种类、性质、生理功能及存在于哪些食物中，对研究食品的营养价值很有用处。

根据溶解度，维生素可分为两大类：脂溶性维生素和水溶性维生素。前者有维生素A、D、

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

E、K 各小类，它们不溶于水而溶于脂肪和脂肪溶剂；后者有维生素 B、C 各小类，有的小类中又包含几种维生素，如维生素 B_1、B_2、B_6、B_{12}等。

6. 矿物质

矿物质又称无机盐，是人体所有细胞和组织必须的原料，并能调节机体新陈代谢，维持正常的生理功能。它和蛋白质共存，维持各种组织的渗透压力，并同蛋白质组成一个缓冲体系，以维持体内的酸碱平衡。因此，人们必须从各种食品中吸取一定的矿物质。

动物性食品各部分的矿物质成分相差甚大，如骨骼的矿物质为 83%，其主要成分是磷酸钙、磷酸镁、碳酸钙和碳酸镁。血液中含有较多的氯化钠和铁的化合物。肝脏含有碱金属和碱土金属的磷酸盐和氯化物，也含有铁。精肉中主要含磷酸盐，其次是镁和钠。

植物性食品的矿物质成分主要有钾、钠、钙、镁、铁、磷酸盐、硫酸盐、硅酸盐和氯化物。植物的种子、块茎、根等含有较多的钾、磷、镁，枝杆部分含钙较多，叶子部分含镁较多。

人体需要多种矿物质，因此不能偏食。矿物质的存在，使食品汁液的冻结点低于 0℃。

7. 酶

酶是活细胞产生的一种具有特殊催化作用的蛋白质，又称生物催化剂。它脱离活细胞后仍然具有活性。各种食品中都含有少量的酶，它参与并加速食品中物质代谢的各种化学反应，其本身不发生变化。如果对酶不加以控制，食品就会在酶的催化下腐败而变质。

酶的分子量和蛋白质的分子量相近，具有胶体性质。冷冻、振荡、加热等都能引起蛋白质的变性，同样也能引起酶的变性，使它丧失活性。

按照酶的催化反应的性质，把酶分成以下五类：

(1) 水解酶类：能水解一种化合物使其生成小分子的酶，如蛋白质水解酶、淀粉水解酶、脂肪水解酶等。

(2) 氧化还原酶等：能促进电子或氢转移的酶，如乳酸脱氢酶、细胞色素氧化酶等。

(3) 分裂酶类：能分裂一种化合物为两种或两种以上的化合物的酶。

(4) 移换酶类：能把某一基团由一个化合物移到另一个化合物的酶，如氨基酸移换酶、磷酸移换酶、甲基移换酶等。

(5) 同分异构酶类：能促进同分异构体的互变式或将某基团位置移换而生成同分异构体的酶，如磷酸丙糖异构酶、磷酸甘油酸移位酶等。

酶对温度非常敏感，在某一温度下，酶的活性最大，这个温度称为酶的最适宜温度。大多数酶的最适宜温度在 40～50℃之间。温度上升，酶的活性下降；温度下降，酶的活性也下降；到 0℃时其催化作用变得非常缓慢。食品的冷藏或冷冻是利用低温使酶停止或完全丧失活性，从而使食品长久保存而不变质。

1.3.2 食品变质的原因

新鲜食品在常温下(20℃左右)存放，由于附着在食品表面的微生物和食品内所含酶的作用，使食品的色、香、味、外观形状和营养价值发生从量到质的一系列变化，如果久放，食品会腐败或变质，以致完全不能食用。这种变化称为食品变质。

引起食品变质的原因主要有微生物作用、酶作用和非酶作用。

1. 微生物作用

微生物很小，肉眼一般看不见，要用显微镜才能看见。在自然界里，几乎到处都有微生物的

存在，食品在常温下放置，很快就会受到微生物的污染和侵袭，从而产生一系列变化，直至腐败变质。引起食品变质的微生物有细菌、酵母菌和霉菌等，它们在生长和繁殖过程中会产生各种酶类物质，破坏细胞壁而进入细胞内部，使食品中的营养物质分解，质量降低，进而发生变质和腐烂。

微生物对食品的破坏作用，与食品种类、成分和贮藏环境等因素有关。动物性食品中肉类、鱼类和蛋类，植物性食品中的水果和蔬菜等，由于含水分多，营养丰富，容易为微生物的繁殖提供良好的条件，在合适的温度下很快会腐败变质。为了很好地保存食品，必须了解微生物的生长条件，从而采取措施抑制它们的生长和繁殖，延长食品的存放时间。

水分是微生物生命活动所必需的，也是组成它本身的基本成分。微生物借水分进行新陈代谢。因此，食品中的水分越多，微生物越容易繁殖。通常认为食品含水50%以上有利于细菌繁殖，食品含水在30%以下时，细菌繁殖受到抑制，当含水在12%以下时，细菌繁殖困难。因此，各种干制食品容易保存。

冷冻保存食品，使食品内部的水分冻结成冰，其结果与干制品相仿，可以抑制微生物的繁殖和生长。

温度是微生物繁殖和生长的另一个重要条件。各种微生物都有其生长所需的一定范围的温度，超过范围，会停止生长或终止生命。对某种微生物而言，此范围又可分为最低、最适和最高温度，在最适温度下微生物繁殖最快。根据温度范围，微生物又可分为嗜冷性微生物、嗜温性微生物和嗜热性微生物。大多数腐败菌属于嗜温性微生物。

从表1-1可以看到，如果环境温度超过微生物的最适宜温度，对它有明显的致死作用，一般细菌在100℃会迅速死亡。微生物对低温的耐力也较差，通常在0℃左右可以阻止微生物的繁殖，但嗜冷性微生物例外。

表1-1 微生物对温度的适应性

温度范围 / 微生物类别	最低温度(℃)	最适温度(℃)	最高温度(℃)
嗜冷性	−5～5	20～30	35～45
嗜温性	10～15	35～40	40～50
嗜热性	20～40	55～60	65～75

微生物和其他生物一样，也要进行新陈代谢。食品中的乳糖、葡萄糖和盐类等简单物质，可直接穿透细胞膜而进入微生物内部，而淀粉、蛋白质和维生素等有机物，首先要分解成简单物质，然后才能进入微生物体内。各种微生物对营养物质的吸收有选择性，如腐败菌需要蛋白质，酵母菌喜欢糖类。因此，含蛋白质丰富的食品也特别容易腐败变质。

2. 酶作用

酶作用是指食品本身在酶类作用下使营养成分分解变质的一种现象。无论是植物性食品还是动物性食品，本身都含有少量的酶，在适宜的条件下，酶能促使食品中的蛋白质、脂肪和糖类等分解，产生硫化氢、氨等难闻气体和有毒物质，使食品变质而不能食用。

鱼、肉、蛋、乳等食品富含蛋白质，保存不当，就会腐败变质。蔬菜和水果等虽然含蛋白质少，但在氧化酶的作用下促进自身的呼吸作用，变得枯黄而失去风味，而且由于呼吸热使食品

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

温度升高，加速它们的腐烂变质。

另外，霉菌、酵母菌、细菌等微生物对食品的腐败作用，也是由于它们在生活过程中产生各种酶的缘故。

酶的活性与温度有关，在一定的温度范围内(0～40℃)，酶的活性随着温度的升高而增强，而在低温下酶的活性就很小。但是，酶本身也是一种蛋白质，随着温度的升高而变性，最后也丧失活性。当温度达到80℃时，所有的酶都会被破坏。

酶和微生物一样，也有最适宜的温度，在这个温度下活性最强，例如在30～50℃时酶对蛋白质的分解最剧烈。低温可以抑制酶作用所引起的食品变质。根据酶的种类和食品的不同，低温贮藏有不同的温度要求，一般要求在－20℃下贮藏，有些食品(如某些鱼类)含有不饱和脂肪酸，则要求在－25～－30℃下贮藏，才能有效抑制酶作用。

3. 非酶作用

非酶引起食品变质包括氧化作用、呼吸作用和机械损伤。例如油脂的酸败，就是油脂与空气接触后发生氧化作用，生成醛、酮、醇、酸等，油脂本身变粘，密度增加，并出现难闻的气味；维生素C、天然色素(如番茄色素)等也会发生氧化，使食品质量下降或变质。

水果、蔬菜、蛋类等是有生命的活体，在脱离植株或母体之后，仍进行着呼吸作用，逐渐消耗自身的营养成分，导致食品质量下降或变质，放出的呼吸热又使食品发热而加速恶化。缺氧呼吸时，水果和蔬菜为了维持生理活性就要消耗更多的有机质，而且呼吸产物的积聚产生毒害作用，加速食品的变质。因此，水果和蔬菜贮藏除了维持适宜的温度外，还要定时通风换气，防止缺氧呼吸。

食品在收采、运输、贮藏等环节中常出现刀伤、擦伤和破损等现象，称为机械损伤。损伤会加速食品的氧化，而使它变色、变味和变质。这主要是因为伤口暴露在空气中，食品的某些成分会与氧化合，加速食品的变质和腐烂。例如苹果和马铃薯在受伤破损后，内部的单宁物质(与食品的风味、色泽有密切关系)与空气接触后产生氧化，生成黑色物质(俗称生锈)，并开始变色、变味，时间再长一点就会腐烂，以致不能食用。所以这类食品在收采时应保持完整，运输时应轻装轻放，做到文明装卸，贮藏时也要小心入库，减少食品的机械损伤。

细菌、酵母菌、霉菌或酶引起食品变质以及非酶作用引起的腐烂，都是客观存在的实际，但是人们可以用科学方法来延缓或减弱它，冷冻和冷藏就可以实现这一目的。在低温条件下，食品的变质过程非常缓慢，温度越低，其作用愈明显。但不能完全阻止其作用，即使在冻结点以下，食品长时间贮藏后，质量仍会有所降低。因此，各种食品在不同的温度下都有规定的贮藏期限。

1.3.3 食品冷藏原理

食品变质的原因，主要是由外部的微生物和内部的酶引起的，低温能抑制微生物的繁殖和降低酶的活性。在一定的范围内，温度愈低，这种有利的效果就愈明显。处在低温下的食品能保存较长时间而不致变质，这就是食品冷藏的基本原理。图1-1充分说明了由于温度降低，使食品延长了贮藏期。本书中食品冷藏这一概念包括：(1) 冷却，即食品温度的降低没有引起食品中水分的结冰；(2) 冻结，即食品温度降低使食品中的水分大部分结成冰。

对于植物性食品，腐烂的主要原因是呼吸作用的影响，例如水果和蔬菜在采收后贮藏时，虽然不再继续生长，但它们仍然是有生命的机体，具有呼吸作用，而呼吸作用能抵抗微生物的

入侵。如呼吸过程中的氧化作用，能把微生物分泌的水解酶氧化成无害物质，使水果和蔬菜的细胞不受其害，从而阻止微生物的入侵。因此呼吸作用能控制机体内酶的作用，防止外界微生物的入侵而引起食品的发酵和腐败。但是，呼吸作用要消耗体内物质，使活体逐渐衰老和干枯。因此，要长期贮藏植物性食品，必须维持它们的活体状态，又要减弱呼吸作用。低温能减弱水果和蔬菜类食品的呼吸作用，延长贮藏期限；但温度过低，会使它们冻死，这就要求有合适的冷藏温度。

鱼、肉、禽等动物性食品在贮藏时是无生命的，构成物体的细胞都已死亡，所以不能控制引起食品变质的酶的作用，也不能抵抗引起食品腐败的微生物作用。低温可以抑制酶的作用，也能阻止微生物的繁殖和生长，使食品内部的化学变化变慢，在较长的时间内能维持新鲜状态。因此，动物性食品的贮藏温度越低，保存的时间就越长。但是在冻结温度以上是不能取得明显效果的，因此必须在冻结点以下贮藏才有效。

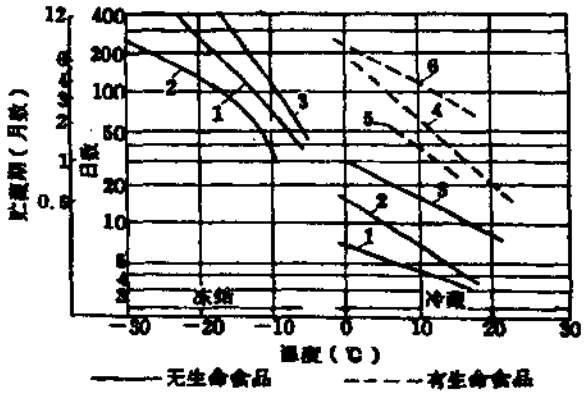


图 1-1　冷冻食品贮藏期与温度的关系

1—生鸡；2—瘦鱼片；3—牛肉；
4—长期贮藏的各种苹果；5—柑橘；6—带壳鸡蛋

综上所述，对于植物性食品来说，保持适当的低温以控制呼吸作用，一般放置在电冰箱冷藏室下部（此处温度在 0℃以上）；对于动物性食品来说，保持足够低的温度（−6～−18℃）以抑制微生物和酶的作用，放置在电冰箱的冷冻室中可保存较长时间，短时间贮藏可放置在电冰箱冷藏室的上部。各种食品的贮藏期与温度的关系见图 1-1。

1.3.4　低温的抑菌作用

细菌、酵母菌、霉菌等微生物的繁殖生长，会使食品变质和腐败。微生物要对食品成分进行分解，以获得生长和繁殖所必需的营养物质。这个过程乃是微生物所分泌的酶的作用，伴随着食品成分的分解，食品的风味变坏，品质恶化，同时由于微生物代谢中形成的中毒成分，导致食品的腐败。

在微生物中与食品中毒和腐败关系最大的是细菌。一般说来，细菌的发育和繁殖速度与温度直接有关，在某个温度范围它们繁殖得快，而离开这个范围则变得缓慢起来。这种温度范围视细菌种类而异。

与食品腐败有关的许多细菌和病原菌是嗜温性细菌，它们是导致食品在常温下变质的主要原因。这种细菌的发育大体在 10℃以下变慢，4.5℃以下时停止生长。而嗜冷性细菌在 0℃以下时发育变慢，−10℃以下时停止生长。图 1-2 是上述两种细菌繁殖的温度区域。

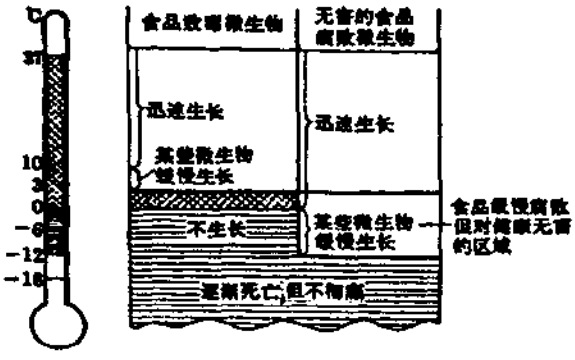


图 1-2　食品致毒和食品腐败微生物生长的温度范围

霉菌、酵母菌的发育和繁殖与温度的

标准分享网　www.bzfxw.com　免费下载

关系和细菌是相同的。酵母菌中有的在10℃或20℃附近时失去发酵活性，有的在5℃时就失去活性，也有生活在－2～－9℃的酵母菌，因此，为了防止微生物的繁殖，国际制冷协会推荐冻结食品的贮藏温度应在－12℃以下。在此状态下，原先附着在食品上的微生物是逐渐减少的，但这个过程非常缓慢，因此低温达不到杀菌目的。当温度降低到－10℃以下时，多数细菌都不能发育，但是在食品解冻后，由于表面附着水蒸气，会助长细菌的生长繁殖，所以解冻后的食品应马上食用。

1.3.5 食品的冷藏条件

食品的冷藏包括冷却食品和冻结食品的冷藏，前者简称为冷藏，后者称为冻藏。其目的都是抑制食品中的各种变化。冷藏的库温高于0℃，即稍高于食品冻结点的温度，主要用于水果、蔬菜、蛋、奶类食品，也适用于鱼、肉、禽等食品的短期贮藏。冻藏的库温通常在－18℃以下，相对湿度为96%～100%。在这样低的温度下，食品中脂肪的氧化，蛋白质的分解和变性，酶和微生物的作用都变得非常缓慢，因此冻藏的期限较长。各类食品的冷藏条件见表1-2至表1-8。

表1-2 水果的最佳冷藏条件

水果名称	冻结点（℃）	贮藏温度（℃）	贮藏湿度（%）	贮藏期（天）
甜瓜	－1.2	2.2～4.4	85～90	10～15
西瓜	－1.6	2～4	75～85	14～21
苹果	－2	－1～1	85～90	60～210
梨子	－2	0.5～1.5	85～90	30～180
桃子	－1.5	－0.5～1	80～85	14～28
李子	－2.2	－1～0	80～90	21～56
杏子	－2	0.5～1.6	78～85	7～14
樱桃	－4.5	0.5～1	80	7～21
葡萄	－4	－1～3	85～90	30～120
香蕉	－1.7	12～14	85	7～14
菠萝	－1.2	4～12	85～90	15～28
椰子	－2.8	－4.5	75	365
荔枝		1～3	90～95	20～35
芒果	－1	12～14	85～90	14～20
草莓	－0.5	－1～1	90～95	5～7
柑子	－2.2	1～2	75～80	30～90
橘子	－2.2	0～1.2	85～90	56～70
柠檬	－1	12～15	85～90	30～120
杨梅	－0.8	0	90～95	5～7
柿子	－2.2	－1.1	90	90～120
柚子	－1.1	10	85～90	30～45
核桃		7	70	365

表 1-3 蔬菜的最佳冷藏条件

蔬菜名称	冻结点(℃)	贮藏温度(℃)	贮藏湿度(%)	贮藏期(天)
青番茄	−0.6	13～21	85～90	7～21
红番茄	−0.5	7～10	85～90	4～7
黄瓜	−0.5	7～10	85～90	10～14
茄子	−0.8	7～10	90	7
青椒	−0.7	7～10	90～95	14～21
胡萝卜	−1.4	0	90～95	120～150
南瓜	−0.8	10～13	70～75	60～90
上豆(春)	−0.6	10	90	60～90
土豆(秋)	−0.6	3～4	90	150～240
扁豆	−0.7	4～7	90～95	7～10
青豌豆	−0.6	0	90～95	7～21
花菜	−0.8	0	90～95	8～30
花椰菜	−0.6	0	90～95	10～14
白菜	−0.5	0	90～95	30～60
卷心菜	−0.5	0	90～95	30～90
大头菜	−0.9	0	90～95	30～120
菠菜	−0.3	0	90～95	10～14
大蒜	−0.8	0	65～70	180～210
洋葱	−0.8	0	65～70	30～240
芹菜	−0.5	0	90～95	60～90
莴苣	−0.2	0	95	14～21
蘑菇	−0.9	0	90	3～4

表 1-4 水果和蔬果的冻结冷藏条件

名称	冷藏温度(℃)	相对湿度(%)	贮藏期(月)
杏子(加糖)	−18	95～100	12
豌浆果(加糖)	−18	95～100	12
甜浆果(加糖)	−18	95～100	8～10
桃子(加糖)	−18	95～100	8～10
杨梅(加糖)	−18	95～100	12
其他冻果(加糖)	−18	95～100	12
青豌豆	−18	95～100	12
青扁豆	−18	95～100	12
胡萝卜	−18	95～100	12
菠菜	−18	95～100	12
蘑菇	−18	95～100	8～10
黄瓜片	−18	95～100	5

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

表 1-5　肉、鱼、蛋、奶冷藏条件

名　称	贮藏温度(℃)	贮藏期限(天)	冻结点(℃)
猪　肉	0～+1.2	3～10	−2.2～1.7
鲜牛肉	0～+1	1～42	−5～−1.7
鲜羊肉	0～+1	5～12	−2.2～1.7
鲜家禽	0	7	−1.7
鲜　鱼	−0.5～+4	7～11	−1～−2
鲜　蛋	−1～+0.5	240	−2.2
牛　奶	0～+2	7	−2.8

表 1-6　肉类的冻结冷藏条件

名　称	冷藏温度(℃)	相对湿度(%)	贮藏期(月)
猪　肉	−15～−18	95～100	7～10
家　禽	−15～−18	95～100	6～8
兔　肉	−15～−18	95～100	6～8
牛　肉	−15～−18	95～100	6～8
羊　肉	−15～−18	95～100	5～7
副产品	−15～−18	95～100	5～7
猪　油	−15～−18	95～100	6～8

表 1-7　在 5℃时食品冷藏保存

名　称	保存时间(天)	保　存　条　件
肉　馅	1～2	用塑料薄膜包好，放在加盖的容器中
牛肉(薄片)	2～3	
猪肉(厚片)	3～4	
鸡　肉	1～2	
火腿、香肠	4～5	
鱼　块	2～3	
牛　奶	5～6	封装。如果开封了，要当天吃完
葡萄、水果	5～7	如果切开，必须包好
芹菜、西红柿	3～5	洗净擦干，用塑料袋装好，并封口
菠　菜	3～5	洗净，包好
豆　腐	2～3	用清水漂净，放在藏有冷水的加盖容器中

表 1-8 饮料和其他食品的冷藏条件

食品种类	食品名称	贮藏温度(℃)	贮藏期限
饮料类	汽水	5	3月
	啤酒	2～6	3月
	鲜牛奶	0～5	2天
	橘子汁	6	1月
	冰淇淋	−15	7天
	果汁	6～7	15～30天
	威士忌	14～15	长期
其他	奶油	2～4	80天
	奶油	−18	6月
	面包	8～10	7天
	面包	−18	1月
	人造奶油	−18	6月
	汤类	−18	4月

1.4 人体舒适与空气参数

1.4.1 人体热平衡和舒适感

民用建筑或公共建筑的空调统称为舒适性空调，它主要从人体的舒适感出发，确定室内空气的基本参数，并不要求较高的调节精度。

人体靠食物的化学能来补充机体活动所消耗的能量，并把多余的能量以热量的形式排出体外，以保持人体的热平衡，体温恒定(36.5℃)。人体热平衡用下式表示：

$$q_M - q_W = q_d + q_z + q_F + q_{ch},$$

式中：q_M 为人体新陈代谢产生的热量，与活动量有关，kJ/h；q_W 为用于作功而消耗的热量，kJ/h；q_d 为人体对流散热，放热为正值，吸热为负值，kJ/h；q_z 为汗水和呼出水蒸气带走的热量，kJ/h；q_F 为人体与周围物体表面之间的热辐射，可正值，也可负值，kJ/h；q_{ch} 为人体内积蓄的热量，kJ/h。

在正常的热平衡条件下，q_{ch} 应为零，这时人体因保持热平衡而感到舒适。如果周围环境温度提高，人体的对流和辐射放热减少，为了保持热平衡，通过自身调节来加强汗水分泌，以带走热量。这种情况下虽然保持了热平衡，但由于出汗而感到并不舒适。当环境温度高于体表温度时，体内热量散不出去，会积蓄起来而导致体温上升，更会破坏舒适感和有害健康。

汗的蒸发强度除与周围空气温度有关外，还与相对湿度和气流速度有关。相对湿度高时，汗水难蒸发，人感到闷热，而空气有流动时，汗易挥发而有凉爽感。

人在冷的空气环境中，人体散热加快，若比正常热平衡多散出 87W 热流量时，人会感到

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

冷，睡眠者则被冻醒。这种情况下，体表温度会下降 2.8℃，人会感到不舒适，并易感冒。

综合以上所述，人体舒适感与室内空气温度、室内空气相对湿度、气流速度有关，另外还与空气的洁净度有关。

1.4.2 室内空气参数

综合考虑舒适条件与节能等多种因素，我国的民用及公共建筑空调推荐以下的室内空气参数：

(1) 室内空气温度：夏季 26～28℃，高级建筑取低值，一般建筑取高值；人们停留时间长的建筑取低值，停留时间短的取高值。冬季 18～22℃，高级或停留时间长的取高值，一般或停留时间短的取低值。

(2) 室内相对湿度：夏季可取 40%～60%，一般或停留时间短的取高值；冬季一般不规定，对高级建筑取 35%以上。

(3) 空气平均流速：夏季可取 0.2～0.5 m/s，冬季可取 0.15～0.3 m/s。

(4) 洁净度：无特殊要求，一般在空调器的进风口都装有空气过滤网，除去空气中粒子较大的尘埃。

1.4.3 空调负荷概算指标

对民用或公共建筑的空调负荷进行结算时，可参考空调负荷的概算指标。它是指每平方米建筑面积在夏季所需的制冷负荷值或冬季所需的制热负荷值，即制冷量或制热量，如表 1-9 所示。

表 1-9 夏季空调负荷概算指标

场　所	制冷负荷(W/m^2)
旅馆、招待所	95～115
旅游宾馆	104～175
办公大楼	110～140
综合大楼	130～160
医　院	140～175
百货大楼	110～140
电影院	260～350
大会堂	190～290
体育馆	280～470

有了空调负荷的概算指标后，可根据建筑的类别、房间集中与分散的程度、空调设备的安装条件及经费预算等选择空调设备。房间比较分散的，可以选择局部式空调系统，如窗式、分体挂壁式、分体立柜式空调器等；房间比较集中的，又有设备安装条件的，可以选择中央空调系统。

第二章　制冷技术的理论基础

制冷装置中的部件大多是热工设备，系统的计算和设计又离不开热工理论。因此，要学好制冷技术，必须掌握与制冷技术有关的热力学、传热学等基础知识。

2.1　热力学基础

本节主要介绍在制冷技术中经常碰到的热力学名词、热力学第一和第二定律、气体状态参数的变化以及热力过程在 T-s 图上表示等知识，为以后介绍制冷循环打下基础。

2.1.1　名词术语

1. 基本状态参数

气体或蒸气的分子时刻处于无规则的运动中，其状态随时都可能发生变化。为了描述气体在各种状态下的特征，必须用某些物理量来确定和描写气体的性质，这些物理量称为气体状态参数。最常用的是温度、压力和比容，它们被称为气体的基本状态参数。

温度　是物体内部分子运动平均动能的标志，或者说是表示物体冷热程度的量度。两个冷热不同的物体相互接触时，一个物体放热，另一个物体吸热，热量由热的物体转移至冷的物体，放热的物体变冷，吸热的物体变热。

表示温度的标度称为温标，常用的有摄氏温标和华氏温标，前者的单位用摄氏度(℃)表示，后者用华氏度(℉)表示。摄氏温标规定在 1 个标准大气压下，清洁冰的熔点和清洁水的沸点各为 0°和 100°，在这两个点之间分 100 等分，每个等分就是 1℃。华氏温标规定在 1 个标准大气压下，清洁冰的融点和清洁水的沸点分别为 32°和 212°，在这两个点之间分 180 等分，每个等分就是 1℉。摄氏和华氏温标之间的关系为

$$t_c=\frac{5}{9}(t_F-32),$$

式中：t_c——摄氏温标，℃；

t_F——华氏温标，℉。

在热力学计算中通常使用绝对温标，也称热力学温标或开氏温标，其单位用 K 表示。它规定以水的三相点(273.16K，即 0.01℃)作为基点，每 1 个等分与摄氏温标大小一样，因此两者的关系为

$$T=t_c+273.15,$$

式中：T——绝对温标，K；

t_c——摄氏温标，℃。

在工程计算中，为了方便常近似地取

$$T=t_c+273。$$

标准分享网　www.bzfxw.com　免费下载

压力 在工程上把单位面积上所受的垂直作用力称为压力，而在物理学上称为压强。用公式表示为

$$p=\frac{F}{S},$$

式中：p——压力，Pa；

F——垂直作用力，N；

S——面积，m^2。

压力的单位为帕(Pa)，在工程计算中由于 Pa 单位太小，经常用兆帕(MPa)来代替。1MPa $=1\times10^6$ Pa。

在物理学上常用物理大气压(又称标准大气压)这个单位，它是指纬度 45°的海平面上大气的常年平均压力，其值为1 atm＝0.101 MPa。

在工程上过去常用工程大气压(kgf/cm^2)，它的值为1 kgf/cm^2＝0.0981 MPa。

由于测压仪表的工作原理建立在力的平衡原理上，其数值不是绝对值(绝对压力)，而是相对于大气压的差值，即相对压力，又称表压。绝对压力与表压之间的关系为

$$p_j=p_b+B,$$

式中：p_j——绝对压力，MPa；

p_b——表压，MPa；

B——当地大气压，MPa。

当被测容器内压力低于大气压时，其表压为负值，工程测试中称为真空度。

比容 单位质量的物质所占有的容积称比容。用公式表示为

$$v=\frac{V}{G},$$

式中：v——比容，m^3/kg；

V——容积，m^3；

G——质量，kg。

2. 热能、热量和功

一切物体都由大量的分子组成，这些分子总是永远不停地无规则运动着，分子间还有作用力。这就是分子运动论的基本观点。由于分子运动，使分子具有动能；由于分子间的作用力，使分子具有势能。物体内动能和势能的总和，称做物体的内能。内能与物体的温度、体积、质量和组成有关，对于一定质量的某种物体(如冰箱中的制冷剂)来说，当它的体积或温度变化时，都将会引起物体内能的变化。

热能 是能量的一种形式，它是物质分子运动的动能。热能是可以随物质运动由这种形式转变为另一种形式的能量。

热量 是物质热能转移时的度量，表示某物体吸热或放热多少的物理量。热量的单位为焦耳(J)或千焦耳(kJ)。

比热容 是用来衡量单位质量物质温度变化时所吸收或放出的热量。比热容的单位为 J/(kg·K)或 kJ(kg·K)。

显热 物体在加热(或冷却)过程中，温度升高(或降低)所需吸收(或放出)的热量，称为显热。它能使人们有明显的冷热变化感觉。通常可以用温度计测量物体的温度变化。

如果把一杯开水(100℃)放在空气中冷却，不断地放出热量，温度也不断地下降，但其形态仍然是水，这种放热称为显热放热。同样，把饮水放入电冰箱中，它的温度会逐渐下降，在冷却到0℃之前放出的热量也是显热。

潜热 当单位质量的物体在吸收或放出热量的过程中，其形态发生变化，但温度不发生变化，这种热量无法用温度计测量出来，人体也无法感觉到，但可通过实验计算出来，这种热量就称潜热。

例如，把一块0℃的冰加热，它不断地吸热而熔化，但其温度维持不变，直至固体的冰完全熔化成水之前。这时单位质量的冰所吸收的热量称为熔解潜热。与上述现象相反，从0℃的水中抽取热量，则会使水凝固成冰，这时单位质量的水放出的热量就称为凝固潜热。100℃的水因沸腾而汽化时，所吸收的热量称为蒸发潜热，也称汽化潜热，相反，100℃的蒸汽变成100℃的水时，所放出的热量称为液化潜热。

功和功率 使用外力去移动物体时所消耗的能量称功。功的单位为焦耳(J)或千焦耳(kJ)。单位时间内所消耗的功称为功率，其单位为瓦(W)或千瓦(kW)。

3. 物质的状态变化

物质在吸热或放热时，除了温度变化以外，还有状态的变化，即由固态→液态→气态，或者相反。这也就是说自然界里的物质在不同的条件下，以不同的状态存在，即固态、液态和气态，这三种状态可以相互转化，见图2-1。气体变成液体的过程称为冷凝(或液化)，液体变成固体的过程称为凝固；固体变成液体的过程称为熔解，液体变成气体的过程称为汽化；固体直接变成气体的过程称为升华，反之称为固化。

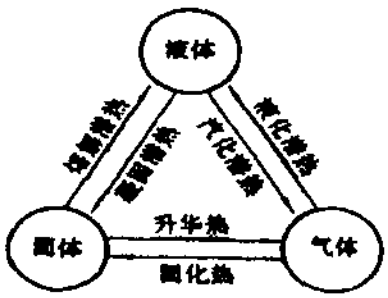


图2-1 物质状态变化

物质在状态变化过程中，总是伴随着吸热或放热现象，这种形式的热量统称为潜热，如熔解潜热、凝固潜热、汽化潜热、液化潜热、升华热和固化热。在制冷系统中，研究物质在低温和高温条件下的状态变化很有意义，例如在冷凝器中，制冷剂在高温和高压条件下放热而液化；而在蒸发器中，制冷剂在低温和低压条件下吸热而汽化。因此，利用制冷剂的状态变化，可以实现制冷目的。

汽化有两种形式，即蒸发和沸腾。

在任何温度下，液体的外露表面的汽化过程称为蒸发。蒸发在日常生活中能经常见到，例如放在杯子里的酒精很快会蒸发掉，湿衣服在阳光下被晒干等。物质在蒸发过程中，为了实现其状态变化，一定要从周围介质中吸收热量。

在一定的温度(沸点)下，液体内部和表面同时发生剧烈的汽化过程称为沸腾。这时，液体内部形成许多小气泡上升至液面，迅速汽化并吸收周围介质中的热量。

在制冷技术中，制冷剂在蒸发器内不断吸收周围空气或水的热量，由液体变成气体，实际上这是沸腾，但习惯上常称为蒸发，相应的换热器称为蒸发器。

物质从气态变成液态的过程称为冷凝或液化。例如，水蒸气遇到冷物体时就会凝结成水珠。水蒸气液化比较容易，但有些气体的液化则需要较低温度和较高的压力。在电冰箱中，制冷剂氟利昂(R12)在室温下液化，需要加压到0.6 MPa(6个大气压)以上，才能在冷凝器中冷凝成氟利昂液体。冷凝过程中要放出液化潜热。

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

冷凝是汽化的相反过程，在一定的压力下，蒸气的冷凝温度与液体的沸点相等，汽化潜热与液化潜热的数值相等。

4. 液化气体的性质

饱和温度和饱和压力 装在密闭容器里的液体，从液面飞升出来的分子不可能扩散到其他地方去，只能聚积在液体上面的那个空间里，作无规则的运动。其中一部分气体分子碰撞液面时，又回到液体中去，一部分新的分子又从液面上飞升到气空间，当两者达到平衡时，气空间里的气体比容不再变化，液体和它的蒸气处于动态平衡状态，蒸气中的分子数不再增加，这种状态称饱和状态。在此状态下的蒸气称为饱和蒸气，饱和蒸气的温度称为饱和温度，饱和蒸气的压力称为饱和压力。

过冷和过热 在饱和压力的条件下，继续使饱和蒸气加热，使其温度高于饱和温度，这种状态称为过热。这种蒸气称为过热蒸气。饱和液体在饱和压力不变的条件下，继续冷却到饱和温度以下称为过冷。这种液体称为过冷液体。

临界温度与临界压力 各种气体当压力升高时，其比容减小。随着压力继续升高，蒸气的比容逐渐接近于液体的比容，当两者相等时，称为临界状态。对应于临界状态点的温度称临界温度，压力称临界压力，比容称临界比容。每一种气体都有一临界点，临界温度对气体液化有很大意义，因为在临界温度以上的蒸气，无论加多大的压力，都不能液化。

2.1.2 热力学第一定律及焓

1. 热力学第一定律

阐述能量相互转换与守恒的热力学第一定律可表达为：在任何发生能量转换的热力过程中，转换前后能量的总量维持恒定。它是自然界的一个普遍规律，是对参与热力过程的各能量之间量的关系进行分析的基本依据。在制冷技术中，它可确定制冷循环中各种能量在转换过程中的数值，制冷系统与外界的能量交换的主要形式是做功和热量传递。

2. 气体的压缩功及压容图(p-v 图)

气体压缩时，外力对气体做功。图2-1为一个理想的气缸，活塞在气缸里可作无摩擦运动，气体的压力为 p，比容为 v，当活塞在外力作用下使活塞向左移动，气体的比容减小，外力对气体做功，这功称为压缩功。反之，当气缸内压力大于外部大气压力时，活塞要向右移动，气体膨胀使比容增大，气体对外界做功，这功称为膨胀功。在热力学中规定：膨胀功为正功，压缩功为负功。

假设气缸里有1 kg 气体，其压力为 p_1，所占的容积为 v_1，在 p-v 图上用 1 点表示它所处状态；如果对活塞施加外力 f，使活塞向左移动，如果保持气缸压力 p_1 不变，活塞移动后到达 2 点，气缸里气体比容减小到 v_2，其压缩过程在图 2-2 中为一横线 1-2。在活塞无摩擦的理想情况下，对1 kg 气体而言的压缩功为

$$L=FpS=p(v_1-v_2)。$$

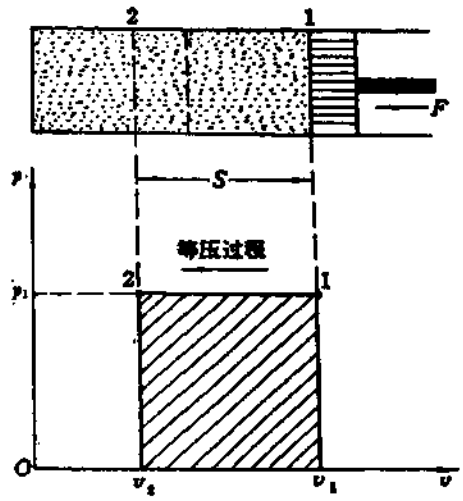


图 2-2 等压过程 p-v 图

式中：L——压缩功，J；

F——活塞面积，m^2；

p——压力，Pa；

S——活塞行程，m；

v_1、v_2——比容，m^3/kg。

上式中的压缩功 L 值在 p-v 图上正好是过程线 1-2 下的一块面积。

在实际的压缩过程中，由于气体压力的不断升高，使计算就变得更复杂了。但还是可以利用 p-v 图，将压缩过程分成许多微小的压缩过程来计算，在这个微小的过程中，压力变化相当小，就可以近似地看成是等压过程，那么还是可以用公式表示为

$$L=\int_S F p\mathrm{d}S=\int_{v_1}^{v_2} p\mathrm{d}v。$$

因此，利用 p-v 图可非常方便地计算出压缩功。p-v 图在热力工程中又叫做示功图。

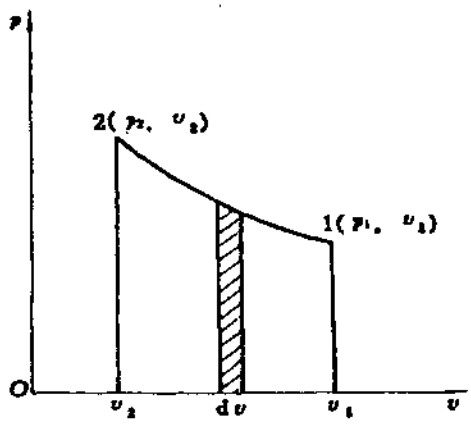


图 2-3　非等压过程 p-v 图

2. 内能和焓

当施加外力对气体压缩时，它从外界得到一定的压缩功，由热力学第一定律知道，有一定的外界能量输入，它不会自行消失，一定贮存在气体内部。这种贮存在气体内部的能量被称为内能。从分子运动的观点来分析，气体的内能与分子的运动和分子间的作用力有关，即内能是分子动能和势能的总和。内能是一个气体状态参数，但它不能直接测量，而是用热力学第一定律推论来的。对于1 kg 气体而言，内能用 u 表示，单位为 J/kg。由于 u 无法测出，实际计算中只用其相对变化值，一般假定 0℃状态下的气体内能为零。

在热力工程计算中，经常碰到气体内能和推动功 pv 两项，它们的和称为焓，用符号 i 表示为

$$i=u+pv。$$

从上式可看出，焓由三个状态参数 u、p、v 复合而成，因此它也是气体状态参数。在热机工程和制冷工程中，焓经常用到，而且使计算大大简化。

与内能一样，焓值也不能直接测量，只能用其相对值。制冷工程中一般假定 0℃饱和液体的焓为 200 或 500，于是各种状态下的焓值便可确定。

由于焓包含在气体内部，因此它是随气体（制冷剂）流动的能量。这对换热器热力计算很重要。

2.1.3　热力学第二定律和第三定律

1. 热力学第二定律

热力学第二定律阐述了热功转换的方向、条件及限制。有几种等效表达：(1) 不可能把热量从低温物体传至高温物体而不需要附加条件（如制冷机）；(2) 不可能从单一热源取热量使之变为有用功而不产生影响；(3) 不可能造出一种机器在循环动作中把一重物提升而同时使

标准分享网 www.bzfxw.com 免费下载

一热库冷却。制冷装置是根据热力学第二定律，用消耗一定的压缩功或热能（或电能）作为补偿条件，把热量从低温库传递到外界的高温环境中，从而达到连续制冷的目的。

2. 热效率和制冷系数

动力工程中将热能转变为机械功的设备称为热力发动机或热机。如果一热机从一热源吸取了 Q 的热量，根据热力学第二定律，只能把其中的一部分能量转变成机械功 L。热机输出功与吸取热量之比称热效率，即

$$\eta_t=\frac{L}{Q}。$$

根据热力学第二定律，η_t 总是小于 1，因为吸热 Q 中的一部分$(Q-L)$不能被利用，而要排放到周围环境中去。

对于制冷机来说，根据热力学第二定律，要把低温库中的热量 Q_0 排放到高温的环境中，必须消耗一定的机械功 L。为了评定制冷机的性能，便引出了制冷系数 ε，即

$$\varepsilon=\frac{Q_0}{L}。$$

ε 的值可以大于 1，ε 愈大，则在相同的条件下，该制冷机的性能愈好。因此，制冷技术的重要任务之一是不断提高制冷系数 ε。

3. 热力学第三定律

它是研究低温现象而得到的一个热力学定律，指出：不可能用有限个手续使一个物体冷却到绝对温度零度（0 K）。换句话说，0 K 只能无限地接近，但无法达到。

2.1.4 熵及温熵图（T-s 图）

1. 熵

熵是表征工质状态变化时，与外界换热程度的一个导出的热力状态参数。对1 kg 工质而言，熵用符号 s 表示，单位为 kJ/(kg·K)。与焓一样，熵的绝对值也无法测定，只需了解工质状态变化时熵的变化情况，即用其相对值。

1 kg 工质在等温加热过程中，从外界加入热量 q，加热时的温度为 T（绝对温度），加热前后的熵分别为 s_1 和 s_2，对于理想过程可得到

$$s_2-s_1=\frac{q}{T},$$

或

$$q=T(s_2-s_1)。$$

因此，引入状态参数熵以后，理想过程的热力计算就很方便，在制冷技术中也很有用处。

当 $s_2>s_1$ 时，$q>0$，表示工质从外界吸收热量；当 $s_2<s_1$ 时，$q<0$，表示工质对外界放热；当 $s_2=s_1$ 时，$q=0$，表示等熵过程，即绝热过程。显然，对于制冷剂的理想绝热过程来说，是一个等熵过程。

2. T-s 图

在热力设备中，常用 T-s 图来计算工质与外界换热量的大小。用绝对温度 T 为纵坐标，用熵 s 作横坐标，所构成的热力状态图称温熵图（T-s 图），如图 2-4 所示。在图中的任一点都代表工质的某种状态，某状态变化可用过程线来表示，平行纵坐标的为等熵过程，平行横坐标的为等温过程。图中 1-2 为等温过程，该过程吸收的热量 $+q$ 用 1-2 线下面的面积 1-2-3-4-1 表示；1-2′ 过程为放热过程，放出热量 $-q$ 用面积 1-2′-3′-4-1 表示；1-2″ 为等熵过程，过程线 1-2″ 下

面面积为零，无吸放热，因此 1-2″为绝热过程。

如果过程中T是变化的，那么在T-s图上的过程线是一曲线，如图2-5所示。在这种

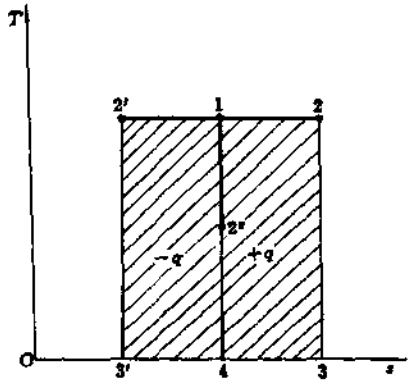


图 2-4　T-s 图

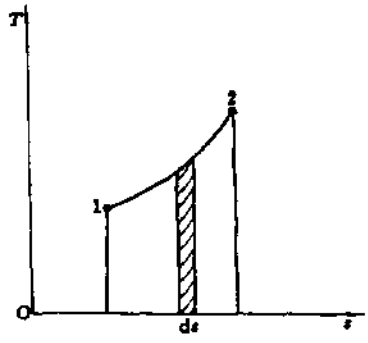


图 2-5　一般过程的 T-s 图

情况下，把过程 1-2 分成许多微小过程，即在横坐标上为许多个 ds，在每个微小过程中 T 可看作不变，这个微小过程的吸放热可用过程线下的面积来表示。由于 T-s 图能反映一个过程的吸热或放热，因此在热力过程中又称示热图。

3. 氟利昂(R12)的 T-s 图

图 2-6 为氟利昂(R12)在定压下汽化过程的 T-s 图，该过程经历三个阶段，呈现五种状态：1°-1′-1″-1 为这一过程线，其中 1°-1′ 为液体加热阶段，点 1′ 为饱和液体；1′-1″为湿蒸气汽化阶段，点 1″为干饱和蒸气；1″-1 为蒸气过热阶段，点 1 为过热蒸气。

图中过程线 2°-2′-2″-2 与 1°-1′-1″-1 的不同点：压力提高后饱和温度升高，即液体的沸点提高；压力的提高使汽化过程缩短。若继续提高压力，得到与上述类似的情况。将不同压力下的 R12 汽化过程线画在 T-s 图上，见图 2-6，并作如下处理：

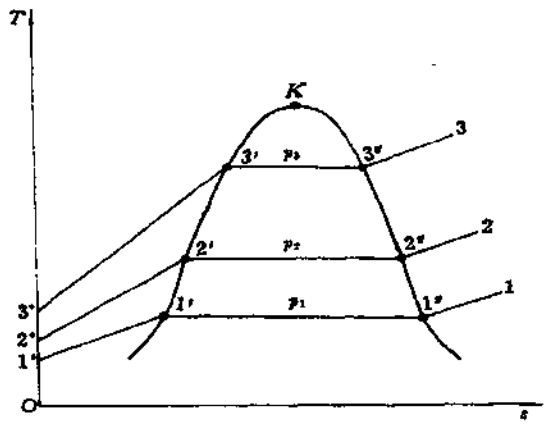


图 2-6　R12 的 T-s 图

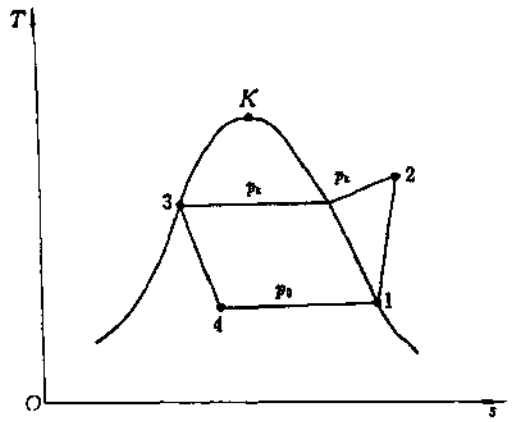


图 2-7　热力过程 T-s 图

(1) 将不同压力下代表饱和液体的各点连起来，得到一条饱和液体线 1′-2′-3′……，称为下界线。

(2) 将不同压力下代表干饱和蒸气的各点连起来，得到一条 1″-2″-3″……，就是干饱和蒸气线，称上界线。

标准分享网　www.bzfxw.com　免费下载

(3) 上界线与下界线的交点 K 称为临界点，在临界压力下，液体汽化阶段缩短为一点即汽化在一瞬间完成。

这样，在R12的 T-s 图上可归纳出如下要点：

一点(临界点)；二线(上界线、下界线)；三区域(下界线左边的过冷液区、上界线右边的过热蒸气区、两线之间的湿蒸气区)；五状态(过冷液体、饱和液体、湿蒸气、干饱和蒸气、过热蒸气)。

利用 T-s 图可以很方便地表示和分析制冷装置的热力过程，如图 2-7 所示。1-2 为压缩机中的绝热等熵过程，从 1 吸入干饱和蒸气，排出过热蒸气，排出压力为 p_k；2-3 为冷凝器里的等压冷凝过程；3-4 为节流阀(毛细管)中的等焓节流过程；4-1 为蒸发器中的等压(p_0)汽化吸热过程。

2.2 传热学基础

热力学第二定律阐述了传热的方向，但没有涉及传热形式和具体过程。热量从高温物体(或空间)向低温物体(或空间)传递的过程是很复杂的，其基本形式有三种，即导热、对流和辐射。

2.2.1 导热

导热又称热传导。物体各部分温度不同时，热量从物体的一部分传递到另一部分，或者温度不同的物体接触时，热量从温度高的物体传递给温度低的物体的过程，称为导热。导热是在固体、静止液体或气体中由分子振动而引起的传热现象。导热总是在温度降低的方向上发生，而且是固体中唯一可能发生的传热现象。

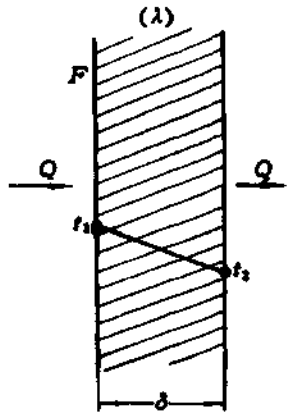


图 2-8 单层平壁导热

下面讨论通过单层平壁的导热，如图 2-8 所示。两个平行壁面之间的距离为 δ，两壁面之间的温差为 $t_1-t_2=\Delta t$，考虑的导热面积为 F，则单位时间里通过平壁的热量(即导热量)

$$Q=F\frac{\lambda}{\delta}(t_1-t_2)=F\frac{\lambda}{\delta}\Delta t。$$

式中：Q——导热热流，kJ/h；

F——面积，m^2；

λ——平壁的导热系数，kJ/(m·h·K)；

δ——平壁厚度，m；

$\Delta t=t_1-t_2$——温差，由于温差是相对值，用℃或 K 表示都可以。

如果用单位面积的导热量(即热流)来表示，则上式为

$$q=\frac{Q}{F}=\lambda\frac{\Delta t}{\delta}=\frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda}}。$$

式中：q——热流，kJ/($h\cdot m^2$)；

$\frac{\delta}{\lambda}$——导热热阻，m^2·h·K/kJ。

导热系数是材料的固有物理参数(见表 2-1)。λ 大的表明材料导热性好,通常称为导热材料,如钢、铜等;λ 小的表明材料导热性差,通常称为绝热材料,如玻璃棉、发泡塑料等。

表 2-1 常见材料的导热系数 λ(kJ/(m·h·K))

材 料	λ	材 料	λ
铜	1386	玻 璃	2.86
铝	735	玻 璃 棉	0.13
钢	201.6	发泡塑料	0.08
新霜层	0.38	空 气	0.08
老霜层	1.76	水	2.14

在一定的温差条件下,热流 q 与导热热阻 δ/λ 成反比,即热阻越大,热流越小。减少热阻,可以增加换热器的传热,因此一方面要减少换热器的壁厚,也要避免或减少换热器内外表面油膜和霜层等出现或减小它们的厚度。

对于多层平壁,其导热公式为

$$Q=\frac{F\Delta t}{\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\cdots\frac{\delta_n}{\lambda_n}}。$$

式中:$\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\cdots\frac{\delta_n}{\lambda_n}$——$n$ 层平壁的总导热热阻,$m^2\cdot h\cdot K/kJ$。

2.2.2 对流换热(简称对流)

流体与固体表面接触时由于流体本身的运动而引起的传热过程,或流体内部因各部分的温度不同而发生流体运动所引起的传热过程,称为对流换热。其实,对流换热过程中除了因流体质点运动而引起传热外,其中还包含了界面上的导热和流体内部的导热。因此,对流换热是一个很复杂的传热过程,至今还未能用精确的方程式来计算,而是用试验方法确定。

根据牛顿公式,对流可写出下列公式:

$$Q=\alpha F\Delta t。$$

式中:Q——对流热流,kJ/h;

α——对流换热的放热系数,$kJ/(m^2\cdot h\cdot K)$;

F——放热面积,m^2;

Δt——温差,℃。

与导热热阻相对应,$1/\alpha$ 称为对流热阻,单位为 $m^2\cdot h\cdot K/kJ$。α 的值见表 2-2。

2.2.3 辐射换热(简称辐射)

辐射是通过电磁波传递热量的过程。物体可以通过各种形式发射辐射能,由于温度原因发生的辐射称为热辐射。热辐射的电磁波是由物体内部微观粒子在运动状态改变时激发出来的,在辐射过程中,物体不断把它的热能转变成辐射能,随着物体温度的变化,辐射能也相

应变化。

表 2-2 常见流体放热系数 α(kJ/(m²·h·K))

流体和状态	α	流体和状态	α
气体(静止)	4～20	液体(流动)	200～1000
气体(流动)	10～50	冷凝面	1600
液体(静止)	70～300	蒸发面	1700

物体以辐射或吸收的形式进行的换热过程，称为辐射换热，简称辐射。物体的辐射与温度有关，即使在同一温度下，不同物体的辐射与吸收能力也大不一样。

辐射换热过程中，单位时间里通过单位面积上辐射热量与温度之比，称为辐射换热系数，常用符号 α_r 来表示，单位为 kJ/(m²·h·K)。因此，两物体之间的辐射换热量为

$$Q=F\alpha_r\Delta t。$$

式中：Q——辐射热流，kJ/h；

α_r——辐射换热系数，kJ/(m²·h·K)；

Δt——辐射物体间温差，℃。

显然，α_r 是随温度而剧烈变化的函数。实际上，辐射换热与物体绝对温度的四次方成正比。

实际物体的辐射，除与温度有关外，还与物体表面的粗糙度和颜色深浅有关，表面越黑越粗糙，辐射能力就越强。

在制冷装置中，由于温度较低，温差也较小，在其传热计算中忽略辐射换热，以使计算简化。只有在冷库与空调设计中，计算热负荷时才把太阳辐射热考虑进去。

2.2.4 传热基本方程

1. 平壁传热

图 2-9 所示为一个典型的平壁例子，厚度为 δ 的平壁两边为温度 t_1 的热流体和温度为 t_2 的冷流体，传热过程分为三个阶段：热流体到右壁面的对流；平壁内部的导热；右壁面到冷流体的对流。当传热过程稳定时，从左到右通过热流体、平壁、冷流体的热流是同一值，因此传热量可用下式表示：

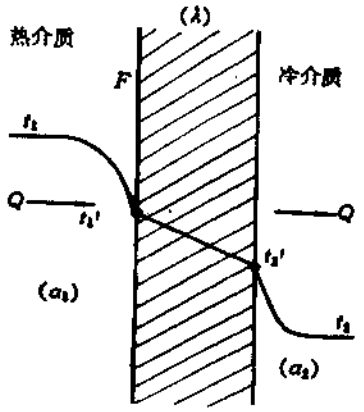


图 2-9 单层平壁传热

(1) 热流体对平壁对流放热的热量

$$Q=\alpha_1F(t_1-t_1')。$$

式中：α_1——对流放热系数，kJ/(m²·h·K)；

F——传热面积，m²；

t_1、t_1'——热流体和热壁面温度，℃。

(2) 平壁导热的热量

$$Q=\frac{\lambda}{\delta}F(t_1'-t_2')。$$

式中：δ——壁厚，m；

λ——导热系数，kJ/(m·h·K)；

t_2'——冷壁面温度，℃。

(3) 由冷壁面向冷流体的对流放热的热量

$$Q=\alpha_2 F(t_2'-t_2)。$$

式中：α_2——冷壁面到冷流体的放热系数，kJ/(m²·h·K)；

t_2——冷流体温度，℃。

将上述三方程式经代数变换后可得

$$Q=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}}F(t_1-t_2)。$$

式中：Q——传热量，kJ/h；

$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}}=K$——传热系数，kJ/(m²·h·K)；

F——传热面积，m²；

t_1-t_2——从热流体到冷流体的平均温差，因此传热方程式可简化为

$$Q=KF(t_1-t_2)。$$

传热系数的倒数称做总热阻，它是各部分热阻的总和，可表示为

$$K=\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}。$$

在热力设备的换热器壁面两边总有水垢、污垢、油漆层等，这种情况下通过壁的传热应作为多层平壁计算，当各层的导热系数为 λ_1，λ_2，λ_3，λ_4，…，λ_n，壁厚为 δ_1，δ_2，δ_3，…，δ_n 时，其总热阻可用下式计算：

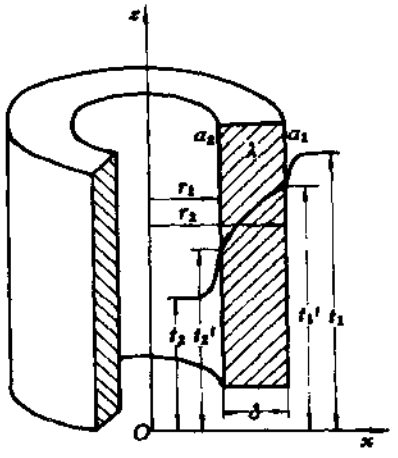


图 2-10　单层圆管传热

$$\frac{1}{K}=\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta_1}{\lambda_1}+\frac{\delta_2}{\lambda_2}+\frac{\delta_3}{\lambda_3}+\cdots+\frac{\delta_n}{\lambda_n}+\frac{1}{\alpha_2}。$$

平时对各种换热器壁上水垢、污垢、油垢的清理，其目的是为了减少热阻，增强传热。

2. 光滑圆管传热

单层圆管的传热(见图 2-10)可按下式计算

$$Q=\frac{2\pi l(t_1-t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 r_1}+\frac{1}{\lambda}\ln\frac{r_2}{r_1}+\frac{1}{\alpha_2 r_2}}。$$

式中：Q——传热量，kJ/h；

L——圆管长度，m；

t_1、t_2——热流体和冷流体的温度，℃；

α_1、α_2——热流体和冷流体的放热导数，kJ/(m²·h·K)；

r_1、r_2——圆管的内外半径，m。

当 r_1 和 r_2 用直径 d_1 和 d_2 代替时，上式可写成

$$Q=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2 d_2}}\pi l(t_1-t_2)。$$

圆管壁的热阻为

$$\frac{1}{K}=\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2 d_2},$$

最后可以得到

$$Q=K\pi l(t_1-t_2)。$$

当管子为薄壁管时，d_1 和 d_2 接近，管壁热阻公式可简化为

$$\frac{1}{K}=\left(\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}\right)d_{12}。$$

式中：δ——壁厚，$\delta=\frac{1}{2}(d_2-d_1)$，m；

d_{12}——平均直径，$d_{12}=\frac{1}{2}(d_1+d_2)$，m。

在实际计算中，并不是总是以管子平均直径来计算的，只有当管内外放热系数相接近时才这样。当两侧放热系数相差较大时，以放热系数小侧的直径作为计算直径，对计算结果无多大影响。

3. 肋片管传热

各种制冷换热器的设计，必须设法增强传热，以减少换热器的重量和尺寸。在传热温差一定的条件下，强化传热的目标是提高传热系数，即降低热阻。从热阻公式即$\frac{1}{\alpha_1}+\sum\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}$来看，减小任意一项均可以，但实际上我们只要注意其中热阻最大的一项，因为它是起主导作用的。

在换热器设计中，经常在换热系数小的一侧装上肋片如图 2-11 所示，其结果是增加了那侧的传热面积，提高了传热效果。

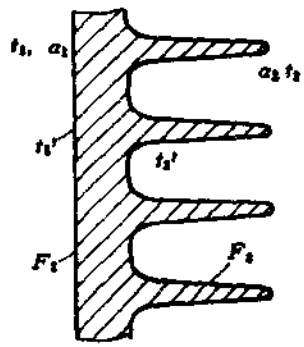


图 2-11　肋片圆管

通过肋片壁面的传热公式可写成

$$Q=\frac{t_1-t_2}{\frac{1}{\alpha_1 F_1}+\frac{\delta}{\lambda F_1}+\frac{1}{\alpha_2 F_2}}。$$

式中：α_1——光滑表面放热系数，kJ/(m²·h·K)；

α_2——肋片表面放热系数，kJ/(m²·h·K)；

δ——壁厚，m；

λ——壁的导热系数，kJ/(m·h·K)；

F_1——光滑表面面积，m²；

F_2——肋片表面面积，m²；

t_1-t_2——两种介质的传热温差，℃。

如果按光滑表面计算传热，则得

$$Q=K_1F_1(t_1-t_2),$$

式中：

$$K_1=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}\cdot\frac{F_1}{F_2}}。$$

如果按肋片表面计算传热，可得

$$Q=K_2F_2(t_2-t_1)，$$

式中：

$$K_2=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}\cdot\frac{F_2}{F_1}+\frac{\delta}{\lambda}\cdot\frac{F_2}{F_1}+\frac{1}{\alpha_2}}。$$

肋片表面积与光滑管表面积之比称肋化系数。

对于肋片高度不大的管子，用上述分式计算其误差不大，因为在这种情况下肋片顶部和根部的温度比较接近。肋片必须与管子紧密联系成一体，否则会有很大的接触热阻，影响传热效果。

4. 平均温差的计算

在换热器中，流体温度沿着流动方向是不断变化的，而且两种流体之间的温差也不能保持一定。而在前面传热公式中的温差 $\Delta t=(t_1-t_2)$ 是指平均温差，它的计算方法有两种，算术平均温差和对数平均温差。

当两种流体的入口温差 Δt_1 和出口温差 Δt_2 相差不大时，则平均温差可取 Δt_1 和 Δt_2 的算术平均值，即

$$\Delta t=\frac{\Delta t_1+\Delta t_2}{2}。$$

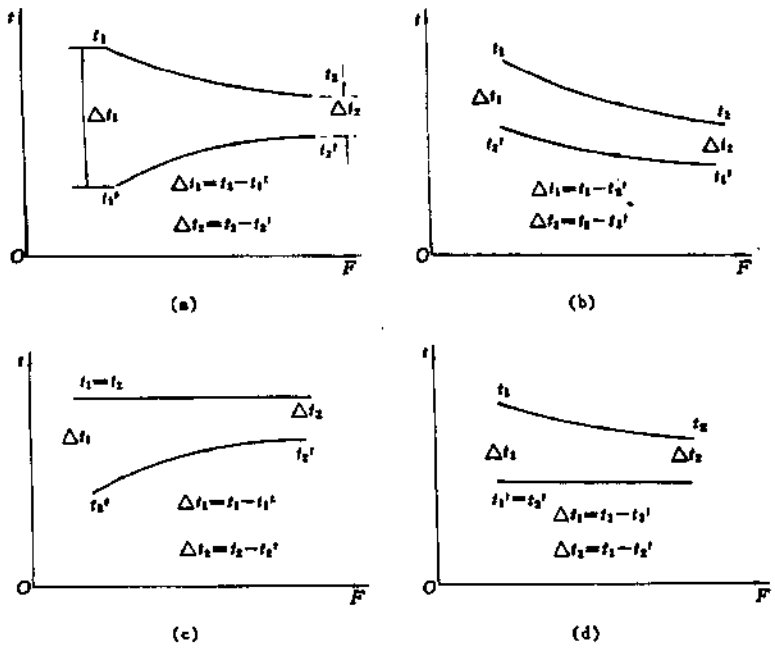


图 2-12　冷热介质流动时温度变化及温差图

如果出、入口温差比较大，而且流体温度以曲线规律变化时，就必须采用对数平均温差。其计算公式为

$$\Delta t=\frac{\Delta t_1-\Delta t_2}{2.3\log\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}。$$

式中：Δt_1——入口温差，℃；

Δt_2——出口温度，℃。

在制冷工程中，冷热介质之间的温度变化常有以下几种形式（见图 2-12）。

（1）吸热与放热介质同方向平行流动，即顺流；

（2）吸热与放热介质反方向平行流动，即逆流；

（3）放热介质温度不变，吸热介质温度是变化的，例如在冷凝器中；

（4）吸热介质温度不变，放热介质温度是变化的，例如在蒸发器中。

2.3 流体力学基础

研究流体性质及其运动规律的科学称为流体力学。气体和液体统称为流体，它们的共性是都具有流动性，其差别是性质上有很大的不同。制冷装置中制冷剂处在气体和液体状态，另外润滑油也是流体，所以研究制冷装置，必须用到最基本的流体力学知识。

2.3.1 液体内的压力与帕斯卡定律

在静止液体内部同一点上各个方向的压力（物理中称压强）都相等，而且随着深度的增加，压力也增加。在液体内部某一深度处，由它上面液体所产生的压力

$$p=\rho gh。$$

式中：ρ——液体密度，kg/m^3；

g——重力加速度（海平面上 $g=9.8$）；

h——深度，m。

当液体表面已有一压力（如大气压力）p_0 时，则液体内部 h 深度处的总压力

$$p=p_0+\rho gh。$$

从上式也可看到，当液体表面增加一压力 p_0 时，在液体内部任何一点处的压力也会增加同一数值。

在密闭容器内部的液体，能把它在一处受到的压力传递到液体内部的各个方向，其大小并不改变。这个压力传递规律称帕斯卡定律。

如图 2-13 所示水压机，就是根据帕斯卡定律的原理制造的。在小活塞面积 a 上加一小力 f，其压力 $p=f/a$，它由连通管里液体大小不变地传到大活塞面积 A 上（即 $p_a=p_A$），因 $f/a=F/A=p_a$，所以 $F=f\cdot A/a$。由于 $A/a>1$，因此水压机是一种力的放大装置，其放大系数由两个活塞面积比值决定。

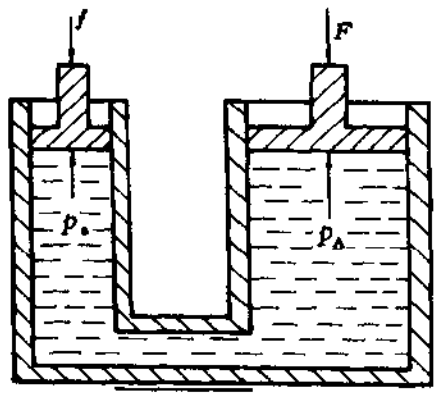


图 2-13 水压机原理图

2.3.2 理想流体与稳流

河流中的水，空气中流动的气流，输送管道中的液体等，都是实际流体。由于实际流体的运动比较复杂，受很多因素影响，为了简化分析，我们往往忽略次要因素，只保留起主导作用的主要因素，理想液体就是在上述情况下提出的一种理想模型。

实际液体是可以压缩的，对于液体来说，其压缩性一般很小，是一个次要因素，考虑问题时可以忽略不计。但对气体来说，它是可以压缩的，且压缩性较大。由于它的流动性很大，只要施加很小的压力差，气体就可迅速流动起来，而这个小压力差所引起各处密度的变化是很小的。因此对于流动着的气体，其压缩性也可以忽略。

实际液体流动时，其内部相邻两层之间有摩擦力，产生相互牵制，这种摩擦称做内摩擦。这种相互牵制的性质称做流体的粘滞性，实际流体如水、酒精等粘滞性很小，气体的粘滞性更小，因此往往把粘滞性也作次要因素而加以忽略。

如上所述，忽略了压缩性和粘滞性之后，只有流动性才是决定流体运动的主要因素，为了突出液体的这一特征，我们引入理想流体这一模型。绝对不可压缩，又完全没有粘滞性的流体，称为理想流体。

流体的流动一般是很复杂的，这不仅是因为流体在同一时刻在空间各点流体质点的流动速度不一定相同，而且在不同时刻经同一点的流体质点流速也不一定相同，也就是说流体的流动情况随空间和时间而变。

流体流动时，如果流体所占空间每一点的流速都不随时间而变，这种流动就称做稳定流动，简称稳流。

稳定流动中，流体质点运动时所画出的轨迹，称做流线。它是形象地描述液体流动而假设的线，实际是不存在的。

2.3.3 流体的连续性方程

在稳定流动的流体内，如果经过一小面积 A 画出所有的流线（见图 2-14(a)），则被这一束流线围成的管状区域，称做流管。因为流体质点在空间同一点只可能有一个速度，所以各流线是不能相交的。因此，流管内的流体不能流出管外，管外的流体也不能流入管内，犹如在真实的光滑管道中流动的流体那样。

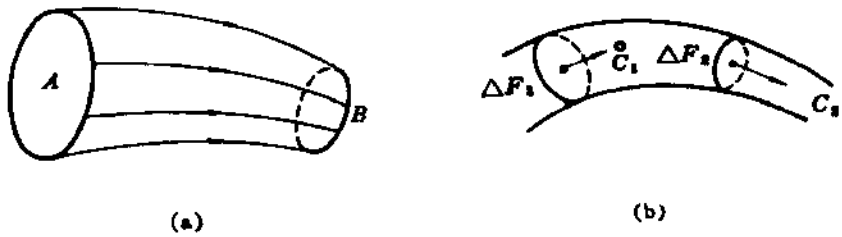


图 2-14 流管及流体在流管中的流动

当我们在流体内任取出一股细小流管，并作任意两个垂直于流管的截面 ΔF_1 和 ΔF_2，如图 2-14(b)所示。如果在 ΔF_1 处的流速等于 C_1（因流管很细，可认为横截面上各点流速相等），在

ΔF_2 处流速为 C_2，对于不可压缩流体而言，单位时间内流过 ΔF_1 的流体体积 ΔF_1C_1 应与流过 ΔF_2 的流体体积 ΔF_2C_2 相等，即

$$\Delta F_1C_1=\Delta p_2C_2。$$

上述数学表达式称做流体的连续性方程。它表明：在理想流体的稳定流动中，单位时间内流过同一流管的任何截面的流体体积相等；或者说是通过同一流管任一截面的流速与截面积成反比。

2.3.4 伯努利方程及其应用

理想流体作稳定流动时，流体中某点的压力、流速和该点高度之间的关系，称伯努利方程。它是流体力学的一条基本定律。

图2-15表示理想液体在重力场中做稳定流动。在流体中任取细小流管中的一段液体，设在某一时刻，该段流体在 a_1a_2 位置，经过极短时间 Δt 之后，该段流体到达 b_1b_2 位置。对于稳定流动，当液体由 a_1a_2 经过 Δt 到达 b_1b_2 位置后，其中 b_1a_2 段液体的动能和势能是不变的，因此可以认为，能量的变化只是指在 Δt 时间里小块流体 a_1b_1 移到了 a_2b_2 位置。这样，便可以用功能原理研究小块流体的机械能变化。

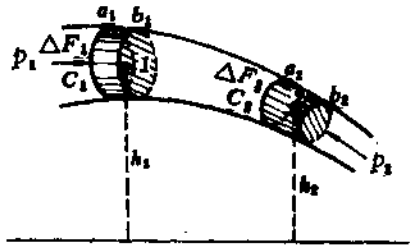


图 2-15　重力场中理想流体作稳定流动

设小块流体 a_1b_1 和 a_2b_2 的中心分别为 1 和 2，1 处流体的压力为 p_1，截面积为 ΔF_1，流速为 C_1，距参考平面的高度为 h_1；在位置 2 处则分别为 p_2、ΔF_2、C_2、h_2，则小块流体在 1 和 2 处的机械能分别为

$$E_1=mgh_1+\frac{1}{2}mC_1^2;$$

$$E_2=mgh_2+\frac{1}{2}mC_2^2。$$

式中：m——小块流体的质量。小块流体由 1 到 2 时的机械能增量

$$E_2-E_1=\left(mgh_2+\frac{1}{2}mC_2^2\right)-\left(mgh_1+\frac{1}{2}mC_1^2\right)。$$

现在来研究外力对小块流体的做功，由于它所受的重力是小块流体和地球这一系统的内力，可以不加考虑。只有四周流体对它的压力是外力，又因流管外侧流体对小块流体的压力是与它的运动方向垂直的，因此不做功。只有两侧的压力 p_1、p_2 是做功的外力，根据运动方向，$p_1\cdot\Delta F_1$ 做正功，$p_2\cdot\Delta F_2$ 做负功。外力所做的总功

$$W=p_1\Delta F_1C_1\Delta t-p_2\Delta F_2C_2\Delta t。$$

因理想流体是不可压缩的，所以

$$\Delta F_1C_1\Delta t=\Delta F_2C_2\Delta t=\Delta V。$$

上式可改写为

$$W=(p_1-p_2)\Delta V。$$

根据功能原理，$W=E_2-E_1$，又 $m=\rho\Delta V$，便得到

$$(p_1-p_2)\Delta V=\rho\Delta V\left(gh_2+\frac{1}{2}C_2^2\right)-\rho\Delta V\left(gh_1+\frac{1}{2}C_1^2\right),$$

整理后得到

$$p_1+\rho gh_1+\frac{1}{2}\rho C_1^2=p_2+\rho gh_2+\frac{1}{2}\rho C_2^2,$$

因位置1、2是任取的，所以对同一细流管中的任一点都有

$$p+\rho gh+\frac{1}{2}\rho C^2=\text{恒量}。$$

以上两式即为伯努利方程的数学表达式。它表明：在同一流管中(或同一流线上)任意一点处，单位体积流体的功能、重力势能及压力能之和相等。它实质上是包括压力能在内的机械能守恒定律。

下面用伯努利方程来分析水平流管里压力和流速的关系。水平流管中各点的高度不变，因此重力势能 ρgh 为常量，于是得到

$$p+\frac{1}{2}\rho C^2=\text{恒量}。$$

上式表明，在同一水平流管里，流速小的地方压力大，流速大的地方，压力小。由连续性方程知道，管子截面小处流速大，截面大处流速小。因此可得：理想流体在同一水平流管内稳定流动时，在截面大的地方，流速小，压力大；面截面小的地方，流速大，压力小。

上述关系，如果用透明的玻璃管做水平稳定流动实验，可看到如图 2-16 所示情况。在 A 处，截面大，流速低，压力高(表现出有较高的水柱 h_1)；在 B 处，截面小，流速大，压力低(表现出有较低的水柱 h_2)。

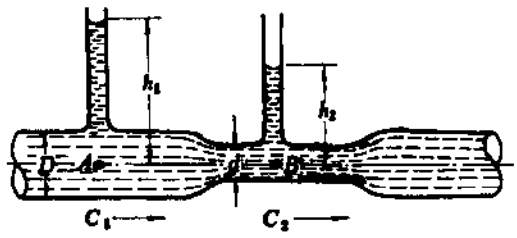


图 2-16　水平流管中压力、截面和流速的关系

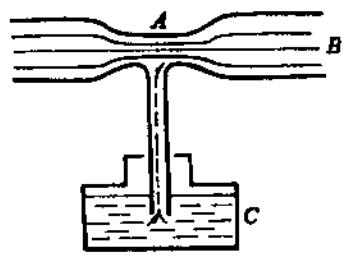


图 2-17　喷雾器的工作原理

图2-17为喷雾器的工作原理：出口 B 处压力为大气压，A 处因截面小于 B 处，所以压力低于 B 处，出现负压，于是容器 C 中的液体在大气压的作用下上升到 A 处，被气流吹成雾状喷出。

2.3.5　稳定流动能量方程式

在伯努利方程的基础上，我们再根据有关的热力学知识，就可以分析在热量和机械能加入的系统的稳定流动能量方程式，即它把伯努利方程推广到包括热能和机械能在内的能量守恒。这样，我们将可以分析热力工程设备中工质的稳定流动问题。

在热力工程设备中，工质在系统中的流动情况是很复杂的，它的温度、压力、流速、高度(位置)等参数不但与空间位置有关，而且也随时间面变化。为了便子讨论，简化计算，一般假定工质在各流道中的流动情况不随时间而变，这种情况称为稳定流动。对于大多数动力设备(包括制冷机)来说，在正常工况下都可看作近似的稳定流动。

以图 2-18 为例，它是个稳定的连续流动系统，假定流过1 kg 工质时，从外界吸热 q，同时

输出机械功l。在截面1处的工质状态参数为p_1、v_1、u_1、C_1(流速)、h_1(高度);在截面2处的参数为p_2、v_2、u_2、C_2、h_2。

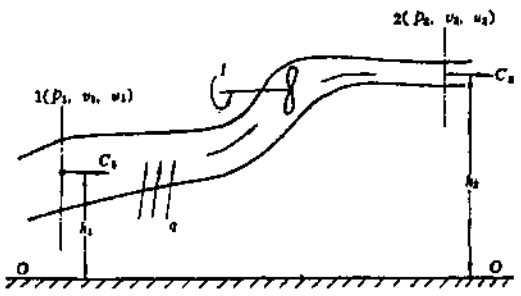


图 2-18　稳定流动示意图

从图中可注意到,1 kg 工质进入截面 1 和 2 之间的系统的能量有以下几项:

(1) 流体动能:$C_1^2/2g$,$C_2^2/2g$;(g——重力加速度);

(2) 流体势能:z_1(对应 h_1),z_2(对应 h_2);

(3) 流体内能:u_1,u_2;

(4) 流体推动功:p_1v_1,p_2v_2;

(5) 输入热能和输出功:q,l。

根据热力学第一定律,进入系统的能量与输出的能量相等,即

$$C_1^2/2g+z_1+u_1+p_1v_1+q=C_2^2/2g+z_2+u_2+p_2v_2+l。$$

令 $i_1=u_1+p_1v_1$,$i_2=u_2+p_2v_2$,并忽略动能和势能项(因为流速相差不大,高度变化也不大),便可得简单而实用的稳定流动能量方程

$$i_1+q=i_2+l。$$

以上两个公式在动力和制冷工程中得到广泛的应用。下面以制冷系统为例,作点分析:

(1) 在压缩机中,由于气体压缩过程很快,气体经过压缩机时来不及进行换热,即 $q=0$,则能量方程式可写作:

$$l=i_1-i_2,$$

由于绝热压缩后制冷剂蒸气焓增加,i_1-i_2 是负值,因此压缩功是负值。

(2) 在冷凝器和蒸发器中,由于制冷剂在这类换热器中不做功,即 $l=0$,则能量方程式变为

$$q=i_2-i_1,$$

上式说明,在换热器中加入或排出热量,只增加或减少制冷剂的焓值。对冷凝器,$i_1>i_2$,q 是负值,表示制冷剂放热;对蒸发器,$i_1<i_2$,q 是正值,表示制冷剂吸热。

(3) 在节流装置(毛细管或膨胀阀)中,由于节流时流体流速很快,可看作与外界无热交换,即 $q=0$;另外节流时压力降低而无机械功输出,即 $l=0$。因此能量方程式变为

$$i_1=i_2,$$

即流体在节流阀前后的焓值不变。

2.4　蒸气压缩式制冷原理

2.4.1　卡诺循环及逆卡诺循环

1. 热力循环及热效率

一个封闭的热力过程称为热力循环。在热力循环中,热力系统从某一初始状态出发,工质经过一系列状态变化后又回到初始状态,其目的是通过工质的状态变化来实现预期的能量转换。在热力工程中,最常见的两类热力循环为热机循环和制冷(或热泵)循环。热力循环中的工作物质称工质。制冷循环中的工质通常称为制冷剂。

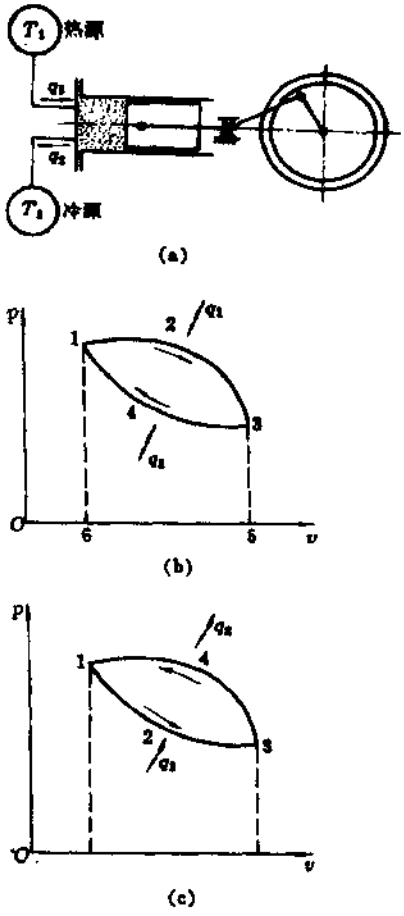


图 2-19　热力循环示意图

从高温热源吸取热量而实现对外做功的热力循环，称为热机循环。将热量从低温热源中取出，并排放到高温热源中的热力循环，称为制冷循环。

图 2-19 为热力循环的示意图，其工质充满于带活塞的气缸中，当它从热源 T_1 吸热 q_1 时，便从状态 1 开始膨胀做功，其过程为 1-2-3；为了重复膨胀，必须使工质按过程 3-4-1 压缩到初始状态，该过程中工质向冷源 T_2 放热 q_2。这样，1-2-3-4-1 便是一个封闭循环。在 p-v 图上，工质的膨胀做功 L_1 用面积 1-2-3-5-6-1 表示，压缩功 L_2 用 3-4-1-6-5-3 表示，两者之差是一个循环的净功 L_0，用面积 1-2-3-4-1 表示。

图 2-19(b)的循环按顺时针方向进行，称为正循环，其结果是把从高温热源中吸取的一部分热量转化为机械功，所有的热机都按正循环工作。系统所做的功等于系统中失去的热量，即

$$L_0=q_1-q_2。$$

为了估计热机的经济性，采用了评价指标——热效率，即

$$\eta=\frac{L_0}{q_1}=\frac{q_1-q_2}{q_1}=1-\frac{q_2}{q_1}。$$

η 值愈大，热力循环中热量 q_1 的利用程度越高，热机的经济性就越好。

图 2-14(c)的循环按逆时针方向进行，称为逆循环，其结果是把从低温热源中吸取的热量排放到高温热源中，根据热力学第二定律，它要消耗一定的机械功。

2. 卡诺循环(理想热机循环)

由两个等温过程和两个绝热过程组成的可逆的热机循环，称做卡诺循环。它是由法国科学家卡诺发现的，解决了热机循环中热能的最大利用程度是多少，即在一定条件下热能转换成机械能的极限是多少这个问题。在给定的高低温热源条件下，按卡诺循环工作，热机将有最高的效率。

图 2-20 为卡诺循环的示意图，工质在绝热的气缸里，必要时可与热源或冷源进行换热。工质在 T_1 温度下从热源吸热 q_1，由状态 1 等温膨胀到状态 2；接着工质与热源分开，以过程 2-3 进行绝热膨胀；然后在 T_2 温度下由状态 3 等温压缩到状态 4，并向冷源放热 q_2；最后以过程 4-1 进行绝热压缩，回到初始状态 1。由于上述过程是在理想条件下进行的，故卡诺循环是一个理想循环。

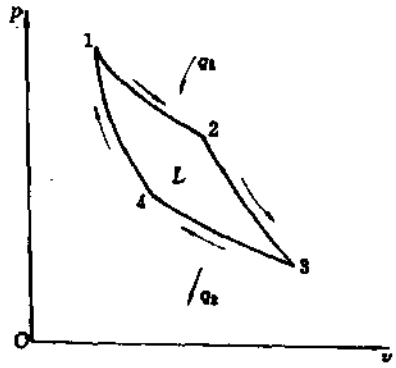


图 2-20　卡诺循环

卡诺循环的效率

$$\eta_k=\frac{q_1-q_2}{q_1}=1-\frac{q_2}{q_1}=1-\frac{T_2}{T_1}。$$

由上式可得到以下结论：

(1) 卡诺循环的热效率仅取决于热源和冷源的温度，而与所用工质的性质无关。

(2) 要提高卡诺循环热效率，可以用提高热源温度 T_1 和降低冷源温度 T_2 的办法来实现，其中以降低 T_2 的效果尤为显著。

(3) 卡诺循环的热效率总是小于 1，而且不可能等于 1。因为要等于 1，就必须 $T_1=\infty$ 或 $T_2=0\,K$，这显然是不可能的。

(4) 当 $T_2=T_1$ 时，即没有温差时，$\eta_k=0$，即单热源的热机不能使热量转化为功，所以循环中的温差是能量转换的必要条件。

3. 逆卡诺循环(理想制冷循环)

如果工质按卡诺循环的线路反方向进行循环，则称做逆卡诺循环(制冷机理想循环)。如图 2-21 所示，工质从点 1 绝热膨胀到点 2，然后等温膨胀到点 3，并从冷源 T_2 吸取热量 q_1；之后工质被绝热压缩到点 4，再等温压缩到点 1，同时向热源 T_1 放出热量 q_2。此时，压缩气体消耗的功 L_1 大于气体膨胀所作的功 L_2，排出热量 q_2 大于吸入热量 q_1。

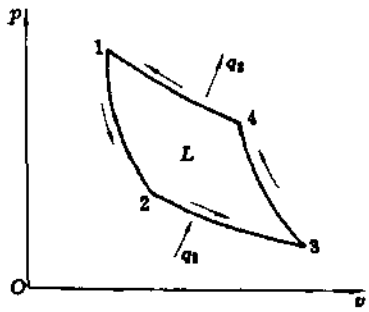


图 2-21 逆向卡诺循环

完成逆卡循环的结果是，消耗了一定数量的机械功 $L=L_1-L_2$(转化为热量 $L=q_2-q_1$)，并和从冷源取得的热量 q_1 一起排给热源。由于热量由低温移向高温，类似于将水从低处输送到高处，所以可将按逆卡诺循环工作的热机称为热泵或制冷机。制冷机工作的必要条件是消耗外功；不消耗外功，自发地从低温物体把热量传给高温物体是不可能的。这就是遵循热力学第二定律的规律。

为了评价逆卡诺循环的经济性，可以用制冷系数表示：

$$\varepsilon_k=\frac{q_1}{L}=\frac{q_1}{q_2-q_1}=\frac{T_1}{T_2-T_1}。$$

由上式可得到以下结论：

(1) 逆卡诺循环的制冷系数取决于冷源和热源的温度，而与所用制冷剂的性质无关。

(2) 冷热源的温差越大，制冷系数就越小，制冷机的经济性越差。

(3) 由热力学第二定律证明，在一定的温度条件下，逆卡诺循环的制冷系数最大，实际制冷循环的制冷系数都比它小。

通常将相同温度条件下的实际制冷循环的制冷系数与逆卡诺循环的制冷系数之比称为制冷循环的热力完善度，并用 β 表示：

$$\beta=\frac{\varepsilon}{\varepsilon_k}。$$

热力完善度可以用来说明实际制冷循环接近于逆卡诺循环的程度。β 愈大，实际制冷循环的经济性就愈高。

2.4.2 蒸气压缩式制冷循环

实现逆卡诺循环的最大困难是等温压缩和等温膨胀这两个过程。由于在湿蒸气区域内等温过程即为等压过程，所以有可能在湿蒸气区域内实现接近逆卡诺循环的制冷循环。如图 2-22 所示，先将状态 1 的湿蒸气在气缸里绝热压缩至干蒸气状态 2；然后在 T_k 温度下在冷凝器中等压冷凝至饱和液体 3，此时制冷剂放热 $q_k=i_1-i_3$=面积 2-3-5-7-2；再进行绝热膨胀至状态 4；最后在蒸发器中于 T_0 温度下实现等压汽化，并回到初始状态 1，4-1 过程向外界吸热，$q_0=i_1-i_4$=面积 4-1-7-5-4。这样，便完成了 1-2-3-4-1 的逆卡诺循环。循环中消耗机械功 $L=i_2-i_1$=面积 1-2-3-4-1。但是在实践中，实现 3-4 的绝热膨胀是很困难的，而是以简便的节流装置去完成这一过程。由于节流前后的焓值不变，在 T-s 图上节流过程可用等焓线 3-4′ 表示。因此，工作在湿蒸气区域内采用节流过程的压缩式制冷循环为 1-2-3-4′-1。这个循环中制冷剂的放热 q_k=面积 2-3-5-7-2，吸热量 $q_0-\Delta q_0$=面积 4′-1-7-6-4′，循环消耗的机械功为 $q_k-(q_0-\Delta q_0)=L+\Delta q_0$，可以证明，它等于 T-s 图上的面积 1-2-3-3′-1。实际制冷循环与逆卡诺循环相比：机械功增加了 Δq_0，而制冷量也减少了 Δq_0。

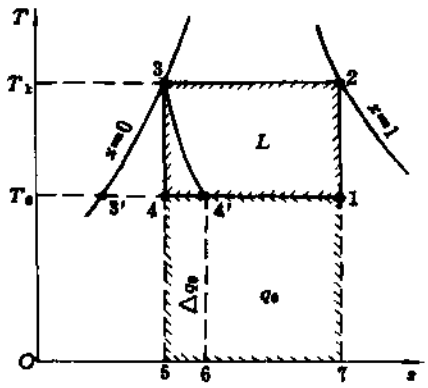


图 2-22　湿蒸气区域内制冷循环的 T-s 图

由于压缩机气缸中对湿蒸气的绝热压缩会危及工作可靠性，因为湿蒸气中的液滴在压缩过程中会产生液击。因此，实践中要求压缩机吸入的是干蒸气或过热蒸气。如图 2-23 所示，用 1 点表示干蒸气，经过程 1-2 绝热压缩后变成过热蒸气。为了使压缩后的过热蒸气能沿着等压线 2-3-3′ 冷凝成 T_k 温度下的饱和液体，点 2 的温度应该高于 T_k。图中的过程 1-2-3-4-5-1 便是实际的蒸气压缩式制冷循环。这个循环的吸热量 q_0=面积 5-1-8-7-5，放热 q_k=面积 2-3-4-6-8-2，q_k-q_0=面积 1-2-3-4-4′-1 即为输入的机械功。

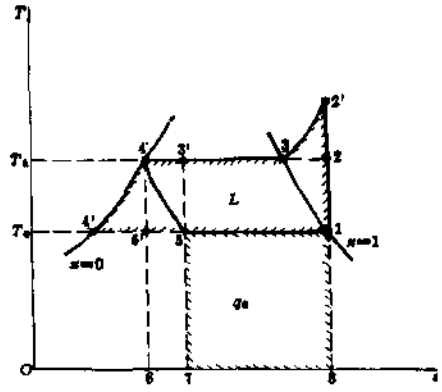


图 2-23　单级蒸气压缩式制冷循环的 T-s 图

由于制冷剂在冷凝器和蒸发器中的换热过程都在定压下进行，且在定压过程中热量的变化及绝热压缩过程中消耗的机械功都可用焓差来表示，制冷剂在节流前后的焓值又不变，所以在实际计算中用 $\lg p$-i 图比 T-s 图更方便。因为在 $\lg p$-i 图上，定压吸热放热过程在坐标 $\lg p$-i 上为两根水平线，各过程的焓差可在横坐标上直接读出，这比 T-s 图上用面积来表示热量显得简便多了。

为了便于对照，采用与 T-s 图上一致的符号，将图 2-23 中的的循环 1-2-3-4-5-1 表示在 $\lg p$-i 图上，如图 2-24 所示。由于 2-3-4 是制冷剂在冷凝器中的等压放热过程，在 T_k 下放热 $q_k=i_2-i_4$；节流过程 4-5 中焓值不变，$i_4=i_5$；5-1 为蒸发器中的等压吸热过程，吸热量 $q_0=i_1-i_5$；1-2 为绝热压缩过程，消耗机械功 $L=i_2-i_1$。在图上可以清楚地看到 $q_k=q_0+L$。

利用lg$p$-i图可以分析制冷循环中冷凝温度T_k和蒸发温度T_0变化时对循环所产生的影响。首先看T_k变化的影响，假定T_0不变，冷凝温度由T_k提高到T'_k时，循环由1-2-3-4-5-1变为1-2′-3′-4′-5′-1(见图2-25)，从图上可看到吸热量由q_0减为q'_0，而消耗的机械功由L增加到L'。上述情况相当于制冷机由冬季工况转为夏季工况，由于环境温度升高而使T_k上升，结果是制冷机的制冷量下降，功耗增加，制冷系数下降。

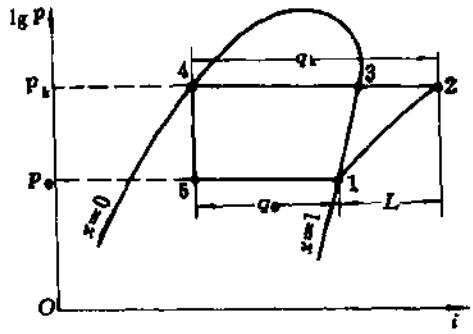


图2-24 单级蒸气压缩式制冷的lg$p$-i图

再来看T_0变化的影响，假定T_k不变，蒸发温度由T_0下降至T'_0时，循环由1-2-3-4-5-1变为1′-2′-3-4-5′-1′，(见图2-26)，其结果是q_0减小为q'_0，功耗由L增加到L'。其结果制冷机的制冷量略有下降，功耗增加，循环的制冷系数也下降。上述情况相当于实际工作中环境温度一定时要求降低冷库的库温。

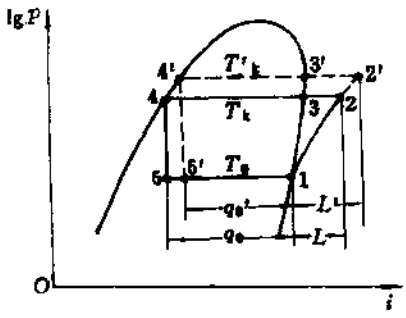


图2-25 冷凝温度T_k对制冷循环的影响

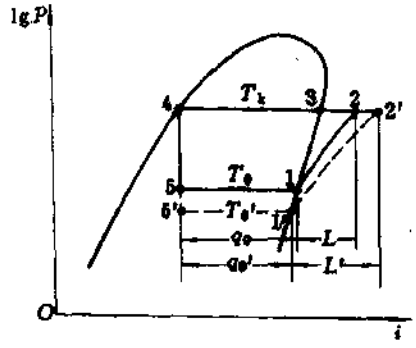


图2-26 蒸发温度T_0对制冷循环的影响

2.4.3 液体过冷、蒸气过热及回热循环

前面讨论的制冷循环，都是假定进入节流装置前的制冷剂为饱和液体，而压缩机的吸气是干蒸气。但是，在实际的制冷装置中，为了提高系统的性能和防止液击的发生，一般使进入节流装置前的制冷剂先过冷，而让吸气过热。

由于制冷剂液体经过节流装置膨胀时，因节流损失而使少量制冷剂蒸发，产生闪气现象，它会影响制冷剂的流动性，会使制冷量下降。为了弥补这种缺陷，实际中使制冷剂进一步冷却，使其温度低于冷凝压力下所对应的饱和温度，成为过冷液。液体过冷的温度称为过冷度，氟利昂液的过冷度一般取3～5℃。采取上述措施的制冷循环称过冷循环。

从图2-27可以看到，当T_k、T_0不变时，液体过冷后循环由1-2-3-4-5-1变为1-2-3-4′-5′-1，此时功耗L不变，而制冷量由q_0变为$q_0+\Delta q_0$，增加了一个Δq_0。显然，制冷系数有所提高。在通常的工作范围内，每过冷1℃，R717(NH_3)的制冷系数约提高0.45%，R12和R22约提高0.85%。

在实际工作中，常用下列措施实现液体过冷：

(1) 在冷凝器中过冷，当冷却介质温度较低，冷凝器面积足够大时，制冷剂液体可得到过冷。

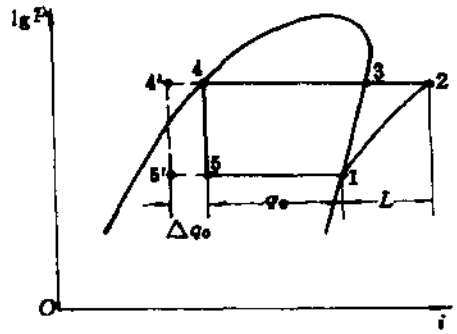


图 2-27　液体过冷对制冷循环的影响

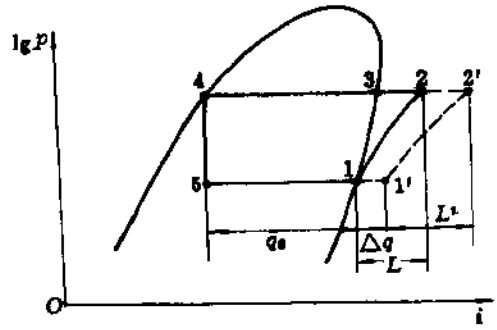


图 2-28　吸气过热对制冷循环的影响

(2) 用过冷器过冷，专门设置一种换热器，用来进一步冷却从冷凝器出来的制冷剂液体。

(3) 用回热器过冷，在回气管路上装一个换热器，利用蒸发器出来的回气冷却节流前的制冷剂液体。

再来看制冷机吸气过热对制冷循环的影响，见图 2-28，吸气过热后循环由原来的 1-2-3-4-5-1 变为 1′-2′-3-4-5-1′，在 lg$p$-i 图上等熵线是不平行的，吸气过热后使功耗 L 增加为 L'，吸热量增加 Δq_0，由于 Δq_0 是在蒸发器以外吸入的，对制冷效果来说它是未被利用到，因此 Δq_0 称为有害过热。对于系统来说，制冷量(有效)q_0 未变，但因功耗增加，因此制冷系数也是降低的。上述使压缩机吸气过热的循环，称为过热循环。

过热循环从制冷循环的热力特性分析来看是不利的，也是不可避免的，因为从蒸发器至压缩机的吸气口的这段管道要吸收周围环境的热量，温度升高是一种必然结果。从节省能量的角度来看，为了防止这种有害过热，应对回气管采用绝热措施。但是，对于压缩机的运行来说，回气过热是必要的，可防止液滴带入压缩机气缸里，从而避免气缸中的液击。

有害过热 Δq_0 必须减少，而压缩机的运行又需要回气过热，为了解决这个矛盾，于是设计出了回热循环。即利用节流前的制冷剂液体来加热回到压缩机的气体，这样就两全其美了，液体得到过冷，蒸气得到过热，能量得到了合理的利用。图 2-29 是回热循环的原理图，图 2-30 是回热循环的 lg$p$-i 图。1-2-3-4-5-1 为原来的循环，1′-2′-3-4′-5-1′ 为回热循环，过冷循环中的 Δq_0(过程 4-4′ 放热)与过热循环中的 Δq_0(过程 1-1 的吸热)在数值上相等。

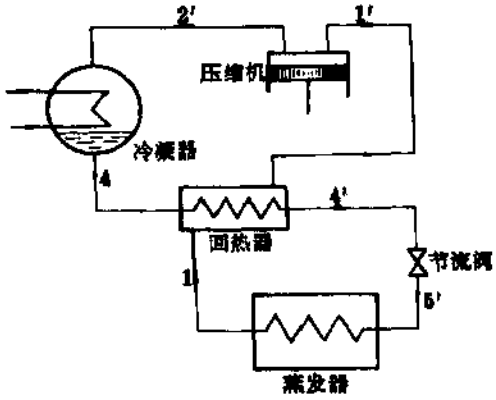


图 2-29　回热循环原理图

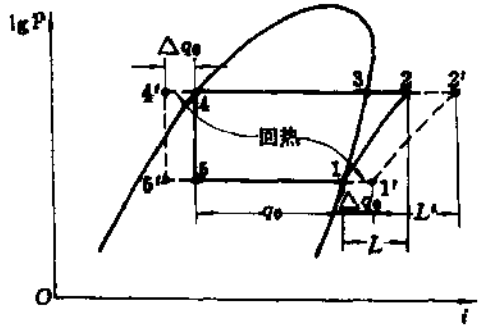


图 2-30　回热循环 lg$p$-i 图

回热循环使功耗增加，制冷量也增加了 Δq_0，因此制冷系数不一定是增加的。制冷系数的增减取决于制冷剂的性质，对于 R12 制冷机，采用回热循环后可提高制冷系数，而对于 R22 制冷机，制冷系数提高并不显著。

对于较大的制冷系统，回热循环要采用专门的回热器，而对小型制冷机来说，往往把冷凝器后的液体管道或毛细管与压缩机前的吸气管包扎在一起，以进行回热交换。

2.4.4 实际制冷循环

前面研究的逆卡诺循环，即理想制冷循环，都假定制冷机在理想条件下工作，不存在任何损失。这种假定使循环不太复杂，便于分析。但是实际制冷循环存在着多方面的损失，与理论循环相比，其差别主要如下：

(1) 实际吸气过程中吸气管路及阀门存在摩擦阻力，因此从蒸发压力到吸气压力有一个压力降；低温蒸气进入气缸时要吸收气缸壁的热量，使比容增大，而实际吸气量比理想情况减少。

(2)实际的压缩过程不是绝热过程，压缩开始时是从气缸壁吸热，面压缩终止时将对气缸壁放热，因此实际压缩过程比较复杂，也是一个不可逆过程。

(3) 实际排气过程要克服阀门开启弹簧力、阀门和管路的摩擦阻力，因此排气压力高于冷凝压力。

(4) 实际的冷凝和蒸发过程除了存在流动阻力外，还必须有传热温差，因此也不是可逆过程。

(5) 压缩机气缸不能做成理想状态，即压缩过程终止时不能使全部被压缩气体排出气缸，总有一部分残留在余隙容积里，其结果也会减少吸气量。

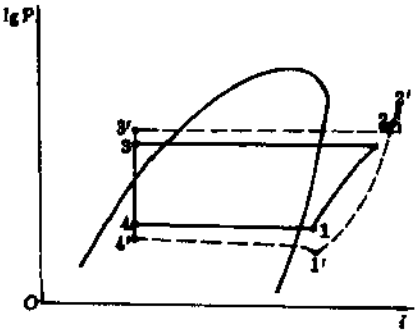


图 2-31 单级压缩式制冷实际循环

图 2-31 为有回热的单级蒸气压缩式制冷循环的 $\lg p$-i 图，其中 1-2-3-4-1 为理论循环，而 1′-2′-3′-4′-1′ 为实际循环，它们同样工作在温度界限 T_0 与 T_k 之间。显然，实际循环与理论循环相比有较大的偏离，这是因为：

(1) 在蒸发器中要实现传热必须有温差，因此进蒸发器的制冷剂饱和压力 p_4' 要低于蒸发器外表冷却温度 T_0 对应的饱和压力 p_4 低，于是在于图中的 4′ 点应低于 4 点。

(2) 因蒸发器及吸气管道存在阻力，压缩机吸气压力 p_1' 显然要低于 p_1。

(3) 压缩过程开始时在气缸中因缸壁温度高于吸入气体的温度，出现了缸壁对气体的加热，压缩中间过程接近于绝热过程，面终了时又出现气体向缸壁传热的过程。因此实际压缩过程大致如虚线 1′-2′ 所示。

(4) 2′-3′ 为实际的排气、冷凝及过冷过程。为了保证冷凝器中的传热温差，制冷剂在冷凝器中的饱和压力 p_3' 应高于理论的 p_3，所以图中 3′ 点高于 3 点。因排气阀、排气管和冷凝器有阻力，所以 2′ 点压力高于 3′ 点。

(5) 由于存在传热温差、流动阻力、压缩过程的不可逆损失等，实际循环的耗功 $i_{2'}-i_{1'}$ 比理论循环的 i_2-i_1 来得大，而两者的制冷量 $i_{1'}-i_{4'}$ 与 i_1-i_4 大致相等，这样实际循环的制冷系数就要低于理论值。

2.5 两级压缩及复叠式制冷原理

2.5.1 采用两级压缩的原因

由于生产和技术上的需要，对制冷温度要求越来越低，而单级制冷循环在选用合适的制冷剂时，其蒸发温度只能达到－25～－35℃。如果要获得更低的温度，单级压缩制冷机就无法实现了。其主要原因是压缩比 p_k/p_0 的过分提高会带来下列困难：

(1) 随着蒸发温度的降低，蒸发压力 p_0 也相应下降，相应的压缩比 p_k/p_0 值就增大(假定冷凝温度变化不大，即冷凝压力 p_k 变化不大)，压缩机的输气量减少，导致制冷量大大下降。

(2) 压缩比 p_k/p_0 升高，使压缩机排气温度升高，气缸壁温上升。这一方面使吸入蒸气的温度升高，比容增加，使吸气量下降；另一方面使润滑条件恶化，压缩机运转发生困难。例如，当冷凝温度为40℃，蒸发温度为－30℃时，单级氨压缩机的排气温度可达160℃以上。显然，不允许这样高的排气温度。通常，压缩机的排气温度应作如下限制：R717(NH_3)＜140℃；R12＜100℃；R22＜115℃。

(3) 压缩比 p_k/p_0 增大，使实际压缩过程与理想等熵压缩过程偏离程度增大，压缩机效率下降。

根据上述分析可知，单级压缩制冷机的压缩比不宜过大，因此它能达到的蒸发温度也是有限制的。

单级压缩所能达到的最大压缩比与机器的设计性能、制造质量、运行条件(气缸的冷却条件)、制冷剂种类等有关，一般为8～10。我国规定对于R717(NH_3)，$p_k/p_0 \leqslant 8$；R12和R22，$p_k/p_0 \leqslant 10$。

当压缩比 $p_k/p_0=10$ 时，在不同的冷凝温度下，一些常用的中温制冷剂所能达到的最低蒸发温度见表2-3。

表2-3 压缩比为10时最低蒸发温度

制冷剂	冷凝温度(℃)				
	30	35	40	45	50
R717	－30.5	－27.3	－24.4		
R12	－37.2	－34.2	－31.5		
R22	－36.8	－33.8	－31.1	－28.3	－25.4

因此，如果要获得较低的蒸发温度(一般为－30～－65℃)，又要使压缩比控制在一个合理的范围内，就需要采用两级压缩制冷。

2.5.2 两级压缩制冷循环

1. 两级压缩制冷循环的类型

两级压缩制冷机是在单级压缩制冷机的基础上发展起来的，它把压缩过程分为两个阶段进行，即来自蒸发器的低压蒸气先在压缩机的低压级压缩到适当的中间压力，经中间冷却器冷

却后再进入高压级，在此压缩到冷凝压力。两级压缩时每一级的压缩比限制在 10 以下，系统的总压缩比是两级压缩比的乘积。

两级压缩制冷循环，由于它们所用节流级数及中间冷却方式的不同，有不同的循环形式。有两级节流与一级节流、中间完全冷却和中间不完全冷却之分，

两级节流是指液体制冷剂从冷凝压力到蒸发压力先后经过两个节流阀，先由冷凝压力 p_k 节流到中间压力 p_m，再由 p_m 节流到蒸发压力 p_0；而一级节流只经过一个节流阀，两者相比，一级节流系统比较简单，制冷剂直接从 p_k 节流到 p_0 压差大，可实现远距离供液或向高层冷库供液，而且容易调节。因此，实际生产中常用一级节流。

两级压缩采用中间冷却是为了降低高压级的排气温度，降低压缩机的功耗。中间完全冷却是指低压级排气(过热蒸气)被冷却成中间压力 p_m 下的干饱和蒸气；如果只降低了温度，而未达到干饱和状态，则称不完全冷却。采用哪一种冷却方式，与所用制冷剂有关，对于氨一般采用中间完全冷却系统，而对氟利昂采用中间不完全冷却系统。

2. 一级节流中间完全冷却循环

这种循环形式被大多数的两级压缩氨制冷系统所采用。

图 2-32 为两级压缩一级节流中间完全冷却循环的系统原理图和 $\lg p$-i 图。其循环为：从压缩机高压级排出的高压高温过热蒸气 4，进入冷凝后被冷却成饱和液体 5；从冷凝器出来的液体分为两路，一路经膨胀阀 A 进行节流，节流后降温为 6，然后进入中间冷却器吸热，使中间冷却器中来自低压级的排气 2 充分冷却，6 与 2 混合后的气体 3 为中间压力 p_m 下的饱和温度 t_m，3 作为高压级的吸气经高压级压缩后变成过热蒸气 4，至此构成一个高压级的循环回路；另一路饱和液体 5 经中间冷却器过冷后变成过冷液 7，经膨胀阀 B 节流后变成低压液体 8，进入蒸发器汽化制冷，然后变成饱和蒸气 1，在低压级压缩后变成过热蒸气 2，在中间冷却器冷却并与在中间冷却器汽化的蒸气混合，变成饱和蒸气了，作为高压级的吸气经压缩后变成高压级排气 4，形成另一个循环，这是实现低温制冷的主循环。如果高压液体不要过冷时，可经过旁通阀直接进入膨胀阀 B。

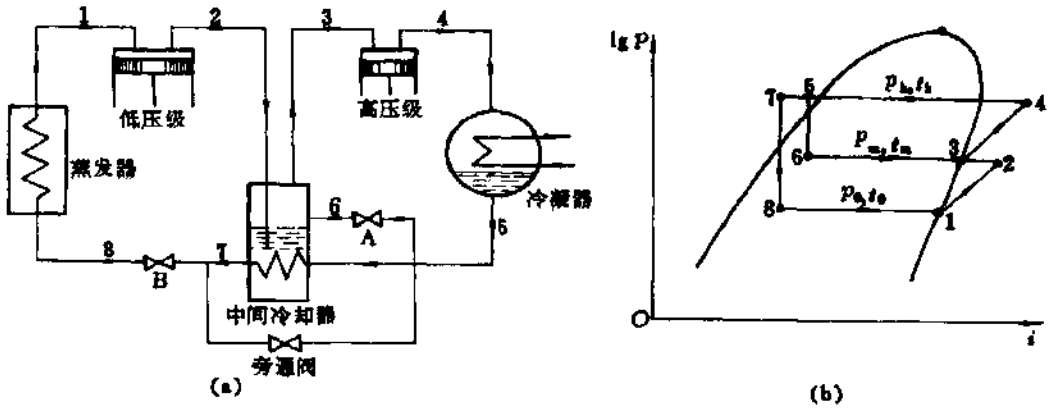


图 2-32　两级压缩一级节流中间完全冷却循环

从图 2-32 中可看到，循环 3-4-5-6-3 在中间冷却器里产生冷量，供另一个循环中饱和液体的过冷(过程 5-7)和低压级过热蒸气的完全冷却(过程 2-3)之用。另一个循环 1-2-3-4-5-7-8-1 是制取低温冷量用，其制冷剂蒸气经过高低压级两次压缩、一级节流、中间完全冷却。整个制冷

系统有三个压力：4-5-7 为冷凝压力 p_k 段，也称高压段；8-1 为蒸发压力 p_0 段；也称低压段；2-6-3 为中间压力 p_m 段，它既是低压级的排气压力，又是高压级的吸气压力。

图 2-33 为两级压缩一级节流中间完全冷却的氨制冷装置图，由两台单级压缩氨制冷机组成高压级和低压级（也可用一台单机双级氨制冷压缩机代替），根据使用条件的不同，可采用不同的中间冷却方式和数目不同的蒸发器组。系统中高压压缩机的排气在进入冷凝器之前，

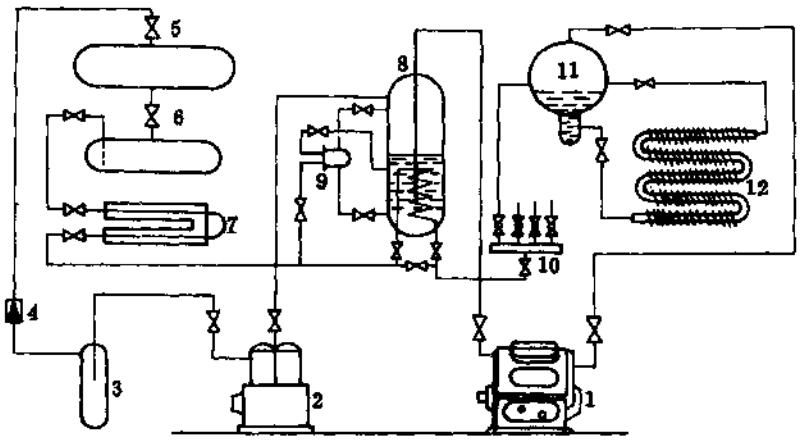


图 2-33　两级压缩氨制冷装置

1—低压压缩机；2—高压压缩机；3—油分离器；4—单向阀；
5—冷凝器；6—高压贮液桶；7—过冷器；8—中间冷却器；
9—浮球调节阀；10—调节分站；11—气液分离器；12—蒸发器管组

先经过油分离器，将带的油滴分离出来，以免进入冷凝器和蒸发器后影响传热效果。在油分离器出口处有一只单向阀，以免压缩机突然停车时高压蒸气倒流进压缩机。在冷凝器后面装高压贮液桶，它应有足够的容量，保证蒸发器的供液需要。过冷器装有旁通阀，冬季不再过冷时，让供液从旁通阀流过。中间冷却器采用浮球调节阀供液，自动控制中间冷却器中的液位。制冷用的氨液经调节分站分配到各个制冷蒸发器管组。分站后设气液分离器，其作用是防止低压蒸气中的液滴带到压缩机中引起液击。

3. 一级节流中间不完全冷却循环

这种循环形式被大多数的两级压缩氟制冷系统所采用。

图 2-34 是两级压缩一级节流中间不完全冷循环机的系统原理图和 $\lg p$-i 图。其循环为：从压缩机高压级排出的高压高温过热蒸气 4，进入冷凝器后被冷却为液体 5；从冷凝器出来的液体分为两路，一路通过膨胀阀 A 进行节流，节流后降温为 6，然后进入中间冷却器吸热，使中间冷却器维持在中间温度 t_m，而汽化出来的干蒸气 3′ 与低压级排气 2 混合，作为高压级的吸气 3，然后在高压级中被压缩至 4，至此构成一个高压级的循环回路；另一路饱和液体 5 进入中间冷却器再冷却，成为过冷液体 7，经膨胀阀 B 节流成低液体 8，进入蒸发器吸热，汽化后成为饱和蒸气 1，在低压级中经压缩后排出过热蒸气 2，它与 3′ 混合进入高压级，经压缩后变成高压级排气 4，形成另一个循环，这是实现低温制冷的主循环。

从图 2-34(b)可以看到，循环 3-4-5-6-3 在中间冷却器中产生冷量，供另一个循环饱和液体的过冷（过程 5-7）及低压级过热蒸气的不完全冷却（过程 2-3）之用。循环 1-2-3-4-5-7-8-1 是制取低温冷量用，其制冷剂蒸气经过高低压级两次压缩、一级节流、中间不完全冷却。整个制冷

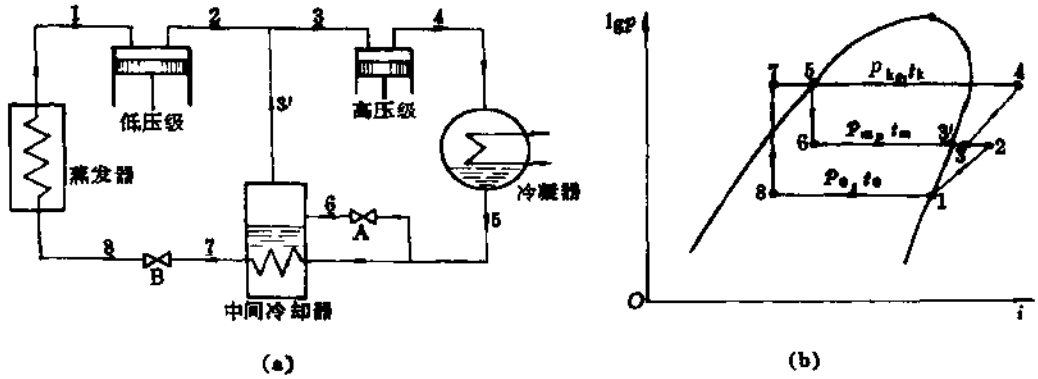


图 2-34　两级压缩一级节流中间不完全冷却循环

系统有三个压力：4-5-7 段为冷凝压力 p_k 段，也称高压段；8-1 为蒸发压力 p_0 段，也称低压段；6-3-3′-2 段为中间压力 p_m 段，它既是低压级的排气压力，又是高压级的吸气压力。

如果要确定中间压力，一般取

$$p_m=\sqrt{p_k p_0}。$$

从上式得到的 p_m，使高低压级的压缩相等，此情况虽然使制冷系数偏离最佳值，但可使压缩机气缸工作容积的利用率较高，比较实用。

图 2-35 和 2-36 为两级压缩一级节流中间不完全冷却氟利昂制冷装置图，它们的工作温度范围为－40～－60℃，制冷剂用 R22。前者采用高低压两个制冷压缩机，完成两级压缩；后者是高低压级组合在一台压缩机中，8 个气缸中 2 个作高压级，6 个作低压级。

从图中可以看到，实际装置与制冷循环原理图无本质上的差别，只是考虑运行中的安全问题而加装了一些辅助设备，如油分离器、过滤器、电磁阀等。它们的作用是：

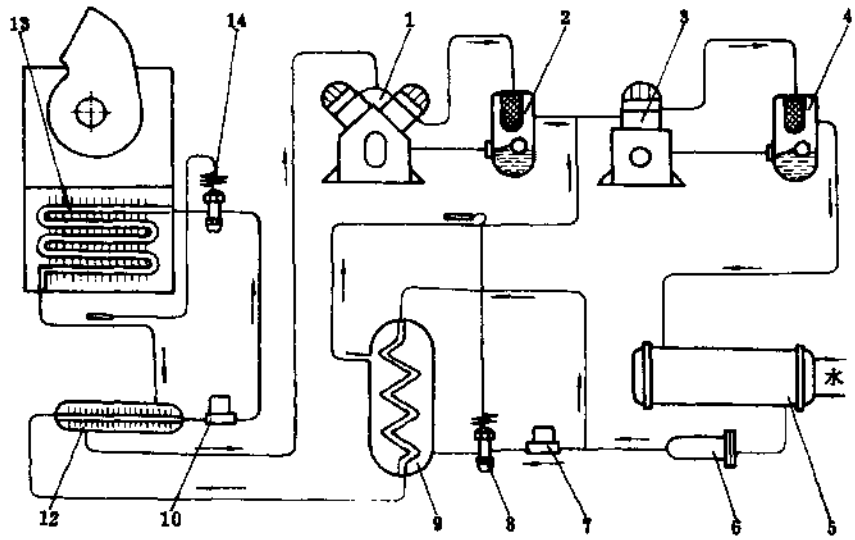


图 2-35　两级压缩氟利昂制冷装置(高低压两台压缩机)

1—低压级压缩机；2、4—油分离器；3—高压级压缩机；5—冷凝器；6—干燥过滤器；7、10—电磁阀；8、14—膨胀阀；9—中间冷却器；10—回热器；13—蒸发器

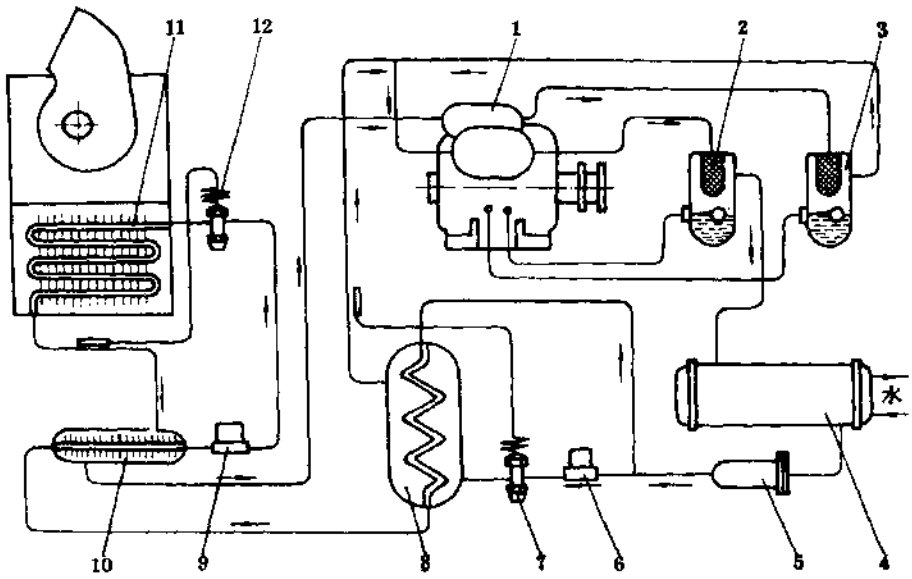


图 2-36　两级压缩氟利昂制冷装置(单机双级)

1—高低压双级压缩机；2、3—油分离器；4—冷凝器；5—干燥过滤剂；
6、9—电磁阀；7、12—膨胀阀；8—中间冷却器；10—回热器；11—蒸发器

油分离器 ——把压缩机排气中的润滑油分离出来，并返回到曲轴箱去，以免油进入各种热交换器影响传热；干燥过滤器——除去冷凝器出来液体中的水分和杂质，防止膨胀阀冰堵或堵塞；回热器——过冷液体制冷剂，并提高低压蒸气温度，消除压缩机的液击；电磁阀——压缩和停机后自动切断输液管路，防止过多制冷剂液流入蒸发器，以免压缩机下次启动时产生液击，起保护压缩机的作用。

2.5.3　采用复叠式制冷循环的原因

随着科研和生产对低温的要求越来越高，如需要－70～－120 C的低温箱，低温冷库等。由于采用中温制冷剂的双级压缩制冷装置所能得到的最低点蒸发温度，也受到蒸发压力过低带来一系列问题的限制，如 R12、R22 在－80 C时，蒸发压力已低于 0.01 MP，而氨在－77.7 C时，已经凝固了。

蒸发压力过低会带来下列问题：

(1) 蒸发器与外界的压差增大，空气渗入系统的可能性增加，影响系统的正常工作。

(2) 吸气比容大，实际吸入气缸的气体减少，增加了气缸的尺寸。

(3) 对于活塞式压缩机，因阀门自动启闭特性，当吸气压力低于 0.01～0.015 MPa 时，难于克服吸气阀弹簧力，影响压缩机的正常工作。

由于上述原因，当需要的蒸发温度低于－70 C时，就要采用低温制冷剂。它在常压下有较低的蒸发温度，如 R13 和 R14 在常压下的蒸发温度分别为－81.5 C和－128 C，因此使低温下的蒸发压力得到提高，R13 在蒸发温度为－100 C时，蒸发压力接近 0.04 MPa。但是，低温制冷剂的冷凝温度要求较低，用一般的水冷和空气冷却无法凝结成液体，必须用一种人工冷源来冷凝低温制冷剂，这就出现了同时采用两种制冷剂的制冷系统，称复叠式制冷循环。

2.5.4 复叠式制冷循环

复叠式制冷循环通常由两个或三个独立的制冷循环组成，分别称为高温部分和低温部分，其中每一个循环都是完整的单级或两级压缩制冷系统。高温部分使用中温制冷剂，低温部分使用低温制冷剂，两部分用一只蒸发-冷凝器联系起来，高温部分制冷剂的蒸发用来使低温部分制冷剂冷凝，两部分之间靠蒸发-冷凝器来实现传热。高温部分的制冷剂再通过自己系统的冷凝器释放给环境介质——水或空气，而低温部分通过自己系统的蒸发器来吸收被冷却对象的热量。

图 2-37 是由两个单级压缩制冷循环组成的复叠式制冷循环原理图。它的高温部分使用 R12 制冷剂，低温部分使用 R13 制冷剂，蒸发温度可达−80～−90℃。从图上可以清楚地看到两个循环过程和热量的流向。图 2-38 为该循环的 lg$p$-i 图，其中 1-2-3-4-1 为高温部分循环，1′-2′-3′-4′-1 为低温部分循环，低温部分的冷凝温度必须高于高温部分的蒸发温度，这个温差就是蒸发-冷凝器的传热温差。

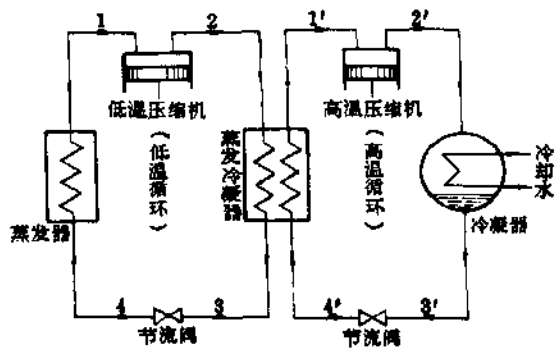


图 2-37 复叠式制冷原理图

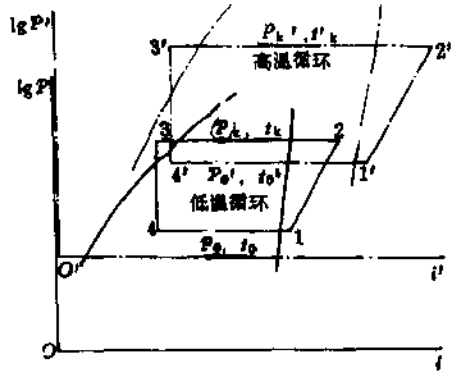


图 2-38 复叠式制冷 lg$p$-i 图

图 2-39是采用复叠式制冷的低温箱系统图，分别由两台单级压缩机构成高温和低温制

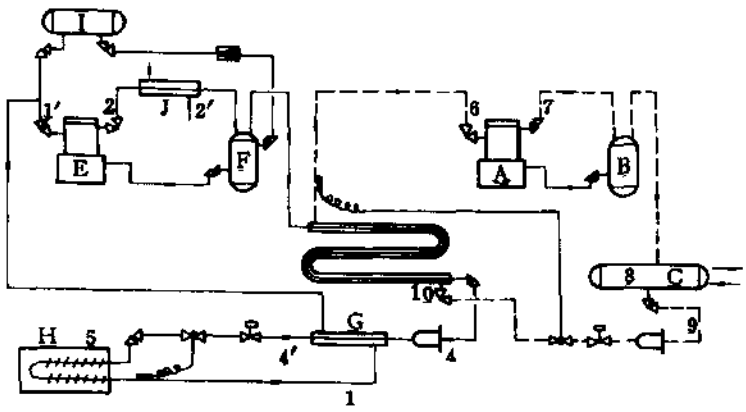


图 2-39 复叠式制冷的低温箱系统图

……高温部分(R22)　————低温部分(R13)

A、E—压缩机；B、F—油分离器；C—冷凝器；D—蒸发冷凝器；G—气液热交换器；H—蒸发器；I—膨胀容器；J—水冷却器；1,2,3…10——制冷剂状态点

冷循环，高温部分采用R22制冷剂，低温部分采用R13制冷剂。在高温循环中，进入蒸发-冷凝器的R22液体，吸收了低温循环中压缩机排出的R13蒸气的热量而汽化，汽化后被压缩机吸入并压缩，再排入油分离器分离润滑油，再进入水冷式冷凝器冷凝成R22液体。从冷凝器出来的R22液体，经过干燥过滤器、热交换器、电磁阀、热力膨胀阀后重新进入蒸发-冷凝器汽化，如此不断循环。在低温循环中，R13液体在低温蒸发器内吸收了被冷却对象的热量后汽化，汽化后的R13被压缩机吸入并压缩，然后进油分离器，分离后的R13蒸气进入蒸发-冷凝器，放热后冷凝成R13液体，出来后再经过过滤器、换热器、电磁阀、热力膨胀阀重新进入蒸发器汽化制冷，然后继续循环。

在低温部分的压缩机排气管道上装了一只水冷却器，这是为了降低R13蒸气的过热度，以减少蒸发-冷凝器的热负荷。在制冷系统停机后，为了防止低温部分系统中的R13液体汽化而导致系统压力过高，专门设置了一个膨胀容器。这是因为停机后，低沸点制冷剂R13的温度要逐步升高至环境温度，并全部汽化为过热蒸气，压力会增加到大于安全值，这是不允许的，系统内有了膨胀容器后，过热蒸气有了额外的贮存容积，压力上升不致过高，保证了安全。另外，在系统重新启动时，膨胀容器可起到平衡低温部分压缩机的排出压力，避免R13的冷凝压力过高。

复叠式制冷循环有下述优点：

(1) 低温部分压缩机的气缸容积比双级压缩低温部分压缩机气缸容积小得多。这对减少整机的重量、尺寸有利。例如蒸发温度为－60℃时，R12和R13组成的覆叠式制冷机与R12的双级压缩制冷机比较，总的气缸容积可减少65%，而且可减少能耗10%以上。

(2) 系统内保持正压力，空气不易漏入系统，使运行稳定而安全。

(3) 复叠式制冷机不仅可以用不同的制冷剂组合，而且可用不同的制冷方式加以组合。例如，低温部分用离心式制冷机，高温部分用吸收式制冷机。如果有盐水冷源时，高温部分不再设制冷机，而用低温盐水来冷却低温部分的冷凝器，使系统简化。

2.6 吸收式制冷原理及制冷系统

2.6.1 吸收式制冷原理

吸收式制冷机是利用溶液的特性来完成工作循环制取冷量的装置，即利用吸收剂吸取制冷剂，并使其在一定压力下蒸发吸热。它是蒸发制冷的另一种形式，与压缩式制冷不同之处，它是用吸收器和发生器等代替了压缩机，而其他部件的作用和原理基本相同。压缩式制冷机消耗的是机械能，而吸收式制冷机消耗的是热能，因此它是一种以热能为动力的制冷机。

吸收式制冷机利用的是低温热源，如0.03～0.1 MPa的低压蒸气、高于75℃的热水、燃气、烟气、太阳能等。吸收式冰箱的热源是用煤油、煤气或电加热器。吸收式制冷机的制冷量可大可小，小到几十瓦的冰箱，大到百万瓦的大型制冷装置。

吸收式制冷机同时采用两种或三种工质。其中低沸点的工质(或称组分)为制冷剂，高沸点的工质为吸收剂，如果还有第三种工质，那它是扩散剂。使用双组分工质的制冷机称为吸收式制冷机；使用三组分工质的制冷机则称为吸收-扩散式制冷机。后者一般用作冰箱制冷机。通常，把两种沸点相差很大的工质成为工质对。如氨-水工质对，水-溴化锂工质对等。

吸收式制冷机工质对应具有如下特征：

(1) 两个组分的沸点相差要大，当溶液沸腾时，被蒸发出来的只能是制冷剂。

(2) 吸收剂必须具备强的吸收能力，即在相同压力下能强烈吸收温度比它低的制冷剂。

(3) 制冷剂的蒸发潜热要大，而吸收剂的比热容要小。

(4) 用于空调和冰箱的工质应无毒、不燃、不爆。

(5) 成本低，容易得，对金属腐蚀小。

目前主要应用的工质对有：氨-水(氨为制冷剂，水为吸收剂)，水-溴化锂(水为制冷剂，溴化锂为吸收剂)。前者可制取低温，用于制冷装置中，后者只能用在空调中。常用的扩散剂是氢。

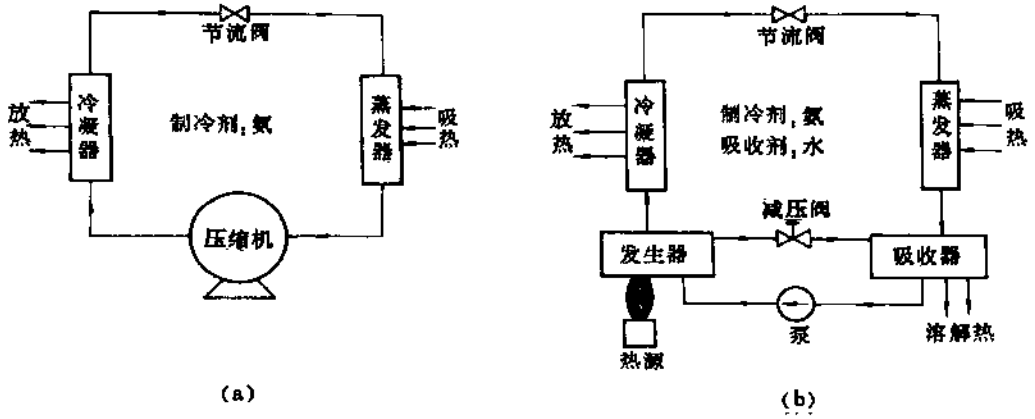


图 2-40　压缩式与吸收式制冷原理比较图

图 2-40 是压缩式和吸收式制冷原理的比较，图中(b)为吸收式制冷系统，自蒸发器出来的低压氨蒸气进入吸收器，被吸收剂水强烈吸收，吸收过程中放出溶解热，被冷却水带走；形成的浓氨水溶液由泵送入发生器中，被热源加热后升温并产生氨的高压蒸气，而吸收剂变成稀溶液后经减压回到吸收器，继续循环，这样吸收剂水在发生器和吸收器之间完成工作循环。而氨在发生器、冷凝器、节流阀、蒸发器、吸收器之间完成大循环。其制冷过程在蒸发器中完成。

2.6.2　氨-水吸收式制冷机

这种制冷机中，氨为制冷剂，水为吸收剂。由于氨和水在相同压力下沸点比较接近(在大气压力下，氨的沸点为－33.4℃，水为 100℃，两者相差 133.4℃)，因此在发生器中产生氨蒸气时，也会蒸发出一部分水蒸气，为了提高氨蒸气浓度，要采用精馏方法对氨气进行提纯，以获得较纯的氨蒸气。

图 2-41 为单级氨-水吸收式制冷机工作流程图，该制冷系统主要由发生器、精馏器、回流冷凝器、过冷器、节流阀、蒸发器、吸收器、溶液热交换器和溶液泵等组成。其制冷循环的基本过程是发生、冷凝、节流、蒸发和吸收。浓溶液在精馏器的提馏段中与发生器中产生的含水氨蒸气接触，进行热、质交换，氨蒸气浓度增加，氨溶液浓度则降低。然后，溶液下流至发生器，被加热后蒸发，蒸气上升到精馏段时，与来自回流冷凝器的冷凝液接触，自下而上地在每层塔板上重复蒸发和冷凝过程，析出水分，使氨蒸气的纯度不断提高；通过回流冷凝器时，氨蒸气一部分被冷凝后回流，其余从塔顶排出，其纯度可达 99.8%以上。

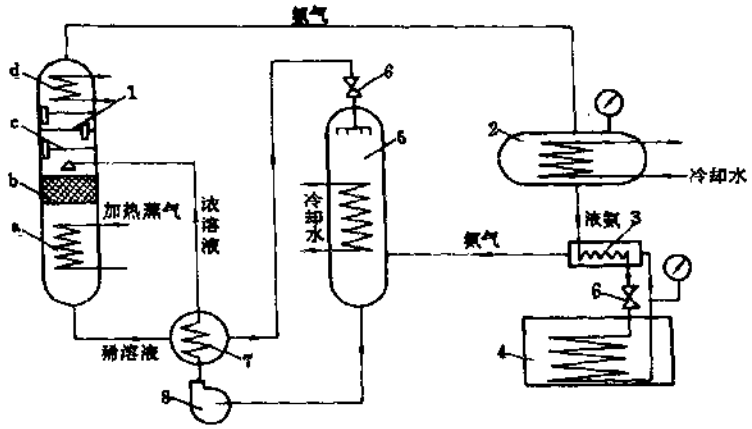


图 2-41　单级氨-水吸收式制冷机工作流程图

1—精馏塔；a—发生器；b—提馏段；c—精馏段；d—回流冷凝器；2—冷凝器；3—过冷器；4—蒸发器；5—吸收器；6—节流阀；7—溶液热交换器；8—溶液泵

氨蒸气进入冷凝器后被冷凝成氨液，再进入过冷器被来自蒸发器的氨蒸气冷却，再经节流阀减压后进入蒸发器，在那里汽化并吸热，产生制冷效果。氨蒸气经过冷器加热后进入吸收器，被稀溶液吸收，放出的溶解热被冷却水带走。所形成的浓溶液由溶液泵加压后送至溶液热交换器，再进入精馏塔。发生器底部的稀溶液经溶液热交换器预冷后，经节流阀减压后进入吸收器上部，向下喷淋时吸收氨蒸气。

加热发生器的热源可以是低压蒸气或其他热源。氨-水吸收式制冷机的制冷量大，可获得0℃以下的制冷温度，当热源温度不超过 150℃时，最低蒸发温度可达－30℃，由于它需要精馏，精馏塔的结构比较复杂，消耗材料多。这类制冷机适用于合成氨、石油化工等生产的工艺制冷。除单级外，还有多级氨-水吸收式制冷机，其最低蒸发温度可达－55～－60℃。

2.6.3　溴化锂吸收式制冷机

这种制冷机中，水为制冷剂，溴化锂为吸收剂，只能制取高于 0℃的冷量。按热源的不同，溴化锂吸收式制冷机一般可分为以下三种类型：

(1) 低温热源型(70～100℃)。它可以利用工业中排出的热水或烟气的热量制冷，也可利用太阳能制冷。

(2) 中温热源型(100～130℃)。它可以利用 0.02～0.2 MPa 表压力的低压蒸气或高压热水作热源制冷。

(3) 高温热源型(高于 130℃)。它利用 0.5～1.3 MPa 表压力的高压蒸气、燃油、天然气等为热源制冷。

具有一次发生和一次吸收的溴化锂吸收式制冷机，称为单效型溴化锂吸收式制冷机。其热源主要采用 0.01 MPa 表压左右的低压蒸气，也可用 75℃以上的热水或其他废热。

具有二次发生过程的溴化锂吸收式制冷机，称为双效型溴化锂吸收式制冷机。它利用高压发生器中产生的制冷剂蒸气加热低压发生器，再次发生制冷剂蒸气，而自身得到冷凝，这样既节省了加热量，又减小了冷凝负荷，它利用 0.6～1.0 MPa 表压的较高压力蒸气或 160～200℃

的热水(或燃气)作热源。

具有两次发生和两次吸收过程的溴化锂吸收式制冷机，称为两级溴化锂吸收式制冷机。它降低了对热源的温度要求，可以充分利用低温热源制冷。

图 2-42 为单效型溴化锂吸收式制冷机的基本流程图，其工作过程如下：溴化锂水溶液在发生器 2 里被加热至沸腾，产生水蒸气进入冷凝器 1 里，被冷却水冷凝成水，然后经 U 型管 9 流入蒸发器 3，在低压下汽化吸热，使流经蒸发器的冷媒水得到冷却，获得冷量。发生器中被浓缩的溴化锂溶液经溶液热交换器 5 预冷后，再进入吸收器 4，吸收来自蒸发器 3 的水蒸气，放出的溶解热由冷却水带走。溶液恢复原来的浓度后，由发生器泵 6 输送，经过热交换器后进入发生器，重新加热，如此不断循环。吸收器泵 7 和冷却水泵 8 是为了加强传质、传热，增加喷淋而设立的。

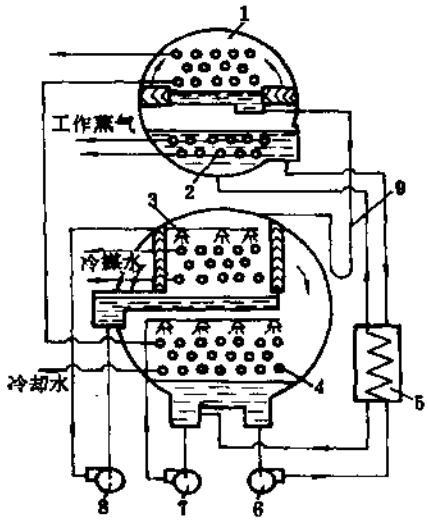


图 2-42 单效型溴化锂吸收式制冷机基本流程图

1—冷凝器；2—发生器；3—蒸发器；4—吸收器；5—溶液热交换器；6—发生器泵；7—吸收剂泵；8—冷却水泵；9—U 型管

2.6.4 吸收-扩散式制冷机

吸收-扩散式制冷机的工作原理主要是利用热虹吸来代替泵推动溶液循环，在蒸发器中利用氢气扩散原理使制冷剂分压力突降来实现沸腾，从而达到制冷目的。

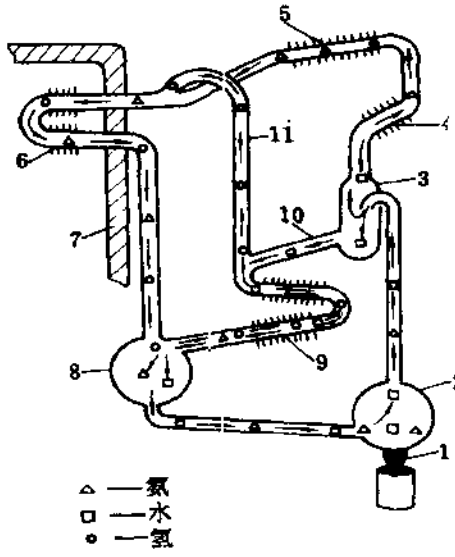


图 2-43 吸收-扩散式制冷机原理图

1—热源；2—发生器；3—气水分离器；4—精馏器；5—冷凝器；6—蒸发器；7—冰箱外壳；8—贮液器；9—吸收器；10—下降管；11—平衡管

图 2-43 为吸收-扩散式制冷机的原理图，系统中充注三组分注工质：制冷剂氨，吸收剂水，扩散剂氢。整个系统中没有机械运动部件，也不需要任何机械能驱动，只要提供适当的热源，就能使系统中的工质不断循环，经过吸热和放热过程而产生制冷效果。因此，它可以作为吸收式冰箱的制冷机组，制成无噪音，无振动的家用冰箱。

现将该机的工作流程介绍如下：煤油灯(或其他热源)1 对发生器 2 进行加热，使氨水浓溶液沸腾，产生氨和水的混合蒸气上升至气水分离器 3，分离出的水滴在重力作用下进入下降管 10；氨蒸气和水蒸气继续上升进入精馏器 5，散去部分热量后一部分水蒸气冷凝成水后返回气水分离器，提高纯度的氨蒸气上升进入凝冷器 5，并被冷凝成氨液；氨液沿着倾斜管进入蒸发器 6，在蒸发器中氨和氢混合气体的总压力为 1.337 MPa，其中氢的分压力为 1.264 MPa，氨的分压力为 0.108 MPa，氨对应的饱和温度为 −32℃，因此降压后的氨液可在蒸发器中汽化吸热；氨液进入蒸发器中利用扩散原理使其分压力降低来实现蒸发制冷；氨和氢的混合气体进入贮液器 8，与从吸收器 9 流下来的稀氨水接触，氨蒸气逐渐

被吸收而使蒸发器出口压力维持稳定的低压；在吸收器 9 中的氢不溶于水，密度又小，因此可沿平衡管 11 上升，返回蒸发器以补充氢的不足；可见平衡管中充满氢是造成蒸发器氨蒸气分压力降低的必要条件，氢的作用起着类似于节流阀的作用；吸收器中形成浓氨水进入贮液器后，继续供给发生器 2，以补充因加热而上升的氨和水，以此循环。

在系统中氨的主循环路径是 2-3-4-5-6-8-2；水的循环路径是 2-3-10-9-8-2；氢的循环路径是 6-8-9-11-6。

2.7 蒸汽喷射式制冷原理及制冷系统

2.7.1 蒸汽喷射式制冷原理

蒸汽喷射式制冷也是一种压缩式制冷方式，所不同的是用蒸汽喷射器代替了压缩机，利用一定压力（一般为 0.4～0.7 MPa）蒸汽喷射、吸引和扩压来实现对制冷剂的压缩。它和吸收式制冷一样，也是以消耗热能来工作的；它与吸收式制冷的区别是：它只用单一工质工作，因为用于喷射器工作的介质与制冷剂是同一工质，这样就不存在介质与制冷剂的分离问题，使制冷机工作过程简化。通常用水为制冷剂，可以制取空调或生产工艺需要的 0℃以上的低温。近年来也用氨和氟利昂作为制冷剂，来制取 0℃以下的低温。

蒸汽喷射式制冷机由喷射器、冷凝器、蒸发器、水泵等部件组成，其工作蒸汽来自锅炉或废蒸汽。图2-44为蒸汽喷射式制冷机的原理图，图中圆圈中的数字表示制冷剂的状态点。它的工作过程是：从锅炉1来的工作蒸汽（0.4～0.7 MPa）进入喷射器，经迅速膨胀后在出口处形成一定的真空，吸引蒸发器 6 中的蒸汽，于是蒸发器中的水不断蒸发，因蒸发时要吸收汽化潜热，使水温下降，在此实现了制冷过程；蒸发器中的冷水称冷媒水，可用水泵送到制冷空间（或容器）如空调装置的喷淋室去吸热，升温后的冷媒水再返回到蒸发器中重新冷却；在喷射器出口处被吸引来的蒸汽与喷射蒸汽混合后，在喷射器的扩压段被压缩到冷凝压力，并进入冷凝器3；在冷凝器中蒸汽被冷却成液体，放出的汽化潜热被冷却水带到外界环境中散去；从冷凝器出来的冷凝水分成两路，一路经水泵4返回锅炉里，另一路经节流阀5降压后进入蒸发器中蒸发和冷却。

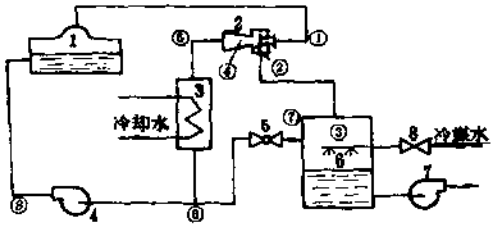


图 2-44 蒸汽喷射式制冷机闭式循环原理图

1—锅炉；2—喷射器；3—冷凝器；4—给水泵；5—节流阀；6—蒸发器；7—冷媒水泵；8—节流阀；①、②、③各状态点

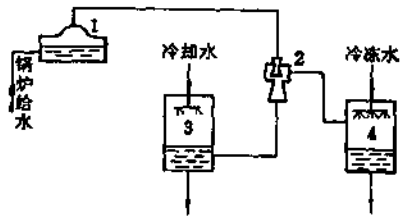


图 2-45 蒸汽喷射式制冷机开式循环原理图

1—锅炉；2—喷射器；3—冷凝器；4—蒸发器

上述系统中制冷剂实现了闭式循环。但在实际应用中，常常用开式循环，如图 2-45 所示。在这种循环中，冷凝后的水不再补给到锅炉里，锅炉用另外水补给。两种循环的制冷原理是一样的。

2.7.2 蒸汽喷射式制冷机

1. 分类

蒸汽喷射式制冷机根据蒸发器结构的不同，可分为单效式和多效式两种。蒸发器中只有一种蒸发温度的，称为单效式蒸汽喷射式制冷机；蒸发器中有两种或多种蒸发温度的，称为多效式蒸汽喷射式制冷机。

根据冷凝器结构的不同，蒸汽喷射式制冷机可分为大气式和蒸发式两种。采用大气式冷凝器的称为大气式蒸汽喷射式制冷机；采用蒸发式冷凝器的称为蒸发式蒸汽喷射式制冷机。

2. 蒸发器

蒸汽喷射式制冷机的蒸发器有单效和多效之分。蒸发器中只有一种蒸发温度的，称为单效蒸发器，具有两种以上不同蒸发温度的，称为多效蒸发器，如图 2-46 所示，冷媒水在其中从进水温度逐级冷却到出水温度。与单效比较，采用多效蒸发，可以减少引射冷媒水蒸气所需要的功，因而减少了制冷机的蒸汽消耗量，从而也减少了冷却水的消耗量。

蒸发效数越多，则经济性越高。但随着效数的增多，主喷射器的数量也增多，蒸发器结构也变得比较复杂，对制造安装和运行都不利。因此，一般当冷媒水温差在 4 C以下时可设计成一效，5～7 C可设计成二效，8～12 C可设计成三效。目前国内外采用的最大效数为五效。

多效蒸发器一般采用立式，图 2-47 是三效立式蒸发器示意图。

三效立式蒸发器是由钢板焊制成的圆形筒体，隔板将蒸发器分为第一、二、三效蒸发室。冷冻回水（即冷媒水）从顶部供入，经配水盘、淋水板，流至第一效蒸发室，蒸发出的冷剂水蒸气从连接管被蒸汽喷射器吸出。被冷却后的冷媒水再通过淋水盘，依次经第二效、第三效蒸发室进一步冷却，最后从下部流出。

3. 冷凝器

蒸汽喷射式制冷机的冷凝器有大气式冷凝器和蒸发式冷凝器两种。当采用多效蒸发器时，则相应配用多效冷凝器，这样可以进一步降低

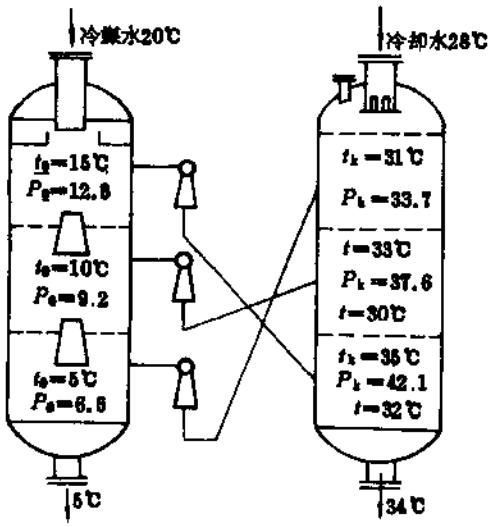
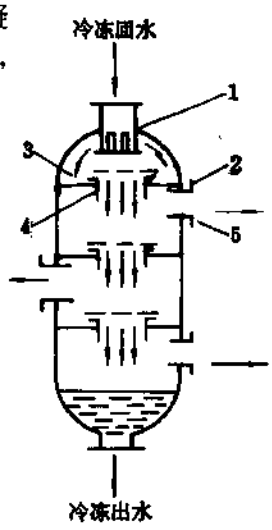


图 2-46 多效蒸喷式示意图



2-47 三效立式蒸发器
1—配水盘；2—淋水板；3—隔板；4—挡水板；5—制冷剂水蒸汽排出管

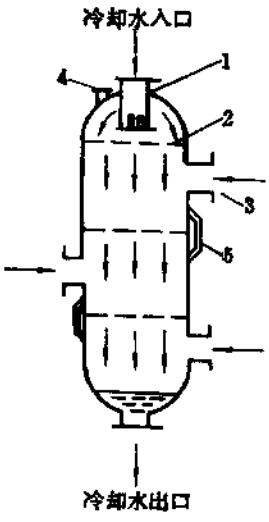


图 2-48 大气式冷凝器
1—配电盘；2—淋水板；3—混合蒸汽入口；4—不凝性气体排出管；5—气体连通管

蒸汽喷射器的压缩比，减少工作蒸汽和冷却水的耗量。

图 2-48 为三效大气式冷凝器，其构造与三效立式蒸发器相似，也是用钢板卷制成的圆筒，筒内有三块多孔淋水板，从而形成三个冷凝室，各效冷凝室的连接管分别与各效蒸气喷射器的扩压段出口相连。从上部将冷却水送入，经配水盘，淋水板，依次进入第三、二、一效冷凝室，在冷凝室内冷却水与来自喷射器的混合蒸汽直接混合，并将混合蒸汽冷凝成液态，与冷却水一起从下部排出筒体。由于冷却水与混合蒸汽直接混合，故这种冷凝器也称为混合式冷凝器。

图 2-49 为三效立式蒸汽喷射式制冷机的流程图。蒸发器和冷凝器均为立式，且采用 11 m 高平台的高位安装。与三效蒸发器相适应的冷凝器也采用三效式，而且两种热交换器采用反向连接的方式，这样可使三个主喷射器的压缩比大致接近，因此可简化为采用同一种规格的主喷射器，并有利于主喷射器的工作。

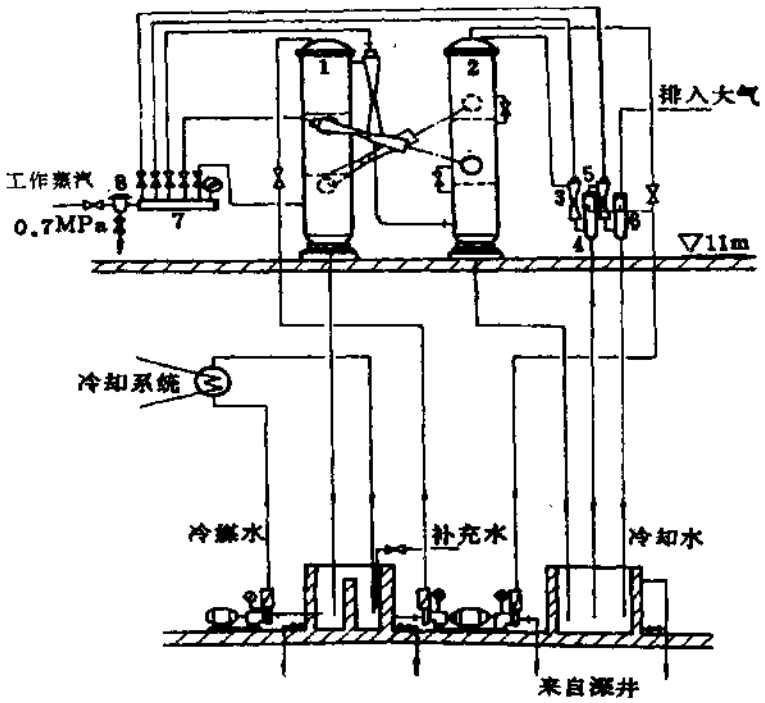


图 2-49　三效立式蒸汽喷射式制冷机流程图

1—蒸发器；2—主冷凝器；3—一级辅助喷射器；4—一级辅助冷凝器；5—二级辅助喷射器；6—二级辅助冷凝器；7—分汽缸；8—水分离器

该种制冷机由蒸发器，一、二、三效喷射器，主冷凝器，一、二级辅助喷射器，一、二级辅助冷凝器，水泵等组成。冷媒水从立式三效蒸发器上部进入，经蒸发器内淋水板的三次淋洒，由于逐次蒸发，其温度逐渐降低，并从蒸发器底部流出供空调系统使用。蒸发器里各效蒸发室产生的蒸气由各自的喷射器引出，以保持蒸发器所需的真空。由喷射器出来的混合蒸汽进入主冷凝器。它也分为三层，分别与蒸发器各室连接。冷却水从主冷凝器顶部流入，混合蒸汽经过冷却水淋洒之后被冷凝，与冷却水一起由下部排入水池。积存在主冷凝器内的未凝结蒸汽和空气，由第一级辅助喷射器抽出，经过第一辅助冷凝器的冷凝，再由第二级辅助喷射器抽出和第二辅助冷凝器冷凝后直接排入大气。在第一、第二辅助冷凝器中凝结下来的水流入排水池。由于蒸

发器和冷凝器的压力很低，为了让凝结水由容器底部畅通地流出，其主要设备安装在10 m以上高度的平台上，以达到：(容器内压力＋安装高度产生压头－流动阻力)＞大气压。

蒸发式冷凝器是一组或几组冷凝排管按不同设计负荷选配而成的，其冷凝温度主要取决于周围的环境温度和湿度。

图2-50为二效蒸发式蒸汽喷射制冷机的流程图。其结构和流程与图2-49基本相同。所不同的只是采用管子外表面淋水冷却的蒸发式冷凝器，采用二效立式蒸发器、两个主喷射器和一效主冷凝器。

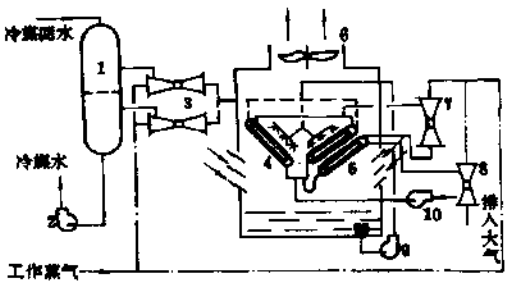


图2-50　二效蒸发式蒸汽喷射式制冷机流程图

1—二效立式蒸发器；2—冷媒水给水泵；3—主喷射器；4—蒸发式主冷凝器；5—辅助冷凝器；6—轴流风机；7—第一辅助喷射器；8—第二辅助喷射器；9—冷却水泵；10—冷凝水泵

第三章　制冷剂、载冷剂和润滑油

制冷剂又称制冷工质，是制冷循环中的工作介质。例如在蒸气压缩式制冷循环中，利用制冷剂的相变来传递热量，即制冷剂在蒸发器中汽化时吸热，在冷凝器中凝结时放热。当前，能用作制冷剂的物质有 80 多种，最常用的是氨、氟利昂类、水和少数碳氢化合物等。

载冷剂又称冷媒，是间接制冷系统中传递热量的液体介质。它在蒸发器里被制冷剂冷却后，送至冷却设备中吸收被冷却物体的热量，再返回到蒸发器里将吸收的热量释放给制冷剂，自身又重新被冷却，如此循环可达到连续制冷的目的。常用的载冷剂有水、盐水和有机溶液等。

制冷机用的润滑油又称冷冻机油，它要在制冷系统的最低温度下仍能流动，以保证压缩机运动部件的良好润滑。

3.1　制冷剂与环保概述

3.1.1　制冷剂的发展概况

制冷剂的种类很多，并且在不断地发展。早在 19 世纪 70 年代，氨(NH_3)、氯甲烷(CH_3Cl)及二氧化硫(SO_2)等先后被用作制冷剂，后来又发展了氯乙烷(C_2Cl_6)和二氧化碳(CO_2)等。由于氨具有比较适中的压力范围和较大的单位容积制冷量，因此逐渐代替了其他几种制冷剂。

20 世纪 30 年代氟利昂制冷剂的出现，对制冷技术产生了推动作用。由于它有无毒、无味、不燃和无爆炸等优点，并且腐蚀性小，热和化学稳定性好，成为一种比较理想的制冷剂，得到了广泛的应用。

氟利昂是将甲烷(CH_4)和乙烷(C_2H_6)碳氢化合物中的部分或全部氢(H)元素用氯(Cl)和氟(F)元素置换，一般具有 $C_kH_lCl_mF_n$ 分子式结构的制冷剂的总称。

近些年来，科学家的研究证实 R11($CFCl_3$)、R12(CF_2Cl_2)、R13($C_2F_3Cl_3$)等氯氟烃化合物(CFC)制冷剂，当它们泄漏或排放后扩散到地球的同温层中，会破坏臭氧层，结果使地球上生物遭到紫外线的损害，进而危及人类的健康与安全。另一方面，氯氟烃化合物的排放会加剧地球的温室效应，会像二氧化碳那样使地球温度升高。

为了便于识别各种氟利昂对臭氧层的破坏作用，美国杜邦公司首先提出用 CFC 代表含氯的氟化碳，用 HCFC 表示含氢、氯的氟化碳，而用 HFC 表示含氢无氯的氟化碳。这三类物质中，因 CFC 中含氯元素，对臭氧层具有最大的破坏作用，是禁用制冷剂；而 HCFC 中由于氢元素的存在，大大减弱了对臭氧层的破坏作用，目前还可以继续使用，属过渡制冷剂；至于无氯的 HFC，则不会对臭氧层破坏，受到国际社会的重视，成为替代制冷剂。

1987 年 9 月在加拿大的蒙特利尔市召开了专门性的国际会议，并签署了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》，于 1989 年 1 月 1 日起生效，对氟利昂中的 R11、R12、R113、R114

及 R115 等 CFC 类的生产进行限制。1990 年 6 月在伦敦召开了该议定书缔约国的第二次会议，增加了对全部 CFC、四氯化碳(CCl_4)和甲基氯仿($C_2H_3Cl_3$)生产的限制，要求缔约国中的发达国家在 2000 年完全停止生产以上物质，发展中国家可推迟到 2010 年。另外对过渡性物质 HCFC 提出了 2020 年后的控制日程表。

我国已宣布加入修改后的《蒙特利尔议定书》，必须加快 CFC 替代物质的研究和生产。目前，HCFC 中的 R123 和 HCF 中的 R134a 是 R11 和 R12 最有希望的替代制冷剂。

3.1.2 制冷剂的分类与代号

根据制冷剂在标准大气压力(100 kPa)条件下沸腾温度 t_n 的高低，一般可将其分为三类：高温制冷剂，中温制冷剂和低温制冷剂。详见表 3-1 所示。

表 3-1 制冷剂按 t_n 的分类

类 别	t_n(℃)	环境温度在 30℃时的冷凝压力(kPa)	制冷剂举例	应用举例
高温制冷剂（或称低压制冷剂）	>0	约<300	R11，R113，R114，R21	离心式制冷机的空调系统
中温制冷剂（或称中压制冷剂）	−60～0	约在 3000～2000	R12，R22，R717，R142，R502	普通单级压缩和双级压缩的活塞式制冷压缩机，−60℃以上的制冷装置
低温制冷剂（或称高压制冷剂）	<−60	约>2000	R13，R14，R503，烷，烯	复叠式制冷装置的低温级

制冷剂的品种很多，为了统一称谓和书写，制定了一套代号。目前世界上多数国家均采用 1967 年美国供暖制冷空调工程师协会标准(ASHRAE Standard 34—67)的规定。这一标准的编号方法是将制冷剂的代号同它的种属和化学构成联系起来。只要知道它的分子式，就可写出它的代号。代号是由字母 R 和其后的数字组成。下面按照制冷剂的种类分别介绍其编号方法。

(1) 无机化合物　可作为制冷剂的有氨、空气、水等。它们的代号中 R 后的第一个数字为 7，其后跟的数字是分子量的整数部分。当有两种或两种以上的制冷剂的分子量整数部分相同时，可在其余的制冷剂的编号上加一个 a 或 b…以资区别。常用无机物制冷剂的代号如下：

NH_3—R717　　N_2O—R744a

H_2O—R718　　CO_2—R744

空气—R729　　SO_2—R764

H_2—R702

(2) 氟利昂　氟利昂是饱和碳氢化合物(烷族)的卤族元素衍生物的总称。饱和碳氢化合物的分子式是 C_mH_{2m+2}，当 H_{2m+2} 被氟(F)、氯(Cl)或溴(Br)部分或全部取代后，所得衍生物将是

$$C_mH_nF_xCl_yBr_z$$

这就是氟利昂的分子通式，且 $n+x+y+z=2m+2$。

氟利昂的代号是用字母 R 和其后跟随的数字$(m-1)(n+1)(x)$B(z)组成。如果 $z=0$，则

B 字可省略。对于甲烷衍生物，$m=1$，则 $m-1=0$，而“0”又是数字的第一位，可省去。举例如表 3-2 所示。

表 3-2 氟利昂代号举例

制 冷 剂	分 子 式	代 号 R($m-1$)($n+1$)(x)B(z)
一氟三氯甲烷	$CFCl_3$	R 11
二氟二氯甲烷	CF_2Cl_2	R 12
三氟一氯甲烷	CF_3Cl	R 13
二氟一氯甲烷	CHF_2Cl	R 22
三氟一溴甲烷	CF_3Br	R 13B1
用氟一氯乙烷	C_2F_5Cl	R 115

(3) 饱和碳氢化合物　饱和碳氢化合物也按照氟利昂的编号规则书写。如甲烷为 R50，乙烷为 R170，丙烷为 R290，但丁烷不按上述规则写，而写成 R600。此外，同素异构物在代号后面加一个字母“a”，如异二氟乙烷为 R152a。

(4) 环状化合物　环状有机化合物是在 R 后面加上一个“C”，然后按氟利昂的编号书写。例如六氟二氯环丁烷写作 RC316。

(5) 非饱和碳氢化合物和它们的卤族元素衍生物　在 R 后面先写一个“1”，然后写上按氟利昂编号规则的数字。举例如表 3-3 所示。

表 3-3

制 冷 剂	化学分子式	代 号
二氟二氯乙烯	$CF_2=Cl_2$	R 1112a
氟乙烯	$CH_2=CHF$	R 1141
乙烯	$CH_2=CH_2$	R 1150
丙烯	$CH_2CH_2=CH_2$	R 1170

(6) 共沸制冷剂　共沸制冷剂是由两种(或两种以上)互溶的单纯制冷剂在常温下按一定的比例相互混合而成的。它的性质与单纯的制冷剂的性质一样，在恒定的压力下具有恒定的蒸发温度，且气相与液相的组分也相同。共沸制冷剂在编号标准中规定 R 后的第 1 个字母为 5，其后的两位数字按实用的先后次序编号，见表 3-4 所示。

(7) 非共沸制冷剂　非共沸制冷剂是由两种(或两种以上)相互不形成共沸溶液的单一制冷剂混合而成的溶液。溶液被加热时，在一定的蒸发压力下，较易挥发的组分蒸发的比例大，难挥发的组分蒸发的比例小，因而气、液相的组成不相同；且制冷剂在整个蒸发过程中温度是变化的。在冷凝过程中，也有类似特性。目前，在制冷剂编号标准中对非共沸制冷剂还未加以编号。

表 3-4 共沸制冷剂代号

编　号	单一制冷剂名称	混合的质量百分比	分 子 量	沸　点(℃)
R500	R12/R152a	73.8/26.2	99.3	−33.5
R501	R22/R12	75/25	—	−41.5
R502	R22/R115	48.3/51.2	111.6	−45.4
R503	R23/R13	40.1/59.9	87.6	−87
R504	R32/R115	48.2/51.8	79.2	−59.2
R505	R12/R31	78.0/22.0	—	≈−32
R506	R31/R114	55.1/44.9	—	−12.5

3.1.3 氟利昂制冷剂与环保

1. 臭氧层遭破坏的原因

氟利昂除了作为制冷剂大量用于电冰箱和空调器等制冷设备之外，还有两种用途：一是作为隔热材料的发泡剂，在电冰箱隔热层发泡和预制泡沫塑料板生产中应用；二是在卫生杀虫和化妆品生产中用作气雾罐的抛射剂。因此，全世界的氟利昂用量非常大。消耗的氟利昂排入大气后聚集在大气上层，使臭氧层遭到破坏。

臭氧(O_3)是大气中具有微腥臭的浅蓝色气体，主要集中在离地面 20 至 25 km 的平流层内，科学家称此为臭氧层。它是地球上生命的保护伞，阻挡了 99%的紫外线辐射，使地球生物免遭紫外线的伤害。

臭氧层浓度每降低 1%，太阳紫外线的辐射就增加 2%，皮肤癌的患者会增加 7%，白内障患者增加 0.6%。紫外线还会破坏植物的光合作用和受粉能力，最终降低农业产量。

臭氧层消减和南极上空臭氧层出现"空洞"的原因主要有两种：一是自然因素，太阳黑子爆炸产生的带电质子轰击臭氧层，使臭氧分解，加上氧流的上升运动使南极上空的臭氧浓度降低；二是人为因素，制冷剂、发泡剂、灭火剂、消毒剂等向大气中排放了氟利昂，在太阳紫外线的照射下会分解出氯原子，氯原子会夺取臭氧分子中的一个原子面使臭氧变成普通氧。科学家们发现臭氧层在遭到破坏以后，呼吁国际社会为拯救地球臭氧层面限制和禁止使用氟利昂。

2. 温室气体及温室效应

温室气体主要是指大气对流层中的二氧化碳(CO_2)、甲烷(CH_4)、氩气(Ar)和臭氧(O_3)等，也包括制冷剂中的 CFC。它们可以让短波太阳光几乎不受阻挡地通过，而把从地球表面反射出来的长波辐射热挡住，使地球表面保持了一定的温度。但是过量的温室气体排放到大气中后，会增强地球表面的温室效应，影响了气温和降雨量，导致气候暖和，海平面升高。因此，为了保护地球的环境，国际公约也限制了温室气体的排放量。

3. 禁用制冷剂 CFC

由于 CFC 是含氯的氟利昂，对大气的臭氧层有严重的破坏作用，因此被列为禁用的制冷剂，至 2000 年停止生产。从旧的制冷系统中回收的 CFC 可用于部分制冷设备的添加，其数量将大大减少。不久，这类制冷剂将从市场上消失。

与 CFC 相关的制冷剂有：R11、R12、R13、R113、R114、R115、R500、R502、R13B1 等。

4. 过渡制冷剂 HCFC

这类制冷剂也含氯原子，但分子结构中部分的氯原子已被氢原子替代，对大气臭氧层的破坏作用较弱，目前还允许使用，最终也将被禁止生产。这类制冷剂的代表是 R22，以及以 R22 为基础的混合制冷剂，其品种为 R22、R401、R402、R403、R408、R409 等。

5. 替代制冷剂 HFC

这是一类不含氯的制冷剂，对环境无害，如 R134a、R404a、R407a/b/c 和 R502 等。目前 R134a 已替代 R12 用于制冷设备中。使用时应注意的问题是润滑，它们与润滑油不相溶解。

6. 自然制冷剂

与人工合成的制冷剂相比，这类制冷剂在自然界也存在，它们不破坏臭氧层，对环境也无害。其缺点是可燃、有毒、液化压力高等，因而使用受到一定的限制。这类制冷剂包括 R717（氨）、R290（丙烷）、R600（丁烷）等。这类制冷剂在一定的安全规程下可以使用。其中氨早已用作制冷剂，今后的应用范围还会扩大。R290 和 R600 已成功地用在电冰箱等制冷设备中，并取得了节能的效果。

3.2 常用制冷剂的种类及特性

目前，常用的制冷剂有水、氨、氟利昂以及某些碳氢化合物，如乙烯、丙烯等。表 3-5 列出它们的一些特性参数。

3.2.1 水（R718）

水是最容易得到的物质，没有毒性，不会燃烧，也不会爆炸，而且气化潜热最大，约为 2500 kJ/kg 左右。但是水作为制冷剂的最大缺点是，在常压下饱和温度较高，达 100℃，在常温下的饱和蒸汽压力很低，比容非常大。而且，在以水为制冷剂的制冷机中，蒸发温度只能在 0℃ 以上。所以，水用作制冷剂的实用范围受到一定的限制。目前，一般只用于蒸汽喷射式制冷机和溴化锂吸收式制冷机中。

表 3-5 常用制冷剂的一些特性参数

制冷剂名称	化学分子式	代号		分子量	标准气压下沸腾温度 ℃	临界温度 ℃	临界压力 MPa	临界比容 L/kg	标准气压下凝固温度 ℃
		国内习用	国际通用						
水	H_2O	—	R718	18.016	100.00	374.15	22.114	3.260	0.0
氨	NH_3	—	R717	17.031	−33.35	132.4	11.290	4.130	−77.7
一氟三氯甲烷	$CFCl_3$	F11	R11	137.39	23.7	197.78	4.371	1.805	−111.0
二氟二氯甲烷	CF_2Cl_2	F12	R12	120.92	−29.8	112.04	4.112	1.793	−155.0
三氟一氯甲烷	CF_3Cl	F13	R13	104.47	−81.5	28.78	3.865	1.721	−180.0
四氟甲烷	CF_4	F14	R14	88.01	−128.0	−45.45	3.744	1.580	−184.0
一氟二氯甲烷	$CHFCl_2$	F21	R21	102.92	8.9	178.5	5.163	1.915	−135.0
二氟一氯甲烷	CHF_2Cl	F22	R22	86.48	−40.8	96.0	4.932	1.905	−160.0
三氟三氯乙烷	$C_2F_3Cl_3$	F113	R113	187.39	47.68	214.1	3.412	1.735	−36.6

（续表）

制冷剂名称	化学分子式	代号		分子量	标准气压下沸腾温度 C	临界温度 C	临界压力 MPa	临界比容 L/kg	标准气压下凝固温度 C
		国内习用	国际通用						
四氟二氯乙烷	$C_2F_4Cl_2$	F114	R114	170.01	3.5	145.8	3.273	1.715	−94.0
五氟一氯乙烷	C_2F_5Cl	F115	R115	154.48	−38.0	80.0	3.234	1.680	−106.0
二氟一氯乙烷	$C_2H_3F_2Cl$	F142	R142	100.48	−9.25	137	4.116	2.30	−130.8
乙烯	C_2H_4	—	R1150	28.05	−103.7	9.5	5.057	4.62	−169.5
丙烯	C_3H_6	—	R1270	42.08	−47.7	91.4	4.596	4.28	−185.0

3.2.2 氨(R717)

氨是应用较广的中温制冷剂。它在常温和普通低温范围内压力比较适中。单位容积制冷量大，粘性小，流动阻力小，传热性能好。

氨对人体有较大的毒性。氨蒸气无色，具有强烈的刺激性臭味，刺激人的眼睛及呼吸器官。氨液飞溅到皮肤上时会引起肿胀甚至冻伤。当氨蒸气在空气中容积浓度达到0.5%～0.6%时，人在其中停留半小时即可中毒。

氨可以引起燃烧和爆炸，当空气中氨的含量达16%～25%(容积百分比)时可引起爆炸。空气中氨的含量达到11%～14%时即可点燃(燃烧时呈黄色火焰)。因此车间内的工作区里氨蒸气浓度不得超过20 mg/m^3。

氨能以任意比例与水相互溶解，组成氨水溶液，在低温时水也不会从溶液中析出而冻结成冰。所以，氨系统里不必设置干燥器。但氨系统中有水分时会加剧对金属的腐蚀，同时使冷量减少。所以一般限制氨中的含水量不得超过0.2%。

氨在润滑油中的溶解度很小，因此氨制冷机管道及换热器的传热表面上会积有油膜，影响传热效果，氨液的密度比润滑油小，在贮液筒和蒸发器里，油会积存在下部，需定期放出。

氨对钢铁不起腐蚀作用，但当含有水分时将要腐蚀锌、铜、青铜及其他铜合金。只有磷青铜不被腐蚀。因此，在氨制冷机中不用铜和铜合金材料，只有那些连杆衬套、密封环等零件才允许使用高锡磷青铜。

目前氨用于蒸发温度在−65℃以上的大型或中型单级、双级活塞式制冷机。

3.2.3 氟利昂

氟利昂是一类透明、无味、基本无毒，又不易燃烧、爆炸、化学性能稳定的制冷剂。不同化学组成和结构的氟利昂制冷剂热力性质相差很大，可适用于高温、中温和低温制冷机，以适应不同制冷温度的要求。

氟利昂制冷剂的绝热指数小，因此排气温度低。又因其分子量大，可适用于大型离心式压缩机。但氟利昂制冷剂一般单位容积制冷量小，密度大，管道阻力大，价格较高，渗透性强，易于泄漏。

氟利昂对水的溶解度小。制冷装置中进入水分后会产生酸性物质，并容易造成低温系统的“冰塞”，堵塞节流阀或管道。因此氟利昂制冷系统应避免水分进入，对进入系统的水分应及时予以排除。另外为避免氟利昂与天然橡胶起作用，其装置应采用丁腈橡胶作垫片或密封圈。

氟利昂能不同程度地溶解润滑油，不易在系统中形成油膜，但易造成低温蒸发系统集油，所以氟利昂制冷系统在压缩机排出端应设分油器，以减少润滑油进入系统。安装系统时应考虑能顺利地回油。

由于氟利昂泄漏不易发现，通常采用卤素灯或卤素仪检漏，安装系统时应保证有较好的气密性能。

目前氟利昂制冷剂的应用相当广泛，常用的氟利昂制冷剂有 R12、R22、R502 等，现介绍如下。

1. 氟利昂 12(CF_2Cl_2，R12)

R12 是氟利昂类制冷剂应用最多的一种。在中、小型食品冷库、空调、电冰箱以及水、陆冷藏运输等制冷装置中被广泛采用。R12 具有较好的热力学性能，冷凝压力较低，采用风冷或自然水冷时的冷凝压力约 0.8～1.2 MPa。R12 的标准蒸发温度为－29.8℃，属中温制冷剂，用于中、小型活塞式压缩机最低可获得－70℃的低温，而对大型离心式压缩机可获得－80℃的低温。

R12 的单位容积制冷量小，在相同制冷量时与氨制冷机相比，其压缩机和管系尺寸都比较大。由于 R12 易溶于润滑油，为保证压缩机的润滑，多采用粘度较高的润滑油。R12 对水的溶解度很小，使用中应避免水分进入系统。应提及的是：由于 R12 对大气臭氧层的破坏严重，是禁用的主要制冷剂之一，预测 R12 近年将逐步被限用、替代，并限制以至停止生产。

2. 氟利昂 22(CHF_2Cl，R22)

R22 近年来在制冷装置中开始广泛使用，特别是在各种立柜式、窗式空调机组和低温冰箱中采用更为普遍。R22 的热力学性能与氨相近。R22 的标准气化温度为－40.8℃，通常冷凝压力不超过 1.6MPa。R22 不燃、不爆，使用中比氨安全可靠。R22 的单位容积制冷量比 R12 约高 60%，又因其低温时的单位容积制冷量和饱和压力均高于 R12 和氨，所以它更适用于低温制冷装置。

水在 R22 液体中的溶解度比 R12 大，R22 能够部分地与润滑油互相溶解，但在低温制冷系统仍然可能产生"冰塞"或集油。因此在制冷系统中必须安装过滤-干燥器和分油器，而对已进入系统的水分和润滑油应及时清除。

R22 对金属的作用、泄漏特性、检漏方法等与 R12 相同。R22 对大气臭氧层的破坏仅相当 R12 的 5%。国家正在研究，在一些场合，用 R22 替代 R12，以解决近期 R12 禁用之急。

3. 氟利昂 134a(R134a　$C_2H_2F_4$)

R134a 是一种新型制冷剂，其标准蒸发温度为－26.5℃。它的主要热力性质与 R12 相似，见表 3-6。目前国际上对 R134a 进行了研究，认为 R134a 是比较理想的 R12 替代制冷剂。R134a 的主要物理和热力学性质见书末附表。

表 3-6　R134a 与 R12 的主要性能比较

工　　质	R134a(HFC-134a)	R12(CFC-12)
化学分子式	CH_2FCF_3	CF_2Cl_2
相对分子质量	102.0	120.93
标准气化温度℃	－26.5	－29.8
凝固点℃	－101.0	－155.0
临界温度℃	100.6	112.0

（续表）

工　　质		R134a(HFC-134a)	R12(CFC-12)
临界压力 MPa		3.944	4.12
临界比容 L/kg		2.047	1.793
25℃时，液体密度 kg/L		1.203	1.309
25℃时，蒸气压力 MPa		0.6613	0.6516
标准气化温度饱和蒸气密度 kg/m^3		5.05	6.33
25℃时，液体比热容 kJ/(kg·K)		1.129	0.971
25℃时，常压下蒸气定压比热容 kJ/(kg·K)		0.791	0.615
标准气化温度时的气化潜热 kJ/kg		219.8	165.3
25℃时，导热系数 W/(m·K)	蒸气	0.0083	0.0097
	液体	0.118	0.068
25℃时，常压下动力粘度 Pa·s	蒸气	1.23×10^{-5}	1.11×10^{-5}
	液体		2.52×10^{-4}
24℃时，表面张力 N/m		0.0108	0.0091
25℃时，常压下在水中溶解度(质量百分比)		0.15	
空气中可燃性		无	无

4. 氟利昂 502(R502)

R502 是 R115 和 R22 以 51.2%和 48.8%的重量百分比混和而成的共沸溶液。R502 与 R115、R22 相比具有更好的热力学性能，更适用于低温。R502 的标准蒸发温度为－45.6℃，正常工作压力与 R22 相近。在相同工况下的单位容积制冷量比 R22 大，但排气温度却比 R22 低。R502 用于全封闭、半封闭或某些中、小型制冷装置，其蒸发温度可低达－55℃。R502 在国外发展很快，国内已开始使用。

5. 其他氟利昂制冷剂

(1) 氟利昂 11(R11，一氟三氯甲烷 $CFCl_3$)　R11 属于高温制冷剂，可用于空调或热泵系统中。它的分子量为 137.3，比 R12 和 R22 都大，适宜在离心式压缩机中使用。R11 传热性能与 R12 相接近，粘性比 R12 大。

R11 中有三个氯原子，毒性比 R12 大。水在 R11 中的溶解能力与 R12 相接近。R11 对金属及润滑油的作用也与 R12 大致相似。R11 与明火接触时，较 R12 更易分解出光气，因此使用 R11 制冷剂的机房要严禁明火。

(2) 氟利昂13(R13，三氟一氯甲烷 CF_3Cl)　R13是一种低温制冷剂，无毒，比 R12更安全。

R13 在润滑油中是不溶解的，当它们放在一起时，会明显地分成两层，所以，在 R13 的制冷系统中，管道壁上和换热器的传热表面上会积有油膜，影响传热效果。为此，在系统中必须设置油分离器。

水在R13液体中的溶解度与在R12液体中大致相同。对金属的作用和泄漏性也与R12相似。

R13 的显著优点是蒸气比容小，临界温度低，所以，一般用在－70～－110℃的低温复叠式制冷机的低温级中。

(3) 氟利昂 14(R14，四氟甲烷 CF_4)　R14 是低温制冷剂，无毒，性质稳定，不易分解，微溶于水，在润滑油中不溶解。在相同的温度下，R14 的饱和压力比 R13 高，常用于－110～－150℃的复叠式制冷机的低温级中。

(4) 氟利昂 142(R142，二氟一氯乙烷)　R142 是一种中温制冷剂。它的特点是，在比较高的冷凝温度(如 80℃)下而冷凝压力不高，因而适用于环境温度较高的场所。例如，轧钢车间行

车上所用的 TL-3 特殊冷风机就是以 R142 作为制冷剂的，即使环境温度高达 70℃，行车驾驶室内仍可降温到 30℃左右，其压缩机的排气压力约为 1.43 MPa(表压)左右。

R142的毒性与 R22相近。它与空气混合，当容积浓度在10.6%～15.1%范围内会发生爆炸。

3.2.4 氟利昂的特性

1. 氟利昂的化学性能

氟利昂制冷剂的化学性质比较稳定。

氟利昂对非金属材料的膨润作用较强，另一方面也与使用的润滑油有关，氟利昂、润滑油、合成橡胶三者关系非常复杂，即使耐氟橡胶，一经浸润，其膨胀和腐蚀作用也会成倍增大。

通常情况下，氟利昂对钢、铜、黄铜几乎无腐蚀性，但对含镁量大于 2%的合金钢有腐蚀性。氟利昂在不正常的情况下会发生水解作用，呈现酸性，对金属也会产生腐蚀作用。

氟利昂与润滑油相溶后会出现“镀铜”现象，即制冷系统中的铜及铜合金因与这些混溶物持续接触而不断溶解，然后沉积在钢质部件如气缸壁、曲轴、活塞环、阀片等的表面上，从而会破坏阀门的严密性和轴承与轴颈的间隙，对压缩机的运行产生不利的影响。

使用氟利昂的制冷机在不改变零部件材料的情况下，不可随意改成氨制冷机。

2. 氟利昂的电气性能

随着半封闭、全封闭制冷机的广泛应用，对制冷剂的电气性能也提出了更高的要求，不仅要求有好的绝缘性，而且要求电流通过时制冷剂的特性不会改变。氟利昂的电气性能见表 3-7 所列。

表 3-7 氟利昂制冷剂的电气性能

制冷剂种类 \ 项目		电容率	绝缘电阻(MΩ·cm,60 Hz)	击穿电压(kV/cm)(气态:压力 98 kPa,温度 0℃)
R11	液	1.93	6.36	111
	气	1.010	7.45	108
R12	液	1.78	5.02	148
	气	1.014	7.19	148
R21	液	4.88	8.94	122
	气	1.020	3.66	—
R22	液	6.12	8.32	120
	气	1.003	2.06	170～180
R113	液	1.68	4.37	126
	气	1.010	9.43	170～180
R114	液	1.83	6.65	126
	气	1.002	14.80	—
R500	液	1.80	5.58	157.5
	气	1.024	1.20	185
R502	液	3.40	7.65	—
	气	1.009	10.00	55.1

制冷剂中如果混有杂质，电气性能会受到一定影响，其影响程度可用制冷剂的电容率来表示。制冷剂的电容率越大，杂质呈离子状态的可能性也越大，由于离子的作用，导电性迅速增强，即使杂质含量极微，电阻值仍减小很多。

全封闭制冷机使用的制冷剂液相、气相电阻值都要大，否则，由于电气绝缘性能差，耗电量

将增加。

R500 与 R12 的电气性能相近，适用于全封闭制冷机。液相 R22 的电阻值小，而且电容率大，混入杂质后电阻值会进一步减小，所以使用 R22 时，系统必须清洗干净。R502 的电气绝缘性能远比 R12 优越，而且不腐蚀电气绝缘材料。

3. 氟利昂与水和润滑油的关系

氟利昂和水几乎完全互不相溶，对水分的溶解度极小。从低温侧进入装置的水分呈水蒸气状态，它和氟利昂蒸气一起被压缩而进入冷凝器，再冷凝成液态水，水以液滴状混于氟利昂液体中，在膨胀阀处因低温而冻结成冰，堵塞阀门，使制冷装置不能正常工作。水分还能使氟利昂发生水解而产生酸，使制冷系统内发生"镀铜"现象。所以，水分是制冷系统内的有害因素。

氟利昂族制冷剂因各自的特性不同，对水分的溶解度也不一样。例如 R22 中的氢原子与水分子之间的亲和力较强，液态 R22 对水分的溶解度大于 R12，所以 R22 膨胀阀内产生冰堵的可能性就小。氟利昂对水分的溶解度见表 3-8。

在制冷压缩机中，油是一种不可缺少的物质，一般制冷压缩机的曲轴箱中都要存有油，因此制冷剂同油接触的机会很多。

氟利昂液一般是易溶于油的，但氟利昂蒸气却不能溶解于油。油能很好地溶于与其接触的氟利昂液；还能吸收氟利昂蒸气，使蒸气溶于油，但在高温时，油就不容易溶解氟利昂。氟利昂和油通常能彼此相溶。

无论在什么温度条件下，无论比例如何，R12 与润滑油均可相互混合。但 R22 与油混合后在低温状态下又容易分离，在容器内分成上下两层，上层是油，下层是 R22 液体。R500 与 R12 的性质基本相同，而 R502 则与 R22 相似。R502 的溶解性低于 R22，它与油的分离温度较高，这个温度随含油量的增加而提高。

氟利昂与冷冻油混合后，电气绝缘性能降低，耗电量增加。R22 混入冷冻油后，其电气绝缘性能的变化情况见表 3-9 所列。

表 3-8　水在氟利昂液体中的溶解度(mg/kg)

制冷剂种类 / 温度(℃)	R11	R12	R21	R22	R113	R114
40	179	180	2090	1890	179	159
35	155	144	1840	1690	154	134
30	129	116	1580	1490	129	110
25	106	91	1330	1290	106	89
20	86	74	1110	1110	86	71
15	69	57	940	960	69	56
10	55	44	800	830	55	44
15	45	33	659	703	45	34
0	36	25	539	596	36	27
−5	28	18.7	432	505	28	20
−10	22	13.9	348	419	22	15
−15	18	10.1	287	346	18	12
−20	14	7.1	238	282	14	9
−25	10	5.1	191	229	10	6
−30	8	3.5	150	186	8	5
−35	6	2.4	115	149	6	3
−40	4	1.7	90	120	—	2
−45	3	1.2	68	94	—	1.6

（续表）

制冷剂种类 / 温度(℃)	R11	R12	R21	R22	R113	R114
−50	2	0.8	52	73	—	1.1
−55	1.3	0.5	39	56	—	0.7
−60	0.9	0.3	29	42	—	0.5
−65	0.7	0.2	21	32	—	0.3
−70	0.4	0.1	19	23	—	0.2

表 3-9　R22 与冷冻油混合后电气绝缘性能的变化

R22(%)	冷冻机油(%)	绝缘电阻(MΩ·cm,1000 Hz)
0	100	2×10^8
75.3	24.7	120
84.8	15.2	10～50
95.8	4.2	50
99.8	0.2	80
100	0	5200

3.2.5　共沸制冷剂

常用的共沸制冷剂有以下三种：

(1) R500　通常可代替 R12 用在活塞式制冷机中，其制冷量比 R12 大 20%左右。

水在 R500 中的溶解度极小，所以系统要求严格干燥，并需设置干燥器。R500 与润滑油能完全互溶。

(2) R502　R502 是性能良好的中温制冷剂，可代替 R22。在相同的吸气温度和压比下，使用 R502 时压缩机的排气温度比使用 R22 时低 10～25 ℃，这是因为与 R22 相混的 R12 是一种比热容大、绝热系数小的制冷剂。

R502 的溶水性比 R12 大 1.5 倍，在 82 ℃以上有较好的溶油性，低于 82 ℃时，溶油性差，油将与 R502 分层。

(3) R503　R503 无毒，无腐蚀性，不燃烧，可代替 R13 使用，适用于复叠式制冷机的低温级，制取−70～−85 ℃的低温。

3.2.6　制冷剂的安全标准

根据美国标准 ANSI/ASHRAE34−1989，对制冷剂的安全性，认为主要考虑毒性和可燃性两项，为此，分为六个等级：A_1、A_2、A_3 和 B_1、B_2、B_3。A 表示低毒性，B 表示高毒性。数字 1 代表不燃，2 代表低可燃，3 代表(易燃)高可燃。表 3-10 为安全等级划分。

表 3-10　制冷剂的安全等级划分

可燃性增加 ↑	可燃性	毒性	
		低	高
	高	A_3	B_3
	低	A_2	B_2
	不燃	A_1	B_1

毒性增加——→

表 3-11 为各种制冷剂的安全等级情况。

表 3-11　制冷剂的安全等级

制冷剂	分子式	沸点（℃）	安全等级	制冷剂	分子式	沸点（℃）	安全等级
1. 甲烷系列				R318	C_4F_8	−6	A_1
R10	CCl_4	77	B_1	5. 碳氢类			
R11	CCl_3F	24	A_1	R600	$CH_3CH_2CH_2CH_3$	0	A_3
R12	CCl_2F_2	−30	A_1	R600	$CH(CH_3)_3$		A_3
R13	$CClF_3$	−81	A_1	6. 氧化碳氢物			
R13B1	$CBrF_3$	−58	A_1	R611	$HCOOCH_3$	32	B_2
R14	CF_4	−128	A_1	R610	$C_2H_5OC_2H_6$	35	
R20	$CHCl_3$	61		7. 无机类：			
R21	$CHCl_2F$	9	B_1	R702	H_2	−253	A_3
R22	$CHClF_2$	−41	A_1	R704	He	−269	A_1
R30	CH_2Cl_2	40	B_2	R717	NH_3	−33	B_2
R31	CH_2ClF	−9		R718	H_2O	100	A_1
R40	CH_3Cl	−24	B_2	R720	Ne	−246	A_1
R41	CH_3F	−78		R728	N_2	−196	A_1
R50	CH_4	−161	A_3	R740	Ar	−186	A_1
2. 乙烷系列				R744	CO_2	−78	A_1
R110	CCl_3CCl_3	185		R764	SO_2	−10	B_1
R113	CCl_2FCCl_2	48	A_1	8. 不饱和有机物			
R114	$CClF_2CCl_2$	4	A_1	R112a	$CCl_2=CF_2$	19	
R115	$CClF_2CF_3$	−39	A_1	R1113	$CClF=CF_2$	−28	
R123	$CHCl_2CF_3$	27	B_1	R1114	$CF_2=CF_2$	−78	
R124	$CHClFCF_3$	−12		R1120	$CHCl=CCl_2$	87	
R124a	CHF_2CClF_2	−10		R1130	$CHCl=CHCl$	48	
R125	CHF_2CF_3	−49		R1140	$CH_2=CHCl$	−14	B_3
R134a	CH_2FCF_3	−26	A_1	R1141	$CH_2=CHF$	−72	
R142b	CH_3CClF_2	−10	A_2	R1150	$CH_2=CH_2$	−104	A_3
R152a	CH_3CHF_2	−25	A_2	R1270	$CH_3CH=CH_2$	−48	A_3
R170	CH_3CH_3	−89	A_3	9. 混合工质			
3. 丙烷系列				R400	R12/R114		A_1
R216ca	$CClF_2CF_2CClF_2$	36		R500	R12/R152a	−33	A_1
R218	$CF_3CF_2CF_3$	−37		R501	R22/R12	−41	A_1
R245cb	$CF_3CF_2CH_3$	−18		R502	R22/R115	−45	A_1
R290	$CH_3CH_2CH_3$	−42	A_3	R505	R12/R31	30	
4. 有机环烃类				R506	R31/R114	−12	
R316	$C_4Cl_2F_6$	60					

3.3 R12 和 R11 的替代制冷剂

根据国际公约，R12 和 R11 等 CFC 类制冷剂将要停止生产和被新的制冷剂所替代，下面介绍替代制冷剂所取得的进展。

3.3.1 R12 的替代

根据目前研究资料表明，R134a 是 R12 的比较理想的替代物，但是也有资料称，可以用其他替代物。表 3-12 是 R12 的替代物表。由表可知，替代物有四类。

第一类是现有的单一工质，有 R22、R23、R152a、R142b，其中 R22 和 R152a 比较有希望；

第二类是正在开发的新工质，有 R134a、R124、R123、R141b、R123a、R125、R134 等；

第三类是共沸混合工质，有 R500、R502 等；

第四类是非共沸的混合工质，有 R22(40%)＋R142b(60%)、R22＋R124、R22＋R114、R22＋R152a、R152a＋R114、R32＋R125、R134a＋R152a、R22＋R134a、Demeon (R12 占 87%，二甲醚占 13%)等二元混合工质；R22(36%)＋R124(40%)＋R152a(24%)、R22(36%)＋R152a(24%)＋R114(40%)等三元混合工质；加有其他制冷剂(非氟利昂系列)的混合工质和多元混合工质。

最近国际绿色和平组织提出采用碳氢化合物替代 R12。

3.3.2 R11 的替代

R11 主要用于发泡剂。虽然 R11 消耗量低于 R12，由于在发泡过程中大部分发泡剂排到大气中，R11 对臭氧层的破坏作用成为一个实际问题，更需要尽快替代。

替代 R11 发泡剂的情况为：

聚苯乙烯泡沫挤出薄片可采用 R22 替代，而挤出板材可用 R22/R142b 混合工质替代；

聚烯烃泡沫挤出薄片和板材，都可用 R22/R142b 混合工质替代；

聚氨酯泡沫软质和硬质发泡剂都可用 HCFC141b(R141b)和 HCFC123(R123)替代。从表 3-13 来看，在电冰箱硬质 PU 发泡中可以用 R141b 和 R123 替代 R11。表 3-14 为 R11 的替代物性能表。

减少 R11 在发泡中的用量也是一种临时措施，1991 年青岛崂山合成树脂厂与青岛电冰箱厂合作生产使用 835—E 聚醚同多种异腈酸酯在低氟下混合后发泡被称为低氟发泡聚醚多元醇，在电冰箱上发泡成功。氟利昂用量从原来配方中的 36 份降到 17 份，减少用量一半多。经测试导热系数为 0.0181～0.0184 W/(m·K)，达到先进水平。

根据以上介绍的 R12、R11 等 CFC 的替代工质，归结起来，现将 CFC 替代物的性质列于表 3-15，以便查找。

3.3.3 碳氢化合物制冷剂的应用

人们都认为 HFC134a(R134a)是替代制冷剂 CFC12(R12)最佳替代物，但是美中不足的是：HFC134a 应用到现有电冰箱中，存在着增加能耗和提高成本的问题；目前产量很小；还有温室效应问题。

表 3-12　R12 的替代物质

工　质	限制物质	单一工质					混合工质					
		现存工质			新工质		共沸		非共沸			
	R12	R22	R142b	R152a	R124	R134a	R500	R502	R22/R11	R22/R114	R22 40%/R142b(60%)	R22/R152a
分子量	120.9	86.5	100.5	66	136.5	102	99.29	111.64			94.9	
对温室效应的影响	1.0	0.07	<0.2	<0.1	<0.1	<0.1	0.7	0.04			<0.14	<0.1
对臭氧层破坏	1.0	0.05	<0.05	0	<0.05	0	<0.7	<0.3	0.53	0.53	0.05	0.05
沸点(℃)	−29.8	−40.8	−9.2	−21.7	−12	−26.5	−33.5	−45.6			−29	
燃烧范围	不燃	不燃	7.8～16.8	4.7～16.8	不燃	不燃	不燃	不燃	不燃	不燃	不燃 R142b 可燃	R152a 可燃 不燃
价格(美元/kg)	1.45	3		3		4.4～8.8	4				4	
用途	冰箱 冷柜 汽车 空调	空调	汽车空调 大空调	冰箱 冷柜	冰箱 冷柜	冰箱 空调					冰箱 冷柜	

表 3-13 硬质 PU 发泡剂比较表

替代物		R141b	R123
与R11相比较	导热性	高约 20%	高约 20%
	透过聚合物的扩散性	稍快	稍慢
	隔热性	低约 10%	低约 10%
	聚合物中溶解性	稍大	较大
	发泡用量	减少 15%～20%	增加 10%～15%
	价格	1.5～2 倍	3～5 倍
	臭氧消耗系数(ODP 值)	0.1	0.02
	发泡塑料质量	良好	良好
	与冰箱内胆塑料相容性	损害	溶解
	与物料的反应性能	相同(惰性)	相同(惰性)
	通过聚合物的扩散系数	相同(低)	相同(低)

表 3-14 R11 替代物性能表

制冷剂	R11	R123	R141b
分子式	CCl_3F	CF_3CHCl_2	CH_3CFCl_2
相对分子质量	137.4	152.9	117.0
沸点(℃)	23.8	28	32
临界温度(℃)	198.0	186.3	
临界压力(MPa)	4.50	3.94	
蒸发潜热(沸点)[(cal/g) (kJ/kg)]	[43.1 181.4]	[40.3 167.5]	[53 221.1]
导热率[(Btu/(h·ft·℉)) (W/(cm·℃))]	[0.0048 0.0813]	[0.0054 0.0934]	[0.0053 0.0916]
聚氨酯中的溶解浓度	低	低	低
通过聚合物的扩散系数	低	低	低
对臭氧的破坏系数	1.0	<0.05	<0.05
对温室效应的影响	0.4	<0.1	<0.1
着火浓度(容积)(%)	不燃	不燃	6.4～15.1
毒性(TLV 或 AEL 值,mg/kg)	1000	100(AEL)	—
液体粘度(25℃),mPa·s	0.42	0.45	0.304(30℃)
液体密度(25℃),g/cm³	1.48	1.475	1.25
价格(美元/kg)	1.32	2.75～5.50	2.20～4.40

表 3-15　CFC 替代物的物理化学性质

性　　质	制冷剂名称代号								
	R22	R123	R124	R125	R134a	R141b	R142b	R143a	R152a
沸点 C	−40.83	24.0	−12.0	−48.5	−26.5	32.0	−10.0	−47.6	−24.7
临界密度 g/mL	0.513	0.54	0.541	—	0.513	0.43	0.435	0.435	0.368
临界压力 MPa	4.977	3.85	3.63	3.58	4.067	4.72	4.12	3.76	4.496
临界温度 C	96.1	185	122	66.3	101.1	210.3	137.1	73.1	113.5
介电常数	6.11	—	—	—	—	—	—	—	34.4
偶极子力矩	1.42	—	—	—	—	—	2.21	2.23	2.3
成形热 kJ/mol	483.9	—	—	—	−904.2	—	−529.3	−715.6	−500.8
蒸发热 kJ/mol	18.79	26.3	22.9	19.1	22.4	25.87	22.4	—	14.7
液态密度(25 C)g/mL	1.174	1.462	1.38	1.25	1.203	1.232	1.113	0.940	0.950
液态比热容 J/(mol·K)	101.1	155	154	151	146	135	131.3	—	110
液态导热率 W/(m·K)	0.086	0.100	0.025	0.0214	0.0783	0.028	0.028	—	0.0346
液态粘度 Pa·s(×10^{-4})	2.3	4.49	3.14	1.04	2.02	4.09	3.2	—	2.39
凝固点 C	−160.0	−107	−199	−103	−101	−103.5	−131	—	−117
相对分子质量 g/mol	86.47	152.93	136.48	120.02	102.3	116.95	100.5	84.04	66.05
折射率	1.256	—	1.265	—	—	1.36	—	—	1.3
蒸气密度(25 C)g/mL	0.0035	0.0063	0.0068	0.00491	0.00418	0.00467	0.00411	0.00344	0.0027
蒸气比热容 J/(mol·K)	52.89	102.3	112.6	81.8	87.11	88.58	82.68	78.2	67.78
蒸气压力 MPa	1.044	0.0913	90.8	1.33	0.569	0.080	0.3	—	0.5431
气态导热率 W/(m·K)	0.09	0.0104	0.0034	0.00369	0.0115	0.0046	0.011	—	0.00377
气态粘度 Pa·s	1.23E−5	4.18E−4	1.2E−5	1.5E−5	1.25E−5	1.29E−4	—	—	—

表 3-15(续) CFC 的物理化学性质

性质	CFC 名称						
	11	12	113	114	115	500	502
沸点 C	23.83	−29.77	47.57	3.80	−38.0	−33.5	−45.6
临界密度 g/mL	0.554	0.556	0.576	0.582	0.596	—	—
临界压力 MPa	4.410	4.136	3.41	3.26	3.12	4.42	4.26
临界温度 C	198.1	111.8	214.1	145.7	80.0	105.6	90.0
介电常数	2.28	2.13	2.41	2.26	—	—	—
偶极子力矩	0.45	0.25	1.44	—	0.52	—	—
成形热 kJ/mol	−301.33	−461.7	−710.9	−900.1	−1108.76	—	—
蒸发热 kJ/mol	25.0	19.98	28.39	23.26	19.46	18.8	17.7
液态密度(25 C)g/mL	1.464	1.31	1.56	1.53	1.57	1.14	—
液态比热容 J/(mol·K)	121.55	117.4	171	174	184.1	—	—
液态导热率 W/(m·K)	0.085	0.069	0.064	—	—	—	—
液态粘度 Pa·s(×10⁻⁴)	4.3	2.54	6.8	3.6	1.93	—	—
凝固点 C	−111.0	−158.0	−35.0	−94	−106.0	−158.9	1.22
相对分子质量 g/mol	137.37	120.91	187.38	170.92	154.47	99.3	111.6
折射率	1.374	1.1834	1.359	1.29	1.268	—	—
蒸气密度(25 C)g/mL	0.0056	0.0049	0.0077	0.0070	0.0063	0.0041	0.004
蒸气比热容 J/(mol·K)	77.91	72.3	126.2	121.6	106.0	—	—
蒸气压力 MPa	0.148	0.91	0.248	0.213	0.929	1.07	1.59
蒸气导热率 W/(m·K)	0.087	0.071	0.0078	—		—	—
蒸气粘度 Pa·s	4.4E−3	2.59E−4	1E−5	—	1.25E−5	—	—

最近欧洲一些厂家采用碳氢化合物作为制冷剂用于电冰箱，效果很好：一是能提高能效；二是能与普通冷冻油相溶，油循环比 CFC12(R12)好；三是容易获得，成本低，能就地净化；四是没有公害，没有温室效应，有利环保。

电冰箱的绝缘发泡剂 CFC11 的替代物为：HFC134a(R134a)或 HCFC141b(R141b)或 HCFC22(R22)或 HCFC142b(R142b)。欧洲采用碳氢化合物——环戊烷作为发泡剂，同样具有没有公害、成本低等优点。

表 3-16 是几种制冷剂对大气影响的三个系数和寿命的比较，从表的数字看，碳氢化合物的 ODP(臭氧层破坏系数)和 CLP(载氯系数)都为 0；GWP(温室效应系数)最低，而 HFC134a 达到 3200；寿命只有数月，很易分解，优点很明显。

表 3-16 几种制冷剂对大气影响的比较

		应用	ODP	CLP	GWP	寿命	
氟利昂	R11	发泡剂	1.0	1.0	4500	60 年	
	R12	制冷剂	1.0	1.0	7100	120 年	
	R22	制冷剂 发泡剂	0.05	0.14	4100	15 年	
	R141b	发泡剂	0.1	0.1	1500	8 年	
	R134a	制冷剂	0	0	3200	16 年	
	部分卤化 HFC	发泡剂	0	0	>10000	>400 年	
碳氢化合物	丙烷 R290	制冷剂	0	0	<5	数月	
	异丁烷 R600a	制冷剂	0	0	<5	数周	
	环戊烷	发泡剂	0	0	<5	数周	

注：① ODP 为臭氧层破坏系数；
② CLP 为载氯系数；
③ GWP 为与 CO_2 比较的温室效应系数。

表 3-17 说明德国已有三家公司采用碳氢化合物作为制冷剂，灌入电冰箱后的耗电量比较低，并且发泡剂也采用环戊烷替代。这说明采用碳氢化合物(如异丁烷 R600a、丙烷 50%＋丁烷 50%)替代 R12 和 R11 是可行的。

让人担心的是碳氢化合物的易燃性。据资料表明，在生产工艺上必须采取严格的安全操作工艺。维修方面同样要注意安全。爆炸极限范围约 7%～22%。对碳氢化合物的泄漏(如 R290 丙烷、R600 丁烷、R600a 异丁烷等)，可采用专门的碳氢化合物检漏仪进行检测。

现在国际绿色和平组织积极推荐碳氢化合物作为制冷剂和发泡剂。丙烷(R290)分子式是 C_3H_8，正常蒸发温度为－42.17℃，临界温度为 32.1℃，在饱和状态时温度压力关系与 R22 接近。

表 3-17　德国市场上采用碳氢化合物制冷剂的电冰箱型号

公　司	型　号	容积(L)	度/天	度/天/100L	制　冷　剂	发　泡　剂
Liebherr	KT1580—20	143	0.35	0.24	异丁烷	PU/环戊烷
	KT1438—20	135	0.50	0.38	(同上)	(同上)
	KE1820—20	170	0.70	0.41	(同上)	(同上)
	KE2520	246	0.80	0.33	(同上)	(同上)
	KI1820—20	171	0.70	0.41	(同上)	(同上)
	KI2520—20	242	0.80	0.32	(同上)	(同上)
	GS1784	125	0.82	0.66	(同上)	(同上)
Bosch/ Siemens	电冰箱 KDR3700/ KD37R00	364	0.35	0.10	(同上)	PU/环戊烷
	冷藏冷冻箱 KTL1501/KT15L04	140	0.74	0.53	(同上)	(同上)
	电冰箱 KT1570/KT15RS0	142	0.48	0.34	(同上)	(同上)
Foron	电冰箱 KT1375C	127	0.63	0.50	50%丙烷/ 50%丁烷	PS/ 环戊烷—水
	冷藏冷冻箱 KT1435D	140	0.74	0.53	(同上)	(同上)
	电冰箱 KT1475E	145	0.65	0.34	(同上)	(同上)
	电冰箱 KT1300C	130	0.65	0.50	(同上)	(同上)
	电冰箱 KS1865C	172	0.72	0.42	(同上)	(同上)
	冷冻箱 GB0745D	61	0.75	1.23	(同上)	(同上)
	冷冻箱 GS1145D	91	0.90	0.99	(同上)	(同上)
	冷冻箱 GS1545D	119	1.05	0.88	(同上)	(同上)

3.4　制冷剂的使用及检漏

制冷剂在常温下大多处于高压状态，有的还有毒性，因此制冷剂的使用必须注意安全。制

冷剂的泄漏将导致制冷效果下降，甚至完全不能制冷。所以一旦发现有制冷剂泄漏的迹象，应用检漏法查明泄漏的原因，以便及时排除制冷剂的泄漏。

3.4.1 制冷剂使用注意事项

制冷剂在常温下呈压缩气体或液态，盛放在耐压容器中，在保管和使用中要注意安全：

(1) 所用的容器(钢瓶)必须经过耐压试验，并进行干燥及真空处理。R12、R22、R502 用低压钢瓶，水压试验压力为6 MPa；R13 用高压钢瓶，水压试验压力为 20 MPa。

(2) 钢瓶应存放在阴凉处，避免阳光直晒，防止靠近高温。在搬运中禁止敲击，以防爆炸，应轻拿轻放。

(3) 充加制冷剂时，应远离火源。不得随意向室内排放，尤其室内有明火时，氯氟烃遇火会产生光气而使人中毒。可用 60 C水或热布贴敷，严禁明火加热。

(4) 要采取劳动保护措施，如戴手套、眼镜，以防止发生冻伤。

(5) 瓶外应有明显的品名、数量、质量卡片，以防弄错；

(6) 钢瓶阀门绝对不应有慢性泄漏，应定期对阀门进行泄漏试验。

(7) 室内应保证空气流通，应装有通风设备，一旦发生制冷剂泄漏，应立即通风排除。

3.4.2 制冷剂的分装

将大瓶中的制冷剂分装到小瓶中去，要注意：

(1) 小瓶同样需要做耐压试验和泄漏试验。分装前应将小瓶干燥处理，将重量标在瓶外。

(2) 将大瓶倒置并高架起来。小瓶放在磅秤上，连接铜管应有柔性联接，以减少对秤重的影响，小瓶下可放冰盘或冷水盘。

(3) 分装时先开大瓶阀，再开小瓶阀。达到灌充量时应先关大瓶阀，用热布敷连接管后再关小瓶阀。

(4) 小瓶灌量不要超过满容积的 70%～80%。

(5) 分装后卸去连接管，检查小瓶重量，将大、小瓶阀口用封帽封严。

3.4.3 制冷剂的检漏

制冷系统是一个密封系统，必须保证制冷剂不漏。但是，制冷系统总有很多焊接处，而氟利昂却是渗透性极强的，又无色无味，有点泄漏肉眼也觉察不出来。

最简单的检漏办法是压力检漏。将制冷系统内充满干燥氮气(也可用更便宜的干燥空气)，在系统的高压部分试验压力为 1.6 MPa，低压部分试验压力为 1.0 MPa，充气一段时间后观察压力表读数是否下降，可在所有焊缝和连接处涂上肥皂水，仔细检查有无气泡出现，若有气泡说明该处泄漏。

还可以稳压 24 h 后再检查压力表下降情况，室温温差不大于 5℃，压降应小于 0.3 MPa。

在修理电冰箱时，常直接采用充氟利昂制冷剂加压，使整个系统表压力达到 0.2～0.3 MPa，再用肥皂水检查。

为了节省氟利昂，也可先充少量氟利昂，后充干燥氮气，表压达到 1 MPa。

另一种是真空试漏。用真空泵将整个制冷系统抽至真空度为 760 mm 汞柱高，保持 24 h，观察真空表下降，若下降不超过 5 mm 汞柱者为合格。

用肥皂泡检漏使用不方便，且精度低，现在越来越多地使用卤素检漏灯和电子检漏仪。

1. 卤素检漏灯检漏

卤素元素遇到燃烧的铜时，火焰会由绿色变成紫色。据此原理制成卤素检漏灯。

将制冷系统充入 0.05 MPa 表压氟利昂，再充入干燥氮气使表压达 0.1 MPa，即可用卤素检漏灯检漏。表 3-18 为卤素检漏灯的检漏量。

表 3-18　卤素检漏灯火苗颜色和泄漏量

R12 泄漏量			火苗颜色
L/月	g/月	mL/h 泄漏速率	
0.8	4	0.31	不能检出
4.8	24	1.85	微绿色
6.4	32	2.47	淡绿色
8.4	42	3.23	深绿色
22.8	114	8.78	紫绿色
32.6	163	12.57	深紫绿色
100	500	38.5	强紫绿色

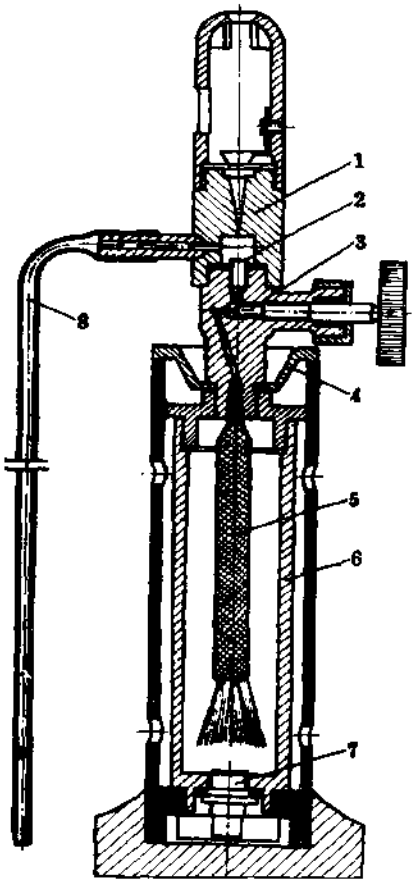


图 3-1　卤素灯结构图

1—灯头；2—喷嘴；3—阀芯旋钮；4—黄铜烧杯；5—灯芯；6—灯筒；7—底盖；8—吸气软管

由上表可知月泄漏量为4 g 时无法用卤素检漏灯检出。可设想一台灌充 100 g 制冷剂的电冰箱，一年后就漏掉 48 g，制冷效果将会明显下降，并很快不制冷。可见，采用卤素检漏灯比肥皂水检漏略好一些，但精度仍不够高。

氟利昂制冷剂系统，可用卤素检漏灯。其结构如图 3-1 所示。卤素检漏灯是以乙醇或甲醇作燃料的喷灯。若氟利昂蒸气和喷灯火焰接触，就会分解为氟、氯元素气体，而氯气与灯内烧红的铜皮帽接触，使化合为氯化铜气体，这时火焰的颜色就会变为绿色或蓝色。

使用检漏灯时，先将底盖旋下，加进乙醇后，再将底盖盖上，旋紧，把灯竖直放在平地上。然后，向酒精盆内注入乙醇，并将它点燃，以加热灯体和喷嘴。热量由灯体传给容器，并加热其中的乙醇，使乙醇汽化，压力升高，待盆内乙醇快要烧完时，就要微开阀杆，让乙醇蒸气从喷嘴喷出，蒸气连续燃烧。喷嘴的上面有一个旁通孔，这孔与大气相通，由于喷嘴的高速喷射，使喷射区压力低于大气压，空气就经旁通孔被吸入，于是旁通孔就成为有吸气能力的吸气口。在吸气口处装上一段软管，此软管管口接近各检验处（管路接头和焊缝），且缓慢地移动，就可检查氟利昂蒸气的渗漏。若有氟利昂渗漏，火焰就会变色。渗漏的程度不同反映在火焰的颜色变化规律是：微绿色、淡绿色、深绿色、绿紫色、紫绿色、蓝色等。氟利昂所产生的光气有毒，若发现火焰呈紫绿色和亮蓝色时，就不要用灯检漏了，以免发生中毒危险，可改用肥皂液作进一步检漏。

检漏灯在空气中燃烧的正常火焰呈红色。有时也会出现绿色的火焰，这是因为火焰中有氧化铜分子(可能是氧化的铜粉脱落下来)，遇到这种情况就应让灯烧一会，等氧化铜燃烧完了，火焰转呈红色后再开始检漏。

检漏灯用毕熄火时，不要将阀门关得太紧，因为灯体冷却后阀体要收缩，若阀杆旋得太紧会使阀门处开裂。

检漏灯的喷嘴孔径很小，约为 0.2 mm 左右，因此，加入灯内的燃料，应是试剂纯的乙醇或甲醇，以防止喷嘴的阻塞和保证燃烧的完善。若喷嘴阻塞不通或不畅通，可用通针通一通，但必须在熄火后进行。

2. 电子检漏仪

微量的氟利昂泄漏可用电子检漏仪检测，其特点灵敏度高、使用方便。

卤素元素进入白金制的阴极和加热的阳极时，会发生电离使极电流增加，从而能计量其泄漏情况，根据此原理制成了电子检漏仪。

表 3-19 是三种检漏方式的比较。由表可见电子检漏法是最精确的。现代冰箱厂采用此法能保证电冰箱 20 年内不会因泄漏而不制冷。一年漏不到1 g，20 年只漏 10～20 g，电冰箱制冷能力下降不大。

由于电子检漏仪精度高，必须保证室内有良好的通风才能使用。一般采用正压风室，将仪器放在正压风室中使用，室内充有新鲜的不含氟的正压空气。白金测头要定期检查，过期会中毒失效。使用时也需要定时与标准测头进行校合。

表 3-19 三种检漏方法比较(15 C，0.4 MPa 表压 R12)

敏感度			泄漏量	
电子检漏器(指针位置)	在水内气泡试验(气泡发生时间 s)	卤素检漏灯	泄漏量(g/年)	泄漏速度(mL/s)
0.05～0.1	不明	不明	0.65	0.004
0.1～0.2	60～120	不明	1.30	0.008
0.2	30～60	不明	2.60	0.016
1.0	5～10	不明	5.20	0.030
满度值	3～5	不明	12.80	0.080
满度值	1～2	不明	31.20	0.200
满度值	连续	不明	54.00	0.300
满度值	连续	有泄漏处可判明	81.00	0.510
满度值	连续	检出	312.00	1.970

3.5 载冷剂(冷媒)种类与特性

在间接式制冷系统中，被冷却物体(或空间)中的热量是通过中间介质传给制冷剂。这种中

间介质在制冷工程中称为载冷剂(或冷媒)。

采用载冷剂的优点是使制冷装置的各种设备集中布置在一起,减小制冷机系统的管路容积和制冷剂的充注量。而且由于载冷剂的热容量大,使被冷却对象的温度容易保持恒定。其缺点是系统比较复杂,而且在被冷却物和制冷剂之间增加一温差环节。

3.5.1 对载冷剂的要求

(1) 在工作温度范围内始终应处于液体状态。沸点要高,凝固点要低,而且都应远离工作温度。

(2) 载冷剂循环运行中能耗要低。换句话说,要求载冷剂比热容要大,密度要小,粘度要低。

(3) 载冷剂的工作要安全可靠。它在工作温度下,化学稳定性要好,对管道及设备不腐它应不燃烧、不爆炸,对人体无毒害。

(4) 价格低廉,便于获得。

3.5.2 常用载冷剂的种类

1. 水

水可用作工作温度大于0℃的载冷剂。水的比热容大,对流传热性能好,价格低廉,到处都有。因此,它在大型的空调系统和0℃以上的冷却过程中被广泛地用作载冷剂。

2. 盐水

盐水可用作工作温度小于0℃的载冷剂。常用的盐水是由氯化钙($CaCl_2$)、氯化钠(NaCl)和氯化镁($MgCl_2$)配制成的盐水溶液。比较起来,氯化镁溶液价格较贵。

盐水的性质取决于溶液中盐的浓度。图3-2表示氯化钠盐水的温度-浓度关系图。图中左右各有一条曲线,左边是析冰(凝固)线,右边是析盐线。两曲线的交点称为冰盐共晶点。由析冰线可知,起始析冰温度随着含盐量的增加而降低,直到冰盐共晶点为止。冰盐共晶点是盐水的最低凝固点。当浓度低于共晶点时,首先析出冰。当浓度超过共晶点时,从盐水中析出的首先是结晶盐,而且析盐温度随着浓度的增加而升高。常用的三种盐水的冰盐共晶点温度和浓度如表3-20所示。

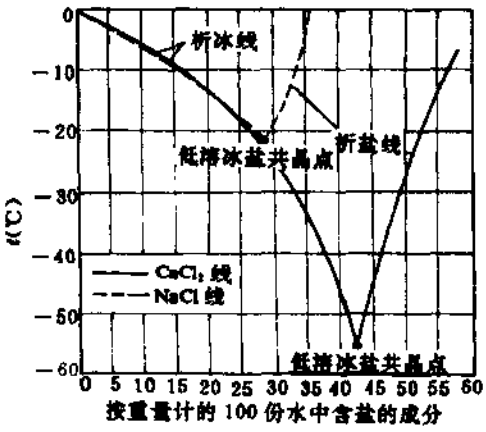


图3-2 盐水的凝固点随盐浓度的变化

表3-20 盐水冰盐共晶点

盐水名称		$CaCl_2$盐水	NaCl盐水	$MgCl_2$盐水
冰盐共晶点	温度(℃)	−55	−21.2	−33.6
	浓度(%)	42.7	29	25.9
适用于蒸发温度范围(℃)		>−50	>−16	>−27

配制盐水溶液浓度应当注意如下几点：

(1) 盐水浓度越大，密度越大，流动阻力也越大，而比热容反而减小。这样，为了传递同样的热量，就得增加盐水的循环量。因此，盐水浓度愈大，功耗愈大。所以，一般使用的盐水浓度在共晶点的左侧。

(2) 为了保证蒸发器中的盐水不产生冻结现象，要求盐水的凝固点温度应低于制冷剂的蒸发温度 6～8℃。所以，不同的盐水适用的蒸发温度如表 3-20 所示。

(3) 最好采用闭式盐水循环系统，减少盐水同空气的接触。因为盐水同空气接触时，会不断地吸收空气中的水分和氧气。吸收水分，可使盐水浓度下降，凝固点升高。吸收氧气，可增加盐水的腐蚀性。所以，在使用时，一方面应定时用密度计检查盐水浓度，当浓度下降时要添加盐量。另一方面为了减少腐蚀，应在盐水中加入一定量的防腐剂，使盐水溶液的 pH 值在 8.5 左右，略呈碱性。这可用酚酞试剂来测定，酚酞试剂与盐水混合时呈淡玫瑰色为宜。常用的防腐剂是重铬酸盐($Na_2Cr_2O_7$)与氢氧化钠的混合物，它们的质量比是 100:27。防腐剂的使用量如表 3-21 所示。

表 3-21　防腐剂使用量

$CaCl_2$ 溶液		NaCl 溶液	
盐水密度(kg/L)	每 100 kg $CaCl_2$(73%纯度)应用重铬酸钠(kg)	盐水密度(kg/L)	每 100 kg NaCl 应用重铬酸钠(kg)
1.160	0.695	1.118	1.79
1.169	0.656	1.126	1.67
1.179	0.621	1.134	1.57
1.188	0.587	1.142	1.47
1.198	0.556	1.150	1.39
1.208	0.528	1.158	1.32
1.218	0.502	1.166	1.24
1.229	0.478	1.175	1.18
1.239	0.455		
1.250	0.453		

重铬酸钠会伤害皮肤，调配溶液时应多加小心。

氯化钙溶液和氯化钠溶液的部分物理性质如图 3-3～3-10 所示。

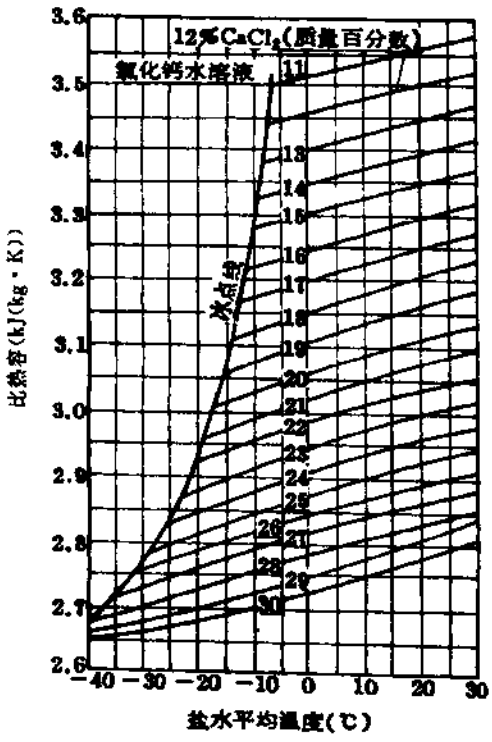


图 3-3　氯化钙溶液的比热容

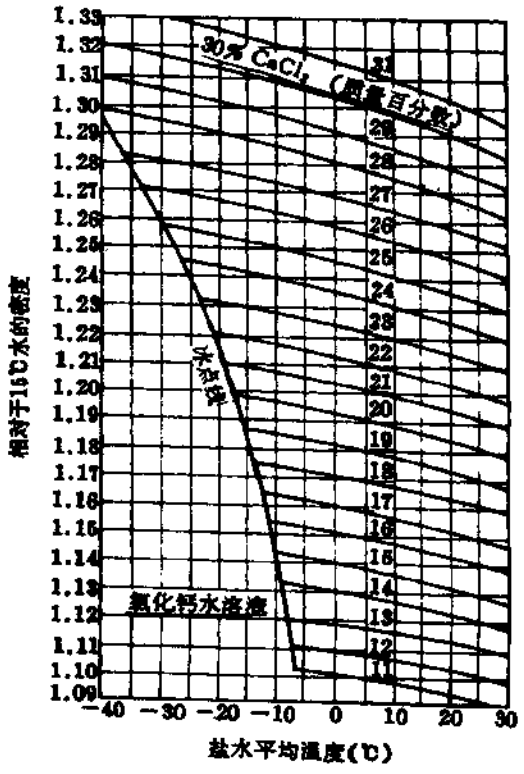


图 3-4　氯化钙溶液的密度(15℃时)

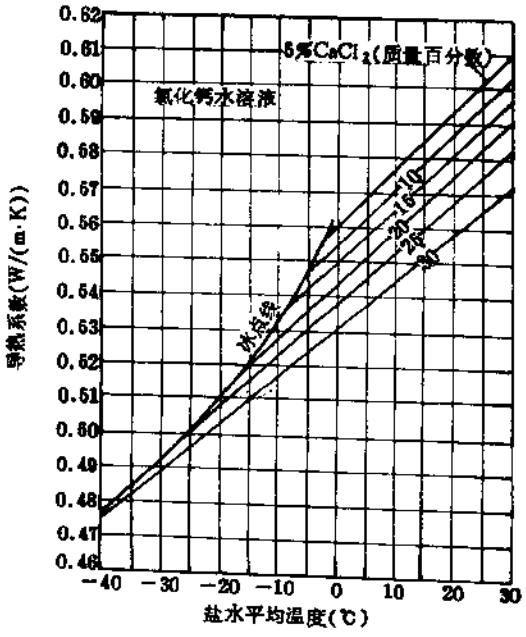


图 3-5　氯化钙溶液的导热系数

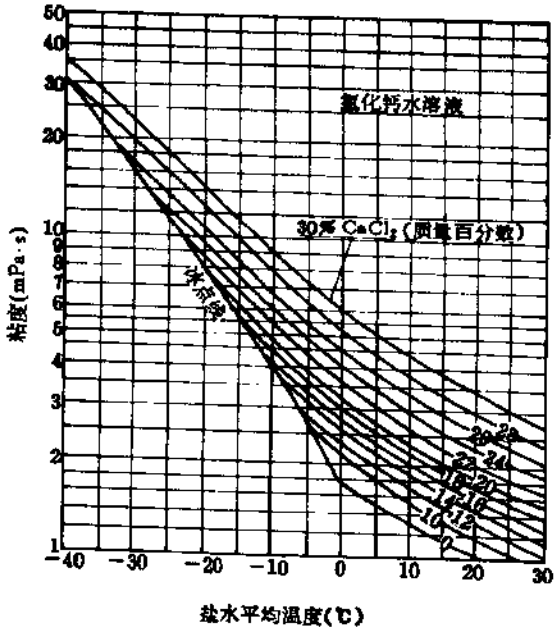


图 3-6　氯化钙溶液的粘度

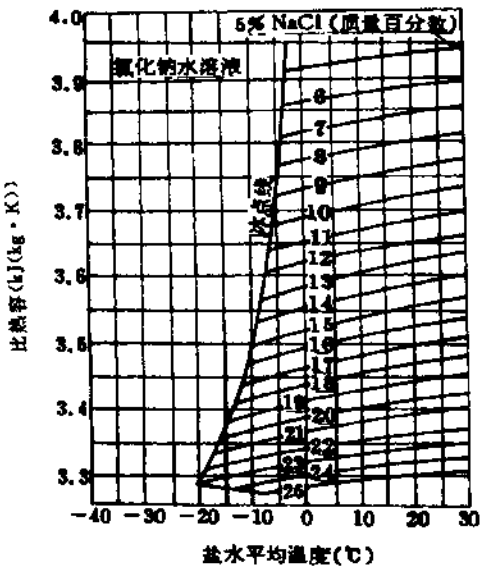


图 3-7　氯化钠溶液的比热容

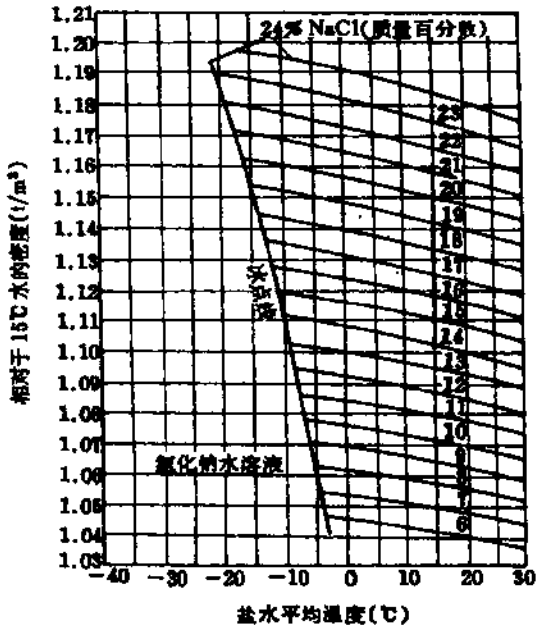


图 3-8　氯化钠溶液的密度

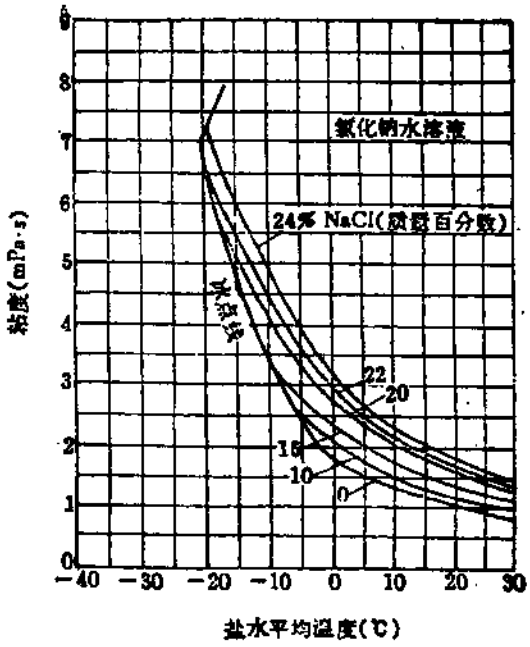


图 3-9　氯化钠溶液的粘度

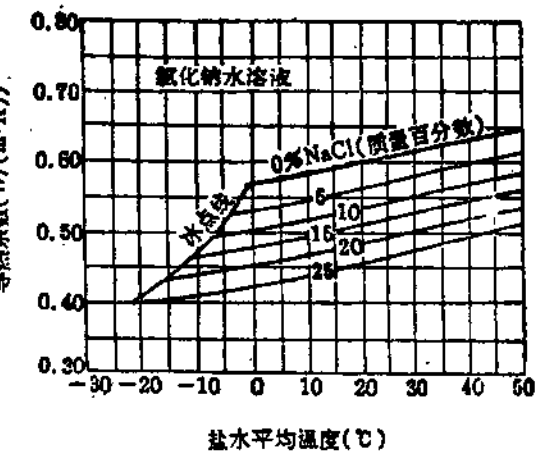


图 3-10　氯化钠溶液的导热系数

3. 有机载冷剂

有机载冷剂主要有乙二醇、丙二醇的水溶液。它们都是无色、无味、无电解性溶液。冰点都比较低，最低温度可达－48.9℃，化学稳定性也好。对管道、容器等金属材料无腐蚀作用。

丙二醇是无毒的，可以与食品直接接触而不致污染。乙二醇是略带毒性的，但无危害性，价格和粘度较丙二醇低。

三氯乙烯溶液也曾用作载冷剂，由于它对金属、橡胶、有机物均有腐蚀作用。所以，目前基本上已由乙二醇(40%)、乙醇(20%)和水(40%)组成的三元溶液所代替。这种配方的溶液沸点为98℃，冰点为－64℃，密度为1 kg/L。

3.6 制冷机用润滑油及特性

在制冷压缩机中，润滑油的功能主要有：

(1) 润滑相互摩擦的零件表面，使摩擦表面完全被油膜分隔开来，从而降低压缩机的摩擦功、摩擦热和零件的磨损。

(2) 带走摩擦热量，使摩擦零件的温度保持在允许范围内。

(3) 使活塞环和气缸镜面间、轴封摩擦面等密封部分充满滑油，以阻挡制冷剂的泄漏。

(4) 带走金属摩擦表面的磨屑。

(5) 利用油压作为控制卸载机构的液力动力。

3.6.1 润滑油同制冷剂接触时的特性

1. 粘度

粘度是润滑油的一个主要性能指标。不同的制冷剂要求使用不同粘度的润滑油。例如R12跟润滑油能互溶，致使润滑油变稀，所以应选用粘度较高的润滑油。压缩机中润滑油的粘度应适当，粘度过大会使压缩机的摩擦功率增大，启动力矩也增大，粘度过小会使轴承不能建立所需要的油膜。

润滑油的粘度随温度的变化很大(例如温度由50℃升高到100℃，一般矿物油的粘度值降低到原来的1/3～1/6)。在制冷压缩机中要求选用粘度随温度变化小的润滑油。

高速制冷压缩机曲轴箱油温较高，在连续运转的情况下，氟利昂对润滑油粘度影响不大。但当长期停车后，曲轴箱中"润滑油-氟利昂"混合物的压力增加，而温度降至周围环境温度。此时，氟利昂在润滑油中含量增加，使曲轴箱油位增高而粘度下降。当制冷压缩机重新启动时，曲轴箱压力迅速下降，致使润滑油中制冷剂沸腾而产生大量泡沫。制冷压缩机吸入大量泡沫可使曲轴箱失油，并可能产生液击现象。所以，在制冷系统设计时用采取一些必要措施防止上述事故发生。例如增加蒸发器到压缩机之间的回油措施，曲轴箱油槽内加装电加热器等。电加热器用于启动前先将槽中的油加温，使混合在油中的制冷剂蒸发掉，然后再启动压缩机。

2. 溶解性

各种制冷剂溶解于润滑油的程度是不相同的，大致可分为三类：

(1) 不溶于润滑油的制冷剂R717(氨)，R13，R14，R744(二氧化碳)等。润滑油在低温时的粘度、密度和其他性能不会改变。如果使用这些制冷剂，必须加强制冷压缩机与冷凝器之间的油分离器作用，要加设蒸发器到压缩机之间的回油设备。

(2) 少量溶于润滑油的制冷剂，如R22。一般来说，温度愈低，溶解度愈小。所以，在低温蒸发器中，当温度降低到某一程度，润滑油与R22就会分成两层，油漂浮在制冷剂上面，从而影响制冷剂的蒸发率，而且阻碍油被吸回压缩机去。这种现象，石蜡族润滑油尤其严重。因此，R22制冷剂常用环烃族润滑油。

近年来，有些厂家在R22的制冷机(尤其是半封闭和全封闭制冷机)中采用聚硅酸丁腈类合成机油，它与R22能在－80℃以上的温度范围内完全溶解。所以，在蒸发器里始终不会引成R22与机油分离的两层，系统可以不用分油器。

(3) 无限溶于润滑油的制冷剂有R11，R12，R21，R113，R500等。这些制冷剂在过冷状态时，能与润滑油以任何比例互相溶解。

润滑油是一种高温蒸发的液体，制冷剂中溶油量愈多，会使制冷剂在定压下的沸点升得愈高。换句话说，要保持沸点不变，则要降低蒸发压力，这要引起单位容积制冷量的下降。

3. 凝固点

润滑油在试验条件下冷却到停止流动时的温度，称为凝固点。测定方法可见国标GB510－65。润滑油中溶有制冷剂时，凝固点会降低。

4. 浊点

润滑油中开始析出石蜡(润滑油变混浊)时的温度称为浊点。浊点测定标准可见SYB260－65规定。当润滑油混有制冷剂时，其浊点会下降。

国产冷冻机润滑油，按50℃时其运动粘度大小分为13、18、25、30、40、60等牌号。各种牌号的规格如表3-22所示。

表3-22 国产冷冻油规格

项目 \ 牌号	SYB1213-59 代号：HD-13	SY1220-65 代号：HD-18	SY1219-65 代号：HD-25	代号：HD-30		
项目 \ 标号	13号	18号	25号	30号	49号	60号
运动粘度(50℃)(cSt)(厘池)	11.5～14.5	≥18	≥25.4	≥30	≥40	≥60
闪点不低于(开口)(℃)	160	160	170	180	190	165～170
凝固点不高于(℃)	－40	－40	－40	－40	－40	－60
酸值不大于(KOH)(mg/g)	0.14	0.03	0.02	0.1	0.1	0.05
灰分不大于(%)	0.012	—	0.007	无	—	—
机械杂质不大于(%)	无	无	0.007	无	无	无
水分	无	无	无	—	无	
适用制冷剂	NH_3	R12	NH_3 R12	离心式	离心式	

第四章　制冷压缩机

在蒸气压缩式制冷装置中，制冷压缩机是实现制冷循环的主要设备。它能完成制冷剂气体从低压向高压不断输送的过程。

根据压缩机的工作原理，压缩机可分为容积型和速度型两类。

容积型压缩机是通过可变的工作容积来完成气体的压缩和输送过程。它又可分为活塞式和回转式两种。活塞式（又称往复式）压缩机是活塞在气缸内作往复运动，称为往复活塞式；回转式压缩机是转子在气缸内作旋转运动，主要有螺杆式压缩机和滚动转子式压缩机。

速度型压缩机是气体在高速转动的叶轮中提高速度，而后通过导向器使气体的动能转化为压力能，从而完成气体的压缩和输送过程，目前常用的是离心式压缩机。

4.1　活塞式制冷压缩机的工作原理

4.1.1　活塞式制冷压缩机的分类

按使用的制冷剂来分，一般有氨压缩机和氟利昂压缩机两种。

按压缩机级数来分，有单级压缩和双级压缩两种。制冷剂蒸气在压缩机内只经过一次压缩的称为单级压缩。制冷剂蒸气由低压到高压的过程连续经过压缩机两次压缩的称为双级压缩。如图 4-1 所示。

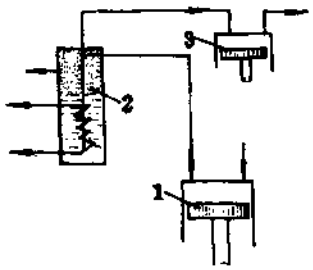


图 4-1　两级压缩示意图
1—低压缸；2—中间冷却器；3—高压缸

按活塞作用方式来分，有单作用压缩机和双作用压缩机。单作用压缩机如图 4-2(a)所示，其制冷剂蒸气仅在活塞的一侧进行压缩。双作用压缩机如图 4-2(b)如示，在活塞两侧可以分别轮流对制冷剂蒸气进行压缩。双作用压缩机的结构很复杂，目前已被淘汰。

按制冷剂蒸气在气缸中的运动方向来分，有顺流式和

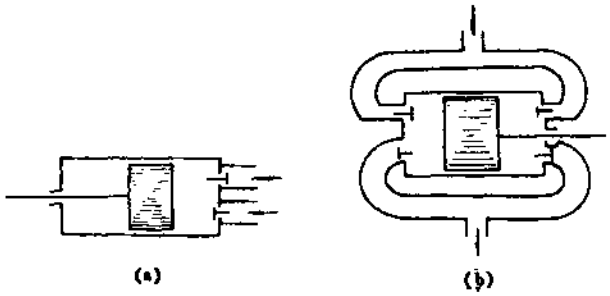


图 4-2
(a)　单作用压缩机；(b)　双作用压缩机

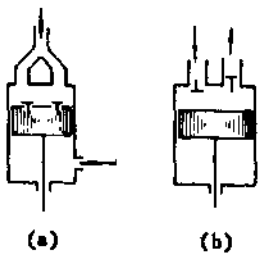
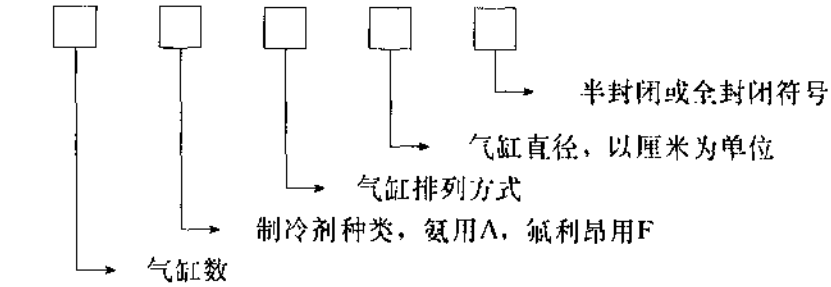


图 4-3
(a) 顺流式压缩机；
(b) 逆流式压缩机

逆流式两种。顺流式如图 4-3(a)所示，制冷剂的运动从吸气到排气都沿着同一方向进行。逆流式如图 4-3(b)所示，制冷剂的吸气和排气方向相反。顺流式压缩机的活塞上要装气阀，活塞结构复杂，重量和长度增加，功耗增加，检修麻烦。所以，目前几乎都被逆流式所代替。

按气缸中心线的位置来分，有直立型、V 型、W 型和 S (扇)型等。如图 4-4 所示。

压缩机的型号可用一定的符号表示，它包括下列几个内容：气缸数、制冷剂种类、气缸排列方式、气缸直径等四个方面。比较通用的表达格式是：



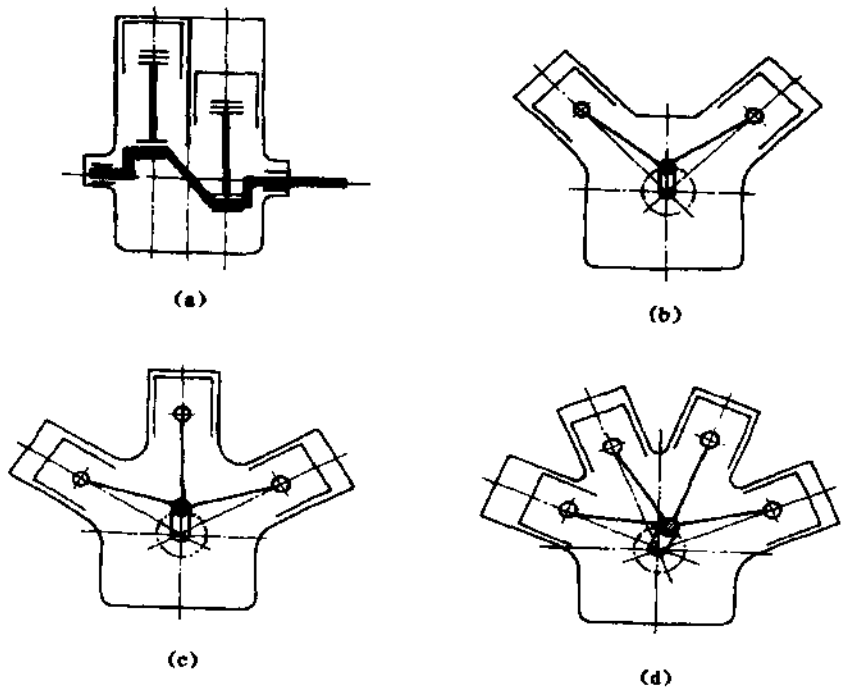


图 4-4 气缸的不同布置形式
(a) 直立型；(b) V 型；(c) W 型；(d) S 型

气缸排列方式，L、V、W、S 分别表示直立型、V 型、W 型和 S 型，有时 L 可省略。半封闭符号为 B，全封闭符号为 Q。

4.1.2 活塞式压缩机的工作过程

1. 理想工作过程

在分析活塞式压缩机的工作过程时，可先把实际过程简化成理想过程。简化时假定：

(1) 压缩机没有余隙容积。

(2) 吸排气过程中没有容积损失。

(3) 压缩过程是理想的绝热压缩。

(4) 无漏泄损失。

这样，压缩机的理想工作过程可用图 4-5 所示的 p-V 图来表示。纵坐标表示压力 p，横坐标表示活塞移动时在气缸中形成的容积 V。在图中：

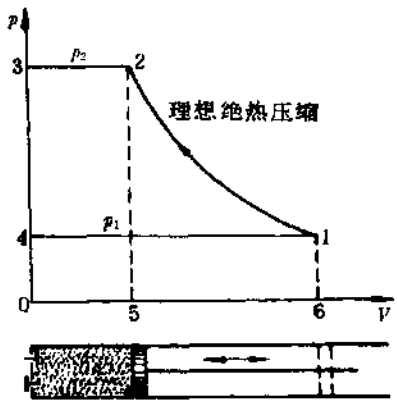


图 4-5 压缩机理想过程的 p-V 图

4→1 表示吸气过程。活塞从上止点开始向右移动，吸气阀打开，在压力 p_1 下吸入制冷剂。此时，压力为 p_1 的制冷剂对活塞作功，其值等于面积 4-1-6-0-4。

1→2 表示压缩过程。活塞从下止点向左移动，制冷剂从压力 p_1 被绝热压缩到 p_2。此时，活塞对制冷剂作的机械功可用面积 1-2-5-6-1 表示。

2→3 表示排气过程。当活塞左行到点 2 位置时排气阀打开，活塞继续左移，在压力 p_2 条件下把制冷剂全部排出。此时，活塞对制冷剂作功等于面积 2-3-0-5-2。由于假设不存在余隙容积，排气终了时气缸中没有残留的制冷剂。当活塞再一次向右移动时重复 4→1 吸气过程。从图 4-5 中不难看出，当压缩机完成一个工作循环时，吸气量等于活塞移动一个行程所扫过的工作容积，称为气缸工作容积，用 V_g 表示：

$$V_g=\frac{\pi D^2}{4}\cdot S,$$

式中：D——气缸直径，m；

S——活塞行程，m。

如果压缩机有 Z 个气缸，转速度为 n(r/min)，那末压缩机每秒钟的理论输气量

$$V_h=V_g\cdot Z\cdot\frac{n}{60}。$$

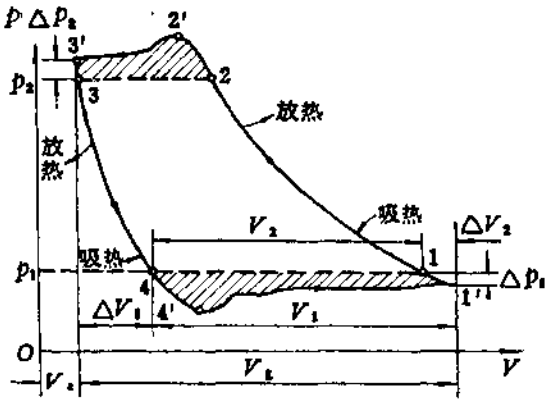


图 4-6 压缩机的实际示功图

2. 实际工作过程

压缩机的实际工作过程与理想工作过程有很大不同。实际工作过程存在余隙容积，吸排气阀有阻力，工作时存在压力损失，气缸壁与制冷剂之间有热交换，有漏气损失。

由于这些实际因素的影响，压缩机的实际输气量总是小于理论输气量。实际耗功总是大于理想过程的耗功。

压缩机的实际工作过程 p-V 图如图 4-6 所示。现将实际过程中的上述各项因素的影

响分别进行讨论。

(1) 余隙容积的影响

在活塞式压缩机中，活塞在气缸中运动到上止点位置时，活塞顶与气缸盖之间保持一定的间隙，这个间隙称为余隙，余隙所形成的容积称为余隙容积，一般用 V_c 表示。造成余隙的主要原因是：

① 考虑到曲柄连杆机构受热延伸时不致使活塞撞击气缸盖而引起机器损坏；

② 排气阀门的通道占据一定的容积；

③ 运动部件的磨损使间隙变大；

④ 第一道活塞环到气缸盖之间有一个小的环形空间。

由于余隙容积的存在，在排气过程结束时不可能将气缸内的气体全部排净，必然有一部分高压气体残留在余隙容积内，这样在吸气过程开始前，这部分气体首先膨胀减压，膨胀过程线为图 4-6 中的 $3'\rightarrow4'$，而不能像理想工作过程那样当活塞向返向行程移动时，蒸发器中的气体就立即进入气缸，而在高压气体压力降低到低于吸气压力后才能开始吸气。所以，由于余隙容积内的气体膨胀，容积增大，占据了部分工作容积，使吸气量减少了 ΔV_1，称为余隙损失。

余隙容积 V_c 和气缸工作容积 V_g 之比称为相对余隙容积，用 C 表示：

$$C=\frac{V_c}{V_g}。$$

现代中小型活塞式制冷压缩机的相对余隙容积 $C=0.02\sim0.06$，我国系列产品压缩机的 C 值约为 0.04。显然，当压力比一定时，C 值越大，余隙损失就越大。

实际过程的吸气容积 V_1 和理想过程时的吸气容积 V_g 之比，称为压缩机的容积系数 λ_v，

$$\lambda_v=\frac{V_1}{V_g}=1-\frac{\Delta V_1}{V_g}。$$

由热力学理论可以证明：

$$\lambda_v=1-C[(p_2/p_1)^{\frac{1}{m}}-1]，$$

式中：p_2 和 p_1——压缩机的排气和吸气压力；

m——膨胀指数，氨压缩机 $m=1.10\sim1.15$，氟利昂压缩机 $m=1.0\sim1.05$；

C——相对余隙容积。

由此可见，相对余隙容积 C 一定时，压力比越大，余隙损失也越大，λ_v 值越小。因为排气压力越高，吸气压力越低，残留在余隙容积内的气体膨胀后的容积就越大，吸气工作容积减少得就越多。

余隙容积的存在，虽然使输气量减少，但能适当防止制冷压缩机在湿冲程时遭受液击，也可免除排气和吸气过程之间的压力突然变化，使压缩机的运转比较平稳。

(2) 吸排气阀门阻力的影响

由图 4-6 可见，由于阀门开启时须克服阀片的惯性力和压在阀片上的弹簧力，以及气体流过阀门时的流动阻力，使得吸气过程 $4'\rightarrow1'$ 中的压力低于 p_1，而排气过程 $2'\rightarrow3'$ 中的压力高于 p_2。

吸气阀门中产生的压力损失使压缩机的吸气量减少了图 4-6 中的 ΔV_2 部分，这部分损失称为节流损失。这是因为吸气压力降低后，吸气比容增大，使吸气量减少。而排气压力升高使压缩机实际压力比增大，增加了余隙损失。

由于进气压力损失，使吸气容积由 V_1 减少到 V_2，其比值即为压力系数 λ_p，

$$\lambda_p=\frac{V_2}{V_1}=1-\frac{\Delta V_2}{V_1}。$$

理论上可以证明

$$\lambda_p=1-\frac{1+C}{\lambda_v}\cdot\frac{\Delta p_1}{p}。$$

式中：Δp_1 …… 吸气阀的压力损失。

由此可知，影响节流损失的主要因素是$(\Delta p_1/p_1)$的值。$(\Delta p_1/p_1)$值越大，节流损失就越大。通常氨压缩机的$(\Delta p_1/p_1)=0.03\sim0.05$；氟利昂压缩机的$(\Delta p_1/p_1)=0.05\sim0.1$。

(3) 制冷剂与气缸壁的热交换的影响

在实际压缩过程中，制冷剂温度不断升高并将热量传递给气缸，使气缸壁温度升高。因而在吸气过程中，低温制冷剂与高温气缸壁接触时，受热膨胀，比容增大，使压缩机的吸气量减少，这部分损失称为预热损失。

预热损失可用温度系数 λ_t 来表示，λ_T 值范围为 0.85～0.95。对温度系数影响最大的是压力比。压力比增大，排气温度升高，缸壁温度也升高，吸入气体被加热的程度就随之增大，λ_t 小；气缸尺寸大，压缩机转速高，气缸冷却情况好，都可使温度系数 λ_T 值增大。

(4) 压缩机漏泄损失影响

压缩机运行时，由于密封不严和磨损会造成漏气损失，它经常发生在活塞环和气缸壁之间的不密封处，使得气体从高压腔向低压腔渗漏，此外，吸、排气阀关闭不严或关闭滞后，也会造成气缸内气体的漏泄。这部分损失称做漏泄损失。

漏泄损失与压缩机的加工质量、磨损程度及运行中的压力差(p_2-p_1)有关。漏泄对输气量的影响用气密系数 λ_g 表示。通常 $\lambda_g=0.95\sim0.98$。

压缩机实际工作过程的上述四项损失和影响都会使压缩机的实际输气量减少，综合这些因素，常用输气系数 λ(有时称为供给系数)来表示。压缩机的输气系数等于实际输气量与理论输气量之比，也可用下式计算：

$$\lambda=\lambda_v\cdot\lambda_p\cdot\lambda_T\cdot\lambda_g。$$

影响输气系数的主要因素是压力比(p_k/p_0)，换句话说，λ 值主要取决于实际运行的冷凝温度 t_k 和蒸发温度 t_0。同一台压缩机在不同工作条件(p_k,p_0)时，或用不同的制冷剂时，其 λ 值是不相同的；不同类型的压缩机在相同工作条件时，其 λ 值也是有差别的。λ 值可用上面公式计算，但为了简化计算，也可采用经验公式计算，或从有关计算图表查取。图 4-7～图 4-12 是我国系列产品中几种压缩机试验资料整理成的输气系数。

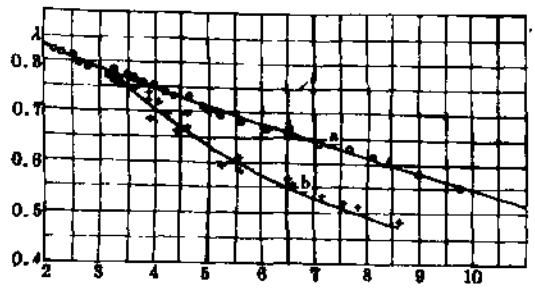
对于单级、高速多缸压缩机，$n>720$ r/min，$C=0.03\sim0.04$ 时，

$$\lambda=0.94-0.085[(p_k/p_0)^{\frac{1}{n_0}}-1]。$$

式中：对于 R717 压缩机，$n_0=1.28$；

对于 R12 压缩机，$n_0=1.13$；

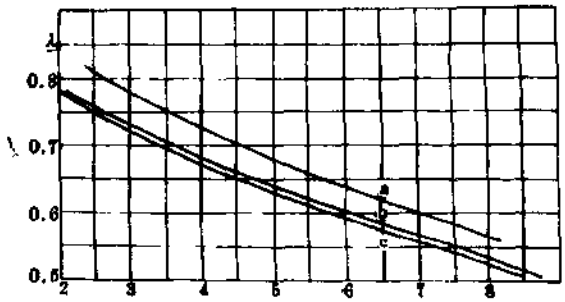
对于 R22 压缩机，$n_0=1.18$。



p_2/p_1

图 4-7　8AS12.5 型氨压缩机的输气系数

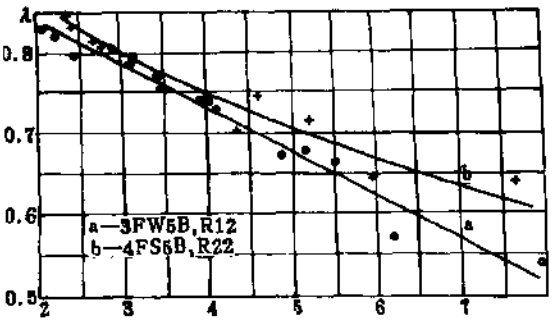
a-单级压缩；b 其中 6 个缸作为两级压缩的低压部分



p_2/p_1

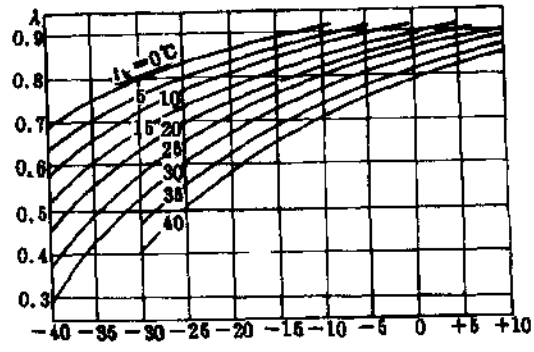
图 4-8　几种氟利昂压缩机的输气系数

a-8FS10R12；b 8FS12.5R12；c-8FS12.5R22



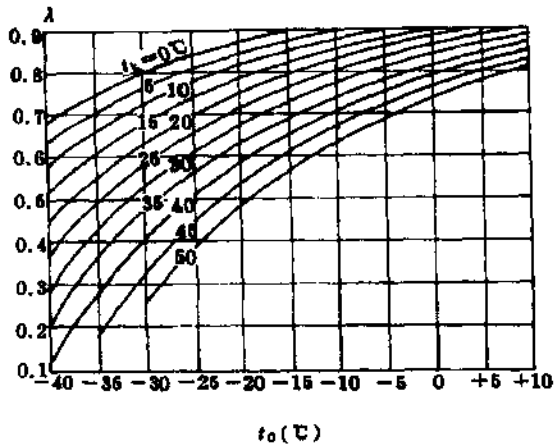
p_2/p_1

图 4-9　半封闭氟利昂压缩机的输气系数



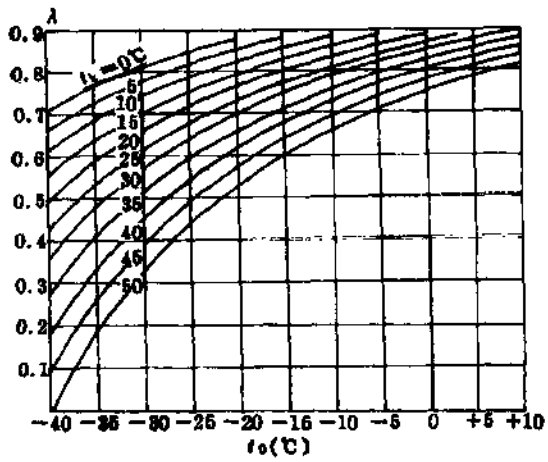
t_0(℃)

图 4-10　氨制冷压缩机的输气系数



t_0(℃)

图 4-11　R12 制冷压缩机的输气系数



t_0(℃)

图 4-12　R22 制冷压缩机的输气系数

4.1.3　制冷压缩机的功率及实际制冷量的计算

1. 制冷压缩机的功率及效率

由于制冷压缩机在实际工作过程中存在各种损失，压缩也是偏离理想的绝热压缩，压缩机的运动部件还存在摩擦，所以，压缩机的实际耗功大于理想过程的耗功。从电动机传到压缩机

轴上的功率称为轴功率。轴功率的一部分直接用来压缩气体，称为指示功率；另一部分用来克服运动部件的摩擦阻力，称为摩擦功率。即

$$N_e = N_i + N_m。$$

式中：N_e ——轴功率，kW；

N_i ——指示功率，kW；

N_m ——摩擦功率，kW。

理论功率与指示功率之比称为指示效率，用 η_i 表示：

$$\eta_i = \frac{N_T}{N_i},$$

式中：N_T ——理论功率，kW。

摩擦功率 N_m 表示消耗在克服压缩机各运动部件摩擦阻力的功率，如各轴承和轴颈之间的摩擦，活塞、活塞环和气缸之间的摩擦，以及润滑油泵所消耗的功率。这部分机械损失可以用机械效率 η_m 表示：

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} = \frac{N_i}{N_i + N_m}。$$

制冷压缩机的机械效率 η_m 约为 0.8～0.9。

指示效率与机械效率的乘积称为压缩机的总效率，用 η_e 表示：

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m。$$

通常，制冷压缩机的总效率 η_e 约等于 0.65～0.72。

图 4-13 和图 4-14 为常用制冷压缩机指示效率曲线。从图中可以看出指示效率与工作温度有关。

求得压缩机的理论功率 N_T 和总效率 η_e 之后，就可计算出压缩机的轴功率。

$$N_e = N_T/\eta_e = G \cdot l_{th}/\eta_e = G \cdot l_{th}/\eta_i \cdot \eta_m。$$

式中：G ——制冷剂的质量流量，kg/s；

l_{th} ——制冷剂的理论压缩功，kJ/kg。

轴功率 N_e 约为理论功率 N_T 的 1.3～1.54 倍。

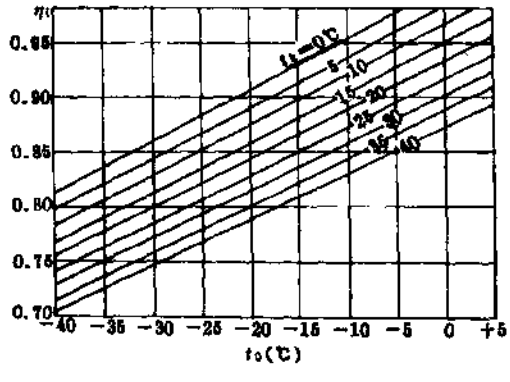


图 4-13 氨制冷压缩机的指示效率

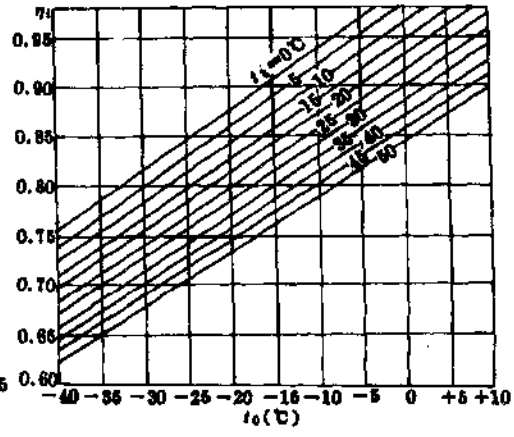


图 4-14 R12、R22 制冷压缩机的指示效率

2. 制冷压缩机的实际制冷量计算

制冷压缩机的工作能力，即实际制冷量 Q_0 可由压缩机的实际输气量 V 乘以单位容积制冷量 q_v 得到，即：

$$Q_0 = V \cdot q_v = \lambda \cdot V_h \cdot q_v$$

式中：V_h ——理论输气量，$V_h = \frac{\pi}{240} D^2 \cdot Z \cdot n$，$m^3/s$；

q_v ——与吸气状态参数对应的单位容积制冷量，kJ/m^3。

上式中的输气系数 λ，单位容积制冷量 q_v 和 V_h 都可以根据压缩机的型号、工作温度及制冷剂种类在有关的图表中查得。图 4-15～图 4-21 是我国系列中的部分制冷压缩机性能曲线。图 4-22 和图 4-23 是两种非系列的常用制冷压缩机的性能曲线。这些性能曲线都是由试验测定后绘制。从这些性能曲线可以看出：当 t_0 不变时，随着 t_k 的提高，Q_0 减小，而 N_e 增大；当 t_k 不变时，Q_0 则随着 t_0 的降低而减小。虽然这些性能曲线及其数值各不相同，但随着工作温度条件而变化的规律却是一致的。

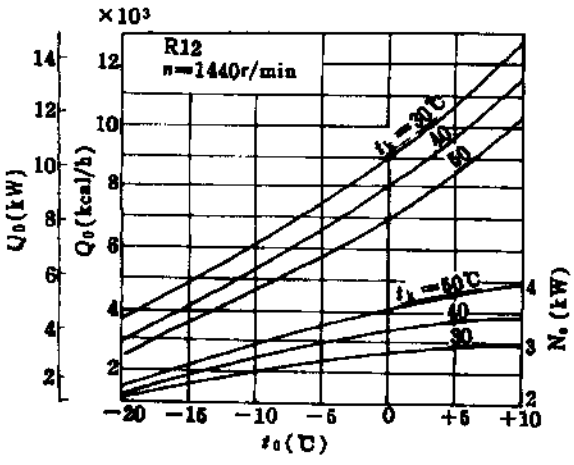


图 4-15　3FW5B 型制冷压缩机性能曲线(R12)

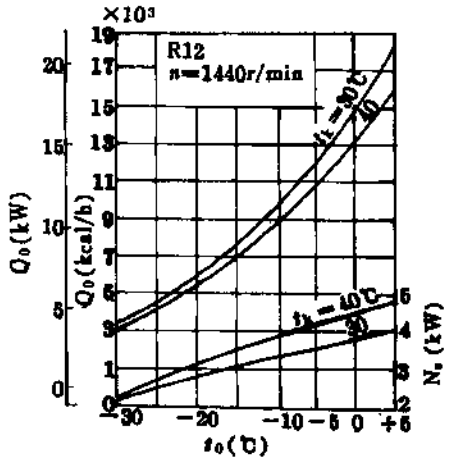


图 4-16　3FW5B 型制冷压缩机性能曲线(R22)

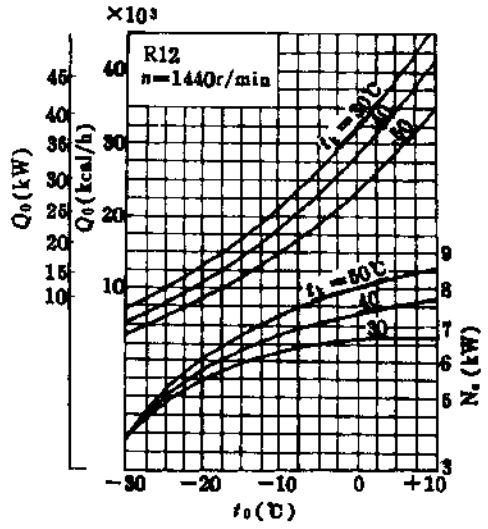


图 4-17　4FV7 型制冷压缩机性能曲线

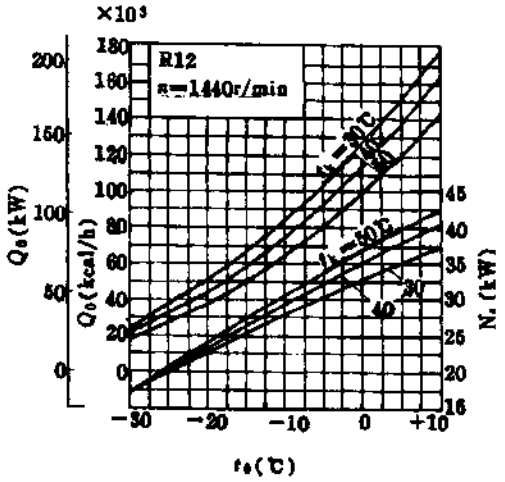


图 4-18　6FW10 型制冷压缩机性能曲线

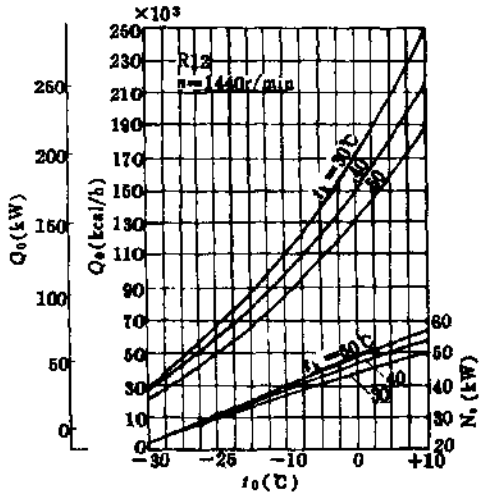


图 4-19　8FS10 型制冷压缩机性能曲线(R12)

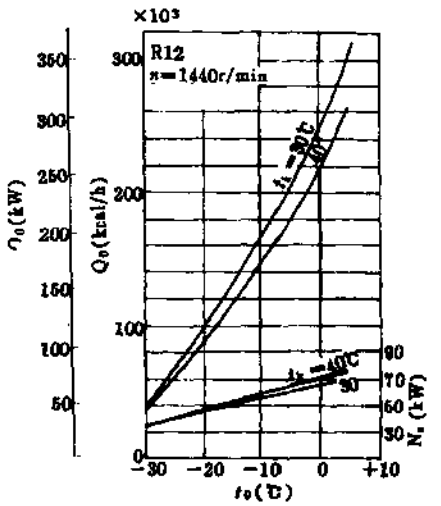


图 4-20　8FS10 型制冷压缩机性能曲线(R21)

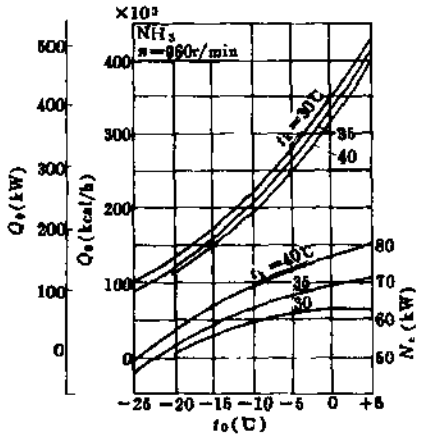


图 4-21　6AW12.5 型制冷压缩机性能曲线

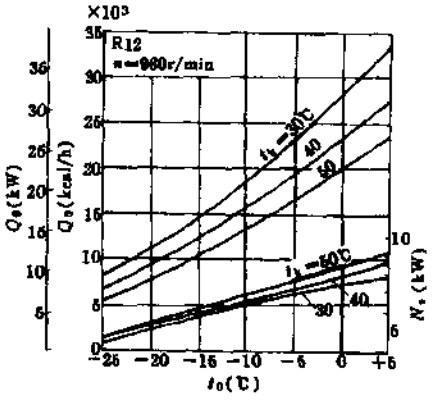


图 4-22　2F10 型制冷压缩机性能曲线

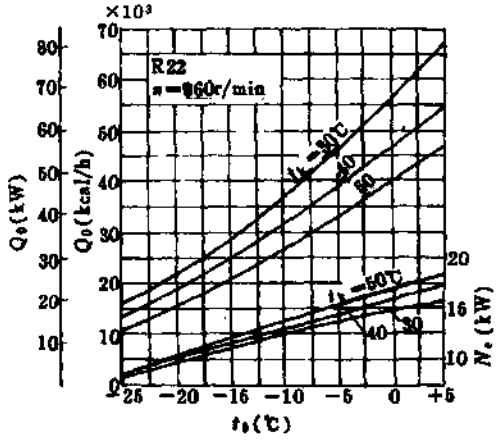


图 4-23　4F10 型制冷压缩机性能曲线

3. 制冷量换算

一台制冷机由于用途不同，比如有的作空调用，有的作冷库用，蒸发温度就不相同。同样又由于地区不同、气候条件的影响，冷凝温度也要变化。因此，制冷机在实际使用过程中，工作温度是经常变化的。制冷机的制冷量、压缩功及其他性能指标是随着蒸发温度 t_0 与冷凝温度 t_k 而变的。因此，离开工作温度来说制冷机的制冷量大小是没有什么意义的，在指出其制冷量的同时必须注明其工作温度。为了便于对制冷机的性能进行比较，必须规定一个共同的温度作为比较的基准，这就是常说的制冷机工况。通常，制冷机工况标准如表 4-1 所示。

表 4-1 制冷机的工况

制冷剂	工况	蒸发温度(℃)	吸气温度(℃)	冷凝温度(℃)	过冷温度(℃)
R12	标准工况	15	15	30	25
	空调工况	5	15	40	35
	冰箱工况	−20	32	55	32
R22	标准工况	−15	15	30	25
	空调工况	−5	15	40	35
R717	标准工况	−15	−10	30	25
	空调工况	5	10	40	35

压缩机铭牌上所标明的制冷量是指标准工况下的制冷量。若要求压缩机在非标准工况下工作时，其制冷量则可按下式进行换算。

设标准工况时的制冷量

$$Q_{01}=\lambda_1 V_h \cdot q_{v1}。$$

实际运转工况时的制冷量

$$Q_{02}=\lambda_2 V_h \cdot q_{v2}。$$

同一台压缩机其转速不变，在不同的工作条件下其理论输气量不变。因此，

$$Q_{02}=Q_{01} \cdot \frac{\lambda_2 \cdot q_{v2}}{\lambda_1 q_{v1}}。$$

式中：λ_1，λ_2 —— 标准工况和实际运转工况时压缩机的输气系数；

q_{v1}，q_{v2} —— 标准工况和实际运转工况时制冷剂的单位容积制冷量。

4.2 活塞式制冷压缩机的结构

4.2.1 我国系列制冷压缩机的特点

1. 高速、多缸

高速通常就是指压缩机的转速在 960～1450 r/min 范围，活塞平均线速度达到 3～4 m/s；压缩机的吸、排气阀都采用逆流式，结构紧凑，重量轻，尺寸小。

多缸是指一台压缩机有几个气缸。通常，开启式和半封闭系列的压缩机是 2、4、6、8 缸四种气缸数。全封闭压缩机系列的产品是 1、2、3、4 四种气缸数。选择多缸结构形式能使压缩机结

构合理，布置紧凑，动平衡性能好。可利用缸数的多少来达到不同的制冷量匹配，以适应用户的需要。

2. 能量调节和卸载启动

气缸数多的压缩机，可以通过一套卸载机构，使一部分气缸空载运转，达到调节制冷量的目的。一般8缸机的调节范围是50%、75%和100%；6缸机的调节范围是33%、66%和100%。在压缩机运转过程中，可按外界需要的冷负荷大小，自动或手动进行调节。在停机时，该卸载机构可使部分或全部气缸的吸气阀片呈顶开状态。因而，压缩机可实施减载启动或空载启动。所以，即使大型的压缩机也可采用鼠笼式电动机启动。

3. 三种制冷机通用

新系列大缸径压缩机如125、170mm缸径的压缩机，对R717、R12、R22三种制冷剂都可适用。但需要更换一部分零部件，如安全阀、气阀弹簧、假盖弹簧、冷却水套、轴封等。三工质通用提高了压缩机的通用化程度。

我国自行设计、制造的中小型活塞式制冷压缩机基本参数及型号可参见JB955—67和JB2941—81标准。

开启式制冷压缩机基本参数(摘自JB955—67)

类别	缸径(mm)	行程(mm)	缸数	R22				R12			
				转速(r/min)	标准制冷量(10 kcal/h)	标准轴功率(kW)	单位重量(kg/10³kcal/h)	转速(r/min)	标准制冷量(10⁴kcal/h)	标准轴功率(kW)	单位重量(kg/10³kcal/h)
I	50	40	2	1440	0.480	1.67	11.5	1440	0.299	1.138	18.4
			3	1440	0.720	2.49	10.0	1440	0.448	1.690	16.0
			4	1440	0.960	3.30	8.66	1440	0.598	2.24	14.2
			6	1440	1.440	4.93	7.08	1440	0.897	3.33	11.4
			8	1440	1.920	6.55	5.94	1440	1.196	4.44	9.50
II	70	55	2	1440	1.262	4.35	10.3	1440	0.792	3.01	16.4
			3	1440	1.894	6.50	9.25	1440	1.190	4.49	14.7
			4	1440	2.52	8.54	8.30	1440	1.548	5.94	13.2
			6	1440	3.79	12.90	6.55	1440	2.38	8.86	10.6
			8	1440	5.05	17.10	5.54	1440	3.17	11.70	8.90
III	100	70	2	960	2.24	7.80	11.1	1440	2.10	7.98	11.9
			4	960	4.48	15.40	8.20	1440	4.20	15.7	8.75
			6	960	6.72	22.9	6.53	1440	6.30	23.5	7.00
			8	960	8.96	30.4	5.82	1440	8.40	31.1	6.25
IV	125	100	2	960	5.05	17.60	12.9	960	3.15	12.00	20.6
			4	960	10.10	34.7	9.45	960	6.30	23.6	15.2
			6	960	15.15	51.7	7.55	960	9.45	35.2	12.1
			8	960	20.2	68.5	6.74	960	12.60	46.7	10.8
VI	170	140	2	720	10.60	35.1	16.4	720	6.60	24.0	26.3
			4	720	21.2	69.3	12.0	720	13.2	47.0	19.3
			6	720	31.8	103.3	9.65	720	19.8	70.7	15.5
			8	720	42.4	137.0	8.60	720	26.4	93.6	13.8

半封闭制冷压缩机基本参数(摘自 JB955—67)

类别	缸径 (mm)	行程 (mm)	缸数	R22			R12		
				转速 (r/min)	标准制冷量 (10^4kcal/h)	单位重量 (kg/10^4kcal/h)	转速 (r/min)	标准制冷量 (10^4kcal/h)	单位重量 (kg/10^4kcal/h)
Ⅰ	50	40	2	1440	0.43	19.6	1440	0.274	29.0
			3	1440	0.646	15.6	1440	0.412	23.0
			4	1440	0.861	13.9	1440	0.549	20.5
			6	1440	1.290	11.3	1440	0.824	16.6
			8	1440	1.720	9.70	1440	1.098	14.4
Ⅱ	70	55	2	1440	1.220	18.1	1440	0.775	26.7
			3	1440	1.830	14.6	1440	1.160	21.6
			4	1440	2.44	12.7	1440	1.550	18.7
			6	1440	3.66	10.2	1440	2.30	15.1
			8	1440	4.83	8.90	1440	3.10	13.1
Ⅲ	100	70	2	960	2.15	19.1	1440	2.04	16.9
			4	960	4.30	14.8	1440	4.08	12.6
			6	960	6.45	12.1	1440	6.13	11.3
			8	960	8.60	11.5	1440	8.17	9.60

全封闭制冷压缩机基本参数(摘自 JB2941—81)

类型	制冷剂	缸径 (mm)	行程 (mm)	缸数	转速 (r/min)	名义制冷量 (kW)([kcal])	配用电机功率 (kW)
高温用	R22	40	25	1	2820	4.07(3500)	1.1
				2	2880	8.37(7200)	2.2
				3		12.56(10800)	3
				4		16.74(14400)	4
		50	30	1		7.91(6800)	2.2
				2		15.31(18600)	4
				3		23.72(20400)	5.5
				4		31.63(27200)	7.5
低温用	R22	40	25	1	2820	2.09(1800)	1.1
				2	2880	4.30(3700)	2.2
				3		6.45(5550)	3
				4		8.60(7400)	4
		50	30	1		4.07(3500)	2.2
				2		8.14(7000)	4
				3		12.21(10500)	5.5
				4		16.28(14000)	7.5

（续表）

类　型	制冷剂	缸　径 (mm)	行　程 (mm)	缸　数	转　速 (r/min)	名义制冷量 (kW)([kcal])	配用电机功率 (kW)
低温用	R12	40	25	1	2820	1.28(1100)	0.75
				2		2.56(2200)	1.5
				3	2880	3.94(3590)	2.2
				4		5.26(4520)	3
		50	30	1	2820	2.46(2110)	1.1
				2	2880	5.20(4320)	2.2
				3		7.53(6480)	3
				4		10.05(8640)	4
低温用	R502	40	25	1	2820	2.12(1820)	1.1
				2	2880	4.35(3740)	2.2
				3		6.52(5610)	3
				4		8.70(7480)	4
		50	30	1		4.12(3540)	2.2
				2		8.23(7080)	4
				3		12.35(10620)	5.5
				4		16.47(14130)	7.5

4.2.2　总体结构

我国生产的系列压缩机形式种类很多，但结构大同小异。下面分别就开启式和半封闭式二种形式中各选一种产品，通过它们来了解压缩机的总体结构。全封闭式在另外章节作简单介绍。

1. 开启式压缩机——8FS10型

8FS10型压缩机的结构如图4-24所示。它的缸径为100 mm，行程70 mm，转速1440 r/min，当用R12时，其标准制冷量为97.7 kW，用R22时的标准制冷量为156.3 kW，是属于中型压缩机。

压缩机的8个气缸是扇形布置的，相邻气缸中心线夹角为45°，曲轴上两曲拐的夹角为180°。

压缩机采用铝合金筒形活塞，上面装有两道气环和一道油环，通过活塞销和连杆相连接。曲轴为双曲拐的整体铸造结构，每个曲柄销上安装四个连杆，曲轴中开有油道，其主轴承和连杆轴承分别由轴的两端供油，并通过连杆体中的钻孔，对活塞销进行润滑。

气缸体采用可拆换的气缸套结构形式，其上部凸缘是吸气阀座。排气阀板带假盖弹簧压在气缸套上，防止发生液击(吸入湿蒸气)或上油时损坏压缩机。吸气阀和排气阀均采用环状阀结构形式。

曲轴伸出端的轴封是弹簧式，其轴封橡皮制成波纹形，具有良好的密封性能。

机体为整体铸造结构，吸、排气腔设置在机体中。曲轴箱两边的窗孔用侧盖封闭，侧盖上有油位指示器，供检查油面高低之用。

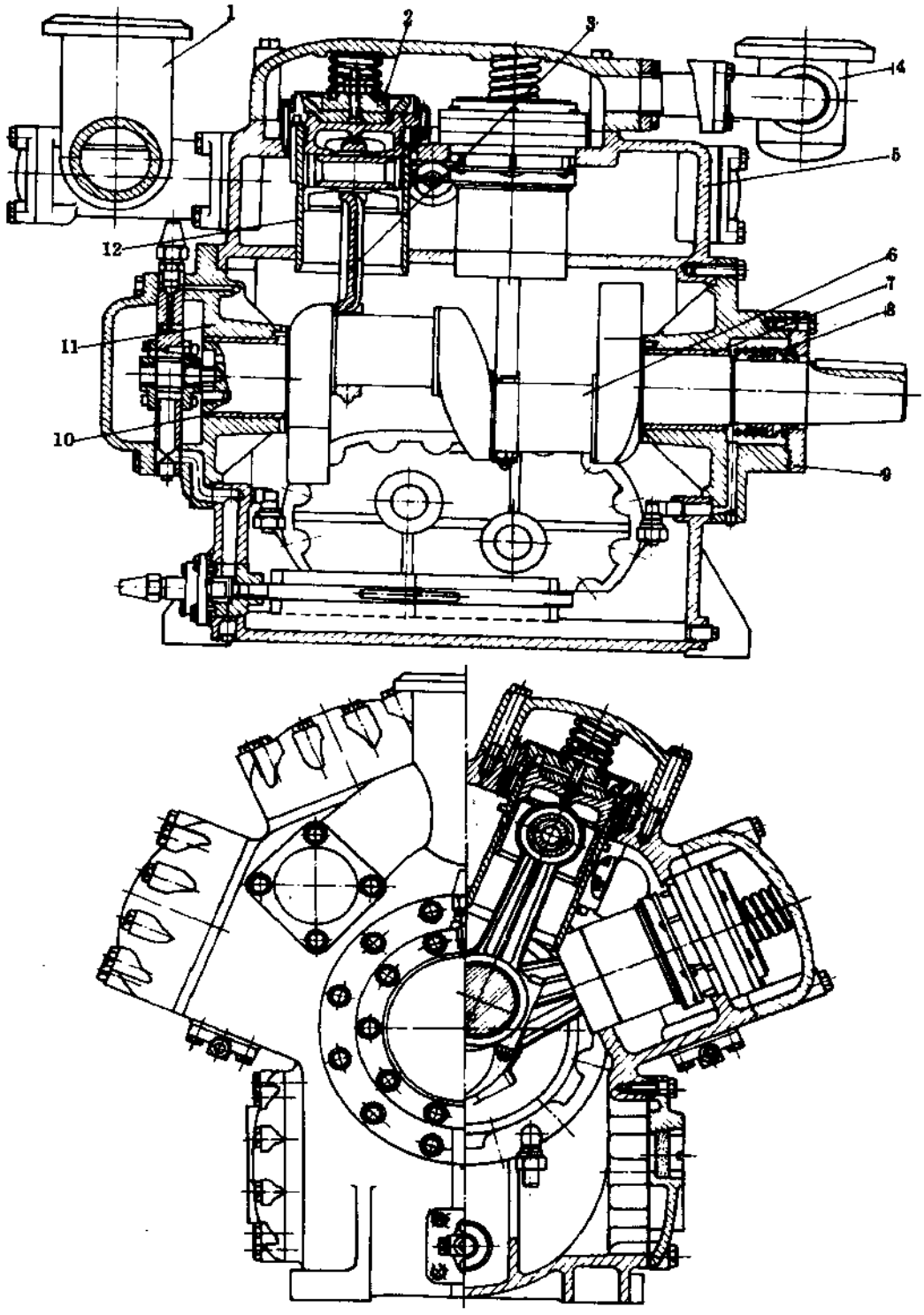


图 4-24　8FS10 型压缩机的总体结构图

1—吸气管；2—假盖；3—连杆；4—排气管；5—气缸体；6—曲轴；7—前轴承；8—轴封；9—前轴承盖；10—后轴承；11—后轴承盖；12—活塞

压缩机的前后端装有吸、排气管。低压蒸气从吸气管经过滤网进入机体内的吸气腔，经气缸套上部凸缘处的吸气网进入气缸，被压缩后，通过排气阀进入排气腔，由此进入排气总管。吸气腔和排气总管之间装有安全阀。当排气压力因故超过规定值时，安全阀被顶开，高压气体将流回吸气腔，避免事故的产生。

压缩机的气缸套依靠吸入低压蒸气进行冷却，在它的周围设有顶开吸气阀的顶杆和转动环等卸载机构。转动环由油缸拉杆机构控制，用来调节工作气缸数和卸载启动。

压缩机采用压力润滑，由轴后端转子式油泵供油。润滑油从曲轴箱底部经滤油器进入油泵，加压后从曲轴两端进入润滑油道。

曲轴箱下部装有吸、排润滑油用的三通阀。

2. 半封闭式压缩机— 8FS7B 型

半封闭式压缩机同开启式压缩机相比较，具有结构紧凑、体积小、重量轻的特点。以如图 4-25 所示的 8FS7B 型压缩机为例，半封闭式与开启式在结构上最明显的区别在于电动机壳体和压缩机机体是铸在一起的，内腔相通，不需要轴封，避免轴封漏泄的弊病，并且还可利用吸入的低压低温制冷剂蒸气来冷却电机绕组，改善电动机的冷却条件，减少电动机的电耗，提高电动机的出力。而且压缩机与电动机之间取消了联轴器，缩短了机组的轴向尺寸。所以，目前 50 mm和 70 mm 缸径的系列压缩机多数都制成半封闭式。70 mm 缸径的系列产品中，四缸以上的均设有能量调节装置。在半封闭式压缩机中，润滑油应考虑到不论压缩机正转或反转都能正常供油，所以多数采用月牙型内啮合齿轮油泵。

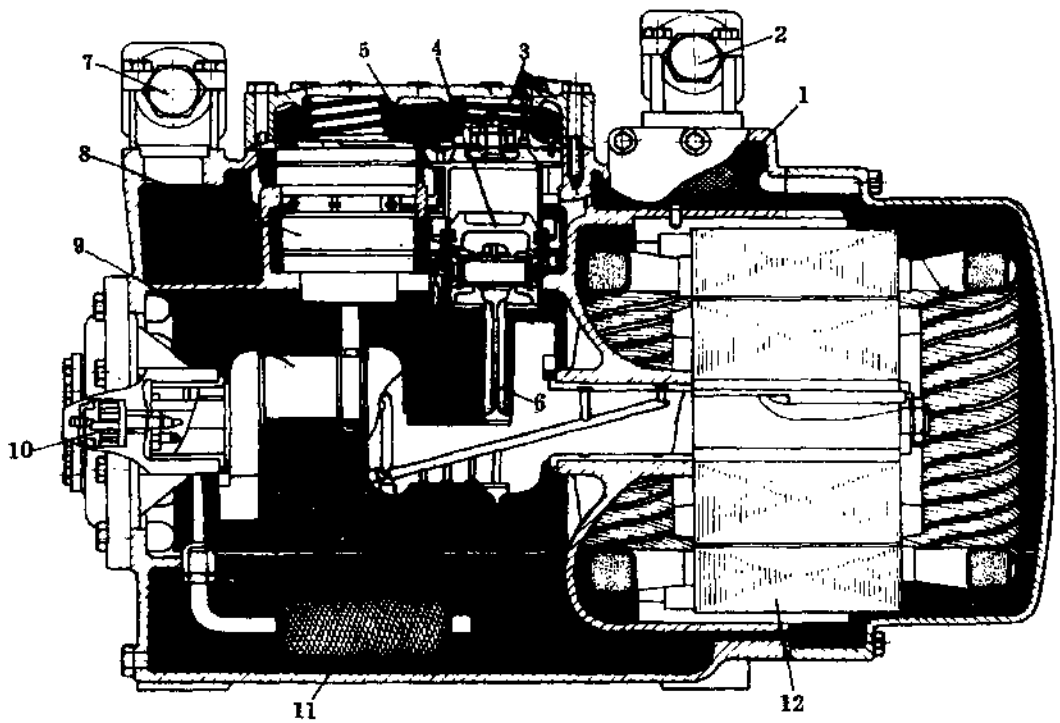


图 4-25 8FS7B 型压缩机的总体结构图

1—吸气滤网；2—吸气阀；3 假盖弹簧；4 活塞；5—卸载装置；9—连杆；7 —排气阀；8—缸套；6 曲轴；10—油泵；11 滤油器；12—电机

4.2.3 制冷压缩机的主要部件

活塞式制冷压缩机的主要部件有：机体、气阀、活塞、连杆、曲轴、轴封器、截止阀、能量调节装置、油泵等。下面分别介绍它们的结构。

1. 机体及其固定件

机体就是压缩机的机身，它由气缸体、曲轴箱、缸盖等部件组成。机体的几何形状复杂，加工面多，在工作时承受较大的流体压力和运动部件的惯性力。氟利昂的渗透性极强，故必须采用强度高和密封性好的灰铸铁来铸造。为了消除内应力，防止在高、低温情况下工作时变形，铸铁都要经过时效处理。

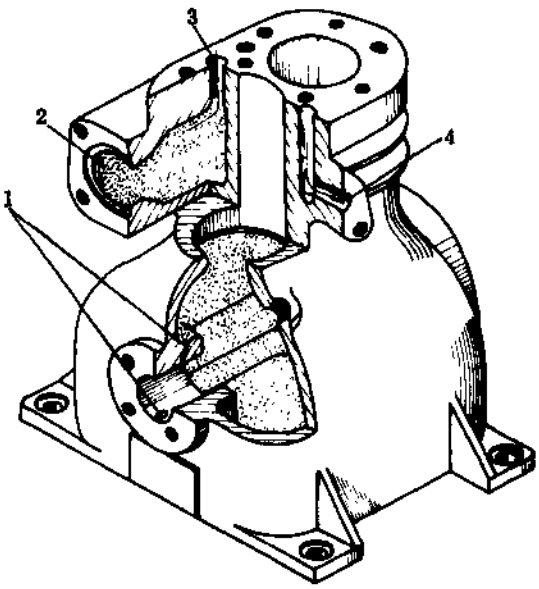


图 4-26 2F4.8 型压缩机的机体

1—油孔；2—吸气口；3—吸气通道；4—排气通道

小型压缩机的机体一般都采用把气缸体和曲轴箱铸成一体的整体结构，称为气缸体曲轴箱结构，如图 4-26 所示。这种结构的优点是整个机体的刚度好，工作时变形小，因此，压缩机的磨损和耗功有所减少，提高了其使用寿命；其次，机体的配合面少，可以改善压缩机的密封性，减少加工成本。

大中型压缩机的气缸工作镜面不是直接和机体铸在一起，而是另配有可单独装卸的气缸套，这样做有以下几个好处：

（1）气缸套耗材少，可以采用优质材料或表面镀铬，来提高气缸镜面的耐磨性。

（2）如气缸镜面磨损到超过允许范围，只要更换气缸套，既可节省修理费用，又简单省时。

（3）可以简化气缸体曲轴箱的结构，便于铸造。

从图 4-27 所示的 8FS10 压缩机的机体图可知，气缸体上有 8 个安装气缸套的孔座。吸气腔就是气缸体的内腔，当吸入蒸气通过吸气腔时可冷却气缸套，散热条件好。排气腔在气缸体上吸，吸、排气腔之间有隔板分开。气缸体下部是曲轴箱，两侧有手孔。机体前后端开有两个轴承座孔，用以安装前后盖。这种机体外形平整，结构紧凑。目前，我国系列产品的机体多用这种结构形式。

制冷压缩机的气缸盖起着对气缸上部进行密封的作用，它和机体、假盖一起形成了高压蒸气的排气腔。

大中型压缩机的机体材料一般采用 HT21-40 铸铁；小型全封闭压缩机机体和大中型压缩机气缸套则用 HT24-44 合金铸铁；气缸盖和其他盖板用 HT18-36 或 HT21-40 铸铁。

氟利昂蒸气的渗透性很强，因此，在压缩机的各种盖板密封面处都要用密封垫片来密封。垫片的材料有石棉橡胶板、青铝板、紫铜板等。目前多数采用厚度在1 mm 左右的石棉橡胶板。垫在气缸面上的垫片，一般为 0.5 mm，以缩小余隙容积。

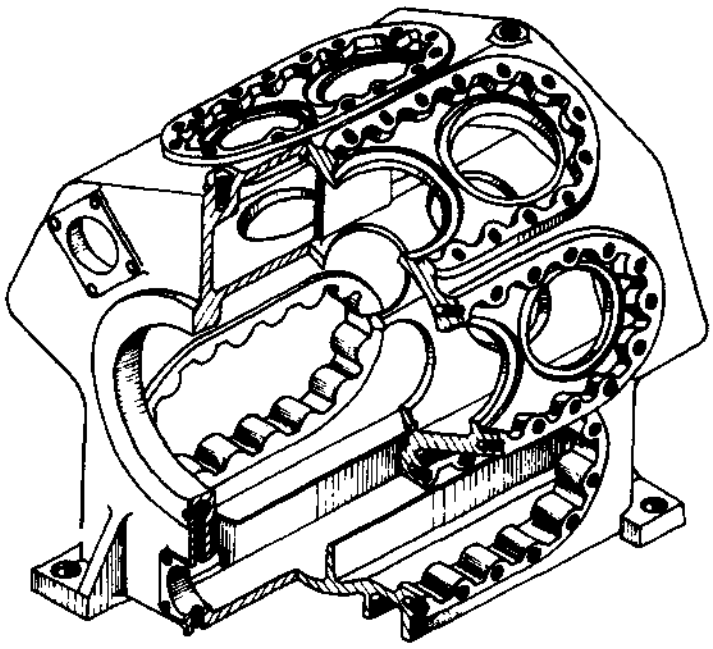


图 4-27　8FS10 型压缩机的机体

2. 气阀

气阀的作用如同“活门”。当活塞向下运动时，气缸腔内压力降低，达到低于吸气侧外压力时，外压力可克服吸气阀片的弹簧力而使吸气阀片打开，气体进入气缸。而排气阀片则被弹簧力所关闭。当活塞向上运动时，气缸腔内压力逐渐升高，至超过排气腔外界压力时，克服了排气阀片的弹簧力而使排气阀片打开，气体从气缸中排出，这时，吸气阀片被关闭。如此不断工作，从蒸发器来的制冷剂蒸气不断地被吸入，而被压缩成高压的制冷剂气体不断地被排入冷凝器。活塞每上下运动一次，气阀各启闭一次。如果转速为 1440 r/min，则气阀在每秒钟内启闭达 24 次。阀片材料必须坚韧而又耐磨。但工作时间久了，阀片和阀座上的阀线需要进行修理或更换新阀片。

气阀有多种形式，主要随着所用阀片构造而异。下面介绍几种常见的形式。

(1) 盘状阀

2F4.8 和 2F6.3 型压缩机常用这种形式。如图 4-28 所示，阀板的上部为排气阀，下部则为吸气阀。吸气阀片没有弹簧，排气阀片则有一弹簧压住。这种阀板结构简单，加工方便。但它的通道截面小，工作时冲击力大，容易磨损。适用于转速较低的压缩机。

(2) 簧片阀

簧片阀的阀片像弹簧片一样，是用弹性的薄钢片制成的，阀片厚度约为 0.2 mm 左右。阀片的一端固定在阀座上，另一端是自由状态。工作时，它像口琴中的簧片那样上下跳动。图4-29是簧片阀的总成图。吸气阀片是舌形，它的一边是靠销钉定位而紧夹在阀板和气缸体之间，另一边是自由端，它的舌尖部分是插在气缸一面的相应凹槽中，凹槽的高度限制了簧舌的升程，是吸气阀的升程限制器，如图 4-30 所示。排气阀片呈弓形，它的升程限制器是向上翘曲的，其弯曲度和阀片开足时的弯曲形状相一致。

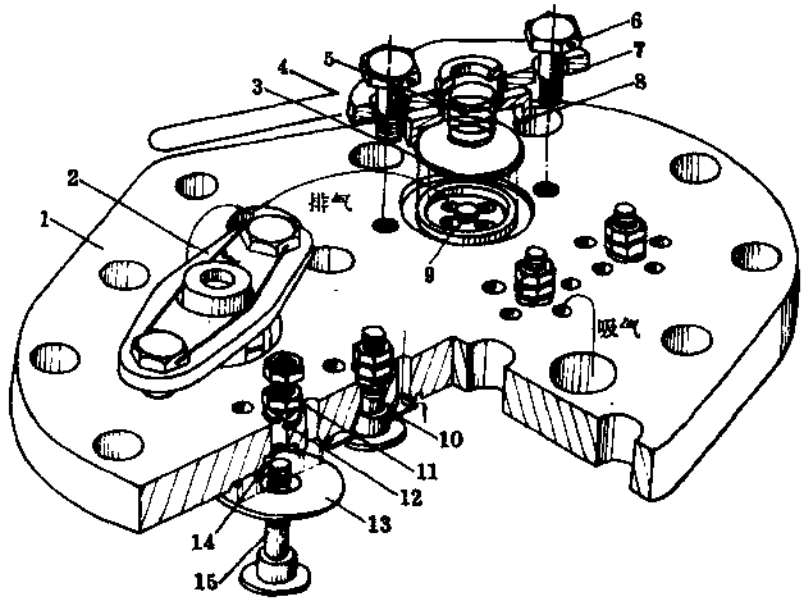


图 4-28　2F6.3 型压缩机的气阀总成图

1—阀板；2— 排气阀组；3—排气阀片；4—锁紧铜丝；5—弹簧；6—螺钉；7—压板；8—升程限制盖；9,14—阀线；10—吸气阀组；11—螺母；12—弹簧垫圈；13—吸气阀片；15—升程限制螺钉

簧片阀的特点是：结构简单，阀片重量轻，惯性小，启闭迅速，噪音小。但对阀片的材料和工艺要求较高。目前，高转速的小型全封闭压缩机都采用这种阀片结构。

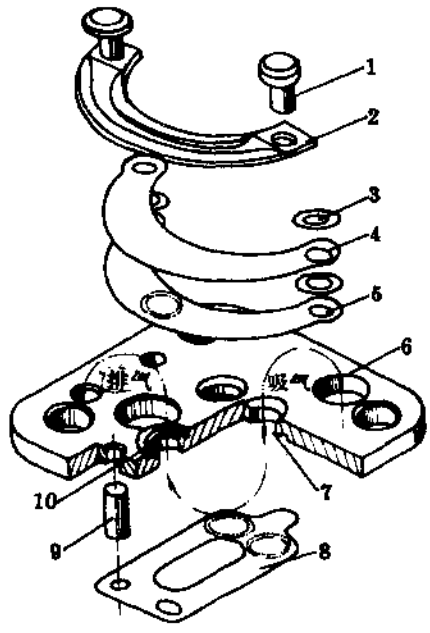


图 4-29　簧片阀的总成图

1—铆钉；2—升程限制器；3—垫圈；4 —弹簧片；5—排气阀片；6—阀板；7,10—阀线；8- -吸气阀片；9 —销钉

(3) 环状阀

环状阀目前应用最多。我国中小型压缩机系列中，凡是缸径在 70 mm 以上的都采用此阀。图 4-31 是 8FS10 型压缩机环状阀总成图。它安装在气缸套顶部，阀片都是环状的。吸气阀的阀线在气缸套上，吸气阀片的上面有 6 只小弹簧，它们分别安装在阀座底面的 6 个小孔内。阀片的升程为 1 mm。

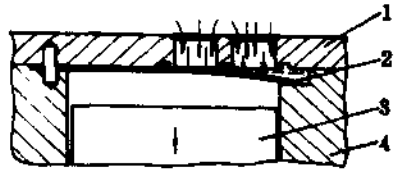


图 4-30　簧片阀的工作示意图

1—阀板；2 —阀片；3—活塞；4—缸壁

排气阀由排气内阀座和外阀座组成。它们之间的环形通道形成排气口，内、外两条阀线是

各在一个零件上，内、外阀座的顶面又分别与假盖的底面相贴合，所以这三个平面都要经过仔细地研磨。假盖与内阀座用螺钉连接在一起，螺母旋紧后，再用开口销销牢，以防松脱而导致打碎活塞等严重事故。排气阀片的上面也有 6 只小弹簧，它们是安装在假盖底面的 6 只小孔内。阀片升程也是 1 mm。

假盖上装有弹力很大的假盖弹簧，使假盖紧紧压在排气阀座上，它的作用是，当气缸内产生液击（即当液体制冷剂或润滑油大量吸入气缸时，由于液体的不可压缩，而且液体粘度比气体大得多，流速不易提高，活塞的运动使这种液体产生巨大的冲击力，这就称为“液击”，也称“冲缸”，这种冲击力会使阀片遭到损坏，严重的甚至会击碎阀板或气缸盖）时，假盖被缸内巨大的冲击力所顶起，打开一条额外的通路，让缸内液体迅速从中排出，避免事故。实际上它起到安全阀作用。

导向环装在假盖的外圈，其作用是使假盖定位，允许假盖在“液击”时只能上下移动，而无径向移动。

导向环、排气阀和气缸套先由 3 只内六角螺钉连接在一起，然后再用 3 只螺钉固定在机体上。

环状阀和盘状阀的阀片通常用 30CrMnSiA 或 4Cr13Mo 合金钢制成；簧片阀的阀片材料是 T8A 或 T10A 碳素工具钢。阀片和阀座的结合处一般应进行研磨加工，要求光洁度：阀片为▽10；阀线为▽9。

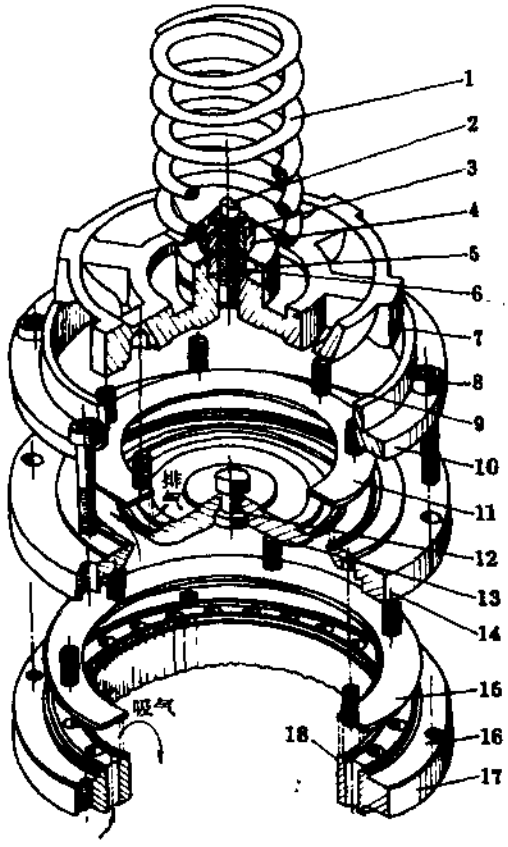


图 4-31　8FS10 型压缩机的环状阀总成图

1—假盖弹簧；2—螺钉；3—开口销孔；4—槽形螺母；5—套圈；6—六角螺母；4—假盖；8—内六角螺钉；9—气阀弹簧；10—导向环；11—排气阀片；12、16—垫圈；13—排气内阀座；14—排气外阀座；15—吸气阀片；17—气缸套

组装后的气阀应进行气密性试验。小型压缩机气密性试验可用橡皮球或橡皮碗，是图 4-32、4-33 所示，对吸排气阀口，以吸得住并能维持 10 s 左右为合格；对大中型压缩机，则可灌注温度 50℃时运动粘度不超过 cSt 厘沲的火油校漏，以不渗漏为合格。

3. 活塞、连杆、曲轴

活塞、连杆、曲轴是往复式压缩机中将电动机的旋转运动转变为直线往复运动的主要运动部件。电动机的输出功率大部分消耗在活塞对蒸气压缩的做功上，小部分消耗在各种机械摩擦以及辅助装置的驱动上，如润滑油泵。

(1) 活塞

活塞的材料多数用铝硅合金 ZL_3，其化学成分为：硅(Si)5%～6.5%，铜(Cu)%6～7%，镁(Mg)0.3%～0.5%，铁(Fe)≤1%，其余为铝(Al)，少数也有采用合金铸铁，如 HT21-40 和 HT24-44。活塞结构如图 4-34 所示。

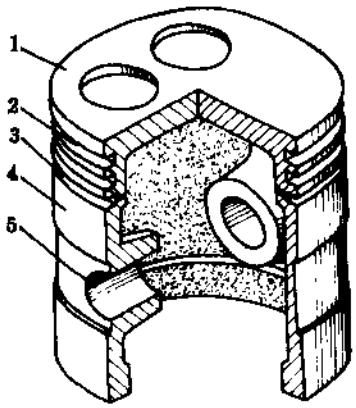


图 4-32　2F6.3 型压缩机的活塞

1—顶部；2—气环槽；3　油环槽；4—裙部；5—销座

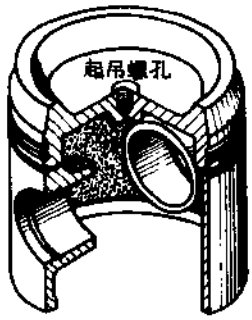


图 4-33　8FS10 型压缩机的活塞

活塞上有两道气环，藉以造成气缸壁与活塞之间的密封，避免气缸内的高压气体漏入低压的曲轴箱；另有一道刮油环，当活塞下行时，被刮下的润滑油经活塞里面流到曲轴箱去。

活塞环（气环和油环）使用一定时间后将被磨损，搭口间隙增大，使密封性变差，压缩机效率降低。一般在压缩机大修时，应予更换。新更换的活塞环搭口间隙应在规定的范围之内（对于 4FV7 或 8FS10 型为 0.28～0.42 mm，2F6.3 型为 0.25～0.4 mm）。活塞环装在活塞上之后，应将环的搭口位置相互交叉，然后再套进气缸内。

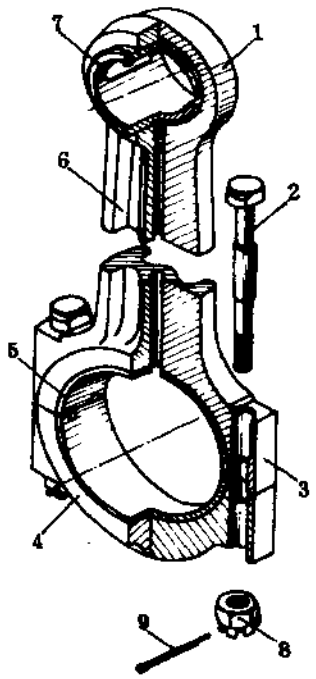


图 4-34　8FS10 型压缩机的连杆组件结构图

1—连杆小头；2—连杆螺钉；3—连杆大头；4—连杆大头盖；5—连杆轴瓦；6—连杆体；7—小头轴套；8—螺母；9—开口销

活塞环材料常用合金铸铁，其化学成分大致为：碳（C）3%～3.3%，硅（Si）18%～22%，锰（Mn）0.7%～1%，硫（S）＜0.12%，磷（P）0.3%～0.65%，铬（Cr）0.25%～0.5%，钼（Mo）0.3%～0.65%，铜（Cu）0.7%～1%。端面硬度为 HB98～107。为增强耐磨性，国外有采用塑料做活塞环材料的。

在高速全封闭压缩机的活塞上一般不装活塞环，而是用缩小气缸和活塞间配合间隙的办法来减少蒸气泄漏量，以利于小缸径活塞的加工和装配的方便。

由图 4-33 可知，2F6.3 型压缩机活塞顶部有两个小圆坑，这是为适应阀板结构的需要，在拆装时要注意该小圆坑应位于吸气阀侧，切勿装错。

4FV7 和 8FS10 型的活塞顶部呈凹形使活塞和内排气阀座的间隙减少，从而减少余隙容积。

活塞顶部和裙部外圆直径略有不同，顶部较小。这样可使膨胀性较大的铝活塞工作更可靠。

（2）连杆

连杆是将曲轴的旋转运动转化为活塞往覆运动的中间连接件。把动力传给活塞对蒸气做功。图4-34

是一典型的连杆组件结构图，其材料常用可锻铸铁 KT35-10，断面呈工字形。小型压缩机连杆有用圆截面的，小型全封闭压缩机也有用长方形或椭圆形截面的，连杆材料也有用 40Cr，35CrMoA 合金钢，铝合金，球墨铸铁等。连杆螺栓常用 40Cr，35CrMoA 等优质合金钢制成。

连杆小头一般都是不剖开的整体式，见图 4-35。小头与活塞销配合的摩擦内圆表面，除了小型压缩机连杆（如图(c)所示）外，通常都装有轴承衬套（如图(a)、(b)所示）。衬套材料一般采用青铜合金 ZQSn10-1，磷青铜，铁基粉末冶金等。小头轴承的润滑输油方式有两种：一种是靠从连杆体内钻孔输送过来的润滑油进行压力润滑；另一种是靠飞溅润滑，这时在连杆小头上开有存油孔，以便承接飞溅油滴，引入轴承。

连杆大头有剖分式与整体式两种。整体式如图 4-36 所示。常用于曲轴做成偏心轴的小型压缩机里，如 3FM4G。剖分式的部分面大多数垂直于连杆中心线的。大头轴瓦材料用锡基白合金制成的可拆薄壁轴瓦。

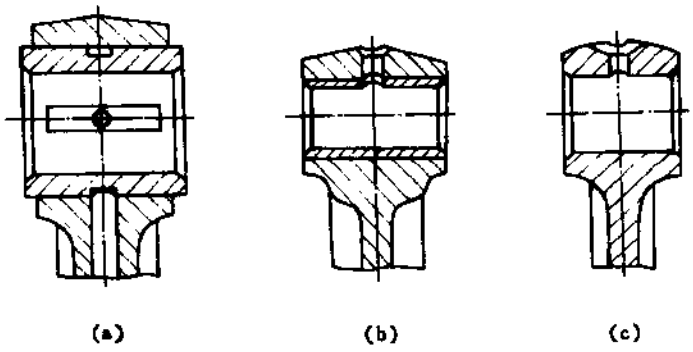


图 4-35　连杆小头结构及润滑输油方式

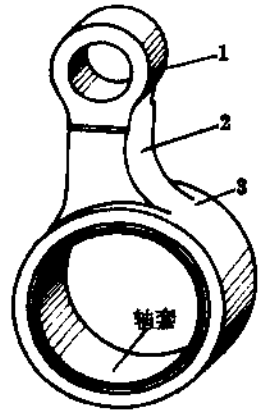


图 4-36　3FM4G 型压缩机的连杆
1—小头；2—杆身；3—大头

连杆小头衬套和大头轴瓦磨损过大时，即应更换。更换时，可将小头衬套压出，再将新的衬套压入，并应打通顶部的泼溅油孔，然后用铰刀刮削，以达到所需的尺寸。一般小头衬套的孔径只宜比活塞销大 0.01～0.02 mm。连杆大头轴瓦更换比较简单，一般稍刮削即可。它与轴颈的间隙，在高速（1440 r/min）压缩机应控制在轴直径的 $\frac{1}{1000}$ mm 左右，对于低转速的还可以减小些。

连杆在压缩机中是一个相当重要的组件，其主要配合面的加工要求都是二级精度，几何精度要求也较高。因此在拆卸压缩机时，对连杆应轻拆轻放，不能重击，不要用重物压连杆，以防变形。

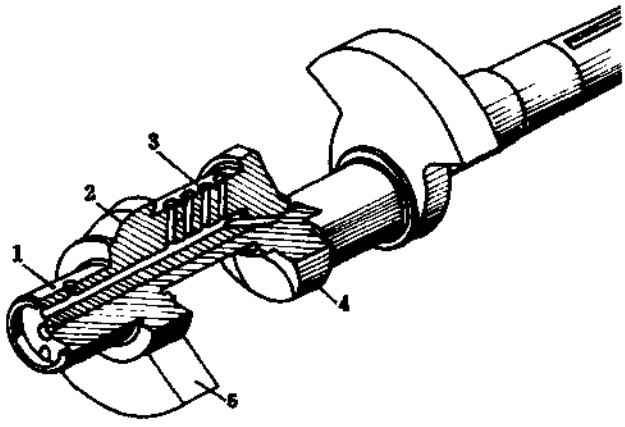


图 4-37　8FS10 型压缩机的曲轴结构图
1—主轴颈；2,4—曲柄；3—曲柄销；5—平衡块

(3) 曲轴

曲轴是压缩机的一个主要受力运动件，压缩机所消耗的全部轴功率就是经曲轴输入的。

曲轴有曲拐式和偏心式两种。

曲拐式曲轴一般是双拐的，见图 4-37，两拐互成 180°，每个拐(曲轴颈)上装 1-4 根连杆。每个曲拐由主轴颈、曲柄和曲柄销三部分组成。主轴颈同主轴承相配合，曲柄销同连杆大头轴瓦相配合，曲柄是主轴颈与曲柄销，或者两相邻曲柄销之间的连接体。曲轴上有两块平衡块，它是用于压缩机工作时，利用自身的离心力和离心力矩来平衡运动件质量所引起的惯性力矩，目的是减小压缩机的振动，同时可减轻曲轴主轴承上的负荷，减少轴承的磨损。

曲轴一般用球墨铸铁(QT60-2)制成。这种铸铁具有耐磨、吸震、加工简单等优点。

凡有油泵的压缩机、曲轴中都钻有油孔，通至主轴颈、曲轴颈和轴封器。除 2F6.3 型号采用泼溅滑方式外，其余各型压缩机都采用油泵强制润滑。

2F6.3 型的主轴承用锡青铜制成。4FV7 和 8FS10 型则采用锡基合金的滑动轴承，并用定位销加以固定。它的油槽位置应特别注意，按曲轴旋转方向为 45°，切勿装错。

前后主轴承套入曲轴后，拧紧螺栓，曲轴在主轴承间应有一间隙，约为 0.75～1.5 mm 之间。间隙过小，由于曲轴的热膨胀会咬坏主轴承的平面部分，影响正常运转。间隙过大，会影响轴封的可靠性。

曲轴出厂前应作平衡试验，其不平衡偏差不大于 100 g·cm，不平衡重量允许在平衡块的外圆上钻 ϕ16 mm 的孔予以调整。

图 4-38 是 3FM4G 型的偏心轴结构，它也是由球墨铸铁制成，具有一偏心销，在这偏心销上可直接套上三个整体式连杆。主轴承和连杆轴承的润滑是靠下主轴颈处的纵向偏心油孔，使润滑油在离心力的作用下，沿油道进入各轴承间润滑表面。

偏心轴上的平衡块为可拆卸式，见图4-39，它是在三只连杆装好以后，再套在偏心销两

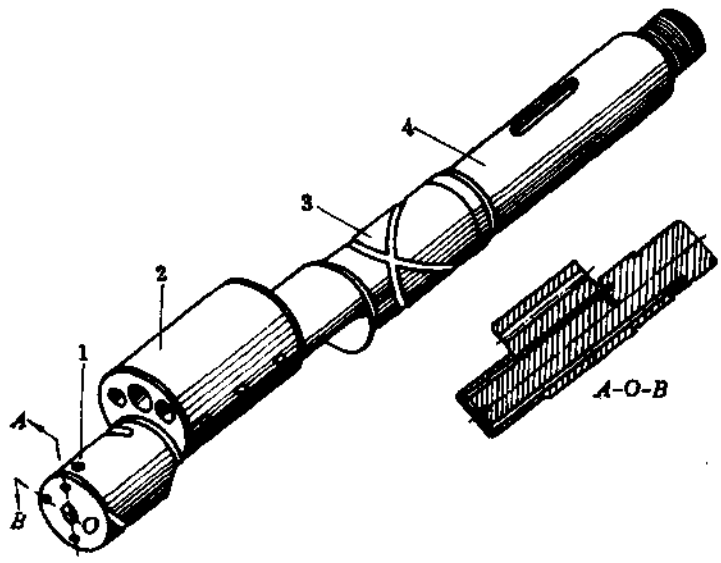


图 4-38 3FM4G 型压缩机的偏心轴

1—下主轴颈；2—偏心销；3—上主轴颈；4—电机转子轴颈

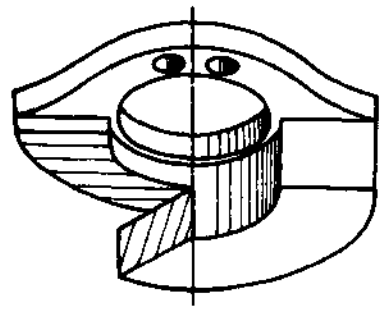


图 4-39 3FM4G 型压缩机偏心轴的平衡块

侧，并用两只螺钉连接固紧。

4. 轴封器

制冷机的曲轴箱压力在空调工况时大于周围大气压好几倍，在标准工况时稍大于大于压，只有在低温工况时，才会低于大气压而处于真空状态。为了防止制冷机中的制冷剂向外泄漏或空气渗入系统，影响正常运行，要求制冷机有严格的密封。开启式压缩机曲轴的功率输入端要伸出机外与传动件相连接。因此，在伸出轴与机件之间要设置轴封器。目前，国内采用的轴封器结构形式，基本上有两种：波纹管式和弹簧式。

(1) 波纹管式轴封器

这种轴封器结构如图 4-40 所示，常用于小型氟利昂压缩机。可自由伸缩的圆柱状波纹管的两端分别与摩擦环和压板锡焊连接。弹簧置于波纹管内，它力图使波纹管伸长，压缩机运转时，轴封因压板被螺母紧固在轴肩上，因而与曲轴一起转动。整个轴封有两个密封面：一是摩擦环与压缩机前盖端平面间的滑动摩擦，是属动密封；二是压板与轴肩间的压紧密封，是属静密封。转动着的摩擦环靠弹簧力紧压在前盖端面，而这两个接触面加工得很光滑平整，从而消除了泄漏间隙，保证了密封的要求。这种轴封的轴向伸缩量很大，压力的调整较方便，装配精度要求不高，密封性较可靠。

(2) 弹簧式轴封器

图 4-41 是弹簧式轴封器结构简图。整个轴封器有三个密封面：

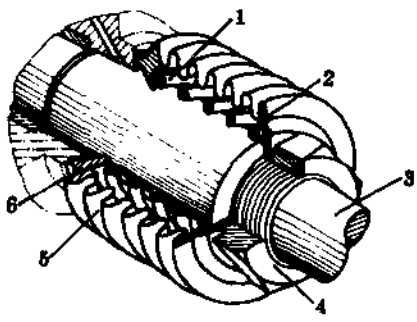


图 4-40 波纹管式轴封器

1—弹簧；2—压板；3—曲轴(飞轮端)；4—螺母；5—波纹管；6—密封摩擦环

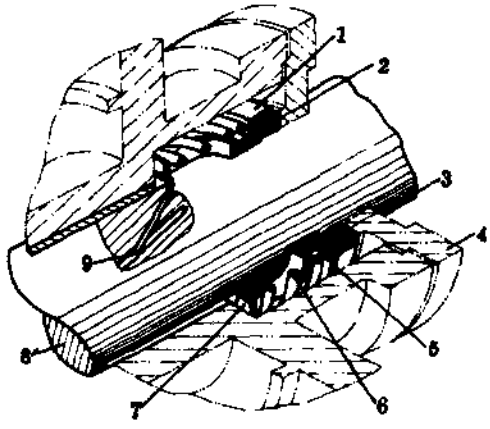


图 4-41 弹簧式轴封器

1—钢壳；2—密封橡皮环；3—摩擦环；4—压板；5—紧圈；6—弹簧；7—托板；8—曲轴；9—油孔；

① 动密封，压板为固定，石墨环转动；

② 依靠弹簧力使轴封橡皮和石墨压紧而达到密封；

③ 紧圈套在橡皮外圆，一齐箍在轴上，产生橡皮的弹力，而使其密封。

应当注意，密封面必须将压板的摩擦面和石墨环的摩擦面加以精细研磨，清洗后，再将这对摩擦面互相研磨，观察它是否贴合得很好，否则必须返工。密封面 3 不得有泄漏，但又不能套得过紧，使轴无法有轴向位移。轴封橡皮及外圆上套的紧圈的松紧程度应适当。一般，将整套轴封连压板一起推入松手后，轴封应能在弹簧力的作用下慢慢地向外弹出。若弹不出，说明箍

得太紧，弹出得很快的说明箍得太松。

轴封的装配程序：先把托板套入主轴上，再套上已装妥的弹簧，轴封橡皮，紧圈和钢壳，最后配上石墨摩擦环和装上压板。由于弹力的作用，使石墨环和压板有紧密的接触，曲轴通过托板和橡皮的摩擦作用而带动整个轴封一起转动，在摩擦环和压板之间就产生"动密封"。

在装配轴封时，首先应清洗干净，然后在轴封橡皮的内圈和石墨摩擦环之间加些清洁冷冻油再成套装入。

压缩机正常运转中，轴封的摩擦面不可避免地会渗漏氟里昂气体，由于有了冷冻机油的阻碍，致使氟利昂的渗漏极微。所以，压缩机轴封处有极微量渗油（有油迹）是允许的，但不能滴油。

对轴封摩擦环材料的要求，主要是耐磨，而且，在规定的压力下不应有咬毛现象，摩擦面上不能有气孔、夹渣。根据轴封的形式，常用的摩擦副材料见表 4-2。

表 4-2　摩擦副材料

轴封形式	固定环材料	活动环材料
波纹管式	铸铁 HT21-40	高铅青铜 ZQPb-10-10
弹簧式	锡锑铜合金 ChSnSb11-6	45 号钢
	高铅青铜 ZQPb-10-10	20 号钢
	铸铁 HT21 40	石墨与酚醛压制品

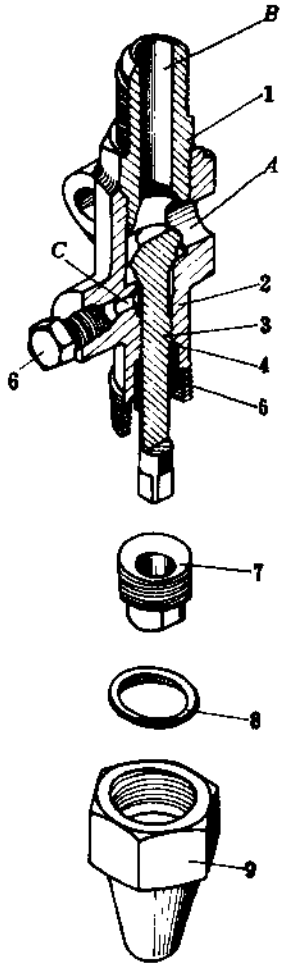


图 4-42　截止阀的结构

1—接头；2—阀体；3—阀杆；4，8—垫圈；5—密封填料；6—螺塞；7—填料螺丝；9—帽盖

氟利昂族制冷剂对一般的橡胶制品有腐蚀作用，会使它们产生发胖、剥落、硬化等现象，特别是 R22 更厉害。因此，橡皮环要采用合成橡胶，如丁腈、氯乙醇、氯丁之类橡胶可耐腐蚀，但对 R22 来说，性能还不是很理想，目前还有待于摸索改进。

5. 截止阀

截止阀的结构见图 4-42。在它的阀体上有三个通道，见图 4-43。通道 A 与压缩机的吸气腔或排气腔相通，通道 B 与吸气管或排气管相通，旁通孔道 C 在检修时按需要供抽、灌制冷剂或装压力表用。可见，截止阀实质上是一个三通阀。在阀体的螺孔内旋有一阀杆，转动阀杆下端方棒，整个阀杆就会向上或向下移动，以控制各个通道的开闭。以反时针方向转动阀杆，其阀盘不断下降；当下降到阀盘的下锥面与下座面紧紧接触时，俗称阀杆倒足位置，如图 4-43（a）。这时压缩机的吸气腔（或排气腔）与吸气管（或排气管）之间保持畅通，但与旁通孔之间的通道却被关闭了。这种位置称为截止阀"打开"。在这基础上，若将阀杆顺时针方向旋 2～3 转，就成为图 4-43(b)所示的三者都是畅通的。每当在吸气截止阀处灌注制冷剂蒸气时，或装好压力表后，一般总是将阀杆旋至这个位置。若将阀杆顺时针方向继续旋转到底，使阀盘上锥面与上座面紧紧接触，阀杆再也旋不动时，

成为图 4-43(c)的位置。这时，压缩机的吸气腔(或排气腔)与吸气管(或排气管)之间的通道被堵塞，而只有与旁通孔相连通。这种工作位置称为截止阀"关闭"。当制冷系统要抽真空时，排气截止阀的阀杆就应旋至这个位置，并将旁通孔螺塞拆下后即可进行抽真空操作。

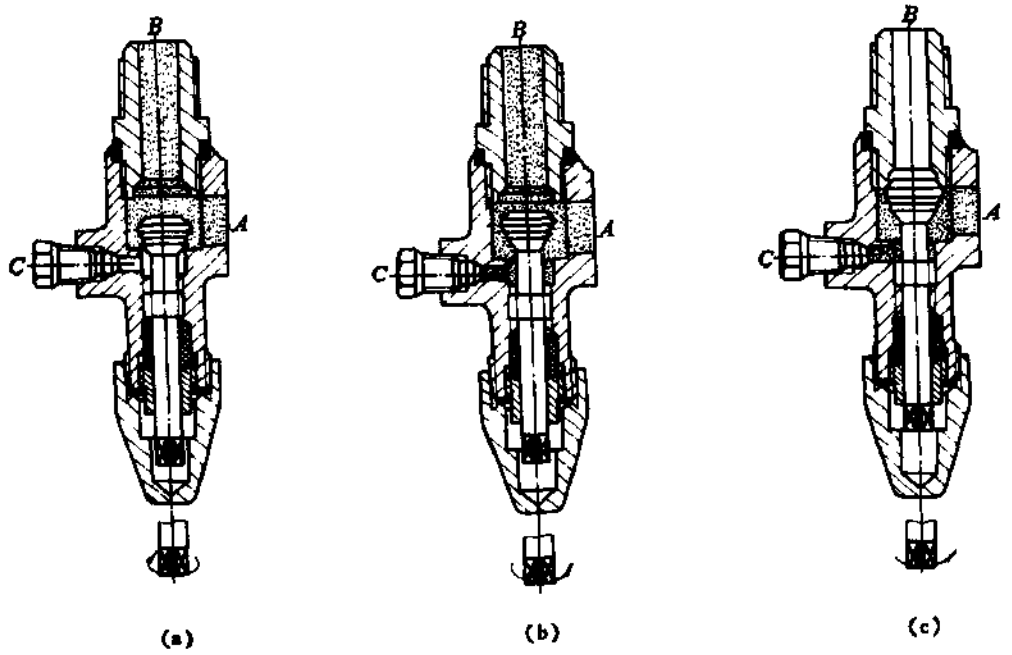


图 4-43　截止阀的三种不同工作位置

(a) 开；(b) 三通；(c) 关

截止阀的旁通孔平时用螺塞旋紧密封。当需要使用时，首先将阀杆倒足，使旁通孔同其他两条通道相隔离后才可拆下螺塞，装上锥形接头、铜管或压力表等。反过来，若要从旁通孔处拆下压力表或连接管，锥形接头等，也要先将阀杆倒足后才能拆下，然后再用螺塞旋进旁通孔封住，以免制冷剂泄漏。

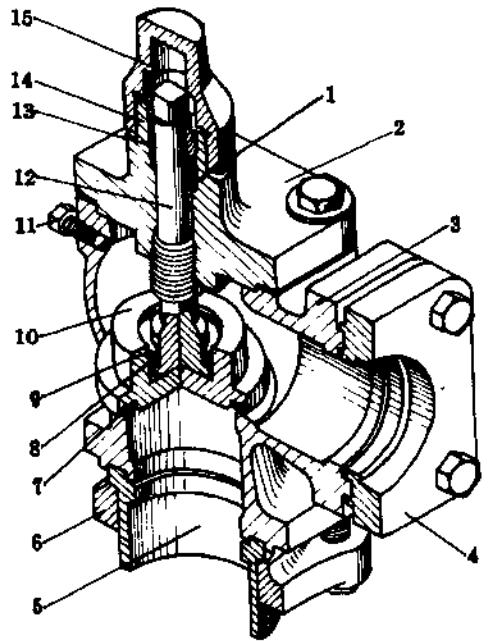
阀杆与阀体间靠填料密封。填料材料各厂有些差别，有的采用石墨铅粉线，有的采用耐油橡胶圈或聚四氟乙稀。通常，填料螺丝旋紧后，要转动阀杆很费劲，为此，可先将填料螺丝松半圈或一圈，使转动阀杆省力些，待阀杆转过一定角度，调整好后，再将填料螺丝旋紧，最后将带有垫圈的帽盖旋上阀体并扳紧。

对于中型氟利昂压缩机的大口径截止阀，如图 4-44 所示，因其尺寸较大，旁通孔若仍由其中阀盘控制开闭，甚感不便，一般是在截止阀的旁通孔处或压缩机吸、排气腔上方另装一只小的开关阀，进行单独操纵。

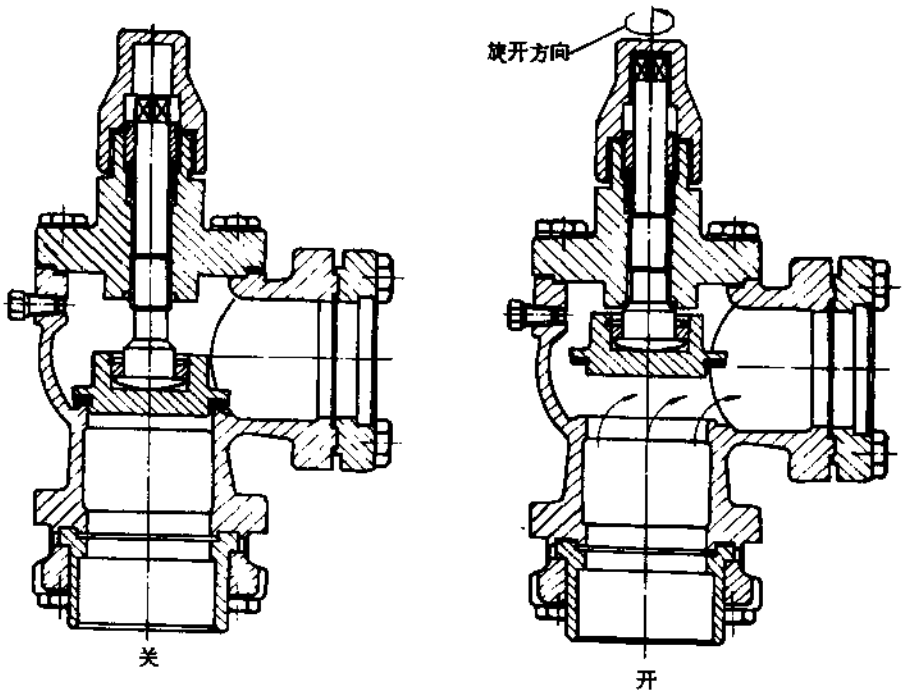
另外，有一种截止阀有两个旁通孔，见图 4-45 所示。其中一个旁通孔是常通的，以便安装平时不需拆下的固定仪表，如压力表或者压力继电器的感应件。另一个旁通孔为多用孔道。

6. 能量调节装置

制冷机按照规定的温度工况运转，它的制冷量是恒定不变的。在选用制冷机时，为安全起见，一般总是选用制冷量比所需冷量偏大些的制冷机产品。事实上，季节的变化，环境温度的变化会影响设备的冷凝温度，使制冷机的产冷量有所改变。为保证制冷设备的制冷量能随时满足规定的蒸发温度需要，就要对压缩机的排量进行调节。这就是制冷机的能量调节。



(a)



(b)

图 4-44　大口径截止阀

(a) 结构图；(b) 工作状态

1—填料垫圈；2—阀座；3—阀体；4—凹法兰座；5—法兰套；6—法兰；7—白合金层；8—填块；9—挡圈；10—阀盘；11—铜螺塞；12—阀杆；13—填料；14—填料螺丝；15—帽盖

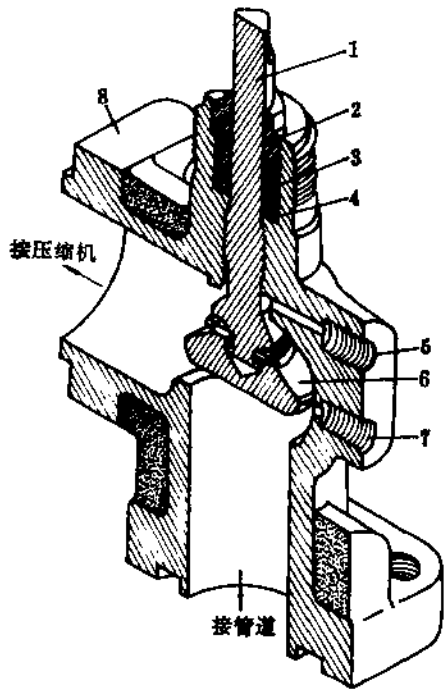


图 4-45　具有两个旁通孔的截止阀

1—阀杆；2—压紧螺钉；3—填料；4—填料垫圈；5—多用孔道；6—阀头；7—常接孔道；8—阀体

压缩机排量调节的方法主要有：

(1) 改变压缩机转速。

(2) 压缩机间歇运行。

(3) 吸气节流。

以上三种调节方法，基本上同压缩机结构无关，是属于系统管路性的调节方法，其工作原理将在本书 6.8 节中介绍。

(4) 顶开吸气阀片。

这种方法用于多缸压缩机，它是通过顶开机构使其中几个气缸的吸气阀片一直处于开启状态，因而这几个气缸在吸气之后进行压缩时，由于吸气阀片不能关阀，气缸中压力建立不起来，排气阀片始终打不开，被吸入的气体没有得到压缩就经过开启着的吸气阀片，又排回到吸气腔中去。这样，压缩机尽管依然运转着，但是，那些吸气阀片始终被顶开了的气缸不再向外排气，真正在有效地进行工作的气缸数目减少了，结果达到改变压缩机排量的作用。显然，这种调节方法要消耗一部分摩擦功和泵气功，而且调节属阶跃式的。但是这种方法操作方变，可允许压缩机在不停车的情况下进行能量调节。它在我国四缸以上的，缸径 70 mm 以上的系列产品中得到广泛应用。

这种调节方法的另一作用是压缩机可以实现卸载启动，降低电机的启动电流。这是因为装有这类调节机构的气缸，在停车时，吸气阀就被顶开，在启动阶段，吸气阀还不能关闭，因而处于空载启动，启动负荷相应比较低。

能量调节装置是由能量控制阀和卸载机构两部分组成。两者之间用油管相连，并以润滑油

泵输出的油压作为动力。卸载机构是一套装在压缩机内部的液力传动机构，它接受能量控制阀的操纵，及时地顶开或落下吸气阀阀片，达到卸载或正常工作的目的。能量控制阀是用以控制卸载机构动作的油压分配阀。它有自动和手动两种。

(1) 自动能量控制阀

自动能量控制阀的结构简图如图 4-46 所示。阀的圆柱形外壳内腔通过接在其顶部的压力平衡管与曲轴箱上部相通，压缩机的吸气压力信号由此输入。在外壳底部接有另一与曲轴箱相通的回油管，使泄入内腔里的润滑油排回曲轴箱。腔内上半部是油压分配机构，下半部是信号感应部分。信号感应部分里的波纹管外面是吸气压力，波纹管里面是弹簧力及大气压力作用(详见图 4-46)。内外压力平衡时，波纹管处于静止状态；若吸气压力有变化，平衡遭到破坏，波纹管就会或左或右伸缩，直到两力重新平衡为止。波纹管内的弹簧力可以用调节螺钉来调节，以便选定低压卸载额定值。波纹管的伸缩通过其上的顶杆，传动杠杆和杠杆上的钢珠位置变化改变了油缸阀孔的通道截面和泄油量大小。能量控制器上半部油压分配机构实际上是一个控制阀。它由油缸、油活塞、阀座和弹簧组成。在油缸壁上有三条通路：一条从油泵来，两条通到卸载机构去。当阀座上的小孔未被钢珠关闭时，油活塞右面空间来的油都从小孔流出缸外，沿着回油管流回曲轴箱内。当吸气压力升高，杠杆摆动使钢珠紧压小孔后，缸内的油来不及外流，油压作用在油活塞右面，克服了弹簧力，使活塞向左移动。当定位钢珠陷于活塞的第二个半圆

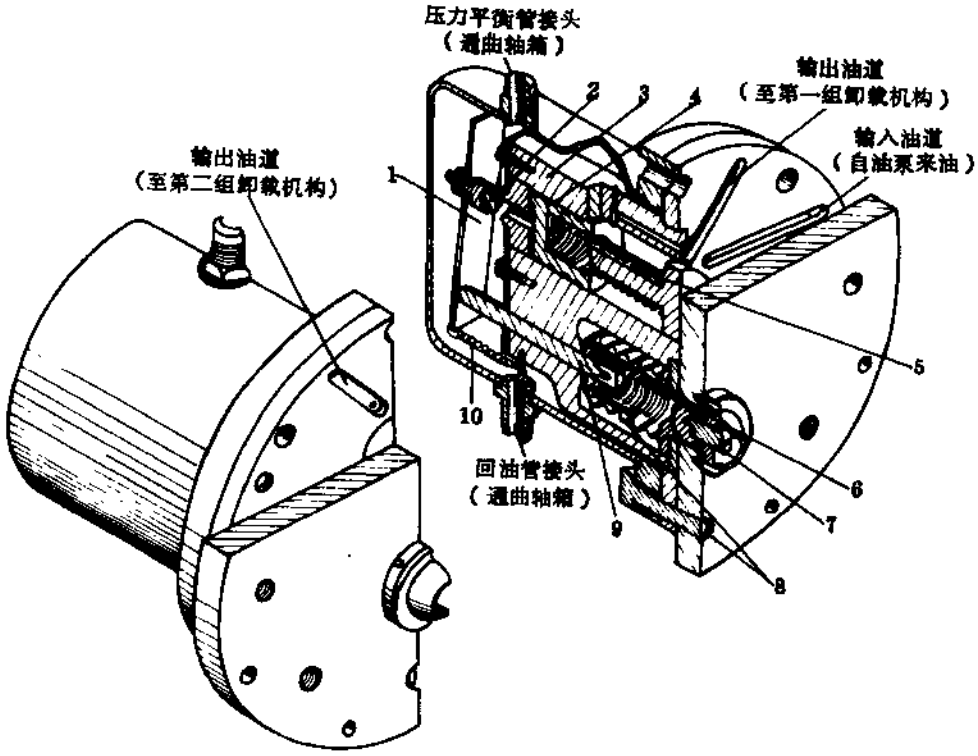


图 4-46　能量控制阀的结构图

1—杠杆；2—钢珠；3—油缸；4—油活塞；5—平衡弹簧；6—调节弹簧；7—调节螺钉；8—波纹管；9—顶杆；10—拉力弹簧

槽(见图 4-48(b))时，油活塞被卡住，于是阀中第一油路接通，从油泵来的油就经此通道进入一组气缸的卸载机构。卸载机构如图 4-47 所示。它包括卸载油缸、卸载活塞、推杆弹簧、推杆、传动杆、转动环、顶杆等部件。推杆的安装方向与气缸的轴线是垂直的。当能量控制阀来的高压油作用在卸载活塞底部，克服弹簧力，推动活塞前进，带动推杆向前移动时，推杆前端的传动杆(它的两端嵌在转动环的槽中)就带动转动环位移。在转动环的顶上开有几个斜面凹槽，每一凹槽配置一根顶杆。当转动环绕气缸套转动时，顶杆借助弹簧力从转动环的斜面滑入凹槽中。顶杆的顶端与吸气阀片脱开，这时阀片即落在气缸套顶部的阀线上，吸气阀便依照压缩机活塞的运动方向而启闭，从而处于“工作状态”。如果吸气压力继续升高到一定值时，能量控制阀中的活塞再向左移，定位钢珠陷入第三半圆槽中，这时第二油路接通，使压缩机内另一组带有卸载机构的气缸上的吸气阀片处于“工作状态”。这样，压缩机的全部气缸都处于工作状态。

如果吸气压力降低(意味着需减少制冷量)，能量控制阀的信号感应部分顶杆受力改变，使之向左移动，杠杆向顺时针方向摆动，钢珠离开小孔，油活塞底部的高压油从小孔泄出，弹簧迫使油活塞复位，结果使通往卸载机构的油路断开，卸载活塞即向后移动，导致转动环作反向移动，转动环上凹槽的斜面推动顶杆向上，使吸气阀片脱离阀线，这样，不论压缩机活塞如何运动，吸气阀都是打开的，该气缸处于“卸载状态”，制冷量也就随之减少。

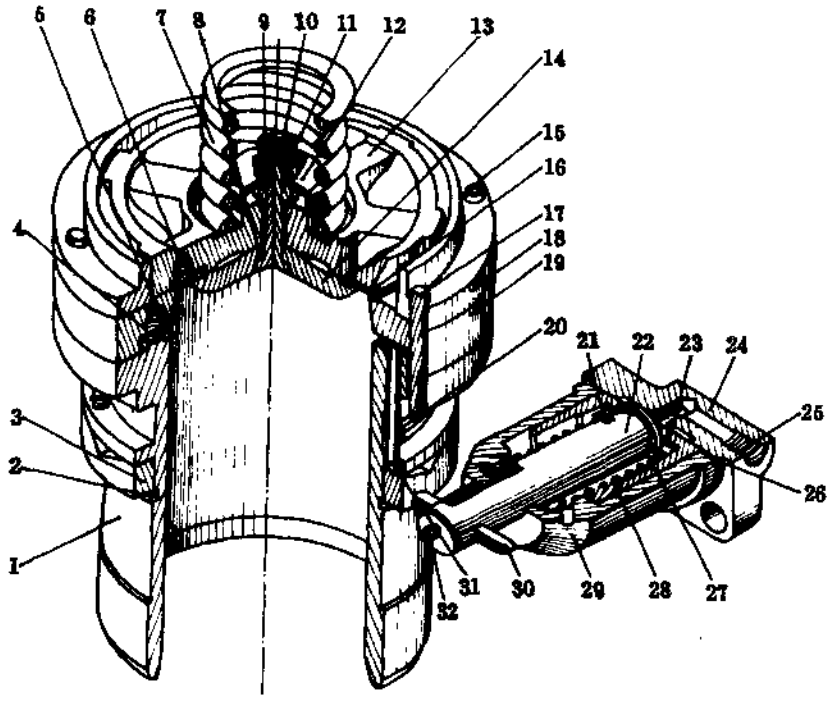


图 4-47　顶开吸气阀的卸载机构

1—气缸套；2—止推环；3—转动环；4—吸气阀片；5—吸气阀弹簧；6—排气阀弹簧；7—假盖弹簧；8—垫片；9—气阀螺钉螺母；10—开口销；11—槽形六角螺母；12—套圈；13-假盖(排气阀限位器)；14—内阀座；15—内六角螺钉；16—排气阀片；17—六角螺钉；18—导向环；19—外阀座；20—顶杆弹簧；21—挡圈；22--推杆；23—调整垫片；24—方形法兰；25—供油孔；26—垫片；27—卸载活塞；28—推杆弹簧；29—卸载油缸；30—传动杆；31—顶杆；32—半圆头螺钉

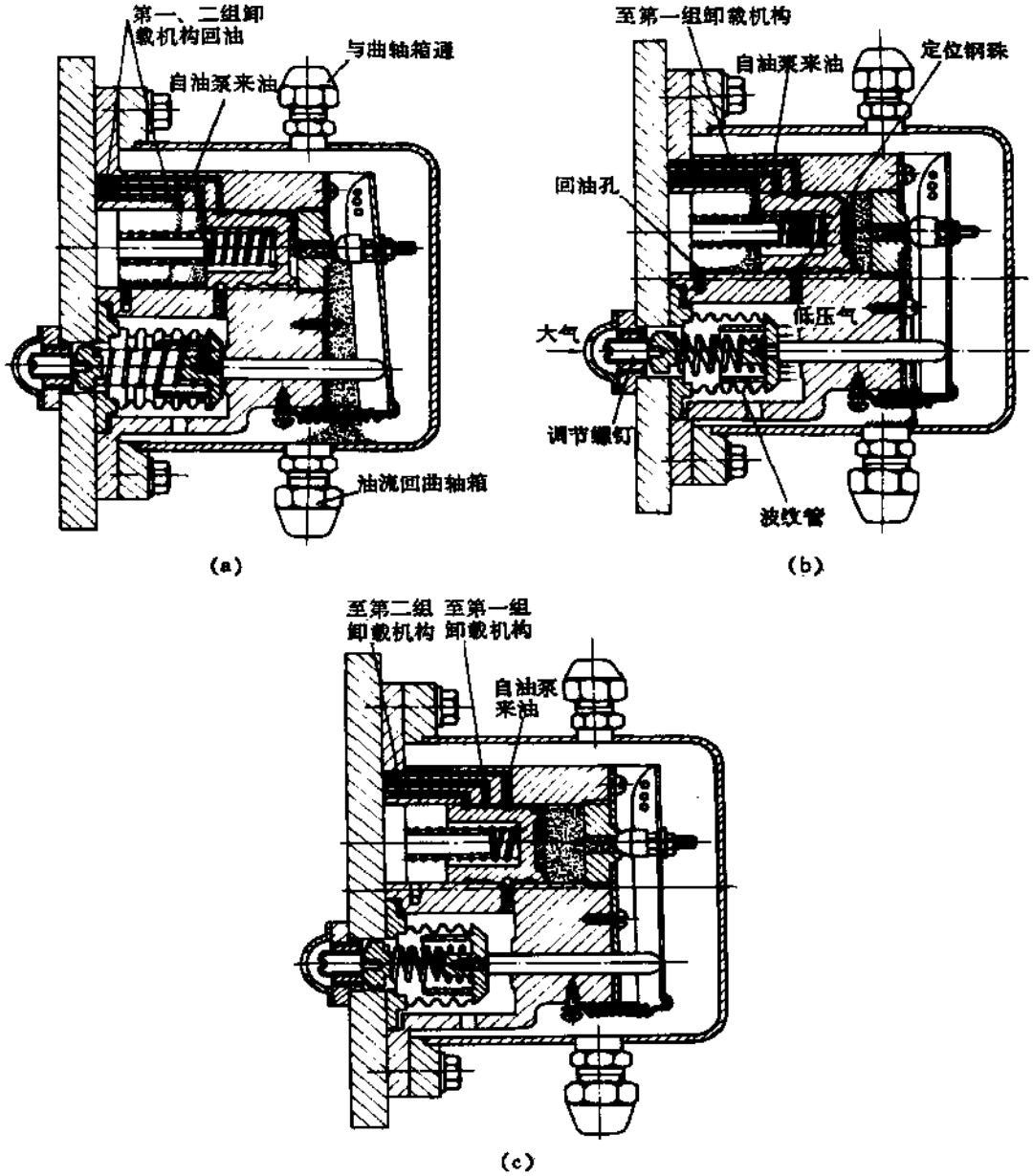


图 4-48　8FS10 型压缩机的能量控制阀的三种工作状态

(a) 压缩机以 50%制冷量工作；(b) 压缩机以 75%制冷量工作；(c) 压缩机以 100%制冷量工作

安装缸套时应当注意，转动环的安装不要弄错，并在缸套装好后，设法顶动卸载活塞，检查吸气阀片能否正常启闭。实际使用时，如发现与要求的工况不符合，可重新调整能量控制阀上

的调节螺钉。

(2) 手动能量控制阀

图 4-49 是一种手动能量控制阀结构图。这种阀实际上是一个手操纵的压力油分配阀。它有两根分别通往不同卸载油缸的油接管。从油泵来的压力油自供油接管进入控制阀的隔板右侧，操作者可根据冷负荷的不同需要，转动手柄，使控制阀处于不同的工作位置，让压力油通至不同的卸载油缸，使其所操纵的气缸投入工作。不投入工作的卸载油缸的油管与通向曲轴箱的回油管相通。图 4-49(b)、(c)、(d)分别表明了 8FS10 压缩机以 50%、75%和 100%负荷工作时的控制阀隔板和手柄位置。

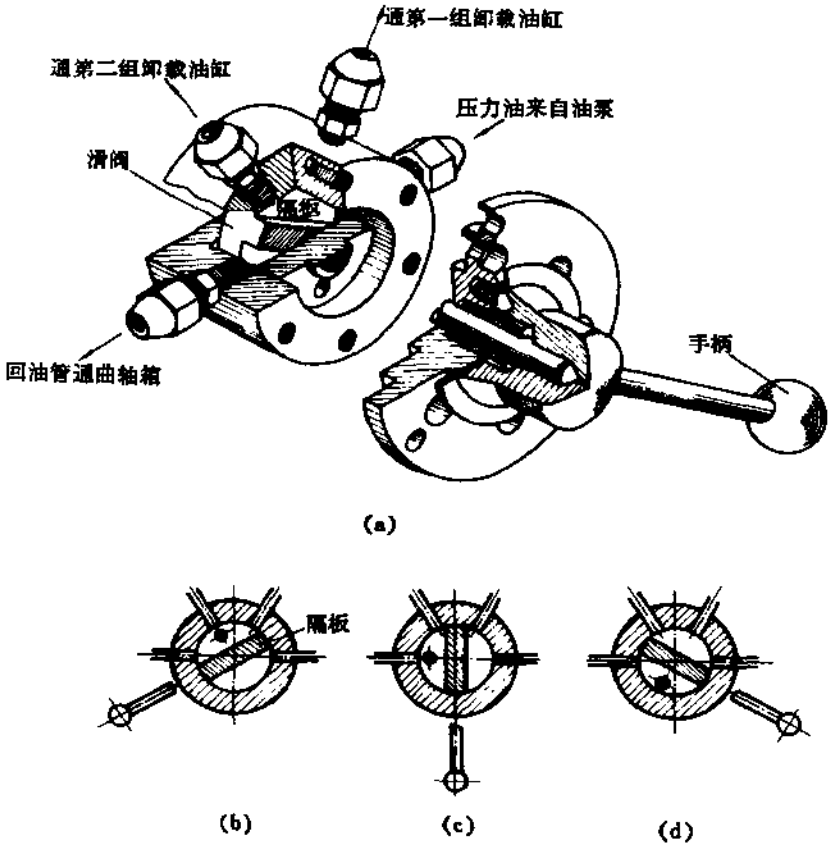


图 4-49 手动能量调节装置

(a) 控制阀结构图；(b) 50%负荷；(c) 75%负荷；(d)100%负荷

当压缩机启动时，如果油泵发生故障，或油压不足，或曲轴箱内缺油等，都会使压缩机处于空转状态。从这个意义上讲，卸载装置也是一个安全保护装置。

(3) 采用电磁阀的能量自动控制

这种系统的特点是利用不同的低压压力继电器所操纵的电磁阀来控制压力油对不同卸载油缸的作用。图 4-50 表示用这种方法来调节能量的示意图。当制冷机以 100%的负荷工作时，蒸发压力较高，所有操纵电磁阀的压力继电器不起作用，电磁阀处于切断压力油通向卸载油缸的关闭位置。若蒸发压力降低，说明外界冷量需要量减少，压力继电器将随着蒸发压力的不同

下降程度而使一个或几个压力油路的电磁阀通路打开，使压缩机以不同的气缸数目实现空载运行，从而达到调节能量的目的。

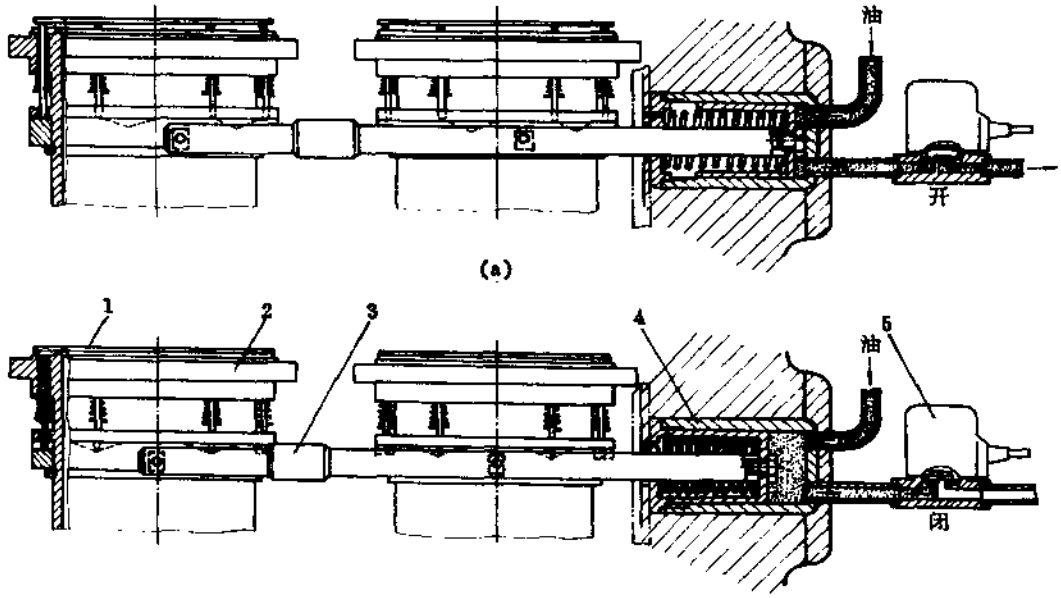


图 4-50　电磁阀控制的能量调节装置

(a) 卸载状态阀片顶开；(b) 负荷状态阀片下落
1—吸气阀片；2　气缸套；3—传动轴；4—卸载活塞；5—电磁阀

7. 润滑及油泵

压缩机中的运动部件，都需要用润滑油进行润滑和冷却。低转速的压缩机(如 2F6.3，2F6.5)一般借助曲轴和连杆大头在曲轴箱下部的油槽里产生激烈的搅动而造成漏溅。气缸镜面上受到油的泼溅而润滑活塞、活塞销及连杆小头衬套。主轴承上部有一集油杯，收集泼溅的油由此去润滑主轴承及主轴颈。连杆大头因几乎浸在油中，故润滑及冷却都比较好。对于高速压缩机(如 4FV7，8FS10)则需要用油泵进行强制润滑和冷却，否则，即使是短暂的断油，也会引起压缩机各轴承的“咬毛”，甚至“咬死”，产生严重故障，所以必须经常注意油压是否正常。

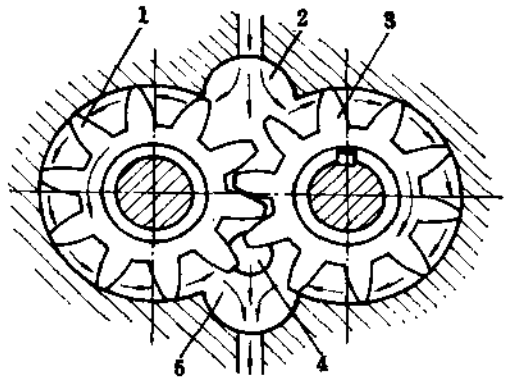


图 4-51　外啮合齿轮油泵的原理图

1—从动齿轮；2—吸油腔；3—主动齿轮；4—卸压槽；5—排油腔

目前中、小型制冷压缩机应用的油泵主要有以下四种：

(1) 外啮合齿轮油泵

图 4-51 是外啮合齿轮油泵的工作原理图。2F10，4F10 机均用此种油泵。油泵的壳体内有两个互相啮合的同直径外齿轮，齿轮与壳体内腔之间具有很小的径向间隙和端面间隙，因此，齿间凹谷与泵体内壁形成许多贮油空间。当曲轴带动主动齿轮旋转时，这些空间随之移动，于

是，充满空间的润滑油就从吸油腔一边被送到排油腔一边，并源源不断地被向外排出。中间相互啮合的齿面实际上就是吸油腔与排油腔之间的密封面。当齿间凹谷与对应齿轮进入完全啮合，形成一密封空间时，为避免其中留存的润滑油受到强烈地压挤，在壳体端面上开有卸压槽，以便让留存的润滑油由此泄出。图 4-52 是这种油泵的结构图，它的供油压力可以用转动油压调节阀芯，改变旁通油道的通道截面来予以调整。顺时针向里旋转为油压升高，反之，则油压降低。

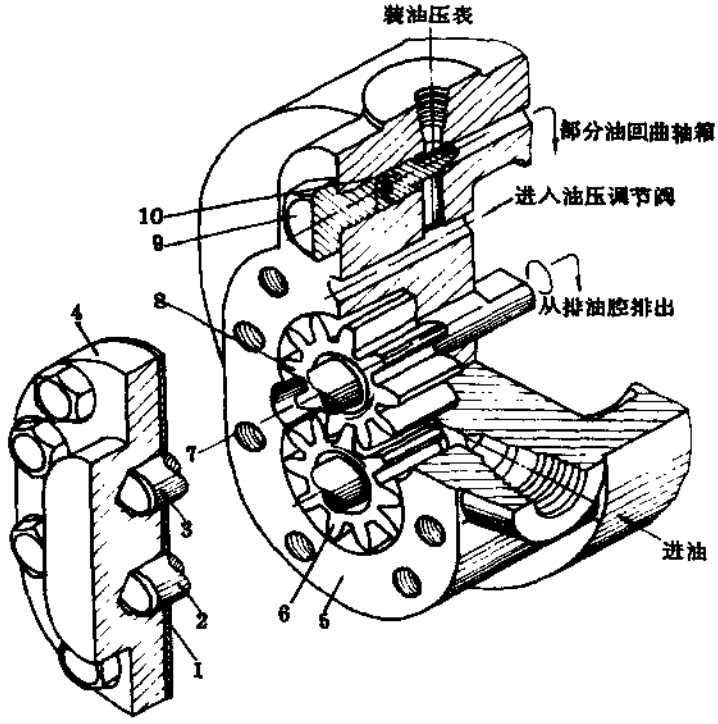


图 4-52　外啮合齿轮油泵的结构图

1—垫片；2—从动齿轮轴；3—主动齿轮轴；4—泵盖；5—泵体；6—从动齿轮；7—排油腔；8—主动齿轮；9—阀头；10—油压调节阀芯

齿轮的侧面间隙是影响油压高低的主要因素，应填入 0.18 mm 的铅垫片。润滑油通过曲轴箱底部的滤油网吸进油泵，压出的高压油从曲轴末端油孔进入曲轴内部的油路，润滑主轴承和连杆大头轴瓦。连杆体上也有油孔通至连杆小头，以便润滑活塞销和连杆小头衬套，从连杆大头和小头的间隙中喷溅出来油雾去润滑气缸镜面。曲轴内的油孔最后通入轴封室，以压力油润滑轴封的摩擦副，同时产生油封作用。

这种油泵只能单方向运转，不能倒转。否则，油泵会失去供油能力。因此，在开启式压缩机第一次运转时，要注意外啮合齿轮泵的转向。

(2) 月牙型内啮合齿轮油泵

这种油泵的特点是不论顺转、反转，都能按原定流向供油。图 4-53 是这类油泵的结构图。油泵由内齿轮(主动)、外齿轮(从动)、月牙体、油泵体、油泵盖等组成。内、外齿轮相偏心啮合，它们和月牙体、油泵体、油泵盖的径向间隙和端面间隙是很小的，因此，它们之间就形成了许多贮油空间。当内齿轮在曲轴带动下旋转时，外齿轮和这些贮油空间亦随之旋转。从图 4-54 可知，这些贮油空间在两齿啮合处是最小，当转向吸油腔一边时，容积逐渐扩大，于是，润滑油不

断被吸入填充，当转到排油腔一边时，容积却由大变小，迫使其中润滑油不断从排油腔排出。所以，两齿啮合处和月牙体是吸、排油腔之间的密封壁面。

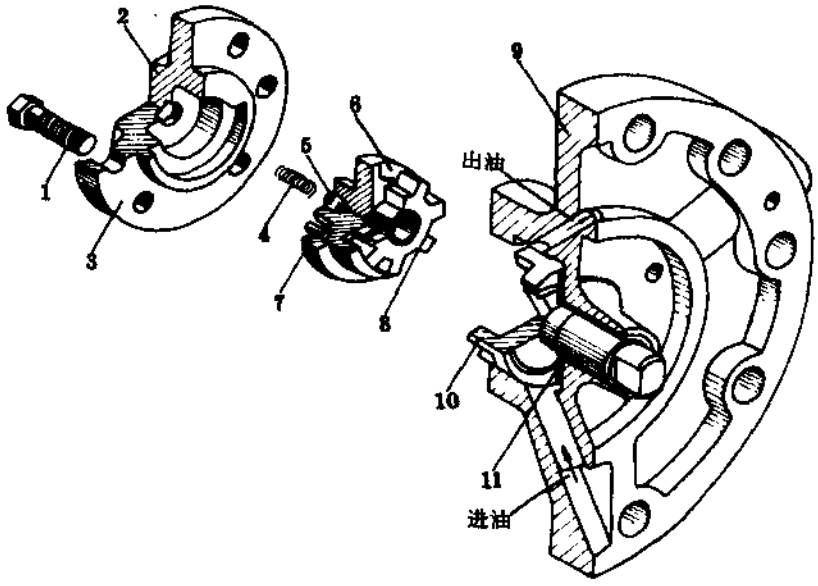


图 4-53　月牙型内啮合齿轮油泵结构图

1—螺钉；2—油泵盖；3—油泵盖垫片；4—弹簧；5—钢珠；6—月牙体；7—限位销；8—被动齿轮；9—油泵体；10—主动齿轮；11—垫圈

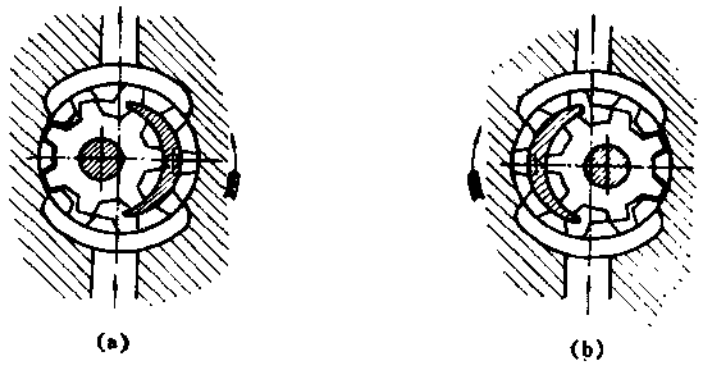


图 4-54　月牙型齿轮油泵正反转时的工作情况

(a) 主动齿轮反时针方向旋转；(b) 主动齿轮顺时针方向旋转

由图 4-54 可见，在月牙体的背面有一定位销卡在泵盖的半圆槽内。内齿轮反时针方向转动时，月牙体被定位销定在内齿轮中心的右方，外齿轮的中心在左方(见图(a))；若曲轴反转，使内齿轮顺时针方向转动时，月牙体就跟着顺时针转过 180°，并被定位销定在内齿轮中心的左方，外齿轮的中心则改在右方(见图(b))。由于月牙体能随油泵的转向改变而移位，结果使吸油腔一边的贮油空间始终是由小变大，而排油泵一边始终是由大变小，所以油泵的供油方向不会因转向的改变而有所影响。

月牙形油泵的外形尺寸小，结构紧凑，流量大，在一些半封闭压缩机中得到采用。

(3) 内啮合转子式油泵(简称转子泵)

这种油泵由两个偏心啮合的内外转子和泵体、泵盖所组成。其结构见图 4-55。从图中可以看出,内转子是个具有四个外齿的外齿轮,外转子是个具有五个内齿的内齿轮,内、外转子以一定的偏心装在泵体的内腔。曲轴驱动内转子,外转子也亦随之旋转,内、外转子的齿形设计保证它们转到任何位置时,这些内齿和外齿都一一对应啮合,形成几个时而变大,时而变小的贮油空间,由它们来完成油泵的吸油和排油作用,其动作分析见图 4-56。这种油泵的吸油和排吸是通过开在泵体内腔端面上的吸、排油槽来实现的。

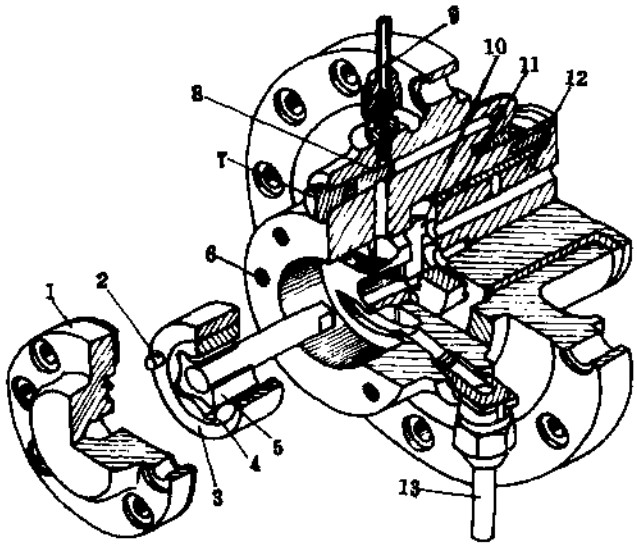


图 4-55 内啮合转子式油泵的结构

1—油泵盖;2—定位销;3—油泵座;4—外转子;5—内转子;6—后轴承座;7—网头螺钉;8—油压调整螺钉;9—压力表油管;10—传动块;11—后轴承;12—曲轴;13—吸油管

近年来,同月牙型油泵类似原理,能使内转子在改变转向时,外转子的偏心方向也作 180°的上移位,使转子泵的正常工作不受转向限制。

转子泵的结构简单紧凑,内、外转子可用铁-石墨粉末模压烧结成型,具有加工简单、耗材少、精度高的特点,在大中型压缩机中使用很普遍。

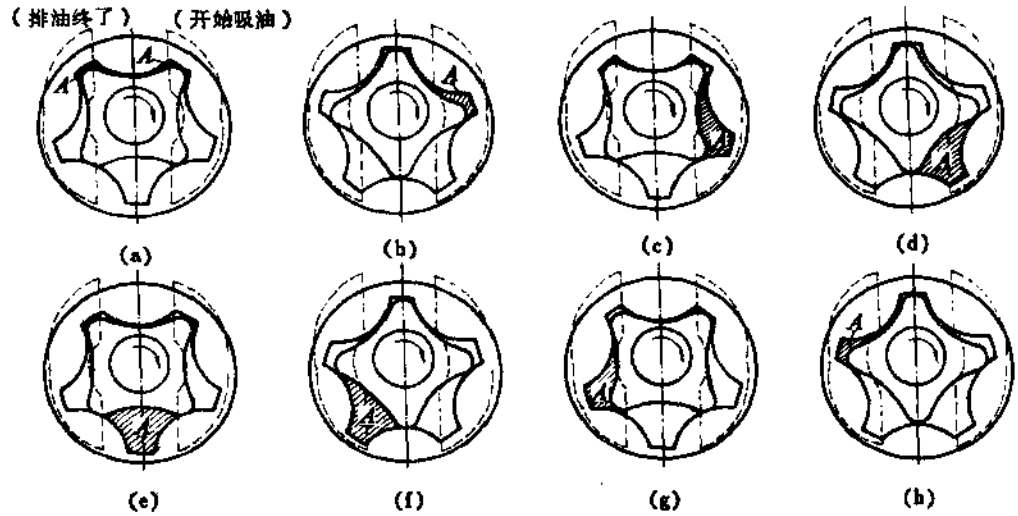


图 4-56 内、外转子吸、排油过程中的动作分析

在压力润滑系统中,吸、排油压力差应在 0.6～1.5×10⁵Pa 范围内,若压缩机附有能量调节装置,此值应提高到 1.5～3.0×10⁵Pa 范围。油压差等于油压读数减去蒸发压力读数。油压

大小的调节可利用像图 4-57 所示的调压阀。它实质上是个可调的旁通阀，当旋动阀芯开大旁通油孔时，则较多的润滑油可经旁通油孔流回曲轴箱，系统内油压就会下降，反之油压则上升。

油压过低说明吸油管路阻塞或旁通孔调得过大，油压过高说明油管阻塞或旁通孔调得偏小。这些都属于不正常现象，特别是油路阻塞，会导致供油不足。油压继电器是用来监视润滑系统工作的安全保护设备。若油压不正常，油压继电器就会动作，切断电源，迫使压缩机停车。

(4) 偏心油泵

小型全封闭压缩机的主轴是立式的偏心轴，因而可利用轴下端的偏心油道作为泵油机构，称为偏心油泵，见图 4-58。偏心轴在旋转时，偏心油道里的润滑油在离心力的作用下连续地从偏心油道排到各摩擦面。

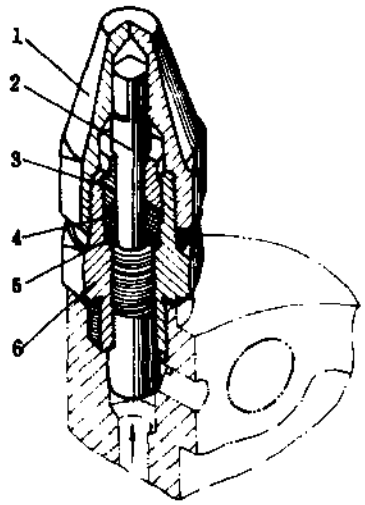


图 4-57 压力润滑系统中的调压阀

1—帽盖；2—阀芯；3—填料螺丝；4—填料；5—填料垫圈；6—阀体

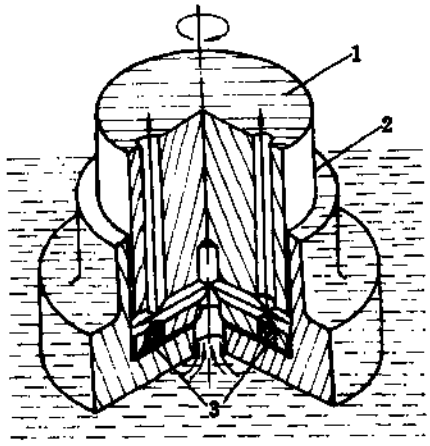


图 4-58 偏心油泵

1—曲轴；2—轴承；3—叶头

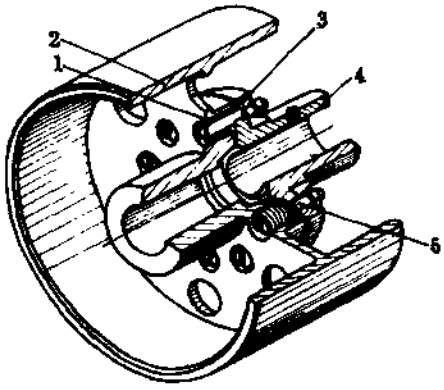


图 4-59 弹性联轴器的结构

1—弹性圈；2—压缩机半联轴器；3—挡圈；4—电动机半联轴器；5—柱销

压缩机曲轴箱内油温不应过高，一般限制在比环境温度高 20～40 C。

8. 联轴器

低转速开启式的制冷压缩机一般使用三角皮带传动装置由电动机拖动。而高转速的压缩机普遍采用联轴器，由电动机直接驱动的方式。联轴器主要有以下两种：

(1) 带正轮的弹性联轴器

这种联轴器结构如图 4-59 所示。电动机轴上的半联轴器通过柱销来拖动压缩机上的半联轴器。压缩机上的半联轴器是带有飞轮的。柱销上套有数只橡胶弹性圈，传动的力通过弹性圈传递，所以具有缓冲、吸震的功能。

从要求上来说，压缩机的主轴中心线最好同电动机的中心线在一根直线上，但实际上是达不到的，它们之间总有一些偏差(径向偏差或角度偏差)、弹性联轴器的优点就在于能允许适量

偏差存在，但这些偏差不得大于下列范围：

径向偏差(不大于)　　0.3 mm

角度偏差(不大于)　　1°

安装调整时，压缩机的位置一般是固定不变的，只调整电动机的位置。调整的步骤是(见图 4-60)先把千分表夹在电动机半联轴器的螺钉上，千分表的测针则接触在压缩机飞轮的内倒角上，然后将飞轮旋转一周，根据千分表的偏摆来逐渐调整电动机的左右和高低，直至千分表的偏摆在±0.3 mm 的范围为止。

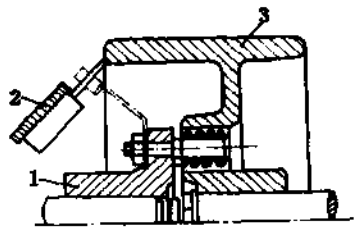


图 4-60　对弹性联轴器轴线的校正
1—电动机侧；2—千分表；3—压缩机侧

橡胶弹性圈有一定的使用寿命，如发现损坏应即更换新的。

(2) 可拆式联轴器

压缩机的轴封器容易发生故障，检修时必须先拆下联轴器，而每拆一次就要调整一次，维修很不方便。所以，对于较大功率的压缩机常采用可拆式联轴器。

可拆式弹性联轴器结构，如图 4-61 所示。电动机的半联轴器通过两只螺栓带动传动组。传动组是由两块传动板，四只传动块和连接螺栓等组成。两只传动块通过其中的弹性元件与电动机半联轴器上的螺栓相连，电动机的动力即由此传递；另两只传动块通过其中的弹性元件和螺栓连接在压缩机的半联轴器上，由它带动压缩机旋转。这种联轴器的特点是拆卸方便，只须拆除四只半联轴器螺栓，中间的传动组可以整体取下，不必移动压缩机或电动机的位置。这一特点有助于免除一般弹性联轴器每拆装一次(因拆修轴封的需要)就要对轴线校准一次的麻烦。

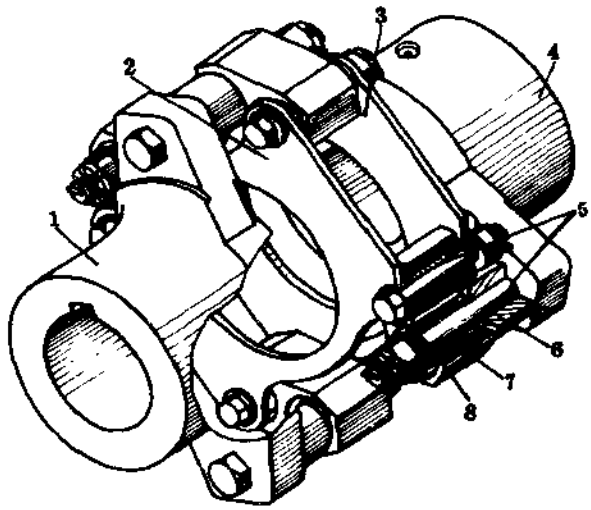


图 4-61　可拆式弹性联轴器的结构
1—压缩机半联轴器；2,3—传动松；4—电动机半联轴器；5—套筒；6—垫块；7—弹性元件；8—传动块

这种形式的联轴器对安装精度的要求可以低些，一般径向偏差可达 0.5 mm，角度偏差允许 2°以内。安装时只需用两根外圆经过磨光，直径等于大螺栓孔的芯棒，以调整到能够同时插入压缩机和电动机两个半联轴器的两对螺栓孔内即可。

4.3　离心式制冷压缩机

4.3.1　概述

离心式制冷压缩机是一种速度型压缩机。这种压缩机是通过高速旋转的叶轮对在叶轮流

道里连续流动的制冷剂蒸气作功，使其压力和流速增高，然而再通过机中的扩压器使气体减速，将动能转换为压力能，进一步增加气体的压力。

离心式压缩机具有制冷量大，体积小，重量轻，运转平稳和无油压缩等特点，多数应用于大型的制冷空调和热泵装置。目前，离心式制冷机使用的工质种类很多，主要同蒸发温度有关。如表 4-3 所示。

表 4-3　离心式制冷机的工质与蒸发温度

蒸发温度（℃）	使用工质	机型举例
+5～(−10)	R11，R113	FTL-120-31，FLZ-1000
0～(−30)	R717，R114	ATL−36/20
(−30)～(−60)	R12，R1170	PLS−2000

离心式制冷压缩机有单级压缩机和多级压缩机之分。它们分别如图 4-62 和 4-63 所示。由图可知，离心式制冷压缩机主要由下述各部件构成：

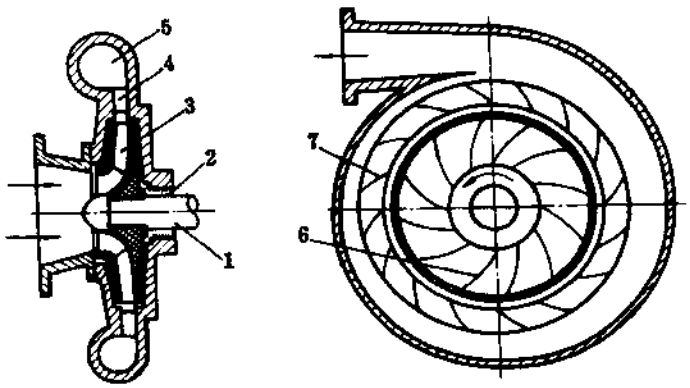


图 4-62　单级离心式制冷压缩机

1—轴；2—轴封；3—工作轮；4—扩压器；5—蜗壳；6—工作轮叶片；7—扩压器叶片

（1）由机体和设置在机体内的隔板构成的固定组件，它包括吸气室、扩压室、弯道、回流器、排气蜗壳等。

（2）转子——主轴和安装在主轴上的工作叶轮组件。

（3）支撑转子的轴承、推力轴承以及梳齿密封和轴封等密封装置。

单级压缩机内仅设一个叶轮，无需设置弯道和回流器，但通常在叶轮的进气口前设有导叶式能量调节器。

多级压缩机的主轴上设置着几个叶轮串联工作，以达到较高的压缩比。为了节省压缩耗功和不使排气温度过高，级数很多的离心压缩机中可分为几段，每段包括一到几级。低压段的排气需经中间冷却后才输往高压段进口。有时不仅要分段，而且还要分缸。分缸后的压缩机组由两台压缩机串联组成，分别称为低压缸和高压缸。

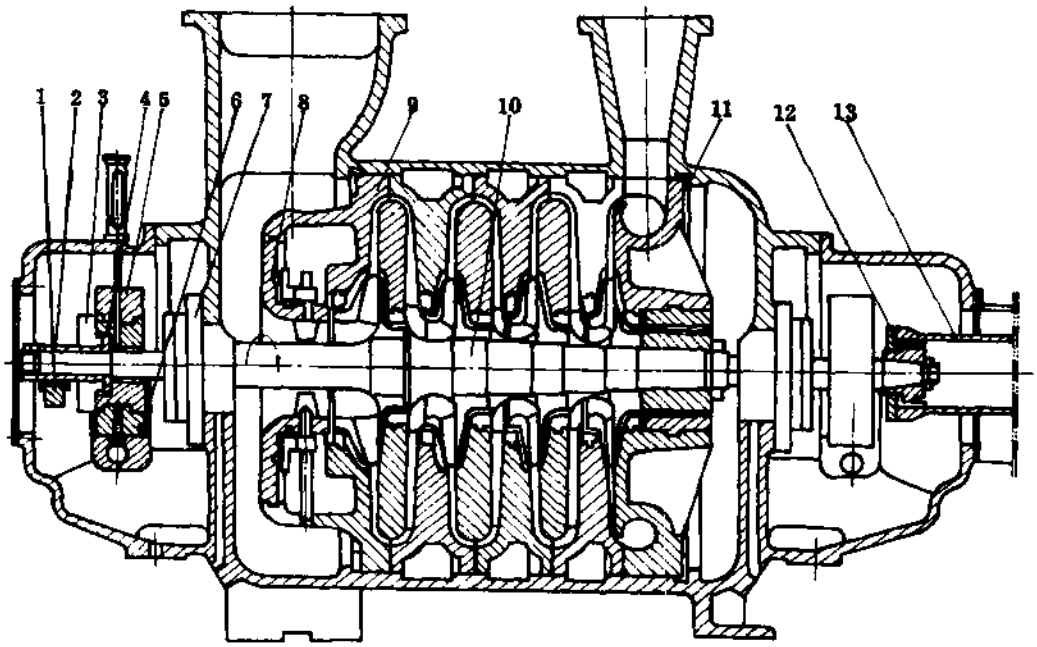


图 4-63　多级离心式制冷压缩机

1—顶轴器；2—套筒；3—止推轴承部；4—止推轴承；5—轴承；6—调整块；7—机械密封部；8—进口导流调节部；9—气缸定子部；10—轴；11—调整环；12—齿轮联轴器左半联；13—齿轮

在离心式压缩机中，制冷剂蒸气是逐级增压的，构成压缩机级的主要部件有：

(1) 吸气室。它是叶轮入口前的吸入流道，主要作用在于将制冷剂蒸气均匀地引入叶轮。

(2) 叶轮。其作用在于带动叶轮流道里的气体一起高速旋转，对气体作功，使其流速和压力增高后从轮缘上的出口流出，这样进气就会以同样的质量流量从叶轮中部的进口不断地补充进来。叶轮是对制冷机蒸气作功的唯一部件。

(3) 扩压器。扩压器设于叶轮出口的外围，是由机壳或者固定在机壳上的隔板构成的环形气流通道。其作用在于使气体的流速下降，动能转变成压力能，进一步增加气体的压力能。

(4) 弯道。在多级离心式压缩机中，为了把从扩压器中流出的气体导入下一级去增压，需设置弯道和回流器。

弯道是断面形状为 U 字形的环形通道，由隔板构成，作用在于改变气流方向，然后将其导向回流器。

(5) 回流器。回流器是由隔板构成的环形流道，流道壁面上铸有导流叶片，叶片出口的方向为径向。其作用在于减小气流的旋绕，使之较均匀地流入下一级叶轮。

(6) 蜗壳。其主要作用在于把扩压器或叶轮出口处向外旋绕流动的气体汇集起来导出机体之外进行中间冷却或者输往冷凝器。

根据离心式压缩机级的工作原理分析，制冷剂蒸气流经一个级，其压力升高值取决于气体所获得的压头，主要与叶轮的直径、结构和转速有关。实践证明，增大叶轮直径，提高转速或者降低叶片后弯程度，都可提高压头。但是这些措施会受到效率和强度的限制，因此，一个级升压能力是有限的。所以，高压缩比工况下运行的压缩机需要采用多级的结构形式。

离心式压缩机的转速，通常在3000～20000 r/min。因此，用电动机驱动的离心式压缩机一般需要设置增速器。

离心式压缩机，级的多变效率 η_n 不超过75%～85%。

4.3.2 离心式制冷机组

图4-64是典型的单级离心式制冷机组示意图。冷凝器和蒸发器均为卧式壳管式，并采用滚轧低翅片铜管以增加氟利昂侧的传热面积，提高传热效果。

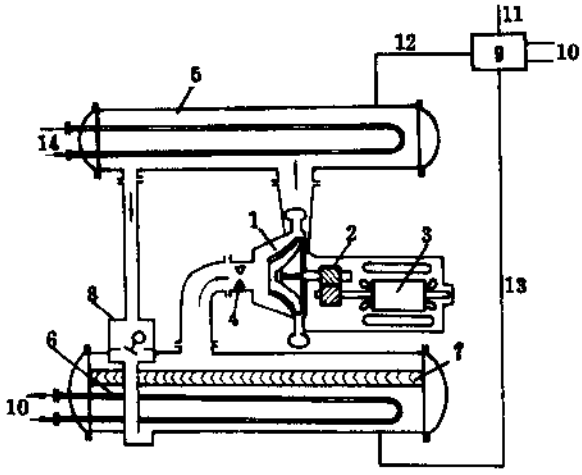


图4-64 单级离心式制冷压缩机组制冷装置示意图

1—压缩机；2—内藏增速器；3—电动机；4—进口导叶；5—冷凝器；6—蒸发器；7—挡液板；8—高压浮球阀；9—冷媒回收装置；10—冷冻水进出口管；11—放空气管；12—抽气管；13—制冷剂回收管；14—冷却水进出口管

工作时蒸发器内低温低压的制冷剂蒸气经吸气阀被压缩机吸入，经离心压缩机升温升压后送入冷凝器，并在冷凝器中冷凝成液体。由于冷凝器与蒸发器之间有一定压差，冷凝后的制冷剂液体经高压浮球阀节流减压后进入蒸发器底部，并在蒸发器中汽化。汽化时吸收冷冻水的热量，使冷冻水得到冷却而实现制冷。

由于离心式压缩机的制冷系统比较庞大，管路也较复杂，不能用离心压缩机本身对系统进行压力试漏、抽真空和对系统中空气排除及制冷剂的回收等。因此在系统中要配置一套抽气回收装置，又称制冷剂回收装置。它的作用是：

(1) 可以代替真空泵对制冷系统抽真空。

(2) 在没有高压气源(10^6Pa)的情况下可作为机组充压试漏的气源。

(3) 用于排除漏入系统的空气和回收混合气体中的制冷剂，这是回收装置的主要功能。

离心式制冷机组有单独的压力润滑系统，它由油泵及其电动机、油冷却器、油过滤器、油压调节阀、油箱等组成，油泵电动机是浸在冷冻机油内。油泵出口的润滑油主要去润滑和冷却压缩机的轴承，增速器齿轮和轴承，压缩机电机的轴承等。

当外界热负荷变化时，为了使制冷系统的制冷量适应外界热负荷的变化，就必须对离心式制冷机组的制冷量进行调节。常用的调节方法有：

(1) 改变压缩机转速，经济性最好，多数用于蒸气轮机驱动的离心式制冷机。

(2) 采用可转动的进口导叶调节，经济性也较好，但结构较复杂，多数用于单级或双级的空调用离心式制冷机。

(3) 进气节流调节，这种方法就是在蒸发器和压缩机的连接管路上安装一节流阀。通过阀的开度来调节制冷剂流量。经济性较差，但方法简单，常用于多级压缩机。

(4) 反喘振调节。在制冷量大幅度减少时，采用前面讨论的任何单一方法进行调节都是不行的。因为制冷量太小，制冷剂吸气量不足，气流不能均匀地流入叶轮的各个流道，因而叶轮不

能正常排气致使排气压力陡然下降，压缩机处于不稳定工作区，压缩机要发生喘振。这时应将一部分被压缩的制冷剂蒸气由排气管（或冷凝器）旁通到蒸发器或压缩机的进气管，使冷凝器的蒸气流量和压力稳定，如图 4-65 所示。图中的反喘振阀通常对制冷机组的启动也是有用的。因为启动时蒸发器中的压力较大，蒸气的密度也较大，压缩机吸入了大量的制冷剂蒸气，这时虽然压比不高，但启动功率仍然很大，为了减少启动功率，就可将一部分蒸气经反喘振阀旁通到蒸发器中去。

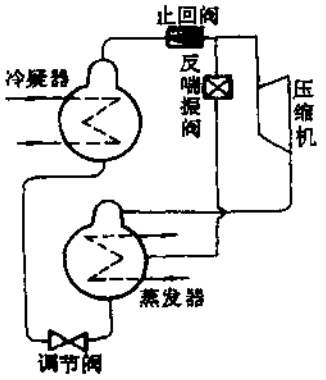


图 4-65

一般反喘振调节都和其他调节方法联合使用。

4.4 螺杆式制冷压缩机

4.4.1 概述

螺杆式压缩机属于容积式回转压缩机。它是用一对螺杆（即阴、阳转子）的回转运动来造成螺旋状齿型空间的容积变化，以进行气体的压缩。阴转子的齿沟相当于气缸，阳转子的齿相当于活塞。由阳转子带动阴转子做回转运动。使两者相互啮合的空间容积不断变化，将制冷剂蒸气吸入，经过压缩至一定压力后排出。利用这一原理制成的压缩机称为螺杆式压缩机。

螺杆式压缩机的特点是：

（1）没有余隙容积，不存在剩余气体的再膨胀过程，容积效率高，适应工作温度范围广。

（2）没有吸、排气阀结构，结构简单，易损件少，运行寿命长，而且没有阀片的阻力损失。

（3）采用滑阀调节机构，制冷量可在 10%～100%范围内实现无级调节，低负荷运行经济性好。

（4）采用喷油冷却，排气温度低，但滑油系统比较复杂，油分离器体积较大。

（5）转子加工精度要求高，而且运行时噪声较大。

目前，在中等制冷量范围（580～2300 kW）内用螺杆式压缩机较多。

4.4.2 螺杆式制冷压缩机的工作过程

螺杆式压缩机的工作是依靠啮合运动着的一个阳转子与一个阴转子，并借助于包围这一对转子四周的机壳内壁完成的。当转子转动时，转子的齿、齿沟与机壳内壁所构成的空间称为基元容积（见图 4-66 上的 1—1′，2—2′，3—3′ 空间），其容积大小会发生周期性的变化，同时它还会沿着转子的轴向由吸入口侧移向排出口侧，将制冷剂蒸气吸入并压缩至一定的压力后排出。

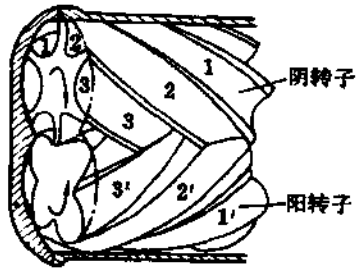


图 4-66 螺杆式压缩机的基元容积

下面利用图 4-67 说明螺杆式压缩机的工作过程。

1. 吸气(图 4-67(a))

阳转子有四个齿,阴转子有六条齿沟。当阳转子及阴转子回转时,其啮合部分在吸入口侧逐转脱开,齿与齿沟形成的基元容积逐步变大。由于该基元容积经吸入口与吸气管相通,所以随着基元容积的变大进行压缩机的吸气过程。当这个基元容积增大到最大时(即阳转子的齿和阴转子的齿沟完全脱开),转子虽继续回转,基元容积也不变化。当基元容积绕过吸入口后,被端座封闭,与吸气管隔开,成为一封闭容积,从而完成了吸气过程。

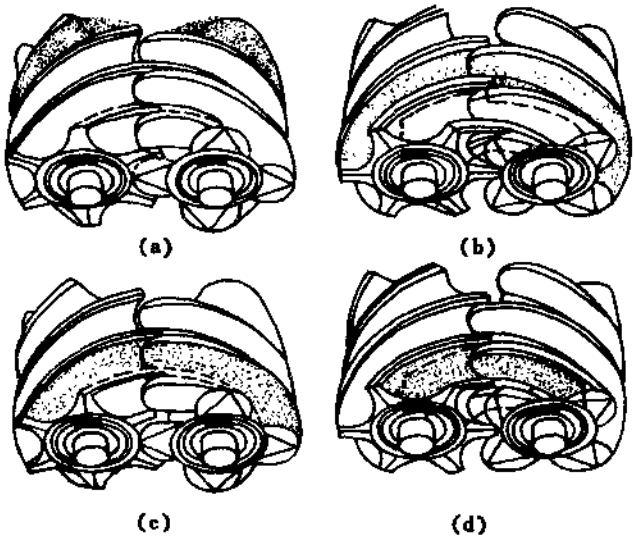


图 4-67 螺杆式压缩机的工作过程
(a) 吸气;(b) 压缩;(c) 压缩;(d) 排出

2. 压缩(图 4-67(b)、(c))

转子继续回转,脱开了的阳转子齿和阴转子齿沟在排出口侧又开始了一个新的啮合过程,因其啮合点(密封线)沿着轴向逐渐向排气口处移动,使基元容积愈来愈小,而将制冷剂气体加以压缩。

3. 排气(图 4-67(d))

由于转子继续回转,使基元容积继续减小,气体的压力不断增加,当阳转子齿与阴转子齿沟及机体上的排气口相通(即基元容积与排气口相通)时,即排出高压气体,排出过程一直进行到完全排出气体为止。

制冷剂蒸气在螺杆式压缩机中吸入和排出是在转子的两端进行的。一般吸气过程是在转子的上半部分进行,压缩和排气是在转子的下半部分进行,制冷剂蒸气在压缩机中的流动路线如图 4-68 所示。

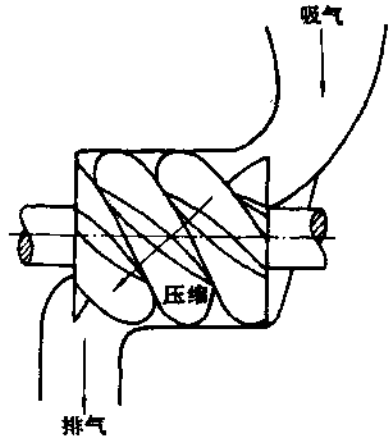


图 4-68 螺杆式压缩机中气体流动的路线

螺杆式制冷压缩机的主要部件有:机壳、转子、平衡活塞、轴承、轴封和能量调节机构。

机壳由吸气端座、机体和排气端座组成。机体内部制成横∞字形。机壳的材料常用高级铸铁。机体上部铸有吸入口,与吸气管相连接,下部铸有排出口,与排气管相连接。

转子是由阳转子(主动螺杆)和阴转子(从动螺杆)组成。转子与轴通常制成一体,常用球墨铸铁材料,也有采用优质碳素钢锻制的。一般阳转子与阴转子的齿数比是 4:6,大流量的压缩机齿数比可采用 3:4,当压缩比高达 20 时,齿数比也可采用 6:8。

阳转子与阴转子分别通过径向滑动轴承和轴向滚动轴承支承在机体中。轴向滚动轴承承受部分轴向推力,以便让转子在轴向定位,保证转子两端面相对子端座和机体的间隙。径向滑

动轴承采用镶有白合金衬套的滑动，它承受径向力，保证两转子之间及转子与机体之间的间隙。

平衡活塞的作用是平衡一部分转子的轴向推力，以减轻轴向滚动轴承的负担。

能量调节机构主要是指卸载滑阀。它位于两转子下面的机壳内，滑阀的轴向来回滑动，改变转子的有效工作长度，从而使压缩机的输气量发生变化，来达到改变制冷量的目的。滑阀由铸铁制成。这种能量调节机构的调节范围可达 10%～100%，而且可以做到基本空载启动。

4.5 全封闭式压缩机

在小型自动化的制冷和空调设备中，广泛应用全封闭式压缩机。这种压缩机的结构特点在于：压缩机及其驱动电机共用一个主轴，两者组装在一个焊接成型的密闭罩壳中。这种形式的压缩机结构紧凑，密封性极好，而且使用方便，振动和噪声都比较小。

下面介绍几种典型的全封闭式压缩机。

4.5.1 3FM4G 型全封闭式压缩机

这种压缩机的缸径为 40 mm，行程 27 mm，主轴垂直布置，三个气缸卧式星形布置，气缸中心线夹角为 120°，采用二极电动机驱动，转速 2850 r/min，以 R22 为工质时标准制冷量为 7 kW。图 4-69 是它的总体结构。

3FM4G 型压缩机的电机部分设于上部，压缩机部分设子下部。电机定子的支撑座与气缸、稳压室等铸成一体。偏心轴上并排安置着三个连杆。活塞为筒形平顶结构，因直径较小，活塞上不设活塞环，仅开两条油槽，使润滑油充满其中，起到密封和润滑作用。气阀为簧片阀，组合在阀板的两侧。

压缩机主轴轴承和连杆大头轴承等摩擦部位的润滑，依靠主轴下部偏心油道的离心泵油作用。滑油吸入口处装有滤网。

为了减震和消音，压缩机的进、排气通道上都设置了空腔膨胀型的消音装置。罩壳内的进气，从具有消音作用的吸气包通过吸气管和三个气缸盖下的吸气腔被吸入气缸，压缩后通过缸盖下的排气腔进入气缸旁的排气稳压室，然后再经过一段具有减震作用的软管，从壳体上的排气管排出。

由压缩机和电机组成的机芯用减震弹簧和罩壳连接，罩壳由上、下两部分壳体焊接成型。

4.5.2 QF21-93 型全封闭式压缩机

这种压缩机属单缸全封闭式压缩机。缸径 21 mm，行程 13～15 mm，转速 2880 r/min，用 93 W 的单相二极电机驱动，使用 R12 工质时标准制冷量为 186 W。这种压缩机的总体结构见图 4-70。

这种压缩机的电机装在下部，压缩机装在上部，气缸与支架分开制造，组装时以螺钉连接，用定位销定位。机芯用减震弹簧吊装在机壳上。

这种压缩机的传动机构采用滑管和滑块来代替传统的连杆，如图 4-71 所示。在这种结构中，中空的筒形活塞与滑管焊接成相互垂直的丁字形整体。滑块是一个在滑管中滑行的圆柱体，在它的腰部中心开一圆孔。曲轴上的曲柄销就穿过滑管管壁的导槽，垂直插入这个圆孔，形

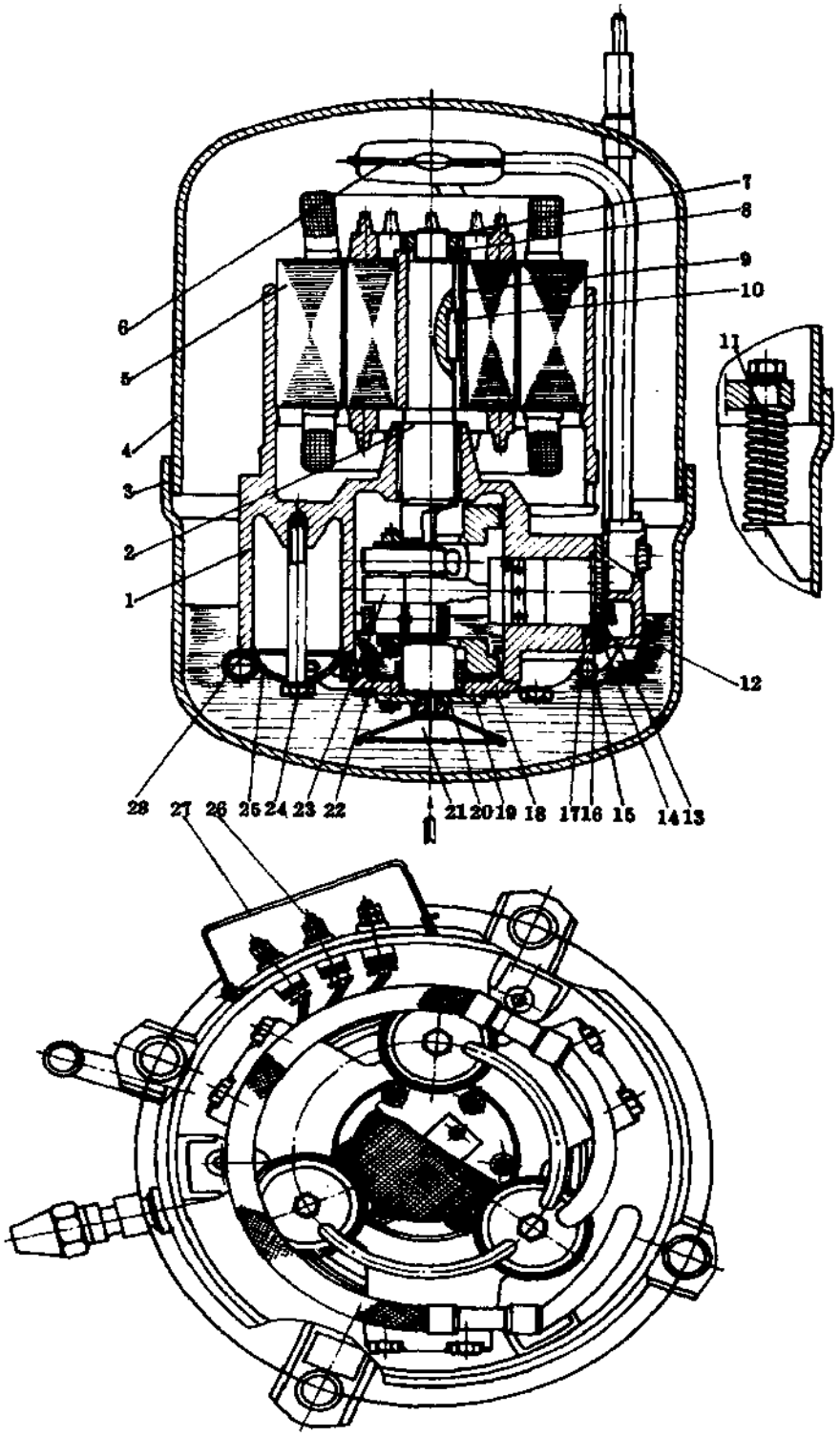


图 4-69　3FM4G 型全封闭式压缩机

1—气缸体；2—偏心轴；3—下泵壳组件；4—上泵壳组件；5—电动机；6—进气包组；7—圆螺母；8—防松垫圈；9—转子轴套；10—圆头键；11—避震器组；12—气缸盖；13—阀门组；14—气缸盖垫片；15—吸气垫片；16—阀板垫片；17—圆销；18—六角螺钉；19—后轴盖；20—上推板；21—油泵过滤器；22—平衡块；23—连杆活塞组；24—六角螺栓；35—排气管组；26—电机接线柱；27—接线柱罩；28—稳压室垫片

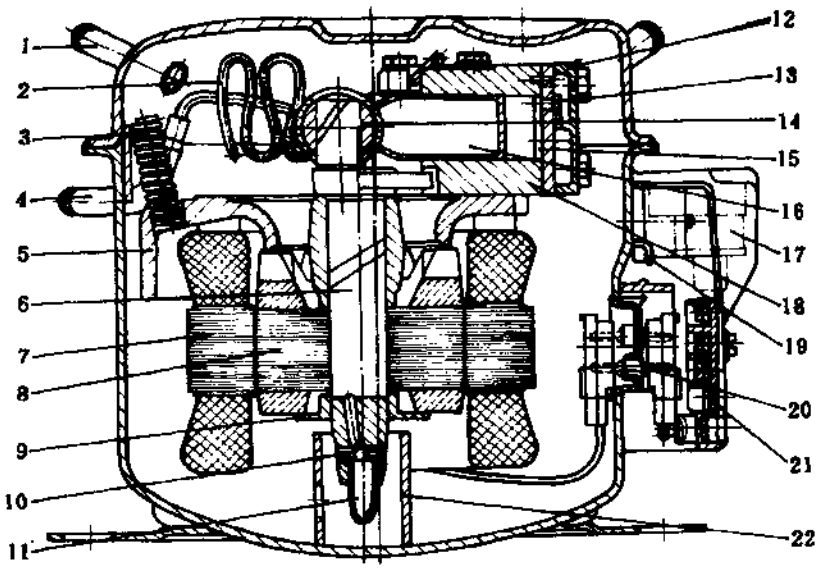


图 4-70　采用曲柄导管传动机构的全封闭式压缩机

1—吸入管Ⅱ(低压管);2- 排出管缓冲部分;3—消振吊簧;4—排出管(高压管);5—机体;6- 主轴;7- 定子;8—转子;9—护保圈;10—吸油槽管;11—吸油管;12—顶盖;13—排气筒;14—滑管(导管);15 -吸气阀;16—活塞;17—启动继电器;18—气缸;19—电机保护器(过载保护);20—接线柱;21—接线板;22—保护管

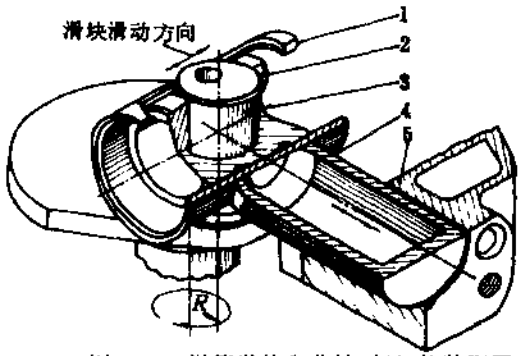


图 4-71　滑管滑块和曲轴、气缸的装配图

1—滑管;2—滑块;3—曲轴;4—活塞;5—气缸体

成一副轴承。当曲轴旋转时,滑块一面绕曲轴中心旋转,一面在滑管内前后滑行,并带动整个滑管活塞在气缸内作左右往复运动。图 4-28 是采用这种滑管滑块结构的微型全封闭压缩机组剖面图。这种压缩机主要用于家用冰箱。

全封闭式压缩机主要用于窗式或立柜式空调机,冷量小于 230 W 的用于家用冰箱。

同 QF21-93 结构类似的机型还有 QF21-75 和 QF30-240 等。

4.6　滚动转子式压缩机

它由一个圆柱形气缸和圆柱形转子组成。转子装在气缸内,两者互相接触,但是转子旋转中心同气缸的几何中心重合,而同转子本身的几何中心有一定的偏心距,见图 4-72。在气缸的

上部中间，安装着一块能上下滑动的刮片，因此又称它为刮片式压缩机。刮片是依靠偏心转子的旋转而作上下运动的，刮片的下部始终同转子的表面相接触。因此，刮片与气缸内壁、转子外表面及两侧的端盖组成了一个封闭的基元容积，而容积的大小则随转子的旋转而产生周期性的变化。气缸的进气口没有气阀，而排气口有排气阀。为了减少余隙容积，排气口位置应该尽量靠近刮片。这种压缩机的工作原理如图 4-73 所示。刮片将气缸分成两个基元容积，刮片一侧的基元容积进行膨胀吸气。同时，刮片另一侧的基元容积进行压缩排气。在图 4-73 中：

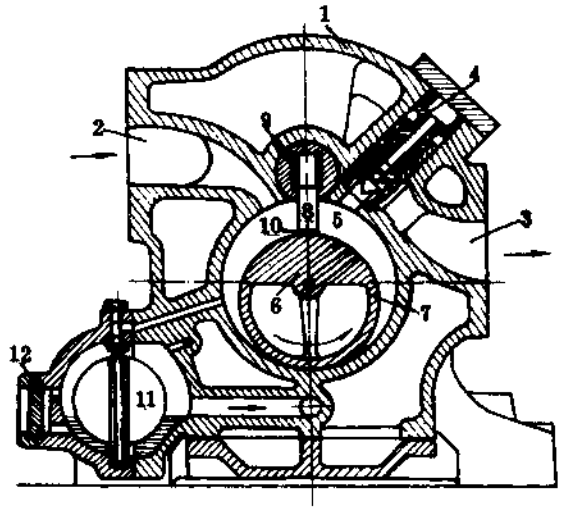


图 4-72　滚动转子式压缩机的结构

1—气缸体；2—吸入管；3—排出管；4—排气阀门；5—气缸；6—偏心旋转活塞；7—软套筒；8—滑板；9—滑板导程；10—密封片；11—自动回油油浮球阀；12—油面指示镜

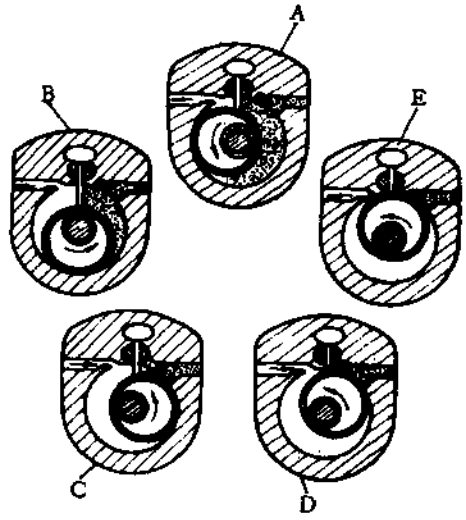


图 4-73　滚动转子式压缩机工作原理

A 位置：左侧吸气腔开始吸气，右侧排气腔中气体开始压缩。

B 位置：左侧继续吸气，右侧继续压缩。

C 位置：由 B 到 C 位置的过程中，右侧排气腔中的气体被压缩到一定压力时，排气阀自动开启进行排气，而左侧吸气腔继续吸气。

D 位置：右侧排气腔排气终了状态，而左侧仍继续吸气。

E 位置：吸气和排气都达终了状态。

滚动转子式压缩机中滚动转子和它的轴是整体式的，为了减少偏心滚动转子旋转时的不平衡质量惯性力，所以转子做成中空的。滑板装在气缸的中部，滑板与转子接触的承荷面内嵌有密封片，利用弹簧将滑板压到滚动转子的外表面上，以保证滚动转子间的良好密封。滑板可以在导槽内滑动。

滚动转子上装有优质钢制成的薄壁弹性套筒，滚动转子在与气缸壁相接的部分制成略微扁平的形状，以便使弹性套与转子之间构成一个狭窄的月牙形空间。在与气缸接触线的前边，弹性套筒上有许多小孔。工作时被压缩的气体可以由小孔进入到月牙形空间里去，使弹性套筒略微膨胀而贴住气缸壁面。被压缩的气体压力愈高，变形愈大，与气缸壁面贴合也愈紧。若压力小，贴合就松些，这样既可以使气缸和转子之间有良好的密封性，又不致引起较大的磨损。气缸体的两端设有两个铸铁端盖。端盖内装有支承压缩机轴的滚动轴承，在非传动端有一个止推

轴承，防止转子窜动。

滚动转子式压缩机的润滑系统中没有油泵，它是靠吸排气压力差来进行的，因而它是无油泵的压力润滑。它的润滑系统如图 4-74 所示。油分离器分离出来的油经过油冷却器和滤油器，然后经过离心阀进行气缸体前、后端盖及轴封处。润滑前、后侧盖板及导程等处的润滑油在进行润滑后便进入气缸中，然后与被压缩的气体一起排入油分离器。润滑轴封处的润滑油通过轴中心的油孔润滑前、后两个连杆大头轴承和主轴承，然后流入浮球阀，依靠压力差将浮球阀处的润滑油喷入压缩机气缸。浮球阀的作用是既保证连续喷油又防止气体的逸出。压缩机传动端的轴上装有轴封，轴的另一端装有离心阀。当压缩机达到一定转速时，离心阀自动开启；当压缩机停车时，离心阀就关闭。因此，离心阀起着防止停车时润滑油继续喷入气缸的作用。

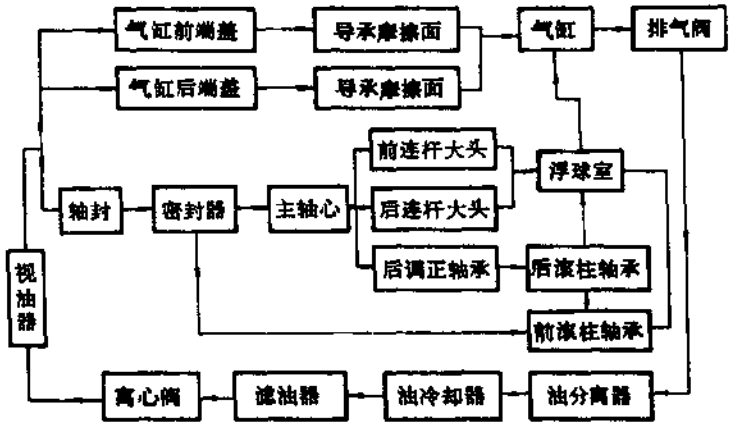


图 4-74　润滑油循环系统图

滚动转子式压缩机也有制成小冷量的全封闭式。它使用的制冷剂有 R12，R22，R502。常用于家用冰箱，小型空调器。

滚动转子式压缩机的最大特点是余隙容积小，同时在气缸内喷油润滑，在压缩终了时，余隙容积里几乎全部被油充满，因此，它的输气系数比往复式压缩机为高，尤其是在高压缩比时更为显著。

第五章　换热器和辅助设备

制冷系统中，除了压缩机外，还有一些为完成制冷循环所必须的换热器及其他辅助设备。冷凝器和蒸发器是最主要的换热器。它们传热效果的好坏直接影响制冷机的重量尺寸和经济性。

5.1　冷凝器

在制冷过程中冷凝器起着输出热量并使制冷剂得以冷凝的作用。从制冷压缩机排出的高压过热蒸气进入冷凝器后，将其在工作过程吸收的全部热量，其中包括从蒸发器和制冷压缩机中以及在管道内所吸收的热量都传递给周围介质(水或空气)带走。制冷剂高压过热蒸气重新凝结为液体。

根据冷却介质和冷却方式的不同，冷凝器可分为三类：水冷式冷凝器；空冷式冷凝器；蒸发式冷凝器。

水冷式冷凝器的特点是传热效率高，结构比较紧凑，故适用于大中型制冷装置。但采用这种冷凝器需要有冷却水系统，且管壁上结水垢后传热效果会降低，故需要定期清洗。

蒸发式冷凝器是利用水在管外蒸发时吸收热量而使管内制冷剂蒸气冷凝的一种换热器。它耗水量少，适用于缺水地区。但管外结垢后更难于清洗，因而应使用水质较好或经过软化处理后的水作补充水。

空冷式冷凝器不需要冷却水，因而使用、安装都比较方便，特别适用于小型制冷装置中。但空冷式冷凝器传热系数低，因此体积和重量都比较大；另外翅片表面积灰后也会使传热恶化，故需要及时进行清洗。

5.1.1　水冷式冷凝器

水冷式冷凝器有立式壳管式、卧式壳管式、套管式等几种，以下分别作些说明。

1. 立式壳管式冷凝器

在大中型氨制冷装置中大都采用这种冷凝器，其结构如图 5-1 所示。从压缩机排出的高温高压氨气从壳体上部进入，在竖直管外冷凝成液体，冷凝后的氨液从下部流入贮液器内。在冷凝器的上部设有一个配水箱，冷却水经分配器流入管中，水沿管子内壁流下，集于水池中。升温后的水经水泵送入冷却塔，冷却后循环使用。

这种冷凝器的传热管一般采用 ϕ38 mm×3 mm 或 ϕ51 mm×3.5 mm 的无缝钢管，传热管高度 H 约在 4～5 m 之间，冷却水温升一般取 2～4℃。

这种冷凝器的优点是：1) 可以露天安装，节省厂房面积；2) 冷却水所需压头低，水泵耗能少；3) 传热管是直管，清洗水垢比较方便，可用水质较差的冷却水。它的主要缺点是，由于冷却水温升小，因而冷却水的循环量大。

2. 卧式壳管式冷凝器

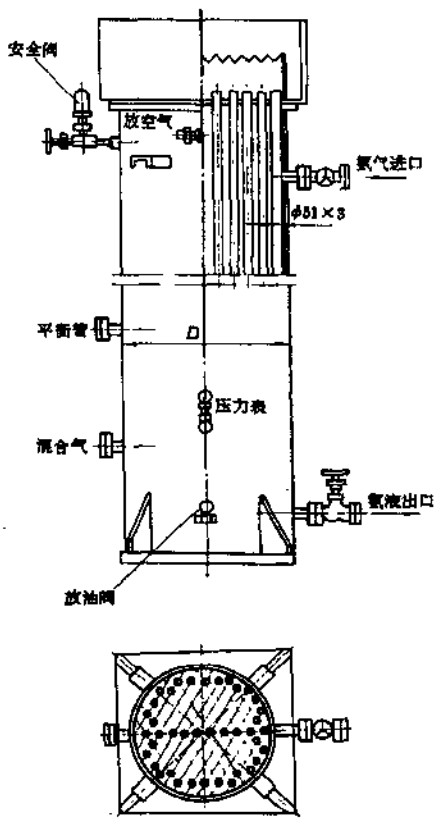


图 5-1　立式壳管式氨冷凝器

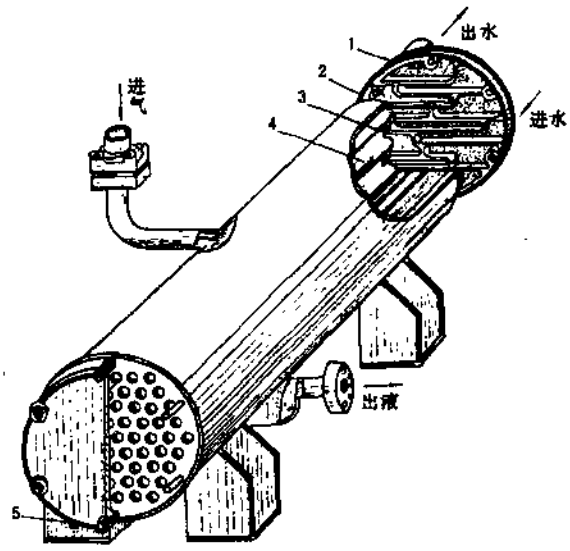


图 5-2　卧式管壳式冷凝器

1—端盖；2—橡皮圈；3—管板；4—冷凝管；5—放水阀头

卧式壳管式冷凝器在中小型氨和氟利昂制冷装置中得到普遍使用，图 5-2 是一种典型的结构。制冷剂在管外冷凝，冷却水在管内流动而带走热量。冷凝器的壳体用锅炉钢板卷制焊成，两端焊有管板，壳体内的冷却管是扩胀或焊接在管板上的。冷凝器两端装有水盖，为提高冷却水在管内流速，水盖上设有隔板，成为多流程冷凝器。壳体上有进气管、出液管、放空气管、放油管、安全阀、平衡管以及压力表接头等，而水盖上有放空气和放水的旋塞。

氨冷凝器和氟利昂冷凝器在结构上略有差别。氨冷凝器的传热管采用 ϕ25 mm×2.5 mm 或 ϕ32 mm×3.0 mm 的无缝钢管。而氟利昂冷凝器由于氟利昂粘度大，导热系数低，放热系数较氨小得多，故一般采用滚轧螺纹的紫铜管。船用冷凝器的传热管都采用抗腐蚀性强的铝黄铜管，壁厚一般为 3～4 mm。

冷却水流速对氨冷凝器一般取 0.5～1.5 m/s，氟利昂冷凝器则取 1.8～3.0 m/s。冷却水温升可取 4～6℃，使用循环水时可使用下限。平均传热温差对氨冷凝器为 5℃，氟利昂冷凝器可取 7℃。污垢热阻对于氨冷凝器一般可取$(3\sim4)\times10^{-4}m^2\cdot K/W$。而对于氟利昂液体同润滑油互相溶解，可以认为不存在油垢。

卧式壳管式冷凝器的优点是：1）管内水速比较高，因而传热系数也高；2）冷却水温升较大，因而冷却水循环量比立式冷凝器少；3）结构紧凑，占地面积和空间高度都比较小，操作维

护比较方便。其缺点是冷却水阻力大，清洗水垢比较麻烦。

3. 套管式冷凝器

图 5-3 是氟利昂套管式冷凝器，它是由两种直径不同的无缝钢管和紫铜管套在一起，盘成长圆形或圆形的一种冷凝器。氟利昂蒸气在套管空间内冷凝，冷凝液从下面流出。冷却水在内管中自下而上流动，与氟利昂蒸气的流向相反。冷却水流速在 1～2 m/s 之间。由于水在管内流程较长，因而进出口温差较大，约在 8～10 C之间。图 5-4 是 R12 套管式冷凝器中冷凝时的传热系数。图中 θ_m 是对数传热温差。

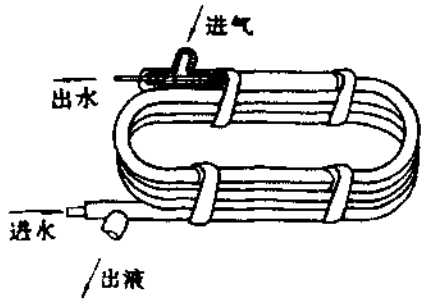


图 5-3 套管式冷凝器

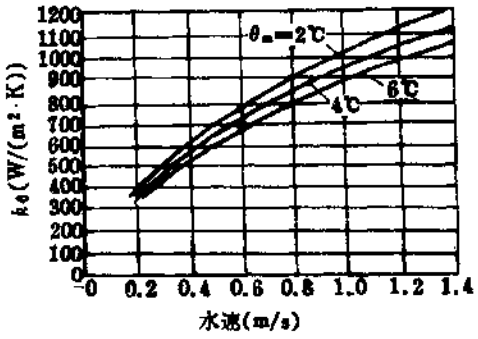


图 5-4 R12 套管式冷凝器的传热系数

套管式冷凝器的优点是结构紧凑，制造简单。缺点是水侧和制冷剂阻力都较大；清除水垢比较困难，要求冷却水的水质好。这种冷凝器一般用于制冷量小于 40 kW 的小型制冷装置。

5.1.2 空冷式冷凝器

空冷式冷凝器可分为空气受迫运动和空气自由运动的两种。前者主要用于制冷量小于 60 kW的中小型氟利昂机组；后者主要用作 300 L 以下家用冰箱的冷凝器。近年来对于缺水地区，有的大容量制冷压缩机组也有采用空冷式冷凝器的。

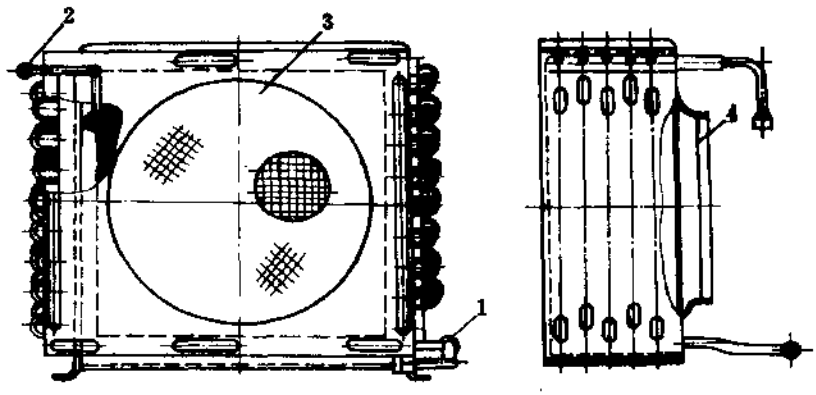


图 5-5 空冷式冷凝器

1—液体集管；2—蒸气集管；3—翅片管组；4—风机扩散器

受迫运动的空冷式冷凝器又称为风冷式冷凝器，冷却管一般制成套片管式，典型结构如图 5-5 所示。氟利昂在管内冷凝，冷却空气横向流过翅片管，迎面风速约 2.5～3.5 m/s。翅片管用

外径 10～16 mm 的铜管外套铝片。管组通常由直管或者 U 形管组成，并利用弯头通过铜焊或银焊连接起来。紫铜管与铝翅片间的良好接触是用钢球胀管或液压胀管来保证。钢球直径大约比紫铜管内径大 0.5mm。各分路蛇形管间的连接较多地采用集管并联的形式，即制冷剂蒸气从上部的分配集管进入每根蛇形管，冷凝后的液体沿蛇管流下，经液体集管流出。这种冷凝器的传热系数约为 25～50 W/(m² · K)，平均传热温差 Δt_m＝10～15℃，冷凝温度 t_k≈外气温度＋15℃，空气进出口温差为 8～10℃，冷凝器沿着空气流动方向的管排数约 4～6 排。这种冷凝器必须使用风机，要消耗一定的电能。

空气自由运动的冷凝器有线管式和板管式两种。线管式冷凝器如图 5-6(a)所示，它由两面焊有钢丝的蛇形管组成，钢丝与管子互成垂直，并点焊到管壁上、钢丝直径为 1～2.5mm，相邻两钢丝间的距离为 6～10mm。冷凝管用的 φ5～7 mm 紫铜管，管间距为 40～60 mm。板管式冷凝器如图 5-6(b)所示，它由蛇形管和整块金属板组成，两者电焊或钎焊在一起。在金属板上有时还开有条缝以便加热后的空气逸出，以增加传热管表面与空气间的传热温差。这种冷凝器的传热系数较低，一般为 9～16 W/(m² · K)。

5.1.3 蒸发式冷凝器

蒸发式冷凝器的结构简图如图 5-7 所示。它主要利用水蒸发时吸收热量而使管内制冷剂蒸气冷凝。制冷剂蒸气由上部进入蛇形盘管，冷凝后的液体从盘管的下部流出。冷却水贮于箱底部水池中，用浮球阀保持一定的水位。水池中的冷却水用水泵送到喷水管，经喷嘴喷淋在传热管的外表面上，形成一层水膜。水膜中部分水吸热后蒸发为水蒸气被空气带走，未蒸发的水仍滴回水池内。在箱体上方装有挡水栅，用来阻挡空气中夹带的水滴，以减少水的飞散损失。水池中的水由于水的蒸发而不断减少，同时水中的含浓盐度也不断增加，故需要经常补充经过软化处理的

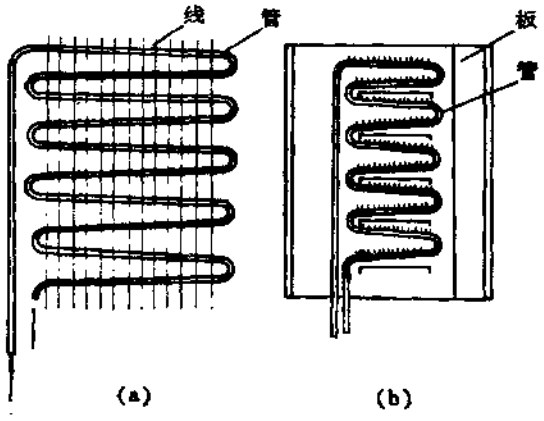


图 5-6 空气自由运动的冷凝器
(a) 线管式；(b) 板管式

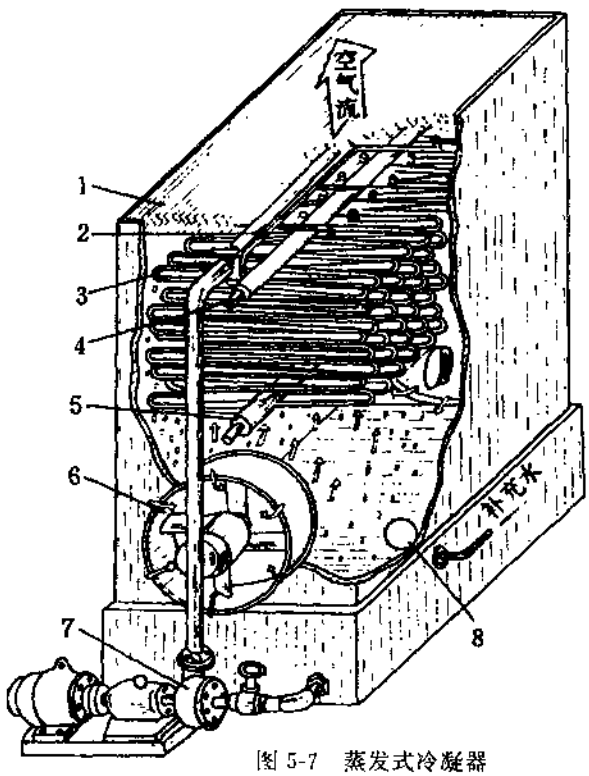


图 5-7 蒸发式冷凝器
1—挡水栅；2—喷嘴；3—冷凝管；4—进气管；5—出液管；6—风机；7—水泵；8—浮子

冷却水。

为了强化盘管的放热效果，在冷凝器的侧面装有轴流式风机，使空气强制流经盘管，把产生的水蒸气带走，以提高冷却效果。这是送风式的。除此之外，还有一种将风机装在箱体顶上，做成吸风式的。其优点是箱体内维持负压，水的蒸发温度比较低。缺点是风机和电机均处于潮湿气流中，容易被腐蚀。

蒸发式冷凝器的钢管传热管外表面需镀锌。

一般蒸发式冷凝器的冷凝温度 t_k 近似等于 35～37℃，空气流速 3～4 m/s，喷嘴前水压 0.05～0.1 MPa（表压），配风量是（40～45m^3/s）/1000 kW 冷凝器负荷，循环水量为（0.01～0.017 m^3/s）/1000 kW 冷凝器负荷，补充水量约为循环水量的 5%～10%。

5.1.4 冷凝器的维护保养

冷凝器使用久了，会在冷凝器的传热面上粘结较厚的污垢。污垢的传热性能极低，造成制冷剂蒸气通过冷凝器传热壁面向外散热的阻力，因而使制冷剂的冷凝温度升高。因此，需要经常进行排除冷凝器污垢的维护工作。下面，简单介绍冷凝器污垢清除的方法。

1. 风冷式冷凝器结灰的清除方法

风冷式冷凝器以空气作为冷却介质，而环境中的空气里总含有灰尘，冷凝器用久了，就会在传热面上积着一层灰尘，使冷凝器的传热管和翅片不能很好地与外界冷却空气进行热交换。我们应定期用压缩空气吹除这些灰尘。

2. 水冷式冷凝器污垢的清除方法

水冷式冷凝器所用的冷却水中都含有杂质，时间长了它们会沉淀在冷却管内，粘结成水垢，阻碍冷却水流通，并使传热恶化，使制冷剂的冷凝温度升高。为此，应定期（一般是 2～3 年一次，若冷却水是深井水或山水，应是每年一次）清除水垢，常用的除垢方法如下：

（1）用钢丝刷帚拉刷。将壳管式冷凝器两端铸铁封盖（水盖）拆下，用螺旋形钢丝刷帚伸入冷却管内往复拉刷，然后再用接近管子内径尺寸的圆钢棒塞进冷却管反复拉捅，边捅边用压力水冲洗。这种除垢方法较简单易行，但是劳动强度很大。

（2）用特别刮刀滚刮。将管壳式冷凝器两端的水盖拆下，用特制刮刀接在软轴上，软轴的另一端接在电动机轴上，将刮刀插入冷却管内，开动电动机就可以滚刮。同时还要喷水以冷却刮刀和冲洗管内被刮下的水垢。这种方法效果很好，但只适用于钢制的冷却管，不适用于铜制的冷却管。

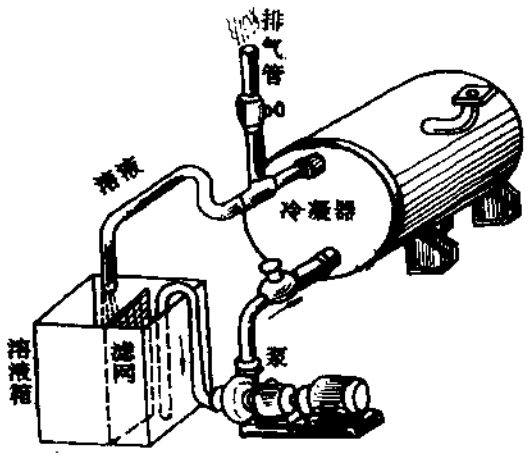


图 5-8 酸洗垢流程图

（3）盐酸溶解法。盐酸溶解法所需的设备有耐酸泵与耐酸池，其流程如图 5-8 所示。操作步骤如下：① 将制冷系统中的制冷剂全部抽出系统，或者抽到贮液筒。② 关闭冷凝器的进水阀，拆掉冷凝器的进出水管。③ 将冷凝器的进出水接头用同样直径水管接于酸洗系统中，如图 5-8 所示那样。④ 酸洗池内酸 10%盐酸溶液约

500 kg 左右，加入缓蚀剂 250 kg（比例为1 kg 盐酸溶液加 0.5 g 缓蚀剂）。缓蚀剂可以用六次甲基四胺（又称乌洛托品）$(CH_2)_6H_4$ 或苯胺 C_6H_5-NH_4 与 $(CH_2)_6H_4$ 的聚合物等；开动耐酸泵使盐酸溶液在系统中循环流动 25～30 h，使盐酸溶液与水垢进行化学反应，达到除垢目的。然后将系统中的盐酸溶液全部放出。⑤ 用 1%NaOH 溶液或者 5%Na_2CO_3 溶液循环清洗冷凝器的冷却管 15 min，中和残留在系统内的盐酸溶液；应当指出，国外有时不用盐酸溶液，也无需 1% NaOH 或 5%Na_2CO_3 溶液，而是直接用专门配方除垢剂溶液，只需要循环 40～60 min，而同样可起到上述④、⑤两个步骤的作用。⑥ 至少要注满两次清水冲洗系统，除垢工作结束。

用以上的方法除垢后，应对冷凝器的制冷剂一侧进行一次气压试漏，以检查冷却管在除垢过程中有否损伤而渗漏。检漏完毕，按原来系统连接，进行抽真空、试运转等工作。

还应注意，盐酸溶液（或除垢溶液）废液必须排到下水道，而决不能排到化粪池中，也不能乱洒在草地或农作物处，因为这些溶液对植物生长有害。

3. 对冷却塔和蒸发式冷凝器的清洁方法

首先要计算冷却水系统（蓄水槽、水箱、水管等）实际存水量，并准备好所需要的清垢化学品数量。然后进行下列操作：① 排清蓄水槽；彻底冲洗或人工清洗，去除全部淤泥污物。② 关闭泄放管路，同时让循环水泵工作，使蓄水槽充注清水至最低水位。③ 使水一边循环，一边慢慢地开始加入准备好的定量的清垢化学品，多数从蓄水槽加入。④ 再用清洁水将系统注满。

每年定期进行一次这种处理，效果最好。

5.2 蒸发器

蒸发器是依靠制冷剂液体的蒸发（实际上是沸腾）来吸收被冷却介质热量的换热设备。它在制冷系统中的功能是吸收热量（或称输出冷量）。为了保证蒸发过程能稳定持久地进行，必须不断地用制冷压缩机将蒸发的气体抽走，以保持一定的蒸发压力。

根据被冷却介质的种类不同，蒸发器可分为两大类：冷却液体（淡水、盐水或溶液）的蒸发器；冷却空气的蒸发器。

5.2.1 常用冷却液体的蒸发器

常用冷却液体的蒸发器有壳管卧式蒸发器，干式蒸发器和沉浸式蒸发器等。

1. 壳管卧式蒸发器

它的外壳是用钢板焊成的圆柱筒体，两端带有管板，管板上扩张或焊接着许多无缝钢管或滚轧螺纹铜管。两头端盖内具有隔板，端盖用螺栓联接在壳体上。载冷剂的流程约为 4～8 次。由于管内循环载冷剂（淡水或盐水）的热量不断传出，使筒体内管隙间的液态制冷剂蒸发吸热，变为气体，被制冷压缩机吸入。一般载冷剂从下面的管口进入蒸发器，被冷却后由上面的管口流出，如图 5-9 所示。载冷剂的流速一般为 1.0～2.5 m/s。

在运行时，一般制冷剂液面应稳定在中心位置上，其余空间留着使制冷剂蒸气过热。只有氨满液式蒸发器才允许氨液面上只暴露 1～3 排传热管。

这种蒸发器若用氨（NH_3）工质，传热管一般是 ϕ25 mm×3 mm 或者 ϕ32 mm×3 mm 的无缝钢管，传热温差是 5℃，载冷剂进出口温差为 2～4℃。污垢热阻氨侧为(5～6)×10^{-4} m^2·K/W，淡水侧为(0.8～0.9)×10^{-4} m^2·K/W；盐水侧(1.6～1.8)×10^{-4} m^2·K/W；若用氟利昂工

质，传热管一般是滚轧低螺纹铜管，传热温差是6～8℃，载冷剂进出口温差为4～5.5℃，氟利昂侧污垢热阻为(0.5～0.7)×10^{-4} m^2K/W，侧水污垢热阻与氨蒸发器相同。

这种蒸发器的主要优点是：结构简单，外形尺寸紧凑。主要缺点是：若载冷剂泵偶然停车时，载冷剂(尤其是淡水)在蒸发器内有冻结的危险。采用氟利昂制冷剂时，回油比较困难，在一定程度上会影响传热效果。

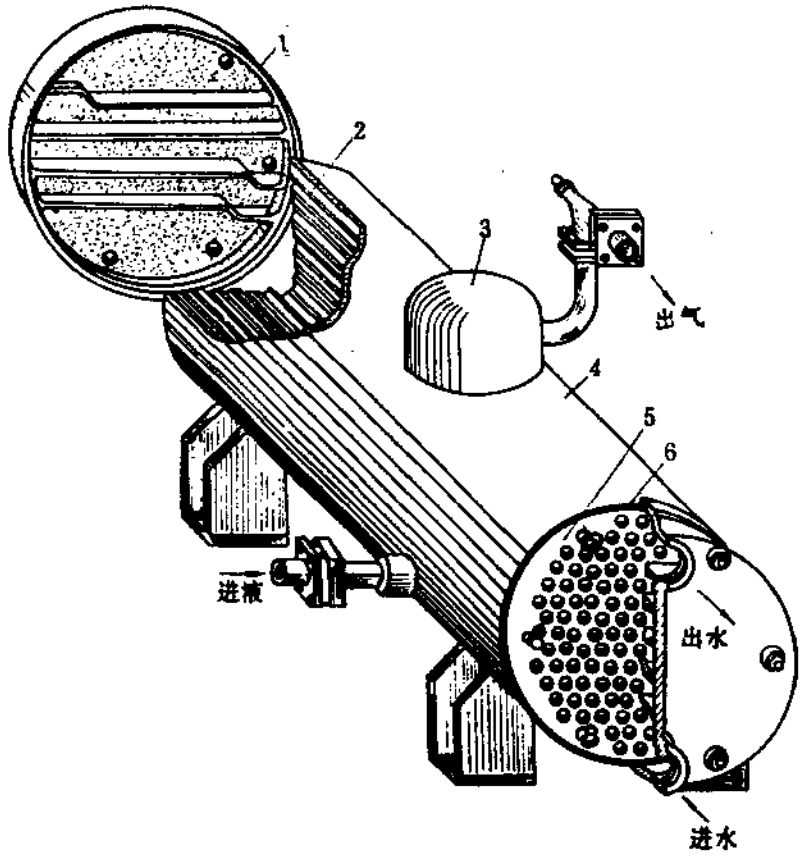


图 5-9　管壳卧式蒸发器

1—端盖；2—蒸发管；3—集气室；4—外壳；5—管板；6—橡皮垫圈

2. 干式蒸发器

干式蒸发器的形状和结构与管壳卧式蒸发器相似，所不同的是液态氟利昂在管内沸腾。在筒体内设置几道隔板，载冷剂就在管外的隔板之间曲折流动，见图5-10。冷却管常用外径为12～16 mm的紫铜管，管内有纵向翅片。这种蒸发器比较适用于R12或R22制冷剂，它比较满意地解决了回油问题；当蒸发温度在0℃附近时，对淡水载冷剂也不致发生冻结事故；可以用热力膨胀阀供液；充注的制冷剂量较少。

干式蒸发器的制冷剂在管内质量流速一般在180～200 $kg/m^2 \cdot s$；流程数为4～6；隔板的数量应保证载冷剂横向流过管簇时的速度为0.5～1.5 m/s。

3. 沉浸式蒸发器

沉浸式蒸发器又有立管式、双螺旋管式和盘管式三种。

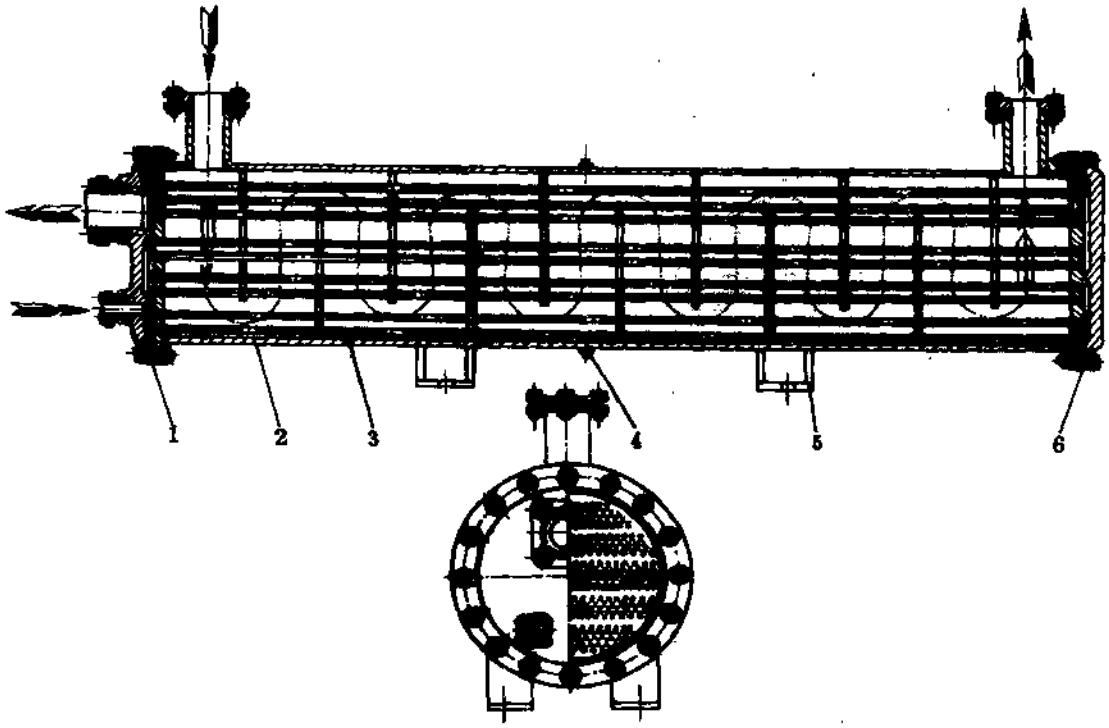


图 5-10　干式蒸发器

1,6—端盖;2—筒体;3—蒸发管;4—螺塞;5—支座

立管式如图 5-11 所示。这种蒸发器有一个矩形的铁箱,箱中充满盐水或淡水,箱内装有蒸发盘管,盘管内氨液态制冷剂吸收盐水或淡水的热量后蒸发为气体,然后经气液分离器和集气管被制冷压缩机抽吸。这种蒸发器多半用来冷却淡水,由于搅拌器的作用,水在水箱内流速一般为 0.5～0.7 m/s,传热系数一般在 520～580 W/(m² · K)之间,传热温差约 5℃左右。

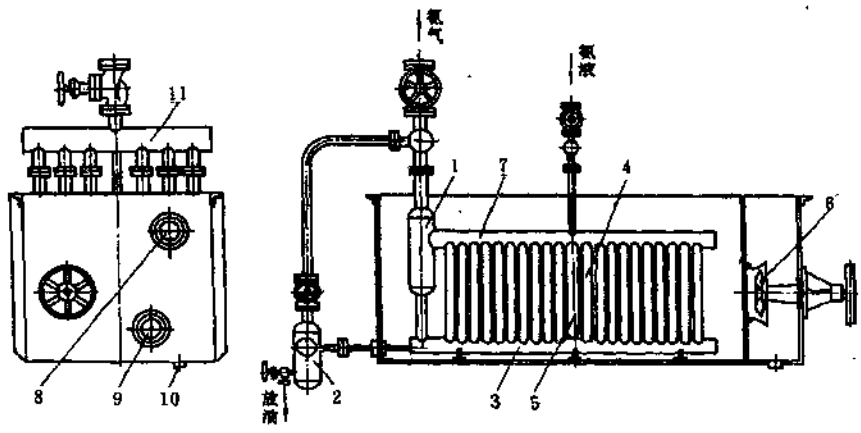


图 5-11　立管式蒸发器

1—气液分离器;2—集油器;3—下集管;4—蒸发管;5—下降管;6—搅拌器;
7—上集管;8—溢水管;9—出水管;10—放水管;11—集气管

双螺旋管式蒸发器的结构如图 5-12 所示，它同立管式基本相同，只是高度较小些。

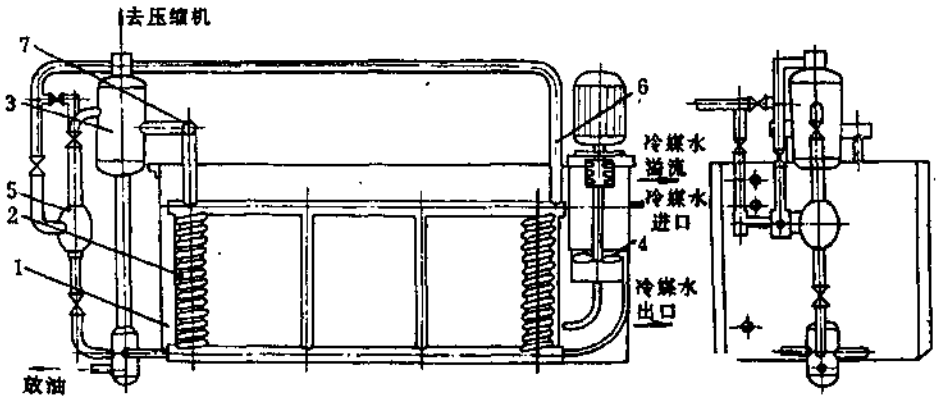


图 5-12　双头螺旋管式蒸发器

1—蒸发水箱；2—螺旋管组；3—氨液分离器；4—搅拌器；5—浮球阀；6—供液总管；7—吸气总管

冷饮水箱的冷却器一般也是一个小型沉浸式盘管蒸发器，氟利昂在管内蒸发吸热，将冷饮水从 35 C冷却到 10 C左右，这种蒸发盘管的传热系数大约为 110～120W/(m² · K)。

5.2.2　常用冷却空气的蒸发器

常用冷却空气的蒸发器有表面式蒸发器和排管式蒸发器。

1. 表面式蒸发器

表面式蒸发器又称直接蒸发式空气冷却器，它普遍适用于空气调节和冷库的冷风机。这种蒸发器都采用翅片管式。管内通以氟利昂液体蒸发吸热，管外通以被冷却的空气。翅片管由紫铜管外套铝片(有时绕以铜片)制成。铜管直径为 ϕ9 mm×0.5 mm～ϕ16 mm×1.0 mm，铝片厚 0.15～0.30 mm。空调用的片距为 2.0～4.5 mm 之间。冷库用的片距为 6.0～15.0 mm 之间。氟利昂通过分液器(又称莲蓬头)分成多路进液，使蒸发器中各路的液体分布均匀。为此，分液器应尽量靠近热力膨胀阀；不论蒸发器的安装位置是垂直、水平还是倾斜的，分液器都必须垂直安装。

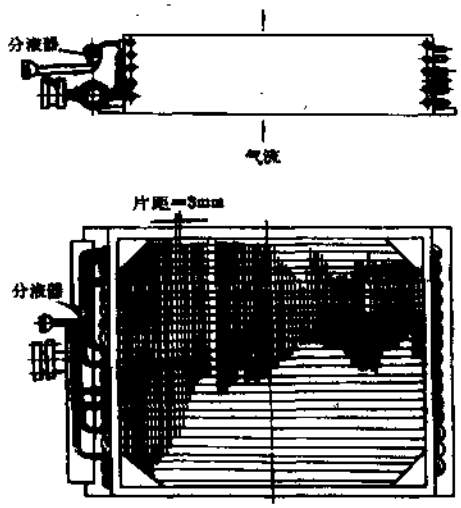


图 5-13　表面式蒸发器及分布器安装位置

这种蒸发器的传热系数不大，当空气的迎面风速为 2～3m/s 时，空调用冷风机 K 值约为 40～50W/(m² · K)；冷库用冷风机的 K 值约为 29～35 W/(m² · K)。这种蒸发器的主要优点是：结构紧凑，占地面积小，冷量损失少。缺点是：气密性要求高，因为氟利昂渗透能力很强；制冷量调节比较困难。

2. 排管式蒸发器

排管式蒸发器(又称为冷却盘管)是指管外以自由运动冷却空气的蒸发器。它主要用于各种冰箱、低温试验箱及冷库的冷藏库房中,其结构形式有立管式、水平管式及蛇形管式等多种。图5-14是一种立管式冷却排管,它是由ϕ57 mm×3.5 mm或ϕ38 mm×3.0 mm无缝钢管(光管)制成,沿墙壁安装。氨液由下横管进入,氨气由上横管引出。这种排管的优点是排气排油方便。缺点是存氨量多,由于氨液柱高度的影响使排管下部蒸发温度增高,传热温差减小。所以这种排管不宜使用在-40℃以下的冷库。

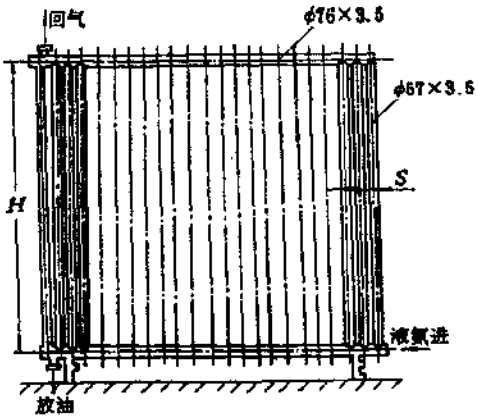


图5-14 立管式冷却排管

蛇管式冷却排管可分为光管和翅片管两种。光管式常采用ϕ57 mm×3.5 mm或ϕ38 mm×3.0 mm的无缝钢管或ϕ16 mm×1.0 mm的紫铜管制成。翅片管式常用绕片管制成。这种排管如图5-15所示。它可用氨或氟利昂作为制冷剂,它的优点是存液量少,仅为其排管内容积的40%左右。它的主要缺点是制冷剂的流动阻力较大。

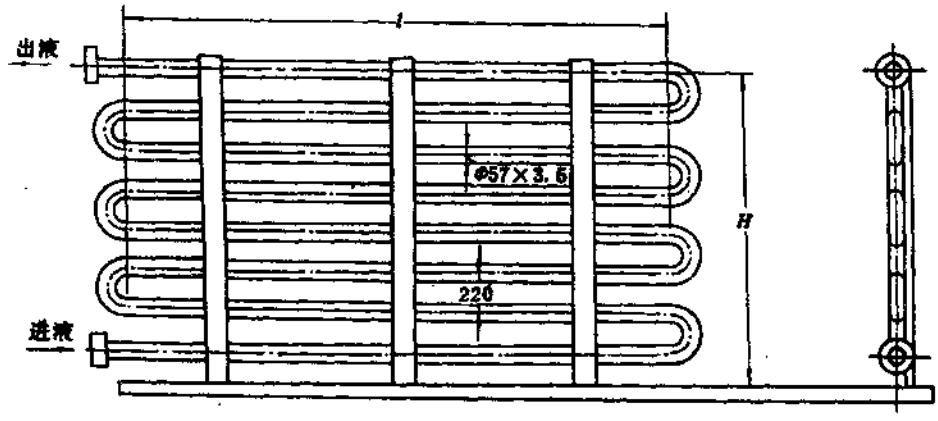


图5-15 蛇管式冷却排管

冷却排管是靠自然对流和辐射传热的,因此排管不可太靠近墙壁或顶部。在排管外面装一挡板,可以略有提高空气的自然对流强度和传热系数。

沿墙壁安装的冷却排管,氟利昂制冷剂可以从下部供液,也可从上部供液,但蒸发管的最后一排墙排管应设计成上部供液方式,以利回油。

5.3 制冷系统的辅助设备

在压缩式制冷系统中,除了必须的压缩机、冷凝器、蒸发器和节流阀以外,还有许多改善制冷系数和保证运转安全不可缺少的辅助设备。属于这类设备的主要有:油分离器、贮液器、过滤器、干燥器和冷却塔。这些辅助设备在制冷系统中的相对位置如图5-16所示。下面把这些辅助

设备的功用、构造和工作原理作些简单的介绍。

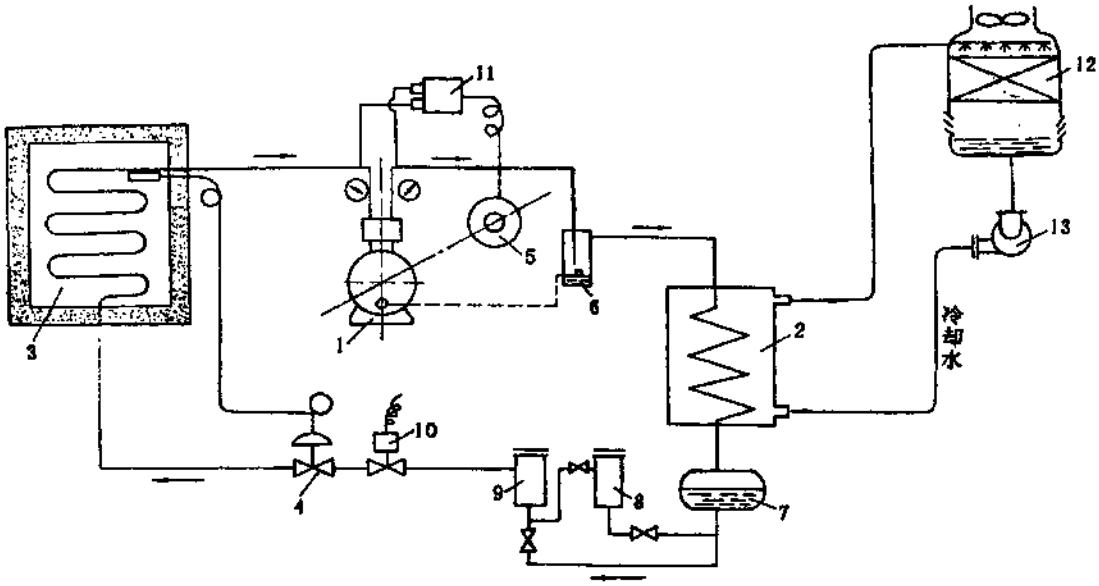


图 5-16　辅助设备安装位置

1—压缩机；2—冷凝器；3—蒸发器；4—热力膨胀阀；5—电动机；6—油分离器；7—贮液器；8—干燥器；9—过滤器；10—电磁阀；11—高低压断电器；12—冷却塔；13—水泵

5.3.1　油分离器

当活塞式压缩机压缩制冷剂气体时，由于气缸内壁面、曲轴轴颈、活塞销等处都需要油来润滑，故在压缩过程中，压缩机气缸内一部分润滑油因受高温的影响也随着汽化，混在制冷剂的气体中排出，一方面容易使压缩机失去润滑油；另一方面润滑油进入冷凝器和蒸发器，在氨系统会形成管壁油膜并沉积于容器或盘管底部，影响传热性能和减少有效面积，而在氟里昂系统会使给定蒸发压力下的饱和蒸发温度升高，降低制冷能力。因此，制冷剂气体中的润滑油应当在压缩之后设法排回压缩机，而油分离器起的正是这个作用。它安装在压缩机和冷凝器之间。

图 5-17 是氟利昂油分离器的结构，它由筒体 7，滤网 3，浮球阀 5，进气管 1，排气管 2 及手动回油阀 4 等组成。

油分离器的工作原理如下：当压缩

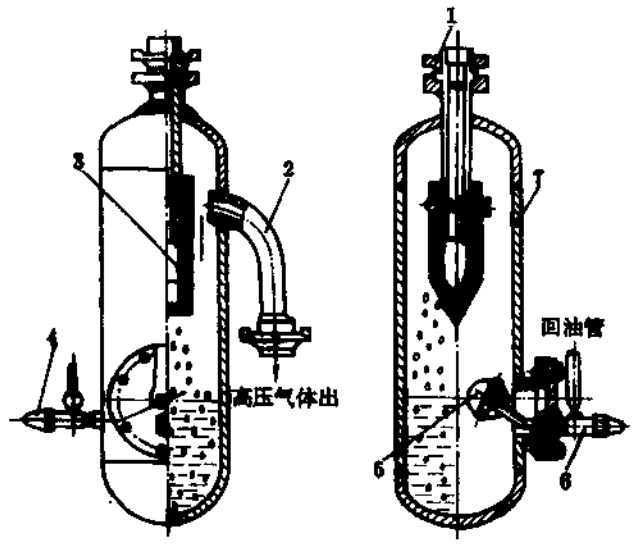


图 5-17　油分离器

1—进口；2—出口；3—滤网；4—手动回油阀；5-浮球阀组；6-回油阀；7-筒体；8-回油管

机排出的高压气体进入油分离器时，由于通路面积突然增大(因为它的直径比排气管大)，气体流速骤然降低，流动方向也发生变化(因进、排气管的方向不同)，以及器内滤网的阻挡，所以气体中夹带的油蒸气和油滴因密度大而与气体分离，积聚在容器的底部，只有极少量混在气体中，被带到冷凝器和蒸发器中去。当油分离器底部聚集的润滑油量足够使浮球浮起时，浮球阀门被打开，积存的油便被压回到压缩机的曲轴箱里，使压缩机的油位能保持正常，确保它安全运转。当油分离器中油量减少后，浮球也随着降低，当油位下降到一定位置时，浮球阀即自动关闭。在压缩机正常动转过程中，浮球阀反复地被打开和关闭，因而回油管将时热时冷；回油时管子发热，停止回油时管于则冷，这种现象是正常的。如果回油管一直冷或一直热，则说明浮球阀工作失灵，必须进行检修。在检修前，应将手动回油阀 4 打开，进行回油，然后将阀关闭。在浮球阀未检修之前，要定时启闭手动回油阀，使润滑油间歇地回到曲轴箱里。必须指出，使用手动回油阀只是暂时的紧急措施。

油分离器一般由制冷机厂成套供应，但有时也需要选用，就是要算出油分离器筒体的最小直径 d，其近似计算公式是

$$d=0.019\sqrt{\frac{\lambda \cdot V_h \cdot v_2}{\omega \cdot v_1}} \quad (\mathrm{m})。$$

式中：V_h——压缩机的理论排气量，m^3/h；

λ——压缩机的输气系数；

v_1——压缩机吸气口处蒸气比容，m^3/kg；

v_2——压缩机排气口处蒸气比容，m^3/kg；

ω——制冷剂气体在容器横截面计算流速，一般 $\omega \leqslant 0.8 \sim 1.0\ m/s$。

5.3.2 贮液器

贮液器安装在冷凝器之后，与冷凝器的排液管是直接连通的。其结构如图 5-18 所示。冷凝器中的制冷剂液体应畅通无阻地流入贮液器内，这样就可以充分利用冷凝器的冷却面积。另一方面，当蒸发器的热负荷变化时，制冷剂液体的需要量也随之变化，那时，贮液器便起着调剂和贮存制冷剂的作用。在检修制冷系统时，可将系统中的制冷剂收集在贮液器中。

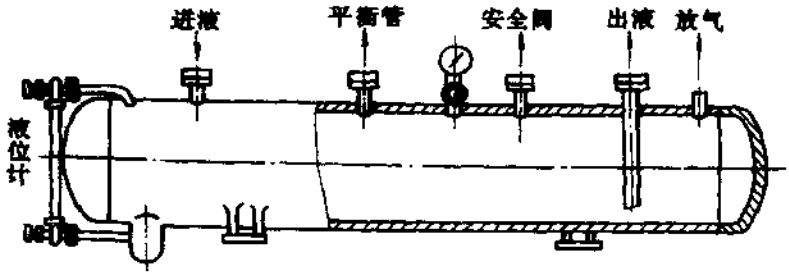


图 5-18 贮液器

为了使冷凝器内的制冷剂液体能畅通地注入贮液器，在两者之间应安装一根平衡管(也称均压管)，以保证两者的压力相同。

应指出的是：贮液器的出液管应伸到它的底部。在贮存制冷剂时，不应使贮液器全部充满

制冷剂液体，至多不得超过容器容积的80%。贮液器内存入制冷剂量的多少，可观察该贮液器端部的液位指示器。

对于小型制冷装置系统，往往不装贮液器，而是利用冷凝器来调剂和贮存制冷剂。

5.3.3 过滤器和干燥器

在制冷循环中必须预防水分和污物(油污、铁屑等)侵入，水分的来源主要是新添加制冷剂和润滑油所含的微量水分，或由于检修系统时空气侵入而带来的水分。如果系统中的水分未排除干净，则当制冷剂通过节流阀时，因压力及温度下降，有时水分会凝固成冰，使通道阻塞，影响制冷装置的正常动转。又如管道、冷凝器和蒸发器，若事先没有彻底清洗，而有铁屑及杂质残存在系统中，就会堵塞通道并损坏运动部件。因此，在系统中必须安装过滤器和干燥器。

过滤器和干燥器安装在冷凝器或贮液器的出液管上，如图5-16所示。在热力膨胀阀的进口处和压缩机的吸气口处有时也布置专用的过滤器。过滤器和干燥器的结构如图5-19所示。过滤器如被污物堵塞，则必须拆下滤网，用汽油清洗干净后再装上。干燥器中所用的干燥剂常用硅胶，有时也可用分子筛。这类干燥剂吸水能力很强，但随着吸入水分的增加而逐渐减弱，故必须定期将硅胶取出，并加热烘干，去除水分后再装入使用。

一般小型制冷设备出厂时只装有过滤器。如果想同时作为干燥器使用，则需自己动手改装。改装的方法如下：

(1) 先把过滤器的封盖处局部加热待锡焊熔化后，将封盖拆下，取出滤网。

(2) 用汽油清洗壳体和零件。

(3) 按该器直径大小剪铁丝布及铜丝布各两块，以及脱脂纱布和药棉数层，按照图5-19(c)所示顺序，塞紧过滤器底层，然后加入硅胶，另一端也按图示顺序放入铁丝布，铜丝布，纱布和药棉等。

(4) 最后仍用锡焊把封盖焊牢。

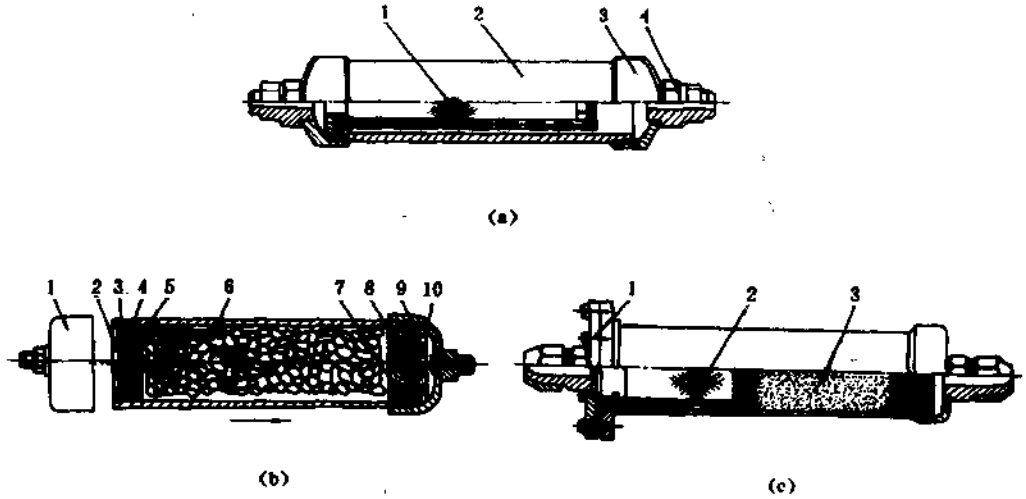


图5-19 过滤器与干燥器

(a) 过滤器；(b) 过滤干燥器；(c) 过滤器(加装干燥剂)

(a) 1—滤网；2—外壳；3—端盖；4—管接头

(b) 1—端盖；2—铁丝布；3、9—铜丝布；4、8—纱布；5、7—药棉花；6—无水氯化钙

(c) 1—端盖；2—滤网；3—吸水物质

对于较大的过滤器(或干燥器),为了检修方便,一般采用法兰连接,故只需把法兰拆下就可清洗或改制。具体步骤与上面介绍的方法相同。

5.3.4 冷却塔

目前制冷系统冷凝器冷却方式使用最多的仍是水冷式。而且其冷却水系统广泛使用冷却塔,如图 5-16 所示。冷却水在冷凝器中吸收热量,温度升高,然后送到冷却塔喷嘴,在那里水被喷淋,形成细小水滴,流经填料层时形成薄薄的水膜,最后流到塔底。水滴和水膜在流动过程中同空气直接接触,发生热质传递。水和空气的温度差是(显)热传递的动力;水滴和水膜表面的饱和水蒸气分压力与空气中的水蒸气分压力差是质传递的动力,质传递的过程是部分液态水吸收气化潜热蒸发成水蒸气,扩散到空气中去的过程。热质传递的总效果是水被蒸发冷却。冷却后的水由水泵输送到冷凝器开始新的循环。每循环一次要损失部分冷却水,主要原因是蒸发和漂损,但它一般只占循环冷却水量的 1%～5%左右。所以,冷却塔是一种节约和回收冷却水的设备。

冷却塔在春、夏、秋三季内质传递起着主要作用,在最炎热时水蒸发热负荷约占总数负荷的 90%左右。在冬季,空气温度低,显热传递可从夏季的 10%～20%增大到 50%～70%左右。

按照冷却塔内空气流动的动力不同,它可分为自然通风冷却塔和机械通风冷却塔两种。而按照空气与水的相对流向不同,又可分为逆流式冷却塔——水和空气平行流动,但方向相反;横流式冷却水——水和空冷流动的相互垂直。

自然通风冷却塔高度一般为 15～50 m,其简图如 5-20 所示。壳体内空气的流动靠塔内外空气的密度差造或的通风吸力来实现的,塔的下部装有配水系统和淋水装置,使水和空气直接接触进行蒸发冷却。在配水系统上部装有挡水板,阻挡夹杂在空气中的水滴。图中(a)是自然通风逆流式,(b)是横流式。自然通风冷却塔常用于发电厂冷却场合。

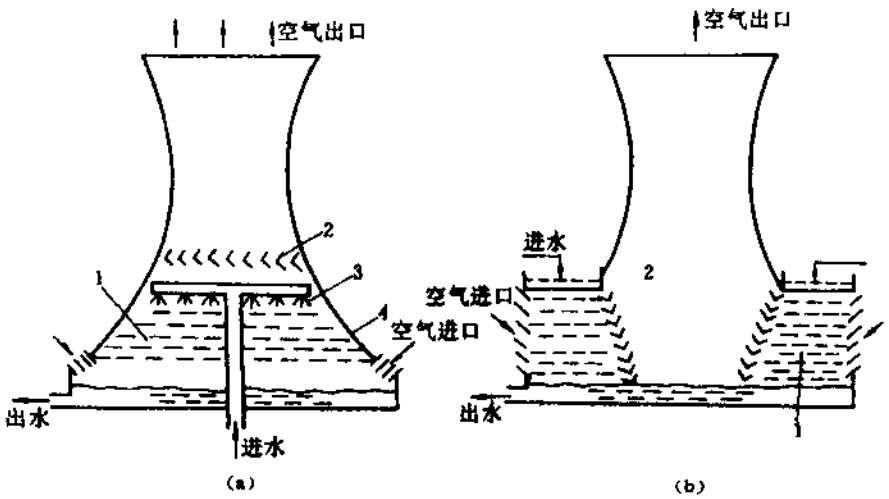


图 5-20 自然通风冷却塔

1—填料层;2—挡水板;3—喷嘴;4—外壳

机械通风冷却塔的简图如 5-21 所示,(a)是逆流式,(b)是横流式。前者常用于制冷空调系统,后者常用于热负荷较大的工业冷却。

冷却塔用的通风机主要是低转速的轴流风机，其特点是风量大压头低（约 100～200 Pa 左右）。

从冷却塔流出时冷却水温度 t_{2w} 与进塔时空气的湿球温度 t_{1s} 之差称做冷幅高。一般 $t_{2w}-t_{1s}\approx 4\sim 6$ ℃。

冷却塔进出水之温度差 $\Delta t_w=(t_{1w}-t_{2w})$ 称为冷却度。根据冷却度不同，机械通风式冷却塔可分为标准型（$\Delta t_w=5$ ℃左右），中温型（$\Delta t_w=10$ ℃左右），高温型（$\Delta t_w=20$ ℃左右）三种。

冷却塔选用的主要参数是：

（1）冷却度 Δt_w，而出水温度 t_{2w} 应当等于冷凝器的进口温度。

（2）环境空气的湿球温度 t_{1s}。

（3）冷幅高。

（4）循环冷却水量。

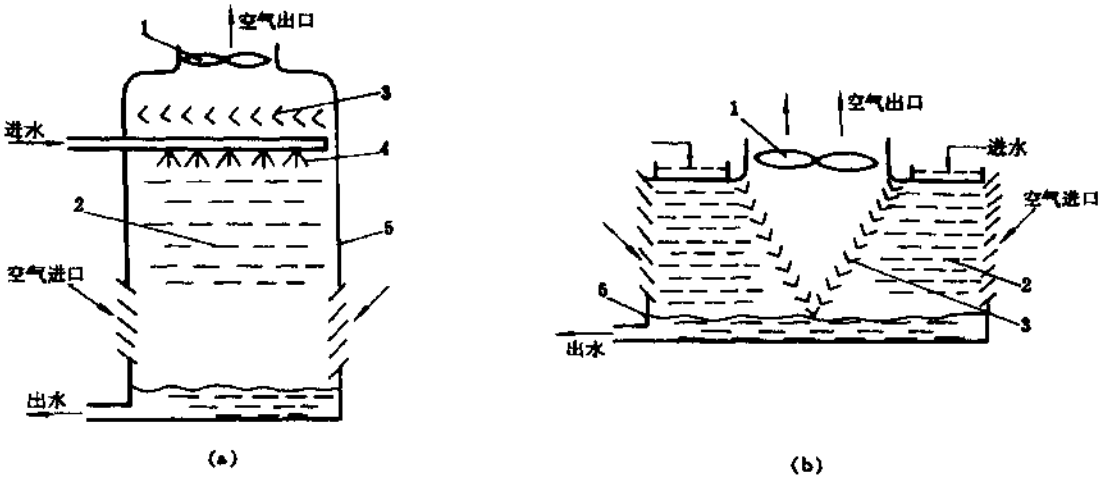


图 5-21　机械通风式冷却塔

1—风机；2—填料层；3—挡水板；4—喷嘴；5—外壳

第六章　制冷设备的自动调节及元器件

制冷设备运行时，其热工参数的变化是相互作用、相互影响的。为了使制冷设备能正常运行，并达到所要求的指标；为了保证制冷设备运行的安全、可靠、经济，在制冷设备中就必须采用自动调节技术。

6.1　自动调节系统的组成

任何一个自动调节系统都是在无人直接参与下，能使被控制的参数达到所要求的数值或按预先给定的规律变化的系统。制冷设备中有好多参数需控制，例如：温度、压力、流量、液位等热工参数。一个自动调节系统一般都由调节对象、发信器、调节器、执行器组成。目前，一套制冷装置的自动调节系统，常由多个单参数自动调节系统组合而成。下面举例说明制冷设备的某些自动调节系统。

图6-1是以氟利昂为工质的冷库制冷装置自动调节系统原理图，在该装置中使用了下列一些调节元件：热力膨胀阀10、温度继电器11、电磁阀9、止回阀13、蒸发压力调节阀14、水量调节阀6、油压继电器2、高低压继电器3。这些调节元件在装置中所起的作用如下：

热力膨胀阀10一方面使制冷剂节流降压降温，另一方面通过感温包感受蒸发器出口冷剂过热度的变化，自动调整膨胀阀的开启度，使进入蒸发器的制冷剂流量与蒸发器热负荷匹配。

温度继电器11与电磁阀9联合使用，对库温进行控制。温度继电器的感温包置于冷库中，当冷库温度高于调定值上限时，温度继电器触点接通，电磁阀线圈通电。阀门打开，制冷剂进入蒸发器进行降温；当库温低于调定值的下限时，温度继电器触点断开，切断电磁阀线圈电流，电磁阀关闭，制冷剂停止进入蒸发器。这样就能把库温控制在所需的范围内。

蒸发压力调节阀14安装在菜库（高温库）蒸发器的出口处，以便实现菜库、鱼肉库（低温库）的蒸发器在各自所需的蒸发压力下工作，否则在一机两库（或一机多库）的系统中，只能在同一蒸发压力下工作。另外，由于蒸发压力调节阀的调节作用，能保持蒸发压力的稳定。

止回阀13安装在鱼肉库的蒸发器出口。如不安装，有可能引起高温库蒸发器出来的制冷剂气体倒凝在低温库蒸发器内，造成压缩机的液击冲缸。

水量调节阀6的作用是保证冷凝压力的稳定。当冷凝压力升高时，则水量调节阀开大，冷却水量增多，使冷凝压力降下来；当冷凝压力降低时，阀关小，冷却水量减少，使冷凝压力回升，从而维持了冷凝压力的稳定。

高低压继电器3是起安全保护作用的。当排气压力超过允许的最高值时（如R12系统规定为1.3 MPa），高压继电器自动切断压缩机电源，使压缩机停止运行。当吸气压力低于调定值时，低压继电器自动切断电源，也可使压缩机停止运行。

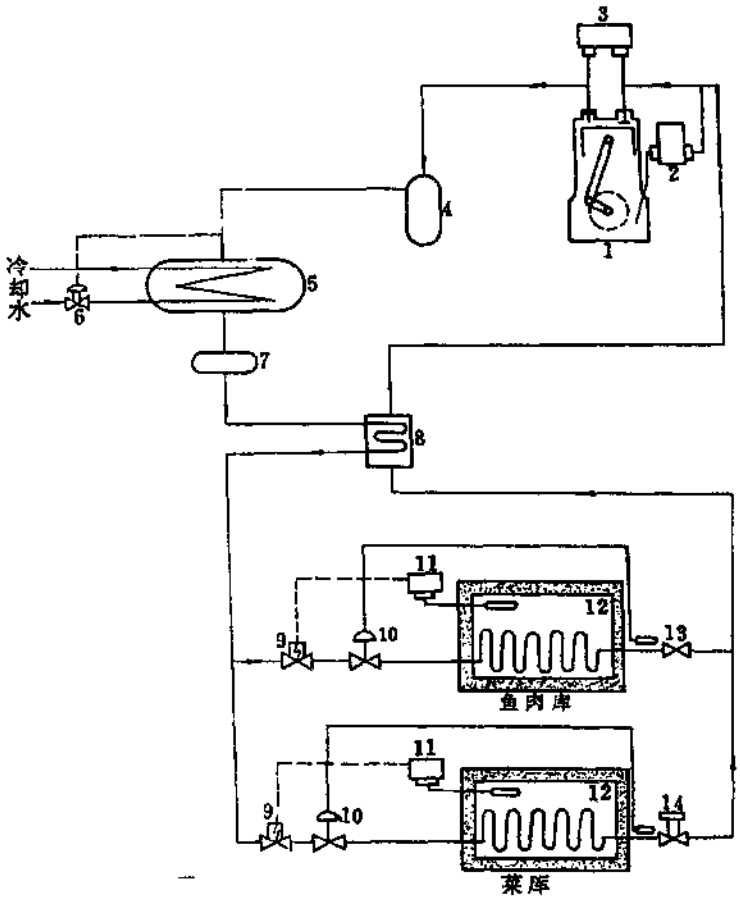


图 6-1　冷库自动调节系统

1—压缩机；2—油压继电器；3—高低压继电器；4—油分离器；5—冷凝器；6—水量调节阀；7—贮液器；8—气液过冷器；9—电磁阀；10—热力膨胀阀；11—温度继电器；12—冷库；13—单向止回阀；14—蒸发压力调节阀

为了保证压缩机运行过程中运动部件的润滑和冷却，滑油泵应提供足够的润滑油量。当油压（指油泵进出口之间的压力差）小于某个数值（一般不低于 75～150 kPa），就易出现因润滑油量不足而产生事故。为保证压缩机安全运转，油压继电器 2 能在油压低于调定值时，自动切断电源，使压缩机停止运行。

6.2　制冷剂流量的调节

制冷设备在实际工作中，需要的制冷量随负荷的变动而变化，因此要求该制冷设备产生的制冷量也作相应的变化。制冷量的变化就是循环的制冷剂流量的变化，所以必须对制冷剂流量进行控制。控制制冷剂流量的常用调节设备有热力膨胀阀、毛细管、浮球阀等。

6.2.1　热力膨胀阀

氟利昂制冷设备一般都用热力膨胀阀（以下简称膨胀阀）来调节制冷剂流量。它既是控制

流量的调节阀，又是制冷设备中的节流阀。它在制冷设备中是安装在贮液器和蒸发器之间，它的感温包是包扎在蒸发器出口，如图 6-2 所示。

1. 热力膨胀阀在制冷系统中的作用

(1) 使高压常温的制冷剂液体在流经膨胀阀时节流降压，变为低温低压制冷剂湿蒸气(大部分是液体，小部分是蒸气)进入蒸发器，在蒸发器内汽化吸热，从而达到制冷降温的目的。在 $\lg p$-i 图上 C-D 表示等焓节流过程，即压力为 p_k 温度为 t_k 的制冷剂液体，经膨胀阀节流，变为压力是 p_0，温度是 t_0 的制冷剂湿蒸气，如图 6-3 所示。

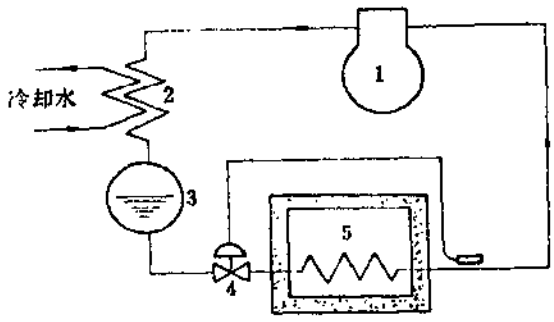


图 6-2 制冷装置原理图

1—压缩机；2—冷凝器；3—贮液器；4—热力膨胀阀；5—蒸发器

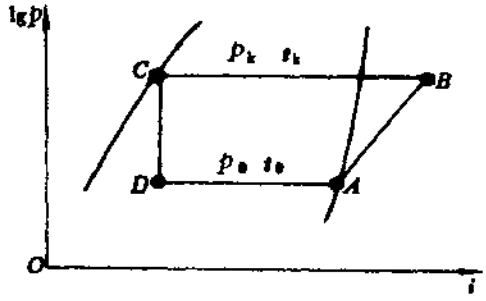


图 6-3 $\lg p$-i 图

(2) 按照感温包感受到的蒸发器出口制冷剂蒸气过热度的变化，自动调节膨胀阀的开启度，调整流入蒸发器的制冷剂流量，使制冷剂流量与蒸发器的热负荷相匹配。也就是说，蒸发器热负荷增大时，膨胀阀的开度增大，制冷剂流量增多；相反，热负荷减少时，阀的开度减小，制冷剂流量也减小。所以膨胀阀又可称为蒸发器供液调节阀。

(3) 通过膨胀阀的控制，使蒸发器出口的制冷剂气体保持一定的过热度，这样既能保证蒸发器传热面积得以充分利用，又可以防止压缩机出现液击现象。

2. 热力膨胀阀的结构

图 6-4 是一热力膨胀阀的结构图。它主要由阀体、阀针、调节杆座、调节杆、弹簧、过滤器、传动杆、感温包、毛细管、气箱盖、感应薄膜等组成。

感温包、毛细管、感应薄膜互相连通，构成一个密闭容器，称为感温机构。感温包安装在蒸发器出口，感温包内充注氟利昂 12(或其他工质)，用它来感受蒸发器出口制冷剂的过热度变化。毛细管传递感温包内的压力至感应薄膜上去。感应薄膜由一块很薄的(0.1～0.2 mm)合金片冲压而成，断面呈波浪形，并要求膜片在受力后弹性变形性能好。

热力膨胀阀主要用于氟利昂系统。阀体部分除了阀芯采用不锈钢及弹簧采用弹簧钢外，其余几乎全用黄铜制成。

3. 热力膨胀阀的工作原理

热力膨胀阀自动调节流量的特性可以通过膨胀阀工作时受力情况来分析说明。

图 6-5 是热力膨胀阀的结构示意及工作原理图。膨胀阀接在蒸发器进口管路上，感温包扎在蒸发器出口管上。进入蒸发器的制冷剂液体，在蒸发器内吸热蒸发，到达蒸发器出口之前，例

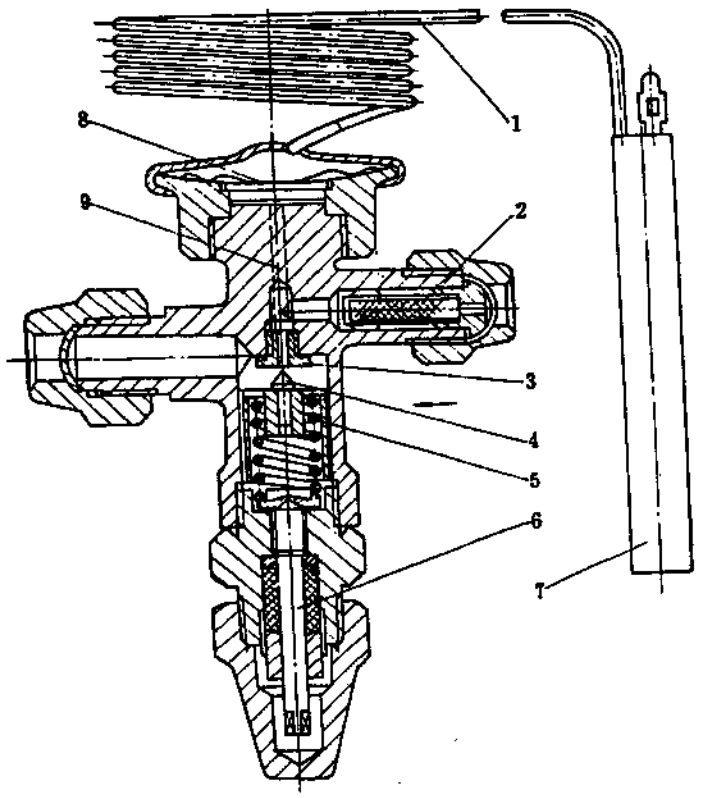


图 6-4　热力膨胀阀图

1—毛细管；2—制冷剂进入口；3—阀座；4—阀针；5—弹簧；6—调节杆；7—感温包；
8—感应压力的薄膜；9—传递弹簧力的顶杆（顶杆周围间隙把蒸发器进口压力传到膜片下方）

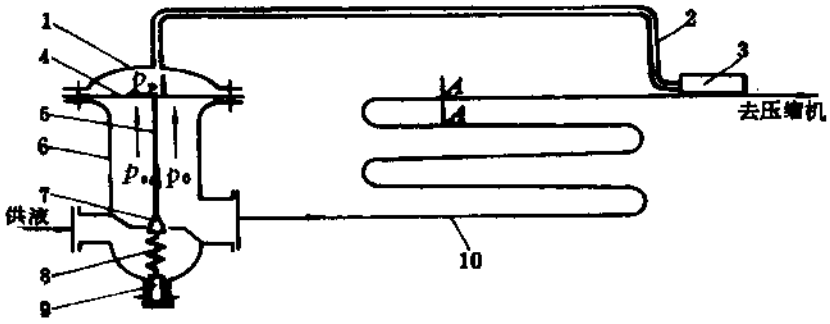


图 6-5　内平衡式热力膨胀阀结构示意及工作原理图

1—阀盖；2—毛细管；3—感温包；4—膜片；5—推杆；
6—阀体；7—阀芯；8—弹簧；9—调整杆；10—蒸发器

如 $A-A$ 截面上已全部汽化，因此在出口处已成为过热蒸气。感温包内工质的温度可以认为与蒸发器出口处（指感温包安装处）制冷剂过热蒸气的温度相等（忽略了传热温差）。工质具有相

应的压力 p_p。压力 p_p 作用在阀膜片上部，在膜片下部作用着制冷剂的蒸发压力 p_0 和弹簧的当量压力 p_s。在稳定工况下，这三种力处在平衡状态（在这里忽略了膜片的弹性力及冷凝压力的影响），即 $p_p = p_0 + p_s$。

当蒸发器热负荷增大时，$A-A$ 截面将向前移动（即远离出口处），使蒸发器出口处冷剂蒸气的过热度增大，因而感温包中工质温度升高，相应的压力增大到 $p_p + \Delta p_p$。在 $p_p + \Delta p_p$ 的作用下，将阀的开度增大，制冷剂流量就增多；相反，当蒸发器热负荷减小时，$A-A$ 截面向后移动（即靠近出口处），蒸发器出口处冷剂蒸气过热度减小，感温工质的温度降低，相应的压力减小到 $p_p - \Delta p_p$，在弹簧力 p_s 的作用下，使阀开度关小，制冷剂流量减少。从这分析中说明热力膨胀阀是依据蒸发器出口制冷剂蒸气过热度的变化来调节制冷剂流量的（即输入信号是冷剂蒸气过热度的变化，输出信号是制冷剂流量的变化）。用自动调节规律来分析，它是属于比例调节系统。

分析膨胀阀膜片的受力情况，在稳定状态下 $p_p = p_0 + p_s$，即 $p_s = p_p - p_0$，压差 $p_p - p_0$ 取决于过热度，而 p_s 与弹簧的预紧力（即调定值）及阀门的开度有关。当过热度大，$(p_p - p_0)$ 大，阀的开度大；反之，则阀的开度小。当过热度减小到某值时阀刚好关闭，该过热度称为关闭过热度（也称之为开启过热度）。关闭过热度的大小可以通过调节弹簧的预紧来力调整。当把弹簧调到最松的位置（但弹簧不能自由松动）时的关闭过热度称为最小关闭过热度（也称最小开启过热度）；把弹簧调至最紧位置（但不能压死）时的关闭过热度称为最大关闭过热度（也称最大开

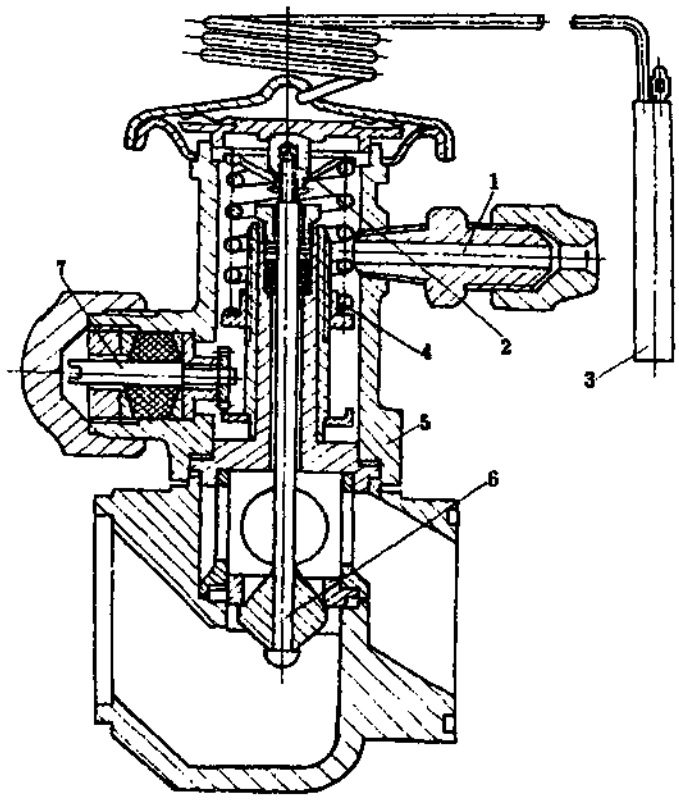


图 6-6　外平衡式热力膨胀阀

1—外平衡管接头；2—阀杆螺母；3—感温包；4—弹簧；5—阀体；6—阀杆；7—调整杆

启过热度)。在实际工作中,可以按照具体要求现场调定所需的关闭过热度。阀从关闭到全开制冷剂蒸气过热度的变化值,称为可变过热度,该值的大小与弹簧刚度及阀芯的行程有关,一般为 3～5℃(从调节特性分析,该调节阀的比例范围为 3～5℃)。

p_0 是作用于阀膜片下部的制冷剂蒸发压力,用它来平衡膜片上部的作用力。当这种平衡力来自阀内部的,即阀出口的蒸发压力时,称为内平衡膨胀阀(如图 6-5);若这平衡力是通过外平衡管引自蒸发器出口处的蒸发压力,则称之外平衡膨胀阀,见图 6-6。

膨胀阀感温机构内充注工质可以与制冷系统所用的制冷剂相同(称为同工质充注),也可以不同(称为不同工质充注)。目前常用的是 R12 和 R22 的同工质充注。图 6-7 是 R12 的同工质充注膨胀阀工作特性图。图中曲线 A 为 R12 的饱和特性曲线,曲线 B 为阀的开启压力曲线(即关闭压力曲线)。例如:当蒸发温度为 t_0 时,阀的开启压力为 $p_p=p_0+p_s$,感温工质的温度只有达到 t_p 时,相应压力才等于 p_p,$t_p-t_0=\Delta t$,即为阀的开启过热度(即关闭过热度)。当蒸发温度降低在 t'_0 时($t'_0<t_0$),此时阀的开启过热度为 $\Delta t'$,很明显 $\Delta t'>\Delta t_0$,这说明同工质充注膨胀阀工作时它的开阀过热度是随着蒸发温度降低而增大的。开阀过热度的增大就反映了蒸发器传热面积的利用率降低。

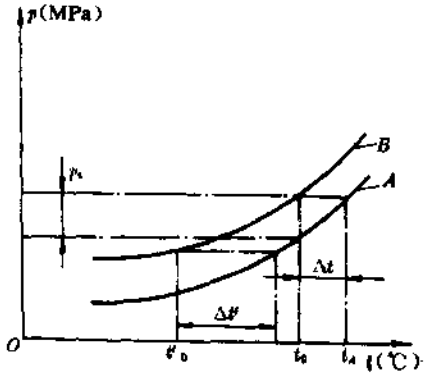


图 6-7 膨胀阀工作特性图

A—R12 的饱和特性曲线;
B—膨胀阀的开启压力曲线。

在上述分析说明中并没有考虑蒸发器的阻力损失。当蒸发器的阻力损失较大时,将会引起内平衡膨胀阀开启过热度的增大,见图 6-8 所示。在不考虑蒸发器阻力损失时,当 $t_0=t_1$,它的开启过热度为 Δt;在蒸发器阻力损失为 Δp 时,它的开阀过热度增大为 $\Delta t'$($\Delta t'>\Delta t$),这说明蒸发器传热面积的利用率大大下降。为此,在工程中内平衡膨胀阀只适用于小容量的蒸发器。当蒸发器阻力损失较大时,应改用外平衡膨胀阀,来消除蒸发器阻力损失的影响,见图 6-9 所示,当 $t_0=t_1$,阻力损失为 Δp 时,外平衡膨胀阀的开启过热度为 $\Delta t''$,$\Delta t''\approx\Delta t$(即开阀过度变化很小)。

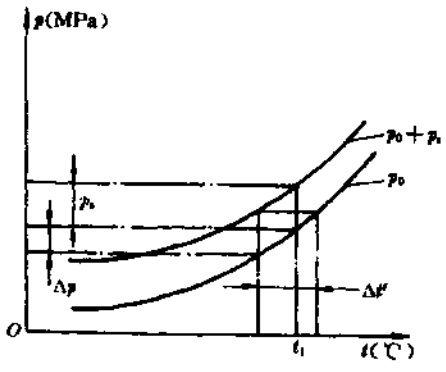


图 6-8 内平衡膨胀阀开启过热度的变化

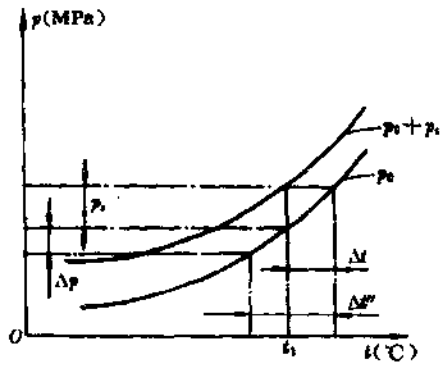


图 6-9 外平衡膨胀阀开启过热度的变化

由此可见,蒸发器虽有阻力损失,使用外平衡膨胀阀能使蒸发器传热面积充分利用。现推荐,当蒸发器阻力损失超过表 6-1 中数据时,采用外平衡膨胀阀为宜。

表 6-1

蒸发温度 t_0(℃)	10～0	−5～−15	−20～−3
压力降(kPa)	18	10	4

4. 热力膨胀阀的选配

在为制冷设备选配膨胀阀时，应使膨胀阀的能量与蒸发器的热负荷(产冷量)相匹配，使蒸发器得以最大限度的利用。

膨胀阀能量的大小，不仅与它的结构规格有关，而且随阀两端压差及蒸发温度的不同而变化。故选配膨胀阀时，有关资料齐全与资料不全时，选配方法亦有一些区别。

(1) 热力膨胀阀与制冷系统资料较齐全时的选择法：热力膨胀阀资料是指膨胀阀的全性能资料，特别是不同压力损失条件下，阀的制冷量数据。有了这些资料才可以结合实际制冷装置选择膨胀阀。现以实例说明：

某 R12 制冷装置，蒸发器制冷量 $Q_0=8140$ W，蒸发温度 10℃，冷凝温度 35℃。蒸发器分六路，每路供液管内径：$d=13$ mm，长 $l=30$ m，蒸发器安装在贮液器上方，高度差 $h=6$ m，应选配什么型号的热力膨胀阀？

计算步骤：

① 确定膨胀阀进出口两端的压力差：

$$\Delta p=p_k-\Delta p_1-\Delta p_2-\Delta p_3-\Delta p_4-p_0,$$

式中：p_k 为冷凝压力，因为冷凝温度为 35℃，故 $p_k=0.848$ MPa；Δp_1 为液体管路阻力损失，单位为 MPa。

其值可查表 6-2，采用内插法，可求得 30 m 长液管、制冷量为 8140 W 的阻力损失：

$$\Delta p_1=\left[0.005+\frac{8.14-8.02}{11.9-8.02}(0.01-0.005)\right]\times 0.981=0.0051(\text{MPa})。$$

Δp_2 为安装在液管上的管子弯头、电磁阀、过滤干燥器、手动截止阀等的总阻力损失，可查表 6-3，假定这里 $\Delta p_2=0.02$MPa。

Δp_3 为液管升高的压力损失，

$$\Delta p_3=\rho gh=1274\times 9.81\times 6=0.075(\text{MPa})。$$

Δp_4 为分液器及分液毛细管阻力损失。因为蒸发器分六路，故需分液器，分液器的压力损失约为 0.05 MPa。每路制冷量看作均匀分配，各为 1357 W，分液毛细管的压力损失约为 0.05 MPa，所以

$$\Delta p_4=0.05+0.05=0.1(\text{MPa})。$$

p_0 为蒸发压力，因为 $t_0=-10$ C，故 $p_0=0.223$ MPa。

$$\Delta p=p_k-\sum\Delta p_i-p_0=0.848-0.0051-0.02-0.075-0.1-0.223=0.425(\text{MPa})。$$

② 选择热力膨胀阀形式：因为蒸发器有六路并用分液器，压降比较大，常选用外平衡膨胀阀为宜。

利用工厂提供的热力膨胀阀性能表(表 6-5)可查得，TEF5-3 外平衡膨胀阀，当 $t_0=-10$℃，$\Delta p=0.4$ MPa 时，$Q_0=8500$ W，而 $\Delta p=0.6$ MPa 时，$\Delta Q_0=9300$，按本题的膨胀阀后工作压差 $\Delta p=0.425$ MPa，则它的制冷量可近似等于：

$$Q=8500+\frac{0.425-0.4}{0.6-0.4}\times(9300-8500)=8600(\mathrm{W})。$$

所以，选用 TEF5-3 外平衡膨胀阀是合适的。

(2) 若热力膨胀阀的容量性能资料不全，会给正确选配带来一定困难。这时，一般可以现有各种运行状况较好的制冷装置所配置的膨胀阀规格为参考，并结合自己的系统管路和工况条件，进行配量。

表 6-2 液管上的压力损失(单位为 MPa)和制冷量(单位为 kW)的关系

液管内径 (mm)	压力损失 / 长度 / 制冷量	长度为 30 m 时的压力损失						
		0.005	0.01	0.02	0.03	0.05	0.08	0.1
8	R12	1.40	2.1	2.8	3.84	5.08	6.83	7.68
	R22	1.81	2.65	3.84	4.89	6.28	8.03	9.07
10	R12	4.36	6.46	9.42	11.86	15.70	20.9	23.7
	R22	5.93	8.72	12.6	15.7	20.2	26.2	29.7
13	R12	8.02	11.9	17.5	21.5	29.7	38.4	43.4
	R22	11.2	16.4	23.4	29.3	38.4	48.9	55.8
20	R12	16.1	23.7	34.9	45.4	59.3	80.2	87.2
	R22	22.7	33.2	48.9	59.3	80.3	101.2	115.1
25	R12	33.2	48.9	73.3	90.7	125.6	164	181.4
	R22	45.4	66.3	94.2	122.1	157	171	230.3
30	R12	55.8	83.7	122.1	153.5	202.4	265.2	307
	R22	76.8	111.7	164	202.4	265.2	341.9	383.8
38	R12	90.7	132.6	195.4	244.2	331.5	424.5	488.5
	R22	129.1	188.4	272.1	334.9	453.6	476.8	645.5
50	R12	181.4	265.2	390.8	498.9	662.9	872.3	978.9
	R22	261.7	366.3	540.8	680.4	907	1151.4	1325.8

表 6-3 配管中阀及接头的压力损失(相当于米水柱的压力损失)

配管尺寸 D_g(mm)	10	13	20	25	30	38	50	63	75	80	100
球形阀：电磁阀	4.3	4.9	6.7	8.5	11.0	12.8	17.2	21.0	25.5	30.4	36.0
角度阀	2.1	2.8	3.7	4.6	5.5	6.4	8.5	10.4	12.8	15.0	17.2
弯　头	0.3	0.6	0.6	0.9	1.2	1.2	1.5	2.1	2.4	3.1	3.7
T 型接头	0.9	1.2	1.5	1.8	2.4	2.7	3.7	4.3	5.2	6.1	6.7

表 6-4 当蒸发器阻力损失超过表中数值时推荐用外平衡膨胀阀

压力损失 / 制冷剂 / 蒸发温度(℃)	R12	R22	R502
	Δp(MPa)	Δp(MPa)	Δp(MPa)
10	0.020	0.025	0.030
0	0.015	0.020	0.025
−10	0.010	0.015	0.020
−20	0.007	0.010	0.015
−30	0.005	0.007	0.010
−40	0.003	0.005	0.007
−50		0.003	0.005
−60		0.002	0.004

表 6-5　L5/TE5(用于 R12)膨胀阀的容量性能表

蒸发温度(℃)	制冷量(kw) 阀两端压力差 Δp(MPa)					型号规格
	0.2	0.4	0.6	0.8	0.10	
+10	6.28	7.9	9.4	11	12.7	TF/TEF5-2
0	5.35	6.5	7.3	9	10.1	
−10	4.54	5.3	6	6.9	7.6	
−20		4.2	4.7	5.2	5.7	
−30		3	3.3	3.6	3.8	
−40		1.6	1.9	2.1	2.3	
+10	8.8	10.9	12.7	14.5	16.3	TF/TEF5-3
0	8.6	10.1	11.3	12.4	13.6	
−10	7.6	3.5	9.3	10.2	11.2	
−20		7	7.6	8.1	8.7	
−30		5.5	5.9	6.3	6.7	
−40		3.9	4.2	4.5	4.3	
+10	18	20.5	23.1	25.9	28.5	TF/TEF5-5
0	17.8	19.1	20.8	22.7	24.4	
−10	15.5	16.7	18	19.3	20.6	
−20		14.1	14.9	15.7	16.5	
−30		10.9	11.4	12.4	12.6	
40		7.4	7.8	8.1	8.5	
+10	23.5	29.4	32.8	35.1	35.7	TEF5-8
0	21.4	26.3	29.1	31.2	32.2	
−10	19.1	23.5	25.8	27.5	28.5	
−20		20.6	22.6	23.8	24.8	
−30		16.4	18.1	19.2	18.9	
−40		12.7	14.1	15	15.7	

注：在表 6-5 中：

① 阀前液体过冷度为 4℃。

② 阀的最大制冷量为表中数值的 120%。

③ TF5-3 表示内平衡膨胀阀，用于 R12，5 为尺寸规格编号，标准制冷量为 3 冷吨；TEF5-3 则表示外平衡膨胀阀，其余数字含义与内平衡阀相同。

④ 这些膨胀阀是 DANFOSS 公司的产品。

5. 热力膨胀阀的安装、调试及故障分析

热力膨胀阀的安装要注意液体的流向，要将膨胀阀的出口接在蒸发器的进口管上，感温包应贴附在蒸发器的出口管上。感温包所在位置最好应低于膨胀阀，而且应水平放置或者头部朝下，以保证感温工质液体始终在感温包中。感温包同蒸发器接触面应除锈干净，绑好以后，外面最好包以保温材料。外平衡管在蒸发器出口管上的接点应接近感温包，一般在感温包下游 100 mm处。当用一个外平衡式膨胀阀向几个蒸发器供液，或者一个蒸发器有几个通路时，在膨

胀阀后面要装分液器，以保证液体的平均分配。由分液器至蒸发器的所有配液管应有相同的直径和长度。除此之外，膨胀阀的安装还应注意下列事项：

(1) 首先应检查膨胀阀是否完好，特别是感温机构部分。因为在感温机构内充有氟利昂等工质，如有漏泄，则弹簧力把阀孔关闭，膨胀阀就无法工作。

(2) 膨胀阀一般都正立式安装，不允许倒置。

(3) 当水平回气管直径小于 25 mm 时，感温包可以扎在回气管的顶部；当水平回气管直径大于 25 mm 时，感温包可以扎在回气管的下侧 45°处或者侧面中点处。感温包无论如何不能贴附在水平回气管的底部，以防管子底部积油等因素影响感温包正确感温。

(4) 在需要提高感温包反应速度的场合，需要用标准的感温包，放在单独的套管内，把套管安置在蒸发器回气管里，或者直接将感温包放在回气管内。但由于它的安装、检修都不方便，一般很少采用。

热力膨胀阀的调整必须在制冷装置正常运转状态下进行。一般来说，蒸发器出口冷剂的过热度在 3～5℃较好，这时通过蒸发器的冷剂流量是合适的。在调整中，如感到过热度太小，即流量太大，则可把调节杆按顺时针方向转动半圈或一圈(即增大弹簧力减小阀开度)，使流量减小；反之，感到过热度太大，即流量太小，则可把调节杆逆时针转动，使流量增大。在整个调节过程中要细心，调节杆转动的圈数一次不宜太多(调节杆转动一圈，过热度的变化约 1～2℃)。耐心地经多次调整直至满足要求为止。

热力膨胀阀的常见故障和排除方法，可见表 6-6。

表 6-6　热力膨胀阀的常见故障和排除方法

故障和不正常现象	原　因	一般排除方法
制冷压缩机开车时，热力膨胀阀打不开	① 感温包内充注工质泄漏 ② 过滤器和阀孔被堵塞	① 修理或更换膨胀阀 ② 清洗过滤器或阀件
制冷压缩机启动后，阀很快被堵塞(吸入压力降低)，阀外加热后，阀又立即开启工作	系统内有水分，水分在阀孔处冻结，造成冰塞	加强系统干燥(在系统的液管上加装干燥器或更换干燥剂)
膨胀阀进口管上结霜	膨胀阀前的过滤器堵塞	清洗过滤器
膨胀阀发出"丝丝"的响声	① 系统内制冷剂不足 ② 液体无过冷度，液管阻力损失过大，在阀前液管中产生"闪汽"	① 补充制冷剂 ② 保证液体冷剂有足够大的过冷度
膨胀阀供液一会多，一会少，但有液体进入蒸发器	① 选用了过大的膨胀阀 ② 开启过热度调得过小 ③ 温包位置或外平衡管位置不当	① 改用容量适当的膨胀阀 ② 调整开启过热度 ③ 选择合理的定装位置
膨胀阀关不小	① 膨胀阀损坏 ② 感温包位置不正确 ③ 膨胀阀内传动杆太长	① 更换或修理膨胀阀 ② 选择合理的定装位置 ③ 把传动杆稍微锉短一些

上述主要分析了内、外平衡热力膨胀阀，除此之外，还有恒压膨胀阀，热电膨胀阀等，其工

作原理及使用场合可参阅有关文献，在这里不再赘述。

6.2.2 毛细管

家用冰箱、窗式空调器和小型除湿机的制冷机组中，常用毛细管作为节流机构，成为蒸发器供液的控制元件。毛细管是一段管径为 0.6～2 mm 的等截面紫铜管，长度常在 0.5 m 以上。管子的长度和直径视各制冷装置的需要面定，重要的是当毛细管的直径与长度确定后，就要严格地限制制冷系统的充液量，要使毛细管的阻力能满足从冷凝器来的高压液体制冷剂流经毛细管时，不断克服阻力而自身压力不断下降，到毛细管出口处其压力与蒸发压力相等，并使通过毛细管的制冷剂流量与制冷装置的制冷量相匹配。

1. 毛细管工作的特点

利用毛细管作为节流元件的制冷系统的工作特点是：

(1) 不能按工况变化需要调整流通截面。

(2) 压缩机停机后，冷凝器与蒸发器仍畅通，稳定后，冷凝压力与蒸发压力相等($p_k=p_0$)。毛细管作为流量调节元件与节流元件时，稍具有自平衡能力。例如当 $\Delta p=(p_k-p_0)$增大时，流经毛细管的流量起初亦增加，但同时流动阻力亦增加，进而又有抑制流量继续增加，直至一个新的平衡流量；相反当 Δp 减小，流量开始亦减小，然后又有抑制流量过分减少的能力，借这点自平衡能力毛细管可适应工况微小变化时作相应的流量微小变化。

(3) 压缩机停机后，冷凝压力与蒸发压力很快平衡，因此减轻了电动机的起动扭矩，故可选用功率较小，价格较低廉的低起动转矩电动机。但同时亦要避免压缩机刚刚停机，高低压力尚未平衡，马上又启动压缩机，引起过载甚至烧坏电动机。

(4) 为防止停机时，制冷剂进入蒸发器过多，在起动时产生冲缸，要严格控制用毛细管节流的制冷系统的制冷剂充注量，要保证即使在全部制冷剂进入蒸发器的情况下也不会引起液击。

(5) 毛细管节流元件简单便宜，但管径小，管子又长，易堵塞，要求系统内清洁、无杂质，过滤网孔要细又密。

(6) 毛细管的选用是与制冷装置相匹配的，故不能随意更换毛细管，特别是当所用的管内径与粗糙度不均匀、缺少互换性时，更应注意，否则会严重影响制冷系统的正常工作。

2. 毛细管的选配

在选配毛细管时，一定要使毛细管的长度、直径与制冷装置的工况相匹配，否则定会影响制冷系统的正常工作，或达不到要求的制冷量。由于制冷剂在毛细管的流动过程是两相流动，加上各根毛细管的内径及粗糙度往往缺少互换性，因此，准确定量计算比较困难，对它的研究还在不断深入。目前各工厂中选配毛细管的方法，一般是用计算法或图解法初步估算毛细管的直径和长度，然后用实验方法确定最佳的直径与长度。

目前各厂及有关文献推荐毛细管的长度与直径的初步估算公式甚多，多半是半经验公式，现介绍下式作计算参考：

$$G=5.44(\Delta p/L)^{0.571}D^{2.71},$$

式中：G 为制冷剂流量，g/s；Δp 为毛细管进、出口压力差，MPa；L 为毛细管长度，m；D 为毛细管的直径，mm。

6.2.3 浮球阀

浮球阀是用于液位调节的自动节流阀。它适用于具有自由液面的蒸发器(如壳管式、蒸发式和螺旋式等)和中间冷却器等。浮球阀主要用于R717制冷装置。

浮球阀按其工作压力可分为低压浮球阀和高压浮球阀两类。低压浮球阀是安装在蒸发器或中间冷却器的供液管路上,用来保持蒸发器或中间冷却器的液位。高压浮球阀则是安装在高压液体管路上,用来保持冷凝器或贮液器的液位,从而间接地调节蒸发器的供液量。高压浮球阀只适用于一个蒸发器的制冷机组,所以现在用得很少。

低压浮球阀按制冷剂液体在其中的流通方式可分为直通式及非直通式两种。图6-10示出了它们的结构示意及非直通式的管路系统。浮球阀是用液体连接管及气体连接管分别与蒸发器(或中间冷却器)的液体部分及气体部分连通,因而两者中具有相同的液位。当蒸发器(或中间冷却器)内的液面下降时阀体内的液面也随之下降,浮球落下,针阀便将阀孔开大,于是供液量增大。反之当液面上升时浮球上升,阀孔开度减小,供液量减小。而当液面升高到一定的限度时阀孔被关死,即停止供液。所以浮球阀对供液量的调节属比例调节。

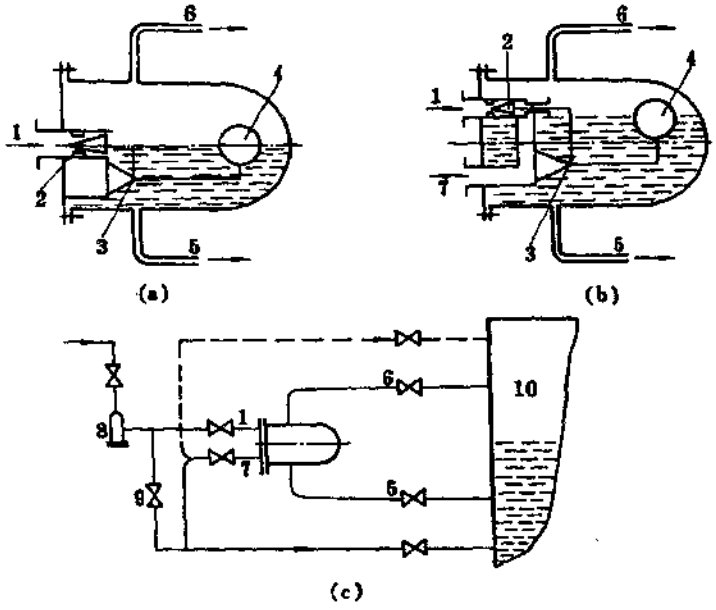


图6-10 低压浮球阀的结构示意及管路系统图

(a) 直通式;(b) 非直通式;(c) 非直通式的管路系统
1—液体进口;2—针阀;3—支点;4—浮球;5—液体连接管;6—气体连接管;7—液体出口;
8—过滤器;9—手动节流阀;10—蒸发器或中冷器

直通式及非直通式浮球阀中液体的流通方式是不相同的。在直通式浮球阀中液体经阀孔节流后先流入壳体内,再经液体连接管进入蒸发器(或中间冷却器)中。而节流时产生的蒸气则经气体连接管进入蒸发器(或中间冷却器)中。在非直通式浮球阀中液体不进入阀体,而是用一单独的管路送入蒸发器(或中间冷却器)中。直通式浮球阀比较简单,但阀体内因进入液体的冲击作用而引起液面波动较大,使浮球阀的工作不稳定;而且液体从阀体流入蒸发器(或中间冷

却器)是依靠液位差,因此只能供液到液面以下。而非直通式浮球阀工作较稳定,因节流后的压力高于蒸发器(或中间冷却器)压力,可以供液到蒸发器的任何部位。

在大型制冷设备中还可将非直通式浮球阀用作感应机构,用气动式主阀为执行机构,共同实现对供液量的调节,如图 6-11 所示。气动主阀的动力元件为膜片 2。当蒸发器内的液位较低时浮球阀处于工作状态,使膜片 2 上方的空间与高压侧接通(但中间经过浮球阀阀孔的节流),于是膜片下曲,通过推杆使阀芯下移,阀孔被打开,液体经节流进入蒸发器。气动主阀的开度随着膜片上方的压力而变,故属于比例调节。当蒸发器中的液位升高到一定限度时浮球阀关闭,膜片上方的空间同高压侧断开,其中存留的液体经小孔 3 流下,膜片上下的压力平衡,于是在弹簧的作用下气动主阀关闭。弹簧的弹力可用调定螺丝来调定。

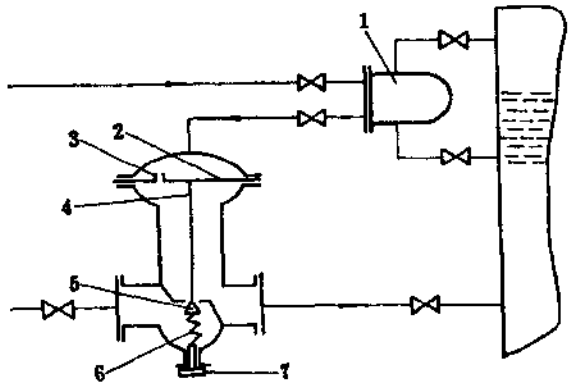


图 6-11 浮球阀同气动主阀联合使用

1—低压浮球阀;2—膜片;3—小孔;4—推杆
5—阀芯;6—弹簧;7—调定螺丝

从调节特性来分析,浮球调节阀是属于比例作用类型,即液面的变化与阀开度的变化是成正比例的,它存在静态偏差,但一般这静态偏差量比较小。

6.3 冷藏库温度的调节

冷藏不同食品的冷库需不同的库温。库温又是随冷库负荷的变化而变动。为了保证冷藏食品的质量,要求冷藏库温度稳定在要求值上(即给定值),所以对库温必须进行自动调节。

库温的自动调节依据不同的温度控制精度,采用与之相适应的调节方案。目前,在库温调节系统中,双位调节系统的应用较为普遍。

6.3.1 温度继电器

温度继电器是用来控制冷库温度的一种控制开关。在单机单库场合,可用温度继电器直接控制压缩机停、开,使库温稳定在所需的范围内。在单机多库的制冷装置中,温度继电器是和电磁阀配合使用,对各库的温度进行控制。当库温上升到上限温度值时,温度继电器把电磁阀线圈电路接通,电磁阀开启,制冷剂进入库房蒸发器蒸发降温;当库温下降到下限值时,温度继电器把电磁阀线圈电路切断,电磁阀关闭,制冷剂停止进入蒸发器,从面把库温稳定在所要求的范围内。

温度继电器实际上是双位调节器。下面介绍几种常用的温度继电器。

1. WT-1226 型温度继电器

图 6-12 是 WT-1226 型温度继电器结构简图,它是温包式温度继电器。它主要由温包、毛细管、波纹管、定值弹簧、差动弹簧、杠杆、拨臂、触头等部件组成。其中温包 1,毛细管 2 和波纹管 3 构成感温机构。在密封的感温机构中充以 R12、R22 或 R40(氯甲烷)工质,供不同的使用场合选用。温包感受被测介质温度后,工质的饱和压力作用于波纹管上,使顶杆产生向上的

顶力，此顶力矩与定值弹簧 8 所产生的力矩，对刀口支点达到力矩平衡。其受力分析见图 6-13 所示。

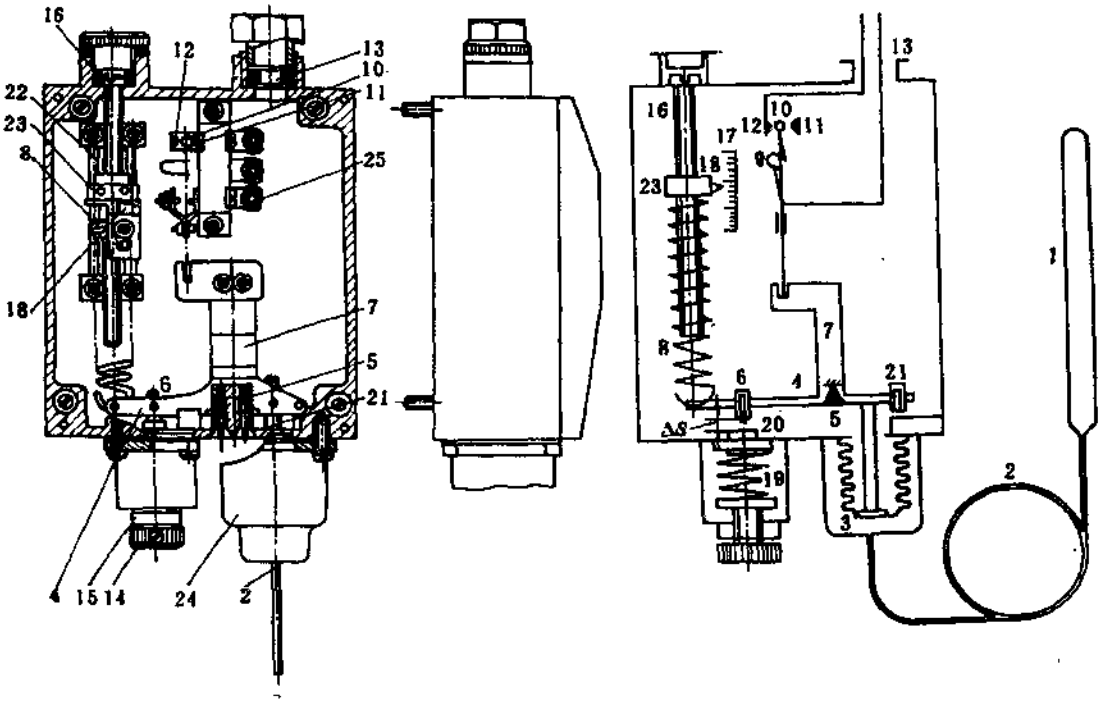


图 6-12　典型温包式温度双位调节器

1—温包；2—毛细管；3—波纹管；4—杠杆；5—刀口支点；6—螺钉；7—拨臂；8—主调弹簧；9—跳簧片；10—动触头；11、12—定触头；13—进线孔；14—幅差旋钮；15—幅差标尺；16—上调螺杆；17—温度标尺；18—指针；19—幅差弹簧；20—弹簧座；21—上动螺钉；22—导杆；23—活动螺母；24—波纹管室；25—接线柱

当被测介质温度变化时，温包和波纹管中的饱和蒸气压力亦产生相应的变化，使波纹管的顶力矩和定值弹簧所产生的力矩失去平衡，使杠杆转动。若杠杆转动 $\Delta\phi$ 角度后，使点 A 走过一段间隙 ΔS，差动弹簧才开始作用在杠杆上，此时，波纹管的顶力矩需克服定值弹簧作用力矩和差动弹簧作用力矩后，才使杠杆继续转动。当杠杆再继续转动一个（$\Delta\phi'-\Delta\phi$）角度后，拨臂 7 拨动触头 10，使之迅速动作。旋转差动旋钮 14，改变差动弹簧作用力，可调整继电器和差动范围。

在制冷技术中，WT-1226 温度继电器普遍用于冷库库温控制，感温机构感受冷库室内温度，控制制冷剂供液电磁阀的开与关。当动触头与定触头 12 闭合时，电磁阀导通，制冷剂进入冷库蒸发器降温。当冷库温度下降到规定的下限值时，温包压力下降，通过波纹管-杠杆作用，可使动触头10脱离定触头12，同定触头11闭合，电磁阀断路，制冷剂停止进入冷库。

从温度继电器动作过程中，我们可以看到，在降温控制中：

(1) 定值弹簧的拉力的大小决定了温度断电器的预定下值温度值。数值大小可以从标尺 17 上反映出来，旋动主调螺杆 16，改变定值弹簧的拉力，就能调整所需的预定下限温度值。

(2) 差动弹簧的压力大小，决定了差动的大小（温度继电器触头从“断开”到“闭合”的温度值称之为差动）。旋转差动旋钮 14，改变差动弹簧的压力就能获得不同的差动范围。以菜库为

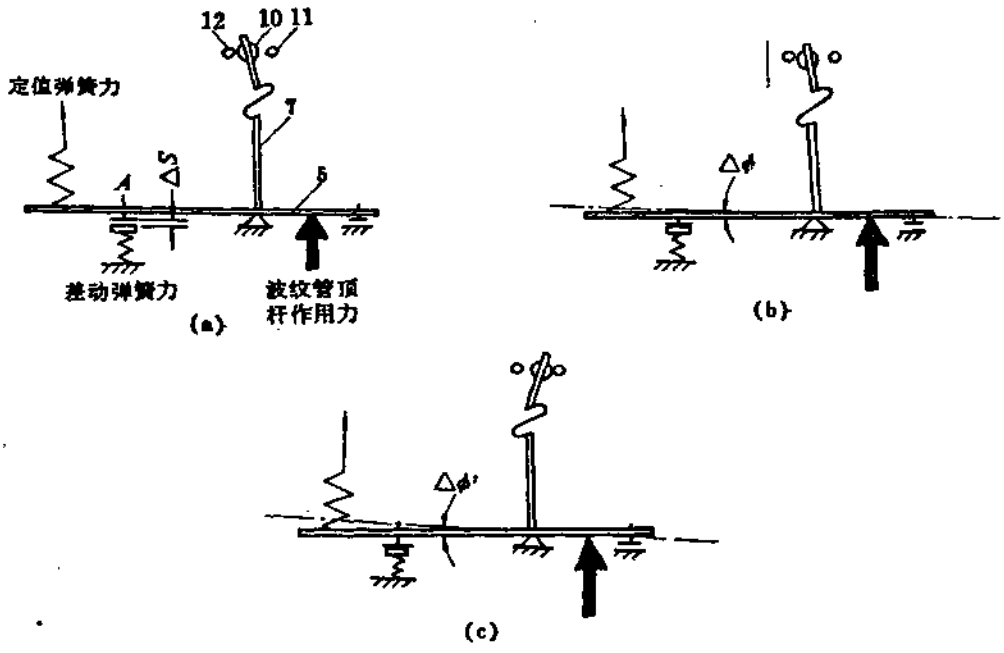


图 6-13　温包式双位调节器力分析图

例：要求库温为+3～+5℃，我们就把定值弹簧调到+3℃，差动范围调动+2℃，则当库温下降到+3℃时，温度继电器触头跳开，电路被切断，电磁阀关闭，停止向库房供液；当库温回升到+5℃时，温度继电器触头闭合，电路接通，电磁阀开通，恢复向库房供液进行降温。

WT-1226 型温度继电器有不同的规格，以适应不同的温度控制范围。选用时还要注意毛细管所需长度以及触头的电压容量。

(3) 温包应放在能正确反映冷库内空气流动的地方。不应过于接近冷库壁面或冷却盘管，不应置于冷库门口或热货处。在吹风冷却的冷藏库中，温包一般接近于回风口。

2. WJ-3.5 型温度继电器

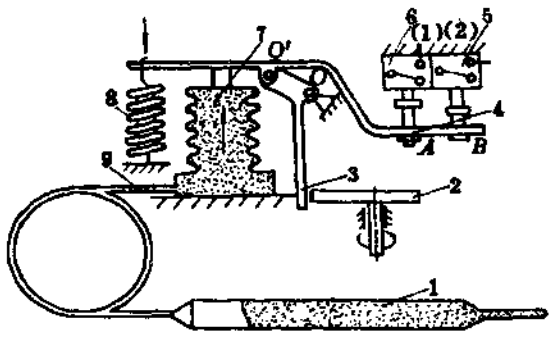


图 6-14　WJ-3.5 型温度继电器的原理图

1—感温包；2—偏心轮；3—曲杆；
4—杠杆；5—微动开关；6—微动开关；
7—波纹管；8—弹簧；9—毛细管

它的结构与 WT-1226有明显的区别，但就其工作原理来说是大致相仿的。

WJ-3.5 型温度继电器的工作原理，如图6-14所示。由感温包 1、毛细管 9、波纹管 7 所组成的感温机构，对杠杆 4 产生一个顶力，此顶力矩与弹簧产生的拉力矩相平衡，若被测介质的温度低于调定值时，由于顶力矩小于拉力矩而使杠杆以 O' 为支点逆时针方向转动，杠杆将微动开关按下，可以切断电源，停止电磁阀供液；反之，当被测介质温度上升，则动作过程相反，使微动开关复位，使电磁阀电路导通，电磁阀开通供液。

温度调定值的调整是由偏心轮 2 来控制的。当转动偏心轮推动曲杆 3 向左移动时，由于曲杆以 O 点为支点作顺时针方向转动，把弹簧的拉力矩增大，这就使温度调定值升高；反之，则可使温度调定值降低。

它的差动温度（即动作温度差）是固定的，不能自行调整，一般为 1～2℃。

它有两只微动开关。一只用于制冷工况控制，另一只用于制热（如有热泵型空调器）工况的控制。

3. WTQ-288 型电接点压力式温度计

WTQ-288 型电接点压力式温度计适用于测量 20 m 之内的对铜和铜合金不起腐蚀作用的液体、气体的温度，并能在工作温度达到和超过预定值时，发出电的信号和警铃。它也能作为温度调节系统内的电路接触开关。

其结构示意如图 6-15 所示。温包 1、毛细管 2 和弹簧管 7 组成一个密闭的感温系统。系统内充注一定压力的氮气。温包插在被测介质中，当被测介质的温度变化时，温包内氮气的压力也相应变化，此压力经毛细管传给弹簧管并使其变形。借助与弹簧管自由端相连的传动杆 9，带动齿轮传动机构 8，使装有示值指示针 5 的转轴偏转一定的角度，于标盘上指示出被测介质的温度值。

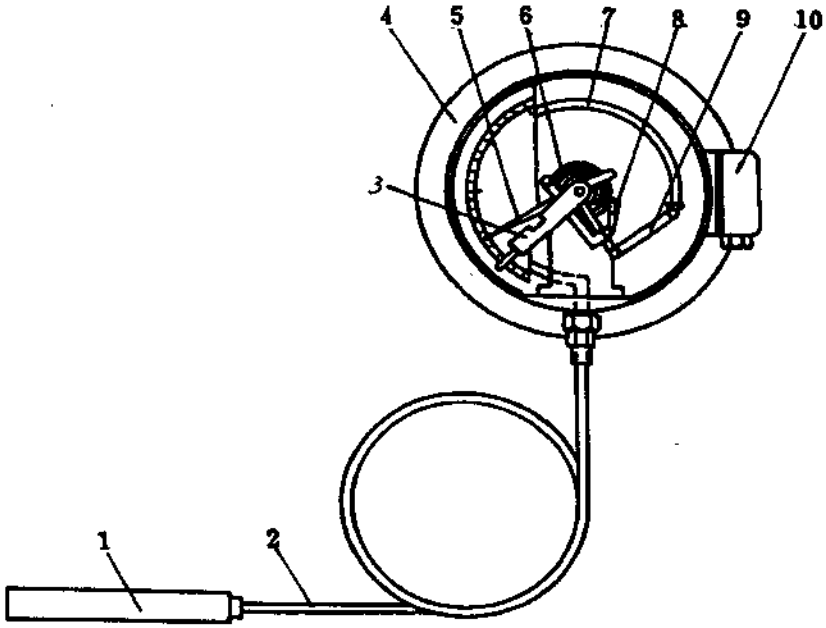


图 6-15　WTQ-283 型电接点压力式温度计结构示意图

1—温包；2—毛细管；3—接点指示针；4—表壳；5—示值指示针；6—游丝；7—弹簧管；8—齿轮传动机构；9—传动杆；10—接线盒

温度计电接点装置的上、下限接点，可按需要借助专用钥匙调整上、下限接点指示针 3 的位置（图上只画出了一根指针），使测温范围在任一预定值上，动接点是随着示值指示针 5 一起移动的。当被测介质的温度达到和超过最大（最小）预定值时，动触点便和上限接点（或下限接点）接触，发出电信号或警铃，或闭合（断开）控制电路。

接点的装置方式，一个作为最小极限（下限）接点，一个作为最大极限（上限）接点，见图6-16。如果按图6-16的方式接线，当被测介质的温度下降到下限值时，示值指示针（动接点）就和下限接点相接，1、2接通，信号灯就亮；当被测介质的温度上升达到上限值时，动接点就和上限接点相接，2、3接通，警铃就响。

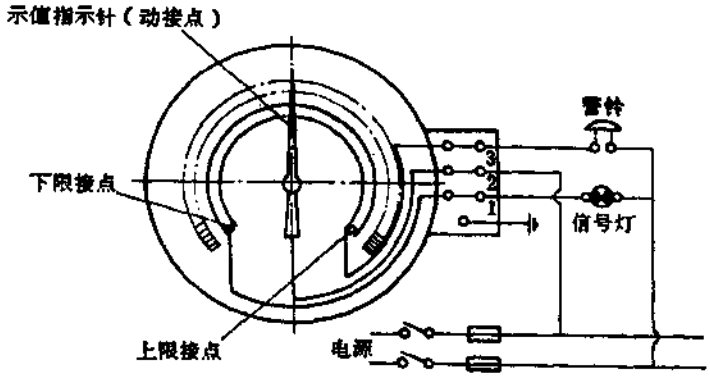


图 6-16

由于WTQ-288型温度计的接点功率容量小于10 V·A，一般只能串联在控制线路中，不能直接串接在动力线路中进行“断开”与“闭合”的动作，所以需要通过中间继电器在动力线路中执行“断开”与“闭合”的控制，否则触点易烧坏。

除了上面介绍的WTQ-288型电接点压力式温度计外，还有WTZ-288型、WTQ-280型和WTZ-280型。“280”型设有上、下限可调电极点，因此不能作为温度调节系统中的电路接触开关，它只能作远距离测量指示用。它们的主要技术数据见表8-7所示。

表 6-7　WTQ 型温度计技术参数

型　号	测温范围（℃）	精度等级	温包插入深度（mm）	温包耐压（MPa）	表面直径（mm）	温包安装螺纹
WTQ－288	－60～＋40	2.5	320～420	1.6	150	M33×2
WTQ－280	－30～＋40					
WTZ－288	－20～＋60	2.5	170～260	1.6	100，125，150	M27×2
WTZ－280	0～＋50					

6.3.2　电磁阀

电磁阀是一种开关式（即双位式）自动阀门，它能适用于各种工质，包括气体或液体的制冷剂、淡水、盐水和润滑油。

在制冷装置中，贮液器（或冷凝器）与膨胀阀之间一般都装有电磁阀。在单机单库场合，电磁阀的线圈往往同压缩机的电动机线路串接。当压缩机启动运行，电磁阀随即开启；压缩机停止工作时，电磁阀马上关闭，以免大量制冷剂液体在停机时进入蒸发器，防止压缩机在再次启动时发生液击冲缸现象。在一机多库或多机多库场合，电磁阀受温度继电器控制。当温度下降至调定下限值时，电磁阀关闭，停止供应冷剂，让库温回升；当温度上升到调定上限值时，电磁阀开启，供应冷剂降温。

电磁阀一般由电磁头外壳、线圈、芯铁、弹簧、膜片或活塞、阀体、密封环等主要部件组成。目前国产的电磁阀虽有多种形式，但就其动作原理来说，基本上是两种，一种是直接动作的(即一次开启式)；另一种是间接动作的(即二次开启式)。

FDE-3 型电磁阀是通径为3 mm 的一次开启式电磁阀，其结构见图 6-17。它的工作原理是：当接通电源时，线圈 1 通电产生磁场，芯铁 2 被磁力吸起，阀口被打开，流入端与流出端相通；当线圈电源被切断时，磁力消失，芯铁在弹簧力和自重的作用下关闭阀门。

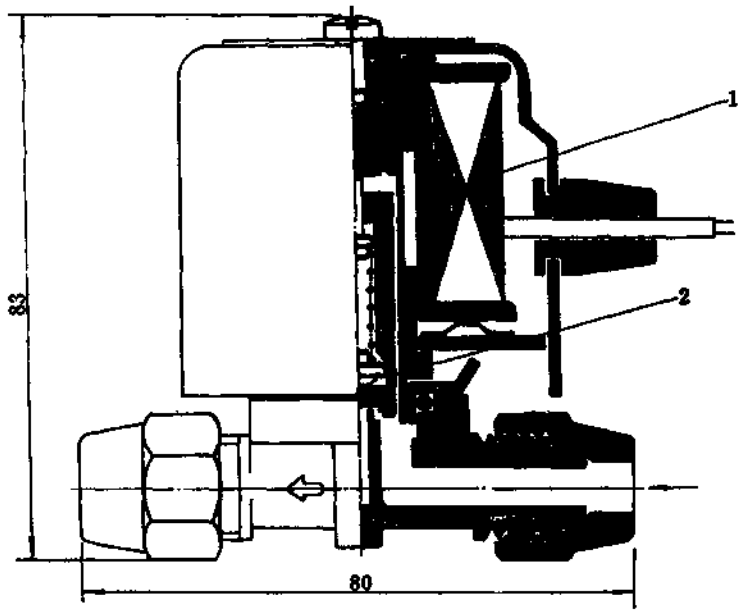


图 6-17　直接动作电磁阀

1—线圈；2—芯铁

FDF-25 型电磁阀是通径为 25 mm 的二次开启式电磁阀，其结构见图 6-18 所示。它的工作原理是：当线圈 1 接通电源时，产生磁场，吸起芯铁 2，小阀口 3 被打开，使活塞上部空间与阀后相通，此空间内的压力迅速下降至阀后压力，由于阀后压力低于阀前压力，故在活塞上下形成了一个压力差，从而使活塞向上移动，阀门被打开；当线圈电源被切断时，磁力消失，芯铁在弹簧力和自重的作用下，下落关闭小阀口，此时阀前介质通过活塞上的平衡小孔(图上未画出)进入活塞上部空间，使上部空间压力等于阀前压力，活塞在弹簧力和自重的作用下，下移关闭阀门。

二次开启式电磁阀的优点是：电磁阀线圈仅仅操纵尺寸及重量甚小的芯铁，由于小阀口的打开，利用管道中液(或气)体介质的压力作自给放大，形成压差，推动活塞打开阀门，因此不论电磁阀的通径大小如何，其电磁头包括线圈均可做成一个通用尺寸，因而减轻了重量尺寸，并便于系列化生产。

二次开启式电磁阀除了采用活塞结构外，还有其他多种形式。图 6-19 所示的是。DF-25 型采用膜片式结构的电磁阀，它适用于淡水或海水介质。

电磁阀的选用，一般依据管路尺寸的大小，配置接管尺寸与它相同的电磁阀。另外要选用适合于该装置中介质的阀体材料。

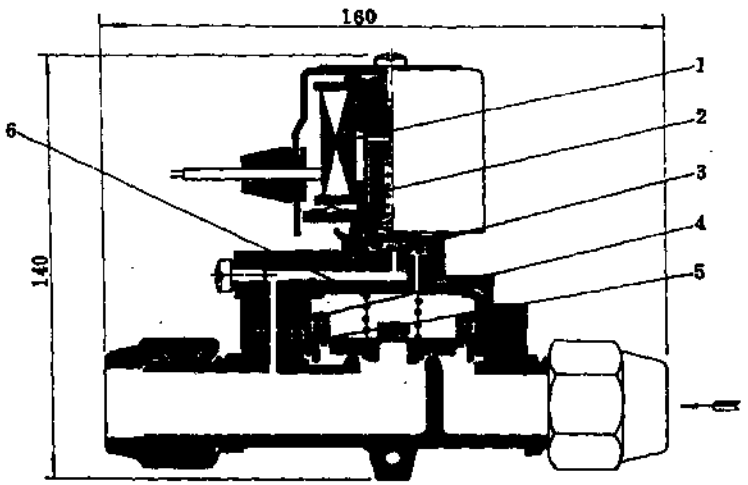


图 6-18　间接动作电磁阀

1—线圈；2—芯铁；3—小阀口；4—活塞；5—节流孔；6—复位弹簧

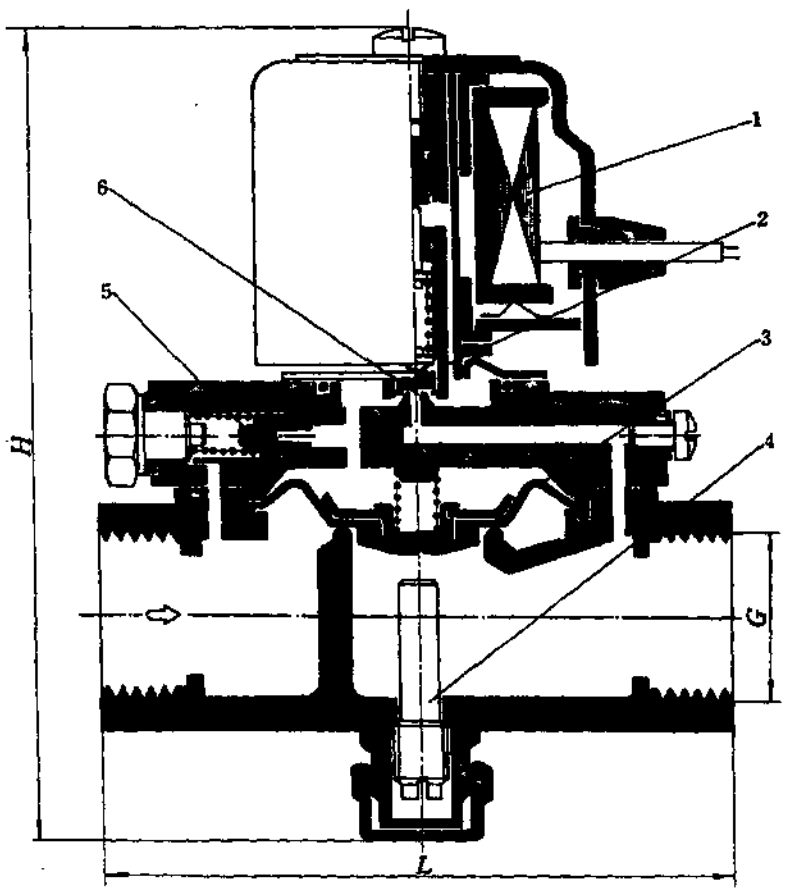


图 6-19　膜片式电磁阀

1—线圈；2—芯铁；3—膜片；4—顶杆；5—节流孔；6—小阀口

电磁阀的安装应注意：

(1) 电磁阀应垂直安装在水平管道上，介质流动方向应与电磁阀外壳箭头方向一致。

(2) 阀前应安装过滤器，防止产生孔道堵塞。

(3) 阀所在位置应是振动较小的地方。

(4) 电源电压应与电磁阀铭牌上规定的使用电压相等。

(5) 使用电压应小于阀所规定的许用压力。

6.4 压缩机能量调节

压缩机能量调节是指调节制冷压缩机的产冷量，使它经常与外界热负荷保持平衡。进行能量调节可有以下三方面的好处：

(1) 压缩机的产冷量与外界热负荷平衡，减少无用的损耗，提高运行的经济性。

(2) 能保持平稳的蒸发温度与冷库温度，如果压缩机无能量调节，仅靠热力膨胀阀的有限控制，蒸发压力和冷库温度波动较大。同时，当蒸发压力小到一定程度后，会引起压缩机启动、停车频繁。有了压缩机能量调节后，可以改善这些性能。

(3) 可以轻载启动，避免引起电网负载波动过大，压缩机满载启动力矩较大，容易引起电机过载，既增大了电网负载的波动，又容易引起电机损坏。若选用容量大的电机来工作，则又降低运行效率。压缩机有了能量调节，启动时压缩机可处于卸载状态，进行空载或轻载启动，减小了启动负荷。

压缩机能量调节方法比较多，下面介绍几种常用的方法。

6.4.1 根据吸气压力来调节压缩机的能量

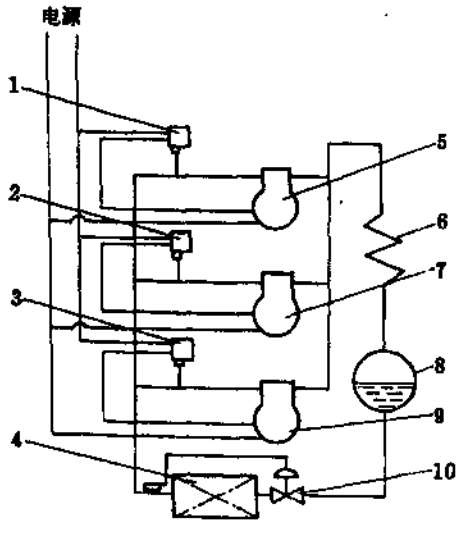


图 6-20 用压力控制器直接控制压缩机的启停的制冷装置

1、2、3—压力控制器；5、6、9—压缩机；4—蒸发器；7—冷凝器；8—贮液器；10— 热力膨胀阀

在压缩机工作缸数和转速不变情况下，外界热负荷的变化必然引起蒸发压力的变化，当热负荷增大时，蒸发压力相应升高；热负荷减小时，蒸发压力也相应降低。一般来说，如果没有其他因素影响，吸气压力基本上同蒸发压力是同步的。因此可以根据吸气压力的变化情况来调整制冷机的能量，使之与外界热负荷匹配。根据使用的控制器类型不同，该调节方法又有下面几种方式。

(1) 利用低压继电器直接控制压缩机投入运行时间与台数，若制冷装置使用不带卸载装置的压缩机，可以由吸气压力高低直接控制压缩机的启动与停车时间，单机是如此，多机也可以如此。图 6-20 是有三台压缩机的制冷装置，每台压缩机的低压继电器(图中压力控制器)，分别控制电动机的启、停。

若蒸发器热负荷降低，吸气压力就降低，当

它降到压力控制器 1 的调定值 p_{10}时，它就切断 5 号压缩机电机的电源，使之停止工作，此时整个装置的能量就下降。若吸气压力不再继续下降，则装置处于双机工作状况。若吸气压力不但不下降，反而有回升，当升到 p_1 时，1 号压力控制器又接通 5 号压缩机电机的电源，使之再次投入工作。(p_1-p_{10})就是 1 号压力控制器的差动值。

若 5 号压缩机停车之后，吸气压力继续下降，当下降到 p_{20}时($p_{20}<p_{10}$)，2 号压力控制器断开，使 7 号压缩机停止工作。当压力回升到 p_2 时，又可使 7 号压缩机投入工作，(p_2-p_{20})是 2 号压力控制器的差动值。

若 5 和 7 号压缩机均停止工作后，吸气压力仍继续下降，当降到 p_{10}时，9 号压缩机也停止工作。

用这种方法控制投入运行的台数，简单可行，可获得较粗范围的能量调节效果，对于热负荷变化不太频繁的装置比较合适，其缺点是能量调节幅度太大，只能整机投入或切断。

销量很大的家用冰箱、冷柜的压缩机，均采用温度继电器来控制其启、停的。它是取用库温参数来进行控制的。

(2) 压力控制器-电磁阀式能量调节。凡是制冷压缩机本身带有自动卸载机构时，均可有条件采用这种能量调节系统。

图 6-21 表示一台空调用八缸压缩机采用本方案作能量调节的原理图。压缩机每两个气缸为一组，由一套载卸机构控制。卸载机构的油缸驱动气缸外侧的拉杆。其原则是：当油缸有油压时驱动拉杆，压下吸气阀片，该组气缸工作；当油缸泄压，则吸气阀片由弹簧自动顶开，不起开、闭作用，成为空行程，该组气缸卸载。图 6-21 中仅示出推动卸载气缸的油缸，其余部分省略。该压缩机有两组气缸为基本工作缸(Ⅰ组和Ⅱ组)，在运行时不能调节；中间两组(Ⅲ、Ⅳ)调节气缸分别由压力控制器 P3/4，P4/4 控制；这两只吸气压力控制器的差动值为 0.04～0.05 MPa，其接通压力和断开压力值如表 6-8 所示，其中 P4/4 为高负荷压力控制器，其接通压力按最高蒸发压力调定。两只压力控制器定值压力差 0.01～0.02 MPa，其能量调节

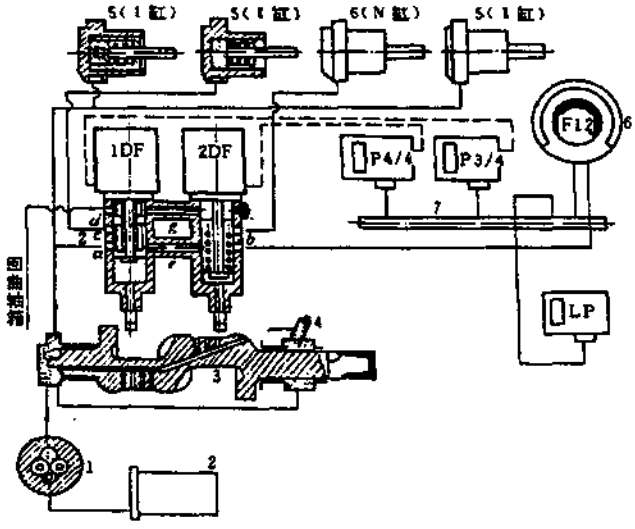


图 6-21　压力控制器电磁滑阀控制压缩机能量原理图

1—油泵；2—滤油器；3—曲轴；4—油压调节阀；5—气缸卸载机构的压力油缸；6—油压差表；7—吸气管；1DF、2DF—电磁滑阀；P3/4、P4/4—压力控制器；LP—低压控制器

范围八缸工作时为100%，六缸为75%，四缸为50%。基本工作缸Ⅰ，Ⅱ两组卸载机构的压力油缸直接与油泵出口相通，当压缩机刚起动时，油压尚未建立，油缸无油压，气缸吸气阀片被弹簧顶杆顶起，基本工作缸也被卸载，因此压缩机能处于全卸载工况轻启动。经几十秒种(限在一分钟以内)后，滑油压力建立，基本工作缸便投入工作。当热负荷大于四缸工作的产冷量时，吸气压力上升，超过P3/4的接通压力0.26 MPa，使P3/4接通，将电磁滑阀1DF吸上，压力油通过a孔，经c孔流入Ⅲ组气缸的卸载压力油缸，使Ⅲ组气缸投入运行，工作于75%工况。若由于负荷大，吸气压力仍继续上升，至0.28 MPa，使P4/4压力控制器也接通，电磁滑阀2DF被吸上，压力油从a孔经1DF滑阀下部，孔e、孔b流入Ⅳ组气缸的卸载压力油缸，使Ⅳ组气缸亦投入工作，此时压缩机作100%全负荷运行。

若负荷下降，吸气压力跌至0.23 MPa，则P4/4断开，电磁滑阀2DF失电关闭(如图示位置)，则Ⅳ组气缸断油泄压，油缸活塞被弹簧顶回，油缸中油经孔b、g与d流回曲轴箱，Ⅳ组气缸卸载，又恢复75%负荷运行。

若四缸工作时，吸气压力因负荷下降而跌至0.2MPa(表压)，则低压控制器LP动作，将压缩机停车。当停车后压力回升到0.24MPa，则LP接通，压缩机又自动启动作四缸50%工况运行。若吸气压力又逐步提高，则可依靠P3/4、P4/4和相应的电磁滑阀，使压缩机增缸至75%与100%工况运行。

表6-8　压力控制器动作参数

压力控制器	断开压力(MPa)	接通压力(MPa)	差动值(MPa)
P4/4	0-23(2℃)	0.28(6℃)	0.05
P3/4	0.22(1℃)	0.26(4℃)	0.04
LP	0.2(−1℃)	0.24(3℃)	0.04

注：表中压力值皆属表压。

如需要把八缸压缩机能量调节至25%这档(共100%，75%，50%，25%四档)，可由三个电磁阀用三个压力控制器分别控制。此时一组(两缸)为基本工作缸。至于用单独电磁阀还是用并联电磁滑阀取决于各厂家特色，在工作原理上并无实质差异。

(3) 用自动能量调节阀控制投入运行的气缸数。这种压缩机能量调节方式在国内外广为采用，它不用任何电器元件，仅由一只自动能量调节阀(实质上是比例式油压调节阀)来实现，结构十分紧凑。这种能量调节亦要求压缩机气缸具备自动卸载机构与油缸，目前我国生产的8FS10等型压缩机均采用它。

6.4.2　旁通能量调节

对于中小型自身不具备卸载机构的压缩机组，其系统能量调节可用一只旁通调节阀来实现。其系统原理图如图6-22(a)，典型旁通调节阀如6-22(b)所示。

这是一种将压缩机的部分排气经过旁通管由旁通调节阀控制，自动回流到压缩机吸气管，以改变压缩机有效排气量的一种简便方法。对于小型制冷装置，借此可以防止在热负荷很小

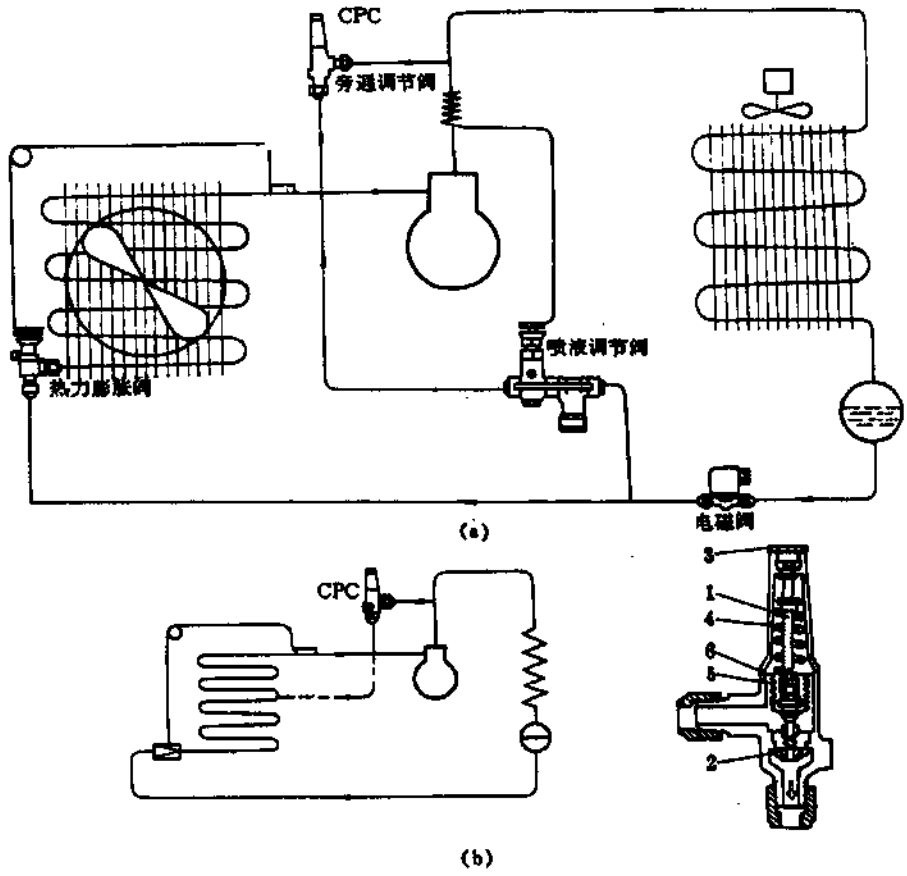


图 6-22　旁通能量调节

(a) 系统原理图；(b) CPC 型旁通调节阀结构图
1—调整杆；2—阀盘；3—保护盖；4—阀体；5—压力平衡波纹管；6—脉动阻尼器

时，冷库温度尚未达到，而吸气压力过低，使压缩机无法工作的局面。

旁通能量调节阀实际上是一种阀后恒压阀，当制冷装置热负荷减小，压缩机吸气压力下降至预定值时，当作用在阀盘 2 下方的吸气压力不足以弹簧 4 的张力(该张力是定值力，代表某一恒定的吸气压力)，于是旁通调节阀开启，吸气压力越低，开度越大，冷剂旁通量也越多。旁通的冷剂量补偿了由于热负荷下降而减少的蒸发器回气量，使吸气压力下降速度减慢，延长了压缩机工作时间。

使用旁通调节后，压缩机吸气温度增高，导致排气温度也相应增高，甚至超过允许值，需要采取专门措施改进，它们是：

(1) 旁通回气从贮液器顶部接出，该处高压冷剂为冷凝温度，比排气温度低得多，与吸气混合后排出温度不会太高，但却有液体抽回压缩机产生液击的危险。

(2) 热气旁通回流至蒸发器后半部，用热力回流来提高蒸发器出口过热度，促使热力膨胀阀开大，增大供液量，从而降低吸气温度，使排气温度不至过高。此法可提高低负荷时冷剂在蒸发器与吸气管中的流速，利于系统回油，但此法仅适用于单蒸发器。

(3) 加装喷液调节阀见图 6-22(a)系统图，喷液调节阀由喷液阀、节流阀、过滤器三部分组成，其关键部分为喷液阀，它的动作原理与热力膨胀阀相似，但为了提高灵敏度，采用了螺线管状温包(整个温包长 1.8 m)，全部绕在排气管外周，并用夹子固定。为防止喷液过多而引起液击，喷液阀与过滤器之间设有手动节流阀，工作时需先将手动调节流阀调整好，以限制其最大喷液量。当排气温度超过给定值时，感温机构中压力增大，开启阀，使一部分制冷剂液体流经它时节流降压进入吸气管中蒸发吸热，达到使排气温度下降的目的。对于 R12，R22 喷射阀调定的开阀温度是 80℃，可调范围为 50～110℃，对 R717 调定温度为 100℃，可调范围为 80～135℃，其波纹管最高耐压为 1.2 MPa(表压)，故喷液阀后面不允许装截止阀，以免工作时此阀忘开，液体压力将波纹管鼓破。最好喷液阀前亦装有一只电磁阀，保证只有压缩机工作时，电磁阀才开，避免停机时将液体吸入吸气管内。

6.4.3 压缩机电机变速调节

用电动机变速调节来达到压缩机能量调节的目的，效率最高，若电动机实现无级调速的话，则能在一定范围内实现连续能量调节的效果。

目前电动机调速使用最广泛的是变频调速和选用电磁式滑差电动机(可在 10%～100% 范围内连续调速)。但使用面尚不大，主要原因是初始投资很高。

6.5 蒸发压力调节

在制冷设备中，对蒸发压力进行控制的目的有两个：

(1) 保持蒸发压力恒定，减少冷库温度波动，保证冷藏物品质量，减少干耗。

(2) 一机多库时，可使不同库温中的蒸发器能在各自不同的蒸发压力下运行。在图 6-23 所示的一机三库中，由于各库的冷藏温度不同(鱼肉库－10℃，乳品库 2℃，菜库 5℃左右)，故要求各库蒸发器工作蒸发的温度(即蒸发压力)不同，菜库蒸发温度最高，乳品库次之，鱼肉库最低。由于压缩机运行时的吸气压力是按低温库的蒸发压力调定，这时，为了实现三个蒸发器能处于三个不同的蒸发温度工作，则需在高温库(菜库、乳品库)的蒸发器的出口处装上蒸发压力调节阀（又称背压阀），使阀前压力保持各自所需的蒸发压力，经阀节流后，阀后压力与吸气压力相同，这样就达到了各蒸发器在自己所需的蒸发压力下工作，满足冷藏食品对库温的要求。如果在高温库处不安装蒸发压力调节阀，则各蒸发器都只能在同一蒸发压力（低温库的蒸发压力）下工作，那末容易引起高温库中冷藏食品的变质和干耗增大。

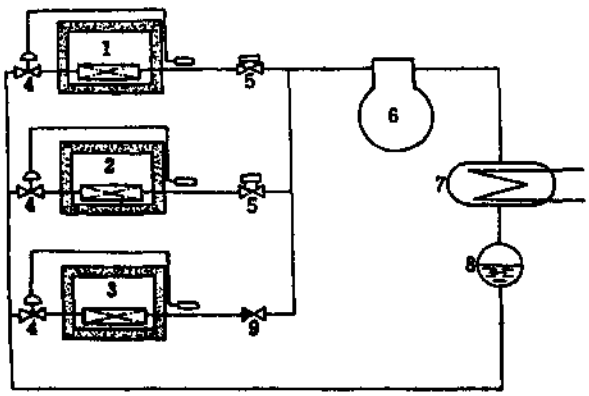


图 6-23 伙食冷库原理

1—菜库；2—乳品库；3—鱼肉库；4—热力膨胀阀；5—蒸发压力调节阀；6—压缩机；7—冷凝器；8—贮液器；9—止回阀

目前使用的控制蒸发压力的方法主要有下列几种。

6.5.1 直接用蒸发压力调节阀

对中小型冷库这是最常见的方法。阀安装的位置可见图 6-23。图 6-24 是一种蒸发压力调节阀。其动作原理是：当蒸发压力升高时，克服弹簧的压力，推动阀座 3 上移，阀口开大，使蒸发器流出的冷剂量增多，蒸发器的压力降低，保持在给定值范围内。相反，若蒸发压力下降，则导致阀口关小，流出的冷剂量减少，使蒸发压力回升至给定值范围内。

蒸发压力调节阀的调整方法是按照比库温低 5～10℃来决定制冷剂的蒸发温度，查出其对应的饱和压力(即蒸发压力)，这就是阀进口处冷剂气体压力的给定值。在调节前，应在接头 7 上接一压力表，并将阀 8 打开。在制冷设备正常运转条件下开始调整，先将调节杆放松以减小弹簧力，让阀开启工作，在冷库的库温降到给定库温时，随即转动调节杆 2，改变弹簧的压力直至压力表上的读数达到给定值为止(注意，压力表上的读数是表压力)。

图 6-25 是另一种蒸发压力调节阀，其动作原理与上述相同，但由于结构上采用了平衡波纹管，故阀的开度只与阀的入口压力有关，而与阀后压力无关。

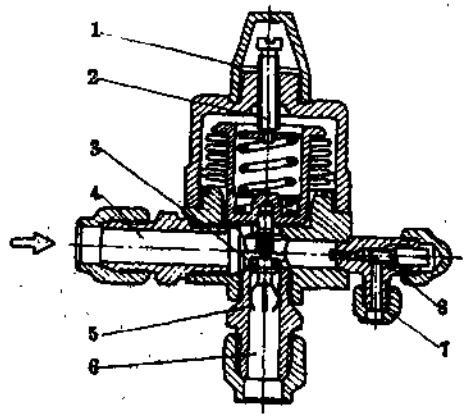


图 6-24 蒸发压力调节阀

1—电木罩；2—调节杆；3—阀座；4—进口；5—阻尼弹簧片；6—出口；7—压力表接头；8—压力表阀门

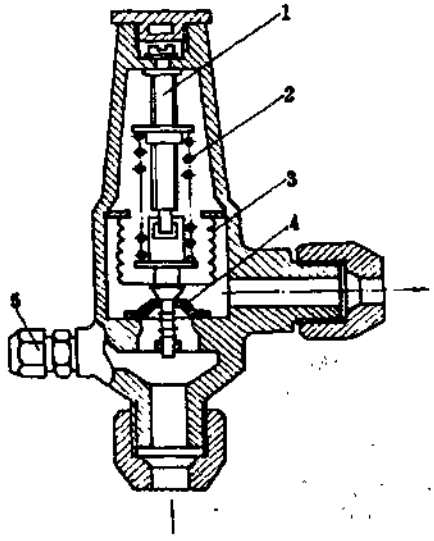


图 6-25 蒸发压力调节阀

1—调节杆；2—弹簧；3—平衡波纹管；4—阀板；5—压力表接头

6.5.2 利用“主阀”与“导阀”的组合形式来调节蒸发压力

其特点是可用一种规格的导阀作为控制阀，多种规格的主阀作为执行阀，来满足各种制冷装置的需要。同时还能按实际控制的需要，把各种不同性能的导阀串联在一起，共同控制主阀工作，以获得多方面的控制效果，提高控制精度。下面分别介绍几种“主阀＋导阀”的组合控制方式。

1. 压力导阀＋主阀

图 6-26 是用“压力导阀＋主阀”的形式来控制蒸发压力的原理图。压力导阀(又称恒压阀)的结构见图 6-27，主阀的结构见图 6-28。

它们的动作原理是：蒸发器冷剂蒸气通过导阀的进口作用到膜片的下部，克服弹簧的压力

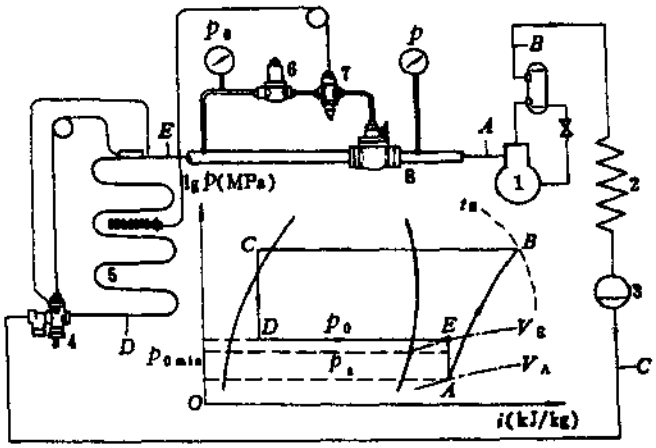


图 6-26　用压力导阀＋主阀来控制蒸发压力的原理图

1—压缩机；2—冷凝器；3—贮液器；4—膨胀阀；
5—蒸发器；6—止回阀；7—主阀；8—压力导阀

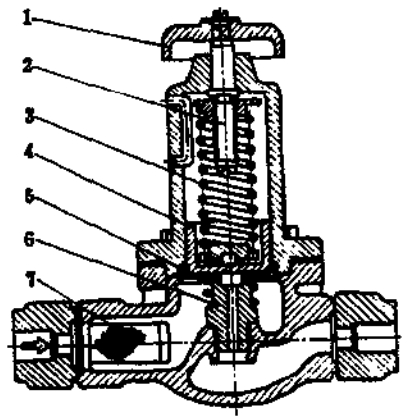


图 6-27　恒压阀

1—手轮；2—调节杆；3—调节弹簧；
4—推力座；5—膜片；6—阀座；7—滤网

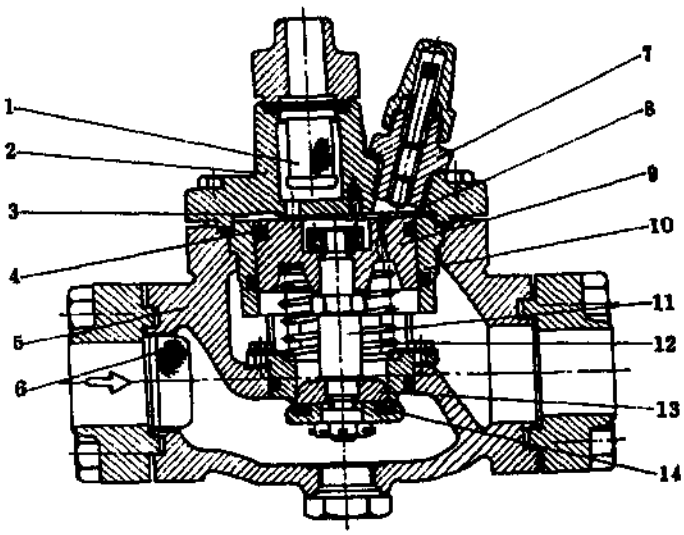


图 6-28　主阀

1—滤网；2—阀盖；3—单向阀；4—填料环；5—阀体；6—主滤网；7—手动顶开机构；8—平衡孔；
9—活塞；10—活塞套；11—推杆；12—弹簧；13—节流阀芯；14—阀板

把导阀口开启，使冷剂蒸气进入主阀的进口，推开单向阀 3，到达主阀活塞的上腔室，推动活塞下移，使主阀处于一定的开度，此时的蒸发压力处于给定值，若蒸发压力上升，则导阀膜片下部受到的压力增大，导阀口开启度增大，从而使主阀活塞上腔室的压力增大，活塞下移，主阀口相应开大，使冷剂流出量增多，让蒸发压力下降并回复到给定值。反之，当蒸发压力下降时，导阀口关小，主阀活塞上腔室压力减小，活塞上移，主阀口关小，让蒸发压力回升到给定值。当蒸发压力低于压力导阀弹簧给定的压力值时，导阀口关闭，主阀活塞上腔室的冷剂通过活塞上的平衡孔泄出，活塞在弹簧力的作用下，关闭主阀口。

图 6-29 是使用压力导阀和主阀组成一体的恒压主阀。它的作用完全与“压力导阀＋主阀”相同。唯一不同之处是引入恒压主阀的蒸发压力是从阀进口端的辅助孔道 8 进入，不需要另行安装压力引入管。

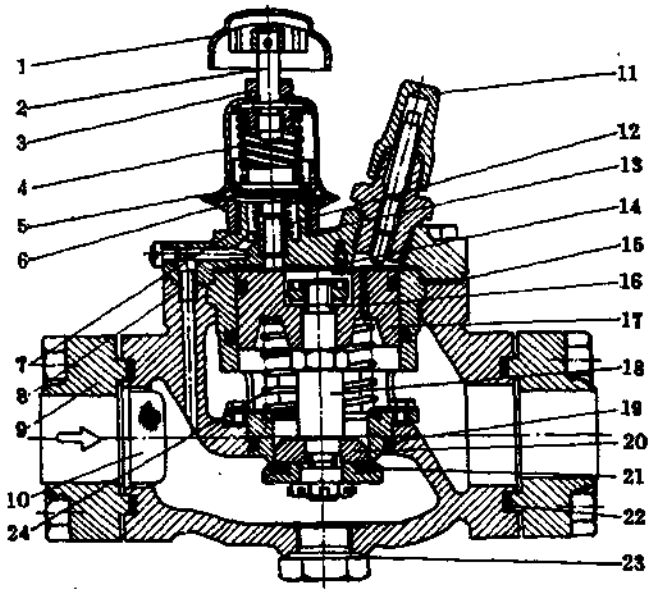


图 6-29　恒压主阀

1—手轮；2—调节杆；3—密封圈；4—辅助弹簧；5—辅节流阀；6—膜片；7—垫片；8—辅助孔道；9—进口接管；10—主滤器；11—手动强开机构；12—辅阀座；13—过滤板；14—止回阀片；15—垫片；16—压力平衡小孔；17—活塞；18—推杆；19—“O”型圈；20—主节流阀芯；21—主阀板；22—垫片；23—泄放塞；24—主弹簧

从调节特性来分析，用“压力导阀＋主阀”（或恒压主阀）形式控制蒸发压力的调节阀属于比例作用类型，即阀的开度与蒸发压力的变化成比例。同时在调节过程中存在静态偏差，但导阀和主阀的灵敏度较高，故静态偏差较小，基本上能维持蒸发压力的恒定。

“压力导阀＋主阀”的调整方法是：调整前，先在压力导阀进口端装一压力表，并以比库温低 5～10℃来决定蒸发温度，其相应的饱和压力即为压力给定值，调整时，把导阀的弹簧旋至最松位置，让制冷装置进入正常运行，此时导阀口和主阀都处于全开位置。随着制冷装置的运行，库温下降，蒸发压力也相应下降。当库温降到规定温度值时，转动导阀调杆，调整弹簧的压力，使进口端的压力值调整到给定值。然后让制冷装置继续运行一段时间，看其压力值是否稳定在给定值上，若有偏差，再稍作调整，直到满足要求为止。压力导阀、主阀及恒压主阀国内有产品系列，它们的代号分别为 HF、ZF 和 HZF。

2. 压力导阀＋温度导阀＋主阀

这种控制方式的布置见图 6-30。它的主要作用是控制被冷介质的温度，同时对蒸发压力也起控制作用。

温度导阀的感温包是安置在被冷介质中的，它能根据被冷介质温度（如库温或冷媒的液温等）的变化，改变温度导阀的开启度，从而调整主阀的开启度，使得被冷介质温度控制在一个恒定的范围内。假若因负荷增大，引起库温升高，则温度导阀开大，主阀也就相应开大，冷剂

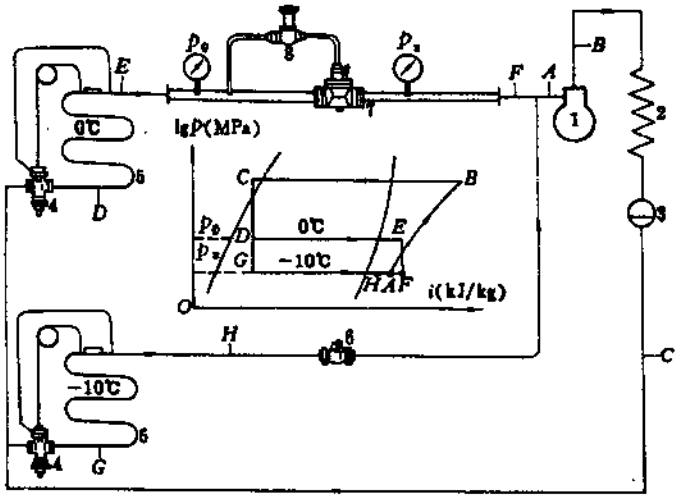


图 6-30 “压力导阀＋温度导阀＋主阀”控制系统的原理图

1—压缩机；2—冷凝器；3—贮液器；4—膨胀阀；5—蒸发器；6—压力导阀；7—温度导阀；8—主阀

流量增多，把库温降低至给定值；相反，若负荷减小，则引起库温下降，温度导阀关小，主阀也相应关小，冷剂流量减少，让库温回升到给定值。

主阀又受压力导阀的控制，因此能把蒸发压力维持在一定范围内。

3. 电磁阀＋压力导阀＋主阀

这种控制方式的原理图如图 6-31 所示。压力导阀和主阀组合控制，故能把蒸发压力控制在一定范围内，保证蒸发压力不低于压力导阀的给定值。同时，由于主阀又受到电磁阀的控制，只有当电磁阀处于接通状态，主阀才能投入工作，若电磁阀处于关闭状态，则主阀就立即关闭。电磁阀的开启与关闭可以受温度继电器或者压力继电器控制，这可根据具体需要而定。

国内已有把这三者组合在一起的产品，称为恒压电磁主阀(HDZF 系列)。

4. 电磁阀＋压力导阀＋温度导阀＋主阀

这种控制方式原理如图 6-32 所示。每个阀的动作原理与上述相同。这种控制方式能获得较高的控制精度，一般能控制在±1℃范围。

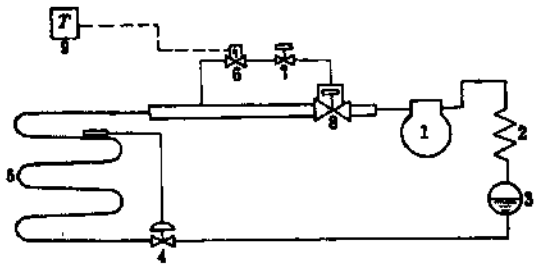


图 6-31 “电磁阀＋压力导阀＋主阀”控制系统的原理图

1—压缩机；2—冷藏器；3—贮液器；4—膨胀阀；5—蒸发器；6—电磁阀；7—压力导阀；8—主阀；9—温度控制器

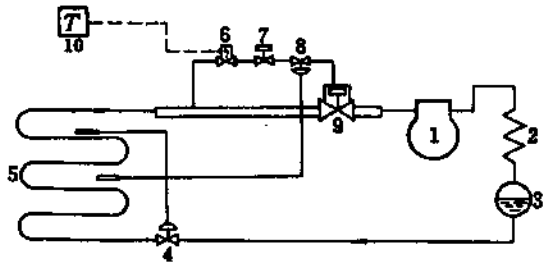


图 6-32 “电磁阀＋压力导阀＋温度导阀＋主阀”的控制系统原理图

1—压缩机；2—冷凝器；3—贮液器；4—膨胀阀；5—蒸发器；6—电磁阀；7—压力导阀；8—温度导阀；9—主阀；10—温度控制器

5. 电动导阀＋主阀

这种控制方式的原理如图 6-33 所示：

电动导阀是附带有电动执行机构的导阀。电动执行机构是受一个带比例积分作用(PI)的温度调节器控制的，只要库温与给定值有偏差，温度调节器就有电信号输给电动执行机构，后者根据得到的信号规律，成比例地改变导阀的开启度，则主阀的开启度也相应地改变，以达到

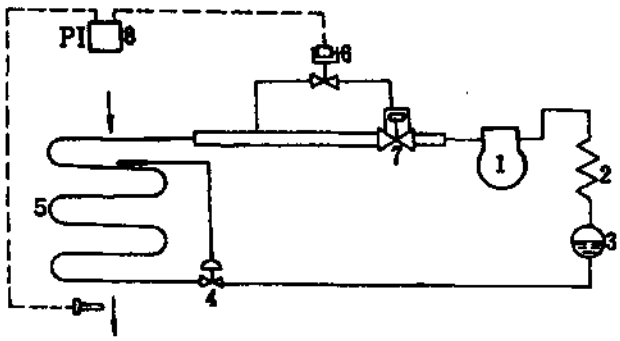


图 6-33 "电动导阀＋主阀"的控制系统原理图

1—压缩机；2—冷凝器；3—贮液器；4—膨胀阀；5—蒸发器
6—电动导阀；7—主阀；8—比例积分温度调节器

稳定库温的目的。由于温度调节器具有积分特性，故库温的静态偏差≈0。为了防止调节过程中出现蒸发温度过低的现象，电动导阀可以带限位装置。

这种调节方式运行稳定，控制精度高，适用于需要精确控制温度的场合。国外已采用这种调节方式，控制精度达到±0.1℃。

6.6 冷凝压力调节

若要制冷设备正常工作，希望冷凝压力处于一个比较稳定的工作范围。冷凝压力过高会导致压缩机耗功增大，而且还容易引起设备破损。而冷凝压力过低，结果也不好。

从制冷原理可知，冷凝压力下降，则压缩机耗功下降，制冷系数有所提高，所以在大多数情况下，对冷却水可以不加调节而总是开足为好。但是这种情况只适用于夏天，因为夏天的冷却水温度高，不管冷却水量开得多大，冷凝压力总不会低于冷却水温度（例如为 30℃）相应的制冷剂饱和压力（以 R12 为例，对应于 30℃的饱和压力为 0.758 MPa），因此在膨胀阀前后的压力差总是相当大的。但是如果在冬天，则情况就不大相同了，假定冷却水温度是 2℃，若仍把冷却水量开得很大，则将导致冷凝温度大大降低，假定 $t_k=5$℃，冷凝压力 $p_k=0.37$ MPa(R12)，若蒸发温度 $t_0=-10$℃，蒸发压力 $p_0=0.223$ MPa(R12)，在这种情况下，即使忽略液管上压力损失，膨胀阀前后的压力差 $\Delta p=p_k-p_0=0.147$ MPa，只有夏天的 28%，这样就造成膨胀阀流量急剧减少，使制冷装置工作失调，制冷量大大降低。所以，为了保证制冷装置正常工作，必须对冷凝压力进行控制，使它稳定在一定值上。

下面就常用的冷凝压力调节方式作一些介绍。

6.6.1 水冷式冷凝器的冷凝压力调节

1. 利用压力控制的水量调节阀

图 6—34 是一种受压力控制的水量调节阀，它在系统中的安装如图 6-35 所示。它的动作原理是：阀上部有连通管连接到冷凝器，以感受冷凝压力的变化。如果冷凝压力升高，阀的波纹管就被进一步压缩，使上顶杆 9 和下顶杆 12 下移，将阀门开大，增大冷却水量，从而使冷凝压力降低，回复到给定值范围；反之，如果冷凝压力下降，则阀门关小，减少冷却水量，让冷凝压力回升到给定值范围。

在水量调节阀中都有调节螺杆 11 和弹簧 10，通过调节螺杆 11 改变弹簧 10 的压力大小，可以获得不同的给定值。若减小弹簧力，则阀开大，冷却水量增多，冷凝压力的给定值降低；若增大弹簧力，则冷凝压力的给定值就增大。

2. 利用温度控制的水量调节阀

温度控制的水量调节阀是利用冷却水温度参数来调节冷却水量，进而达到控制冷凝压力

的目的。它在系统中的布置见图 6-36。图 6-37 是它的结构图。它的动作原理和压力控制的水量调节阀相同，所不同的是用温包感受温度变化再转换成压力变化去操纵阀。

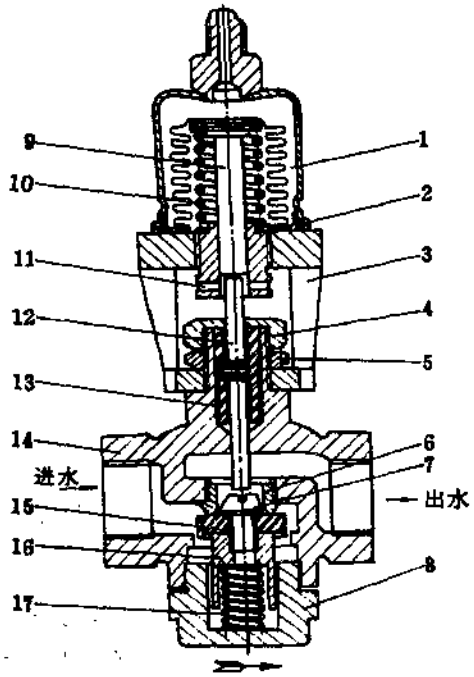


图 6-34　压力控制的水量调节阀

1—高压气室；2—螺丝；3—支架；4—填料螺帽；5—螺帽；6—阀座；7—阀门螺丝；8—底盖；9—上顶杆；10—弹簧；11—调节螺杆；12—下顶杆；13—填料；14—阀体；15—橡皮阀门；16—阀门座；17—阀门座弹簧

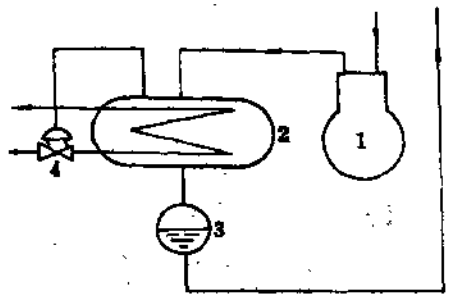


图 6-35　调节水量的原理图

1—压缩机；2—冷凝器；3—贮液器
4—压力控制的水量调节阀

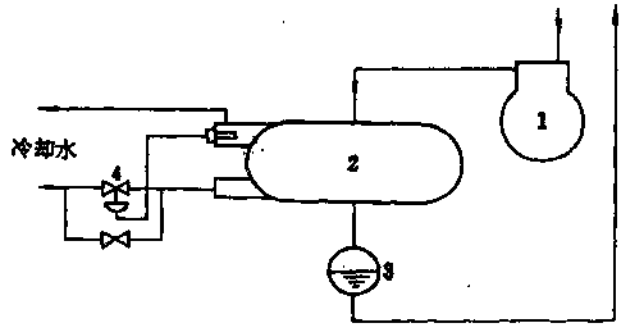


图 6-36　调节水量的原理图

1—压缩机；2—冷凝器；3—贮液器；4—温度控制的水量调节阀

6.6.2　风冷式冷凝器的冷凝压力调节

风冷式冷凝压力调节，目前常用的有两种。

1. 改变冷却风机风量法

一般可用冷却风机把电机变频调速（或电磁离合器调速），也可用压力继电器控制部分冷风机的启停来调节冷却风量，进而达到控制风冷冷凝器冷凝压力的目的。

2. 利用压力调节阀和旁通调节阀来稳定冷凝压力

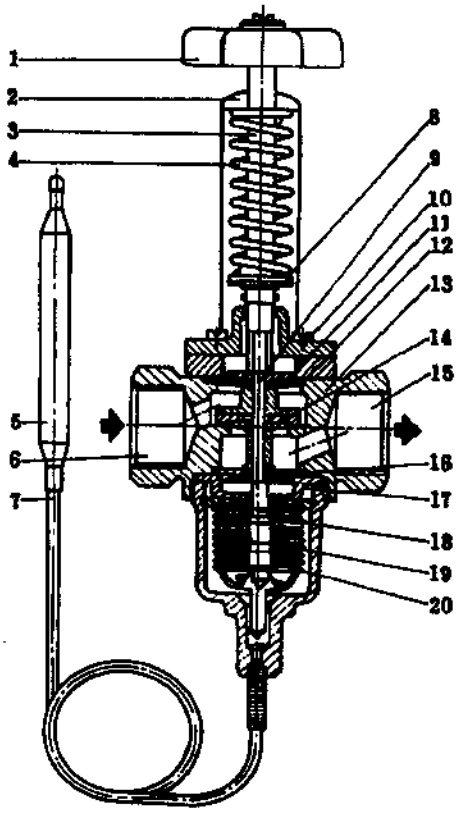


图 6-37 温度控制的水量调节阀

1—手轮；2—杆帽；3—调节杆；4—弹簧；5—温包；6—进口；7—毛细管；8—弹簧座；9—杆子；10—盖子；11，17—圆盘；12，16—膜片；13—阀体；14—阀组；15—出口；18—罩壳；19—波纹管；20—弹簧

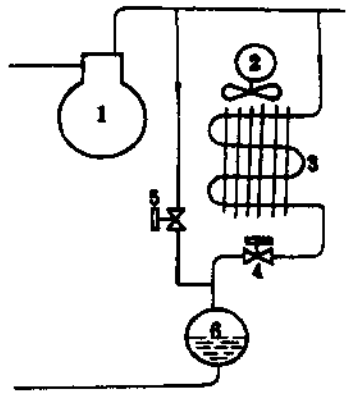


图 6-38 用压力调节阀与旁通调节阀来调节冷凝压力

1—压缩机；2—风机；3—冷凝器；4—压力调节阀；5—旁通调节阀；6—贮液器

这种系统布置如图 6-38 所示。当冬季冷凝压力下降时，压力调节阀 4 根据阀前冷凝压力关小调节阀，使冷凝器中液面升高，减小冷凝面积，使冷凝压力回升至给定值；当冷凝压力回升时，调节阀 4 开大，使冷凝面积充分利用，并使冷凝压力不致过分升高。旁通调节阀则是根据贮液器内压力（为阀后压力）来控制其开度，使贮液器内压力与冷凝器压力始终保持恒定的差值（一般约为 0.05 MPa）.

6.7 其他控制附件介绍

活塞式制冷装置中还有其他一些专用的自控附件，它们主要有止回阀、安全阀、观察镜等。

6.7.1 止回阀

止回阀又称单向阀，是一种只允许单方向流动的阀，在制冷系统中常用于下列场合。

（1）对于单机多库的情况，一般不同库温的蒸发器的蒸发温度是不相同的。在蒸发温度低的蒸发器出口管路上应装止回阀，如图 6-39 所示。它能阻止高温蒸发器的制冷剂冷凝在低温蒸发器内，避免压缩机启动时产生液击。

（2）当压缩机安装地方的温度低于冷凝器或贮液器安装处的温度时，为了避免在停车后制冷剂倒凝回压缩机，应在排气管上装止回阀。

（3）对于会产生反压差的管道，装设止回阀可阻止反压差对自控阀门的强制开启，以保证

气、液单向流动，系统正常工作。例如氟利昂制冷系统，当采用热气融霜时，应将止回阀并联在热力膨胀阀上，以便在融霜时蒸发器中的凝液经过止回阀回到液管中去，而正常制冷时又不影响热力膨胀阀工作，如图 6-40 所示。又如不同压力容器的自动放油，当其放油总管为一根时，为防止高压容器放油时因反压差大而窜到低压容器中，因此，常在低压容器放油电磁阀后装上止回阀。

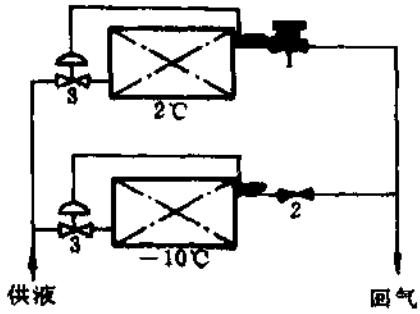


图 6-39　止回阀在系统中的布置
1—蒸发力调节阀；2—止回阀；4—膨胀阀

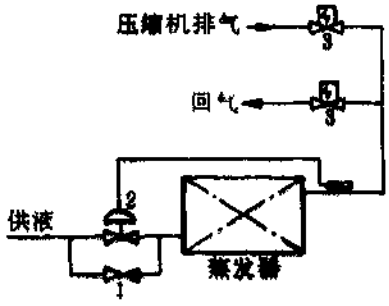


图 6-40　止回阀在融霜管路中的布置
1—止回阀；2—膨胀阀；3—电磁阀

6.7.2　安全阀

制冷设备中高压侧的冷凝器、贮液器上均应装安全阀，以便产生意外事故时能自动顶开，保护制冷设备及人员安全。

安全阀的结构形式繁多，但工作原理相同，即作用在阀盘上的冷剂压力超过弹簧的调定值时，安全阀被顶开，冷剂自动泄出。

安全阀调定的开启压力，对 R12 装置为 1.6MPa，对 R22 和 R717 装置为 1.8MPa，安装前安全阀均需经检验，加铅封，使用时不得任意启封和调整。

6.7.3　观察镜

观察镜又称液位指示器，在制冷设备的某些关键部位（如蒸发器入口，油分离器出口，贮液器等）装上它，用以指示制冷装置管路中制冷剂液体流动情况及回油状况。常用的观察镜有：

（1）液位观察镜，常用于贮液器液位及压缩机曲轴箱油位观察，有时一台压缩机曲轴箱装上、下两只液位观察镜，以观察高低液位，结构很简单。

（2）液流观察镜，常用于管路中制冷剂液体或油分离器回油流动状态的观察。有时，在液流观察镜中心装有一个能指示制冷剂中含水量的纸质圆芯，圆芯纸上涂有金属盐指示剂，遇不同含水量的制冷剂时，它的水化物能显示不同的颜色，根据颜色的差别，可直接知道制冷剂中的含水程度。不同盐类纸芯变色和制冷剂含水量（mg/kg）关系如表 6-9 所示。

表 6-9　制冷剂含水量（mg/kg）与观察镜纸芯的颜色

制冷剂	SGI 纸芯（DANFOSS 公司）			涂溴化钴（$CoBr_2$）的纸芯			
	绿　色	无　色	黄　色	绿　色	蓝　色	淡紫色	粉红色
R12	<15	15～35	>35	≈0	<15	15～45	>45
R12	<60	60～125	>125				

注：R12、R22 的含水量分别少于 15 mg/kg 和 60 mg/kg 属于正常范围。

6.8 制冷设备的安全保护系统

保安系统是制冷设备自动控制的必要部分，它和自动调节系统是制冷设备自动化的两个相辅相成的基本组成部分。活塞式制冷设备常用的安全保护设备主要有下面几种。

6.8.1 排气压力与吸气压力保护

排气压力(即高压)保护的目的是为了防止因冷凝器断水或水量供应严重不足；或者由于启动时排气管路的阀门未打开；或者制冷剂灌注过多；或者因系统中不凝性气体过多等原因造成排气压力急剧上升而产生事故，为此使用压力控制器来控制排气压力，一旦排气压力超过给定值时，控制器立即切断压缩机电机的电源，使压缩机停车。

制冷设备运行的吸气压力(即低压)过低现象也不好，因为在库温已达要求的情况下，若压缩机继续运行，势必会使吸气压力越来越低，这样就会产生两个不良后果：一是由于吸气压力很低，则蒸发温度很低，就会使贮存食品的干耗增大，并易引起食品的变质；二是如果装置低压侧有泄漏的话，则会引起大量空气渗入系统，从而造成压缩机排气压力和排气温度升高，功耗增大，产冷量降低，有时在膨胀阀处还会产生"冰塞"现象。因此压缩机的吸气压力也必须加以控制，使它保持在一定值以上工作。控制吸气压力除了保护作用外，在小型制冷装置上直接用控制吸气压力的办法来控制压缩机的停车和开车，实现库温控制。

国内外普遍采用高低压组合控制器来控制高压和低压。也有分别用单体的压力控制器来分别控制高压和低压。

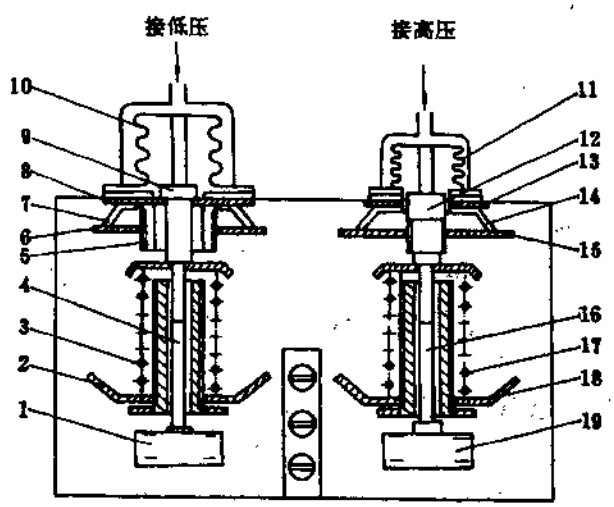


图 6-41 KD 型压力控制器的原理图

1—微动开关；2—低压调节盘；3—低压调节弹簧；4—传动杆；5—调节螺丝；6—低压压差调节盘；7—碟形弹簧；8—垫片；9—传动芯棒；10—低压波纹管；11—高压波纹管；12—传动螺丝；13—垫片；14—碟形弹簧；15—高压压差调节盘；16—传动杆；17—高压调节弹簧；18—高压调节盘；19—微动开关

KD 型高低压控制器是采用直顶式传动机构的压力控制器，其原理图如图 6-41 所示。这种压力控制器的动作原理是：低压气体作用于低压波纹管 10，当低压压力值高于给定值上限时，通过传动芯棒 9，传动杆 4，克服弹簧 3 的压力，按下微动开关 1 的按钮，此时电路接通，压缩机正常运行。如果低压低于给定值下限时，低压调节弹簧 3 的弹力克服来自波纹管的压力，把传动杆抬起，使微动开关断路，电路断开，压缩机停车。

高压气体作用于高压波纹管 11，当高压压力低于高压给定值下限时，高压调节弹簧 17 克服来自波纹管 11 的压力，将传动螺丝 12，微动开关 19 的按钮随之抬起，电路接通，压缩机正常运转；当高压值超过高压给定值上限时，高压波纹管压力克服弹簧力把传动螺丝 12 压下，按下微动开关 19 的按钮，电路断

开，压缩机停车。

高压及低压的断开压力值，可通过高压或低压的调节盘进行调节，凡是加大调节弹簧压力，则断开压力值就相应增大；反之，则减小。

高压或低压的差动压力值（指接通与断开时的压力差）可以通过高压或低压压差调节盘进行调节，凡是转动压差调节盘使碟形弹簧压力增大的，则差动值就相应增大。

KD 型有 155-S 和 255-S 两种，但它们均没有定值及差动刻度，不便于现场调试。近年来已被 YK-306 型，YWK-22 型等带刻度的高低压控制器所取代，在国际上较有代表性的是丹麦 DANEOSS 公司的 KP15 型，它们的结构与工作原理均相似。表 8-10 是这些控制器的技术指标。

表 6-10　几种高低压控制器的主要技术指标

型　号	高压(MPa)		低压(MPa)		开关触头容量	适用介质	备　注
	压力范围	差动	压力范围	差动			
KD155-S	0.6～1.5	0.3±0.1	0.07～0.35	0.05±0.01 ～ 0.15±0.01	A.C222/380V，300VA D.C115/230V，50W	R12，油，空气	高压端有手动复位装置
KD255-S	0.7～2.0					R22，R717，R713 油，空气	
YK-306	0.6～3.0	0.4～0.5	0.07～0.6	0.06～0.2	同上	R12	
YWK-11	0.6～2.0	0.1～0.4	0.08～0.4	0.025～0.1			有密封表壳
KP-15	0.6～3.2	0.4	0.07～0.75	0.07～0.4		R12，R22，R114，R500，R502	

注：表中压力范围属表压力

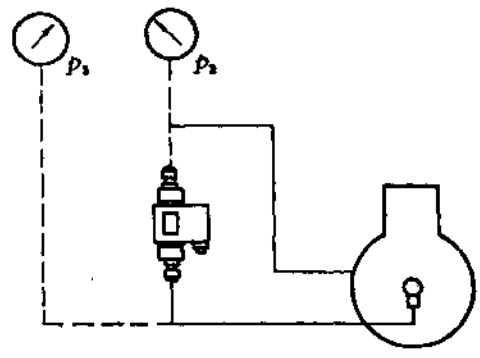


图 6-42　油压差控制器的安装

6.8.2　油压保护

制冷压缩机在运行过程中，其运动部件需要不断有一定压力的润滑油进行润滑和冷却。为了保证压缩机的安全运行，必须对供油压力作控制，当油压降至某一定值时，应发出信号，使压缩机停止运行。

真正的供油压力是油泵出口压力与压缩机曲轴箱之差，因此油压的保护应该用一只油压差控制器来实现，其系统安装图如图 6-42 所示。目前国内外用于压缩机油压差保护的是一只带延时装置的压差控制器。国内的典型产品是 JC3.5 压差控制器，国外则广泛采用 MP55 型油压差控制器，其结构与动作原理 JC3.5 相似，不另作详细讨论。

JC3.5 型油压差控制器，它适用于对钢、1Cr18Ni9Ti 不锈钢，铝锡焊料无腐蚀作用的制冷剂，如 R12、R22、CH_3Cl(R40)、NH_3、(R717)等。

JC3.5 型压差控制器的主要技术指标如下：

压差调节范围：0.049～0.34 MPa（出厂调整在 0.0981 MPa）

最大工作压力：1.57 MPa

额定工作电压：A.C. 220/380 V；D.C. 220 V

延时时间：60 s±20 s

主触头容量：A.C. 220/380 V、300 VA；D.C. 220 V、50 W

船用防溅型为：JC3.5B 型

JC3.5 的动作原理(参阅图 6-43)：高压波纹管 2 接滑油泵出口；低压波纹管 1 接通曲轴箱两个不同压力，其差值所产生的力由主弹簧 16 平衡，当压差值大于给定值时，角形杠杆 15 处于实线位置，将开关 K 与 DZ 接通，使以下两个电路导通：一路电流由压缩机电路的 b 点经 K、DZ 正常信号灯 14 亮，再回到 a；另一路由 b 点经交流接触器线圈 13、X、K_{xx}、S_x 再回到 a 点；因为热继电器 11，高低压控制器 20 均处于正常闭合状态，故压缩机电机的电源接通，压缩机正常运转。

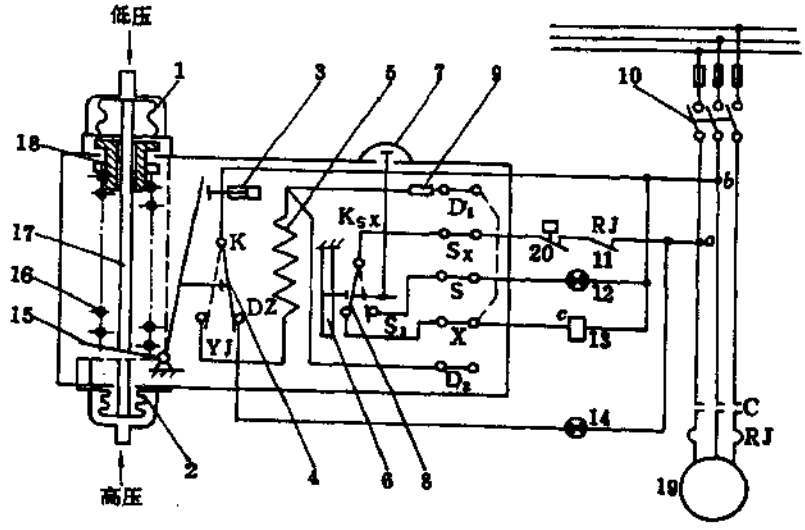


图 6-43　JC3.5 型压差控制器动作原理图

1—低压波纹管；2—高压波纹管；3—试验按钮；4—压力差开关；5—加热器；6—双金属片；7—手动复位按钮；8—延时开关；9—降压电阻(380V 电源用)；10—压缩机电源开关；11—热继电器；12—事故信号灯；13—交流接触器线圈；14—正常工作信号灯；15—杠杆；16—主弹簧；17—顶杆；18—压差调节螺丝；19—压缩机电机；20-高低压控制器

当压差小于给定值时，杠杆 15 逆时针偏转(处于虚线位置)开关 K 与 YJ 接通，正常信号灯熄灭，电流由 b 点经 K、YJ、加热器 5、D_1、X、K_{xx}、S_x 再回到 a，此时压缩机仍能运转，但电加热器接通电后发热，加热双金属片，约经过 60 s 后，当双金属片向右侧弯曲程度逐渐增大，直至能推动延时开关 K_{xx} 与 S_1 接通，就切断了交流接触器线圈 13 与电加热器 5 的电源，交流接触器脱开，压缩机停止运转，而事故信号灯 12 亮，同时加热器停止加热。

在因油压差低于调定值使压缩机停车后，虽已停止对双金属片加热，但它在推动延时开关时，其端部已被自锁机构钩住，冷却后也不能弹回，故不能自动复位再次启动压缩机，只有待故障排除后，按动复位按钮 7，使 K_{xx} 回复到与 X 接通的位置，使交流接触器线圈通电，才能再启动压缩机。

要注意的是：正因为压差调节器电路中具有延时机构，才能保证压缩机能在无油压下正常

启动，即从压缩机启动到正常油压建立约需时间 60 s。若无延时机构，则在压缩机刚启动时，因油压小于给定值，压差控制器的开关 K_w 会立即切断压缩机电机的电源，造成压缩机无法启动投入工作，也就是说不能以一只普通的无延时机构的压差控制器来作为压缩机油压保护之用。

另外在压缩机启动时，在延时时间以内（例如不到 60 s），虽然已经加热双金属片，但因弯曲不足，延时开关尚未动作，故压缩机仍在运转，事故信号灯不亮，但因开关已脱离触头 DZ 而未和触头 YJ 相接触，所以短时间内正常信号灯也会不亮。

在压差控制器正面装有试验按钮，供随时测试延时机构的可靠性。在制冷压缩机正常运转过程中，将按钮依箭头方向推动，并保持 60 s 以上模拟油压消失，强迫开关 K 合到与 YJ 接通的位置上，使加热器 5 通电，加热双金属片，如在推动试验按钮时间内能切断电源而使压缩机停车，则说明延时机构能正常工作，压差控制器能起到油压保护作用。

安装和调试 JC3.5 型压差控制器时，应注意下列几点：

（1）高低压波纹管应分别与油泵排出口及曲轴箱相接通，切勿接反。

（2）在与系统电气线路连接时，必须根据工作电压，按线路图连接，图 6-44 为 380 V 接法，如需改用 220 V，必须将原来 X 端与 D_1 的接线拆除，而把 X 端与 D_2 端连接，以保证系统正常工作。

（3）压缩机正常运转所需的油压，对于用外齿轮油泵、无能量调节的老系列压缩机，一般应是 0.075～0.15 MPa，对于用转子式油泵，有能量调节系统的新系列压缩机，它的油压应在 0.12～0.3 MPa，油压给定值可按运行需要自行调整，一般情况调到 0.15 MPa 左右即可。

（4）控制器接上电源后，必须按一下复位按钮才能正常工作，否则不能启动，会误认为有事故，实为正常。

（5）在延时机构工作过一次后，要等待5 min 以后，待加热器全部冷却才能恢复正常工作。

除了 JC3.5 型压差控制器外，国内尚有 CWK 型压差控制器，其特点是：1）设有欠压指示灯，不装试验按钮。当油压差小于给定值时，欠压指示灯亮，给以指示。在压缩机启动时，若欠压指示灯不亮或超过延时时间后灯不灭，说明延时机构有故障。2）延时时间可以按需要进行调整，调节范围为 45～60 s；另有一种 JCS－0535 型，用的是晶体管延时继电器，延时时间可通过调节旋钮改变 RC 元件直接加以调整，可调范围为 0～60 s。晶体管延时机构具有自动复位的性能，故可连续启动，即不需间隔可重新启动。CWK 型与 JCS－0535 型的其他构造动作原理与 JC3.5P 完全相同。

尚有一种内部不装延时机构的压差控制器（如 YCK－1 型及 RT260A 型），它用于制冷压缩机油压保护时，须在外部线路中接延时继电器，压差控制器本身就非常简单，但用户应用时难度增加。

6.9 制冷设备自动调节系统介绍

前面几节分别介绍了活塞式制冷设备中有关压力、温度、流量等方面的控制方法和各种自动调节元件，还分析了必要的安全保护系统，下面举例来说明整个调节系统的组成及其控制。图 6-44 是一小型伙食冷库制冷系统原理图（R12）。它有两台压缩机。正常情况下一台工作，一台备用（图中只画出一台压缩机，另一台从略）。该食物冷库共分五个库，其库温分别是：菜库（4±1）℃；乳品库（2±1）℃；饮料库（9±1）℃；鱼、肉库（－10±1）℃。

各冷库都采用绕片式蒸发器。整个制冷系统的调节包括压力调节、温度调节和安全保护这三个方面。

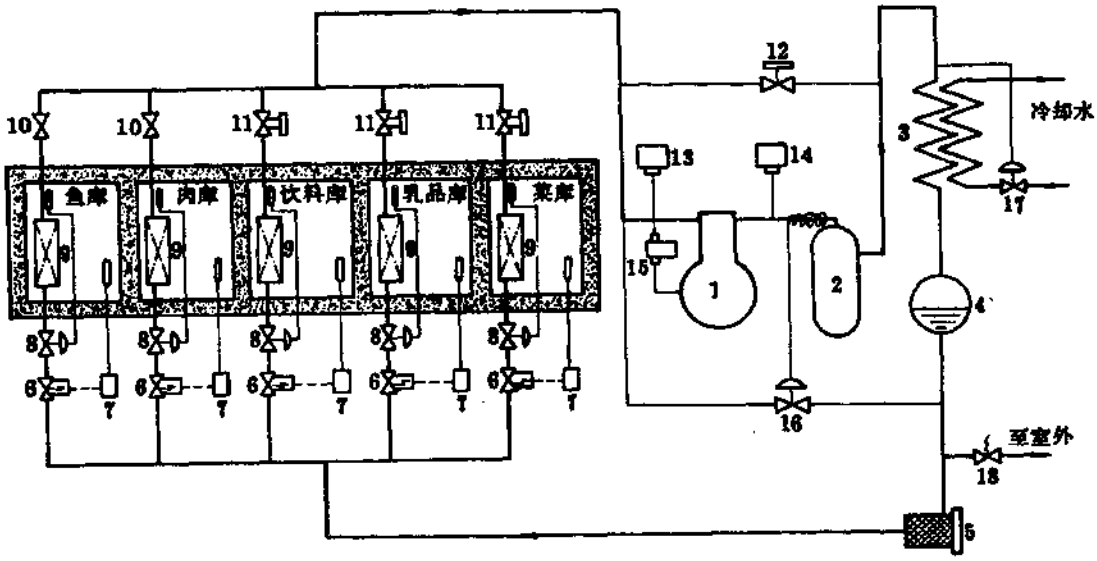


图 6-44　小型伙食冷库的系统原理图

1—压缩机；2—分油器；3—冷凝器；4—贮液器；5—干燥过滤器；6—电磁阀；7—温度控制器；8—膨胀阀；9—蒸发器；10—止回阀；11—蒸发压力调节阀；12—旁通调节阀；13—低压控制器；14—高压控制器；15—压差控制器；16—注液阀；17—水量调节阀；18—安全阀

1. 温度调节

用热力膨胀阀 8、冷库温度控制器 7、电磁阀 6 及低压控制器 13 四个调节元件来控制各库的温度。

随着制冷装置的工作，各库温度都逐渐下降，当某库的温度达到规定值时，则温度控制器就切断该路电磁阀。当五个冷库都达到规定温度时，五个电磁阀都被切断，全部停止向库房蒸发器供液。此时，由于压缩机仍在运转，因此低压压力下降，当其到达低压断开值时，则低压控制器 13 断开，压缩机停车。若某一冷库温度回升，超过规定温度值，则动作过程与上面相反，压缩机马上投入工作。所以通过以上四个调节元件的工作，可把各冷库的温度控制在所需的范围内。

2. 压力调节

用蒸发压力调节阀 11、旁通调节阀 12、水量调节阀 17 和低压控制器 13 来控制各种压力。

高温库蒸发器出口安装蒸发压力调节阀，保证了五个冷库在各自所需的蒸发压力下工作。

当五个冷库内只剩下一个冷库未达到规定温度值，而吸气力降低到某一给定值时，旁通阀自动打开，让一部分高压冷剂蒸气直接进入吸气管，使吸气压力保持在给定值以上，避免了压缩机出现不该有的启停频繁现象。

在冷却水进水管道上安装水量调节阀，把冷凝压力控制在所需的范围内。

低压控制器控制吸气压力，当五个冷库都达到规定温度时，一旦吸气压力降至低压给定值时，低压控制器的触点马上断开，切断压缩机电机电源，使压缩机立即停车。

3. 安全保护

用高压控制器 14、安全阀 18、压差控制器 15、注液阀 16、止回阀 10 来实现多方面的安全保护。

高压控制器控制排气压力，当压力超过高压给定值时，高压控制器 14 断开，压缩机保护性停车，同时高压报警。

在高压控制器失灵或压缩机不在工作的情况下，由于失火或其他原因引起冷凝器压力剧增而超过允许值时，安全阀自动跳开，将系统中的高压冷剂应急释放至室外，防止爆炸事故的发生。

用压差控制器来保护油压，当油压小于油压给定值时，油压差控制器 15 断开，同样可使压缩机停车。

在吸气管和高压液管之间装注液阀，当排气温度超过允许值时，注液阀打开，一部分液体冷剂经阀节流而进入吸气管，使吸气温度降低，从而达到降低排气温度的目的。

在低温库上安装止回阀，防止高温冷剂蒸气倒流冷凝在低温蒸发器内，避免起动时产生液击。

第七章　制冷设备的常用电器及控制电路

7.1　常用电器

7.1.1　手动控制电器

手动电器是人们用手操作使之发出一定的控制信号，使制冷系统完成一定的生产过程的器件。常用的手动电器有刀开关，组合开关和按钮等。

1. 刀开关

刀开关又称闸刀开关，是控制系统中最简单的一种手动控制电器。刀开关主要用作电源的引入开关，同时又可作为隔离开关——在制冷设备长时间不用或检修时，使制冷设备和电源隔离开来。有时，小容量的水泵、风机的电动机也用刀开关作开、停控制。

刀开关按照刀刃的极数，分为单极、双极和三极的。按照刀的投向，可分为单投和双投的。为了使用安全，刀开关有加装胶木罩(HK 系列)或铁壳(HH 系列)的，有的还有灭弧装置。有些刀开关还附有熔断丝。刀开关的结构、符号及接线见图 7-1。

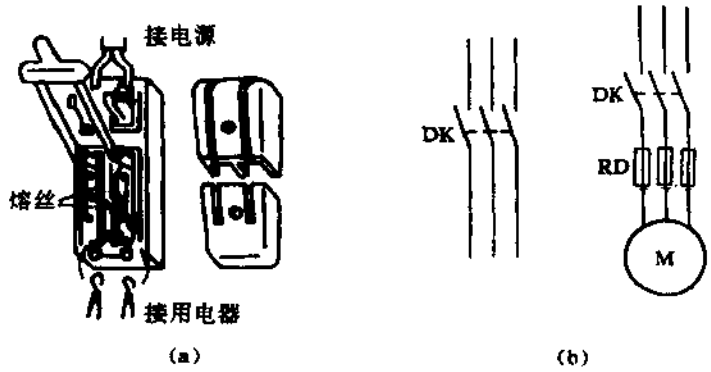


图 7-1　刀开关

(a) 胶木刀开关；(b) 刀开关的符号及接线

刀开关的额定电压一般在 500 V 以下，额定电流可分为 10、15、30、60、100、200、…1500 A 等许多等级。型号有 HK1、HK2、HD 等系列。

选用刀开关时，主要考虑刀开关的极数要和电源进线的极数相符；刀开关的额定电压、额定电流应大于或等于所控制的电路的额定电压和电流。

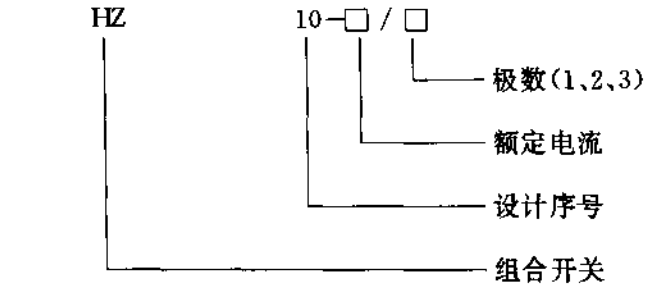
安装使用时，注意刀开关的手柄应朝上闭合，不能倒装；在接线和设计电路图时都要注意，电源进线必须接入刀开关的静触头一方，用电设备接线应接到刀片下面熔丝的另一端。这样，当闸刀拉开后，用电线路上就没有电了，可以方便地进行熔丝的装换检修。

2. 组合开关

组合开关又称转换开关，它是一种结构更紧凑的刀开关。图 7-2 为 HZ10-10/3 型组合开

关，由图可见，这种开关有三层，每一层有两个静触片，在它上面附有接线柱，分别和进、出线相连接。每层中有一个动触片。三层的动触片装在绝缘垫板上，由手柄的绝缘杆带动。手柄往任一方向转 90°角，就带动三个动触片分别接通或断开三层静触片联接的三条电路。这种能同时接通三条电路的开关，称为 3 极的。HZ10 系列组合开关的额定电流有 10 A、25 A、60 A、100 A 等几种；极数有 1、2、3、4 极的；换接电路有一位、二位、三位、四位转换等多种规格。常用的组合开关除 HZ10 型外，还有 HZ1～HZ4 等系列。

组合开关的型号含义如下：



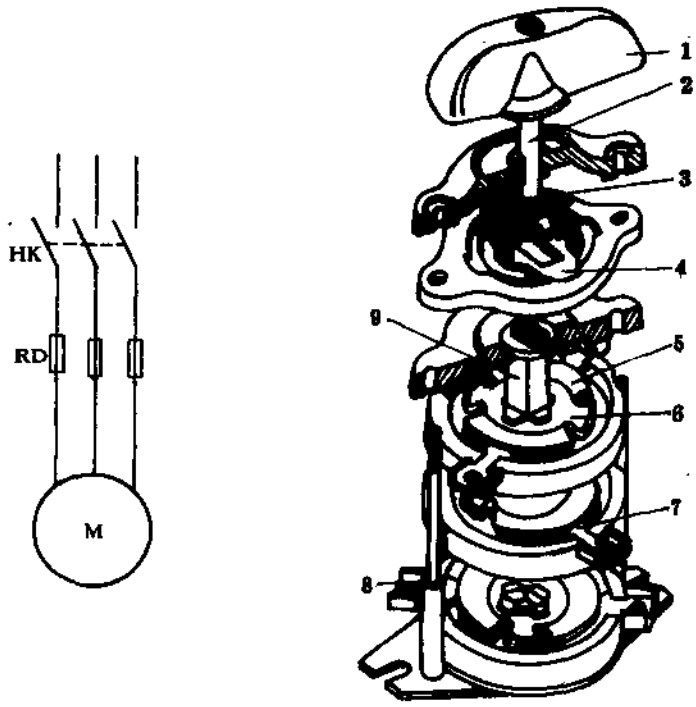


图 7-2　HZ10-10/3 型组合开关结构图

1—手柄；2—转轴；3—弹簧；4—凸轮；5—绝缘垫板；6—动触片；
7—静触片；8—接线柱；9—绝缘杆

额定电流“□”后面如果没有文字的，为一位转换，有字母“P”的表示有二位转换，“S”表示有三位转换，“G”表示有四位转换。

组合开关可用作电源引入开关，电磁阀的通断开关，小型电动机的起动开关，正反转控制

开关，星形——三角形起动或多速电动机的调速开关；多位转换的组合开关或万能转换开关则广泛应用于控制电路的转换操作。

用作小型电动机起动时，开关的额定电流一般可选为电动机额定电流的 1.5～2.5 倍。

3. 按钮

按钮是操作人员用以发出指令的电器。按钮按其触头的工作状况，可分为常开(动合)按钮和常闭(动断)按钮，前者常用于接通电路，后者常用于断开电路。同时具有常开与常闭触头的按钮称为复合按钮，见图 7-3。常开与常闭触头数目可以从 1～6 个不等，根据需要而选用。复合按钮往下按时，其常闭触头先断开，经过一段很短的时间间隔，常开触头才闭合，这一特性被用来使控制电路实现联锁动作。

有的按钮附带装有信号灯，称指示灯式按钮，当按下按钮时，装在按钮内指示灯可以同时发亮。但指示灯往往接在低压(如 6.3 V)电路中，而按钮是接在 380 V 或 220 V 电路中，两者电路不可接错。按钮还有旋钮式、紧急式等多种形式，技术数据见表 7-1。

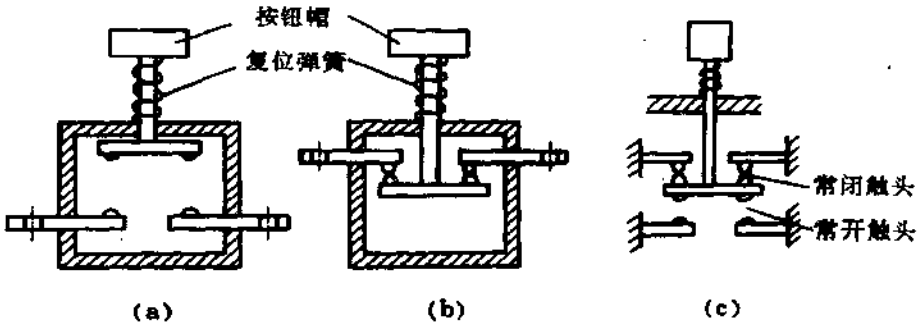


图 7-3　按钮结构示意图

(a) 常开按钮；(b) 常闭按钮；(c) 复合按钮

常用的控制按钮有 LA18、LA19、LA30、LA10、LA2 等系列。

表 7-1　LA18～20 系列控制按钮技术数据

型　　号	结 构 形 式	触点对数		按　　钮	
		常分	常合	钮数	颜　　色
LA18—22(J、Y、X)	揿钮式(J 为紧急式，Y 为钥匙式，X 为旋钮式)	2	2	1	紧急均为红色；其他形式可为红、绿、黄、蓝、白、或黑色
LA18—44(J、Y、X)		4	4	1	
LA18—36(J、Y、X)		6	6	1	
LA19—11(J、D、DJ)	揿钮式(J 为紧急式，D 为带指示灯，DJ 为紧急式带指示灯)	1	1	1	
				1	
LA20—11(J、D、DJ)		1	1	1	
LA20—22(J、D、DJ)	说明同上	2	2	1	
LA20—2K	开启式	2	2	2	红、白
LA20—3K	开启式	3	3	3	红、绿、白
LA20—2H	保护式	4	2	2	红、白
LA20—3H	保护式	3	3	3	红、绿、白

注：LA18～20 系列按钮触点规格均为 380V5A，指示灯额定电压 6V，功耗<1W。

7.1.2　接触器

接触器是各种电器控制设备中的主要电器，它是利用电磁吸力使电路接通和断开的装置，

从而完成各种自动控制要求，并有失压或欠压保护的功能。它也是制冷装置中最常用的电器之一。

图 7-4 是接触器的主要结构及工作原理图。接触器的主要结构由电磁系统(铁芯与线圈)和触头系统组成。线圈与静铁芯(下铁芯)固定不动，当线圈通电时，铁芯线圈产生电磁吸力，将动铁芯(上铁芯)吸合，由于动触头和动铁芯固定在同一根轴上，因此使常开触头闭合，常闭触头断开，这称之为接触器处于工作状态。当线圈断电时，电磁吸力消失，动铁芯与静铁芯依靠反作用弹簧的作用而分离，触头回复原位(即常开触头重新断开，常闭触头重新接通)，这称为接触器的释放状态。

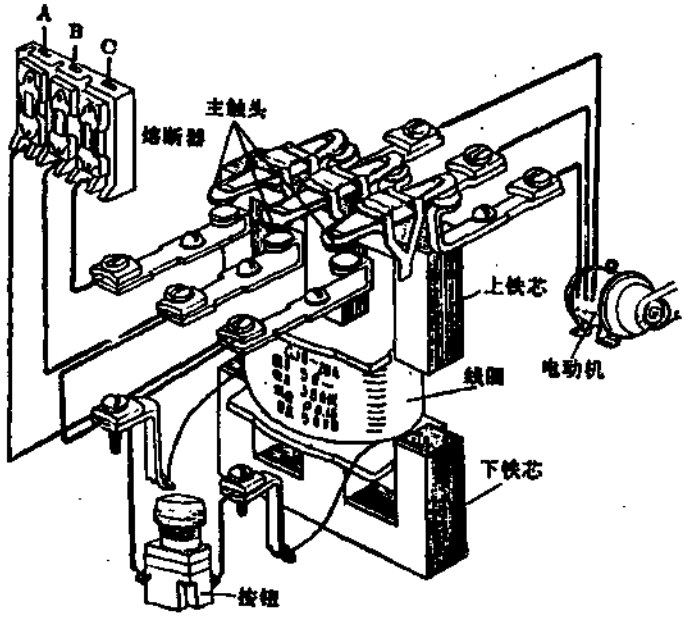


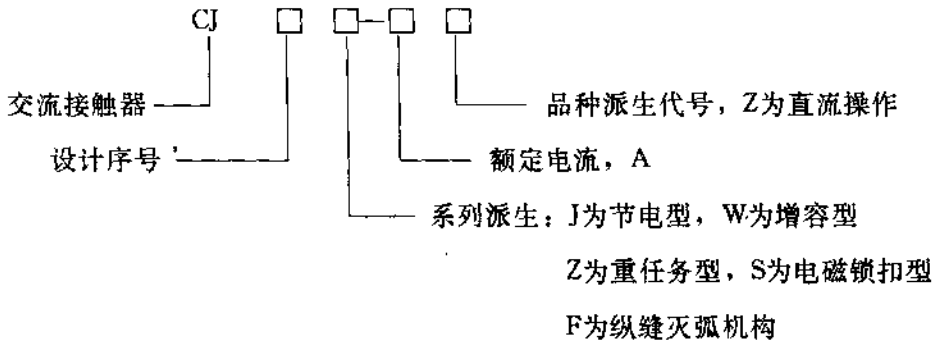
图 7-4　接触器的主要结构和工作原理

控制电路通断的接触器触头包括三副主触头和四副辅助触头。主触头起接通和断开主电路的作用，允许通过大电流，使用时分别串联在主电路内。辅助触头可以完成电路的各种控制要求，如自锁、联锁等，允许通过较小的电流，使用时一般接在控制电路中。触头又可以分为常开触头和常闭触头两类。常开触头是指线圈未通电时，其动、静触头处于分离状态，线圈通电后就闭合，故它也称为动合触头。常闭触头是指线圈未通电时，触头是闭合的，而线圈通电后则分离，故也称为动断触头。接触器的主触头都是常开触头，辅助触头有常开的，也有常闭的，不同型号接触器可以带有不同数目的常开及常闭触头，视需要而选用。常开触头和常闭触头都是联动的，即接触器线圈通电动作时，常闭触头先断开，随之常开触头就闭合。

接触器工作时，动、静触头在断开时会产生电弧，如不迅速熄灭，可能将主触头烧蚀、熔焊，因此容量稍大一些的接触器都设置灭弧室。

接触器的型号说明如下：

【例】 CJ10Z-40 交流接触器，设计序号 10，重任务型，额定电流 40 A。对 40 A 的交流接触器，在其铭牌上往往还标注控制电动机最大功率为：220 V，11 kW；380 V，20 kW。



选用接触器时，主要考虑接触器触头的额定电压和额定电流都应等于或大于被控制的电路的额定电压和额定电流。接触器吸引线圈的额定电压和供电电源电压一致。在电动机需要正反转的场合，其主电路的交流接触器的主触头的容量应比电动机的额定电流大 1 倍以上。

目前常用的交流接触器有 CJ0、CJ10、CJ12 等系列。前者用于控制中、小容量电动机，后者用于控制大容量电动机以及在配电板上使用。图7-5是CJ0—20型交流接触器。表7-2和表

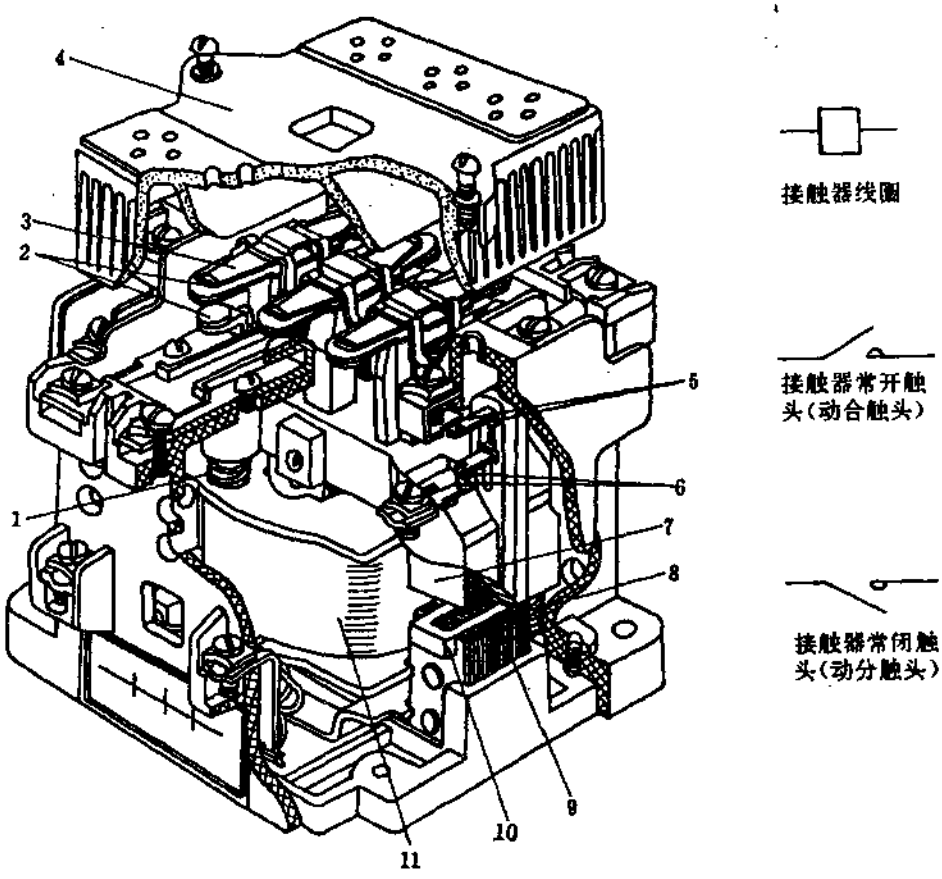


图 7-5　CJ0--26A 接触器

1—反作用弹簧；2—主触头；3—触头压力弹簧片；4—灭弧罩；5—辅助常闭触头；6—辅助常开触头；7—动铁芯；8—缓冲弹簧；9—静铁芯；10—短路环；11—线圈(频率 50Hz，电压 380V，线径 ϕ0.15，匝数 5500)

7-3 列出了 CJ10、10Z 及 CJ12 系列交流接触器主要技术参数。

表 7-2　CJ10、10Z 系列交流接触器主要技术数据

型　号	额定电流 (A)	控制电动机最大功率(kW)			1.05 倍额定电压时通断能力 (A)		操作频率 (次/h)		电寿命 (万次)		机械寿命 (万次)	10s 热额定电流	动稳定电流 (峰值)	重量 (kg)
		220V	300V	500V	300V	500V	AC—3	AC—1	AC—3	AC—1				
CJ10—5	5	1.2	2.2	2.2	50	40	600	—	60	—	300	不低于7倍额定电流	不小于50倍额定电流	0.26
CJ10—10	10	2.2	4	4	100	80								0.5
CJ10—20	20	5.5	10	10	200	160								0.95
CJ10—40	40	11	20	20	400	320								1.85
CJ10—60	60	17	30	30	600	480								4.44
CJ10—100	100	29	50	50	1000	800								6.5
CJ10—150	150	47	75	75	1500	1200								8.5
CJ10Z—10	10	2.2	4	4	100	80		600		20				
CJ10Z—20	20	5.5	10	10	200	160		300		15				
CJ10Z—40	40	11	20	20	400	320		300		10				

表 7-3　CJ12 系列交流接触器主要技术数据

型　号	额定电压 (V)	额定电流 (A)	极数	控制电动机最大功率(kW)	cos φ=0.85 时接通与分断电流		操作频率(次/h)		电寿命 AC—2 类 (万次)	机械寿命 (万次)	10s 热稳定电流	动稳定电流 (峰值)	重量 (kg)
					接通 100 次	分断 20 次	额定容量时	短时降低容量时					
CJ12—100	380	100	2、3、4	50	额定电流的 12 倍	额定电流的 10 倍	600	2000	15	300	不小于 7 倍额定电流	不小于 20 倍额定电流	8
CJ12—150		150		75			600	2000					12.5
CJ12—250		250		125			600	2000					17.5
CJ12—400		400		200	额定电流的 10 倍	额定电流的 8 倍	300	1200	10	200			29
CJ12—600		600		300			300	1200					50

注：1. 表中为三极产品的机械寿命次数，二极产品为 100 万次，四极产品为 20 万次，五极产品为 10 万次；
2. 工作制、间断长期工作制(通电持续率 100%)；反复短时工作制(通电持续率 40%)；四极仅用于反复短时工作制。

7.1.3 中间继电器

中间继电器用于控制回路中控制各种电磁线圈等，作为信号放大或多路控制的转换之用。如某些温度继电器的触头允许通过的电流较小，不足以通断电磁阀或接触器的线圈电路时，可以让温度继电器先控制中间继电器（它的线圈通过的电流较小），再由中间继电器控制电磁阀或接触器等其他电器。这种电器放在中间环节，所以称为中间继电器。

常用的交流中间继电器为JZ7型，它适用于交流电压500 V，电流5 A以下的控制电路中。它的工作原理和交流接触器相同，只是结构较为小巧，触头的数量较多，其结构和触头符号如图7-6所示。JZ7型继电器触头共有8对，其中JZ7-44为4对常开4对常闭，JZ7-62为6对常开2对常闭，JZ7-80的8对均为常开触头。线圈额定电压分别为交流12 V、36 V、127 V、220 V和380 V等几种。在电流小于5 A的电路中，继电器和接触器可以通用。

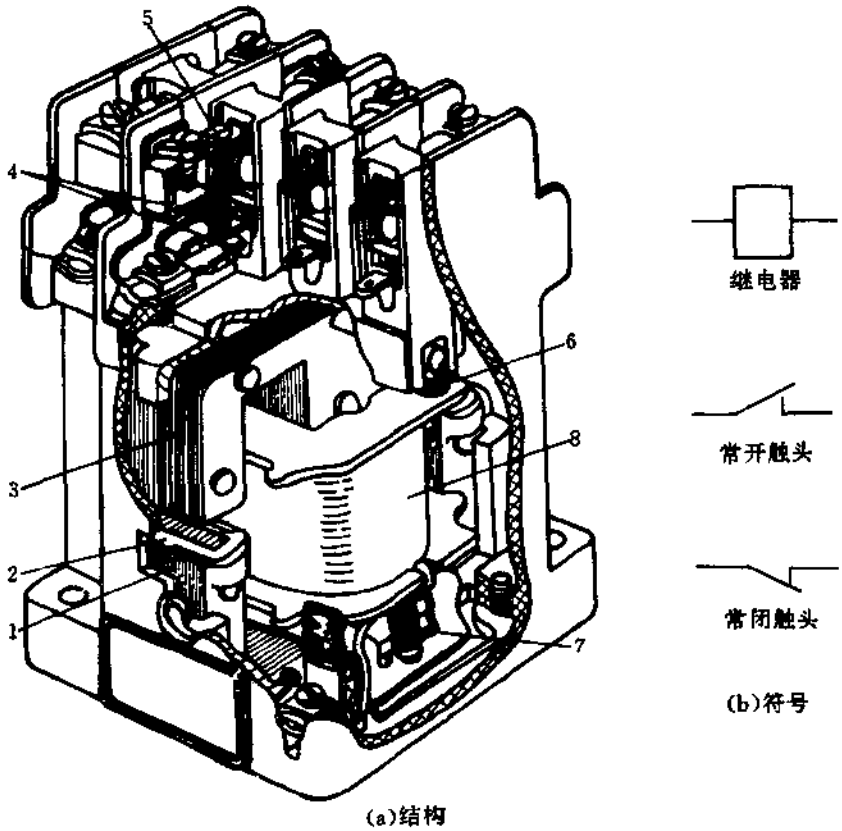


图7-6 JZ7型中间继电器

1—静铁芯；2—短路环；3—动铁芯；4—常开触头；5—常闭触头；6—复位弹簧；7—反作用弹簧；8—线圈（电压380 V，线径ϕ0.19，匝数9200）

7.1.4 保护电器

1. 熔断器

熔断器在电路中主要作为短路保护元件。此外在检修设备时，将熔断器拔掉，起到使电路

和电源隔离的作用，以保证操作安全。

熔断器的种类较多，常用的有插式和螺旋式两种，其结构见图 7-7 和图 7-8，它们的技术数据见表 7-4 和表 7-5。

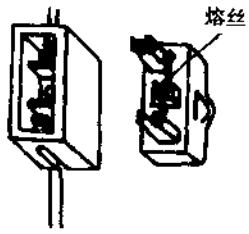


图 7-7　插式 RC1 型熔断器结构图

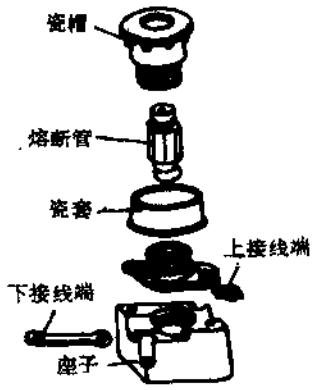


图 7-8　螺旋式 RL1 型熔断器结构图

表 7-4　RC1 型插式熔断器的技术数据

可装熔丝的最大电流(A)	熔丝的种数	熔丝的额定电流(A)
10	4	1,4,6,10
15	3	6,10,15
30	3	20,25,20
60	3	40,50,60
100	2	80,100
200	3	120,150,200

表 7-5　RL1 型螺旋式熔断器的技术数据

型　　号	可装熔丝的最大电流(A)	熔断管电流等级(A)
RL1-15	15	2,4,5,10,15
RL1-60	60	20,25,30,35,40,50,60
RL1-100	100	60,80,100
RL1-200	200	100,125,150,200

2. 热继电器

热继电器在控制电路中作为长期过载保护之用。常用的热继电器有 JR0、JR10、JR15 系列等多种。图 7-9 所示为 JR10-10 型热继电器，现以它为例说明热继电器的结构和作用原理。

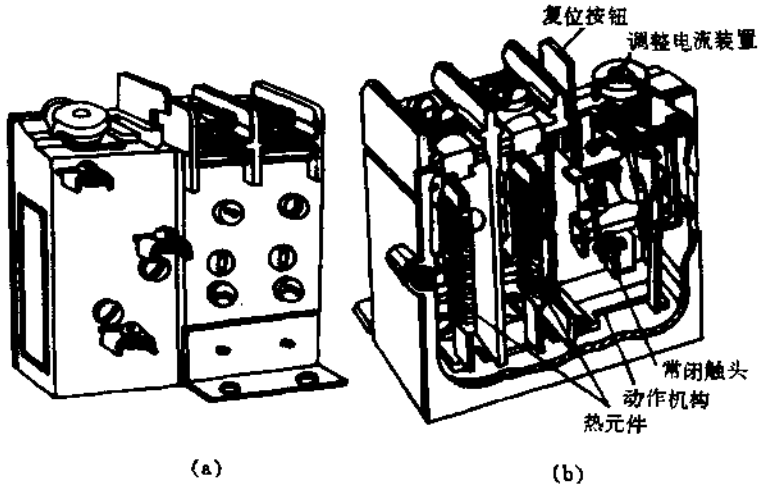


图 7-9　JR10-10 型热继电器

图 7-10 是 JR10 型热继电器结构的示意图。图中 1 是发热元件，它是一段电阻不大的电阻丝，串接在电动机主电路中，2 是双金属片，由两种具有不同热膨胀系数的金属（通常用钢和黄铜）片碾压而成。图中双金属片上部固定，下部可以自由伸张，左边一层金属的热膨胀系数比右边一层金属的热膨胀系数小。当电动机过载，电流超过热继电器的额定电流以后，电阻丝 1 发热，温度升高，双金属片受热向左弯曲，推动导板 3，使常闭的动触头 4 和静触头 5 脱开，这个常闭触头的开断，就使控制电动机的接触器线圈失电，从而使电动机主电路断电停车。

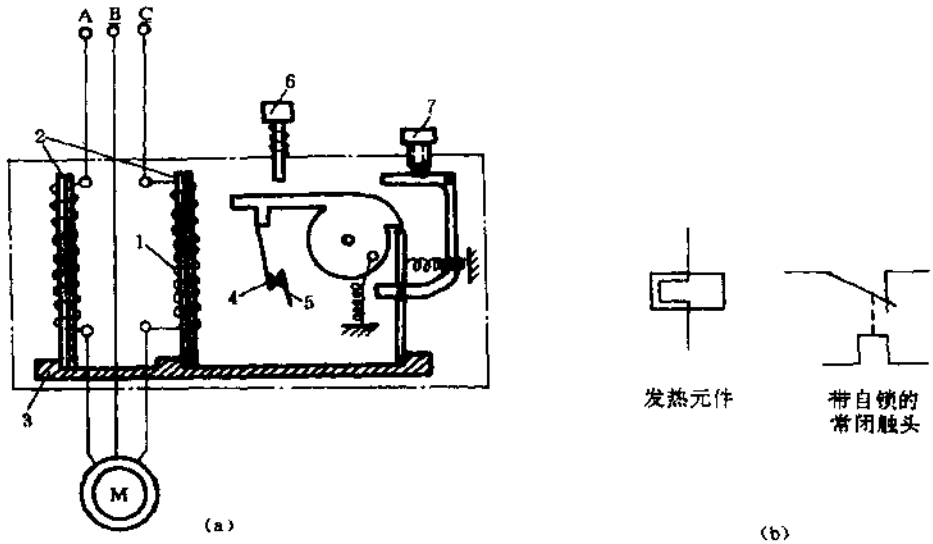


图 7-10　JR10 热继电器

(a) 结构示意图；(b) 符号

热继电器动作以后，要待双金属片冷却，恢复原状，压下复位按钮 6 才能使常闭触头闭合复位（即具手动复位装置）。转动调节螺丝 7 可以调节推杆松紧，从而调节热继电器的整定电流（即热继电器长期不动作的电流）。通常调节整定电流与电动机的额定电流相一致。当过载电

流超过整定电流 1.2～1.6 倍时，热继电器便要动作，其保护特性见表 7-6。

表 7-6　JR0、JR10 系列热继电器的保护特性

刻度电流倍数	动　作　动　间	备　　注
1.0	长期不动作	
1.2	小于 20 min	热态开始*
1.5	小于 2 min	热态开始*
6.0	大于 5 s	冷态开始

*热态指热元件已被加热至稳定状态。

热继电器的发热元件有一只、两只和三只三种。作为三相主电路的过载保护元件，至少需要在三相交流电路的二相中串入发热元件。所以选用有两只发热元件(如 JR10 系列)或三只发热元件(如 JR0 系列)的热继电器时，每台电动机只需用一只热继电器，而使用只有一只发热元件(如 JR15 型)的热继电器时，每台电动机的三相主电路中需用两只热继电器。

7.1.5　自动开关

自动开关又称为自动空气断路器，它既可作为一个电源开关，又同时具有自动保护的功能。图 7-11 为 DZ5 型自动开关的外型，图 7-12 为自动开关的图形符号。

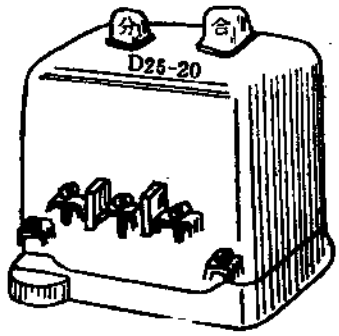


图 7-11　DZ5 型自动开关

图 7-12　自动开关图形符号

自动开关内除装有主触头(制冷控制系统常用三极的)外，还装有热脱扣器——相当于热继电器和瞬时脱扣器——相当于电磁式过电流继电器，它的作用是瞬时通过的电流达到额定电流的整定倍数(如 8～12 倍)时，主触头迅速脱扣断开，起到瞬时保护作用。有的自动开关还有欠压脱扣器，当电源电压降低到某一调定的数值时，开关自动脱扣断开。使用时按下“合”按钮(或扳键)，开关内的主触头就闭合，并自动锁扣住。主电路通电工作过程中，如果所通过的负载电流发生长期过载或瞬时短路时，热脱扣器或电磁脱扣器将起作用，使开关自动跳开，起到过载保护或短路保护的作用。当需要手动断开电路时，按下“分”按钮(或扳键)即可。

自动开关的种类和结构形式有多种，制冷控制系统常用的有 DZ5、DZ10、DZ9、DZ15 系列等。

选用自动开关时，应使开关主触头的额定电流等于或大于负载电路的额定工作电流，额定电压等于负载的额定电压，热脱扣器的整定电流应等于负载的额定电流或实际工作电流；电磁

脱扣器的瞬时动作整定电流应大于负载电路正常工作时的尖峰电流。在控制电动机时则应略大于电动机的起动电流，可作如下估算：

瞬时动作电流$=K_1K_2\times$电动机额定电流，

式中：K_2 为电动机起动电流与额定电流之比；K_1 为安全系数，DZ 型自动开关。$K_1=1.7$。

表 7-7 为自动开关的技术数据。

表 7-7　DZ5-20 三极自动开关技术数据

型　号	极限	脱扣器形式	额定电压(V)	主触点额定电流(A)	辅助触点		热脱扣器额定电流(A)	电磁脱扣器瞬时动作整定值
					类型	额定电流(A)		
DZ5—20/330	3	复式	交流 380 直流 220	20	常闭 常闭	5	0.15(0.10～0.15)	为热脱扣器额定电流的 8～12 倍
DZ5—20/230	2						0.20(0.15～0.20)	
DZ5—20/320	3	电磁式					0.30(0.20～0.30)	
DZ5—20/220	2						0.45(0.30～0.45)	
DZ5—20/310	3	热脱扣器式					0.95(0.45～0.60)	
DZ5—20/210	2						1.0(0.65～1.0)	
DZ5—20/300	3	无脱扣器式					1.5(1.0～1.5)	
DZ5—20/200	2						2.0(1.5～2.0)	
							3.0(2～3),4.5(2～4.5)	
							6.5(4.5～6.5),10(6.5～10)	
							15(10～15),20(15～20)	

注：热脱扣器额定电流括号内的数据，系指热脱扣器整定电流的调节范围。热脱扣器的保护特性(交流)为 1 倍整定电流2 h 不动作(冷态开始)，1.2 倍整定电流 20 min 内动作(热态开始)，6 倍整定电流动作时间大于5 s(冷态开始)。复式脱扣器包括热脱扣器和电磁脱扣器。最大分断电流在交流 380 V，$\cos\varphi=0.7$时，有效值为1200 A。

7.2　基本控制环节

7.2.1　点动控制电路

点动控制是最基本的控制环节之一，其控制电路见图7-13。图中有两部分，一个是三相电源 ABC 经开关 HK、熔断器 RD 和接触器 C 的三对主触点到电机 M 的工作电路，也称主电路或主回路。主电路的特点是工作电流大，在电路图中用较粗的线条表示；另一个是按钮 QA 与接触器线圈 C 组成的电路，它是控制主电路的通或断的，称为控制电路或控制回路，控制电路的电流较小，在线图中用细线表示。在电气线路图中，同一接触器是用同一字母表示的(如图中的 C)，应注意，虽然接触器的线圈与触头不画在一起，其实这两部分是表示接触器的整体，只有当该线圈一通电，它的触头就动作(闭合或断开)。从控制电路可见，当按钮 QA 接通，线圈 C 通电，接触器 C 动作，三对主触头闭合，电动机 M 就转动；当按钮 QA 断开，线圈 C 断电，使主触头断开，电动机 M 就断电停转。所以把该控制电路称为点动控制电路。

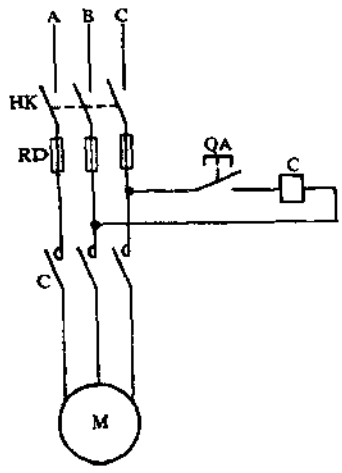


图 7-13　点动控制电路

7.2.2 有自锁的控制电路

图7-14为具有自锁环节的控制电路原理图，它和点动电路比较，在起动按钮QA的两端并联了接触器C的常开辅助触头，当按下QA后，接触器C的线圈通电，C的主、辅触头部闭合，电动机转动。当松开QA时，C的线圈并不断电，而是通过C的辅助触头通电，这个常开辅助触头对接触器C来说，具有自锁作用，又称为自锁触头。为了方便停车，线路装有停止按钮TA，按下TA，C的线圈断电，它的主触头断开，电动机即停车。而当松开TA，因TA是个常闭按钮，它复又闭合，但这时因为QA和C的常开辅助触头部开着，C的线圈不能再通电了。可见自锁环节的作用有二，一是当按下起动按钮，发出起动指令后，电动机即起动，松开QA也不会使电动机停车；二是起到失压保护的作用，即当电源断电后又恢复供电时，电动机停转后不能自动起动，而必须重新按一下起动按钮才能重新起动。

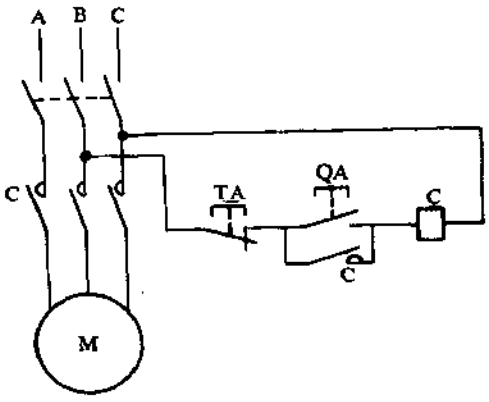


图 7-14　有自锁的控制电路

7.2.3 两地点控制电路

在空调制冷系统中，有时需要在机房和冷藏室两地都能控制冷却水泵的开停。为此，要在两个地方都装有开停电钮，两组按钮的接线原则是：起动按钮并联，停车按钮串联，如图7-15所示。

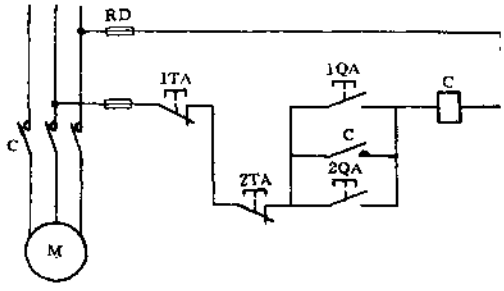


图 7-15　两地点控制电路

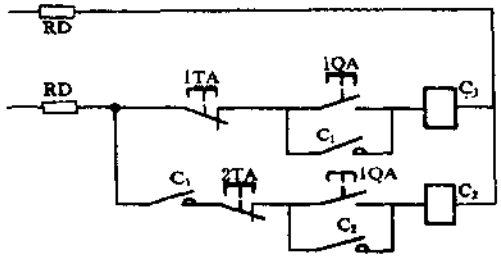


图 7-16　按先后顺序起动的控制电路

7.2.4 按先后顺序起动的控制电路

我们知道，在开制冷压缩机之前，必须先开冷却水泵，为此在电路上应有联锁保证，就是冷却水泵不开，冷冻机就开不动。图7-16电路中接触器C_1控制冷却水泵，接触器C_2控制冷冻机，而把接触器C_1的常开辅助触头串联在接触器C_2的线圈电路中，这样就保证必需在接触器C_1通电后，C_2才可能通电。如果接触器C_1的线圈不通电，则串联在C_2线圈中的C_1触头常开着，即使按下2QA接触器C_2也不能通电。

7.2.5 按时间原则的控制电路

在制冷系统控制电路中，有时需要控制一个电器动作(或操作)之后，隔一定时间，另一个电器才动作(或操作)，也就是按一定的时间顺序进行控制。离心式水泵或鼓风机等轻载起动的电动机用 Y-△自动起动线路，就属于这种情况。

1. 时间继电器

按时间原则的自动控制电路，总要用到时间继电器。时间继电器的种类有多种，常用的有空气式，晶体管式，电动式等。在制冷与空调系统中，需要作长时间延时的场合，可以选用 JS11 系列电动式时间继电器，它的延时时间可以从 0～72 h，但这种时间继电器机械结构复杂，体积较大，价格也较贵。在只需延时几秒钟的场合，常选用 JS7—A 空气式时间继电器。现简单说明其工作原理。

JS7—A 系列时间继电器有通电延时和断电延时的两类，图 7-17 和图 7-18 示出它们的工作原理。它们都是利用空气阻尼作用而达到延时动作的。

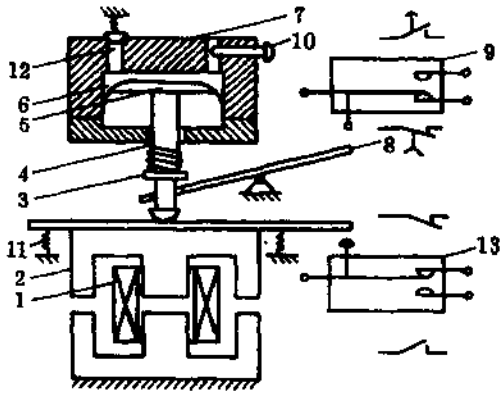


图 7-17 通电延时式空气时间继电器

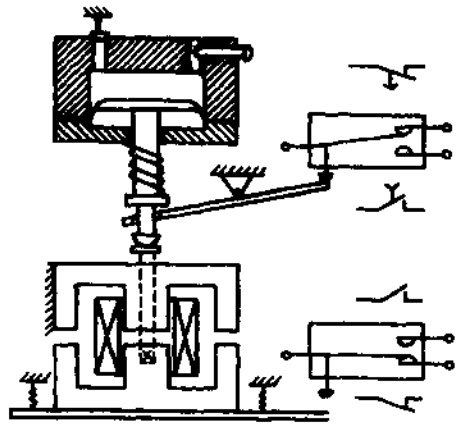


图 7-18 断电延时式时间继电器

通电延时的空气式时间继电器，当吸引线圈 1 通电后，衔铁 2 被吸下，衔铁与活塞杆 3 之间有一段距离，在弹簧 4 的作用下，活塞就向下移动。在伞形活塞 5 的表面固定有一块橡皮膜 6，当活塞向下移动时，在橡皮膜上部空间，造成空气稀薄，橡皮膜上下形成气压差，活塞不能迅速下移。当空气从进气孔 7 进入时，活塞才缓慢下移。移到一定位置时，杠杆 8 使微动开关 9 动作。

从线圈通电到活塞从上面下移到下面推动微动开关动作时为止，这段时间就是继电器的延时时间。旋动调节螺钉 10，调节进气孔的大小，就可以调节延时的时间。

当吸引线圈断电后，受弹簧 11 的作用，衔铁复位，活塞上移，活塞上部空气冲开出气孔 12，迅速排出。

由图 7-17 可见，上面两个为延时触头，一个延时断开的常闭触头和一个延时闭合的常开触头。下面还有两个瞬时动作的触头。它们的符号示于图中。

断电延时式空气时间继电器，只是将通电延时式的铁芯和衔铁倒装而成。图 7-18 中有两个延时触头，一个为延时闭合的常闭触头，另一个为延时断开的常开触头。

2. 时间控制基本环节

当线路要求第一个继电器 J_1(7-19 中只画出 J_1 的触头,未画出它的吸引线圈)或接触器通电动作后,延时一定时间间隔,第 2、3 个继电器 J_2、J_3 才顺序动作,可用如图 7-19(a)的控制电路,由图可见,J_1 常开触头闭合后,通电延时继电器 SJ 的线圈通电,延时一段时间后,J_2 线圈先断电,然后 J_3 线圈通电。

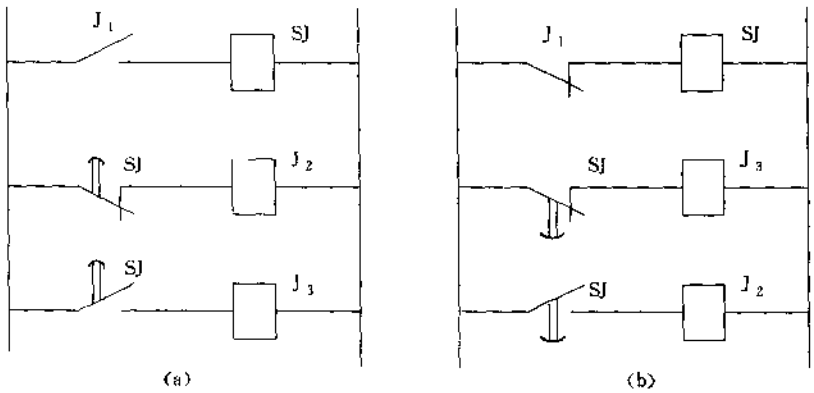


图 7-19 时间控制基本环节

在某些场合,也可用断电延时的时间继电器来控制。如图 7-19(b)。控制电路接通后,断电延时的时间继电器 SJ 的线圈通过继电器 J_1 的常闭触头立即通电动作。继电器 J_2 线圈也被 SJ 的常开触头瞬时接通,而 J_3 线圈则断电。继电器 J_1 动作后,常闭触头 J_2 断开,使 SJ 线圈断电,经延时后,J_3 线圈先断电,而后 J_3 线圈通电。

3. 鼠笼式电动机 Y-△起动控制电路

图 7-20(a)为应用断电延时式时间继电器组成的 Y-△起动线路。其优点是电动机起动完成以后,时间继电器 SJ 断电,避免了 SJ 的长期通电。其中线路接触器 XC 用于起停控制,接触器 1C 和 2C 分别用于使电动机绕组接成星形和三角形。起、停按钮 QA 和 TA,与接触器 XC 组成自锁环节。1C 和 2C 按联锁方式工作,以防止它们同时闭合,造成电源短路事故。从接通 1C 使电动机作星形连接起动换接为三角形连接运行,其间的时间间隔由 SJ 的延时来决定。

按下起动按钮 QA,接通 SJ,它的延时断开常闭触头瞬时闭合,使接触器 1C 线圈通电。1C 动作后,它的主触头将电动机接成星形,它的辅助触头又使 XC 的线圈接通。XC 动作后,由 XC 的常闭触头切断 SJ 线圈电路,SJ 开始延时,XC 的辅助触头还和 QA 并联成自锁电路,与此同时,XC 的主触头使电动机通电起动。经一定延时后,SJ 的延时常开触头断开,使 1C 线圈断电,之后接通 2C 的线圈,电动机即通过 2C 的主触头换接成三角形进入正常运行。

图 7-20(b)为用通电延时式时间继电器作电动机 Y-△起动的控制电路。其原理和基本控制环节与图 7-20(a)相似。

7.2.6 温度控制电路

1. 用温度继电器控制冷库温度

在制冷系统中,由于冷库要求维持在一定的温度范围,就需要有反映冷库温度的检测元件和与之配合调节库温的控制执行元件。例如,目前常用的有 WT-1226 型温度继电器(用文字

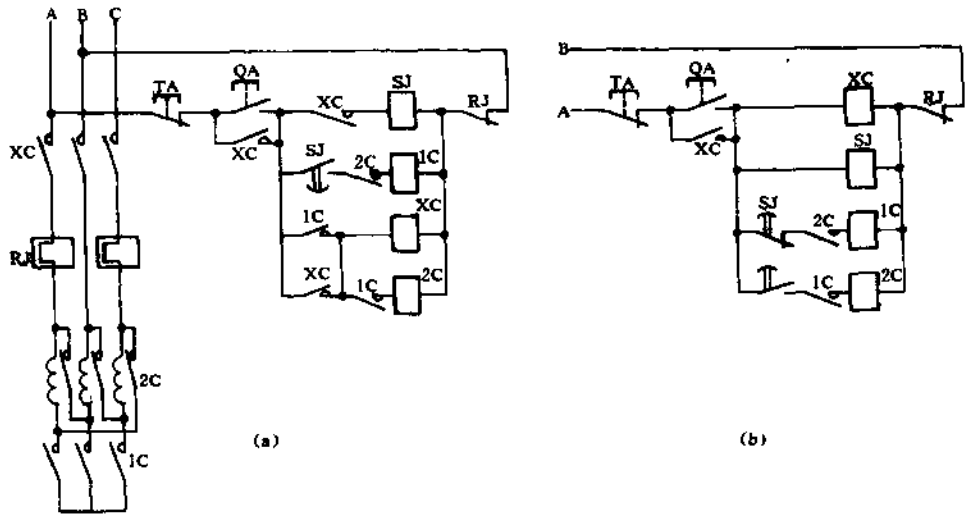


图 7-20　电动机 Y-△起动控制电路

WD 表示)和 DF 型电磁阀(用文字 DF 表示)。在控制电路中,可以由温度继电器直接控制电磁阀,也可以由温度继电器通过中间继电器(用文字 ZJ 表示)来控制电磁阀,其控制线路如图 7-21 所示。

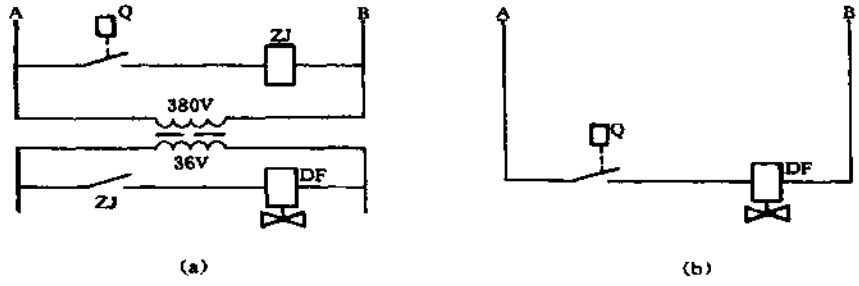


图 7-21　温度控制电路

有的冷冻机控制电路中,用反映冷库温度的温度继电器控制接触器线圈电路的通断,从而控制了冷冻机的开停,达到自动控制的目的。其接法和图 7-21 相似。

2. 用压力继电器控制温度

在某些制冷系统中,采用低压继电器间接控制冷库温度。当冷库温度较高时,制冷系统的回气管压力相应较高,低压继电器触头闭合,控制电动机的接触器线圈通电,制冷机照常工作;当冷库温度降低到调定值以下后,回气管压力相应降低,低压继电器触头断开,接触器线圈断电,制冷机停止工作。

7.2.7　基本保护环节

1. 失压保护(零电压保护)

在由刀开关控制电动机开停的电路中,当电源突然断电,电动机停车后,若电源又突然恢

复供电时，电动机会立即通电自行起动，这种情况下可能造成严重的生产和人身事故。可见这种电路缺少失压保护。

在空调、制冷系统的控制电路中，凡有自锁环节的，就有失压保护作用即当电源突然断电又复供电时，电动机停转后不能自动起动，而必须重新按一次启动按钮 QA 才能重新启动。

2. 短路保护

为了电气设备安全运行，当电动机或其他电器、电路发生短路事故时，电路本身必须有保护能力。短路保护由熔断器、自动开关或两者同时担任。如前所述，用转换开关(或铁壳开关)控制电动机的电路，就装有熔断器 RD，当电动机发生短路时，电路电流急剧增加很多倍，RD 很快熔断，使电路和电源隔离。控制电路有时另加熔断器保护。

熔断器的熔片(或熔丝)允许通过的额定电流 $I_{熔}$ 一般选为电动机额定电流的 2～3 倍。

3. 过载保护(热保护)

如果电动机负载过大或其他故障(如一相断路)时，电动机电流将超过它的额定电流，但又不是超过许多倍(如 1.5 倍)，电动机处于过载运行。这时保险丝不一定烧断(但时间长了电动机可能烧坏)。因此需要一种长期过载保护。热继电器 RJ 就起这个作用。RJ 的发热元件串联在电动机的主电路中，而它的常闭触头在控制电路中和主接触器的线圈串联。当电动机长期过载，RJ 的发热元件发热，使它的常闭触头打开，主接触器断电电动机停转。

4. 高压保护和油压保护

(1) 制冷系统中，在排气端装有压力继电器作为保护元件，和热继电器相似，它们的常闭触头串联在主接触器线圈的控制电路中。当排气压力超过调定值时，常闭触头断开，使主接触器线圈断电，压缩机停止工作，起到了保护作用。

(2) 冷冻机还装有保证润滑油压力高于压缩机低压压力一定数值的压差继电器（常用 JC3.5 型压差继电器)。当润滑油压太低时，压缩机可能发生故障，应立即停车，排除故障。在控制电路中，油压差继电器的常闭触头和高压保护的常闭触头一样，串联接在保护电路中。

7.2.8 制冷系统工况指示和故障报警

在电气方面，一般装有红、绿指示灯和故障报警警铃。

指示灯的接法：

绿灯和接触器常开辅助触头串联，红灯和常闭辅助触头串联(见图 7-22)。

故障指示灯和电铃并联后和失压继电器的常闭触头串联。J_1 为失压继电器，DL 为报警电铃(见图 7-22)。

7.3 制冷系统控制电路举例

7.3.1 交流磁力起动器(磁力站)

电动机的控制线路，往往具有几个控制环节和保护环节，为了使用方便，对中小型电动机的控制，生产了通用的控制箱，称为磁力起动器。它一般由按钮，接触器，热继电器等组成。磁

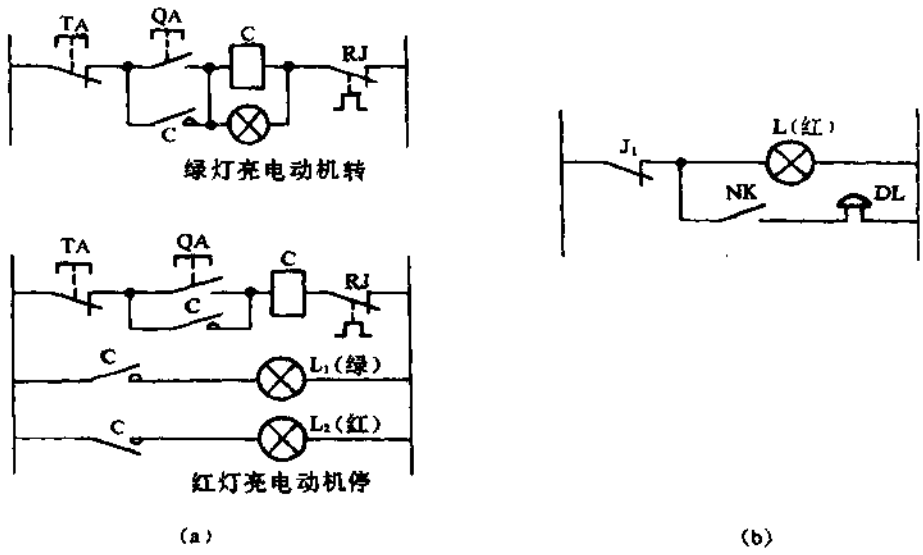


图 7-22　工况指示报警电路

(a) 工况指示；(b) 报警电路

力起动器(见图 7-23)，它有自锁环节，也就同时具有失压保护和欠压保护的功能。它装有热继

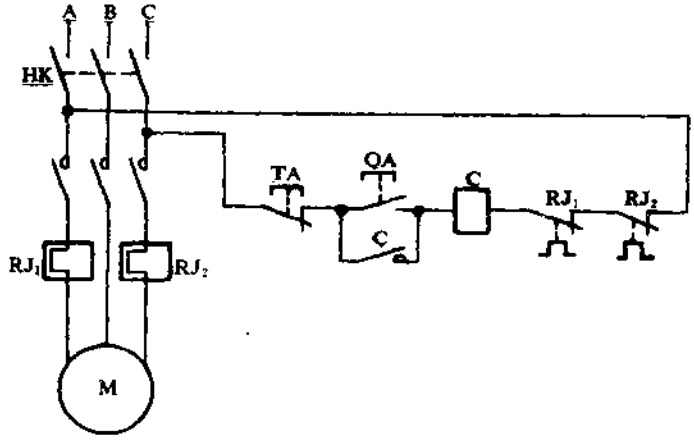


图 7-23　磁力起动器电路原理图

电器作为长期过载保护。

7.3.2　GS－20 降湿机控制电路

从图 7-24 主电路看，有两台电动机 D_1、D_2，分别由接触器 CJ_1、CJ_2 控制，其中 D_1 为风机用电动机，D_2 为制冷压缩机用电动机。在主电路上分别接有作长期过载保护用的热继电器 RJ_1、RJ_2。

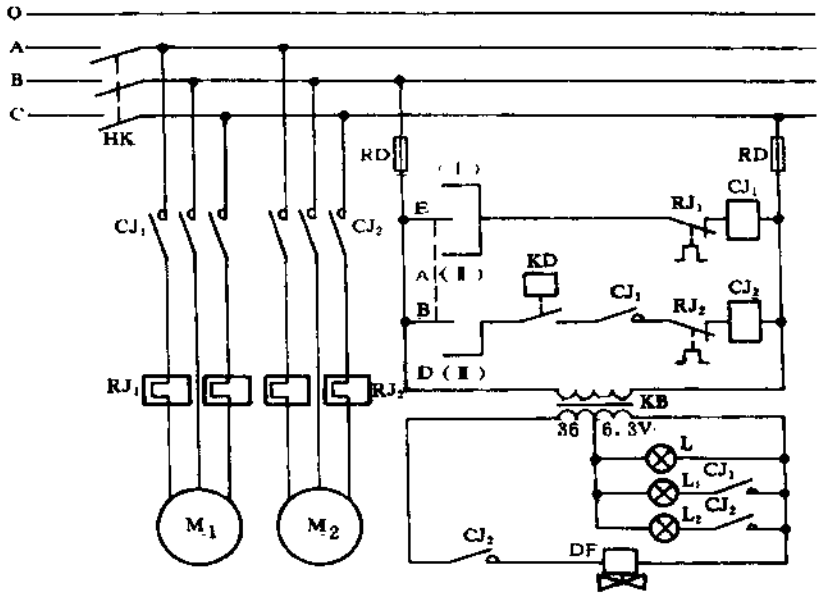


图 7-24　GS-20 降湿机电气控制线路原理图

KD -压力继电器 KD155；$RJ_{1,2}$—热继电器；$CJ_{1,2}$—交流接触器；M_1—风机电动机；M_2—制冷机电动机；RD—熔断器；DF—电磁阀 DF16；KB—变压器 BK—25；HZ—转换开关 HZ10 10P/12；HK—转换开关；L—指示灯

控制电路：HZ 是转换开关，可以同时接通两条控制电路。控制电路第一行为接通风机的主接触器 CJ_1 线圈的电路。RJ_1 是风机的过载保护热继电器的常闭触头，正常工作时它是闭合的。当转换开关 HZ 放在 I 位置时，CJ_1 线圈通电，它的电磁铁芯吸合接触器的衔铁，带动动触头动作，使它的动静触头闭合，接通风机 M_1 电动机的主电路，风机起动，指示灯 L_1 也亮了。风机运转后，为冷冻机的起动作好准备，也就是说，只有风机起动后，冷冻机才能起动。它是通过 CJ_1 接触器的常开辅助触头和 CJ_1 连锁的，这个触头装在控制电路第二行。

第二行是接通冷冻机主接触器 CJ_2 线圈的电路。其中 RJ_2 是冷冻机的过载保护热继电器的常闭触头，正常工作时它是接通的。KD 是高低压开关(用 KD155 型压力控制器)，它在线路中起保护和自动控制作用。当冷冻机的高压端压力超过调定值或低压端压力低于调定值时，KD 触头就断开，切断 CJ_2 线圈电路，使冷冻机停止工作。当 HZ 转换开关放在 I 的位置时，第一行电路的 CJ_2 线圈继续通电，第二行电路中的 CJ_1 触头仍然闭合，这时 CJ_2 线圈便由 KD 压力控制器自动控制：如果冷冻机的吸入压力高于低压调定值时，KD 闭合，CJ_2 线圈通电，它的常开主触头 CJ_2 闭合，M_2 起动，冷冻机投入运转，CJ_2 的辅助触头也闭合，指示灯亮了。同时因 CJ_2 辅助触头闭合，接通电磁阀 DF 线路，电磁阀打开，向蒸发器供液；反之，当冷冻机的吸入压力下降到低于低压调定值的下限时，压力控制器 KD 便打开，CJ_2 线圈失电，电机停转，L_2 灯暗，电磁阀 DF 也关闭，停止向蒸发器供液。这就是由冷冻机低压吸入压力的高低来自动控制压缩机的开停。

KD 压力控制器还起到高压故障保护作用，当冷冻机由于某种原因而使高压排出压力超过调定值的上限时，KD 触头打开，使电动机停车，冷冻机即停止工作。但是在这个线路中采用

的 KD155 型压力控制器，它没有手动复位装置，故当排出的高压压力降低到低压调定值的下限时，KD 触头又能自动接通，电动机自动重新起动，这是它的不足之处，线路也缺少失压保护环节。

控制线路中 RD 是熔断器，对控制线路起短路保护作用。

KB 是控制变压器，它的副边为 36 V 和 6.3 V，供电磁阀和指示灯用。

7.3.3 冷藏库电磁阀控制电路

如图 7-25 所示，控制电路中由变压器 B 将电路分成两部分。上部的继电器 $J_{1\text{-}4}$ 和温度继电器触头 $WJ_{1\text{-}4}$ 工作于 380 V 电源。下部的电磁阀用 36 V 电压，由图可见，鱼库、乳品库各用一只电磁阀，肉库、菜库各用 2 只电磁阀，它们分别由温度继电器通过中间继电器控制。如鱼库温度高于调定值上限（如 −7℃）时，WJ_1 触头闭合，中间继电器 J_1 线圈通电，它的常开触头闭合，鱼库电磁阀 FD_1 通电动作，打开电磁阀向蒸发器供液，同时指示灯 LD 亮。当鱼库温度低于调定值下限（如 −10℃）时，WJ_1 触头断开，J_1 断电，电磁阀 FD_1 关闭。$NK_{1\text{-}4}$ 是电磁阀的试验开关。

7.3.4 常用电工符号介绍

参照 GB4728《电气图用图形符号》，摘录其中一部分介绍给读者，见表 7-8。

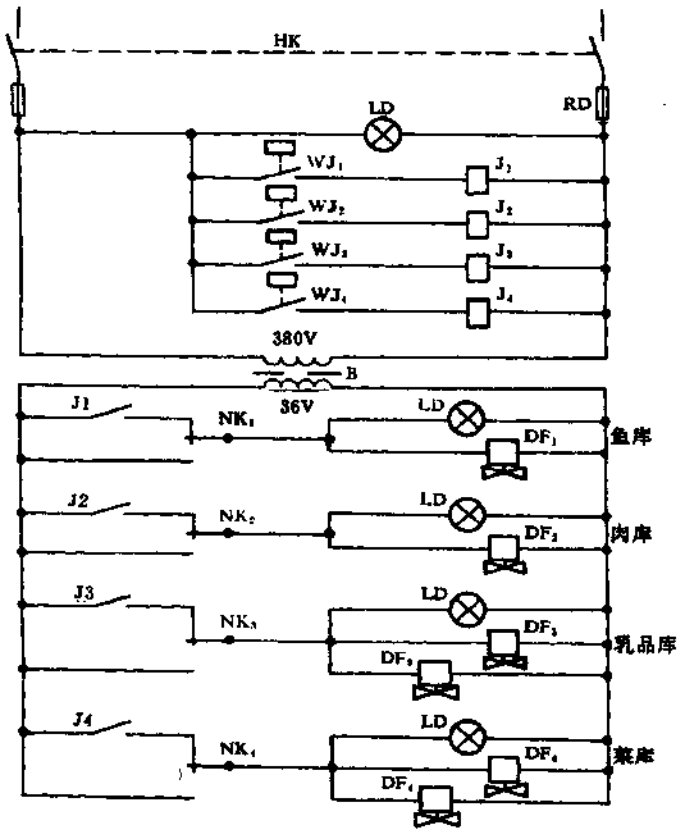
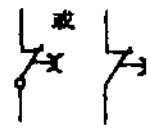
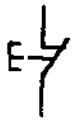
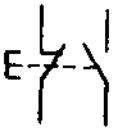
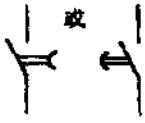
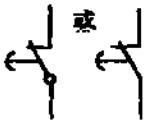
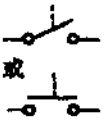
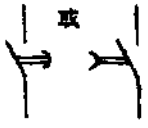
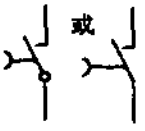
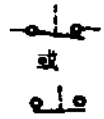
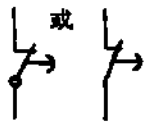
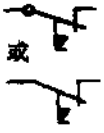
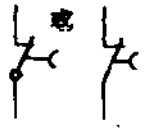
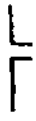
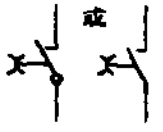
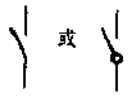
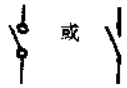
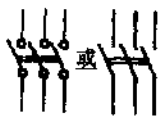
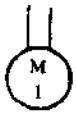
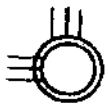
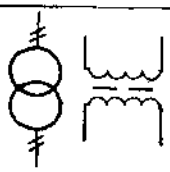
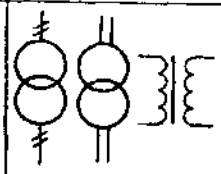
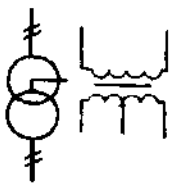
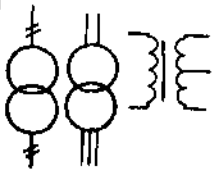
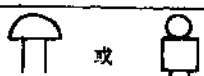
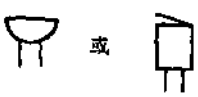


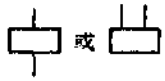
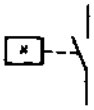
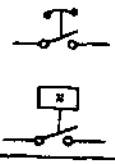
图 7-25 伙食冷库电磁阀控制原理图

表 7-8　常用电工符号新旧对照表

名称	新符号	旧符号	名称	新符号	旧符号
动合(常开)触点			延时闭合和延时断开的动断触点		
动断(常闭)触点			带动合触点的按钮		
先断后合的转换触点			带动断触点的按钮		
中间断开的双向触点			带动合和动断触点的按钮		
延时闭合的动合触点			位置开关的动合触点		
延时断开的动合触点			位置开关的动断触点		
延时闭合的动断触点			热继电器的触点		
延时断开的动断触点			接触器的动合触点		
延时闭合和延时断开的动合触点			接触器的动分触点		

（续表）

名称	新符号	旧符号
单极开关		
三极开关		
单相鼠笼式异步电动机		
三相鼠笼式异步电动机		
三相绕线转子异步电动机		
单相变压器		
有中心抽头的单相变压器		
电铃		
蜂鸣器		

名称	新符号	旧符号
继电器线圈		
热继电器的驱动器件		
灯		照明灯 信号灯
熔断器		
液位继电器		
转速继电器		
压力继电器		
温度继电器	或	或

第八章　冷藏库的冷负荷计算及冷藏库实例

冷藏库冷负荷实际上是冷藏库消耗的冷量。计算冷负荷的目的是在于根据它的数值确定冷却设备的容量和选择制冷机组。制冷装置运行时的制冷量只有同冷负荷相平衡时，冷藏库才能维持稳定的温度和相对湿度。

通常冷负荷 Q 由以下五部分热量组成：1）温差渗入热 $Q_{1\text{-}1}$；2）太阳辐射热 $Q_{1\text{-}2}$；3）货物热 Q_2；4）换气热 Q_3；5）操作热 Q_4。

根据现代冷负荷理论，严格来讲，上述五种热量之和并不等于真正的冷负荷。因为实际上存在着隔热层的蓄放热作用，热量传递的时间延迟等因素。但是这种计算比较繁琐。为了简便起见，本书仍介绍冷藏库在某一代表性时刻得到的上述五种热量之和等于冷负荷的传统计算方法。

8.1　冷负荷计算

8.1.1　温差渗入热 $Q_{1\text{-}1}$ 计算

冷藏库内外空气温差通过围壁渗入的热量，称为温差渗入热，用符号 $Q_{1\text{-}1}$ 表示，

$$Q_{1\text{-}1}=\sum KF(t_H-t_n)\quad(\text{kW})。$$

式中：K——外墙或内隔墙两侧空气到空气的传热系数，kW/(m²·℃)；

F——冷藏库围壁的计算面积（围壁的计算面积一律取用围壁（含地坪）中心线之间的尺度），m²；

t_n——冷库温度，℃；

t_H——库外环境空气的温度，℃。

计算外墙渗入热时，t_H 取用当地空气调节日平均温度 t_{wp}，上海是 30℃。计算内墙渗入热时，t_H 应取用该内墙相邻间的空气温度。若相邻间也是冷间时，它有规定的温度；若相邻间不是冷间，这时可用下述近似方法确定 t_H 值。

当邻间有门窗同室外相通时，$t_H=0.7(t_{wp}-t_n)+t_n$；

当邻间没有门窗同室外相通时，$t_H=0.6(t_{wp}-t_n)+t_n$；

当邻间为地下室时，$t_H=0.5(t_{wp}-t_n)+t_n$；

计算地坪渗入热时，若地坪没有加热防冻装置，$t_H\approx0$℃，而传热系数 K 等于地坪隔热层到冷间空气的传热系数。

8.1.2　太阳辐射渗入热 $Q_{1\text{-}2}$

冷间外围壁因吸收太阳辐射热而附加的渗入热量，用 $Q_{1\text{-}2}$ 表示，

$$Q_{1\text{-}2}=\sum K_0F_0\Delta t_s\quad(\text{kW})。$$

式中：K_0——外围壁传热系数(是以外壁面到冷间空气的传热系数)；kW/(m²·℃)；

F_0——外围壁传热面积，m²；

Δt_s——冷藏库外围壁由于太阳辐射而引起的附加的当量温升，它同围壁朝向，表面颜色和粗糙度有关。理论上可导得 $\Delta t_s=\frac{J\cdot a}{a_H}$。其中 a 是外围壁对太阳辐射强度 J 的吸收率；a_H 是外围壁的放热系数；太阳辐射强度 J 在不同时刻，不同朝向有不同的值，所以，严格来说，要正确计算 Δt_s 值是十分困难的。考虑到隔热墙的蓄热衰减，以及传热的时间延迟，工程上为简便起见，Δt_s 值可用表 8-1 数值。

表 8-1　附加当量温升 Δt_s

围护结构名称	条　　件	Δt_s(℃)				
外　墙	外表面太阳辐射热吸收系数 a	墙　的　朝　向				
		南	东南、西南	东、西	东北、西北	北
	0.65	4.5	6	6.5	5	3
	0.75	5.2	7	7.5	6	3.5
屋　顶	顶棚传热系数 K_0 (W/(m²·℃)，	顶棚保温屋盖不保温			屋盖上有通风屋面(无吊顶)	
		吊顶内无通风	吊顶内有通风			
	<1.16	8～10	6～8			
	>1.16	5～7	3～5		3～5	

注：(1) 此表适用于外墙砖厚大于或等于 240mm 条件；

(2) 当屋顶下面没有吊顶，或者没有通风屋面时，其 Δt_s 要用屋盖综合温升($\Delta t_{zw}-t_{wp}+t_0$)值，详见《空调设计手册》。

8.1.3　货物热 Q_2

用制冷装置冷却货物时，货物不断放出热量，使其温度下降、冻结或者回冷。对不含液体成分的货物，制冷装置可将其冷却到任何工艺所需的温度。对含有液态成分的货物，冷却过程只能进行到它开始冻结的温度。继续冷却时货物发生冻结过程，货物中的液态成分转变为固态。回冷过程是指冻结货物由于运输途中受热，部分解冻融化，面用制冷装置再次冷却、冻结它，使它回复到原来的冻结状态。

对每个冷却过程，货物热的具体计算如下：

(1) 冷却过程

$$Q_2=G\cdot c_1(t_1-t_2)/(3600\times 24)\quad (\mathrm{kW})。$$

式中：G——平均一昼夜最大进货量或最大生产量，kg；

c_1——被冷却货物的比热容，kJ/(kg·K)；

t_1、t_2——分别为冷却前后的温度，℃。

(2) 冻结过程

冻结过程可分三个阶段：1) 货物从初始温度 t_1 冷却到它开始冻结的温度 t；2) 进一步冷却时货物在等温 t 下冻结；3) 冷冻后货物温度从 t 降至 t_2。这样，

$$Q_2=G[c_1(t_1-t)+335d\cdot\omega+c_2(t-t_2)]/(3600\times 24)\quad (\mathrm{kW}),$$

或者　　$Q_2=G\cdot(h_1-h_2)/(3600\times24)$　(kW)。

式中：d——货物中的含湿量，kg/kg；

ω——货物冷却到 t_2 时含湿量中的冻结率；

c_2——货物冻结后的比热容，kJ/(kg·K)；

h_1、h_2——分别为冷冻前、后货物的焓值，kJ/kg；

其他符号同上。

(3) 回冷过程

$$Q_2=G[335d(\omega_2-\omega_1)+c_2(t_1-t_2)]/(3600\times24)\quad(\text{kW})。$$

式中：ω_2——回冷后温度 t_2 时货物含湿量中的冻结率；

ω_1——回冷前温度 t_1 时货物含温量中的冻结率；

其他符号同上。

对于周期性工作设备，货物热在整个工作过程中有很大的变化。开始时，当把热的货物装进低温的冷间，由于这时货物与冷间有最大的温差，所以散热量最大。随着货物冷却和冻结的过程，它们间的温差逐渐变小，散热量也逐渐变小。而上述公式计算出的货物热是指整个冷却过程中的平均值。显然，根据这个平均值来确定冷间的设备负荷，并按它来选配冷却设备是不能满足冷却过程时货物热的要求的。这时，在冷间进货后，它的温度会很快上升，使冷间不能正常工作。因此，应将上述算得的货物热再乘以工作系数 1.3，以满足刚进货时散热量最大的要求。对于连续工作的设备，由于连续进货，货物热在整个工作过程比较均匀，因而无需乘以工作系数。

8.1.4　换气热 Q_3

一些贮藏蔬菜、水果的冷间，需定时地用室外新鲜空气更换冷间中的空气，排除二氧化碳，维持冷间中空气的含氧量。常用通风方式保持蔬菜和水果的新鲜。进入冷间的室外空气被冷却到冷间空气参数，所放出的热量称为换气热。

$$Q_3=n\cdot V\cdot\rho\cdot(h_w-h_n)/(3600\times24)\quad(\text{kW})。$$

式中：V——冷间的净容积，m^3；

n——冷间每昼夜需要的换气次数，一般为 3～6；

ρ——冷间中空气的密度，kg/m^3；

h_w——室外空气焓值，宜采用夏季空气调节干球温度(上海是 34℃)和湿球温度(上海是 28.3℃)来确定，kJ/kg；

h_n——冷间内空气的焓值，kJ/kg。

8.1.5　操作热 Q_4

因冷库操作人员，各种发热设备工作而产生的热量称为操作热。它主要包括以下项目：

(1) 照明热 $Q_{4\text{-}1}$

$$Q_{4\text{-}1}=q_{4\text{-}1}\cdot F\times10^{-3}\quad(\text{kW})。$$

式中：F——冷间面积，m^2；

$q_{4\text{-}1}$——单位面积(m^2)冷间所需照明热，按照冷库照明规定，$q_{4\text{-}1}$ 值如表 8-2 所示。

(2) 动力热 $Q_{4\text{-}2}$

表 8-2 $q_{4\text{-}1}$的值

项　　目	生产性冷库	大贮藏库	小贮藏库
配用照明功率(W)	7.5	3	3
工作系数	0.6	0.35	1.0
照明热 $q_{4\text{-}1}$(W/m²)	4.5	1.1	3

冷库中某些工作机械，如冷风机、搅拌机等都需用电动机拖动，电动机的能量最终都转变为热量，而被冷库吸收掉。

$$Q_{4\text{-}2}=\sum\left(\eta_1\cdot\eta_2\cdot\frac{N_e}{\eta}\right)\quad(\text{kW})。$$

式中：N_e——各种机械所配电动机功率，kW；

η—— 电动机效率；

η_1——负荷系数，平均实耗功率与电动机安装功率之比值；

η_2——同时工作系数，由冷间的工艺过程而决定，一般为 0.7～1.0。

(3) 人体热 $Q_{4\text{-}3}$

$$Q_{4\text{-}3}=0.125n\cdot q_{4\text{-}3}\times10^{-3}\quad(\text{kW})。$$

式中：$q_{4\text{-}3}$——每个操作人员所产生的热量，W。在冷库中，工作人员处于中等劳动强度，其每个人产生的热量，当库温高于或等于(－5℃)时为 280 W；当库温低于(－5℃)时为 400 W。

n——同时操作人员数，平均每 250 m² 为一人。

0.125——工作系数，即假定工作人员在 24 h 内平均有3 h 在冷库内工作。

(4) 开门热 $Q_{4\text{-}4}$

冷库开门时外界空气侵入，从而带进热量和湿量。开门热一般只能利用经验数据计算。

$$Q_{4\text{-}4}=F\cdot q_{4\text{-}4}\times10^{-3}\quad(\text{kW})。$$

式中：F——冷库的面积，m²；

$q_{4\text{-}4}$——每1 m² 冷库面积平均的开门热，W/m²，其值见表 8-3 所示。

表 8-3 每1 m² 冷库的开门热(W/m²)

冷　库　用　途	冷　间　面　积　(m²)		
	<50	<150	>150
冷却间，冻结间	18.5	9.5	7.0
收发货间	46.5	23.0	11.5
冷却物冷藏间	17.5	9.3	7.0
冻结物冷藏间	13.0	7.0	4.5

注：此表的数值适用于层高为 3.6 m。当层高更高时，其数据成比例地增加。

对制冷机组而言，由于各冷间的操作热不可能同时发生，所以可乘以系数(0.5～0.75)，则总的操作热

$$Q_4=(0.5\sim0.75)\cdot(Q_{4\text{-}1}+Q_{4\text{-}2}+Q_{4\text{-}3}+Q_{4\text{-}4})\quad(\text{kW})。$$

但是对确定每个冷间的设备负荷而言，由于操作热的各项组成可能会同时出现，所以计算

冷间的设备操作热应取各项之和，即

$$Q_4=Q_{4\cdot1}+Q_{4\cdot2}+Q_{4\cdot3}+Q_{4\cdot4}\quad(\mathrm{kW})。$$

作近似估算时，不必像上述所说那样列出细项计算，而可以利用每1 m^2 冷库面积的统计性综合指标。表8-4给出指标的某些项目，只要利用表中的数值和下式就能很迅速地估算出冷库冷负荷的近似值。

$$Q=q_F\cdot F\times10^{-3}\quad(\mathrm{kW}),$$

式中：F ——冷库面积，m^2；

q_F ——冷库单位面积冷负荷综合指标，见表8-4。

表8-4 冷库单位面积冷负荷综合指标 q_F（W/m^2）

冷间类型	库内温度（℃）	单层冷库	多层冷库
冷却间	−2～0	80～100	50～60
冻结间	−30	850～900	850～900
冷却物冷藏室	−3～+4	80～95	60～65
冻结物冷藏室	−20	70～90	45～65
穿堂	−10	450～500	450～500
储冰间	−4	85～95	60～65
收发货间	+12	35	35

8.2 冷却设备负荷和机械负荷的确定

对每个冷间，将它的 Q_1，Q_2～Q_4 各项热量加起来求和，乘上一个安全系数 P，就可得到冷间的冷却设备负荷

$$Q_L=P\cdot\sum_{i=1}^{4}Q_i\quad(\mathrm{kW})。$$

式中：Q_1 ——冷间冷却设备负荷，kW；

P ——安全系数，一般为1.1～1.15。

上式中货物热 Q_2 的值应根据冷间的工作情况考虑是否要增大。安全系数主要包括冷负荷计算中的误差和一些没有考虑到的热量。

求得 Q_1 之后，选定制冷剂并确定适当的蒸发温度（一般比冷间库温低8～10℃），然后根据传热理论计算所需冷却设备（冷风机或冷却排管）的大小。

确定机械负荷的目的就是选择所需要的制冷压缩机组的型号及台数。它大致可根据以下步骤进行：

（1）将库温相近的冷间划在同一组里。

（2）选择适当的蒸发温度。

（3）计算冷间组所需制冷机组制冷量

$$Q=A\cdot\sum Q_{L1}\quad(\mathrm{kW})。$$

式中：Q_{L1} ——冷间组里各冷间冷却设备的冷负荷；

A ——附加系数，它包含制冷剂管道、载冷剂管道等的制冷量损失。一般对直接蒸发式制冷系统，$A=1.05$～1.07；对间接冷却式制冷系统，$A=1.10$～1.15，对蒸发温度在（−60）～（−100）℃的制冷系统，$A=1.15$～1.20。

(4) 将制冷量 Q 折算到标准制冷量 Q_0(假定冷凝温度不变),

$$Q_0^{\circ}=Q\frac{\lambda_0^{\circ}\cdot q_{v0}}{\lambda\cdot q_v}\cdot\frac{24}{H}\quad(\mathrm{kW})。$$

式中:λ_0°——在标准工况时的输气系数,查手册或产品目录;

λ——在实际工况时的输气系数,查手册或产品目录;

q_{v0}——在标准工况时单位容积制冷量,查手册或产品目录;

q_v——在实际工况时单位容积制冷量,查手册或产品目录;

H——制冷装置每昼夜的工作时间,一般为 16~18 h。

如果属于不同蒸发温度的冷间共用一套制冷机组,则应该用最低的蒸发温度所对应的 λ 和 q_v 值代入上式进行计算。

(5) 由标准制冷量 Q_0 确定制冷机组的形式和台数。一般在 400 kW 以下,选用活塞式制冷机为多,超过 400kW 宜考虑螺杆式制冷压缩机或者离心式制冷压缩机。在确定台数时应考虑备用机组问题。对活塞式压缩机来说,它有大量的易磨损零件存在,尤其是阀片,它经受剧烈变化的负荷和很高的工作温度,经常需更换,在更换、保养易磨损零件时,需要有备用机组。对于冷负荷常年变化不大的制冷系统尤其要注意备用机组。而对于冷负荷全年变化很大的制冷系统不宜采用一台机组。而最好是将机械负荷均匀地分别给两台或三台机组。这样既满足了冷负荷变化的需要,又满足机组设备维修时所必需的备用机组的需要。

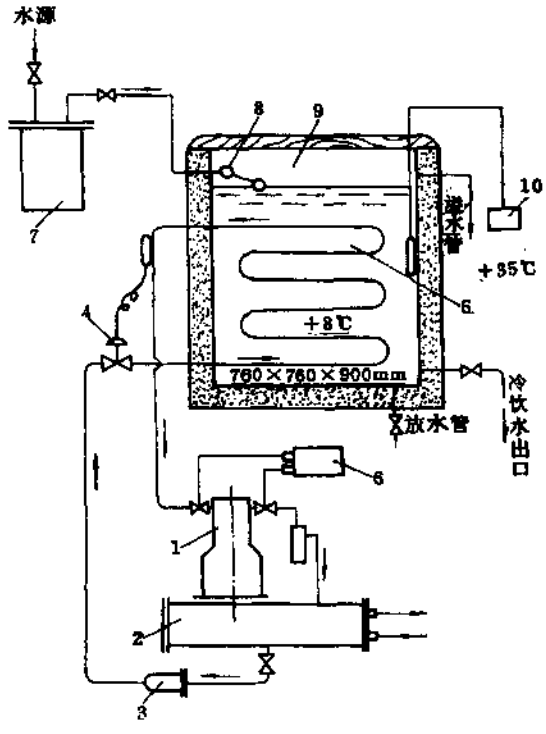


图 8-1 冷饮水器制冷系统简图

1—压缩机;2—冷凝器;3—过滤器;4—膨胀阀;5—蒸发盘管;6—高低压继电器;7—过滤器;8—浮球阀;9—冷饮水箱;10—温度继电器

8.3 冷饮水器热力计算

每当炎夏来临,在工矿企业中,冷饮水的供应已成为劳动保护和防暑降温不可缺少的措施。下面介绍一台冷饮水器热力计算的实例。

图 8-1 是一台冷饮水器制冷系统的示意图,冷饮水的进水温度 $t_{1w}\leqslant 32℃$,出水温度 t_{2w} 为+8℃,冷饮水的供应量为每小时 230 kg。选用一台 2F6.5 水冷式制冷机组作为冷源。其热力计算主要内容如下。

8.3.1 冷饮水器的热负荷 Q_1

$$Q_1=W\cdot c(t_{1w}-t_{2w})=\frac{230}{3600}\times 4.19\times(32-8)$$
$$\approx 6.42(\mathrm{kW})。$$

水箱内的净容积为 0.52m³(深 760 mm,宽 760 mm,高 900 mm)。由于采用 80 mm 厚的聚脂泡沫塑料作为保温层,经实际测定,水箱上部水温和进水温度相同,当环境温度为 35℃时,水箱下部水温可以保持在 8℃,水箱的渗入热据估算约为 38 W,故可以省略不计。

8.3.2 校核 2F6.5 制冷机的制冷量

(1) 2F6.5 制冷机的主要技术参数：

气缸直径 ϕ65 mm，活塞行程 76 mm，气缸数 2，转速 500 r/min，制冷剂 R12。

(2) 用于制冷饮水时的工况：

冷凝温度 $t_k=40^{\circ}C$，相应的冷凝压力 $p_k=0.963$ MPa，蒸发温度 $t_0=0^{\circ}C$，相应的蒸发压力 $p_0=0.309$ MPa，$t_1=10^{\circ}C$，$t_3=35^{\circ}C$。

各点焓值：$i_1=358$ kJ/kg，$i_2=378.5$ kJ/kg，$i_{3,4}=238$ kJ/kg，$v_1=0.0595$ m³/kg。

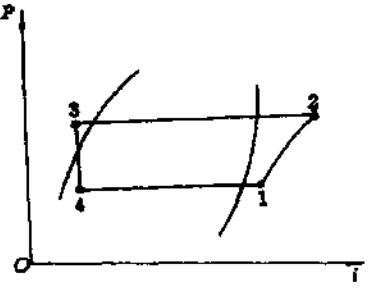


图 8-2 冷饮水器的 lg$p$-i 图

(3) 2F6.5 压缩机在制冷饮水工况下的制冷量：

单位质量制冷量 $q_0=i_1-i_4=i_1-i_3=358-238=120$(kJ/kg)；

压缩机理论排量 $V_h=\frac{\pi}{4}\cdot d^2\cdot s\cdot n\cdot Z\cdot 60=\frac{\pi}{4}\cdot(0.065)^2\times 0.076\times 500\times 2\times\frac{1}{60}$

$=0.0042(m^3/s)$；

输气系数 λ，查图，取得 $\lambda=0.79$；

制冷剂循环量 $G=\frac{V_h\cdot\lambda}{V_1}=\frac{0.0042\times 0.79}{0.0595}=0.0558(m^3/s)$；

压缩机的实际制冷量 $Q_0=G\cdot q_0=0.0558\times 120=6.7(kW)$。

可见 $Q_0>Q_1$，所以基本能满足需要。

8.3.3 冷饮水器蒸发盘管的计算

蒸发盘管的传热面积应按 $Q_0=6.7$ kW 计算：

$$Q_0=K\cdot F\cdot\Delta t_m,$$

$$F=\frac{Q_0}{K\Delta t_m},$$

$$\Delta t_m=\frac{(t_{1w}-t_0)-(t_{2w}-t_0)}{\ln\frac{(t_{1w}-t_0)}{(t_{2w}-t_0)}}=\frac{32-8}{\ln\frac{32}{8}}=17.3(^{\circ}C)。$$

选用 ϕ16 mm 的紫铜光管(便于清洗和消毒)，表面镀锡，饮水从上面进入箱内，自然流至下部放出。制冷剂 R12 由蒸发盘管的下端输入，从上端抽出，见图 8-1。根据经验 K 值可取 186 W/(m²·℃)。所以，

$$F=\frac{Q_0}{K\cdot\Delta t_m}=\frac{6.7\times 10^3}{186\times 17.3}=2.08(m^2),$$

紫铜管的长度 $$L=\frac{F}{\pi d}=\frac{2.08}{3.14\times 0.016}=41.4(m)。$$

8.3.4 蒸发盘管的实际布置情况

为了减少蒸发器内的阻力损失，盘管可制成三路并联结构，如图 8-3 所示。

外圈 ϕ650×7 圈为 14.3m，中圈 ϕ500×9 圈为 14.1m，内圈 ϕ350×12 圈为 13.2 m，共计 41.6 m。

制成后经过试验所测得数据：$p_k=0.98$ MPa(表压)，$p_0=0.245$ MPa(表压)，环境温度 35 C，饮水进水温度$t_{1w}=32$ C，出水温度 $t_{2w}=10$ C时，冷饮水流量为 260～270 kg/h。

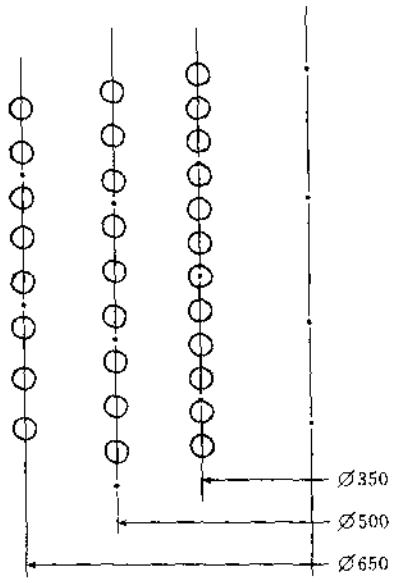


图8-3 蒸发盘管布置示意

8.4 100 t 氟利昂冷藏库实例

本节从制冷工艺方面对某 100t 氟利昂冷藏库(以下简称甲库)和某外贸 100t 氟利昂冷库(简称乙库)简介如下。由于对蒸发温度的要求不同，甲库采用了以 R12 为制冷剂的单级压缩制冷系统，乙库则采用了以 R22 为制冷剂的双级压缩制冷系统。

8.4.1 冷库的组成及平面布置

冷藏库的组成取决于它的服务对象和性质。大型工矿企业贮存食品用的冷库，应考虑到多品种食品的贮藏及加工，多由冻结间、冷却物冷藏间(高温库)、冻结物冷藏间(低温库)、机房、公路站台等组成；而对于以冷加工某种食品为主的生产性冷库，则常由冻结间、低温库、副品冷藏间、包装间、机房、公路站台及屠宰加工车间等组成。图 8-4 和图 8-5 是甲、乙两库的平面布置图。

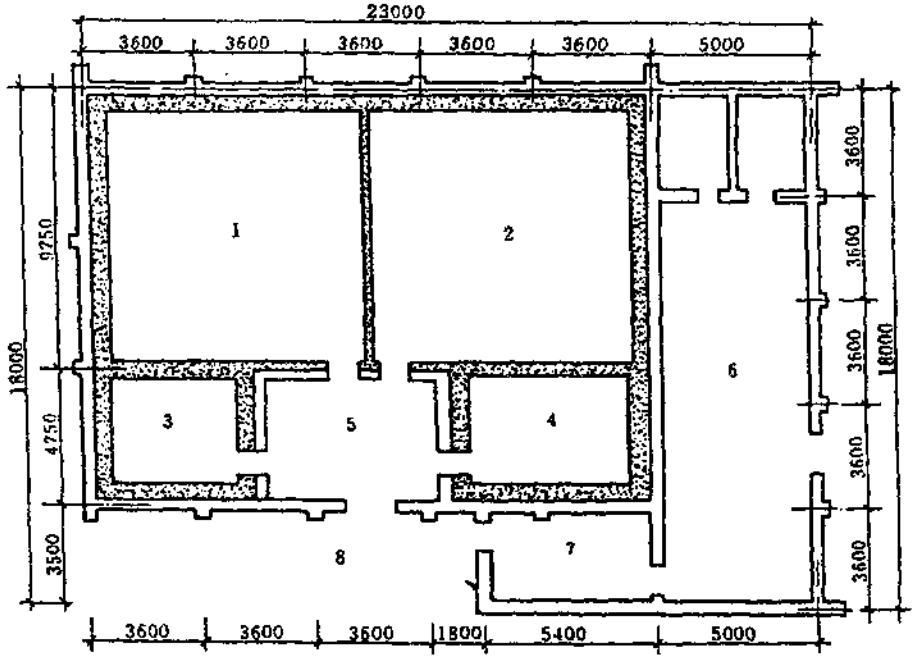


图 8-4 甲库平面布置图

1—15 C冻结物冷藏间；2——15 C冻结物冷藏间；3—高温库；4—冻结间；5—月台；6—机房；7—值班室；8—公路站台

由图 8-4 可以看出，甲库低温度的库容量共 100 t 分成两间，并配有容量为8 t 的一间高温库，专门用以贮藏鲜蛋、水果等。为考虑多品种食品的冻结，冻结间设有两种冻结方式。对于白条肉，可吊挂在钢管制成的架子上(每米挂 5 片)冻结，一次可冻2 t；而对于禽类、水产品等一些小型食品，又可装盘(每盘 20 kg)后放在搁架排管上冻结，一次冻结量为 1.26 t，即总冻结量为 3.26 t，冻结时间 30 h。

乙库是生产性冷库，该厂屠宰禽类。它配备了两间冻结间(冻结能力共8 t)和一间库容量为 100 t 的低温库，并且还设有一间 30 t 副品冷藏间。

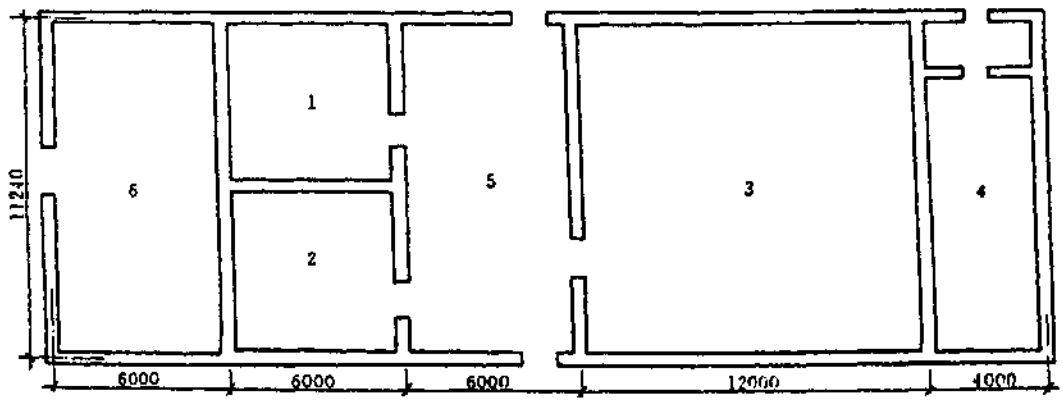


图 8-5　乙库平面布置图

1—冻结间；2—冻结间；3—冻结物冷藏间；4—副品冷藏间；5—包装间；6—机房

8.4.2　压缩机和冷分配设备的配备

1. 压缩机的配备

压缩机的选配应能满足生产的需要，再根据计算所得的机械负荷 Q_j 及冷凝温度、蒸发温度等选配单级或双级压缩机。选型时，尚应考虑采购是否方便可能。鉴于小型冷库常用的氟利昂压缩机大都做成压缩冷凝机组形式，故可不必对其他辅助设备进行计算。

表 8-5 是甲库耗冷量汇总表，Q_j=23.17 kW，选配了四组 2F10 型压缩冷凝机组，在 t_k=

表 8-5　耗冷量汇总表

库　名	库　温(℃)	耗冷量 (kW)	
		设　备(Q_k)	机　器(Q_j)
冻结间	−20	15.12	12.67
低温库	−15	8.6	8.6
高温库	0～5	1.895	1.895
合　计		25.62	23.17

40℃，$t_0=-27$℃时，一组机组的制冷量 $Q=5.93$ kW；$t_k=40$℃，$t_0=-25$℃时，$Q=6.85$ kW。即使按最不利的条件，四组机组的制冷量 $Q_总=23.72$ kW，仍能满足要求。一组机组负担一间低温库，一组负担一间低温库和高温库，另两组则分别负担冻结间的搁架式排管和顶排管。

乙库采用了 2/6FS10 型压缩冷凝机组两组和 1/3F10 型机组一组，其中两间冻结间各配备一组 2/6FS10 型机组，冷藏间配一组 1/3F10 型机组。

2. 冷分配设备的配备

冷分配设备的配备要以满足库内降温为前提，冻结间宜采用冷风机，无包装食品冷藏间必须采用墙、顶排管，以减小食品干耗，包装食品可采用微风速冷风机。

表 8-6 为甲库配备的冷分配设备情况，该库低温库和高温库都采用了墙排管或顶排管，冻结间采用搁架式排管和顶排管，并配了轴流风机。这主要是考虑设备自行加工及安装施工的方便，且可节省投资费用。

表 8-6 库内冷分配设备

库 名	排管形式	Q_k kW	排管面积(m^2)		管径(mm)	管长(m)	配管比
			计算	实配			
冻结间	搁 架	7.558	−42	45	D38	377	1∶4.04
	顶排管	7.558	−53.6	56.8	D32	565	
低温库	顶排管	8.60	122	132.5	D32	1320	1∶0.885
高温库	墙排管	1.86	6.2	8.5	D32	85	1∶0.45

表 8-7 为乙库配备的冷分配设备，共配备了四组冷风机，因为贮藏的出口食品均有包装，所以采用冷风机对干耗影响不大。

表 8-7 库内冷分配设备

库房名称	设备形式	设备型号	组 数
№1 冻结间	冷风机	F-145	2
№2 冻结间	冷风机	F-145	2
№3 低温库	冷风机	F-54	2
№4 副品冷藏间	冷风机	F-54	1

8.4.3 制冷系统

为便于润滑油及时从冷分配设备中返回压缩机曲轴箱，采取各库房分别单配一组机组或一组冷分配设备单配一组机组的单独系统，这样既有利于回油，又便于实现自动控制，且易于使冷分配设备的供液均匀。

图 8-6 为甲库的制冷系统原理图。可以看出，该系统以单独系统为主，辅以调节站将各单

独系统勾通，以便在负荷较低或某个机组故障时进行调度。

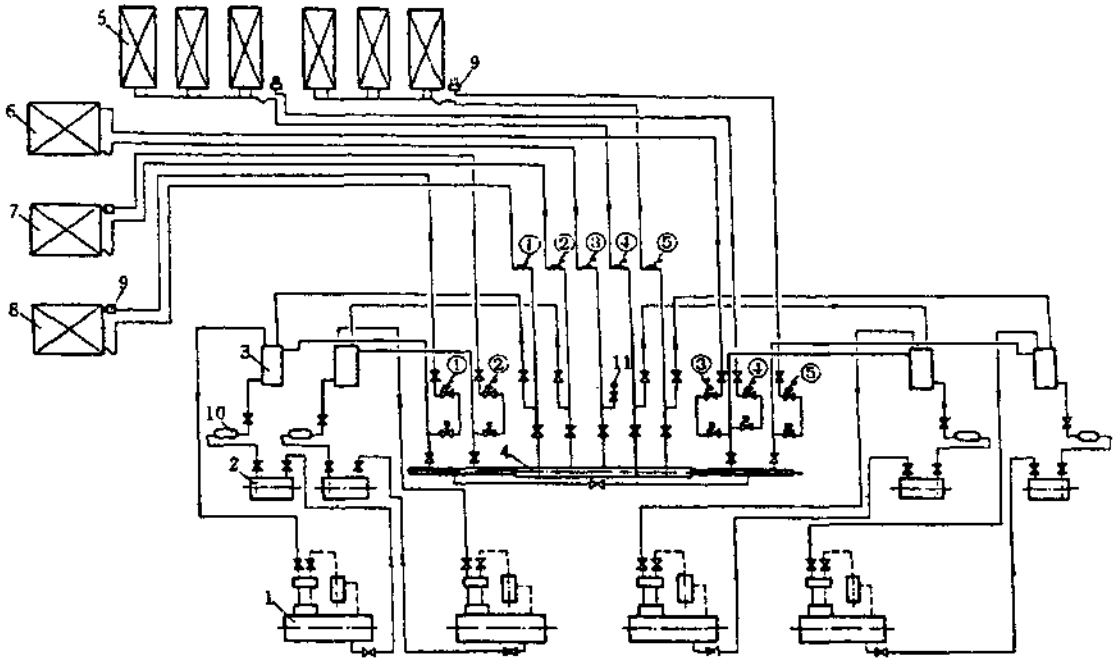


图 8-6　甲库制冷系统原理图

表 8-8　甲库制冷系统设备规格

序　号	名　称	规　格	单　位	数　量
1	制 冷 机	2F10 型压缩冷凝机组	台	4
2	贮 液 器	$\phi400\times1200$，$V=0.15\ m^2$	只	4
3	热交换器	$\phi250\times350$，$F=0.2\ m^2$	只	4
4	调 节 站		组	1
5	顶 排 管	D32×2.5，220 m	组	6
6	墙 排 管	D32×2.5，85 m	组	1
7	顶 排 管	D32×2.5，565 m	组	1
8	搁架排管	D32×2.5，377 m	组	1
9	分 液 器	5、6、10 路	只	4
10	过滤干燥器	D_g16	只	4
11	压 力 表	−0.1～0～1.2 MPa	只	1

图 8-7 是乙库的双级压缩制冷系统原理图。该系统机组与库房冷分配设备也成单独系统，两组 2/6FS10 型压缩冷凝机组分别负担两间冻结间的冷风机，另一组 1/3F10 型机组则负担低温库和副品冷藏间的三组冷风机，并可利用过桥阀将各单独系统勾通。

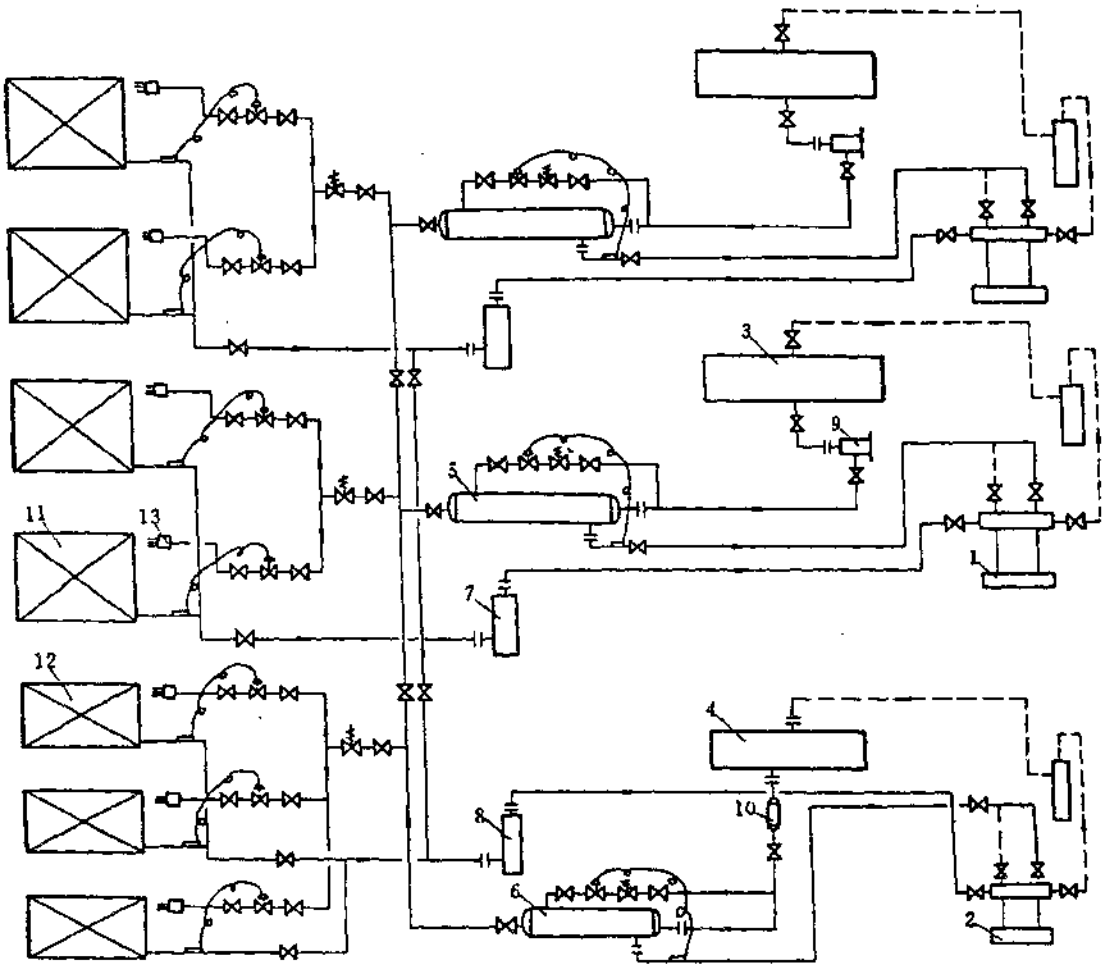


图 8-7　乙库制冷系统原理图

表 8-9　乙库制冷系统设备规格

序　号	名　称	规　格	单　位	数　量
1	压 缩 机	2/6FS10 型	台	2
2	压 缩 机	1/3F10 型	台	1
3	冷 凝 器	LN35 型	台	2
4	冷 凝 器	LN7.2 型	台	1
5	中间冷却器	ZL-1	只	2
6	中间冷却器	ZL-0.5	只	1
7	气液分离器	0.025 m^2	只	2
8	气液分离器	—	只	1
9	过 滤 器	GJ-32	只	2
10	过 滤 器	—	只	1
11	冷 风 机	F-145	台	4
12	冷 风 机	F-54	台	3
13	分 液 器	—	只	7

第九章　制冷设备的安装及试运转

9.1　制冷设备的安装

制冷设备的安装和调试工作是两个重要的环节。安装的质量好坏，对装置运行性能和操作维修是否方便具有长期的影响。专业厂生产的制冷设备，根据产品的大小、结构、使用情况不同，出厂时，有的是整体式，有的是组装式，较大型制冷设备则是散装式。

小型的制冷设备绝大多数是装配成整体式，如空调器、冷藏箱、活动冷库、冷饮水箱、电冰箱等，这些设备几乎没有安装和接管的问题，只要按技术要求供电、供水，即可进行试运转，检查整套设备质量是否合格。

组装式的制冷设备，一般以压缩机组（包括压缩机、冷凝器、贮液器、分油器、过滤器及机组架等）为一组；而蒸发系统（包括蒸发器及膨胀阀等设备）为另一组。安装时，按产品说明书的要求，将两组用管子连接起来，成为一个系统，然后再进行调试。

大型散装式的制冷设备，它的压缩机、冷凝器、蒸发器、膨胀阀及其他辅助设备是散装供给的。这就要按产品说明书提出的技术要求，先将各部件安装固定，再将各部件间的管路连接起来，然后进行调试。

制冷设备的安装，主要是散装式制冷设备的安装问题。总体上来看氨制冷工程比氟制冷工程更困难些。

9.1.1　制冷设备的特点和特殊性

制冷设备的安装与其他机械设备的安装有所不同，有它的特殊性。制冷设备安装不仅难度较大，辅助设备较多，涉及到的工种面广（如管、钳、焊、电、木、瓦、沥青工等），并且还有其特殊要求：

（1）所有设备如管路，均为受压容器，一般情况下它所受的压力比大气压高几倍到十几倍，而且变化较大，有的设备有时在真空下工作，因此都有一定的强度要求。

（2）氟利昂制冷剂无色无味，并有很强的渗透性，极容易从微小的不严密处渗透泄漏，而且不容易被发现。氨制冷剂具有毒性，而且能燃能爆，因此对所有的设备，部件和管件等气密性要求很高。

（3）设备和连接管路内部的氨化皮、焊渣及其他杂质必须清除干净，否则会引起气缸、活塞、气阀、膨胀阀和油泵等部件很快磨损，或者造成堵塞，使制冷设备无法正常运转。

（4）氟利昂不溶于水，若系统内含有水分，会在系统低温部分结冰，开成冰塞，为此要求系统内高度干燥。对已清洗干净并经过干燥处理的设备和管道，应逐一严格封口，妥善保存。在安装中，切勿长时间地打开机器及设备的氟利昂一侧，以免空气中的水分渗入。在系统安装好后，应认真做好气密性试验，在充注制冷剂前必须充分抽除系统中的不凝性气体和水分。

（5）氟利昂一般都能溶于油（R12 和油无限溶解，R22 和油是有限溶解），因此润滑油常与

制冷剂一起在系统内循环。在安装管道时，应考虑能使润滑油很好地返回曲轴箱，否则润滑油会在管道中沉积，增加流动阻力，或者引起润滑油积聚在冷凝器和蒸发器的传热面上，形成油膜，恶化传热，降低制冷效果，甚至还会造成压缩机失油，致使轴承和滑动部件的损坏。

制冷设备由于上述的特殊性，因此在安装时要注意每一个细小环节。

9.1.2 安装前的准备工作

(1) 熟悉和审查各种技术资料是否齐全，按图纸的要求检查和核对机房内设备的底座位置与尺寸。

(2) 清点全部设备和附件，数量上是否齐全，质量上是否符合设计要求；若有缺，则应补齐；若有不符合要求的，则应调换或修改图纸。

(3) 对存放已久的设备，因保管不当，设备腐蚀碰伤严重的，若从外观检查无把握时，应在设备安装之前，需进行强度和气密性试验。

(4) 准备好安装工具，起重设备和各种必要的物质材料。

(5) 编制好安装施工计划和进度，组织好各类施工人员，会同土建、电气、水管工等密切配合，保证能及时安装设备，供电、供水，以缩短施工周期。

9.1.3 安装的一般原则

(1) 制冷设备的布置应从便于使用和管理来考虑，且主要是使用。制冷机组应靠近冷库或用冷地点，压缩机尽量与蒸发器、冷凝器靠近，缩短接管，以减少管道的流动阻力与冷量损失，并应远离炉灶、烘房等有热源的设备。

(2) 机房应宽敞，空气要畅通，必要时墙壁上应安装排风扇，加强机房的通风，以利机组的散热。在机组的四周应留有1 m 左右的空地，供管理人员的操作和检修用。机房环境温度不应超过 40 C，也不要低于 0 C。

(3) 机组的电机应专线供电。冷却水管应专管供水，其压力应不低 0.12 MPa。进水管上应装有阀门以调节水量(最好装有自动调节阀)。水管要考虑到冬季能放尽冷凝器的积水，以免冷凝器管子冻裂。

(4) 组装式的制冷设备在出厂前已进行过运转试验，并充注了制冷剂，安装前需进行外观检查。分组式供应的设备，其压缩机组或冷凝机组在出厂前都做过运转试验。无特殊情况，一般无须拆检机器的内部。但对单独分装的蒸发器和冷凝器等，则应检查内部的清洁情况，并用氮气或干燥的压缩空气吹净，清洁工作应尽量做得彻底。

(5) 各连接管路均应十分清洁，管路布置应正确合理和整齐美观，尽量减少管路阻力损失。合理安排好各辅助设备的位置，并应考虑不妨碍其他设备的维护和检修。

(6) 包扎低压回气管的绝热层应在系统检漏符合要求后进行。

9.1.4 制冷压缩机及辅助设备的安装

1. 压缩机的安装

在制冷压缩机就位之前，依据图纸“放线”找出地基基础中心线，如有多台压缩机时，应使中心线平行并且对齐。用强度足够的钢丝绳套在压缩机的起吊部位(不许套在轴上及碰伤仪表等设备)。按吊装的技术安全规程将压缩机吊起，穿上地脚螺钉，对准基础中心线，放在预先浇

注好的混凝土基础上，用垫木垫稳，在地脚螺钉孔两侧摆上垫铁(互成 90℃)，一切准备妥当之后，将压缩机慢慢放在垫铁上。

将水平仪放在压缩机的加工基准面上(对于立式或六缸，八缸压缩机，则利用飞轮基准面或曲轴伸出端进行检查)，利用垫铁调至水平。安装精度是轴向和横向水平偏差每米为 0.1 mm，当然精度越高越好。垫铁与机底不能有间隙，使其受力均匀。

水平调整后，用不低于基础标号的水泥沙浆，浇注在地脚螺钉孔中，边浇边捣实，同时填实机底与基础间的空隙。用气焊割去伸出基础外的垫铁，如系两块垫铁重合，必须用电焊点牢。最后待基础孔中混凝土全干后(约 3～4 天，冬季应适当延长)再作一次校正，拧紧地脚螺栓，用 1∶2水泥沙浆粉抹平，并覆盖垫铁。

如果电动机和压缩机无公共底盘，在安装压缩机的同时，将电动机及电动机导轨安装好，并用拉线的办法使电机和压缩机皮带轮在一个平面上。若是直接传动，还须调节电动机和压缩机两轴同心，其径向偏差数不大于 0.2～0.3 mm，否则弹性橡皮易坏，并能引起振动。方法如图 9-1 所示。

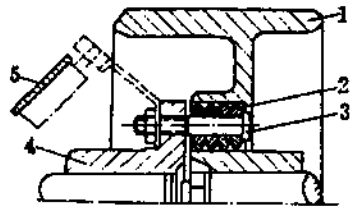


图 9-1　找同轴度示意图

1—压缩机飞轮；2—弹性橡皮；3—联轴节螺钉；4—电动机半联轴节；5—千分表

两机轴线同轴度调整得愈精确愈好。在调整时往往是固定压缩机，调整电动机。将千分表的支架固定在电动机的轴上或电动机半联轴带上，表的测头触在压缩机飞轮上，或飞轮的内倒角上，旋转一周，根据千分表读数来调整电动机的左右和上下偏差，直到偏差符合要求为止。为了提高校正速度，也可用两只千分表同时进行，一个测头放在飞轮端面上即垂直方向，另一个测头触在水平方向，用这种方法找同心较精确。

压缩机的安装，除上述方法外，还有事先将地脚螺栓预埋在基础中，这样做地脚螺栓较牢固。但是这种方法必须计算精确(如地脚螺栓露出地面高度，相互间的距离等)，否则设备就无法安装就位。

对于安装比较简单的机组，可参考上述办法及产品说明书进行。对于整体式设备，安装工作更简单，只需放平、防振，接上水、电即可。

2. 辅助设备的安装

(1) 冷凝器，对于立式冷凝器应按图纸对基础进行“放线”，以确定冷凝器就位方向。冷凝器安装大体与压缩机相同，不过要用铅垂线来保证安装垂直，不许偏斜和扭转。操作检修平台要牢固可靠，并能承受因排气管受热后的水平推力。卧式冷凝器安放在支架上，往往与贮液器一起安装在同一垂直面上，并在支架(半圆形垫木)上垫以 10～20 mm 厚的石棉板，用水平尺找平，但需略倾斜于放油端。

(2) 蒸发器，蒸发器分卧式及立式两种。卧式蒸发器安装与卧式冷凝器相仿。在支座上放与绝热层同厚的圆弧形垫木(垫木经浸泡沥青处理)，在垫木上，再放上石棉板，使其受力均匀。立式蒸发器普遍用于空调，它的安装比卧式蒸发器复杂。

立式蒸发器的基础用混凝土垫层、“两毡三油”、绝热材料及与绝热层厚度相同的浸沥青枕木组成，枕木的数量根据蒸发器的重量及长度而定。当基础做好之后，将试水压不漏的蒸发器箱体安放在基础上，再吊装蒸发器管束并予以固定。管束安装略倾斜于放油端。

(3) 贮液器，贮液器的安装与卧式冷凝器相同。根据使用的具体情况，贮液器可以不用地脚螺栓而直接放在支座上。

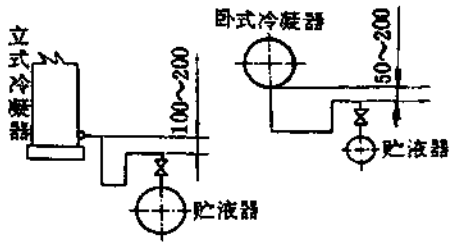


图 9-2　冷凝器与贮液器安装时相对高度

冷凝器和贮液器安装时的相对高度，如图 9-2 所示。其相对高度应予保证，使冷凝后的制冷剂液体有靠重力流入贮液器的可能性。

如果两个贮液器并联，可在两个贮液器下面之间设一连接管(平衡管)，管道上装一个截止阀，以保证两个液面一致。

在安装贮液器的时候，必须注意安装方向，使出液口是靠近节流阀一边，有的进、出口液管口径一样，而且是对称布置，因此必须弄清贮液器出液口的位置，有的贮液器放油口在上面也要判别清楚，不过放油管进入贮液器的深度比出液管更深。

其他辅助设备如油分离器，空气分离器，中间冷却器，氨液分离器可参考上面的办法进行安装。

9.2　制冷管道的安装

当组装式或散装式制冷设备的各部件如压缩机、冷凝器、蒸发器、膨胀阀及其他辅助机件等安装就绪，就开始连接其间的管路。装配管路包括制冷管道、冷却水管道、冷冻水管道等。这里重点介绍制冷管道的安装。

9.2.1　管道的材料

常用管子的材料有紫铜管和无缝钢管两种。氨管一律采用无缝钢管，不能用铜管或其他有色金属管。无缝钢管的特点是质地均匀，强度高，易于加工，内壁光润，以钢代铜能节约大量的有色金属。无缝钢管有薄壁和厚壁之分。制冷系统中一般使用的均为薄壁钢管，其中又分冷拔和热轧两种。冷拔管径小，热轧管径大。制冷中常用 10 号无缝钢管。常用无缝钢管的规格列于表 9-1 中，供参考。

表 9-1　常用无缝钢管规格(YB231—70)

冷轧钢			热轧钢		
外径 (mm)	壁厚 (mm)	重量 (kg/m)	外径 (mm)	壁厚 (mm)	重量 (kg/m)
6	1.2	0.142	32	2.5	1.76
8	1.6	0.253	32	3.5	2.46
10	2	0.395	38	2.5	2.19
14	2	0.592	38	3.5	2.98
16	2	0.691	45	2.5	2.62
18	2	0.789	45	3.5	3.5

（续表）

冷轧钢			热轧钢		
外径 (mm)	壁厚 (mm)	重量 (kg/m)	外径 (mm)	壁厚 (mm)	重量 (kg/m)
18	3	1.11	50	3.0	3.48
22	2	0.986	50	4.0	4.54
22	3	1.41	57	3.5	4.62
25	2	1.13	57	4.5	5.83
25	3	1.63	70	3.5	5.74
32	2.2	1.62	70	4.5	7.27
32	3.5	2.46	76	3.5	6.26
38	2.2	1.94	76	4.5	7.93
38	3.5	2.98	89	3.5	7.38
45	2.2	2.32	89	4.0	8.38
45	3.5	3.58	89	4.5	9.38

氟利昂管可采用紫铜管或无缝钢管，紫铜管的特点是质软，易弯曲加工，耐腐蚀，管壁光滑，但强度稍弱。一般，公称管径在 25 mm 以下可用紫铜管，25 mm 以上应采用无缝钢管。紫铜管的规格列于表 9-2 中。

表 9-2　常用铜管规格（YB447—70）

拉制			拉制		
外径 (mm)	壁厚 (mm)	重量 (kg/m)	外径 (mm)	壁厚 (mm)	重量 (kg/m)
3	0.5	0.035	12	1	0.307
3	0.75	0.047	13	1	0.335
4	0.75	0.066	16	1	0.419
4	1	0.084	16	1.5	0.608
5	1	0.112	19	1.5	0.734
6	1	0.140	22	1.5	0.859
7	1	0.168	28	2	1.453
8	1	0.196	30	2	1.565
10	1	0.252	35	2.5	2.270

盐水管采用无缝钢管或焊接钢管，也可使用铜管。冷凝器供水管采用镀锌铜管，输送海水时用铝黄铜等合金管。

紫铜管在弯曲前应烧红退火，退火后的紫铜管内壁有氧化皮，要予清除。清除的方法有两种：一是酸洗，即把紫铜管放在浓度为 98%的硝酸（占 30%）和水（占 70%）的混合液中泡数分钟，取出后再用碱水中和，并用清水冲洗烘干；另一是用纱头拉洗，即用纱头扎在铅丝上，浸以

汽油，将铅丝伸入管内从另一端穿出，使纱头在管内拉过。注意：纱头进入铜管时应是紧紧地通过才有效果，经拉洗数次（每次拉时都要将纱头在汽油中清洗过），最后，用干纱头干拉一次。

无缝钢管的清洗可用汽油或三氯乙烯，洗净后用压缩空气吹净。

9.2.2 管道的连接

为了保证管与管之间精确连接，管道的弯曲是制冷工程中很难避免的。其方法分热弯和冷弯。冷弯在专门的弯管机上进行；热弯是利用炉子或气焊先把管子加热，然后用人工或机械的办法将管子弯曲。管子弯曲半径一般为 $4\sim5d$（d 为管子的外径），大管宜用偏大的弯曲半径。在氟利昂制冷系统中，由于氟的密度大，管道弯曲应平滑而不能太急，一般用 $5\sim6d$ 作弯曲半径。

管子连接方式一般有三种：焊接、螺纹连接以及法兰连接。

1. 焊接

管道的焊接可采用电焊、银钎焊、铜焊等，紫铜管与无缝钢管都适用。

紫铜管的焊接最好采用银钎焊，因为银钎焊在焊接时温度低，焊料的流动性能好。常用银钎料牌号为 LAg45，含银量为 45%，其余为钢，助焊剂为 XH4210，在没有银钎焊的条件下，也可以采用铜焊，铜焊的焊接强度比较高，但由于铜焊所需的温度高，容易引起紫铜管的氧化变质，使管子的强度下降，所以铜焊时应注意掌握温度。

相同直径紫铜管的对焊，应采用插入焊的结构形式，见图 9-3。紫铜管的一端用钢冲模冲成扩口，将接头部分内外表面用砂布擦亮，并插入扩口内压紧，以免焊接时焊料从间隙流进管内，焊接时最好将管子垂直安放。同管径对接时，不宜采用如图 9-4 所示的焊接方式，因紫铜管管壁薄，难保证焊接质量。

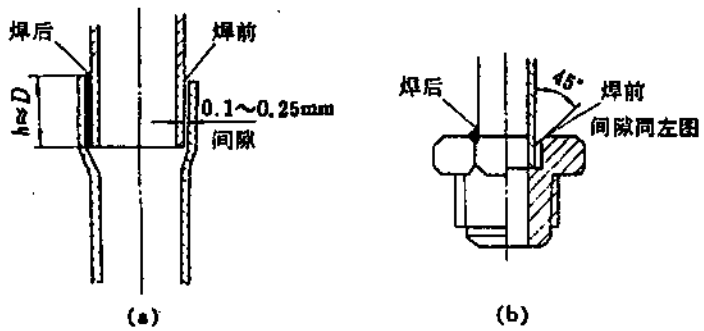


图 9-3 紫铜管焊接的装置形式

(a) 铜管与铜管；(b)铜管与接头

图 9-4

如果要连接三通管，则应预制三通接头，应按图 9-5 所示的方式焊接，不宜采用如 9-6 所示的焊接方式。

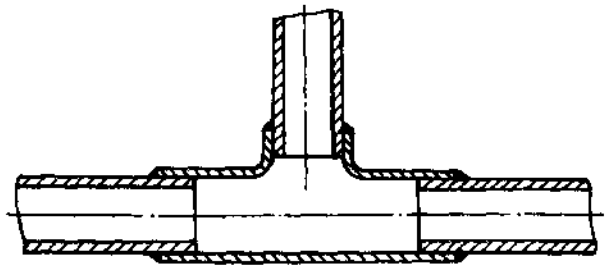


图 9-5　正确焊接的三通

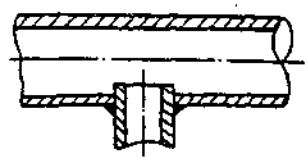


图 9-6　不正确的三通

无缝钢管一般采用电焊，不宜采用气焊，因为气焊的应力难于消除，可采用对接方式进行焊接，如图 9-7 所示。管口应事先加工成适当的坡口才可以进行焊接。焊料为低碳焊条，材料的牌号：气焊——08 钢气焊条，电焊——结 422 或 426。管路焊接后，经检漏发现有渗漏点时应进行补焊，补焊时应注意：

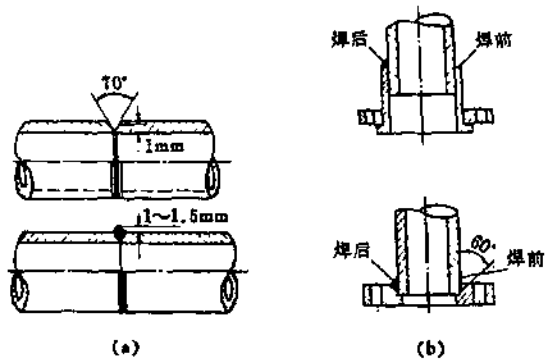


图 9-7　无缝钢管的对接焊

(a) 钢管对钢管；(b) 钢管对法兰

(1) 不可在管路系统内有压力存在的情况下进行补焊，否则操作既不安全，补焊质量也不好；

(2) 补焊前要清除表面的油漆，锈层，并用砂布擦净；

(3) 原为铜焊的可用银钎料补焊，能达到满意的质量要求；原为银钎焊的应仍用银钎焊进行补焊；磷铜焊的只能用磷铜焊料进行补焊；锡钎焊也只能用锡合金补焊。

2. 螺纹连接或法兰连接

螺纹连接用于紫铜管，法兰连接用于无缝钢管。这两种连接方式均为可拆式结构。

紫铜管的螺纹连接有两种形式：全接头连接，即两端都为螺纹连接，如图 9-8(a)；半接头连接，如图 9-8(b)，左面的铜管用螺纹连接，右面的铜管则与接头连接。后一种形式用得较普

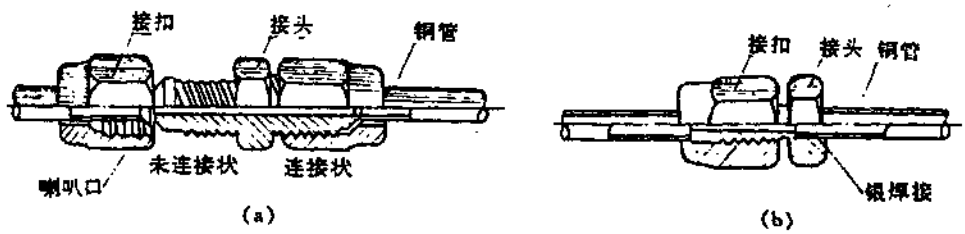


图 9-8　紫铜管的螺纹连接

(a) 全接头连接；(b) 半接头连接

遍。螺纹连接在紫铜管上套上接扣后，把管口胀成喇叭口形，然后将接扣的阴螺纹与接头的阳螺纹接上旋紧。扩胀喇叭口需采用扩管工具(见图 9-9)。为了保证胀口的质量，应注意下列问题：1) 应将扩口的管端部退火处理，使其软化，并把管口锉平，刮光管口内外毛刺；2) 扩口时铜管的安放位置应使其露出工具喇叭口斜面高 1/3 的尺寸，见图 9-9。喇叭口应是平整的 45°角，不能搞成带弧度的 45°喇叭口，见图 9-10。喇叭口不应有裂纹和麻点等缺陷。

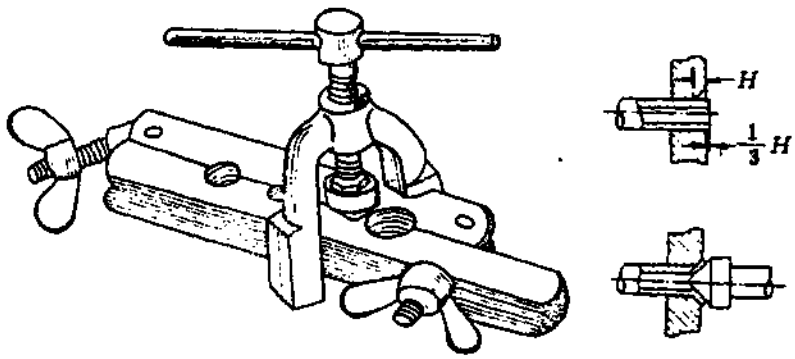
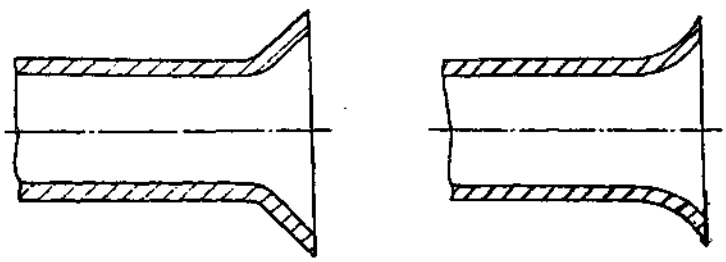


图 9-9　胀管工具

无缝钢管的法兰连接是采用电焊。为了保证法兰连接的密封质量，最好采用如图 9-11 所示的凹凸型法兰。



(a) 正确　　(b) 不正确

图 9-10　喇叭口

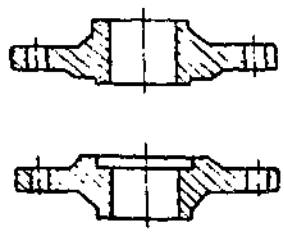


图 9-11　凹凸型法兰

以上两种连接方式的采用要根据使用场合的具体情况而定。一般，焊接不易渗漏，而螺纹连接或法兰连接便于拆检。因此，凡是不需拆检的场合，用焊接为好，对需经常拆检的部位，可采用螺纹连接或法兰连接。

9.2.3　管道安装的要求

以氟利昂制冷系统为例，其管路有排气管(压缩机排气截止阀至冷凝器进口之间的接管)、输液管(冷凝器出口至贮液器进口；冷凝器或贮液器出口至膨胀阀之间的接管)和吸气管(蒸发器出口至压缩机吸气截止阀之间的接管)之分。对这三种管路的接管要求，有它们共同之处，又有各自特殊的要求。

1. 三种接管的共同要求

(1) 检查各组件进、出口接头的清洁程度。这些接头出厂时都经封口，若发现封口被损坏，

为可靠起见，最好用压缩空气吹净。

(2) 接管内壁应事先清除管内氧化皮及污物等。对经过焊接的管道都应仔细清除焊渣，以利清洁和检漏。

(3) 各管径大小应按产品说明书或设备所要求的规格配备，不应随便更改，以保证其必要的耐压强度以及较小的管道流动阻力损失。特别是氟利昂的供液管，不能任意缩小，过小时会使压力降增大，容易造成在膨胀阀前闪发气体。

(4) 接管应尽量缩短长度，尽量减少不必要的弯头。这样，即可减少流动阻力损失，又可省料省工。弯管应用弯管机或弯管工具加工，以保证弯头圆滑平整，节流阀应尽可能靠近蒸发器，以减少冷量损失。

(5) 接管应有防振措施，较长的接管应有架子支撑，以免振动损坏或碰伤。较大管子与设备连接时，严格要求垂直和水平，以使制冷剂沿直线方向运动而减少振动。如冷热管道过墙时，应设管套，否则冷热管道过墙将会对墙产生拉力或推力。

(6) 对并联设备(特别是蒸发器排管)，配管时一定要对称布置，以便供液均匀，管子排列外形要整齐，美观。

2. 三种接管的特殊要求

(1) 排气管的连接。从压缩机排气截止阀到冷凝器的管道称排气管路，其连接应考虑以下几方面：

(a) 排气管中的压力损失，对制冷量的影响较小，而对压缩机的耗功影响较大。当该压

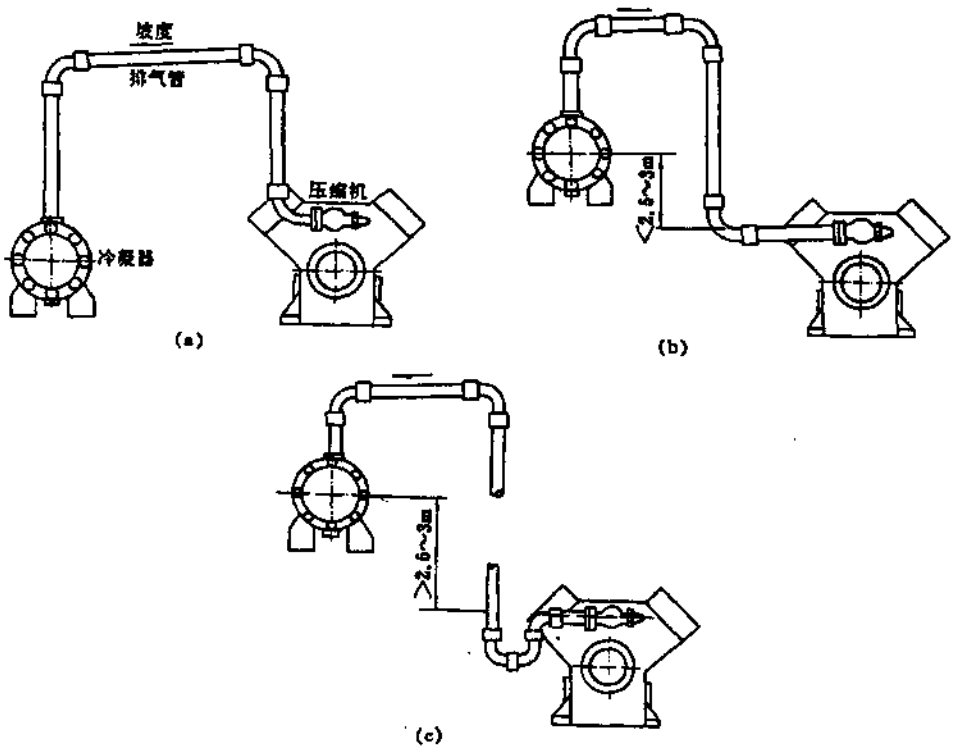


图 9-12　单机排气管的排列方式

(a) 压缩机与冷凝器同位；(b) 冷凝器高于压缩机(高差<2.5～3 m)；
(c) 冷凝器高于压缩机(高差>2.5～3 m)

力损失增大时，耗功就增大。为此，氟利昂及氨系统一般应把排气管中的压力降控制在相当于饱和冷凝温度差 0.5℃的压力差以内（饱和冷凝温度差 0.5℃时，R12 的压力差均为 0.01176 MPa；R22 的压力差约为 0.0196 MPa；氨的压力差约为 0.02156 MPa）。

(b) 为了防止压缩机停车后排气管内的润滑油和制冷剂气体冷凝成的液体返回压缩机，待再次起动时出现液击或油击敲缸事故，要求压缩机排气管的水平管段应顺制冷剂的流动方向向下倾斜，一般氟利昂系统的排气管向油分离器（或冷凝器）保持 1%～2%的倾斜坡度，氨系统的排气管向油分离器保持 0.3%～0.5%的倾斜坡度，如图 9-12(a)所示。

(c) 排气管的上升立管应装在分油器之后，这样就能保证低负荷下不能带走的油或停车后冷凝成的制冷剂液体只能回到分油器，不会进入压缩机的顶部。

对于不设分油器的压缩机冷凝机组，当压缩机低于冷凝器，其高度差大于 2.5～3m 时，压缩机的排气管应装 U 形弯头见图 9-12(c)。以防止停车后排气管中的较多润滑油返回压缩机。压缩机向上排气的立管较长时，为防止管道中润滑油在压缩机停车后倒流，可在排气立管上安装逆止阀。

(d) 两台压缩机合用一个冷凝器，而冷凝器位置高于压缩机时，排气管可按图 9-13(a)、(b)方式排列。对两台压缩机分别用两台冷凝器，而其管路又要相互连接的场合，其排气管的排列可按图 9-13(c)方式排列。

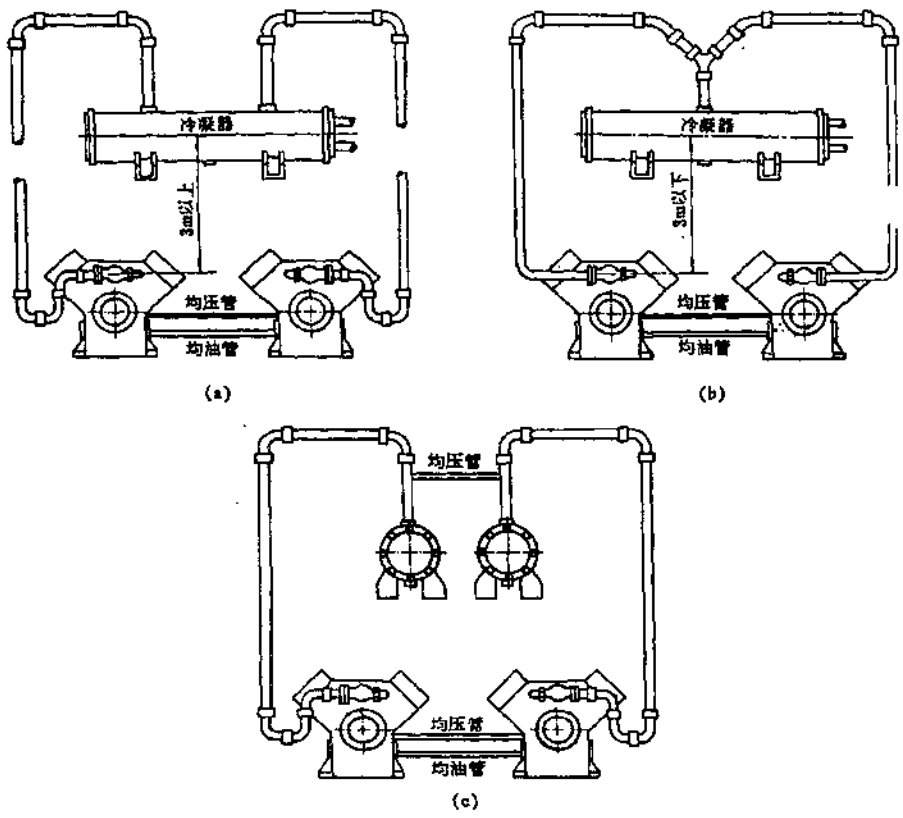


图 9-13 双机排气管排列形式（冷凝器位置高于压缩机）

当冷凝器位置低于压缩机时，排气管可按图 9-14(a)、(b)方式排列。装设均油管的目的是使两台压缩机的油面在同一水平面上。均压管是使两台压缩机的曲轴箱保持同一压力。

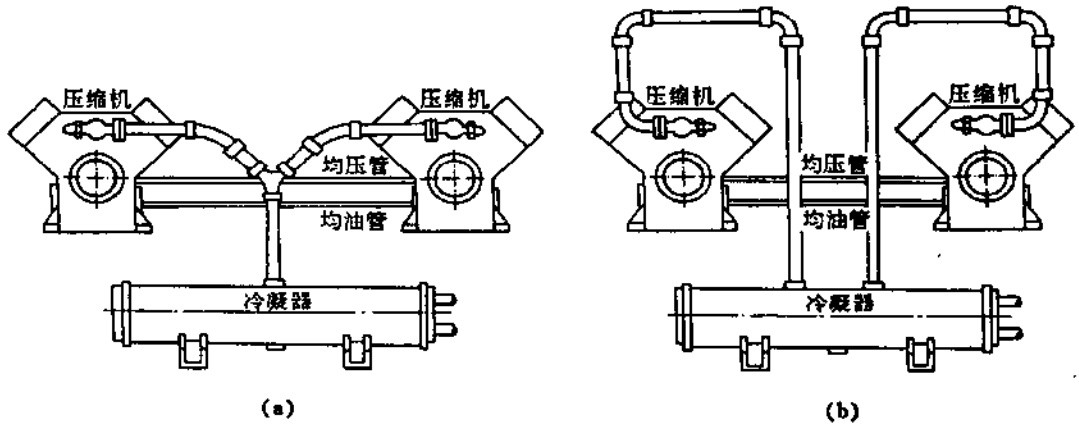


图 9-14　双机排气管的排列形式(冷凝器位置低于压缩机)

(2) 输液管的连接。从冷凝器至膨胀阀的管道称输液管，其连接要求如下：

(a) 冷凝器与贮液器之间接管对于过流式冷凝器，如图 9-15(a)所示。为了保证液体靠自重流入贮液器，冷凝器的底部与贮液器进液阀之间的最小间距应在 200 mm 以上，进液管流速应低于 0.5 m/s。

对于补充式贮液器，如图 9-15(b)所示，冷凝器直接向蒸发器供液，贮液器在系统中只起调节制冷剂循环量的作用，此时冷凝器与贮液器应设均压管，同时，冷凝器的输液阀门应装在贮液器的液面以下。贮液器进液管的流速一般取 0.8m/s。

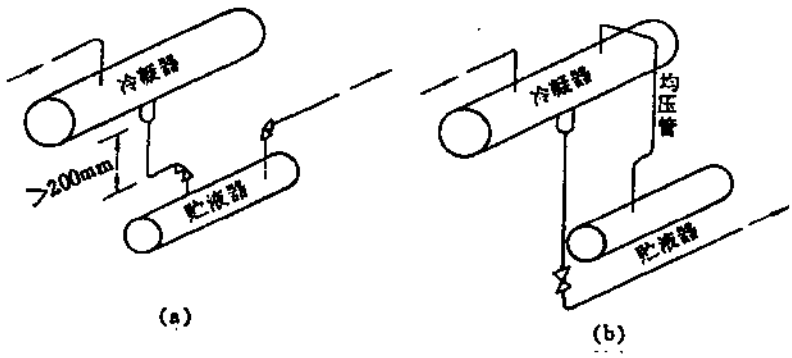


图 9-15　冷凝器与贮液器之间的接管

(a) 过流式；(b) 补充式

(b) 贮液器(冷凝器)至调节阀之间接管。这段管路中一般装有干燥过滤器、电磁阀等部件。管路的流动阻力较大，会引起制冷剂液体在管路中闪发气体。这一点对氟系统的正常工作有较大的影响，因为一旦产生闪发气体，就造成热力膨胀阀的容量降低，制冷量下降。为此，输液管的流速一般都控制在 0.5～1.25 m/s 的范围内，这段管路阻力控制在 0.02 MPa 以内，并且还采用把液体过冷的方法来保证不产生闪发气体。氨系统一般情况下对正常供液影响不大，故一般不采用过冷的方案。

输液管的几种排列形式见图 9-16。图 9-16(a)为冷凝器与蒸发器处在同一水平高度的情况，图 9-16(b)是几个蒸发器并联布置的形式。冷凝器或贮液器上面若用一根向上的液体配管，这样可能产生的闪发蒸气就会集中到最上面的蒸发器中；如用几根分支管，如图 9-16(b)形式，则液管中可能产生的闪发蒸气可分别进入各蒸发器，使各蒸发器得以达到比较一致的状态。

当蒸发器布置在冷凝器下面时，应按图 9-16(c)形式布置输液管，此时倒 U 形管的高度应不少于2 m，以防止在停车时制冷剂流入蒸发器，最好在输液管上加装电磁阀，这样倒 U 形管可以取消。

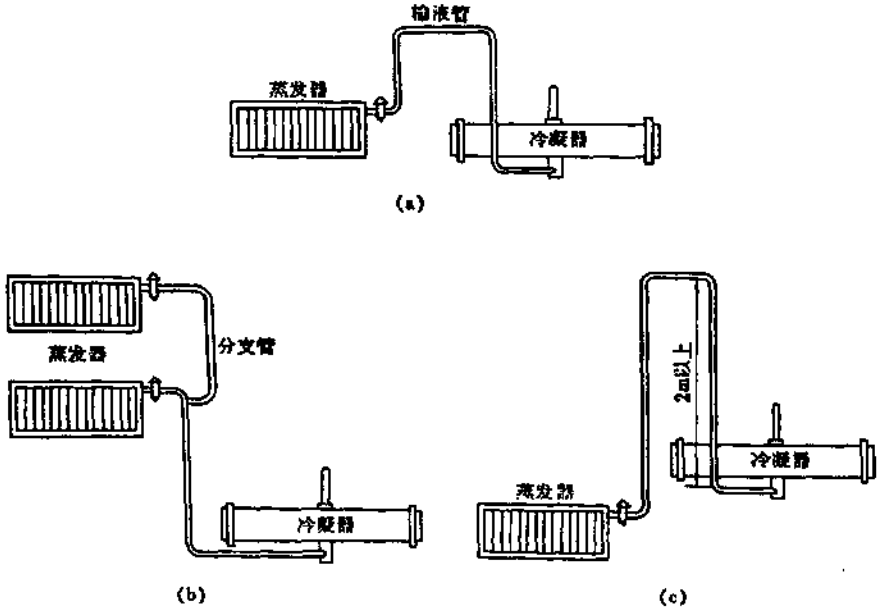


图 9-16　冷凝器与蒸发器之间的接管

(a) 冷凝器与蒸发器同位；(b) 几个蒸发器并联布置；(c) 冷凝器与蒸发器之间的接管

(c) 节流阀至蒸发器之间的接管。一般要求这段管路尽可能短，并有良好的绝热包扎，以减少冷量损失。

(3) 吸气管的连接。从蒸发器至压缩机的管道称吸气管道，其连接要求如下：

(a) 吸气管中的压力降直接影响到制冷系统的产冷量，为些应把压力降控制在允许范围内。一般，氟利昂制冷系统回气管的压力降应不超过饱和蒸发温度差 1℃所对应的压力降，见表 9-3；氨制冷装置应不超过饱和蒸发温度差 0.5℃所对应的压力降，见表 9-4。

表 9-3　相当于饱和蒸发温度 1℃时氟利昂的压力降

饱和蒸发温度	饱和蒸发温度差 1℃的压力降(MPa)	
(℃)	R12	R22
−40	2.94×10^{-3}	4.9×10^{-3}
−30	4.41×10^{-3}	6.83×10^{-3}
−20	5.88×10^{-3}	9.8×10^{-3}
−10	7.84×10^{-3}	1.2×10^{-2}
0	9.8×10^{-3}	1.6×10^{-2}
10	1.2×10^{-2}	2.06×10^{-2}

表 9-4　相当于饱和蒸发温度 0.5℃时氨的压力降

饱和蒸发温度(℃)	−40	−30	−20	−10	0	10	40
饱和蒸发温度差 0.5℃压力降(MPa)	1.96×10^{-4}	2.94×10^{-3}	3.92×10^{-3}	5.88×10^{-3}	7.84×10^{-3}	1.08×10^{-2}	2.16×10^{-2}

(b) 吸气管的布置要有利于防止压缩机产生液击事故，对氟利昂系统应保证润滑油随同制冷剂蒸气一同回到压缩机。由于氨系统中氨与润滑油不溶解，故不存在回油问题，为了防止氨液流入压缩机而产生液击事故，一般要求它的水平回气管能有 0.1%～0.3%坡向低压循环桶的坡度。

氟利昂系统为保证回油的需要，压缩机的吸气管应设有 1%坡度坡向压缩机，如图 9-17 所示。吸气立管之前应设 U 形管，以阻止大量的氟利昂液体及润滑油冲入压缩机，而且可防止安放膨胀阀温包的地方因管道中聚集液体而影响温包的正确反映。

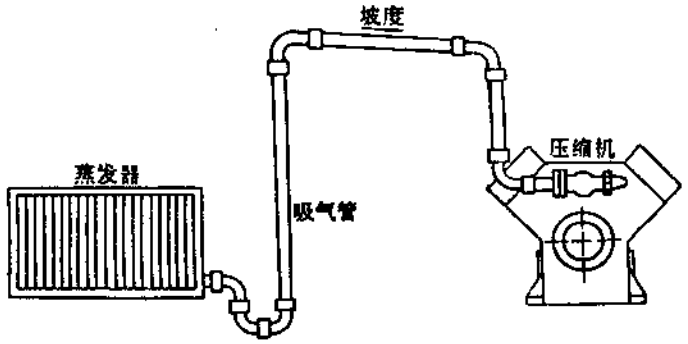
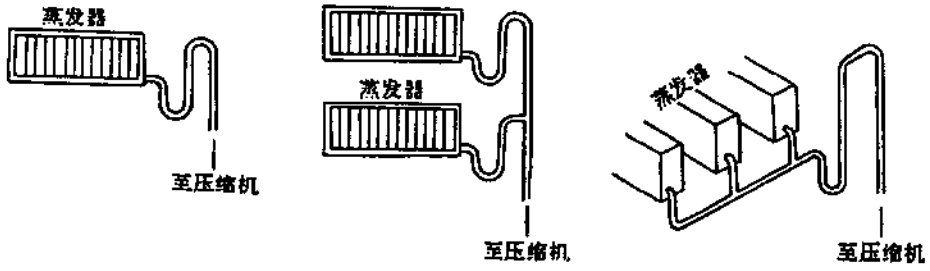


图 9-17　蒸发器与压缩机同高度时吸气管的排列形式

(c) 蒸发器布置在压缩机上面时，应在蒸发器上侧设置倒 U 型管，如图 9-18 所示，以防开车时液体进入压缩机而引起液击。但对全封闭式、半封闭式压缩机来说，当液体进入压缩机内时，先经吸气腔予以汽化过热，再进入气缸，若不设倒 U 形管，问题也不大。



(a)　(b)　(c)

图 9-18　蒸发器高于压缩机的吸气管排列形式

(d) 当蒸发器布置在压缩机下面时，为了改善回油，应每隔 10 m 左右高度设置一个集油弯，如图 9-19 所示。在压缩机吸入口附近的吸气管上不要设置集油弯，以防止启动时产生润滑油冲缸事故，如图 9-20 所示。

(e) 对串联的蒸发盘管，最后一排应是上进下出，前面几排最好是下进上出，这样能顺着气体的流向，蒸发效果好，若用隔排上下更换进出，则应保证从上进下出盘管出来的制冷剂为湿蒸气，这样才能把油带走。

(f) 当多台蒸发器并联时，为了不因某一台或某几台蒸发器的负荷变化或停止运行时影响其他蒸发器的正常工作，可采用如图 9-21 所示接法。

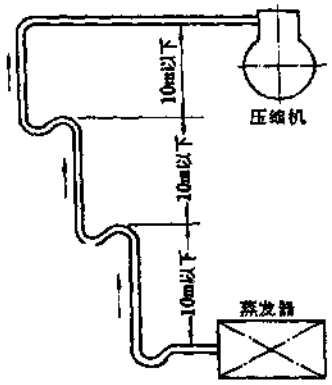


图 9-19

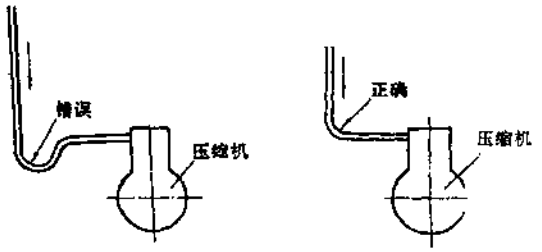


图 9-20

两台并联的压缩机的吸气管应尽量对称布置，使各台压缩机的吸气压力近乎相等，同时也使回油均匀，如图 9-22 所示。吸气管处要设置积油弯，以防一台压缩机停止工作时，积油流到另一台压缩机里去。压缩机曲轴箱油面上部与油面下部均应装均压和均油管，在这些管上应设阀门。

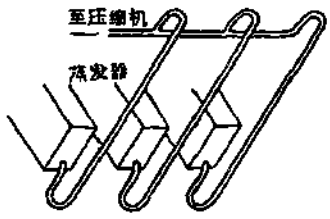


图 9-21　多台蒸发器并联时的接管

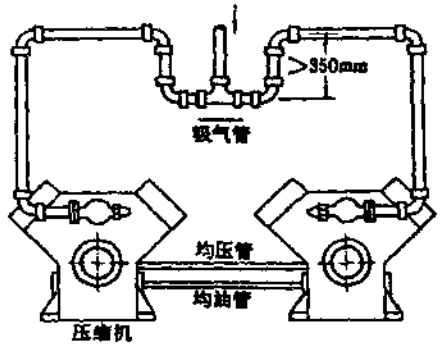


图 9-22　两台并联压缩机的吸气管排列形式

(g) 制冷系统中未设过冷器与过热器时，压缩机的吸气管与蒸发器的供液管应尽量紧贴在一起用公共支架敷设，这样可以充分利用供液的过冷和吸气的过热，以提高制冷能力。

(4) 冷却水管的连接。冷却水管的连接要求如下：

(a) 水冷式冷凝器的冷却水源应用专管供水，供水的压力不低于 0.127 MPa。进水管上应装有水阀，以便调节供水量，水管的敷设要有利于冬季能放尽冷凝器中的积水，以免造成冻裂冷凝器事故发生。

(b) 进水管径应大于或等于冷凝器进水接头的口径，以保证充分的冷却水量。冷凝器的进、出水接头不要相互搞错，以免影响换热效果。

9.3　制冷系统的吹污和气密性试验

9.3.1　吹污

制冷系统经过安装后，其内部难免有焊渣、铁锈、氧化皮等杂质留在系统内，如果不清除干

净，制冷装置在运行时，使阀门阀芯受损；经过气缸，气缸的镜面会“拉毛”；经过过滤器，会使过滤器堵塞。为此在制冷装置试运转前必须对系统进行仔细吹污，吹污一般用 0.5～0.6 MPa 的压缩空气或氮气。在无压缩空气或氮气的场合，也可用制冷压缩机代替，但使用时应注意制冷压缩机的排气温度，不超过 125 C，否则会降低润滑油的粘度，引起压缩机运动部件的损坏。系统吹污宜分段进行，先吹高压系统，后吹低压系统，排污口应分别选择较低的部位。在排污口放一张净白纸，当纸上无污点出现时，可认为系统已吹干净。

另外在制冷系统全面检修时，也需要用压缩空气将系统中残存的油污、杂质等吹除干净。为了使油污溶解，便于排出，并可将适量的三氯化乙烯灌入系统，待油污溶解后进气吹污，三氯化乙烯对人体有害，因此，使用时要注意室内通风，操作者要适当远离。

9.3.2 气密试验

制冷装置中的制冷剂具有很强的渗透性，装置稍有不严密处，就会造成制冷剂大量泄漏，影响制冷装置的正常工作。同时，有的制冷剂还带有毒性，如氨，泄漏后对人体有害，氨利昂虽无毒，但当它的泄漏量在空气中超过 30%时(容积密度)，会引起人们窒息休克。另外，如有空气渗入系统会使装置工作不正常。为了杜绝漏洞，保证安全生产和装置正常工作，一定要对安装好的或大修好的制冷装置进行气密性试验。

气密性试验是在制冷装置主要部件的各单件经过耐压试验和系统吹污工作完成之后而进行的工作，是检查安装、修复质量的一个极为重要的环节。所谓耐压试验是指制冷设备(如冷凝器、贮液器、压缩机缸体、蒸发器等)用水或油等液体最大压力试验，一般均有生产厂进行单件耐压试验。安装时不需要重做。

制冷装置的气密性试验包括压力试漏、真空试漏和制冷剂试漏三个程序。下面分别介绍。

1. 压力试漏

系统试验压力标准见表 9-5 所示。

表 9-5 制冷系统气密性试验压力(表压)

工质名称	高压系统试验压力 (MPa)	低压系统试验压力 (MPa)
NH_3	1.76	1.18
R22	1.76	1.18
R12	1.57	0.98
R13	1.76	1.18

压力试验是对整个制冷系统充以一定压力的氮气或空气，使管壁设备内壁受压，以检查安装后的接头、法兰、管材、设备等是否有泄漏。

在氟利昂系统中，因为氟对系统含水量要求很严，因此试压时，多采用工业用的氮气。氮气具有无腐蚀，无水分，不燃不爆，价格便宜，操作方便等优点。尽量不采用压缩空气，因它含有水分和杂质。严禁用氧气充压，因为有危险性，在没有氮气的情况下，亦可用干燥压缩空气试漏(就是在压缩空气出口处装一只大型的干燥器，尽量减少压缩空气中的水分)。

图 9-23 为对 R12 制冷系统充气操作示意图。

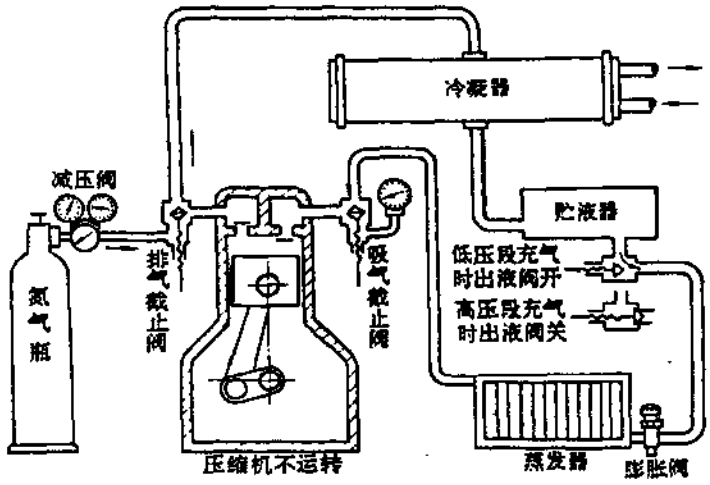


图 9-23　制冷系统充气检漏

采用压缩氮气试漏的操作步骤如下：

(1) 充氮前应在高、低压管路上接上压力表，氮气瓶满瓶时其压力为 14.7 MPa，氮气必须经减压阀再接到压缩机的多用孔道上或高压管路的充注阀上。

(2) 关闭所有通大气的阀门和压缩机的吸、排气截止阀，分油器的回油阀。打开膨胀阀的旁通阀(手动节流阀)和管路上其他所有阀门。由于压缩机出厂前做过气密试验，所以可关闭其两端的截止阀。若有需要也可把它按低压系统的试验压力进行复试。

(3) 打开氮气瓶阀门，将氮气充入系统，为了节省气源，可采用逐步加压的方式，先升到 0.3～0.5 MPa，检查有无大的漏处，在排除漏洞后再加压到低压系统的试验压力值，如 R12 制冷剂加压到 0.98 MPa。在整个系统不漏的情况下，关闭手动节流阀前的截止阀及手动节流阀，再继续充压到高压系统的试验压力值，如 R12 加压到 1.57 MPa，然后停止充氮，关闭氮气瓶的阀门，对整个系统进行仔细的检漏。

采用空气试压工作是应用空气压缩机来进行的。如空气压缩机确实无法解决，用制冷压缩机泵空气时，应注意下列几点：

(1) 将压缩机过滤器用纱布包扎进空气口，防止灰尘进入机器，运转中须注意油泵情况，如不上油时，应停车检查。

(2) 在气密性试验进行前，首先将试验系统的最末端阀门与大气相通，在机器开动后待阀门有气体压出时关闭，这样可确认系统是畅通的。

(3) 由于空气绝热指数较大($\kappa=1.4$)，压缩终点温度很高，压缩机要实行间歇运行，逐渐加压。每升高(0.49 MPa)左右暂停一次，每次排气温度不能超过 125℃。压缩机吸排气压差不得超过 1.37 MPa。当压差上升到 1.57 MPa 时，制冷压缩机上的安全阀会自动跳开。跳开后的安全阀，一般都关闭不严密容易形成串气现象，故需要卸下修理，重新定压。为了克服安全阀过早开启，可待低压系统气密试验合格后，启动压缩机，慢慢开启吸气阀，调节吸气压力为 0.196～0.245 MPa，使低压系统的空气经制冷压缩机压缩后进入高压系统，由于低压系统具有一定的压力，则高压上升到 1.76 MPa 时，高压系统的安全阀就会跳开。

(4) 对于经过大修后氮系统的试压，应注意系统内不得留存氮。如使用本身氮压缩机试压

时，机器应经过拆检除氨气，以免引起爆炸事故。

检漏工作必须认真、仔细。检漏用的肥皂水要有一定的浓度，不宜太稀，否则涂在检查处停留的时间太短，难以发现漏处，当用毛笔或小刷帚把肥皂水涂于各连接处与焊缝处时，每涂一处即仔细检查，如发现有冒泡现象就是该处有渗漏。一般大气泡容易发现，而对于细微的气泡或经过一段时间才出现的微小气泡的微漏处，往往容易疏忽，故检漏工作必须仔细，要反复检查数次才行。另外也可采用听声音的方法查漏，凡有渗漏处会发出一些微弱的响声，在安静的时候能找到漏处。在有条件让检查处放在水中的，以此来查漏是行之有效的。对于系统比较大时，也可采用分段查漏的方法进行。

凡在检查中查明的渗漏点，应做好记号，等全部检查完毕后进行补漏工作。被漏工作不宜在充压状态下进行，因为它不安全，应将氮气放掉后再做补漏工作。做好补漏工作后应再次充压试验直至整个系统不漏为止。

按照规范规定：压力试验时，系统中应承受规定的压力（按表 9-5）24 h，前6 h 的压力降不应超过 2%，其余 18 h 应能保持压力稳定。

进行压力试验时，应考虑到环境温度变化对系统压力值的影响，因环境温度下降而引起的压力降，不能误认为是有泄漏。温度对压力的影响应符合下列关系式：

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{273+t_2}{273+t_1}。$$

式中：p_1(MPa)和 t_1(℃)为试验开始时的压力和温度值；p_2(MPa)和 t_2(℃)为试验终止时的压力和温度值。

在检漏过程中如发现压力有下降，但在系统中又一时无法找到渗漏处，这时应注意以下几种可能性：

(1) 冷凝器中制冷剂一侧向水一侧有泄漏，应打开水一侧两端封盖进行检查；

(2) 如果是对旧的系统进行检修，则应注意低压管路包在绝热材料里面的连接处有否泄漏；

(3) 各种自动调节设备和元件上也有可能产生泄漏，如压力继电器的波纹管等等。

2. 真空试漏

在压力试漏工作完成后就进行真空试漏。真空试漏的目的有两个，一是检查系统在真空条件下的密封性，二是抽除系统中残留的气体和水分。

从制冷机的工作原理知道：制冷剂在制冷系统内循环流动时，它的状态是在不断变化的，压缩时为气体，冷凝后变为液体，蒸发后又变为气体。但属于不凝性的空气或氮气在常温下或在一般的低温下是不会凝结为液体的。这部分不凝性气体存在于冷凝器中并占去了部分容积，从而影响了冷凝器的散热能力，使冷凝压力升高，影响正常的制冷效果，所以一定要把系统中不凝性气体抽尽。

根据有关规定：进行真空试验时，氟利昂系统内的压力应降到 5.33 kPa 以下（即真空度要在96 kPa 以上），并在8 h 内压力的回升不超过 1.33 kPa。对真空度的要求，也应随着各地大气压力不同而异，一般来说，用当地当天的大气压力乘上 0.96 的系数即为所需抽的真空度。

进行真空试漏时，应采用真空泵来抽真空。对于小型制冷系统或者没有真空泵的情况下，也可利用制冷压缩机本身来抽真空（见图 9-24）。具体操作方法如下：

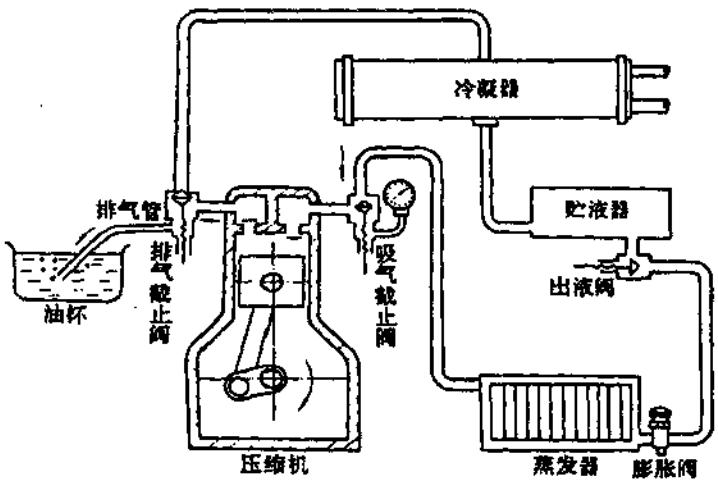


图 9-24　系统抽真空操作图

(1) 关闭排出阀，打开排出阀上的多用通道或排空阀，以便排放空气。

(2) 关闭系统中通大气的阀门(如充注阀、放空气阀等)，打开系统中其他所有阀门。

(3) 放尽冷凝器中的冷却水，否则会因冷却水温低而使系统内的水分不易蒸发，难以被抽尽。

(4) 将油压继电器的接点强迫常通，然后启动一下压缩机并立即停车，查看一下旋转方向是否正确，排空孔道中有否排气，最后才正式启动压缩机抽空。抽空时压缩机的吸气阀不能开大，尤其是大型制冷压缩机，否则排气口来不及排气，有打坏阀片的可能。抽真空应分几次间断地进行，因为抽吸过快，积聚在系统内的水分和空气亦不易一下子被抽尽。

(5) 抽好真空后，先关闭排空孔道，然后停机，以防止停机后因阀片的不密合而出现空气倒流现象。

在使用制冷压缩机抽空的过程中，假如压缩机自身带滑油泵时，则随着系统内真空度的提高会使滑油泵工作条件恶化，引起机器运动部件的损坏，所以当油压(指压差)小于 26.7kPa 时，应立即停车。为了检查是否已将系统内的水分、空气等抽尽，可在压缩机排出阀的多用孔道上接一临时管子，待系统中的大量空气排出后，将管子的另一端放入一只盛有冷冻油的容器内。若系统内还有水分、空气等，油里就会出现气泡，一直要抽到在较长的一段时间里不出现气泡，说明系统内的水分、空气等已抽尽。如果在较长一段时间内仍有气泡连续不断地产生，则可先关闭压缩机的吸入阀，检查一下压缩机本身有否泄漏。若压缩机不漏，则盛油容器里就不出现气泡，同时也说明是系统里有毛病；若压缩机有漏，气泡就会连续产生，这往往是轴封不密合所造成的。如果气泡的出现是开始大，逐渐变小，气泡出现的间隔时间也越来越长，这说明轴封从不密合到逐渐密合。若发现管端(插入而不深的情况下)有将滑油反复吸进吐出的现象，当将管端插到油内深处就看不出此现象，一般是阀片不密合所致，经重负荷使用后会好转的。

对全封闭式压缩机所组成的制冷系统，是不能用本身压缩机来抽真空的，故需要另接真空泵来完成这项工作。

由较大型的压缩机或半封闭压缩机所组成的制冷系统，一般也不宜用自身压缩机抽空。因大缸径压缩机用自身抽空有危险(因为排气口较小)，而半封闭压缩机用自身抽空时，电动机冷

却条件差。图 9-25 为用真空泵抽真空的示意图。

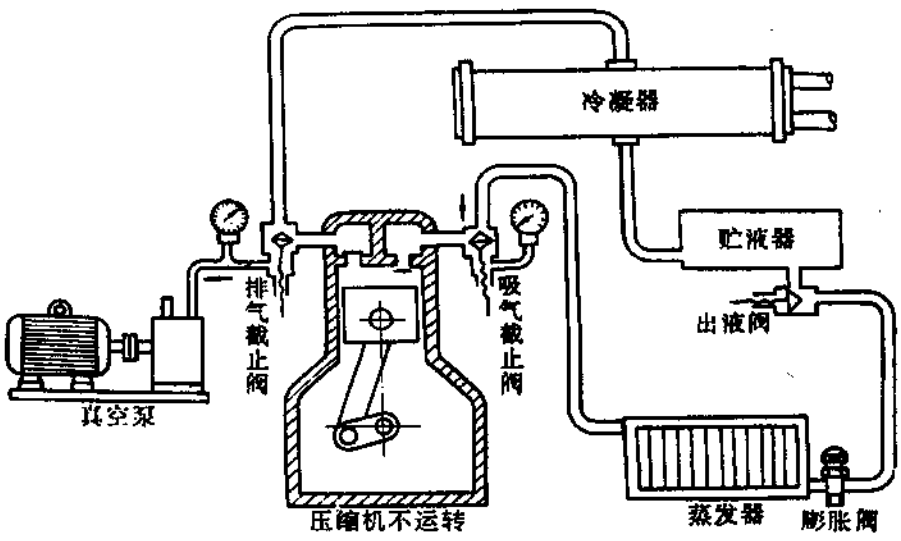


图 9-25　用真空泵抽真空

3. 充注制冷剂试漏

在完成压力和真空试漏后，就可以进行充注制冷剂检漏试验。用制冷剂检漏的目的是为了进一步检查系统的严密性，因为制冷剂的渗透性强，若系统有渗漏处，会使充注的大量制冷剂造成泄漏损失。

充氟利昂检漏时，可在系统内充入少量的氟利昂气体，使系统内压力达 0.2～0.3 MPa，然后开始检漏，氟里昂检漏可使用卤素灯，卤素检漏仪。卤素灯又名校漏仪，它的结构见图 3-1 所示。

在使用卤素灯查漏时要注意以下几点：

(1) 查漏工作要认真、过细，粗枝大叶是做不好查漏工作的。

(2) 在查漏中突然发现火焰变绿，不要急于判断，而应把卤素灯移远，待火焰恢复蓝色后，再移近至刚才检查位置的四周过细地查一遍，看在哪里火焰变绿的程度最大，则泄漏处就可能在那里。

(3) 查漏时，吸气软管不要碰到壁，否则管口堵塞，使吸入空气量减少，造成燃烧不完全，引起火焰变色，以致出现判断错误。

(4) 如氟利昂大量泄漏，则不宜用卤素灯检漏，避免引起光气中毒，同时因氟利昂散布很广，用卤素灯查漏亦无法判断泄漏位置。碰到这种情况应配合肥皂水查漏。

(5) 卤素灯用完后，阀芯旋钮不可关得很紧，以防熄火后冷却收缩造成阀座和阀芯的损坏。灯的内部应保持清洁，以免脏物堵塞喷嘴。

具体使用卤素灯时，先将底盘卸下，加满乙醇(即酒精，含量应在 99.5%以上)或甲醇。再将底盘盖上旋紧，把灯直放在平地上，向黄铜烧杯内注入乙醇，并把它点燃，以加热灯体和喷嘴，以热量传给灯筒，并加热筒中的乙醇，使乙醇汽化，压力升高。待盘内乙醇快要烧光时，就要微开阀杆，让乙醇蒸气从喷嘴喷出，蒸气连续燃烧。喷嘴的上面有一旁通孔接上吸气软管，由于喷嘴的高速喷射，使喷射区内的压力低于大气压，空气就经旁道管被吸入，若被检查的空气中

含有氟利昂蒸气与喷灯火焰相接触，就会分解为氟、氯元素气体，而氯气与灯内烧红的铜皮帽接触，便化合成氯化铜气体($Cu+Cl_2 \rightarrow CuCl_2$)，这时火焰的颜色随空气中含氟利昂多少而变化。详见表 9-6。

表 9-6 漏氟浓度与卤素类火焰色变化表

卤素喷灯火焰的颜色	R12 浓度%(以容积计)
橙红色	0
于暗处时微绿色	0.004
于明处时淡绿色	0.006
草绿色	0.013
绿色兼微紫	0.044
绿紫色	0.070
紫绿色	0.120
紫色(气体分解)	0.600

对于氨制冷系统要进行充氨检漏，氨系统常采用酚酞试纸检漏，酚酞试纸是用 100 mL95%纯度的酒精，加 20 mL 甘油，再加 0.1 g 酚酞配成酚酞溶液，将白色吸水棉纸条，浸过酚酞溶液后，取出晾干即可。检漏时，只要把试纸用水浸湿后放在查漏部位。若有漏氨，则试纸就会变成粉红色，颜色越深说明泄漏量越大。在用酚酞试纸检漏时，注意酚酞试纸不可与被检表面接触，因为被检地点，均涂过肥皂水，酚酞试纸遇肥皂水时也略变红。为了可靠起见，可先用布将被检处的肥皂水擦试干净，再检漏。

9.4 制冷剂的充注和取出

9.4.1 制冷剂的充注

当系统完成了气密试验后，就可以开始对系统正式充注制冷剂。

在充注前，先确定该系统应该灌入的冷剂数量。一般充剂量应按照设计文件要求的数量灌注。若无具体规定，则可按系统各设备的具体情况，按照表 9-7 中推荐的数值进行估算，然应根据估算的数量来灌注。

表 9-7 制冷设备的充液量

设备名称	充液量占设备容积(%)	设备名称	充液量占设备容积(%)
各式冷凝器	15	立式蒸发器	80
贮液器	80	卧式蒸发器	80
中间冷却器	30	盘管式墙排管	60
再冷器	100	顶排管	50
氨液分离器	30	冷风机	50
低压循环桶	30	供液管	100
洗涤式油分离器	15～20		

注：液态氨的密度按 0.65 kg/L、R12 按 1.43 kg/L、R22 按 1.3 kg/L 计算。

充注氟利昂的操作方法如下：

(1)准备一架磅秤，将氟利昂钢瓶过磅，记录总重量。若扣去钢瓶的自重后，就是钢瓶内氟利昂的净重。

(2) 把钢瓶安放在磅秤上，见图 9-26 所示。用 $\phi 6\times 1$ 紫铜管一段，用专制的螺纹一头接至钢瓶上，另一头接到压缩机吸入阀的多用孔道上，接多用孔道螺母暂不扳紧，先把钢瓶阀开启一点，随即又马上关掉，则把接管内的空气排净，然后把螺母旋紧。

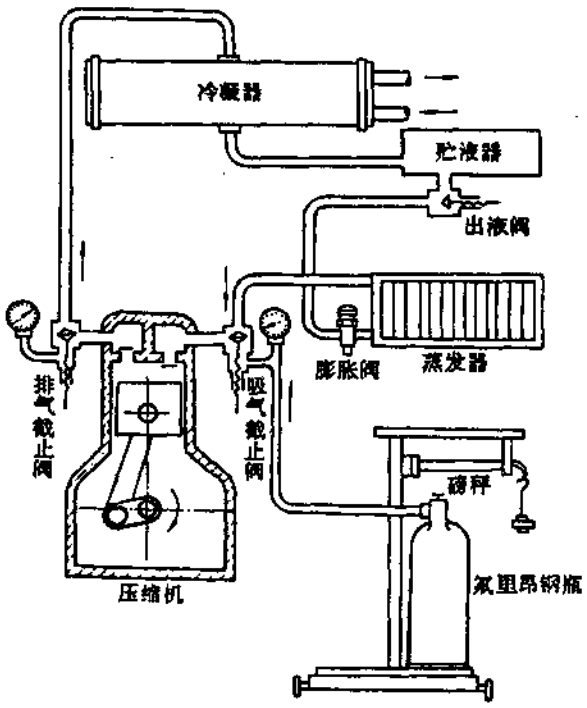


图 9-26　低压段充灌制冷剂

(3) 氟利昂是以湿蒸气形式充入的，所以打开钢瓶阀时要恰当，以防压缩机发生液击。同时旋开压缩机吸入阀的多用孔道，开始充灌制冷剂。若系统内是呈真空状况，则钢瓶内的制冷剂就会自动注入系统，待系统内压力与钢瓶内压力平衡时，制冷剂就停止进入。这时若系统内制冷剂量还未加足，则可先关闭钢瓶阀，贮液器出口阀，手动膨胀阀和压缩机的吸入阀，启动冷凝器的冷却水泵，然后启动压缩机。为了防止液击冲缸，应慢慢开启吸入阀，把系统内的制冷剂都抽入贮液器，系统低压部分又被抽成真空，然后打开钢瓶阀，让制冷剂再次自动灌入系统。如此反复进行，直至加足系统所需的制冷剂量。也可以在系统再次抽成真空后，打开贮液器出口阀和小开膨胀阀，让系统正常运行，然后打开钢瓶阀，并逐渐关小吸入阀(即开启多用孔道)，让钢瓶内的制冷剂依靠瓶内压力与吸入压力之差流入系统(应注意不能产生液击)。当充注到满足要求时，马上关闭钢瓶阀，然后让接管中残留的制冷剂尽可能被吸入系统，最后关闭多用孔道，停止压缩机运行，充注制冷剂工作基本结束。

除了吸入阀多用孔道充注制冷剂方法外，也可用将氟利昂液体直接由排出阀多用孔道充入系统。这种方法的优点是灌注速度快而安全，适用于系统内抽成真空第一次灌注制冷剂的情况，见图 9-27 所示。灌注时钢瓶位置应比系统的贮液器高，靠钢瓶内的制冷剂与系统之间的压力差与高度差自行进入系统。当系统内压力高于 0.3 MPa 时，应停止在高压侧充液。若充注量不够可改为吸入侧充注制冷剂蒸气。采用高压侧充注氟利昂时，切不可启动压缩机，并注意排气阀不能漏泄，否则会产生液击。

另一种方法是在贮液器与膨胀阀之间管道上专门设置一个充氟阀，这主要用于大型氟利昂系统，与充氨很相似。

在充注过程中有一点应注意，一般不允许采用对氟利昂钢瓶加温的方法来加快充注速度。因为它很不安全。除非外界温度很低的场合，才用适当加温的办法来加快充注速度，但也应注意加温不宜过高。

充氨的步骤与上述充氟相似，其充注过程大致是：充氨时，可直接从加氨站加入，如图 9-28 所示。

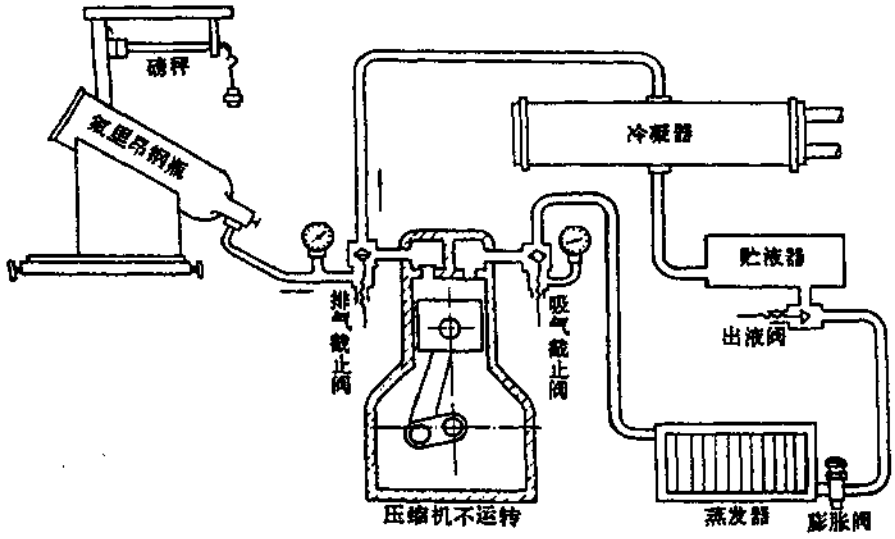


图 9-27　高压段充灌制冷剂

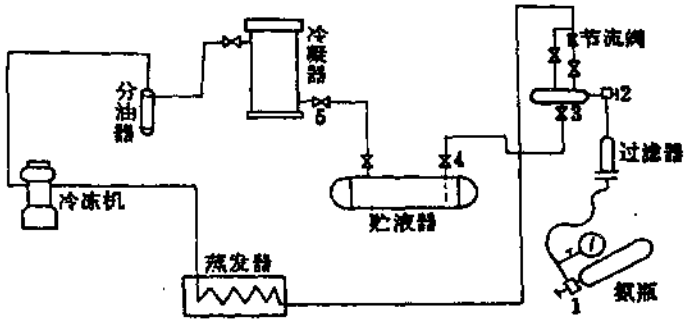


图 9-28　系统充氨示意图

1—氨瓶阀；2—充氨阀；3—供液总阀；4—贮液器出液阀；5—冷凝器出液阀

系统初次充氨时，可将系统抽成真空，连接阀 1 和阀 2，利用系统和氨瓶内的压力差，把氨注入系统。待系统压力升高到 0.2 MPa 左右，为了加快充氨，则把系统中高压部分与低压部分切断，同时关闭阀 4 或关闭节流阀前的供液总阀 3，然后开动冷却水泵，启动压缩机，把低压部分压力降低，让氨大量充入，直至充氨计算总量的 50%～70%，暂停充氨，让其进行试运转，视试运转的情况后，发现不足时再继续添加。

9.4.2　制冷剂的取出

在制冷系统的检修中，如果从压缩机排出阀至贮液器出口阀这段系统的部件中有故障需拆修，为了减少环境污染和浪费，就应将制冷剂取出贮存到另外的容器中。装置的其他任何部件需拆修，就不必将制冷剂取出。另外，制冷装置若长期停用，为了防止泄漏，或者需要换制冷剂等原因，也需要取出制冷剂。制冷系统取氟和取氨的基本操作方法有两种。一种是将液态制冷剂直接灌入钢瓶，它抽取部位选在贮液器（或冷凝器）出液阀与节流阀之间的液体管道上。另一种方式是将制冷剂以过热蒸气形式直接压入钢瓶，与此同时对钢瓶进行强制冷却，促使进入

钢瓶的制冷剂过热蒸气变成液态而贮存于钢瓶中，它抽取部位选在冷冻机排出端。两种方法相比，前者抽取制冷剂速度快，但不能抽取干净。后者抽取制冷剂速度慢，但能把系统中制冷剂抽尽。前者用于大容量系统，后者用于小容量的制冷系统。无论采用哪种方法，其抽取原理都是靠压力差进行。

除上述基本方法外，对于因压缩机本身结构特点而不能抽取制冷剂时（如半封闭、全封闭式），就必须用另外一台冷冻机来协助完成抽取制冷剂的任务。

现将从制冷系统中取氨取氟时的操作方法及步骤分述如下。

1. 制冷系统取氨

（1）准备一定数量的氨瓶、磅秤、取氨工具、劳保用品及操作工具，按图 9-29 进行接管。

（2）按正常程序启动制冷系统进行制冷，使冷量积存于蒸发器水箱中。逐步关小节流阀，蒸发器水箱中水温接近于 0℃时，关闭节流阀，使蒸发器压力维持在 0.098 MPa 左右，停止制冷系统工作。

（3）在停止制冷系统工作之前，关小冷凝器冷却水，有意提高冷凝压力到 1.25 MPa 左右。

（4）停车之后，蒸发压力不应上升，否则还须启动压缩机再次对蒸发器进行抽氨。

（5）将蒸发器水箱内的低温水引出，淋浇于放在槽内的氨瓶上，并经常搅动槽内低温水，使氨瓶受到均匀冷却。然后开启阀 1 及阀 2 和氨瓶阀 3，氨瓶内制冷剂由于受到低温水的冷却而相应的饱和压力不高，这样氨瓶内的压力和贮液器压力就形成了一个压力差，此时贮液器中的液态氨在压力差的推动下迅速进入空的氨瓶内。

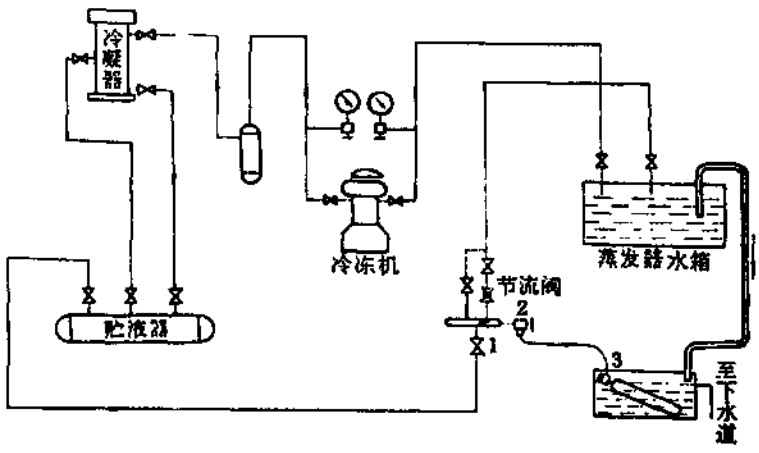


图 9-29　制冷系统取氨示意图

1—供液总阀；2—充氨阀；3—氨瓶阀

在抽取氨的过程中，应严格控制液氨进入氨瓶中的重量（经常用秤称），一般不得超过氨瓶容积的 60%。如果将氨瓶灌满液氨，当氨瓶从低温水中取出时，受到高于低温水的环境温度影响，氨瓶内压力将会上升很快，加之瓶内无膨胀余地，其后果是比较危险的。

（6）氨瓶中装足了规定的重量后，关阀 2 及氨瓶阀 3，另换一瓶再抽取，直到贮液器内压力下降到与氨瓶受低温水冷却时的饱和压力相等时，可以认为制冷系统取氨基本完毕。系统所剩部分为氨气体及其油污杂质，可以通过紧急泄氨器或系统中最低点放入下水道，或者用水稀释成为氨水作肥料。

2. 制冷系统取氟

(1) 将氟压缩机排气阀和冷凝器出液阀开足，此时氟截止阀 B 处多通用孔即被关闭，取下堵头，按堵头尺寸加工 T 形或直形接头(直形接头可参考图 9-31 进行加工)，依照图 9-30 接好取氟管(一般用 $\phi6\times1$ 紫铜管作成)。

(2) 用系统中的氟把取氟管中的空气赶跑(待用)。

(3) 接好冷却水管，使氟瓶淹没在水中，并使水搅动(水温不能高于冷凝器冷却水温度)，降低氟瓶内压力。

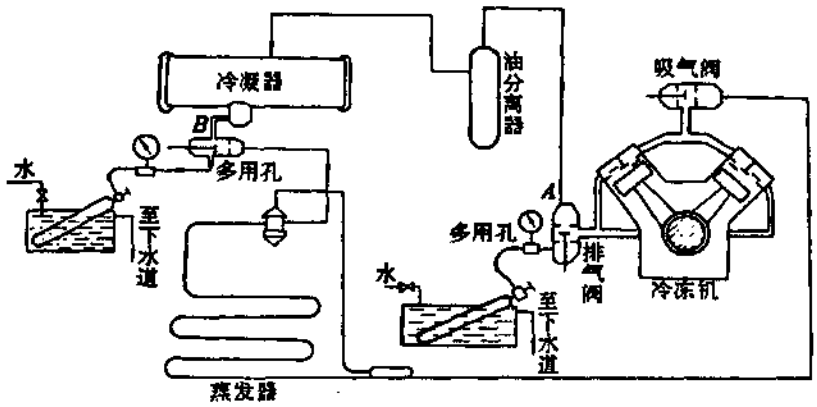


图 9-30 制冷系统的取氟示意图

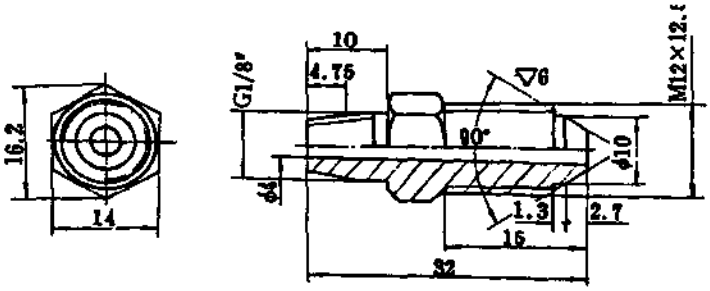


图 9-31 直形接头

(4) 打开氟瓶阀，逐步关小冷凝器出液阀，则氟利昂液体在压力差的作用下进入氟瓶。如果氟液体进入氟瓶有困难，可按正常启动的程序启动氟制冷系统，关小冷凝器冷却水，有意提高冷凝器内压力，此时氟制冷剂将迅速进入氟瓶。每瓶所装容积要求与氨相同。

(5) 随着系统内氟利昂的减少，高压压力就会降低，因此在 B 处取氟将会十分困难，可以换在 A 处取氟。利用 A 处取氟，应调节冷冻机吸入截止阀之大小，以排气压力不超过 0.98 MPa 为宜。

(6) 当低压系统中的压力为 0.098 MPa 时，系统中的制冷剂已基本抽取完毕，留下的只是少量的制冷剂蒸气，这时可以停车，关闭氟瓶阀。

(7) 停车之后，观察排气压力表和吸气压力表指示值的回升情况，如果压力表回升至 0.098 MPa 以上，就要重新打开氟瓶阀，启动压缩机继续抽取。如果压力表并不回升，这才说明系统内没有液态制冷剂了。

9.5 制冷设备的试运转

对于大修后的压缩机，在经过拆卸，清洗，检查测量，装配完毕之后，必须进行试运转，以鉴定机器大修后的质量和运转性能。一般压缩机要经过空车、空气负荷和带制冷剂负荷三个阶段的试运转。空车试运转主要检查各运动零部件配合是否良好，滑油系统是否正常及卸载装置是否灵活准确等。空气负荷试运转是检测制冷压缩机在有负荷的运转情况下，以鉴定维修装配质量以及密封性能是否良好。带制冷剂负荷的试运转，不论是大修后的压缩机，还是新安装好的制冷装置都应进行。它是在制冷剂充灌好以后进行的，这节着重介绍带制冷剂负荷的试运转，至于空车和空气负荷试运转请参考其他书籍。

9.5.1 压缩机启动前的准备和检查工作

(1) 打开冷凝器的冷却水阀门，开动水泵，若是风冷式冷凝器，则开动风机，并检查供水或风量是否正常。

(2) 检查和打开压缩机的吸排气截止阀及其他控制阀门(除通大气外)。

(3) 检查压缩机曲轴箱内油面高度，一般应保持在油面指示器的水平中心线上。

(4) 用手盘动皮带轮或联轴器数圈，或开电源开关试启动一下即关，检听是否有异常杂声和其他意外情况发生，并注意飞轮旋转方向是否正确。

(5) 经过仔细检查，认为没有问题后，即可启动压缩机试运转。

9.5.2 制冷设备的试运转

在制冷设备调试之前，先进行试运转。在试运转中应注意以下一些问题。

(1) 检查电磁阀是否打开(指装有电磁阀系统)，可用手摸电磁阀线圈外壳，若感到发热和微小震动，则表明阀已被打开。

(2) 油泵压力是否正常，它的油压(指油泵出口压力及吸气压力之差值)应是 0.075～0.15 MPa；对于新系列压缩机使用转子式油泵，有能量调节装置，它的油压应是 0.15～0.30 MPa。若发现不符要求，应进行调整。对油压继电器的低油压差动作试验，检查油泵系统油压差值低于规定范围时，看油压继电器能否工作。

(3) 注意润滑油的温度，一般不能超过 60℃(许可条件是≤70℃)。因为油温过高会降低滑油粘度，影响润滑效果，但油温也不宜过低，如低于 5℃，粘度大太，也会影响润滑效果。

(4) 注意压缩机的排气压力和排气温度。按照规定，排气压力 R12 不能超过1.18 MPa，R22 及 R717 不能超过 1.67 MPa，排气温度 R12 不能超过 130℃，R22 及 R717 不能超过 150℃，对于老系列产品不能超过 100℃，排气温度过高会使润滑油结碳，缩短阀片寿命，加快气缸与活塞的磨损。

对于高压继电器的试验：将吸入阀开足，关小冷凝器冷却水阀，使排气压力逐渐升高，看高压继电器动作时的排气压力值是否与要求的压力值相符合。若不相符合，则应进行调整，直至符合要求时为止。

(5) 氟利昂系统的吸气温度一般应不超过 15℃，吸气温度的增高要引起排气温度的升高，

油温也会升高。对低压继电器的试验：在压缩运转以后，慢慢关小吸入阀，使吸气压力逐渐下降，检查低压继电器动作时是否与要求的压力值相符。若不相符，则应进行调整，直至与要求值相符为止。

(6) 检查分油器的自动回油情况。正常情况下，浮球阀自动地周期性开启、关闭，若用手摸回油管，应该有时热时冷的感觉(当浮球阀开启时，油流回曲轴箱，回油管油就发热，否则就发冷)，若发现回油管长时间不发热，就表示回油管有堵塞或浮球阀搁煞等故障，应及时检查排除。

(7) 听压缩机运转的声音。正常运转时，只有进、排气阀片发出的清晰均匀的起落声，气缸、活塞、连杆及轴承等部分不应有敲击声，否则应停机检查，并及时排除故障。

(8) 对备有能量调节装置的压缩机，应检查该机构的动作是否正常。

(9) 检查整个系统的管路和阀门，是否存在泄漏处。

在运转正常的情况下，即可着手对制冷设备的工作进行调试。

9.5.3 制冷设备的调试

制冷设备的调试就是把系统运行参数调整到所要求的范围内工作，从而使制冷系统的工作既能满足设计要求，同时装置的运行参数工作在既安全又经济的范围内。

制冷设备运行的主要参数有：蒸发压力和蒸发温度；冷凝压力和冷凝温度；压缩机的吸气温度和排气温度；膨胀阀(或节流阀)前制冷剂温度等。这些参数在制冷设备运行的过程中不是固定不变的，而是随着外界条件(如库内热负荷，冷却水温，环境温度等)的变化而变化的，所以在调试过程中，必须根据外界条件和设备的特点，把各运行参数调整在合理的范围内。下面对主要运行参数分别给予说明。

1. *蒸发温度 t_0 和蒸发压力 p_0*

蒸发温度 t_0 是蒸发器内制冷剂在一定压力下汽化时的饱和温度，该压力即为蒸发压力 p_0。

设备运行的蒸发温度 t_0 应根据被冷却介质的温度的要求及它的工作特点来确定。例如：对于直接蒸发式冷库来说，空气为自然对流时，蒸发温度比要求冷库温度低 10～15℃；空气为强制循环时，蒸发温度比冷库温度低 5～10℃。对于冷却液体的蒸发器它的蒸发温度 t_0 应比被冷却液体平均温度低 4～6℃。

在制冷设备运行过程中，蒸发温度 t_0(蒸发压力 p_0)并不是固定不变的，它将随着工作条件的变化(库内热负荷的变化，压缩机能量的变化等)而产生相应的变动。从制冷设备的工作原理可知：在冷凝压力 p_k 不变的情况下，设备的制冷量是随着蒸发温度的下降而减小的。而单位制冷量的耗功却随着蒸发温度的下降反而增大。

2. *冷凝温度 t_k 和冷凝压力 p_k*

冷凝温度 t_k 是制冷剂气体在冷凝器中冷凝时的温度，对应于冷凝温度 t_k 下的饱和压力就是冷凝压力 p_k。

冷凝温度的大小取决于冷却水(或空气)的温度，冷却水在冷凝器的温升及冷凝器的形式。

冷凝温度 t_k 与冷却水进水温度 t_w 的关系是：

$$t_k = t_w + \Delta t_1 + \Delta t_2。$$

式中：t_w 为冷却水进水温度，℃；Δt_1 为冷却水在冷凝器中的温升(即进出水温差)，一般 $\Delta t_1=2$～4℃；Δt_2 为冷凝温度与冷却水出口水温度之差，一般情况下 $\Delta t_2=3$～5℃，所以冷凝温度比冷却水进口温度高 5～9℃。

当用空气冷却时，冷凝温度比空气进口温度高 8～12℃。

冷凝温度也是通过技术经济分析决定的，降低冷凝温度对设备工作是有利的，但一般需要增大冷却水量(风量)，而增大冷却水量需投入外加能量，故应全面考虑。另外，过高冷凝温度造成排气压力和排气温度过高，这时制冷设备的运行极不安全。按照规定：R12 系统的冷凝温度 $t_k\leqslant$50℃(最好能在 40℃以下)；R22 和 R717 系统 $t_k\leqslant$40℃(最好不超过 38℃)。

同时从制冷系统的工作原理可知：冷凝温度 t_k 的升高，不仅使系统的制冷量下降，而且造成耗功增大(一般，t_k 增加 1℃使制冷量减少 1%～2%，耗功增加 1%～1.5%，单位耗电量增加 2%～2.5%)。

3. 压缩机的吸气温度

压缩机的吸气温度是指吸入阀处的冷剂温度。为了保证压缩机的安全运转，防止液击冲缸现象，吸气温度要比蒸发温度高一点，也就是使冷剂气体成为过热气体，有一定的过热度。一般情况下，在没有气液过冷器的氟利昂制冷系统里，吸气温度应比蒸发温度高 5℃左右(即有 5℃过热度)是比较适宜的；在有气液过冷器时，保持 15℃的吸气过热度是合适的。对于氨制冷装置，吸气过热度一般为 5～10℃。

吸气过热度过大或过小都应避免，若过热度过大，则会使制冷量下降，排气温度升高，耗功增大；若过热度过小，易产生液击冲缸现象。

4. 压缩机的排气温度

压缩机的排气温度是指排气阀处的冷剂温度。为了保证压缩机的安全运行，规定 R12 装置的排气温度不能超过 130℃，R22 和氨的系统不能超过 150℃。排气温度过高，会引起润滑油因温度升高而降低粘度，使润滑效果变差，易造成运转部件的损坏。当排气温度升高到接近润滑油闪点时，还容易出危险。

排气温度与压缩比 p_k/p_0 及吸气温度有关。吸气温度越高，压缩比越大，则排气温度越高，否则反之。

排气温度比冷凝温度要高得多。例如氨压缩机在标准工况下运行，按理论循环计算，排气温度为 106℃左右，而冷凝温度则为 30℃，由排气温度为 106℃的过热气体，冷却至冷凝温度为 30℃饱和气体，放出显热约占 15%；由 30℃的饱和气体，冷凝为 30℃的饱和液体，放出冷凝潜热约占 83%；温度 30℃的饱和液过冷为 25℃的过冷液体，放出显热为 2%左右。由此可见，饱和蒸气的冷凝放热是主要的，起着决定性的作用。

5. 液体制冷剂的过冷温度

为了防止液体冷剂在膨胀阀(节流阀)前的液管中产生闪发气体，保证进入膨胀阀的冷剂全部是液体，则应让液体冷剂具有一定的过冷度。不同的系统，按照膨胀阀(节流阀)前液管总的压力损失的不同，所需的过冷度也不一样。表9-8是建议采用的最小过冷度值。

为了达到过冷的要求，可采用气液过冷器。在 R12 的系统中还常见把液管和回气管包扎在一起，达到过冷目的。

下面就一冷库的调试实例来说明调试的操作过程和要求。

表 9-8　最小过冷度值

阀前液管总的压力损失(MPa) / 过冷度(℃) / 制冷剂	0.049	0.098	0.147	0.196	0.245	0.294	0.343
R12	2.5	4.5	7.0	9.5	12	15	18.5
R22	1.5	3.0	4.5	6.0	7.5	9.0	10.5

例：有一制冷设备，制冷剂为 R12，要求保持冷库温度是－10℃，调试时冷凝器冷却水温度为 30℃。

启动压缩机让制冷装置投入调试运行，在开始调试时由于库温比较高，我们把膨胀阀的开度调至能看到蒸发器出口开始结霜后，再稍开大一点，然后让它运行一段时间。此时低压的数值，一般情况可在 0.098 MPa(表压)左右(对应的蒸发温度为－12℃左右)。应当指出，膨胀阀开度不宜过大，过大易产生液击，但也不能把阀开度调得过小，因为过小造成制冷量过小，降温速度很慢。在这段运行时间里，我们要注意低压的变化及蒸发器的结霜情况，因为随着库温的逐步下降，低压值和结霜都会有些变化。待运行比较稳定后，再调节膨胀阀，调至霜层结到回气管的端头(即压缩机的吸入口)，但最好不要使霜结到压缩机气缸上，因为这样易引起液击。在调节膨胀阀的操作过程中，一次的调节量不能过大，一般每次调 1/2～1/4 圈，而且调整一次后，让它有 20 min 左右的运转时间。经多次反复调整，使库温下降至－10℃时，低压值处于 0.049 MPa(表压)(即蒸发温度为－20℃)。在调整膨胀阀的同时，应注意高压的运行数值，按照冷凝温度与冷却水温度之间的关系，在 30℃冷却水的情况，合理的冷凝温度应比 30℃高 5～9℃，相应的冷凝压力在 0.784 MPa 左右，若高压能工作在 0.784 MPa 上下，同时蒸发器的结霜连续均匀，吸气温度在－5℃～0℃(若有气液过冷器，保持 15℃过热度为宜)，如无吸气温度计，则能见到霜刚好结到压缩机的吸入口，调试到此基本达到了设计要求。

9.6　制冷设备及管道隔热

当两种不同温度的物质相互接触时，将发生传热现象。在制冷装置中，处于低压系统的设备及管道，一般都低于空气环境温度，为了减少冷量的损耗，往往低压系统的设备及管道都需要与外界隔热。

隔热效果的好坏，取决于对隔热材料的选择，隔热层厚度及隔热材料的防潮措施等。

9.6.1　隔热材料的选择

作为制冷系统所用的隔热材料，应具备下列条件：

(1) 导热系数要小，这样热阻就大，可以减少冷量的损失和隔热层的厚度，一般取 $\lambda=0.03\sim0.12$。

(2) 密度小，一般重度小的物质其导热系数也小，同时密度小可以减轻设备的负重。

(3) 吸水性差，因水的导热性能较好，隔热材料吸水后，其导热性能随含水量的多少而改变，含水量越多，隔热性能越差。

(4) 耐火性，隔热材料应不燃烧，以便今后检修设备和管道时，因需焊接不致引起隔热材

料的燃烧。

(5) 造价要低。

目前制冷工程中常用的隔热材料有稻壳、软木板、泡沫塑料、玻璃纤维及炉渣等。

稻壳属松散隔热材料，价格低廉，来源较广，干燥的稻壳具有良好的隔热性能。目前国内冷库外墙、屋顶阁楼层及冷藏间的保温隔墙大多数仍以稻壳作为隔热材料。但稻壳的吸湿性较强，易受虫蛀，日久后沉降较大。所以，使用中必须做好防潮、防蛀和及时检查补充或更换等工作。

软木板是良好的隔热材料，具有导热系数小，抗压强度高及蒸汽渗阻大等优点。但因产量少，价格比较贵。在冷库中一般用于楼地面，冻结间内隔墙，"冷桥"处理，以及冻融频繁的部位。

冷库隔热用的泡沫塑料有聚苯乙烯泡沫塑料及硬质聚氨脂泡沫塑料等。聚苯乙烯泡沫塑料具有质轻，隔热性能好，耐低温等优点，但吸水性大，并有干缩现象，价格比较贵。施工用的粘贴材料(如用 101 胶水)，价格也高，如用石油沥青粘贴，沥青温度必须严格控制，温度过低贴不牢，温度过高会使泡沫塑料熔化。硬质聚氨脂泡沫塑料是一种可以现场发泡的隔热材料，具有气泡小，质轻，强度高，隔热效果好，成型工艺简单的特点。它既可以预制，又可以现场喷注或灌注发泡成型，是目前推广使用的一种隔热材料，但价格也比较贵。

玻璃纤维具有良好的隔热性能，价格低廉。但使用松散的玻璃纤维时，施工颇为困难，必须做好防护工作，否则玻璃纤维会刺激皮肤，吸入气管伤害人体。目前已有供隔热用玻璃纤维制品，施工方便，但价格较高。

炉渣是一种松散的隔热材料，价格低廉，但隔热性能较差，容量较大，使用时要晒干，一般作中、小型冷库地坪隔热层。

选用制冷隔热材料时，必须综合考虑冷库的隔热要求，材料的性能，经济指标等因素，及可能做到因地制宜，就地取材，保证质量，节省投资。

以上几种制冷常用的隔热材料，其性能指标如表 9-9。

表 9-9 制冷常用的几种隔热材料的性能指标

材料名称	材料特性	安装时容重最大值 (kg/m^3)	安装时允许最大含湿量 (重量计%)	抗压强度不少于 (MPa)	导热系数 (w/m·℃)	
					干燥时	计算时
软木板	由 3～8 mm 的软木颗粒压制成板，厚度有 25、50、70、100 mm，长 914 mm，宽 305 mm	210	4	0.98	0.06	0.10
稻壳	要求隔年陈谷新轧的干燥稻壳，使用前须将糠、土等杂质筛净	150	10		0.10	0.15
聚苯乙烯泡沫塑料	由颗粒状的聚苯乙烯用丁烷或戊烷作发泡剂，通过两次发泡使颗粒融成一体，压制成板	25～50		0.176	0.04	0.047
硬质聚氨脂泡沫塑料	多羟基化合物和交联剂、催化剂、发泡剂、泡沫稳定剂、阻燃剂等混合而成	30～50		0.147～0.196	0.023	0.036
玻璃纤维	将玻璃球放入白金锅内加热熔化拉成细丝，根据纤维长短分玻璃丝(连续纤维)和玻璃棉(长 20cm 以下的纤维)两种	200			0.036	0.047
炉渣	一般经筛选后的干燥炉渣，其粒径为 10～40 mm	800	8		0.18	0.29

9.6.2 隔热层的结构

隔热层的结构分底层、隔热层、防气层、保护层等，如图 9-32 所示。

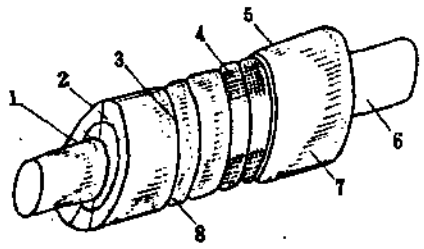


图 9-32 管道的保温结构

1—底层；2—隔热层(保温材料)；3—铁丝；4—铁丝网；5—保护壳层；6—管道；7—漆层；8—防气层

(1) 底层：管道外面与隔热材料之间，由于有的隔热材料对金属管有腐蚀，所以在金属管道外表刷上一层防腐漆作为底层(一般刷沥青滚或直接浇一层沥青)，以防止隔热材料对管道的腐蚀。

(2) 隔热层：即隔热材料层。隔热层的厚度要经过计算求得，以隔热层外表不产生冷凝水或管道内介质温升不超过允许范围为基准进行计算。隔热层的厚度还与管道内介质温度和保温材料的热工性能有关。以矿渣棉、软木、玻璃棉为例，对同样管道尺寸，同一温度条件下，矿渣棉最厚，软木次之，玻璃棉最薄。另外，管道大小不一，其厚度也有差异。在温度相同时，管道越大，隔热层则需相应加厚。

(3) 防气层：也称防湿层、防潮层。我们知道，隔热层外面的空气温度较高，其水蒸气分压力也大。在隔热层内的小孔中的空气因受管内低温的影响而温度较低，它的水蒸气分压力也就较小。倘若无防气层，则外部空气中的水蒸气，因分压力高于隔热层内的水蒸气分压力，必然会进入保温材料内部，遇冷时凝结成水，如温度再低则可能结冰。由于水蒸气浸入，就会大大改变隔热材料的热工性能，降低其隔热作用，冷量受到损失。

防气层主要用沥青和沥青卷材粘合而成，在现场施工中，以 3 号沥青及油毡纸或油毡布交错相贴，使防气层对隔热材料围成一个密封体，以阻止外部水蒸气的渗入。因此，防气层的施工质量与隔热材料的使用寿命有直接的关系，否则对于隔热层的返工或大修是很困难的。

(4) 保护层：是用以保护隔热材料及防气层，免遭破坏的一种措施。保护层可以用铁皮、铝皮、水泥沙浆、塑料布、木板、保护墙等，这要根据用途及地点不同而采用与之相应的保护层。如管道可用水泥保护壳、铁皮或铝皮，水箱可用保护墙、木板或铁皮等。在保护层外面还应根据管道内工质的性质，刷上各种颜色的油漆，以示区别。其颜色选择见表 9-10。

表 9-10 制冷管道颜色

管道名称	颜色	管道名称	颜色
高压排气管	红色	放油管	紫色
制冷剂液体管	黄色、氟管可刷银灰色	冷冻水送水管	绿色
低压吸气管	蓝色	冷冻水回水管	棕色
放空管	黑色	冷却水上水管	天蓝色

制冷设备的刷漆，除立式冷凝器刷白漆之外，其余设备应根据设备性能与管道一致，同时考虑其颜色鲜艳，防腐力强。

第十章　制冷设备的操作与管理

§10.1　压缩机的操作与管理

压缩机启动时，由原来的静止状态转变成运动状态。若带负荷启动，所需电流比正常运转时大5倍以上，电动机和电器设备容易受到损坏。因此除小型的制冷压缩机配备大电动机外，为了减少初投资及长期运行中的浪费，必须设法减小电动机的启动电流。活塞式制冷机通常有以下几种做法：一种是在机体的吸排气腔之间装一只旁通阀，在压缩机启动时，吸入和排出阀门关闭，开启旁通阀，然后迅速打开排气阀，关闭旁通阀，再缓慢打开吸气阀，使压缩机投入正常工作；另一种是压缩机采用能量调节装置，减少启动负荷，其结构与原理前已讲述。

10.1.1　单级氨压缩机操作管理

有关单级压缩机的操作规程，在前面压缩机试运转中已基本讲述，这里只讲启动时工作。

1. 查看车间记录

了解停车原因和停车时间，若事故停车或压缩机定期修理，应检查是否修复并交付使用；若是工作需要停车，由值班组长负责开车；若连续停车时间超过一个月或压缩机大修，则压缩机启动应由车间主任和技术员指挥。

2. 检查压缩机

(1) 检查压缩机与电动机各运转部位有无障碍物，并扳动皮带轮或联轴器转2～3圈，查看所有控制仪器保护装置是否良好。

(2) 观察曲轴箱压力，如果超过0.2 MPa，应先降压，若经常发生此情况，应查明原因，加以消除。

(3) 检查曲轴箱的油面，正常油面应是下玻璃视孔的2/3以上，上玻璃视孔的1/2以下。

(4) 检查各压力表阀是否打开，各压力表是否灵敏准确，对已损坏者予以更换。

(5) 能量调节装置的指示器是否在"0"位或缸数最少的位置(装有旁通阀压缩机应将旁通阀打开)。

(6) 油三通阀的指示位置是否处在运转位置。

(7) 检查电机的启动装置是否处于启动位置。

3. 检查高低压管道系统及设备，有关阀门是否全部处于准备工作状态

(1) 从压缩机高压排出管线到冷凝器，从冷凝器到调节站，有关阀门是否打开，调节阀应是关闭的。

(2) 从蒸发器到压缩机和低压吸入管线的有关阀门是否打开。压缩机的吸入阀应是关闭的。

(3) 压缩机若联接有中冷凝器管道的，其阀门必须关闭。

(4) 各设备上的安全阀应是经常开启的。冷凝器与高压贮液器的均压阀应开启。压力表

阀，液面指示阀应稍开启。

4. 检查贮液器的液面

(1) 检查高压贮液器的液面，不得超过 80%或不得低于 30%。

(2) 检查循环贮液桶或氨液分离器的液面，应保持在浮球控制高度，在浮球失灵或无浮球阀时，液面应控制在最高不得超过 60%，最低不得低于 20%。

5. 如果是以氨泵供液方式供液，应检查氨泵各运转部位有无障碍物

6. 启动冷却水泵，向冷凝器、压缩机水套和曲轴箱冷却水管等供水

7. 在供电电压不低于额定电压 10%的情况下，即可通电启动压缩机

8. 启动后的制冷系统操作管理要求同试运转相同

10.1.2 双级压缩机组的操作管理

(1) 检查中间冷却器的进出阀，蛇形管的进出液阀是否全部打开。

(2) 检查中间冷却器液面，应保持在浮球中心线高度，其压力超过 0.5 MPa 时，应进行降压。

(3) 双级压缩必须首先启动高压机，当中间压力降至 0.1 MPa 时，方可启动低压机，在启动低压机吸入阀时，应注意中间压力与高压机电流负荷，不得超过规定要求。低压机如有两台以上时，应先启动一台，当运转正常后，再逐台启动。高压机及低压机启动操作方法与单级相同。

(4) 高压级压缩机排气温度达到 60℃，开始向中间冷却器供液。

(5) 根据库房热负荷情况，适当开启有关供液阀，如用氨泵供液，应按照氨泵操作步骤启动氨泵。向液体分调节站供液。

(6) 中间压力应与蒸发压力，冷凝压力相适应，它随着高、低压缩机的容积比，冷凝温度和蒸发温度的变化而影响，最高不得超过 0.4 MPa，并注意高压机电流负荷，不得超过电机额定电流，电动机温升不得超过规定要求。

(7) 低压机与高压机的排气温度应与蒸发温度、冷凝温度相适应(高压机的排气温度不超过 120℃)，否则即反映操作不够正常，应检查原因予以调整。低压机吸气温度与排气温度剧烈降低时，应首先关小低压机吸入阀，再关小高压机吸气阀，密切注意中间压力不得升高，压缩机的油压不能降低，同时检查中间冷却器的浮球阀是否失灵，液面是否过高，必要时进行排液处理，若湿冲程严重，应紧急停车，但必须先停低压机，再停高压机。

(8) 机组双级运转中的压缩机改为单级运转时，必须停车，然后进行管路系统阀门调整后再启动。

10.1.3 单机双级压缩操作管理

(1) 扳动飞轮或联轴器 2～3 圈，检查压缩机是否正常，然后开启高、低压气缸的排出阀，再启动电机。

(2) 慢慢打开高压缸的吸入阀，如发现有液击声时，应迅速关闭吸入阀，检查中间冷却器的液面情况，待正常后再慢慢打开吸入阀。高压缸运转时，应注意高压缸排气压力不得超过 1.5 MPa。

(3) 当中间压力降至 0.1 MPa 时，将能量调节阀逐级调至正常工作位置，同时根据电机的

正常电流负荷，慢慢打开低压缸的吸入阀。如发现有液击声时，应迅速关闭吸入阀，检查循环贮液桶或氨液分离器的液面，待调整正常后，再慢慢打开低压缸的吸入阀，注意中间压力不得超过 0.4 MPa，电流负荷不得超过电机的额定电流。

(4) 当高压缸排气温度达到 60℃时，应向中间冷却器供液。

(5) 根据库房负荷情况，适当开启有关供液阀，如用氨泵供液，按照氨泵操作步骤启动氨泵。

10.1.4 制冷装置的停车

1. 正常停车

(1) 关闭节流阀或供液总阀，降低蒸发器的压力，以便下一次启动。若是氟利昂系统应关闭贮液器或冷凝器出液阀。

(2) 关吸入阀，当曲轴箱表压降到 0.03～0.05 MPa 时，切断电流，关闭排出阀。如停车不当，曲轴箱表压已降到负压，必须使曲轴箱表压上升到"0"MPa 以上。

(3) 将油浸启动变阻器手轮，从运行位置移到启动位置。对于新系列产品应将能量调节位置移向"0"位。

(4) 待 2～3 min 后，将冷却水系统和冷冻水系统关闭，停止搅拌机，记录停车时间及作好交班准备。

(5) 若是长期停车，除全封闭式制冷机外，都应将制冷剂收集而贮存于冷凝或贮液器中，即把贮液器或冷凝器出液阀关闭，将蒸发器中制冷剂抽回。这时，除安全阀的截止阀、表阀、均压阀、液面指示器阀开启外，其他阀门均呈关闭状态。然后消除制冷剂漏泄处，作好机器设备的油封工作。并每隔半月盘车一次。对于氟阀门除压紧阀杆填料之外，还应把阀帽旋紧。

(6) 氨用双级压缩机的停车，首先关闭调节站节流阀，适当降低蒸发器压力，再关中间冷却器的供液阀，然后停止低压机的运转。待中间压力下降至 0.1 MPa 以下时，停止高压机工作，其他停车步骤可参考单级压缩机进行。

各种制冷装置，在长期停车中，应将系统中水放掉，以防因环境温度较低，而冻坏设备。若在南方地区，因气温较高，可不必放水，因放水后空气进入，对管内壁腐蚀比有水的情况下要严重些。

2. 事故停车

事故停车是制冷装置在运行过程中，遇到意外设备故障或因外界影响将对制冷系统带来严重威胁时，所采取的应急措施，有的需要紧急停车，有时需要作停车处理。总之要根据情节和危害程度来采取相应办法。在处理紧急停车时应沉着而迅速，切忌因惊慌失措而乱关控制阀门或电气开关，谨防事故的蔓延和扩大。

(1) 遇下列情况，应作紧急停车处理(即不按正常停车程序进行)：

① 电源突然中断停车。应立即关闭调节站节流阀，停止向蒸发器供液，以免下次启动时，因蒸发器液体过多而产生湿压缩，然后关制冷机吸排气阀。在氟系统有电磁阀的条件下，可不作处理，拉下电源开关。检查停电原因，确认事故排除后，可重新启动。

② 突然停水停车。由于检修管路或其他原因，冷却水突然中断时，应立即切断电源，停止制冷机运转，避免冷凝压力过分升高。然后再关节流阀、制冷机吸排气阀(对水冷式氟制冷机同样要切断电源)。经查明原因并消除之后，可再行启动。如因停水，系统或设备安全阀超压跳开，

还应对安全阀试压一次。

③ 遇火警停车。当与冷冻站相邻的建筑物发生火灾并危及到冷冻系统的安全时，应立即切断电源。迅速打开贮液器、油分离器、蒸发器各放油阀(一般设计时，这些放油阀与紧急泄氨器相连)，开启紧急泄氨器，使系统氨液集中于紧急泄氨口迅速排出，以防因火灾蔓延而使制冷系统发生爆炸事故。

(2) 遇下列情况时，应作停车处理：

① 油压过低或升不上压；

② 油温已超过允许值时；

③ 轴封处，泄漏制冷剂严重；

④ 气缸中有敲击声；

⑤ 比较严重的湿压缩现象；

⑥ 排气压力及温度过高；

⑦ 能量调节或卸载机构失灵；

⑧ 润滑油太脏；

⑨ 气缸“拉毛”或连杆大头轴瓦“咬住”；

⑩ 皮带打滑等。

(3) 湿压缩故障停车操作：制冷机发生湿压缩现象，是因为制冷剂液体或未完全蒸发的液体微粒进入气缸压缩，称湿压缩或湿冲程，有的地方称为走潮车，严重时又称液击现象，具体分析见第十一章。

在运行中如果发生湿压缩，应根据其发生的原因和程度分别处理。对于轻者，关小或关闭吸入阀及节流阀；对于较重者应立即关闭吸入阀及节流阀；对于严重者应立即停车，关闭节流阀、吸入阀、排出阀，放掉曲轴箱中制冷剂或利用其他制冷机抽出曲轴箱和气缸中的制冷剂，同时更换冷冻油。

10.2 润滑油的添加和排放

10.2.1 润滑油的添加

压缩机正常运转时，润滑油是不需要经常添加的。但当制冷机运转一段时间后，润滑油就逐渐消耗，特别是老设备耗油量大，因此需要添加一定的润滑油，添加时要注意视油镜的油位。润滑油过多也不利，它将使进入压缩机和系统中的油量过多，可能引起油击，冷凝器、蒸发器传热恶化以及通过膨胀阀的制冷剂流量减少等不正常现象。

添加的润滑油应与系统内润滑油牌号相同，不允许将不同牌号的润滑油相互混合，以防润滑油的性能发生变化。

添加润滑油的操作过程如下。

1. 停车时加油

添加少量润滑油或小型压缩机添加润滑油时，可利用吸入阀多用孔道来添加，其步骤是：

(1) 关闭吸入阀多用孔道，用接管的一端接多用孔道，另一端通到盛油容器，见图

10-1。

(2) 稍稍开启多用孔道，用制冷剂来吹净管内空气，随即托揿住，不让漏气。

(3) 关闭吸入阀(即开启多用孔道)，启动压缩机，瞬时即停(低压继电器应强迫常通)，以免奔油。这样反复二三次，然后运转几分钟，把曲轴箱抽成真空后，让它继续吸油，直至油位达到视油镜 1/2～1/3 时，停止抽吸。

(4) 关闭吸入阀的多用孔道，拆除吸油接管。

2. 在运转中加油

新系列产品有放油三通阀，压缩机可实现不停机加油。其方法如下：

(1) 把放油三通阀置于运转位置(阀芯应退足)，旋下外通道螺塞，接上加油管，油管通至盛油容器。盛油器的油面应高于曲轴箱的油面。

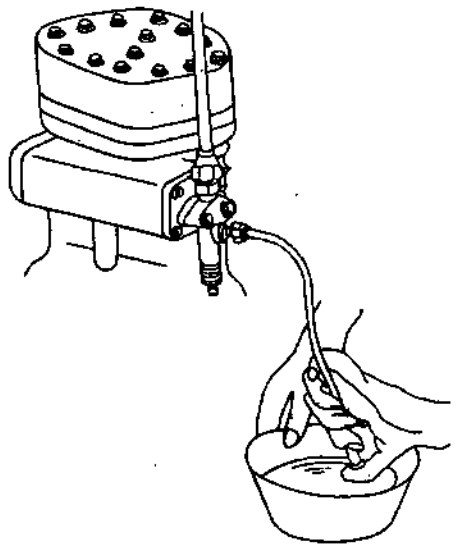


图 10-1 从吸入阀添加润滑油示意图

(2) 关小吸入阀，使曲轴箱压力(即低压值)略高于"0"MPa。将放油三通阀芯向前(右)旋转少许，置于放油位置，让曲轴箱内的油流出，赶走管内的空气。然后迅速将阀芯向前(右)旋至极限位置，处于装油位置，盛油器内的油就被泵吸入。

(3) 待油加至要求油位时，把放油三通阀转至运转位置。然后拆下油管，并把装置调整在正常的运转工况。

10.2.2 润滑油的排放

在氨为制冷剂的系统中，由于氨不溶解于油，需要经常排放润滑油。利用氨比润滑油轻的原理，在压力差的作用下，使系统中的油经专门的放油装置——集油器排放出。

1. 润滑油进入系统的可能性

(1) 制冷机在工作时，压缩终点温度较高，特别是氨和 R22 单级压缩时，排气温度一般在 70～130℃之间变化。在高温下，冷冻油将有部分变成蒸气，伴随制冷剂热蒸气进入系统。润滑油随着温度升高，其蒸发率也增大。如 80℃时，蒸发率为 3.13%；100℃时蒸发率为 7.6%；120℃时蒸发率为 16.03%；140℃时蒸发率为 34.68%。这些情况在空气负荷试车时，就能见到排出的气体是带有油烟的。

在排气温度较高的情况下，润滑油还要炭化结焦。吸附在排气阀片及排气腔内，直接影响到阀片的工作。

(2) 由于制冷剂在气缸中运动的速度很快，压缩机的排气速度高达 24～30 m/s，这样很容易把部分润滑油带入制冷系统。或因刮油环失效，活塞与气缸之间的间隙增大，润滑油就沿着气缸壁被升至活塞顶部，随排气管道进入系统。虽然在管路中有油分离器，但仍然会有润滑油

带入系统，特别是维护工作不健全时，这种现象更为严重。

2. 系统中存油的害处

(1) 当氨系统中进入冷冻油后，随着管道、设备和制冷剂温度的下降，润滑油以一种油膜状态吸附在热交换设备(如冷凝器、蒸发器)的传热面上，这就大大增加了热阻，降低了设备的热交换能力，对提高制冷效率不利。面 R12 与油互相溶解，传热表面油膜状态的形成就微弱多了。

(2) 油积存在辅助设备和管道内，必然使其工作容积减少。由于温度下降，油的粘度变大，污物和机械杂质与油混合附着在管道内壁上，这样就严重地影响了制冷剂的通道面积，从而形成阻力。

上述两种害处如不及时排除，时间长了就会导致制冷机制冷量下降，电能消耗增加，设备工作效率降低，因此要定期放油。

3. 放油操作

如图10-2所示，在氨制冷系统设计时，油分离器、贮液器、蒸发器、冷凝器、中间冷却器、氨液分离器等，均有放油管与集油器进油口相连。氨油分离器放油时，其步骤如下：

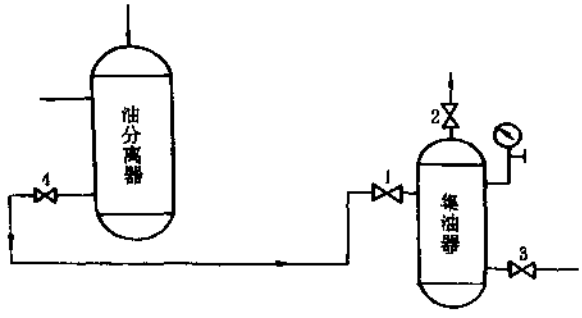


图 10-2 放油操作

1—集油器进油阀；2—回气阀；3—放油阀；4—油分离器放油阀

(1) 停止氨油分离器工作，由于氨液密度小，而油与氨液分离后下沉。

(2) 打开阀 2，降低集油器压力，当与吸气压力相近时再关阀 2。

(3) 打开阀 4 及阀 1，由于压差关系，氨油分离器中的油及少部分氨进入集油器，待油放至集油器容器 80%时，关阀 4 及阀 1。

(4) 微开阀 2，使油中的氨蒸发，氨气沿阀 2 被制冷机吸气管抽走。当集油器压力降至吸气压力时，关阀 2，视集油器压力是否上升，如果上升再开阀 2，如不上升，可开启阀 3 放油。放油结束关闭阀 3，使集油器仍保持待工作状态。这种放油法是在低压下进行的，所以比较安全。

其他辅助设备要放油时，程序与上相同。氟制冷系统，因氟与油互溶，因此无放油设备。

4. 放油操作注意事项

(1) 对于蒸发器等低压设备放油时，一定要停止其工作，静置 20～30 min，或更长一点时间。待蒸发压力上升，大于集油器压力时，才能把油放进集油器。

(2) 高压设备一般不许就地放油，必须通过集油器放出，否则不安全。

(3) 放油前，集油器一定保持空状。

(4) 润滑油放出之后，如果继续使用，则必须经过化验、过滤才能注入设备使用。

(5) 放油时，如有阻塞现象，严禁用开水淋浇集油器，以防爆炸。

(6) 在放油抽氨过程中，从集油器结霜的位置，可以判断油位的多少；同时注意不要把氨液带进制冷机气缸内。

10.3 制冷系统放空气操作

10.3.1 空气进入系统的可能性

(1) 制冷系统在投产前或大修后，因未彻底清除空气(即真空试漏不合格)，故空气存在制冷系统中。

(2) 日常维修时，局部管道、设备未经抽真空，就投入工作。

(3) 系统充氨、充氟、加油时带入空气。

(4) 当低压系统在负压下工作时，通过不严密处窜入空气。

10.3.2 空气进入系统的害处

(1) 导致冷凝压力升高。在有空气的冷凝器中，空气占据了一定的体积，且具有一定的压力，而制冷剂也具有一定的压力。根据道尔顿定律：一个容器(设备)内，气体总压力等于各气体分压力之和。所以在冷凝器中，总压力为空气和制冷剂压力之和。冷凝器中空气越多，其分压力也就越大，冷凝器总压力自然升高。

(2) 由于空气的存在，冷凝器传热面上形成的气体层，起到了增加热阻的作用，从而降低了冷凝器的传热效率。同时，由于空气进入系统，使系统含水量增加，而腐蚀管道和设备。

(3) 由于空气存在，冷凝压力的升高，会导致制冷机产冷量下降和耗电量增加。

(4) 如有空气存在，在排气温度较高的情况下，遇油类蒸气，容易发生意外事故。

10.3.3 系统中有空气存在的检查法

(1) 制冷机排气压力表指针出现摆动。压力表指针摆动，不只因系统有空气才能产生，有时排气量不均匀也能使压力表指针摆动。因此，应该区别开来。如果排气量不连续，这时指针摆动与活塞频率相同，指针摆动较快，摆幅也小。而有空气存在时，指针摆幅略大，摆动也慢。

(2) 排气压力与排气温度都大于正常的压力和温度。

(3) 通过计算的办法可以确定系统是否有空气。如果系统有了空气，其冷凝压力偏高，设含有空气的冷凝器总压力为 p，冷凝压力为 p_k，则空气在冷凝器中的含量

$$g=\frac{p-p_k}{p}\%。$$

式中：p 及 p_k 均采用绝对压力。

【例】 实测到含空气的氨冷凝器压力表读数为 1.127 MPa，又测得冷凝温度为 28 ℃，试问冷凝器中是否有空气？

解 将冷凝器总压力 p 换成绝对压力

$$p=1.127+0.098=1.225(\text{MPa})。$$

查氨温度与饱和压力对应表，当温度为 28 ℃时，$p_k=1.098$ MPa(绝对压力)，则空气含量

$$g=\frac{1.225-1.098}{1.225}=10.4\%。$$

空气进入系统后，一般都贮存在冷凝器和贮液器中，因为在该设备内有液氨存在，而形成

液封，空气不会进入蒸发器。假如低压系统因不严密而进空气，则空气也会与制冷剂蒸气一道，被制冷机吸入送至冷凝器中。由于空气不凝，它的密度比氨气大，而又比氨液小，故空气存在于氨液与氨气的交界处。正是这个道理，立式氨冷凝器不凝气体出口，设在冷凝器的中下部位。

对于氟利昂系统来说，空气密度比氟气小，因而空气是存于卧式冷凝器的上部，放空气时，可从制冷机排气阀多用孔道进行。

系统内有了空气，对制冷工作不利，应及时放出。

10.3.4 放空气步骤

兹将氨制冷系统放空气程序介绍如下：

(1) 如图10-3所示，首先开阀1，让冷凝器不凝气体与氨之混合物进入空气分离器(开阀1前，空气分离器处于待工作状态)，不进时再关阀1。

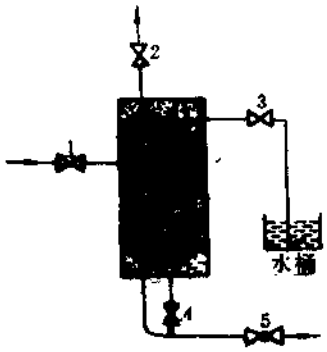


图 10-3 氨系统放空气原理图

1—混合气体入口阀；2—回气阀；3—放空阀；4—回液阀；5—节流阀

(2) 开回气阀2，使盘管内与制冷机吸入口相通。

(3) 然后微开节流阀5，使氨液经节流阀减压进入盘管内蒸发，吸收混合气体热量，使混合气体中氨气冷凝成液体下沉，空气集于上部。

(4) 稍等一会儿，开阀3放空。空气放完后，关阀3及阀5。然后微开阀4，使冷凝下来的氨液重复使用，最后关阀4及阀2，恢复空气分离器原状。如一次未放完，可按上述办法和程序反复进行。

上述为立式空气分离器放空气步骤，也适用于套管式空气分离器。

10.3.5 放空气时注意事项

(1) 节流阀5不能开得过大，因盘管面积有限，以防蒸发不完全使制冷机产生湿压缩。阀5开启大小可根据回气管结霜情况及制冷机排气温度高低来调节。一般回气管结霜不超过2 m。如果制冷机吸入压力较高，回气管可能不会结霜。这时控制排气温度应不低于70℃。

(2) 阀1应全开，以减少混合气体进入空气分离器的阻力。

(3) 为促使混合气体中氨气的冷凝，提高空气分离效率，减少氨的损失，保证环境不受污染，阀3应开小一些。阀3开的程度可根据水桶中气泡情况加以调整。如气泡呈圆形上升而无体积变化、水温也不上升，则放出的是空气，由于氨易溶于水，如果放出的气泡体积变小，并有氨味溢出，水渐呈白色，同时水中能听出爆竹声则应关闭阀3。

如果是氟利昂系统，它无专门的放空设备。因此，平时尽可能注意不要空气进入系统。如有空气时应停车(最好是上早班前放)，打开冷凝器顶部的放空阀或制冷机排出阀多通用孔堵头，空气从最高处放出，用手触摸气流，若是冷风就继续放，如有凉气感觉，说明有氟跑出，应堵上堵头。

这里需要指出，氟冷凝器放空时，氟气路出往往是过热气体，不一定会有凉的感觉。因此氟系统放空时，应首先对系统是否有空气作出明确判断，确有空气时才进行放空，否则就会浪费氟利昂。

10.4 热冲霜操作

10.4.1 热冲霜的作用及原理

由于氨立式蒸发器被广泛地用于空调制冷设备，所以一般不需要热冲霜系统。但在氨用双级压缩及部分单级压缩制冷系统中，都采用热冲霜系统。

霜的导热系数只有 2.1 kJ/(m·h·℃)。由于霜的导热系数是金属的百分之一甚至几百分之一。当它挂在蒸发器排管上时，就形成热阻，犹如保温一样，使蒸发排管中的冷量不容易散发出来，影响降温效果，降低蒸发器热工性能。同时因为挂霜的结果，制冷剂在盘管内的蒸发情况也要减弱，不完全蒸发的氨液有可能被制冷机吸入而造成湿压缩事故。因此必须设法将霜层除掉，否则霜层会愈来愈厚。

除霜的方法有两种，即人工扫霜及热冲霜。人工扫霜用于小型冷库及排管不多的地方。

热冲霜是利用制冷机本身所产生的高温过热蒸气，直接排至低压设备——蒸发器排管内，由于过热蒸汽温度高、进入挂霜的蒸发器排管后，霜受管内温升而熔化，达到除霜的目的。热冲霜的第二作用可以帮助蒸发器排管的放油工作。在内联厂的大型冷库和机械加工厂的低温试验室以及一般单级压缩制冷的冷藏设备，均用热冲霜代替人工扫霜。这就大大减轻了劳动强度，而且时间快、效率高。图 10-4 为氨单级压缩热冲霜示意图。

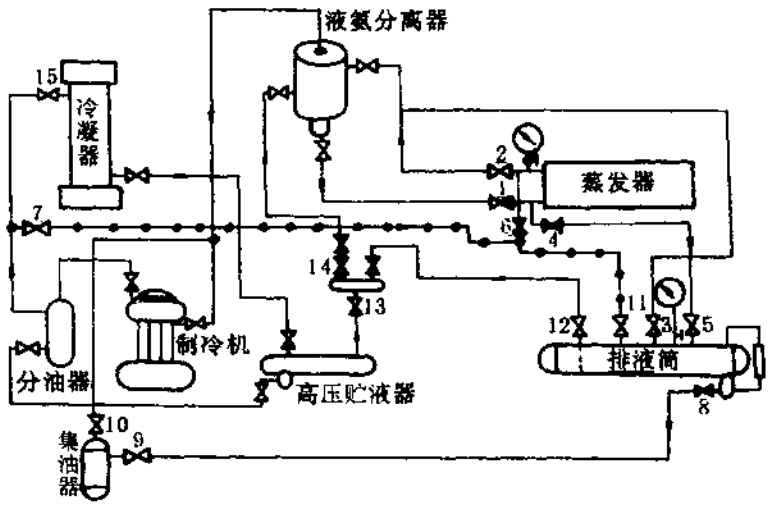


图 10-4 氨单级压缩热冲霜示意图

1—进液阀；2—出气阀；3—降压阀；4、5—排液阀；6、7—冲霜阀；8—放油阀；9—进油阀；10—回气阀；11—升压阀；12—出液阀；13—供液总阀；14—节流阀；15—冷凝器进气管

10.4.2 热冲霜步骤

(1) 调节节流阀 14，减少氨液分离器供液量。关闭阀 1，停止蒸发器的工作，抽回一部分氨，至高压贮液器，以防排液筒装满。然后关阀 2 和开阀 3，降低排液筒内的压力(排液筒内平时为空状，无氨液体)，以便接收从蒸发器排回来的液体。降压后，关阀 3。

(2) 开阀 4 和 5，让蒸发器内的氨液流回排液筒，当液氨不能自行流入排液筒时，可适当关闭阀 15，开阀 7，微开阀 6，让过热蒸气进入蒸发器，使蒸发器压力升高(但以不超过 0.59 MPa 为宜)，以帮助蒸发器排液，排液时排液筒液面不超过其容积的 80%。当蒸发器排液完毕之后，关阀 5 及阀 4。

(3) 将阀 6 再开大，同时将阀 15 稍关小，使过热蒸气送入蒸发器各排管将霜熔化。此时管内的过热蒸气，受到管外霜层的冷却，也就变成液体，代替原来蒸发器的氨液。冲霜完毕后，全开阀 15，关阀 6。

(4) 恢复蒸发器工作，缓慢开启阀 2，以制冷机不产生湿压缩为原则。待蒸发器降至正常压力时，开阀 1，并同时把节流阀恢复到正常位置，使系统进入正常运行，至此冲霜操作完毕。

(5) 从蒸发器排出来的氨液和油进入排液筒静置 20～30 min 后，可开阀 10，待集油器压力为吸气压力时，关阀 10。这时排液筒由于静置，而压力会逐步上升，当大于集油器压力时，可开阀 8 和阀 9，使油进入集油器。按放油的操作步骤，把排液筒内的油放尽，然后关阀 8 和阀 9。

(6) 开启阀 11，对排液筒进行升压，然后关阀 13，开阀 12。这时排液筒代替贮液器向蒸发器供液。待排液筒氨液排尽后，关阀 11、阀 7 及阀 12，开阀 13。再开启阀 3 对排液筒降压抽空，然后关阀 3，以备下一次排液再用。之后对冲霜系统所有阀门检查一遍，恢复正常状态。

热冲霜操作比较繁复。因而在冲霜前要作好准备，冲霜中仔细认真，注意各阀门的相互关系。为使冲霜时间缩短，在冲霜时可配合人工扫霜。为了使生产不受损失，冲霜之前应停止生产，将被冷货物、零件搬于室外。

10.5 制冷设备的安全技术

前面已论述到无论是氨或氟制冷设备，其设备、管路、阀门、仪表等，都在一定的压力下工作或静置。特别是常用的制冷剂氨是有毒的，当空气中按体积计超过 0.5%～0.6%时，就会使人中毒。在这种浓度下，人如果停留半小时，就可能发生危险。同时氨与空气混合，含氨量达到 15.5%～27%(体积计)时，遇明火还会发生爆炸。而氟利昂之类的制冷剂遇明火时，又会分解有毒气体(光气)。因此，在各类型制冷装置中，均设有安全防护装置。在空调用制冷装置中，常用的制冷剂的毒性和爆炸极限列于表 10-1 中。

表 10-1 常用制冷剂的毒性比较和爆炸极限

名 称	毒性等级	发生危险的条件		爆炸极限	
		制冷剂蒸气容积含量(%)	作用时间(h)	容积比(%)	重量浓度(g/m^3)
R12	6	28.8～30.4	2	—	—
R13	6	—	—	—	—
R22	5	9.5～11.7	2	—	—
	2	0.5～0.6	1/2	15.5～27	110～192

制冷设备中的安全技术问题较多，情况复杂，下面就空调用制冷设备，及一般活塞压缩式制冷设备的有关安全技术问题作简单介绍：

(1) 空调制冷操作工人应是经过培训的技术工人，掌握制冷装置操作技能，经有关部门考试合格后，方可进行独立工作，一般情况每两套以下的空调制冷设备应每班设 2 人，两套以上的设备每班应为 3 人以上。

(2) 制冷系统应根据管内流动，工质的性质刷上不同颜色的油漆以示区别，也便于维修，

同时在阀门附近用白色的箭头表明工质流动方向。

(3) 在机房内应悬挂操作规程和制冷系统原理图，以便万一发生事故时，能迅速切断有关阀门，防止事故扩大。要建立良好的规章制度。例如：操作规程制度，设备维护保养制度，技术安全规程，岗位责任制，交接班制度等。

(4) 严禁猛开、猛关各种阀门。因为大部分氨和氟的阀门都是采用巴氏合金或聚四氟乙烯为阀芯的，如果用力过猛，会将阀芯挤出而造成关闭不能严密。在各控制阀手轮上应挂开、闭牌，尤其是备用阀门或系统中某一段管路以及设备抽空检修时的有关阀门，应挂禁开的标牌。压缩机至冷凝器总管上的各阀门应挂禁关牌。长期不进行开关的阀门，应定期进行开关灵活性的检查工作，一旦需要使用时，能灵活及时地开关。

(5) 安全阀，压力表，温度计，电磁阀，水量调节阀，继电器等都要定期检查试验。安全阀，压力表建议每年校验一次。压力继电器应每年试验一次，以观察其动作的灵敏度。

(6) 凡进行管路设备补焊时，都应将修理部分的制冷剂放干净。严禁在有制冷剂压力存在的地方，进行各种焊接或更换制冷设备的零部件。

(7) 在检修设备内部时，应用手电筒或低压工作灯，禁止用明火。

(8) 在充注制冷剂时，搬运氨(氟)瓶应小心轻放，不要碰击，并放置在阴凉处，不能爆晒。

(9) 凡受压容器在大修时，都必须作气密性试验。试验压力应严格按说明书或修理工艺文件规定进行。对于年久失修、老化或腐蚀的制冷系统，可根据具体情况，适当降低试验压力，但不得低于最高使用压力的 1.25 倍。如采用氮气进行试压时，其氮气瓶出口，必须加装减压表，否则将产生爆炸危险。

(10) 当处理泄氨口或放油、清洗氨曲轴箱及各种水池时，都要带上专用的防氨面具、胶皮手套，穿上靴子，在皮肤上有外伤的情况下更应包扎好。

(11) 外露运动部件，均应有完整牢固的安全防护罩。

(12) 冷凝器、空调机平台的扶梯应完整牢固，无障碍物。

(13) 事故通风或事故照明应经常检查，保持良好状态，所有电气设备接地应良好。

(14) 所有劳保，防毒面具，专用工具均应放在明显易取的地方。

(15) 空调制冷机房不能随意作为他用，并不能堆放易燃物和易爆品。

(16) 制冷装置在运行期间，操作人员必须坚守岗位，不得兼管其他工作，以免因此而发生事故。

(17) 处理严重漏氨时，不得少于 2 人。

(18) 低温试验和冷库工作人员在低温环境下工作时，应穿戴防寒工作服，防止职业病的发生。

(19) 对于氨中毒者，应立即转移到上风侧新鲜空气处。如液体氨落在皮肤上应用大量自来水冲洗。对中毒严重者应及时送医院治疗。

10.6 空调冷冻设备的管理

10.6.1 管理及其准则

空气调节与冷冻设备，也和其他机器设备一样，设备的完好程度直接关系到生产产品的质

量问题。因而空调冷冻设备，不仅需要有一个严密的操作程序，而且还需要有一个科学的管理方法。

空调冷冻设施，在一般的工矿企业及科研部门中，多为产品服务，它不直接生产产品或原料，但它和产品质量却关系紧密。因而运行时，其基本准则为前面所讲过的那样，即遵循安全、可靠、经济、合理的八字方针。

由于空调冷冻设备的特点，应尽可能采用专业维修和操作人员维护相结合的方式，明确维护与修理并重，并以维护为基础，预防为主的原则，即大力加强日常维护与三级保养工作，不使设备违章使用，经常使设备处于良好状态，以确保设备使用期限。

10.6.2 管理工作的基本内容

(1) 建立建全各项必要而简明的规章制度，并认真组织落实。如岗位责任制、设备使用操作制、交接班制等，这些制度是使设备正常运行、确保生产急需的必要手段。如果我们缺乏这些认识，就会造成管理混乱，形成无人过问、任其设备腐蚀等现象，并导致设备寿命大大缩短。

(2) 建立设备计划预修制度，编制修理计划、修理卡片、典型设备修理工艺及内容、备件图册、组织易损备件的供应等，都应纳入管理的范畴。

(3) 为了制订正确的修理计划，分析管理情况，判别操作水平，必须建立运行日志。日志表就是记载每天每班操作管理的基本情况，它是进行技术分析的原始数据，也是编制预修计划的不可少的原始资料。日志表的填写应及时、准确、清楚。它可以将空调和冷冻分开填写，也可以联合填写。根据日志表的记载，可以逐步绘制冷冻系统的运行曲线及全年室外温湿度变化曲线与空调房间的关系，最后画出空调全年使用工况曲线。

(4) 加强测试手段。在空调冷冻设备运行一定的时期后，设备技术性能及各项技术指标要发生改变，因而定期地对设备进行性能实测是很有必要的。因此必须备有对制冷装置及空调设备进行测试的必要仪器和检验手段。通过实测及运行时期，可以大致确定大修时间及大修内容。大修时应将大修内容及所更换零件、修理中各部位间隙等记入制冷机技术档案之中。

(5) 对于大中型空调冷冻站，还必须下达耗油、耗电、耗水、耗制冷剂的指标。即生产一定的冷量所耗用的油、电、水、制冷剂应是最少，就应认为操作维护是先进的。

(6) 开展技术培训及技术革新，引进先进技术，这是管理工作不可缺少的重要内容。设备的操作维护水平与操作者技术水平是密切相关的。因而培训操作人员，提高他们的技术理论水平，这对旧设备的改造和维护保养设备，都是有利的。

10.6.3 组织机构

在大部分使用单位中，制冷设备主要用于空调，其次是制冰、冷藏和低温试验。

使用空调的用户，在夏季及过渡季节，空调冷冻设备都需要运行。然而进入冬季后，冷冻部分势必要停止工作，这就形成了制冷工作季节性很强的特点。从管理角度出发，应充分利用这个特点。如在冬季停车时间内，除一部分人员操作空调外，应集中力量搞好设备管路的维修工作。

由上分析，为适应季节性特点，宜将维修和运行，空调工和冷冻工有机地结合起来，实行集中管理。事实上这种管理体制不仅可行，而且具有很多优点，适应于专业化生产的需要。空调冷冻维修与操作并为一体，既是操作者又是修理工，这不仅节约劳力，而且对设备的毛病和故

障摸得准、修得透，这将大大有助于设备的三级保养和延长设备寿命。

由于集中管理及修和用结合，使操作维修人员能保持相对的稳定，这有助于培养工人的事业心和责任心，克服临时观念，提高业务技术水平，改变落后的管理面貌。否则修理人员不熟悉空调冷冻设备压力、温度变化大的特点，大修后不能试车和调试，这就难于保证修理质量。对于无专人操作的小型机组，如整体式空调器、窗式空调器、电冰箱等，可设专人巡回检查，发觉问题及时处理。

第十一章　制冷设备的故障分析和处理

11.1　检查故障的方法和正常运行的标志

11.1.1　检查故障的方法

由于制冷设备是由制冷机、冷凝器、蒸发器、膨胀阀以及许多设备附件所组成的相互联系而又相互影响的复杂系统。因此一旦制冷设备出现了故障，不应把注意力仅仅集中在某一个局部上，而是要对整个系统进行全面检查和综合分析。这就需要实践经验的积累和理论的指导。操作人员通过长期实践的总结，摸索出不少检查故障的经验，归纳成“一听，二摸，三看，加分析”一套基本方法。

“一听”：听压缩机、膨胀阀等设备在运行中的声音是否正常；

“二摸”：摸系统中有关部件及管道连接处的冷热变化情况；摸压缩机的冷热情况和振动情况；

“三看”：看运行中高低压力值的大小，油压的大小，水压的大小；看压差继电器，温度继电器、压力继电器的调定值的大小；看油位、液位的高低；看蒸发器、回气管和输液管上的结霜、凝露情况；

“分析”：运用制冷设备工作的有关理论，对现象进行分析、判断，找到产生故障的原因，并有的放矢地去排除。

11.1.2　制冷设备正常运行的标志

当制冷机启动以后，首先应知道制冷系统运行是否正常。下面就运行正常的内容和标志作简要介绍。

(1) 制冷机启动后，气缸中应无杂声，只能听见吸气阀片正常的起落声。运行时可用螺丝刀进行“听诊”，多听就能辨别排除其他声源干扰的正常与反常规律。

(2) 冷凝器冷却水应足够，水压应满足 0.12 MPa 以上，水温不能太高。

(3) 对新系列产品，油泵压力表读数应比吸气压力高 0.15～0.3 MPa；老系列产品，油泵压力表读数应比吸气压力高 0.05～0.15 MPa。

例如，一台 2AL15 型老系列制冷机，油压表读数为 0.29 MPa，在空调工况下工作，其吸气压力为 0.26 MPa。显然油泵真正油压只有 0.29－0.26＝0.03 MPa 是不正常的，应及时调节使油压上升到 0.31～0.4 MPa，就算正常。

(4) 氨制冷机吸气温度比蒸发温度高 5～10℃，氟制冷机最高不超过 15℃。吸气温度在吸气管或制冷机吸气口温度计插座处测量。设备上没有的，安装时应增设温度计插座。小型制冷机组，一般没有温度计插座，可用半导体点温度计测量制冷机吸气口外壁的温度，然后减去适当的温差，即为吸气温度。

(5) 气缸壁不应有局部发热和结霜情况，表面温差不大于 15～20℃。对于冷藏和低温装

置，吸气管结霜一般可到吸气口，而空调用的制冷机，吸气管应不结霜，一般结露为正常（结露情况还取决于空气露点温度的高低）。

（6）曲轴箱油温在任何情况下，氟制冷机不超过 70℃，氨制冷机不超过 65℃，最低不低于 10℃。正常运行情况下，润滑油应不起泡沫（氟制冷机除外）。

（7）制冷机的排气温度，新系列产品氨和 R22 不超过 135℃，R12 不超过 110℃，R13 不超过 125℃。排气温度进一步上升就与国产冷冻油的闪点（160℃）相差极小，这对设备是不利的。所以从使用角度出发，排气温度不能太高，太高时应停车查明原因。制冷形式不同，对此温度的要求也应不同。如在空调工况下工作的制冷机，排气温度就比标准工况下工作的制冷机高，这都是正常的。

（8）冷凝压力的高低，主要是根据水源情况、冷凝器结构形式及使用制冷剂所确定。一般情况下，对于新系列产品，水冷式冷凝器，R22 和氨不超过 1.37 MPa，R12 不超过 1.18 MPa。老系列产品 R22 和氨不超过 1.37 MPa，R 12不超过 1 MPa。在运行中，冷凝压力太高对制冷效率的提高是有害的。因此，使用中应根据具体条件尽可能降低冷凝压力，而不是非要达到上述操作上限值。另外，在刚开车时，由于冷凝器负荷较大，压力在较短时间内高一些也是正常的。

（9）贮液器液面不低于液面指示计的三分之一。曲轴箱油面不低于指示窗的水平中心线（如果是两块油面指示窗，其油面应在两块玻璃中心线之间）。

（10）氟油分离器自动回油管，应时冷时热为正常，冷热周期为 1 h 左右。液体管道的过滤器前后不应有明显的温差，更不能出现结霜情况，否则就是堵塞。氟制冷机气缸盖上应半边凉，半边热。氟系统各接头不应渗油，渗油说明漏氟。氨系统各阀门及连接处，不应有明显漏氨现象。

（11）运行中用手触摸卧式冷凝器时，应上部热下部凉，冷热交界处为制冷剂液面。油分离器也是上部热下部不太热，冷热交界处为油面或液面。制冷机安全阀或旁通阀按低压一端应发凉，若不凉就说明高低压窜气。

（12）运行中蒸发压力与吸气压力应近似，高压端的排气压力与冷凝压力、贮液器压力相近，如不相近就不正常。

（13）在一定的水流量下，冷却水进出应有温差，如没有温差或温差极微，说明热交换设备传热面有污垢，需停车清洗。

（14）制冷机本身应是密封的，不得渗漏制冷剂和润滑油。对于轴封，标准产冷量≤12.6×10^4kJ/h，轴封允许有微量渗油，标准产冷量＞12.6×10^4kJ/h 的制冷机不许有多于每小时 10 滴的漏油现象。氟制冷机轴封不许有滴油。

（15）制冷机轴封和轴承温度不超过 70℃。

（16）膨胀阀阀体结霜或结露均匀，但进口处不能出现浓厚结霜。流体经过膨胀阀时，只能听到沉闷的微小声。

（17）系统中各压力表指针对应相对的稳定，温度计指示正确。

11.2 制冷压缩机的故障分析

压缩机是制冷装置中最容易发生故障的设备，这是因为压缩机在运转时不断地进行机构

运动，其中一些运动件容易磨损和损坏；而且压缩机的零件多，产生的故障种类也多。这里将经常容易发生的几种故障加以讨论。

11.2.1 压缩机有敲击声

压缩机发生敲击声一般来自下述两方面的原因。

1. 压缩机本身零部件配合松动或损坏而发生撞击

如压缩机运转时有金属敲击声，在停车的一瞬时，敲击声显得特别响，这种现象说明压缩机中有的零件配合松动而发生撞击。敲击声可来自三个方面：从气缸内传出；从曲轴箱内传出；在压缩机外部产生。怎样区别这三个不同的声源呢？有经验的检修工人常用螺丝刀作为“听筒”，“会诊”响声的来源(图 11-1)。只要在工作中反复实践，要掌握这种方法并不困难。现在来分析响声所反映的故障实质。

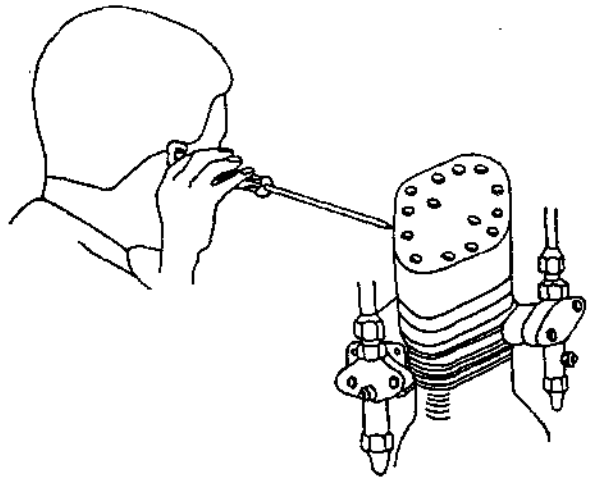


图 11-1 用螺丝刀听响声源

(1) 压缩机的敲击声从气缸里传出有以下三种可能性：

① 活塞撞击阀板。活塞撞击阀板是余隙太小的缘故。这多数是由于检修压缩机时，调换了曲轴或连杆、活塞后而没有注意测量，使余隙太小，致使累积公差过大而在运转时产生“嗒嗒嗒”的敲击声。要证实这一故障，只要拆下气缸和阀板，将活塞盘至上止点，查看活塞是否高出气缸平面，高出气缸平面的肯定会撞击阀板；若和气缸平面一样平，也很有可能要撞击阀板；只有比气缸平面低 0.1～0.2mm(用高度游标尺或高度分厘卡测量)，才不致撞击阀板。活塞比气缸平面低多少，可按压缩机的余隙减去纸箔厚度而定。处理这种故障的一种方法是更换高度公差小的曲轴、连杆或活塞。但这种做法，对使用单位自行检修来讲是难办到的。另一种最方便的做法是在气缸平面上再加一层薄纸箔，将阀板垫高。活塞撞击阀板一般在空车试运转时就能暴露出来。

也有阀板吸气螺钉凸肩过厚而与活塞撞击的可能，如 2F4.8 型和 2F6.3 型压缩机中所见的那样。

② 活塞销与连杆头小或活塞销座之间的间隙增大。活塞销与连杆小头衬套或活塞销座之间的配合间隙，因磨损而增大得很厉害时，就会出现“嗒嗒嗒”的敲击声，应及时拆下检查修理。

根据检修工人经验，配合间隙大于活塞销原配合间隙最大值的 2～3 倍就有可能产生撞击声，即使听不出撞击声也应更换活塞销或连杆小头衬套。

③ 阀片断裂后落在气缸中。压缩机吸、排气阀片因局部断裂落入气缸。活塞往复移动时，阀片碎片在阀板和活塞中间互相撞击，发出“嗒嗒嗒”响声。可以从吸、排气压力表指针是否有抖动现象作出初步判断，最后还是要靠拆下气缸盖与阀板查看而定。

(2) 压缩机敲击声从曲轴箱传出有以下四种可能性：

① 连杆大头轴瓦与曲柄销之间的配合间隙因磨损而过大。

② 前、后主轴承与主轴颈之间的配合间隙因磨损而过大。

以上两种配合间隙过大的情况在受力方向改变时，就会产生撞击而发生敲击声。当空载荷运转时，这种敲击声会显著增强，利用这一特点可初步判断这两种声源，但最后还要根据拆检而定。这两对磨擦副的极限配合间隙应不大于原配合间隙最大值的 2 倍，超出此值，即使没有撞击声也应考虑更换磨损件。

③ 连杆螺钉、螺母松动，连杆螺钉的锁紧装置得不牢靠，会造成螺母松动，使连杆大头上、下轴瓦松开（指螺母没有脱下）的危险；压缩机运转时，曲轴就在大头轴瓦中上下冲击并发出敲击声，很容易将大头轴瓦敲坏，这时，应及时停车检修。

④ 油泵齿轮磨损后有松动，轴泵齿轮因磨损严重，啮合间隙增大，以致相互冲击而发生敲击声，油压下降，严重的甚至不能泵油，会引起咬轴事故。因此，要注意觉察油泵噪音大，同时油压又很低的反常现象，应予及时检查。齿轮磨损过大，则应更换新的齿轮。

（3）敲击声发生在压缩机的外部，一般可从三方面检查：

① 飞轮的键与键槽的配合间隙过大，有两种情况：一种是装配时配合间隙就留得过大，加载运转后，键槽受到键的冲击挤压，使键槽的宽度愈挤愈大，而键又受到键槽的冲击剪切，使键变形；另一种是飞轮的锥孔与轴的锥度相差较大，或飞轮螺母没有旋紧，也会使键与键槽受到冲击破坏。这两种情况都会产生“贡贡贡”的撞击声，长期下去就会将键切断或键槽破坏，损伤接合面，对此应及时检查。

检查方法：停车，将飞轮左右盘动几下，若有松动，应拆下飞轮检查。键变形应换上新键；键槽冲坏就要拆下曲轴重新铣槽，新槽铣在原键槽顺转向 90°角的方位上。

② 皮带损坏或过松，联轴器的弹性圈磨损。皮带损坏主要是皮带内部蜡线（俗称“嵌发丝”）被拉断。压缩机运转时，被拉断的橡胶蜡线与皮带拍打，产生“啪啪啪”的声音，越打越响，最后皮带就会拉断。

皮带太松，以致电动机皮带轮打滑，严重的会发出像汽车急刹车的尖叫声，并因剧烈摩擦而冒烟。此时应立即停车，调整皮带紧度，即移动电机位置使皮带张紧。

联轴节的弹性圈是用橡胶材料做成的，严重摩擦后，就会发出“咯吱咯吱”的金属摩擦声，若不换掉，它就会磨坏联轴节。

③ 压缩机、电动机或机组的底脚螺母松动。若机组的震动突然厉害起来（俗称“痉动”），一般是由于底脚螺母松动。应停车检查，对松动的螺母随手板紧。

2. 油击或液击而产生的敲击声

（1）油击：油击现象多发生在氟利昂中小型设备，从吸气阀多用孔道加油时，由于控制不当而产生。此外，由于气缸与活塞磨损，间隙增大或活塞环密封性能差所引起的气缸跑油，将油推至活塞顶部，即产生油击。

气缸是否跑油，在空试车中应该发觉。对于这类问题的处理，严重时应拆下活塞连杆组，检查气缸的椭圆度，然后检查活塞环的间隙，进行必要的更换。

（2）液击（又称湿压缩，湿冲程度）：液击是指制冷机气缸内吸入液体。由于液体不可压缩，被活塞推至顶部，安全压板弹簧被压缩，于是排气阀座随着活塞的往复运动，产生“哨哨哨”的巨响。声音有连续的，有不连续的，只要把吸气阀一关，响声就会逐步消失。这种故障，无论制冷工况如何，常常都能遇到。

制冷机发生液击的原因有以下几个方面：

① 调节阀(或膨胀阀)开启过大,进入蒸发器液体制冷剂过多,结果液体蒸发不完全就被制冷机吸入。

② 蒸发器面积过小,与制冷机的制冷量不配套,大量的湿蒸气来不及蒸发被吸入制冷机内。其主要原因是配机不当,即小负荷开大车或压缩机运转台数不变,突然停止某些库房的制冷时所引起的。

③ 蒸发盘管结霜太厚,造成传热热阻增大,使制冷剂进入蒸发盘管后吸热蒸发困难,这时蒸发压力明显下降,造成液击。

④ 阀门操作调整不当,例如当压缩机刚开始投入运转时或系统冲霜后,吸入阀开启过大,使蒸发器压力突然下降,引起剧烈沸腾和吸气速度增大,这时制冷剂液体就有可能被压缩机吸入。

⑤ 设计安装不合理,如放空气器、集油器上的抽气管,直接与压缩机吸气管相连;或几个低压循环贮液器并连在一根总回气管上,而未设液体平衡管,由于接受库房回液不相等,对于接受回液较多的贮液器,易使与其相连的压缩机产生液击。

⑥ 系统内积油过多,特别是重力供液系统的排管,搁架式排管和水池蒸发器等,由于积油,一方面传热系数降低,另一方面使制冷剂液体供不进去,造成液体分离器中液体过多,压力降低易引起液击。

⑦ 在双级压缩的制冷循环中,当低压级吸入阀门突然关小或开大(或运转台数突然减少或增多),以及中间冷却器中蛇形盘管突然进液,这时易引起高压级压缩机的液击。

⑧ 其他如系统中加入制冷剂过多,或热负荷突然增加等原因,都有可能引起压缩机的液击。

判断液击故障,不是仅以吸气管结霜情况为依据,而主要从排气温度的急剧下降来判断。这时吸排气压力不会有多大变化,但气缸、曲轴箱、排气腔均发冷或结霜。液击时,它可以破坏润滑系统,便油泵工作恶化,气缸壁急剧收缩,严重时可将缸盖打穿。

处理液击事故应当机立断,严重时应作紧急停车处理,不严重时先关吸入阀、节流阀,同时观察油压,实在不行应作停车处理。在关吸入阀后,因曲轴箱内液体制冷剂慢慢蒸发被抽走,同时制冷机各运动面摩擦产生热量而将霜融化。当曲轴箱内制冷剂抽完后,因制冷剂分子稀薄、排气升温。这时可微开吸入阀,并注意缸壁上,因开吸入阀后,究竟是融霜还是结霜的趋向,排气温度是升高还是下降,若是后者应再关吸入阀。

如有多台制冷机并联时发生液击,可以利用其他制冷机抽去制冷剂。

11.2.2 气缸拉毛和压缩机咬煞

气缸拉毛是制冷机的严重故障之一,虽然不会造成人身事故,但对制冷机的技术性能及使用寿命会产生不良后果。

气缸常和制冷剂接触,冷却条件较好,一般不会有拉毛现象。特别是R12和油互溶,氟利昂所到之处,皆可起到某些润滑作用,所以氟制冷机比氨制冷机拉毛现象更为少见。如气缸因缺油所拉毛,必须针对拉毛的轻重情况进行修理。如果损坏严重,应更换。

倘若设备长期不用,气缸内因进空气而锈蚀,破坏了气缸镜面。因此,设备在长期停车过程中,每隔半月左右,就需用手盘飞轮,以便维持气缸油膜,减少锈蚀。

另外,如活塞环搭口间隙小,气缸受热后,活塞环膨胀无余地,产生局部拉毛。这在运行中,

用手触摸就会感到气缸沿轴线方向局部发热。打开气缸盖检查，就会发现气缸有固定的拉毛痕迹。活塞销固定卡簧断裂，也能出现上述类似现象。

如气缸内壁出现沟槽，而相邻表面又无毛刺，这是因为吸气阀片击碎后，缸内未清除干净的缘故。

总之，气缸拉毛大部分原因是缺油，及冷冻油变质或有杂质引起，故在运行中经常观察油压、油质、检查气缸壁发热情况，便可以避免气缸拉毛事故。

所谓压缩机咬煞是指运动件的磨合面相互抱合而不能运动。压缩机咬煞一般发生在前后主轴承、连杆轴承、活塞销轴承以及活塞与气缸等部位。要确定抱合的部位，只有拆机检查才行。

一般来讲，前后主轴承、活塞与气缸以及连杆轴承发生抱合的可能性较大。拆机时，若发现某摩擦副拆不下来，又转不动，那它肯定咬煞了。但要注意不要把活塞销和活塞销座这对过渡配合（某些压缩机是这样配合的）的摩擦副误认为咬煞。咬煞的摩擦副一般要用木棒或黄铜棒在咬轴的端面用榔头敲击，才能分得开来。抱轴后的轴承内表面如受到严重的破坏，需要进行更新。对用钢或铸铁制造的轴，或其表面拉丝痕迹较浅，可用细砂皮擦光洁后再使用。如拉丝痕迹深且多，则要更换新曲轴。

压缩机轴承咬煞的主要原因是断油。当曲轴箱内冷冻机油不足时，轴承处得不到所需的供油量，于是，轴承油膜遭到破坏，摩擦副表面出现局部的直接接触，摩损加剧，摩擦热量又散不出去，温度急剧上升，最终导致轴颈咬煞而不能转动（俗称抱轴）。摩擦表面被拉出一条条深痕，严重时会使轴承的部分内表面熔化。

活塞与气缸的咬煞主要是锈蚀所引起，由于断油而抱活塞的情况是少见的，其原因是气缸散热条件好，壁面受力比主轴承小，压缩机少油后，氟利昂制冷剂中溶有的冷冻机油多少可以起到一些润滑气缸镜面的作用。因此首先出现的故障总是主轴承抱轴，这样，活塞的咬煞情况就不可能产生。至于因间隙配合不当而引起的活塞咬煞，则是另一回事了。压缩机的锈蚀是压缩机长期搁置不用且又维护不当，有潮气侵入的情况下才会发生。

压缩机的活塞是否咬煞，只要拆下气缸盖和阀板便可看出。对活塞锈蚀咬煞的处理是设法盘动活塞。先在气缸壁上浇些火油，让它渗透到锈缝中去，等一段时间，然后用木棒的一头轻轻敲击活塞上平面，松动后，就可盘动飞轮使活塞上、下移动几下再拆下，检查活塞与气缸锈蚀程度（包括磨损在内），以确定是否需要调换气缸体（或套）的活塞。鉴定之前应先用000#铁砂皮擦去活塞的外圆柱面与气缸境面的铁锈，并清洗揩干。鉴定的方法有两种：

一种是测量气缸与活塞的配合间隙是否超出许可范围，但因目前修理厂对此没有统一的规定，只能凭经验而定。对无活塞环的活塞，其密封要靠活塞与气缸的严格配合来保证。因此，它的配合间隙是经选配的，有极限磨损间隙一般认为应不超出其活塞与气缸的公称公差的最大配合间隙，即应不超出气缸与活塞最大装配间隙的1.5倍。对有活塞环的活塞，主要磨损在活塞环外圆面上，一般认为活塞环外圆面的磨损量应不超过搭口最大公称间隙的1.5倍。

另一种是土方法，见图11-2，将连杆活塞组重新塞进气缸，并推至顶部，用一只手掌封住气缸上端面（一般指小缸径的压缩机），另一只手抓住连杆大头往外拉。拉下一段距离后，如果封住气缸的手掌有被吸得很牢靠的感觉，而且将连杆继续往下拉觉得较费劲，拉连杆手一放，活塞能自动弹回去，则说明气缸与活塞之间的漏气量不大，可以继续使用。如果封气缸的手掌

感觉不到有吸力或吸力不大，将连杆慢慢往下拉也不费劲，甚至连杆活塞组会很快地自行落下，则表明气缸间隙过大，漏气严重，一般应更换活塞，必要时需镗磨气缸或更换气缸套（对于采用气缸套的结构）。

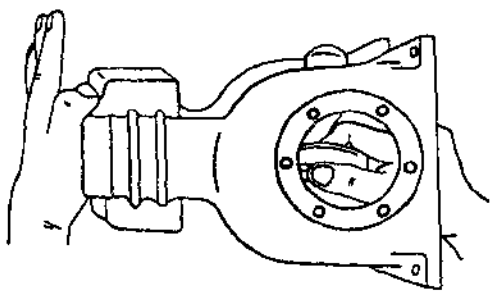


图 11-2　上法检查活塞与气缸密封性

11.2.3　油泵压力不正常

在采用压力润滑的压缩机中，油泵的进、出口油压差过高或过低，都属不正常现象。当油压差很小时，压差继电器就会动作而切断电源，使压缩机停车。对于没有压差继电器的机组，要经常注意油泵的压差变化，它等于油压表指示值减去蒸发压力。为何要强调油压差呢？这是因为在油路系统中的润滑油流量是决定于这个压力差的。增大说明管路中有阻塞不畅的可能。相反，压差减小，说明润滑油流量下降。经验证明，油压差维持在 0.15～0.30 MPa 范围内可以保证各摩擦副得到必要的润滑油量。当油压差过高或过低时，应及时进行检查。先查外部管路系统，然后调整油压调节阀，若调整无效，就要检查机内油路。

1. 油泵无压力，可从以下几方面检查

（1）油压表是否损坏，可另换一只油压表校验。

（2）油压表管路有否堵塞。关闭油压表阀，拆下接管吹一吹看是否畅通。

（3）油泵吸油管堵塞。拆下吸油管前应将曲轴箱内制冷剂抽空，停车。拆下后要及时将油孔临时堵住，以免冷冻机油流出。吸油管堵塞情况很少见，可放在最后检查。

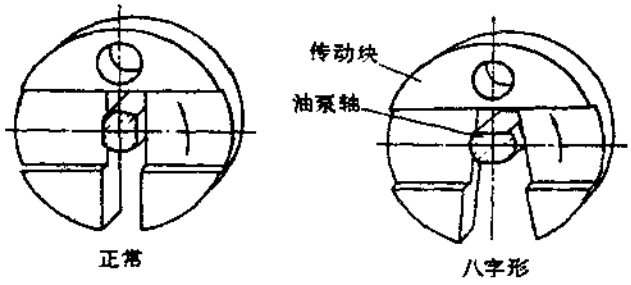


图 11-3　传动块八字形

（4）油泵内有空气。这种故障多发生于刚检修过的油泵上。应向油泵内灌满冷冻机油（从接油压表的接管上灌注），将空气排出。

（5）油泵传动块八字形。油泵轴与压缩机曲轴后轴颈端面的传动连接，有一传动块，它有一开口槽（图 11-3），油泵轴端的方榫插入槽内，以带动油泵转动。当排油压力过高或经常受到冲击，开口槽变形成八字式，使方榫打滑，油泵不会转动，需拆开换一新传动块。

（6）油泵齿轮的齿隙或端面间隙磨损过大，失去油压的功能，应调整（缩小）端面间隙或更换齿轮（指齿轮磨损）。

2. 油压差过高

（1）油压表损坏，应检查。

（2）油泵排出管道阻塞，应检查和排除。

（3）油泵压力调节阀被误调节（调小）过，使旁通量小。此时可试调以观压力是否会下降，若能下降，可调至 0.15～0.30 MPa 范围内。但要注意油压调节阀未误调节过的不能轻易去调节，可能是排出管阻塞而使油压升高的。

3. 油压差过低

(1) 曲轴箱内油量太少，可从油面指示器处查明。若油量少就应加油。

(2) 吸油管不畅通或滤油器堵塞，检查及处理方法与吸油管阻塞相同。

(3) 油压调节阀被误调整(调大)过，使旁通量大，油压会下降。可试调确定，并调整至正常。但需注意，若油压调节阀未误调过的不能轻易去调节，应先检查吸油管并确认畅通，再考虑调节阀的调整。

(4) 曲轴箱内冷冻机油中溶解有多量的氟利昂。从油面指示器中看进去，如果曲轴箱内冷冻机油呈泡沫状并不断翻腾，这说明冷冻机油内溶解着较多的氟利昂。因为当吸气压力降低时，曲轴箱压力也随着下降，冷冻机油内的制冷剂就会沸腾汽化而脱离油面，使冷冻油剧烈翻滚。而油泵吸入含有较多制冷剂的冷冻油，制冷剂在吸油管中汽化，将占去油管的部分容积，减少了油泵的输油量，结果油压便会相应降低。

曲轴箱内油中溶有较多的制冷剂，原因是由于膨胀阀孔的开度太大，使吸气压力高，过热度小，有制冷剂湿蒸气吸入压缩机并部分进入曲轴箱而溶解于油中。此时可调小膨胀阀开度，降低吸气压力，使油中的制冷剂随气压的下降而汽化，脱离油层，进入吸气腔。

11.2.4 轴封泄漏

轴封泄漏为制冷机常见。漏氨是很容易发现，漏氟则不易被发觉。轴封漏气，有前兆是漏油。往往在运行时不易漏，停车后易漏氨(氟)，运行时漏油，停车后一定泄漏，这是轴封泄漏的一般规律。轴封泄漏的主要原因如下：

(1) 轴封活动环和固定环在制冷机零部件中是较精密的。由于检修装配不当，或零件本身存在缺陷，而造成泄漏是轴封漏气的主要原因之一。接触面不只是要求光洁度高，关键还在于两摩擦面平行度偏差不超过 0.015～0.02 mm。

(2) 密封橡胶圈老化，变硬或膨胀，这也是轴封漏气的主要原因。橡胶之类的物质，长期在油和制冷剂中浸泡，肯定是要变形的。当然材料不同变形快慢也有差异(如在氟制冷机上要采用丁腈橡胶，目的为抵抗氟的浸蚀作用；氨制冷机上用耐油橡胶)。正是因为橡胶圈易变形，所以轴封只要不漏，尽量少拆，否则拆下后，其橡胶圈不易复原。

(3) 轴封的密封作用是在冷冻油的协助下建立起来的。如果轴封缺油，就会造成接触面的干摩擦。这是在检修后忘记向轴封室内加油或进油管路堵塞所引起。干摩擦的结果会使轴封发热，摩擦面也会损坏而出现伤痕。因此在检修时，切记加油。

11.2.5 曲轴箱的温度太高

按机电部颁发的中小型活塞式制冷机技术性能规定，曲轴箱的温度最高不超过 70℃。为此，有的制冷机曲轴箱内设有冷却管，帮助带走热量。老系列产品中，曲轴箱都较大，散热条件较好。新系列产品结构紧凑，曲轴箱的散热要差一些。一般曲轴箱内温度保持在 35～55℃比较适宜。

由于曲轴箱为所有润滑油的集中之地，各运动摩擦面的摩擦热都要被带到曲轴箱来，所以曲轴箱也要发热，其原因如下：

(1) 连杆大小头轴瓦、前后轴承的装配间隙过小，这是曲轴箱发热的主要原因。在整台制冷机中前后轴承及连杆大头轴瓦是受力最大、摩擦面也大的地方，但这些摩擦面间隙小，足以引起发热。当刚启动时，用手触摸曲轴箱颈部和轴封处，再与气缸外表发热情况比较，就可以判

定热源从何而来，然后再拆卸检查。

(2) 高低压窜气也是引起曲轴箱温升的主要原因，经压缩后的高温制冷剂蒸气，通过气缸或其他不严密处，窜到曲轴箱引起发热。这种现象对于维护不良，缺乏正常修理的制冷机是常见的。窜气的原因有气阀不严密、气缸磨损严重、老系列氨制冷机的安全阀及旁通阀不严密等、氟制冷机中的油分离器回油阀关不严密等。针对这些毛病，应及时检修或更换。如果气缸窜气严重，修复比较困难，往往需要换缸套或镗缸，然后配用加大的活塞和活塞环。这里需要指出，加大活塞时，所有活塞都应加大，否则将出现曲轴受力不均的严重后果。

(3) 冷冻油太脏或变质，同样也会引起摩擦面发热加剧。因而要经常检查油的清洁情况，拆下曲轴箱侧盖，辨认油中杂质的来源。如系黑色金属粉末(不多)属于正常磨损。如粉末中含有发亮的金属屑就要引起注意，若怀疑大轴瓦被磨损，还是怀疑前后轴承被烧坏，其方法是迅速盘车，分别检查从前后轴承中挤出的油是否含有巴氏合金粉末。

11.2.6 制冷机启动不了或启动后很快停车

制冷机启动不起来，其原因不外乎两个方面，即电机故障和制冷机机械故障，现分述如下：

(1) 首先检查主电路，电源是否有电，保险丝是否被烧，开关触头接触是否良好，是否缺相运行。当三相电源被烧坏一相后，电机也能转动，但声音反常，转速也会减慢。发现这种情况应立即停车，否则容易烧电机。

(2) 若电源电压太低，启动后电动机声音也会不正常。电压应不低于额定电压的 90%，否则电机的额定功率明显下降，无法拖动压缩机；当输入线路允许的电流较小，不能满足电机需要，电机同样拖不动压缩机。

(3) 应检查压差继电器、高低压继电器，因压差继电器和高低压继电器都是制冷机安全运行所采取的继电保护。当制冷机油压(高压和低压)不正常时，均可使制冷机停止运行。

查压力继电器的触头是否断开，并检查是否因高压调定值大小，或低压调定值过大而造成继电器断开。另外，系统中有阀门没有打开，也会引起压力继电器断开。

查压差继电器触头是否断开。若油压建立不起来，会使该触头断开；启动时没按复位按钮，该触头处于自锁的断开状态下；继电器工作一次后，需隔 5 min 才能复位，若在 5 min 内，则因加热元件仍使触头处于断开状态，故无法启动。

(4) 当温度继电器感温包内工质泄漏，或调节有误，这时触头是常开的，不能启动。如判断工质泄漏，可旋转继电器调节杆到低温标度区，看触头是否闭合。如不闭合，拆下温度继电器，把感温包浸入温水中，再看触头是否动作，若还不通，证明是温包内工质泄漏，需修理。

(5) 在连杆大头轴瓦，曲轴前后轴承发生抱轴时，制冷机是不能启动的。另外，因排气温度过高，使油焦化，当停车冷却后，焦化的冷冻油将气缸与活塞粘连，迫使制冷机不能运转。总之，启动前先盘车，如果证明无机械性阻碍后，制冷机仍不能启动，纯属电气问题。

11.3 制冷设备的故障分析

在制冷设备的故障中，以“漏”和“堵”引起的故障为最普遍。

“漏”——就是制冷剂的泄漏。特别是氟利昂制冷剂的渗透性很强，设备稍有不严密处，制

冷剂就会泄漏。这一方面造成制冷剂的不足，使制冷量下降；另一方面在设备的低压部分往往有空气渗入，从而引起高压升高，压缩机耗功增大，制冷量下降。为此不仅在安装中要严格检查。而且平时在运行管理中，要勤检查，一旦发现有漏及时排除。

"堵"——最普遍的是脏堵和冰堵。

冰堵多数发生在膨胀阀上，这是由于制冷剂中含有水分，当制冷剂经膨胀阀时，因节流降温，使水分析出并结成冰粒，部分或全部堵塞膨胀阀的阀孔。冰塞后，因制冷剂流量急剧减小，故使制冷量下降，蒸发器及回气管霜层融化，库温降不下来。

脏堵是由脏物引起的堵塞，多数发生在干燥器、过滤器、膨胀阀进口滤网等处，有时在管路阀件上也会发生。

此外，在－60℃以下的低温设备中，还会在膨胀阀阀孔上发生油堵。这是由于使用了凝固点过高的润滑油，当溶解于氟里利制冷剂中的润滑油，经过阀孔被节流后的低温部分析出，并成糊状粘在阀孔上造成堵塞。

下面就一些常见故障进行分析说明。

11.3.1 压缩机在运行中突然停车或者停开频繁

1. 排气压力升高，超过允许值，压力继电器自动切断电源，压缩机就实行保护性停车

引起高压升高的主要原因有：

(1) 系统中有空气：空气在常温下不能凝成液体，因此空气积贮在冷凝器内，其结果会减弱冷凝器的传热效果，造成冷凝温度和冷凝压力均升高。同时空气本身也具有一定的分压力，排气压力应是冷凝压力与空气分压力之和。综合这两个因素，使排气压力升高，随之排气温度也升高，如用手摸排气管和气缸盖，将会很烫手。

制冷系统中有了空气，在排放空气之前应检查空气是如何进入系统的。造成空气进入系统的原因有：一是低压段有渗漏点，尤其是低温制冷设备，吸气压力低于大气压，一旦低压段有渗漏点，则空气就会渗入系统。最易渗漏的地方是轴封和管路接头处。如发现渗漏点，应及时排除。二是加制冷剂前，系统内空气未抽干净，或是在添加制冷剂(或添加润滑油)时，操作不严密，空气渗入系统。

氟利昂制冷设备放空气的操作如下：

① 关闭贮液器出液阀或冷凝器出液阀。

② 启动压缩机。把低压段的制冷剂全部抽入冷凝器或贮液器，待低压段抽成稳定真空后停车。

③ 打开冷凝器顶部的放空气阀，或压缩机排出阀的多用孔道，向外放空气。为了判断放出来的是否是空气，可用手挡住放气口试验。若是空气，手的感觉只是像风吹过一样；若手感到有油迹和发冷的感觉，说明空气已基本放净，出来的已是制冷剂气体了，此时马上关闭放空气阀(有时冷凝器温度较高，放出来的制冷剂气体并未有发冷的感觉，此时就要靠经验决定空气是否放净)。另外，为了检查空气是否放净的程度，可观察排气阀处的压力表数值，若此值与此时冷凝温度所对应的饱和压力值相等，或略高一些，则说明空气已放净；若压力表值高于饱和压力值较大，则说明系统内还有空气，应再次放空气，直到满足要求为止。

氨制冷设备可用操作空气分离器来放空气，这前面已作了介绍。

(2) 冷却水量(或风量)不足或水量调节阀失灵：冷却水量(或风量)不足，则冷却水(或风)

带走的热量减小，使冷凝温度升高，排气压力随之升高。造成冷却水量不足的原因有：冷水进水阀开度太小；或是水压太低（一般应在 0.1 MPa 以上）；或是进水管略有堵塞；或是水量调节阀失灵等。为判断这一点，可在制冷装置运行过程中，测冷却水进出水的温差。正常情况，一般该温差在 2～4℃，若该温度超过这数据较大，则能判定冷却水量不足，因为随着冷却水量的降低，水在冷凝器内流动时间增长，则使进出水温差增大。

在风冷却的制冷系统中，由于风机未开，周围环境气温太高（高于 40℃），冷凝器等散热效率很低，都会使压力显著上升。在这种情况下，即使没有压力继电器，也会因电机超载，使热继电器动作而切断电源。

装有水量调节阀的制冷装置中，若水源的水压足够，但冷凝器的冷却水供应量却不足，这时，就应检查水量调节阀是否有问题。一般是弹簧压力调得不适当而使阀门开不大，此时可调节弹簧使阀门开大。

（3）冷凝器有水垢：有了水垢后热阻增大，传热效果大大下降，造成冷凝温度升高，排气压力相应地升高。如结水垢严重，冷凝压力可比正常压力高出 0.1～0.2 MPa。在这样情况下，往往能发现进出水温差还略有降低。此时，就需要对冷凝器进行清洗。

空冷翅片式冷凝器的散热片表面积灰太厚，同样会影响传热效果，同时因为片隙的缩小，吹过的空气阻力增大，使冷却风量显著减少，而使冷凝器的散热效率明显降低。对此，只要用手电筒查看散热片之间的结灰情况。若绝大部分的片间空隙已不能透过光线，则说明结灰已很严重，应进行清洗。

（4）制冷剂太多：制冷系统中加入的制冷剂量太多，结果多余制冷剂占去冷凝器的一部分容积，使冷凝器传热面积减小，从而引起高压升高。一旦发现制冷剂太多，应停机，把多余的制冷剂抽出来。

（5）排气管道不畅通或油分离器进口滤网堵塞：排气管或冷凝器的管道不畅通，一般发生在新安装或刚修过的系统中。由于安装和检修不注意清洁工作，使管道内粘有垃圾，或粗心大意地将封口的纱头塞在管内，结果一开车，故障就暴露出来。另外，突然奔油时，油排入油分离器的进口滤网时来不及流下来，使滤网暂时堵塞。以上两种情况，均使排气压力突然增加，使压力继电器马上动作停车。

2. 低压（即吸气压力）过低，低于允许值，压力继电器自动切断电源，保护性停车

当库温达到调定值，温度继电器动作，切断电磁阀电源，电磁阀关闭，停止向蒸发器供液，低压随即降低，当降低至低压调定值时，压力继电器动作，切断电源，压缩机停车。这是自动运行工况下的正常停车，不要误作故障。

若在正常停机后，虽库温尚未回升，电磁阀仍处在关闭状态，但压缩机却又很快自动启动，启动后马上停机，出现停、开频繁时，这一般是压缩机阀片泄漏，高压气体渗漏到低压去，引起低压很快回升，使压力继电器触头闭合，压缩机又启动，但启动后，一下子又马上停机，造成停开频繁；或是油分离器的自动回油阀（即浮球阀）泄漏，引起高压气体向低压泄漏，造成停、开频繁。

另外由于以下一些原因，造成蒸发压力过低，引起停车：

（1）节流阀或膨胀阀开启过小，制冷剂流量不足，蒸发器大部分空间用于制冷剂蒸气过热，由于制冷剂气体传热性能小于液体制冷剂，所以产冷量下降，蒸发压力也下降。

（2）蒸发面积过小，或产冷量不相适应。这种现象无论怎么调节，蒸发压力也不能升高，即

使是暂时升高，也会很快自动下降。这里需要强调指出，若确因蒸发面积过小，决不能用调节蒸发压力的办法去适应制冷能力的需要，而只能用增加面积或降低制冷能力的办法来解决，否则制冷机必然产生液击。

(3) 搅拌机转速不够或规格不符，使载冷剂流速得不到保证，从而造成蒸发器表面包冰，增加了热阻，影响了传热及蒸发速度，使蒸发压力逐步降低。直接蒸发式表冷器表面的结霜与包冰相同，也会降低蒸发压力。

(4) 在氟利昂制冷系统中，影响蒸发压力低的因素还有干燥过滤器堵塞，电磁阀不工作，膨胀阀冰塞等。

3. 油压太低，供油压力低于调定值，结果油压继电器动作，切断电源停车

引起油压(油泵出口压力与吸气压力的差值)过低，一般是曲轴箱内润滑油量太少；或是吸油管不畅或过滤器堵塞；或是曲轴箱内的润滑油中溶解过多的氟利昂制冷剂(尤其是在吸气压力降低时)，从而减少了油泵的供量，油压就降低。

4. 电动机超载，造成热继电器动作，或保险丝熔断，切断电源而停车

11.3.2 冷量不足——库温降不下来

制冷设备运行中，常常碰到库内温度虽有下降，但下降的速度很慢，或者降不到所要求库温。造成这一故障的原因如下：

1. 冷库的密封性或隔热性能差——冷损耗大

冷库或冰箱的密封性或隔热性能差，造成制冷设备消耗电能所获得的冷量被逃掉，这种现象称"逃冷"或冷耗。由于设备、管道、隔热墙等的保温厚度不够，隔热效果不好，或者保温结构防气层被破坏，使保温材料受潮，受潮时间一长还会腐烂。无论是受潮或腐烂，都会使材料的隔热性能显著下降，逃冷量明显增加，特别是低温设备尤为严重。另外引起冷耗的有蒸发器水箱盖不严密，空气处理室或冷库门密封条不严密，空调管道及房间门窗泄漏等。

冷库门密封条是否严密，只要把门关上，检测密封条(也称橡皮圈)与门框之间缝隙大小，一般用厚 0.2～0.3 mm，宽 20～30 mm 的硬纸板插试。若硬纸板插得进，说明这处的缝隙较大，缝隙大的地方，就要设法修理，否则，冷损耗严重，会使库温降不下来。若门的四周有结露(冒汗)或冷库的隔热壁某处有结露现象，这是"逃冷"严重的表现，应及时修理。

由于更换保温材料工作麻烦，修理时难以保持防气层的完整性，因此，在制冷工程中，一定要注意隔热层的施工质量。

2. 霜层太厚

对于库温在 0℃以下的冷库来说，空气中的水蒸气碰到蒸发器表面就会结霜。蒸发器上所结的霜层以簿簿一层为佳，若霜层很厚，甚至结成冰棍似的，那么蒸发器的传热性能大大降低，造成制冷量下降，库温打不冷。在这种情况下，应及时除霜。

在有融霜装置的系统中，则按融霜操作要求进行融霜。若无融霜装置，可停机，打开库门，让温度回升后自行融霜，也可用自来水冲霜，但冲霜时要把冷冻物搬出库。融霜或冲霜后，应把库内的霜、水都打扫干净。在融霜或冲霜过程中，不能用木棒或铁器敲打蒸发器，以免造成蒸发器的损坏。

3. 膨胀阀流量过大或过小

膨胀阀的流量是与制冷设备所需的蒸发温度下的制冷量相适应的。一般来说，制冷设备在

安装调试时，膨胀阀的流量已按规定的吸气过热度，调整到制冷系统所需的蒸发温度范围内，在正常运行中，会根据热负荷的大小而自动调整其流量。如果因系统的某些原因使制冷系统的工况发生变化，如压缩机的排量下降，冷凝温度偏高，系统充注制冷剂量的变化（检修时添补）等，都会引起膨胀阀的流量超出自动调节范围，这时，就必须进行人工重新调整。

蒸发器压力过高但又降不下来，则说明蒸发温度高，冷冻室内温度就降不下来。要使蒸发温度下降，只有重新调整膨胀阀。但不能调得过低，过低会使冷冻室制冷量不足，也使冷冻室的温度降不下来，这时要再重调膨胀阀。

膨胀阀流量的大小，可以根据吸气压力表所反映的蒸发压力变化，并观察吸气管的结霜变化情况来进行判别。蒸发压力过高，白霜又结到吸气截止阀处，表示膨胀阀的流量过大，反之，蒸发压力过低，白霜结不到吸气管，则表示膨胀阀流量过小。但要注意，判断蒸发压力的高低，只有当制冷设备连续运转相当长的时间（至少 1 h 以上），其蒸发压力不变化或变化很小，而且冷冻室内的热负荷变化不大的情况下才是正确的。

调整膨胀阀时，每次旋转阀杆 1/4～1/2 圈，运转 20 min 左右，观察吸气压力变化情况。若吸气压力仍无变化或变化不显著，可再调节阀杆。

调节膨胀阀的过程是校验制冷机的主要过程，要在运转中仔细地边调节边观察，急于求成是调不好的。若一下子把膨胀阀孔调得过小，流量急剧下降，蒸发压力下降过多，反而会使降温速度减慢，甚至达不到规定的温度，膨胀阀每调节一次后要等 20 min 左右的原因，是因为冷冻室内的热交换和膨胀阀温包处的过热度需要经过一定时间才能反映和动作。

4. 膨胀阀及其他部件堵塞

膨胀阀的堵塞主要有以下三种形式：

（1）冰塞：一旦制冷剂中含有水分，当制冷剂流经膨胀阀时，因节流温度突然下降，水被析出并结成冰粒，部分或全部堵塞阀孔。出现冰塞后，制冷剂流量减少，吸气压力下降，排气压力也下降，制冷量就下降。

排除冰塞的方法，一般是更换干燥剂，把制冷剂中的水分吸除；有时也可以拆下膨胀阀，用酒精清洗，排除留在阀内的水分；当系统内含水量较大时，可拆除系统中原来的干燥器，临时装一只大型干燥器来吸湿，也可以将系统抽真空，从而达到排除水分的目的。

（2）脏堵：系统中脏物在膨胀阀进口滤网上造成堵塞。该处被堵后，会使阀吸入口马上结霜。排除方法是拆下膨胀阀清洗。

（3）油堵：这种现象一般是由于选用了凝固点太高的润滑油引起的。当制冷剂流过膨胀阀，因节流降温，使部分油分离出来，并凝成糊状，粘住阀孔，造成堵塞。这故障多数发生在－60℃以下的低温装置上。

除了膨胀阀堵塞外，在干燥器、过滤器、连接管道等也会产生堵塞，一旦被堵塞，同样造成库温打不冷的后果。若用手摸被堵处前后，则会发现有明显温差。发现堵塞后，应及时排除。

5. 压缩机效率差

所谓压缩机的效率差，就是指在工况不变的情况下，输气系数降低，其实际排量显著下降，使制冷机的制冷量相应减少，产生冷量不足的现象。

对于一台经过长期运行的压缩机，其排量下降的原因大多数是由于运动件已有相当程度的磨损，配合间隙增大，或是气阀密封性能下降，引起漏气量增加的缘故。

怎样判断压缩机效率差呢？换句话讲，效率差到什么程度，才会使产冷量显著下降，致使冷

冻室内温度达不到原来要求呢？检修工人根据实践经验，采用如下的方法：

见图 11-4 关闭吸气截止阀，让压缩机运转几分钟，将曲轴箱内的制冷剂抽入冷凝器，停车并立即关闭排气截止阀，在吸、排气截止阀的旁通孔各装上高、低压表。再开车，微松吸气截止阀旁通孔接管的接扣（见图中的 A 处），让空气缓缓吸入压缩机，使压缩机的排气腔内压力慢慢上升。当升至一定压力，一般为 0.98 MPa 表压力时，旋紧接扣停止吸入空气，并让压缩机继续运转几分钟停车。停车 10 min，看低压侧真空度回升情况。若 10 min 内高、低压力平衡了，这说明阀板有严重渗漏，需予拆修。然后，装好再作 0.98 MPa 充气工作，并继续运转，根据吸气下降值来判断压缩机的效率。吸气压力下降到什么数值的真空度，压缩机才算好用呢？不同用途的制冷设备有不同的要求，可参考表 11-1 中的数据。

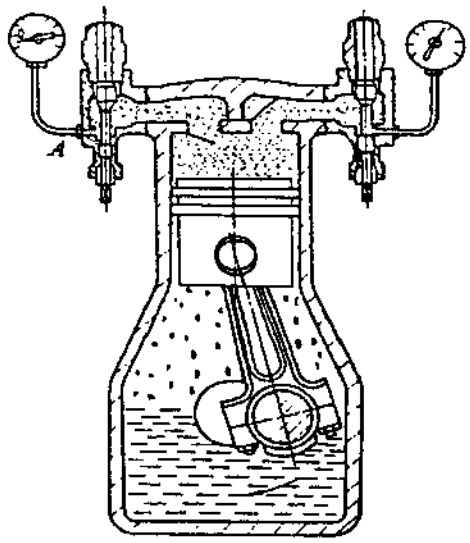


图 11-4　压缩机效率试验

若吸气压力达不到上述数值，这就说明这台压缩机效率很差，需要拆检修理。若吸、排气压力能达到表 11-1 的数值要求，压缩机还可以使用。

表 11-1　根据吸排气压力值来确定压缩机效率

设　备　名　称	冷室温度(℃)	排气表压力(MPa)	吸气压力真空度(MPa)
空调室	20～27	0.98	0.033
一般冰箱和冷库	−5～−30	0.98	0.067
低温箱	−30～−80	0.98	0.080

6. 制冷剂过多或过少

这和前面所述的制冷剂注入量太多的情况相类似，所不同的是注入量多少的程度有差别。前面所讲的是制冷剂多到使冷凝器内几乎都被液体灌满，一开车排气压力就剧升，使有关的保护继电器随即动作而停车。而这里所指的是虽然制冷剂注入过多了些，吸、排气压力偏高些，但制冷机还允许运转，只不过冷室温度很难降下去。遇到这类情况也必须将多余的制冷剂排出系统，才能顺利地降温。处理方法与前述相同。

系统中循环的制冷剂量不足，使冷量不足。制冷剂量不足的反常现象是吸、排气压力都低，但排气温度较高，膨胀阀处可听到继续的“吱吱”气流声，且响声比平时大，若调大膨胀阀孔，吸气压力仍无上升；停车后系统的平衡压力可能低于环境温度所对应的饱和压力。

制冷剂不足，显然是由于系统有渗漏点而引起，制冷系统漏氨、漏氟是最常见的故障。所以，我们不能急于添加制冷剂，而应先找出渗漏部位，修复后再加制冷剂。

一台采用开启式压缩机的制冷机组，其接头多，密封面多，氟利昂又是无臭、无色、无刺激的流体，其渗透性很强，且又不易发觉它的渗漏。但只要我们多检查，常总结，摸索易漏的薄弱环节，就能掌握检漏技术，及时查出渗漏部位和补漏。经验告诉我们，以下几个部位是容易产生

渗漏的。

(1) 压缩机的油封渗漏：压缩机的轴封经长时间运转后，其动静摩擦环的磨损是不均匀的，摩擦面的不平整引起缝隙的出现。当缝隙极小时，它会被冷冻机油填充而保持密封；当缝隙扩大后，其间的冷冻机油就密封不住，氟利昂就要渗漏出来。因此，要经常用卤素探漏灯校漏(停车校漏)，边校边盘动飞轮，一次盘1/4圈，要盘几次校几次才行。若轴封有渗漏就要拆下修理。但要注意，对长期未使用的压缩机，若轴封检查出有微漏，不要急于把轴封拆下，可先让其运转几小时后再校漏，在一般情况下，这种微漏会消失的。若渗漏止不住，再拆下修理。因为轴封长期不运转，磨合面的冷冻机油蒸发干了，没有冷冻机油协助密封，轴封就会出现微漏，经运转后冷冻机油就渗入磨合面间，极小的缝隙就被填充而封住。

(2) 阀门的阀杆填料处渗漏：膨胀阀、截止阀、关闭阀等的阀杆，在维护和检修过程中，要经常转动以打开和关闭阀门。阀杆的经常旋转会使填料疏松而渗漏，这时，可用扳手扳紧填料螺丝。若无效，则要卸下填料螺丝以添加密封填料。但要注意：加填料之前，对截止阀来说，应将其阀杆"倒足"，对膨胀阀和关闭阀，则应将阀内制冷剂预先抽排掉。另外，当维护和检修工作结束后，各阀杆的帽盖应旋上扳紧，以加强密封。

(3) 接头、接扣和法兰处渗漏：制冷机的管路连接常用接头、接扣或法兰组成的可拆卸形式。由于压缩机运转时有震动，特别是与压缩机的吸、排气截止阀相连接的喇叭口或法兰口，最容易震裂而渗漏，要经常对它进行检漏。

(4) 电磁阀芯的套管与阀体焊接处渗漏：有电磁阀的制冷设备，其电磁阀开闭很频繁。当磁力吸开阀芯时，阀芯上移的冲击力较大，因此，阀体与套管钎焊的焊缝处很容易产生裂纹(锡焊更容易开裂)，应对这部位经常检漏。若有渗漏，就应将整个电磁阀杆拆下补焊。

以上四处是检漏的重点部位，当然，下面几个部位也要予以注意。

(5) 蒸发器的各个连接点：蒸发器进出口接头或法兰圈、弯头的钎焊部位。壳管式蒸发器的端盖密封处和出水管口(在停车和不开水阀情况下用检漏灯探测)。

(6) 冷凝器的各个连接点：冷凝器的进出口接头或法兰，风冷式冷凝器的管子弯头焊缝，壳管式冷凝器的端盖密封处和出水口(在停车和停水情况下探测)。

(7) 压缩机的各个密封处和连接管：压缩机的油面指示器、各盖板的密封面等。

(8) 阀门与管子的连接部分、水量调节阀的波纹管、压力表与压力继电器的接管等。

各检漏点处若有油迹，应揩干净，若以后发现又有油迹，作为渗漏疑点，应立即检漏。

7. 系统内有空气

这与系统内有空气的情况有类似之处，所不同的是空气含量的多少有差别。前面所讲的系统内有空气是指含量很多的情况，由于含空气量很多，量变引起质变，已经不是冷量足不足的问题，而是制冷机能不能安全运转的问题。这里所要讲的系统内有空气是指含量较少的情况，这时吸、排气压力均升高，引起冷量不足，但其排气压力还未超过压力继电器的动作值。处理方法与前述相同，也可以不回制冷剂，只需停车几分钟，从排气截止阀旁通孔放空气。

8. 蒸发器内的冷冻油

蒸发器中冷冻油太多，也能引起制冷量不足而降温缓慢。氨立式蒸发器中存油，可直接通过其油面的冷热分界线来判断。如油位过高应及时放出。

有些氟利昂与冷冻机油互相溶解。因此，系统里的制冷剂在循环流动时，就免不了会有冷冻机油残留于各部件。冷冻机油残留在换热器内要影响传热系数。特别是当冷冻机油进入蒸

发器后，若结构设计或安装不合理时，冷冻机油就会只进不出或多进少出，使蒸发器里残留的冷冻机油愈来愈多，严重影响其吸热效果，出现冷量不足的情况，到这地步不处理温度就降不下去，因此，必须进行放油工作。

如何判断蒸发管内留有较多的冷冻机油而影响制冷是件较困难的事情。若遇到这种情况，则会出现一个明显的反常现象，即蒸发管上的白霜是稀稀拉拉的，结得不完全，并且呈浮霜，若无其他故障的话，那很可能是蒸发管内残留冷冻机油太多的缘故。

清除蒸发器内冷冻机油，必须将它拆下来，进行吹洗再烘干。对排管式蒸发器，因拆卸很不方便，可将蒸发器的进口用压缩空气吹，然后用喷灯烘蒸发管。

11.3.3 无冷气

制冷机在运转而无冷气，也就是说冷冻室内不降温，可想而知产生这类故障的原因是系统内制冷剂不能循环流动。显然，制冷剂不能流动的原因是某一部分通路被堵塞，压缩机无蒸气可压送，或是系统内制冷剂全部泄漏。因此，当发现制冷机无冷气时就应从下述几方面去考虑分析故障原因。

1. 膨胀阀温包内膨胀剂泄漏

前面曾详细讨论了膨胀阀的结构和原理，已经知道阀针上受着三个力的作用而使阀针平衡在某一开度位置。作用在膜片上部的膨胀剂压力就是其中一个作用力。如果温包、气箱盖或连接的毛细管有裂缝，膨胀剂就会漏掉，膨胀剂的作用力也就消失，结果，膜片下面两个作用力推动膜片向上移（图 11-5），从而使阀孔关闭，系统的制冷剂不能流进蒸发器，制冷机就不能制冷。

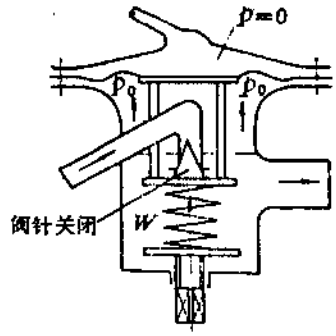


图 11-5 温包泄漏后的膨胀阀阀针受力图

这种故障带来的反常现象是吸气压力呈很低的真空度，以及膨胀阀不结霜。但这两点反常现象并不是它所独有的特征，单凭这两点还是难以断定是否膨胀阀的温包泄漏。为了进一步证实这一点，第一步先确定是不是膨胀阀的故障，这可用扳手松一下膨胀阀的进液接扣，观察是否有制冷剂液体从中喷出，若无液体喷出，相反是吸入空气，则不是膨胀阀上的故障，若有液体喷出，则基本肯定是膨胀阀出故障。观察到膨胀阀进口是喷液还是吸气后，应立即将接扣旋紧。第二步是确定膨胀阀出的是什么故障。此时应将膨胀阀拆下来检查，拆膨胀阀前应关闭贮液器输液阀和排气截止阀，停车后再进行。旋下膨胀阀进口接扣，这时，留在滤网内和输液管内的制冷剂只好放掉。取出过滤网看是否有污垢堵塞。若是过滤网没有堵塞，可将膨胀阀出口接扣旋下，用嘴对着出口接头吹气或吸气，若是吹、吸不通，则表明是阀针关闭，一般说来这只能是温包内膨胀剂泄漏掉所引起的结果。温包泄漏的检修，若无专用设备和一定的经验，是较难解决的，因此，可送交有关工厂调换或修理。

2. 膨胀阀堵塞

膨胀阀堵塞有两种情况：

（1）阀孔冰塞：一般也有两种可能：

① 系统中的氟利昂含有过量的水分，引起膨胀阀阀孔冰塞，制冷剂无法流动，停止了制冷。其原因已讨论过了，不再重复。

② 在－60℃以下的低温设备中，若选用的润滑油的凝固点较高，而又能溶解于氟利昂中（其溶解量与温度有关，温度高，溶解量大），此时，当氟利昂液体经膨胀阀孔时，温度突降，部分润滑油被析出并冻成厚浆糊状，堵住了阀孔，使制冷剂不能流动，制冷便停止。

阀孔堵塞的反常现象也是吸气压力呈很低的真空度，阀不结霜，也无气流声，但这些反常现象还不足以说明一定是膨胀阀孔堵塞。为了进一步证实这一点，可对膨胀阀体加热，使阀孔处冰粒或凝固油熔化。加热片刻后，如听到气流声，吸气压力上升，则可证实阀孔是被冰塞了。

阀孔堵塞如何处理呢？加热只能证实故障的判断正确与否，最多也只是临时救急的措施。因为当制冷机运转一段时间后，阀孔还会堵塞。要彻底解决只有用干燥剂过滤制冷剂进行吸潮的方法解决。

（2）膨胀阀进口滤网堵塞：膨胀阀进口处有一个过滤网，其作用是防止污垢进入阀孔而影响膨胀阀的正常工作。若系统内污垢较多，而且是较粗的粉状物，则滤网很容易被堵塞而不通。

滤网堵塞所引起的反常现象与阀孔冰塞相类似，但加热是无效的。为验证故障的性质，可用扳手柄轻敲膨胀阀进口侧面之后，若能听到“嗞嗞”的气流声，吸气压力也上升一点，这就证实是滤网被堵塞。这时需要将滤网拆下清洗烘干后，再装上运转，若轻击无效，那就很难下结论。可能是堵塞也可能是冰塞，也有可能是温包泄漏。

膨胀阀不通的上述三种故障所引起的反常现象都相同。因而，往往一时难于区分是哪一种故障。在这种情况下，一般是采取逐项检查分析，逐项消除疑点的办法来判别。例如：先加热膨胀阀体以检查是否冰塞或冰冻油结冻堵塞。若加热无效，那就消除了一个疑点。再用扳手轻击阀体的进口侧面，以检查是否滤网堵塞，若仍然无效（注意：此法一般都有效，但污垢过多也有例外），则剩下的唯一可能是温包泄漏了。实际上总是先进行加热或轻击，无效时再拆下膨胀阀作彻底检查。

3. 过滤器堵塞

过滤器被污垢堵塞后的反常现象也是低压段呈真空状，排气压力低。为证实这一故障，可用扳手柄轻击过滤器外壳，之后，若吸气压力能有所提高，则表明确实是过滤器被堵塞，若轻击后无任何反映，就很难下结论。

要使过滤器恢复畅通，应先按“收制冷剂”的方法进行操作，然后拆下过滤器，并将过滤器用拆洗方法进行拆洗，烘干装上后，再抽空气（低压段），旋开阀门运转。

4. 连接管路堵塞

输液管或吸气管棉纱或钎焊料流进而堵塞，制冷剂不能流动，也就不能制冷。它所引起的反常现象也是吸气压力呈真空状，排气压力低等。管路堵塞只有拆下管子，清除障碍物，清洗后再装上。

管路堵塞一般出现在检修后。因工作疏忽，或把作为临时封头的棉纱遗留在管中，或因焊缝间隙大，钎焊时焊料流进管中堆积而堵塞通道。但对于已经过一段时间正常运转的制冷机，类似这种堵塞现象是少见的。

以上四种堵塞故障都属系统内某一环节被堵塞而不能制冷，其共同点是所出现的反常现象都是吸气压力呈真空状，高压压力下降，因此，要识别这四种故障，达到正确的判断是要按照一定的方法，并耐心细致地检查才行，为此，应该采取逐段检查的办法来确定故障所在部位。因

为开启式压缩机(封闭式例外)的各个部件间的管路是用接头和接扣(或法兰)连接的,因此,检查时可先停车,然后按顺序一段段地旋松各个接头和接扣:① 旋松贮液器出液阀的接扣(或法兰),若有制冷剂液体喷出,证明出液阀畅通无阻,立即旋紧;② 旋松过滤器出口端(若要试这段输液管也可先旋松出口端)接扣检查该段管路是否畅通;③ 旋松膨胀阀进出口接扣检查该段管路是否畅通。若某一段接扣旋松后没有制冷剂液体喷出,则说明这一段里的部件有堵塞故障,然后就可针对这个部位作进一步检查。

5. 压缩机气缸盖的纸箔中筋被击穿

在气缸盖的密封纸箔垫片中部有一条筋(图 11-6),其作用是将吸、排气腔隔离密封,它所承受的压力有时会比其他部位的垫片大,所以以较容易被击穿。一旦发生这种情况,高、低压腔之间就会出现大量制冷剂的短路回流,使制冷机不能制冷。

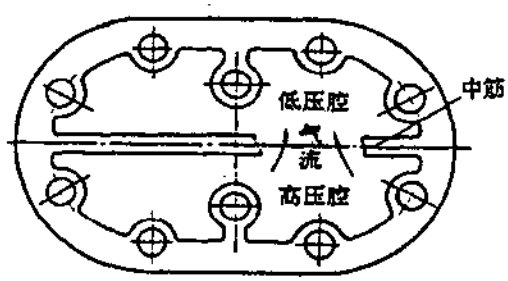


图 11-6 气缸盖垫片中筋击穿

纸箔筋被击穿后所带来的明显反常现象是吸气压力过高,排气压力偏低,高、低压压差很小,压缩机气缸及盖很烫手,甚至连手也摸不上,机体其他部位温度也上升。当发现这种现象并判断出故障后就应及时停车,不宜运转过久,以免损坏机件。

纸箔筋被击穿需要重换垫片,为此先关闭吸气截止阀,从排气截止阀旁通孔处放空压缩机内的剩余制冷剂,拆下气缸盖,更换新垫片。气缸盖复位后,启动压缩机,排出机内空气,然后旋紧旁通孔螺塞,开启吸、排气截止阀(先开排气阀),进行运转校验。

6. 压缩机吸、排气阀片击碎

阀片是吸、排气阀的阀门。若吸气阀片被击碎,高压蒸气就在气缸与吸气腔间来回。若排气阀片被击碎,高压蒸气就在气缸与排气腔间来回。可见,无论是哪一种阀片被击碎,氟利昂就无法由压缩机排出去,制冷系统就不能制冷。

当吸气阀片被击碎后,排气压力表指针摆动很激烈,吸气压力很高,吸气温度也高。当排气阀片被击碎时,吸气压力表指针摆动很激烈,吸气压力很高,气缸与气缸盖很烫手。当发现这种现象并判断出故障后,就及时停车,关闭吸、排气截止阀,将压缩机的剩余制冷剂蒸气从排气截止阀旁通孔放空,打开气缸盖检查阀片并进行修理。

7. 系统内制冷剂几乎全部泄漏

如制冷系统某处有较大的泄漏点,又未及时发现,以致使系统内制冷剂几乎全部漏掉。没有制冷剂,制冷机当然不能制冷。

制冷剂几乎全部泄漏后的反常现象是吸气压力呈真空,排气压力极低,排气管不热等。在重加制冷剂前,应预先对制冷机进行压力检漏并补漏,然后再抽空气及重加制冷剂。

11.3.4 能量调节装置故障

在多缸、高速的制冷机中,为了适应制冷能力的变化,采用能量调节装置。能量调节装置主要故障为调节不灵,不能实现能量控制,引起的原因如下:

(1) 油压不足,不能推动卸载机构的油活塞。当油压不足时,使卸载机构中的油活塞处于

靠法兰盘一侧，气缸中所有吸气阀片被顶死，使制冷机只能空载运转而不能制冷，因此必须查明油压低的原因，调节油压达到规定的要求。

(2) 推杆位置不妥，使顶杆未落入转动环斜面最凹处(这相当于吸气阀片打碎的情况)，阀片行程缩小，形成阀片关不严密，直接影响产冷量的大小，故需停车调整推杆的位置，便油活塞在最深位置时，顶杆恰好在转动环斜面最凹处，或者更换失灵的油活塞弹簧。

(3) 曲轴箱内有液体制冷剂时，油要起泡，油压下降。另外，制冷剂进入油活塞的油缸中时，液体制冷剂蒸发，也推不动油活塞，造成卸载机构失灵。

(4) 卸载机构与能量调节阀之间的油路堵塞，也可能使卸载机构失灵。可在运行时松一下进油缸处的接头，若无油喷出，而其他供油又都正常，则说明油路堵塞。

(5) 由于在检修中，油缸未清洗干净或油中有杂质，则油活塞被杂质卡住，需要油活塞工作时，不能产生位移。

(6) 由于长期自然磨损，使顶杆长度不足，面检修中又未更换，造成吸气阀片顶不死，使卸载机构不能卸载。在其他正常情况下，空载启动制冷机，如果气缸仍在进行微弱的压缩，吸气压力逐步降低，说明顶杆已磨损而变短，应予以更换。

(7) 当转入自动控制时，能量调节阀的弹簧调节不妥，也能使吸气阀片工作不正常或阀片不呈卸载状况。这时应按工况需要重新调节。

11.3.5 故障分析表

表 11-2 故障分析表

故障现象	故障原因分析	故障的排除方法
1. 排气压力过高	①系统中有大量空气不凝性气体； ②冷凝器冷却水阀门或水量调节阀未开； ③进入冷凝器的水量太小或水温过高； ④冷凝器水管积垢太厚或风冷式冷凝器积灰太厚； ⑤系统中制冷剂量太多； ⑥排气管阀门未开足贮液器进口阀开得过小	①放空气； ②打开相应的阀门； ③采取措施，增加供水量； ④清洗冷凝器； ⑤把多余的制冷剂从系统中取出； ⑥开足有关阀门
2. 排气压力过低	①冷却水温太低或水量过大； ②压缩机排出阀或管路有严重的泄漏； ③系统中制冷剂量不足； ④能量调节机械调节不当，使部分气缸停止工作，排气量减少	①调整供水量； ②调换排气阀片，检漏管路； ③补足制冷剂量； ④调整能量调节机构，使其他正常工作
3. 吸入压力过高	①膨胀阀开度过大； ②膨胀阀有毛病，或感温包安装时没有贴紧蒸发器管壁； ③系统中的制冷剂量过多； ④热负荷过大； ⑤吸气阀片断裂或泄漏； ⑥高低压腔间的垫片被击穿或能量调节机构工作不高； ⑦压缩机转速太慢	①正确调整阀的开启度； ②调换膨胀阀，并正确安装感温包； ③取出系统中过多的制冷剂量； ④设法减小热负荷； ⑤调换阀片或检漏修复； ⑥换垫片，调整能量调节机构； ⑦检查皮带或传动机构
4. 吸入压力过低	①膨胀阀开度过小，过滤器堵塞、节流孔冰塞、感温包内充注工质泄漏； ②吸入阀未开足； ③液管堵塞，出液阀或液管上其他阀未开足，过滤器堵塞； ④系统中制冷剂量不足； ⑤系统中循环的润滑油太多； ⑥蒸发器霜层过厚	①有针对性地排除膨胀阀的故障； ②开足吸入阀； ③排除堵塞或开足有关阀门； ④添加制冷剂； ⑤检修分油器的回油系统，使回油恢复正常，并放出多余的润滑油； ⑥对蒸发器融霜

（续表）

故障现象	故障原因分析		故障的排除方法
5. 压缩机有杂声	气缸部分	①余隙太小，活塞撞击阀板； ②连杆小头因磨损而间隙过小； ③阀片断裂落入气缸或高压阀座螺钉松脱，断裂，落入气缸； ④系统内润滑油过多而产生液击； ⑤吸入液体制冷剂造成液击	①调整余隙； ②修复，调整间隙； ③取出碎片或落入物，并修复损坏部件； ④检修润滑油系统使之正常工作； ⑤调整系统的工作情况，以保证吸入的是制冷剂气体
	曲轴箱内	①连杆大头轴承或主轴承因磨损间隙过大； ②连杆螺栓螺母松动	①修复并调整间隙； ②旋紧螺母
	其他部分	①飞轮键槽与键的间隙过大； ②皮带太松或弹性联轴节的弹性圈磨损； ③压缩机、电动机的底脚螺钉松动； ④油泵齿轮因磨损而松动	①调整间隙； ②上紧皮带或调换弹性圈； ③上紧各底脚螺钉； ④检修或调换齿轮
6. 压缩机无法启动或启动后立即停车	电动机	①电源未接通，保险丝烧坏，或电压太低，或电路断线； ②电动功率不够或过载，或电机有故障	①检修电路； ②调换电机或检修电机
	压缩机	①压缩机卡住或咬死； ②因不能建立正常的油压，造成油压继电器动作，切断电源	①检查卡死、咬死的部位，并排除它； ②检查油路，并使之恢复正常
	制冷系统方面	①压缩机排气截止阀未开，或冷却水阀、出液阀，或管路上其他截止阀未开，造成高压继电器动作而停车； ②电磁阀故障不能开启，低压继电器动作而停车； ③高低电压继电器的调定值调整不当或高压继电器未复位； ④油压继电器未复位； ⑤温度继电器调节不当或损坏，不能接通电磁阀的电路	①打开有关阀门； ②调换电磁阀； ③正确调整高低压的调定值，或让高压复位； ④使油压继电器复位； ⑤正确调整温度继电器或修复，调换温度继电器
7. 油压过低	①油压表损坏，或管路堵塞； ②曲轴箱内油量过少； ③油压调节阀调节不当，旁通量过大； ④曲轴箱内润滑油中溶有过多的氟利昂冷剂； ⑤油泵齿轮的齿隙或端面间隙过大； ⑥吸油管不畅通或过滤器堵塞		①换油压表，或吹通管路； ②添加润滑油； ③正确调整油压调节阀； ④关小膨胀阀的开度； ⑤调换或修复齿轮并调整间隙； ⑥吹通吸油管，清洗过滤器
8. 油压过高	①油压表损坏或数值不正确； ②油压调节阀调节不当，旁通量过小； ③排油管路堵塞		①检查压力表，并换新； ②正确调整油压调节阀； ③吹通排油管路

11.4 全封闭式压缩机制冷系统的故障检查

上面几节叙述了采用开启式压缩机为主所组成的制冷系统的故障分析，这些对采用封闭式压缩机的制冷机而言，也有着普遍的共同性，绝大部分是适用的。但封闭式机组与开启式机组的检查方法是有区别的，主要是特殊在封闭式压缩机上。封闭式机组制冷机，由于压缩机和电动机都封闭在一个薄钢板做成的壳体(泵壳)中，泵壳上的吸、排气管上又不装设吸、排气截止阀，检查故障时又无法装吸、排气压力表。同时，系统的管路连接是以焊接为主，很少使用(甚至不用)接头或接扣连接，其节流机构多数用毛细管。为此，给检查故障与修理带来一些困难。但它也有很多有利因素，即系统密封性好，制冷剂不易渗漏，空气又不易进入系统，泵壳里的冷冻油不易进入系统，使系统含油量少，制冷剂注入量适中，不易产生液击现象；对系统的清洁工作做得较严格、污物少，不易堵塞等。为此，它与开启式机组比较，产生故障的机会就少。而封闭式机组的最不利因素是，当电机的冷却条件一恶化，就很容易烧毁绕组。另一件麻烦事是，当电机绕组烧毁或压缩机的零件有损坏时，都需要剖开泵壳才能检修。

对于长久搁置未用的制冷机，在使用前最好检查电器线路(包括电机和电器)是否通地(俗称"碰壳")。必须测量对地性能好不好，因为电机和电器的受潮，绝缘老化以及绝缘损坏，都会造成通地故障。通地检查可用万用电表(低阻档)，校验灯(220 V、40 W 以下)测量，如果电阻较小或校验灯暗红时表示电器严重受潮应进行烘干处理。烘干后再用兆欧表测量其绝缘电阻，电阻大于 5 MΩ 时，即可使用。如果电阻为零或校验灯亮，即电器线路通地("碰壳")，应查出其通地部位。

封闭机组制冷机的故障检查方法，一般可按以下步骤进行。

1. 检查电机绕组

将电动机(包括主电机与风机电机)接线盒内的电源线拆下，分别检查电机绕组的故障，并附带检查电器线路的故障。检查分三方面进行：

(1) 绕组断线检查：若泵壳内的接线柱的接线头焊接不牢或锁紧不牢，在长期使用中就会松脱或者断线，另外，可能是由于匝间短路、通地等而造成绕组烧断等故障。

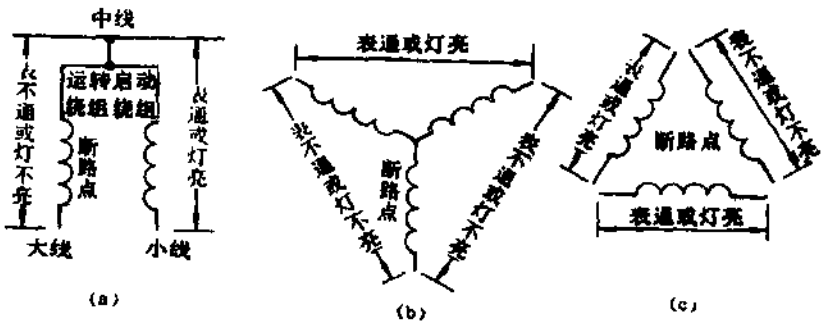


图 11-7 用万用电表或校验灯检查绕组断路

(a) 单相电动机；(b) 三相 Y 形电动机；(c) 三相△形电动机

检查单相或三相电动机断路时，可用兆欧表或用万用电表(放在低电阻档)、校验灯来校验

(见图 11-7)。对于星形接法的电动机,检查时需每相分别测试;对于三角形接法的电动机,检查时必须把三相绕组的接线头拆开后,再每相分别测试。测试时,哪一相表不通或灯不亮即为这相断路。泵壳内断路需剖开泵壳检修。

(2) 绕组通地检查:电动机绕组通地("碰壳")。电动机绕组受潮,绝缘老化或绝缘损坏(包括绕组烧毁),都会造成通地故障。

检查通地故障可用万用电表(低阻档)、校验灯(220 V、10 W 以下)按图 11-8 逐相检查。如果电阻较小或校验灯暗红则表示该相绕组严重受潮,应进行烘干处理。烘干后用兆欧表测定其绝缘电阻,电阻大于 5MΩ 时,即可使用。如果该相电阻为零或者校验灯发亮,则该相为通地相。泵壳内电机绕组通地需剖开泵壳检修。

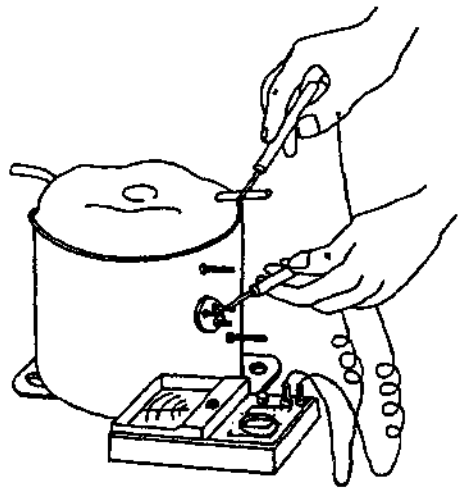


图 11-8 用万用电表检查全封闭压缩机电机的绕组通地

(3) 绕组短路检查:绕组短路包括绕组匝间短路,绕组烧毁,绕组与绕组间短路,极相组间短路和相间短路。

检查短路可用兆欧表或万用电表检查相间绝缘;用兆欧表或万用电表检查任何两相绕组间绝缘电阻。如绝缘电阻很低,就说明该两相短路。

如电动机绕组的相间短路,绕组烧毁,则都要重绕线圈。

2. 检查压缩机

电动机经上述三方面检查后,若无故障,一般就能通电源运转。若电动机启动不起来,并有"嗡嗡"响声,这是压缩机故障,即运动件"咬煞",或零件"搁煞"。就要剖开泵壳检修。若能运转,则可继续观其能否制冷。

3. 检查制冷剂

如机器运转无冷量或冷量不足,可再听听毛细管的气流声是否正常,然后将泵壳上的加制冷剂管封头锯掉,将系统内制冷剂放掉,焊上φ6紫铜管一段,并套上接扣,胀好喇叭口,接上关闭阀,若泵壳上有关闭阀,就不需另接管及阀。若是制冷剂少了,可先补加点制冷剂校冷,并在关闭阀上装一只低压表,观察其吸气压力值。若是制冷量能达到,必须用肥皂水或检漏灯查漏。特别要注意泵壳的接线柱的渗漏,查出漏点应补好漏方可结束。

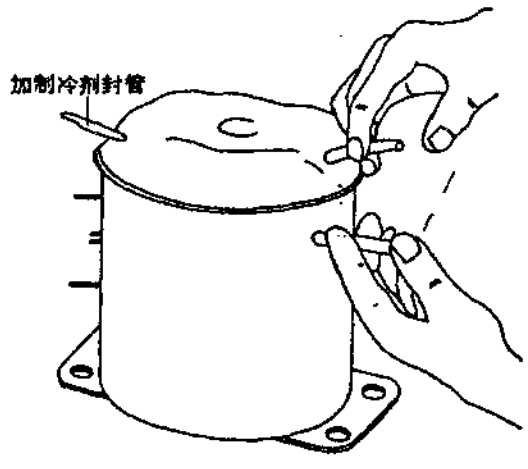


图 11-9 土法检查压缩机效率

4. 检查压缩机效率

若加制冷剂无效,可将制冷剂抽出(另用压缩机抽),割断泵壳上的吸、排气管,然后接电源运转,用手指按住排气管让压缩机压气,当压气至手指按不住气压,再用手指按住吸气管感觉有吸力,一般认为压缩机是可以用的,如图 11-9 所示。

5. 检查系统是否堵塞

若压缩机效率尚好，看来是系统中的故障了，此时必须检查毛细管，过滤器是否堵塞。可用压缩空气（最好用氮气）吹试，看其是否畅通。

经以上的检查步骤，一般就能找出故障的根源。但经验告诉我们，封闭机组的故障多数是发生于压缩机上（包括电动机），为此，要细致耐心的检查，就不难查出其结果。

11.5 故障分析实例

任何故障分析，实际上是制冷技术综合性的运用。分析故障的方法是掌握系统参数变化规律和特点，采用层层分析，缩小疑点，从而找出故障发生的根本原因。

下面举出部分实例，供分析事故参考。

（1）一台 P-2 型冷风机，用于空调降温。设备运行一段时间之后，发现降温慢，效果较差，在不开通风的情况下，蒸发器结霜不均；液体管较热，膨胀阀有间断"嗞嗞"声。试分析这一故障的主要原因。

根据上述故障特点，首先考虑蒸发器结霜不均这一现象产生的可能性，一是蒸发器供液不足或供液受堵，二是传热面不干净，三是蒸发器中有油存在。其次考虑膨胀阀有叫声，这一现象又说明供液管不堵，其叫声只能由系统制冷剂少或供液管阻力大产生提前汽化所引起。再次，供液管发热现象又与冷凝器内液体制冷剂多少有关，可能是制冷剂太少，使过热蒸气进入供液管。

上述三个方面的分析，都与制冷剂偏少有关。因此，故障原因肯定是制冷剂少。由于制冷系统缺乏制冷剂使蒸发器结霜不均匀，膨胀阀出现叫声，吸气管不发凉，而供液管因过热蒸气窜入而温度升高。针对产生故障原因所在，补充制冷剂，并对整个系统用校漏灯查漏，然后投入运行，使反常现象全部克服。

（2）一台老系列 2AL15 型氨制冷机，用于空气调节。平时排气温度在 89～92℃之间，比较稳定。其后，发现排气温度为 112℃，缸壁温度也高，有些烫手，试分析这一故障产生的原因。

对于分析来自温度变化方面的故障，必须弄清两个问题，温度为什么会变化，如何变化？是逐步改变还是突然改变？排气温度的升高与气阀阀片击碎、蒸发压力过低、气缸冷却水未开、高低压窜气等因素有关。上述四个因素中，唯一能与本例现象有联系的是气阀阀片击碎，这是因为高、低压窜气所引起的排气温度升高是逐步的，不会是突然的。气缸冷却水及蒸发压力小所引起的排气温度升高是表面的，很容易发现。为了证实上述分析的正确性，再对制冷机作启动检查，其结果蒸发压力并不是过低，而是偏高，待蒸发器停止供液时，蒸发压力下降缓慢。这些现象表明，蒸发器产气量大于制冷机吸气量，因而无能力把它抽走，所以蒸发器中压力偏高。

由于制冷机吸排气量都低于正常的吸排气量，所以问题在吸、排气阀片上面，是吸气还是排气阀片呢？在哪一个气缸呢？从本例排气温度为 112℃来看，显然是吸气阀片击碎所致。再根据直流式气缸结构特点，由此判断最热的一个气缸中的吸气阀片坏了。

根据分析，可作拆缸检查，打开气缸盖，果然是吸气阀片破裂。由于吸气阀片破碎，活塞的往复运动，不能使气缸吸、排气，制冷机吸气量也突然下降，相反蒸发器蒸发量拥挤，造成蒸发压力高。由于吸气阀片破裂，缸内部分制冷剂排不出去而来回循环压缩，所以气缸壁发热，排气温度也就上升。故障找到后，清洗更换阀片，排除修理部分空气后，制冷机恢复正常。

(3) 一台 2F10 型氟制冷机组，用于空调，配有 FP 型高、低压继电器，由于检修轴封，修毕后需要排出曲轴箱空气，关闭排气阀，开启排气多通用孔，进行抽空运转，结果突然停车，启动不起来，试分析产生故障的原因。

对于制冷机不能启动的故障，首先把怀疑重点放在电气部分，经对电路、保险、磁力启动部位检查后，电气部分未发现问题，再试启一次，仍然无效。再将怀疑重点放在机械部分。制冷机启动不起来，机械部分不外乎是抱轴，或者其转动部分卡住。经盘车，飞轮转动没有抱轴或卡住的现象，最后怀疑继电器，打开继电器外壳，发现继电器启动时，触头不能闭合，因而启动不灵。

通过这一故障分析可知，对于配有低压继电器的制冷机，在充氟、检修、加油、抽空时吸入阀总是呈关闭状况，运转时制冷机吸气压力很低，当达到继电器低压停车压力值时，继电器即发生作用而停车。这时，如果低压不给以压力，要启动是不行的。

(4) 一台 D-8 低温箱，配备 2F6.5 型两台制冷机，同一电机带动。刚开车后，R22 高压表上升，很快达到 1.47 MPa 左右，运转一段时间后，R22 高压表下降到 1.176 MPa 左右摆动，R13 高压达到报警压力，试分析 R13 报警的原因。

对于复叠式低温箱制冷的分析与单级压缩制冷的故障分析基本相同。但是，低温箱是由两个单独的制冷系统组成，它们之间互相联系，又互相影响，低温箱出了故障之后，不要只着眼于一个系统，要努力找出故障主要是由哪一个系统出问题所引起。

根据低温箱结构特点及上述故障特征，R13 高压报警，说明 R13 冷凝不好，而 R13 的冷凝好坏又和 R22 制冷系统发生直接关系，所以 R13 高压报警，应从 R22 出现的反常现象来分析。

R22 在启动后高压较高，其原因可能是 R22 系统有空气，或者冷却水少，使 R22 高压升高。但是 R22 系统如果有空气，就不会在运行以后高压下降。因此，对有空气的疑点应否定，水的疑点还不能排除。为了便于检查，在 R22 低压多用孔接一压力表，结果观察其低压为 0.196～0.245 MPa。然后再摸气缸盖上面很烫，吸气口也热，这是什么原因造成的呢？只有在高低压腔窜气，或气阀阀片击碎才有可能出现上述反常现象。为了证实上述推断的正确性，关闭吸排气阀及油分离器回油阀，打开缸盖，发现高低压垫子打穿，再检查 R22 冷凝器冷却水水压过低。

分析结果证明，造成 R13 系统高压报警，主要原因是 R22 冷凝器冷却水少所引起。由于水少，使 R22 刚启动后，高压就高。因为高压增高，把 R22 制冷机阀板组上的高低压间垫子打穿，R22 高压窜入低压，引起气缸盖上发热和 R22 吸气压力升高到 0.216～0.245 MPa。又由于 R22 制冷剂在制冷机中自身短路循环，流经系统的循环量下降，导致 R22 制冷系统产冷量降低，很自然 R13 高压过热蒸气冷凝不下来，而最终造成高压报警。

(5) 一台 4AY15 型氨制冷机，皮带传动，在运行中发出频率较低的“轰轰”声。声音由小变大且连续，试分析这一故障原因。

在分析处理来自响声方面的故障时，一定要警觉性高。首先判断声音从何而来，若是从气缸中来应立即停车，避免发生意外事故。往往从气缸中来的声音是间断性的，而连续性的声音多为皮带轮或电机的故障所起的。

根据本例的特点，声音为连续性的，低频的。为了进一步说明响声来自于皮带轮，可将吸入阀关闭，如声音由大到小，而最后正常。这样反复两次，即可以肯定故障就在皮带上。由于皮带过松，在负荷稍有变大的情况下，皮带与皮带轮槽之间产生相对摩擦而发出响声。除用上述方法检查以外，还可用一根小铁棍或大螺丝刀，用手握牢压在皮带上，就可听到声音的消失。

处理方法是调整皮带的松紧度，若是皮带轮槽有油打滑应将油擦干净，或者用松香粉撒于皮带轮槽上以增加摩擦力。

(6) 一台 2AL15 型氨制冷系统，配备立式冷凝器，为空调服务。经系统大修后投入运行，结果发现冷凝压力过高(达到 1.274 MPa，平常为 0.98 MPa)，超过正常的冷凝压力，制冷机排气压力表指针摆动，且摆幅较大而缓慢，排气温度正常，试分析冷凝压力过高的原因。

首先抓住冷凝压力过高的特点，逐个否定凝点。冷凝压力过高的原因较多。如冷却水少、系统中有空气、传热面污垢严重、出液管堵塞、冷凝器液位高等。

由于系统刚大修传热面有污垢应予否定。对于液体管堵塞，检查时未发现堵塞现象。从运行记录来看，发现蒸发压力稳定，冷凝热负荷也没有增加。因而最后把疑点集中在冷却水及系统有空气上面。为了弄清楚冷却水大小，测得冷却水进水温度为 20℃，出水温度为 23.5℃，即进出温差为 3.5℃，很正常，水量不小。按照冷凝器出水温度应比冷凝温度低 5℃的计算，$t=23.5℃+5℃=28.5℃$，利用 t_k，可以查出氨在相应于 t_k 下的饱和压力为 1.1149 MPa，换成表压力为 1.0168 MPa。

上述计算表明，正常的冷凝压力应为 1.019 MPa 左右，而现在的冷凝压力为 1.274 MPa，显然太高，由此可以肯定，冷凝压力升高是空气引起的。由于空气在冷凝器中占有一定空间(约占 18%)，于是排气压力表呈"拔河"式摆动。

系统有如此之多空气，就必须找出空气从何处进入系统。经过检查，原来大修后，充氨前夕，表管中有一小孔未被发现，当系统抽空时，经过两个小时才充氨，这样空气沿小孔进入系统，使冷凝压力过高。此时须先堵漏，然后尽可能将蒸发器内空气抽入冷凝器或贮液器中。对于大量的空气存于系统，可从冷凝器上端放空阀放出(冷凝器需停止工作约 20 min)。由于空气在氨气上面，故放空时，开始略有氨味，然后氨味变淡，最后氨味变浓时关闭放空阀，剩余少量空气可以通过空气分离器放出。

(7) 一台 2F10 型制冷机组，使用工质为 R12，用于冷饮，高压表为 0.647 MPa。低压表 0.0196 MPa，排气温度达到 100℃以上，蒸发器为自制品。试分析排气温度过高的原因。

从上面所反映的情况来看，高压表指示的压力，若用深井水或城市自来水，其压力值是属于正常的。很显然，排气温度很高，是由于低压太低所引起，对于 R12 系统，当低压为 0.0196 MPa以下，排气温度可能达到 100℃或更高一些。那么问题的关键，用于冷饮的制冷系统的低压，为什么这样低，这就是问题所在。

用于冷饮，制冷系统可按空调工况的参数运行，即 $t_0=0\sim5℃$，相应蒸发压力为 0.206～0.255 MPa才能算正常。那末蒸发压力为什么调不上去？

首先检查制冷剂是否足够，电磁阀、膨胀阀工作均良好。在调节膨胀阀时，发现无论如何放松调节弹簧力，其低压上升后，马上又降低而且吸气管结霜，排气温度下降，有液击之趋势。一会儿又下降到 0.0196 MPa，这种现象表明，膨胀阀感温包所感应的温度很低，膜片上的力很小，以至于不能克服膨胀阀静装配过热度，膨胀阀自动关闭，或开启度极微，致使低压很低，也调节不上去。

为了彻底弄清低压过低的毛病所在，只得分析制冷机产冷量与蒸发面积的关系。如果蒸发面积过小，则制冷机只有改变工况来适用面积过小的需要。经过实测蒸发面积约 5 m^2。而 2F10 型制冷机在空调工况下，需要配备约 9 m^2 的蒸发面积才够。由此可以看出：上述故障的根本原因是自制蒸发面积太小，不适应制冷机能力的需要，最后只有迫使制冷机改变工况降低蒸发压

力与温度来适应蒸发面积的大小。这是很不经济的，应增大蒸发面积或扩大用冷使用范围。

(8) 一台 D-8/0.4 型低温箱，用了一年之后，低温箱就不冷了，试分析故障原因所在。

对于类似降温缓慢、产冷量下降的故障，着眼点应首先放在制冷剂是否足够的问题上。由于 D-8 低温箱分别由两种制冷剂进行工作。因此，两种制冷剂是否足够呢？都应着手检查。测得环境温度为 14 C，R22 高压为 0.647 MPa，R13 高压为 0.676 MPa，从两级高压表的读数和环境温度的大小来看，证明两级的制冷剂是足够的。

为了进一步判断产生故障的原因，可以作运行检查，按启动程序使低温箱运转。启动后，R22 系统工作很好，R13 从蒸发器出来的管道慢慢结霜，但 R13 膨胀阀后无冷效应。由此看出 R13 蒸发器供液已停止。为了弄清是膨胀阀、电磁阀堵塞，还是过滤器堵塞。松开电磁阀出口接扣，立即有制冷剂喷出，到此故障点已基本判明。停车，关闭膨胀阀前后截止阀，卸下 R13 膨胀阀，将阀杆手动开到最大位置。用嘴作吹气试验，仍然不通。卸下的膨胀阀，温包在环境气温的感受下，应该常通。最后拆下膨胀阀气箱盖，用手指撳一下膜片，能使膜片移位，再将温包放于 30 C水中，仍然能撳得动，因此，故障产生的根源，是由于温包内膨胀剂漏光。温包内无压力，致使膨胀阀处于常闭状态，蒸发器内无 R13 液体蒸发，制冷已基本停止，故低温箱不冷。

(9) 有一连续生产的冻结间，是重力供液系统，货物进库 4 h，降温比较正常，4 h 后库温不降反而上升。压缩机的吸气压力下降，吸气温度上升。

从上述现象可判断，冷间供液量少，应开大膨胀阀供液。增加供液量后，压缩机的吸气压力微升，低压贮液桶回液较快，而且机器的吸气温度下降较快。如不及时停止供液，压缩机就要发生湿行程。

从处理的情况看，液体供不到蒸发器内或供进去很少。根据常见故障发生情况，可判断是蒸发器排管内、外油污或霜层太厚的原因所致，可进行热氨融霜处理。

融霜后，开启回气阀、供液阀，并开启膨胀阀，冷间继续降温。降温十分钟后，压缩机的吸气压力还是微升，而吸气温度下降较快，低压贮液桶回液较快。如不及时停止供液，压缩机将要出现湿冲程。

根据上述情况，经进一步分析判断，还是供液管路有堵塞。在哪段管路中出现的堵塞呢？氨液分离器前的供液管路看来是通的，开膨胀阀后液体很快就回来了。氨液分离器后的供液管路经过热氨冲霜也是通的。只有氨液分离器的出液管没有处理了。因此，通过热氨冲霜管向氨液分离器内加压，进行放油和排液工作。经处理后，再开冷间的回气阀和供液阀降温，几分钟后，压缩机的吸气压力明显升高，而吸气温度慢慢下降，库房温度也随之下降，故障已经排除。

经过处理以上故障，我们可以知道，氨液分离器的出液管被油堵塞，使液体供不到蒸发器内。在第一、二次处理时，由于氨液分离器出液管被堵塞，开膨胀阀后，氨液分离器中的液体从回气管中被吸回，致使压缩机吸气压力微升，而吸气温度下降很快，如果不注意调整，压缩机就要发生湿行程。

冷间降温的前 4 h 较正常，后来就不正常了。其原因是 4 h 后用排液桶供液，排液桶的油未及时放出，供到氨液分离器去，造成了出液管被油堵塞。

第十二章　制冷设备的检修

制冷设备能否处于完好的运转状态，主要取决于能否正确合理地进行操作管理与正常的维护检修两个方面的工作。制冷设备经过一定时间运行后，各运动部件与摩擦件都会出现相应的摩损或疲劳，有的间隙增大，有的丧失工作能力。静止的设备亦因腐蚀、震动、结垢等因素而影响正常工作，检修的目的，就是对制冷系统的部件进行拆卸清洗和测量检查，观察部件的磨损或损坏的情况，用修理或更换零部件的办法，恢复零部件的运转性能，以保证制冷设备的正常运行。

12.1　制冷压缩机的检修

压缩机在运转过程中，运动机件的磨损或损坏是有一定期限和限度的。如果磨损超过一定的限度，不及时检修，发展到一定的程度，压缩机会突然发生故障，迫使停机进行事故检修，为此对压缩机要实行有计划的检修。

12.1.1　检修内容

检修一般可分小检修、中检修、大检修三种。具体检修内容见表 12-1。

表 12-1　活塞式制冷压缩机检修的时间与内容

主要部件名　称	小检修修理周期约 700 h 主要工作内容	中检修修理周期约 2000～3000 h 主要工作内容	大检修每年一次 主要工作内容
阀片与阀	检查清洗阀片，并调整其开启度，更换损坏的阀片、弹簧及其他零件，试验阀的密封性	检查测量余隙，并进行调整，检修或更换不严密的阀	检查修复和校验各控制阀、安全阀；更换填料，必要时应重新浇铸轴承合金或更换新阀
气缸与活塞	检查气缸的光洁度，清洗缸壁污垢	检查气环、油环的锁口间隙，环与槽的高度，深度的间隙，严重的应更换新的活塞环；检查活塞销的间隙及磨损状况	测量活塞的磨损度，需要时浇铸轴承合金层修复，以适应配合尺寸，必要时更换新活塞以及相应的活塞环。检查活塞销和衬套或更换新品
曲轴和主轴　承		测量各主轴承间隙，需要时应修整	测量曲柄扭摆度、水平度、主轴颈与连杆轴颈的平行度，以及各轴颈的磨损度（椭圆度和圆锥度）和裂纹，以便修整或更换曲轴。修整主轴承或重新浇铸轴承合金
连杆和连标轴承	检查连杆螺栓和开口销、防松铁丝，有无松脱、折断现象	检查连杆大小轴瓦和小头衬套；测量配合间隙，需要时应进行刮拂修整	依照修复后的连杆轴颈修整连杆轴瓦，或重新浇铸轴承合金。检查连杆大小头孔的平行度和连杆本身的弯曲度，加以修复

（续表）

主要部件名称	小检修修理周期约700 h 主要工作内容	中检修修理周期约2000～3000 h 主要工作内容	大检修每年一次主要工作内容
轴封		检查调整轴封器各零件的配合情况，清除内部和进出油道	检查摩擦环和橡胶密封环与弹簧的性能，必要时应进行研磨调整或更换新品
润滑系统	更换润滑油，清洗曲轴箱和滤油器	清洗三通阀和润滑系统，检查油泵配合间隙	修整或更换油泵齿轮轴承和齿轮与泵腔配合间隙，必要时应更换新齿轮
其他	检查卸载装置的灵活性	检查电动机与压缩机传动装置的振摆度，检查压缩机基础螺栓和飞轮的加固情况	检查与校验压缩机的控制仪表和压力表，清除水套的水垢

12.1.2 压缩机零部件的检查和测量

1. 检查气缸余隙

将一定粗细的软铅保险丝放置在活塞顶部，前后左右共放四处（点），装好排气阀组、安全压板弹簧，盖好气缸盖，转动飞轮 1～2 圈，然后取出保险丝，用外径千分尺测量其厚度，取其四点的平均值即为活塞死点间隙。然后与说明书死点间隙比较，找出偏差修理的处理。

2. 活塞与气缸的间隙

用塞尺测量活塞与气缸配合面的上、中、下三个部位的间隙，测量时仍然分四点进行。为了精确起见，当上述测量完毕之后，将活塞环全部取出，再作一次测量，并记录测量数据，以供分析参考。

气缸（或气缸套）的椭圆度和圆锥度是用内径千分表，分上、中、下三个部位进行测量的。

经过上述测量，即可确定活塞和气缸是否需要检修或更换。若气缸（或气缸套）磨损比原气缸标准尺寸大 0.15～0.25 mm 时，必须进行检修。或者是气缸与活塞的间隙超过 0～0.6 mm 时也应进行检修，当活塞最大磨损在 0.3～0.35 mm 时，应更换活塞。

检修时如果气缸尺寸加大，则活塞、活塞环也相应加大。一般情况，加大的值以 0.25 mm 为加大 1 级，0.5 mm 为气缸加大 2 级。

3. 检查活塞环

将活塞连杆组取出气缸之外，用塞尺直接测量活塞环与环槽的轴向间隙。而活塞环的锁口（也称搭口）间隙，是活塞环放入相当于气缸公称直径的量规（按基孔制二级精度的孔公差制造）中，用塞尺测量的。

在运行过程中，活塞环丧失工作性能是常见毛病之一。活塞环一般不进行修理，当有下列情况之一时就应进行更换。

（1）活塞环在工作状态时的锁口间隙，超过 $0.004D^{+0.3}_{0}$（直径 D 小于 120 mm）和 $0.004D^{+0.3}_{0}$（直径大于 120 mm）时，应进行修理或更换。

（2）活塞环高度（轴向）磨损超过 0.15 mm。

（3）活塞环厚度（径向）磨损超过 1 mm。

(4) 活塞环与气缸接触面小于圆周长三分之二，其他不接触部分与气缸壁间隙大于0.03 mm。

(5) 活塞环端面翘曲度超过0.04～0.05 mm(活塞环的直径越小，其端面翘曲度要求就越小)。

(6) 活塞环重量减轻了10%或丧失弹力。

4. 检查连杆大小头轴瓦

(1) 连杆小头轴瓦与曲柄销中心线的平行度的测量是在装有连杆的曲轴，放在专门校正好的装置上进行的。用千分表测量活塞销的倾斜度(曲柄销在最低、最高位置各测一次)测得的差值，判断两个中心线的平行度。如果倾斜度过大，说明连杆弯曲。平行度在100 mm长度上不大于0.03 mm。

(2) 连杆小头孔与端面的不垂直度，在100 mm的长度上不大于0.05 mm，否则需要检修。

(3) 连杆螺栓孔的不平行度在100 mm长度上不大于0.02 mm。

(4) 连杆大头轴瓦与曲柄销的间隙测量，一般用压铅法进行，对于小型冷冻机，其间隙过小，可用千分表直接测量大头轴瓦的内径与曲柄销的外径，以此确定间隙的大小。

(5) 连杆大小头孔的轴线的不平行度，在100 mm长度上不大于0.05 mm。

5. 检查曲轴

(1) 曲柄销轴线与主轴颈轴线的不平行度的测量是在车床上，以主轴颈的两端中心孔为基准，在100 mm长度上不大于0.02 mm，否则应检修。

(2) 检查主轴颈及曲柄销的椭圆度和圆锥度。测量主轴颈的磨损是用外径千分表在距轴肩或轴承边缘10 mm处进行。如果主轴颈有椭圆度，可使轴在运转中由于中心线位置在变动，而产生轴的径向振摆。这不仅破坏了制冷机工作的稳定位，同时也会使主轴承加快磨损。另外，如果主轴颈有圆锥度，曲轴将产生轴向位移，使制冷机主轴承受很大的轴应力，同时也是加速轴承磨损的一个原因。因此主轴颈是不允许出现圆锥度的。一般情况，曲柄销和主轴颈的椭圆度和圆锥度，不大于二级精度直径公差之半，否则应检修。

主轴颈表面对轴线的跳动量大于0.03 mm时应检修。

(3) 曲柄销比标准尺寸磨损超过0.25～0.30 mm时，应检修或更换。最大修理尺寸为0.5 mm。此时应更换连杆大头轴瓦。

6. 检查活塞销

用外径千分尺检查活塞销外圆柱面的椭圆度及圆锥度，当活塞销和连杆小头轴瓦的径向间隙超过0.001D时，其椭圆度、圆锥度超过直径公差之半时，应更换连杆小头轴瓦。

活塞销磨损比标准尺寸小0.15 mm时，应更换活塞销。

当活塞销孔轴线对活塞轴线的不垂直度，在长度100 mm上大于0.2 mm时，应进行检修或更换。

7. 气阀的检查

气阀的检查主要是测量吸、排气阀片的开启度以及关闭的严密性。如果开启度过大，则阀片运动速度大，阀片容易击碎；如果开启度过小，则制冷剂蒸气通过阀片的阻力增大，影响吸、排气效率。阀片开启度与压缩机的转速有关，一般转速越低则开启度越大；反之，转速越高开启度越小。阀片开启度的测量是用深度尺或塞尺均可。阀片的密封性考查，是用煤油作渗漏试

验进行的。

当阀片有轻微磨损或划伤时应重新研磨和检修。

当阀片磨损使其厚度比原标准尺寸小 0.15 mm 时应更换。

8. 检查轴封

(1) 轴封装置良好时，不需拆卸。因轴封零件每拆一次就变动一次位置，加之轴封橡胶圈被冷冻油浸泡发胀，拆后不再恢复到原来尺寸。轴封换油，可拆卸轴封室上下接头，直接灌油清洗。

(2) 轴封装置内两个摩擦面平行度偏差超过 0.015～0.02 mm 时，应检修或更换。

(3) 轴封漏油每小时超过 10 滴时，应拆卸检查，并仔细研磨密封面。对于橡胶圈因老化、干缩变形，丧失弹性和密封能力时应更换。

9. 检查卸载机构

(1) 在拆卸气缸套时，必须检查气缸套转动环的顶杆是否能灵活上下滑动。转动环锯齿形斜面是否磨成凹坑，如果有轻微磨损，可用锉刀修正，伤痕太大应更换。

(2) 检查顶杆的磨损情况。当顶杆的长度不能使卸载机构卸载时应更换顶杆。

(3) 当推动气缸套的转动环时，推杆凸圆磨损比原尺寸少 0.5 mm 时应更换。

(4) 卸载机构油活塞弹簧丧失弹性时，应更换。

10. 润滑装置的检查

用内外径千分尺测量齿轮油泵的径向间隙，再用压铅法检查油泵齿轮端面间隙。

(1) 在油泵工作正常的情况下，油泵装置最好不拆卸检查。

(2) 油泵齿轮与泵体及泵盖之间的侧面和径向间隙大于说明书所规定值时应检修。齿轮的齿廓工作面剥蚀变形、啮合不好时，需检修或更换。

(3) 油压调节阀阀针磨损，不能满足油压调节的需要时应检修。

11. 仪表和安全弹簧的检查

(1) 高低压压力表，油压表是用来监视制冷机运行情况的仪表，不允许失灵，其精度等级不应低于 2.5 级。如果指示误差超过表的精度等级乘以表的最大刻度值的正负允许差值时，应校验或更换。

(2) 温度计指示误差超过标准温度计正负 1℃时应更换。

(3) 将整台压缩机各气缸上的安全弹簧在平板上比较，或与新弹簧在平板上比较，如果自由高度缩短太多(5～10 mm 以上)，说明弹簧退火了，要进行修复或换新弹簧。若弹簧有裂纹必须更换新弹簧。

12.1.3 压缩机的零部件修理

磨损的零部件，应本着力求节约的精神进行修复。其中最容易磨损的零部件有前后主轴承、连杆大小头轴瓦、活塞环、阀片及轴封装置等，下面就这些零部件修复工作介绍如下。

1. 主轴承

主轴承分为滚动、滑动轴承两种。老系列制冷机中多数采用滚动轴承，它的修理比较简单，不能用时只需换新件即可。更换时往往会遇到拆卸困难，可用皮带拉头或破坏轴承的方法进行拆卸，但切勿损伤主轴颈表面及其相对的形位公差。装配时检查过盈量，如过盈量大，可用温差度装配法：先用金相或零号细砂纸打磨主轴颈，除去毛刺或浮锈，然后将轴承放入 80℃左右的

油池中加热，待轴承加热后轴承孔胀大时即可装配。

除滚动轴承外，在制冷机结构中广泛采用了滑动轴承，这类轴承的修理是以刮为主的研磨技术，刮研时要着色找点，两端的点子要密，中间的点子要略疏一些。接触面达到贴合要求后，压铅加垫找间隙，其间隙要求应符合产品说明书或间隙表的间隙标准。在正常运行中，只要装配适度，保持良好润滑，磨损也不会十分严重。因而3～4年内可以不作大的检修，对于新系列制冷设备多采用薄壁轴瓦，由于没有多少刮研余量，通常超过间隙就予以更换。

2. 连杆大小头轴瓦

连杆大小头轴瓦的修理，仍然是以刮研为主。将大头轴瓦夹持在虎钳上，要求水平，用三角刮刀，刀口与刮削面成30°角，吃刀量不能太深，从轴瓦对剖分面边缘向中心刮削。在油槽附近5 mm处要求贴合面大，以减少润滑油的泄漏，或不能形成油膜。当轴瓦与曲柄销对研色找点时，曲柄销必须放置水平，或者将曲轴装在已修好的前后轴承上水平放置，切忌倾斜或直立安放，否则轴瓦要刮偏。刮研中要求点子大小要均匀，刮后应达到在25 mm×25 mm的面积上有19～25点。若同一轴上有几副轴瓦，则每副轴瓦之间点数，点子的大小应尽量一致，不宜悬殊过大，否则也会烧瓦。轴瓦刮研好后，一般用增减剖分面间的垫片来保证其间隙要求数值。在调整中垫片的总厚度一般不宜超过0.3 mm，过大将影响质量。然后将各轴瓦对号入座，装配在曲柄销上，旋紧连杆螺母（最好用测力扳手），使各螺母紧度一样。最后分别将各连杆，从水平位置上轻轻放下，如图12-1所示。如果连杆缓缓绕着轴线向下转动，且到铅垂位置时无多大来回摆动，即可认为轴瓦刮研良好。

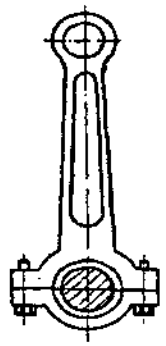


图12-1 标杆大头轴瓦松紧示意图

连杆大头轴瓦可以沿轴向有平行移动，但不能扭动，否则说明轴瓦刮偏或曲柄销有严重的椭圆度、圆锥度。一般说来，一副轴瓦上半瓦点子比下半瓦多些为好。对于上半轴卡或下半轴瓦本身而言，轴瓦顶部点子也应比轴瓦的两侧部和两端部的点子稀疏一些。总之，各轴瓦的点子稀密最好一致，否则运行中势必要烧点子密的轴瓦。

当连杆活塞装入气缸时，也可进一步检查轴瓦的刮研质量。从活塞顶部用塞尺检查活塞与气缸的间隙，如果间隙不均，则说明轴瓦偏了，需要纠正。对于气缸布置形式为V或W型，则从活塞顶部观察，因为重力作用关系，上、下、左、右四点中，下一面可能没有间隙，但左右不应有间隙不均的现象。

对于薄壁轴瓦，由于合金层很薄（不到1 mm），只有极微的刮研量，故磨损到一定程度后就应更新。

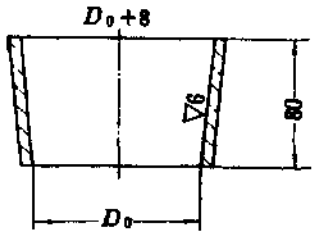
3. 气缸、活塞、活塞环

当气缸缺油或其他原因被烧后，缸内表面会出现毛刺或径、轴向伤痕，这称为气缸“拉毛”，由于干摩擦而产生高温，局部地方产生脱碳现象，致使气缸镜面变毛变硬。如此种“拉毛”现象严重时，可采用珩磨恢复其镜面光洁度。如果珩磨还不能恢复，就必须镗缸，将缸径尺寸加大一级，然后再珩磨到镜面光洁度，此时活塞与活塞环也随气缸相应加大一级。

对于一般轻微的气缸“拉毛”现象，允许用条形油石拌煤油进行研磨。在研磨中，油石不能只停留在一个位置，应涉及整个毛面，当磨出气缸镜面之后，用标准活塞环推入气缸进行着色找点，然后再研磨，直到符合要求为止。

应该指出，镗缸、珩磨加大一级时，一般可按内燃机修理的规定准则进行，加大1级即指加

大气缸直径 0.25 mm，通常加大一级即可排除气缸“拉毛”现象。特殊情况下可加大 2 级即 0.5 mm，甚至可加大 3 级、4 级。按规定一般加大尺寸最好不超过四级。如果气缸直径加大很多，则应考虑下面的情况，即加大活塞，且不能只考虑单缸加大，否则曲轴将受力不均，容易造成事故。由于气缸加大，制冷机吸气量加大，对于电机功率、气阀、曲轴强度等都要综合考虑。新系列产品多采用气缸套的结构，当气缸套磨损严重时更新即可。



12-2　活塞环装卸套

活塞环在拆卸后，一般都很难按原位置装入气缸，所以有条件的应全部更换。如不全部更换，至少第一道环应采用新环。这是因为第一道活塞环接近顶部，润滑较差，受力严重，又处在高温条件下工作，所以磨损严重。

新换上的活塞环锁口间隙，略小一些问题不大，运行一段时间后，活塞环锁口间隙会增大，但应能满足活塞环因受热膨胀的间隙要求。

活塞连杆在装入机体之前应抹上冷冻油，活塞环锁口应错开，对于顺流式的制冷机切忌锁口正对吸气窗口，以免造成卡断活塞环或拉毛气缸事故。装配活塞连杆组时，可借助活塞环装卸套，如图 12-2 所示，缓缓装入气缸即可。图中 D_0 与气缸直径一致。

4. 轴封的修理

轴封是一个组合件，在修理中，对变形、老化失去弹性和尺寸的密封橡胶圈应更换。磨损和划伤的动、静密封环，就必须进行仔细研磨。

研磨技术除用于轴封摩擦面研磨外，对于阀片、阀座及各类阀门之阀芯、阀座都可适用。故刮研及研磨在制冷设备修理中，是使用广泛且难度较大的两项技术。

为使摩擦面或密封面获得满意的研磨效果，还须有一个较好的压砂平板。实践证明，用它研磨要求$\overset{0.2}{\nabla}$和平面度高的工作面，是行之有效的办法。所谓压砂平台是用 0.5 μm，1.5 μm 及 2.5 μm 的三种规格金刚砂，以强力嵌压的办法将它分别嵌入三个互相对研过的且精度达到 1 级的平板上，这些为数极多的具有坚硬锋利切削刃的微粒金刚砂，就被迫嵌入平板显微组织的石墨组织中，它们像一块具有无数切削刃具又达到 1 级平面度的平板，当零件往复地在平板上研磨时，受到金刚砂粒切削，这样研磨使其光洁度及平面度可以快速获得很高的表面精度。

压砂平板制作简单，将三种不同的金刚砂，分别盛于不同的容器，加汽油浸泡，分别洒在三个精度为 1 级的 400 mm×400 mm 的平板上。然后再用少许煤油抹平，加上一点硬脂酸酯，帮助润滑，涂抹均匀，用压铁（端面光度为$\overset{0.4}{\nabla}$直径约为 80 mm，长约 85 μm 的铁棒）来回压，直到金刚砂均匀嵌镶在平板表面，然后用布擦光即可看见暗灰色点状镜平面。

零件研磨时，可根据零件磨损或划伤的程度，分别在 0.5 μm，1.5 μm，2.5 μm 的平板上研磨（其中 0.5 μm 平板为精研磨，2.5 μm 为粗研磨）。开始来回直推，然后着力均匀地用∞字形研磨，就能达到$\overset{0.2}{\nabla}$以上光度。研磨后零件表面的不平度，可以用平晶或用零级刀口尺检验。前者可检验平面度达万分之几毫米的精度，后者可达到千分之几毫米的精度。氟利昂制冷机轴封用的非金属石墨环也可用它研磨。当压砂平板切削力减弱时，平板须重新压砂。

为使零件研磨均匀，应根据零件的特征，制作一胎具，一边研磨一边旋转。图 12-3 为 2AL15 型制冷机轴封动密封环研磨用的胎具。

如果条件较差，也可用毛玻璃（但一定要平）作平板进行研磨。这种研磨平板，金刚砂或研磨膏呈浮动状态，相对切削量小，故速度极慢，并且还有少许研磨料嵌入被研零件表面。在精研时必须用绸布或麂皮涂上研料和冷冻油在玻璃板上精研，这样才能达到$\frac{0.1}{\nabla}$光洁度。但是，这种方法研磨零件其平面性是较差的。

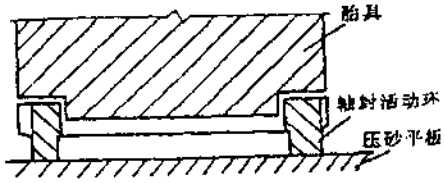


图 12-3　研磨胎具

轴封零件组装时，其摩擦面要抹冷冻油，以免初运行时因缺油干摩擦而发生烧伤故障。

5. 气阀

气阀组合件中，阀片及阀座的阀线为检修重点。所谓阀线是指阀片和阀座的密封线。如密封线上有凹痕或磨损时，也应研磨，研磨阀线是根据环形阀片的形状结构，车一个胎具，用研磨膏研磨，而阀片可在压砂平板上研磨。被研磨好后，组装的气阀，可用温度为 50℃的煤油作渗漏试验，3～5 min 不漏为合格。对于小型制冷机气阀组的密封性试验，可用皮碗逐个对着气孔，能吸住 10 s，即认为阀片与阀座的密封性能是可靠的。

如果密封线上有较深的伤痕，无法用研磨方法消除时，应将阀座或阀片予以车削或磨削，然后再进行研磨。如果遇到阀线缺口，可用焊补方法解决。

焊补系用锡铋合金焊条加焊接剂浓盐酸和锌，在被焊处先用丙酮洗涤数次，然后涂上焊接剂，用电烙铁将锡、铋合金焊条焊接在需要焊补的部位上。凡经过焊补的地方，往往焊料堆积，毛刺也多，因此必须加工和研磨，以达到零件加工要求为止。

阀片或阀座的阀线经多次车削、磨削及研磨后，其阀片升程要改变。因此对其他相邻的零部件要作相应的调整。

6. 卸载机构

卸载机构中，顶杆与转动环是容易磨损的，特别是顶杆的长度不可过长，也不可过短。过长会把吸气阀片顶变形或者顶杆本身弯曲，过短又顶不死阀片，使气缸不能卸载，尤其当吸气阀座阀线经几次研磨后，顶杆也相对地变长。因此，必须用锉修方法使顶杆缩短到要求尺寸。

卸下清洗的卸载机构，在装配时，它与气缸套组合件之间的位置关系不能弄错或颠倒。比如转动环缺口的方向；同一台制冷机卸载机构的油活塞推杆长度都不一样；转动环的缺口是否与油活塞推杆凸圆对准等，都应保证其原来的装配位置，切忌混淆。最后用螺钉从油活塞外盖上的油孔旋入，推动卸载机构油活塞，观察顶杆是否能灵活上升或下降。如果灵活，说明卸载机构装配正确，否则拆卸重装。

7. 润滑系统的修理

系列化压缩机主要采用三种油泵，即外啮合齿轮泵，月牙盘式内啮合齿轮泵，内啮合齿轮转子泵（简称转子泵）。

（1）外啮合齿轮泵。由于吸油和排油侧之间的压力不同，可能造成吸油部位的轴和轴套，齿轮与泵壳之间的偏磨现象，装配不良，造成齿轮之间啮合不匀或使泵盖磨损，以及油内有污物形成拉毛现象。

若泵壳径向偏磨过大，在没有备品和技术条件具备的情况下，可在车床上搪大内腔，用镶

套法恢复原有尺寸，见图 12-4。

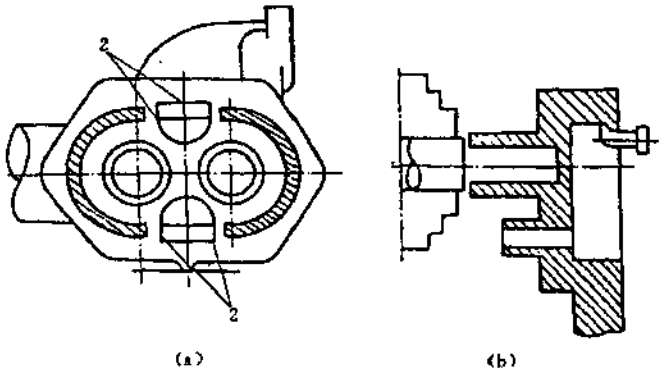


图 12-4　在油泵壳内镶套

(a) 镶制衬套；(b) 在车床上搪孔
1—衬套；2—焊道

若泵盖磨损，可在平板上研磨，并研磨齿轮的端面，如间隙小可增加适当的耐酸纸或金属垫片。

若齿轮轻微磨损可用砂布打磨，严重磨损超过齿厚的 10%以上时，应更换新品。

(2) 月牙盘式内啮合齿轮泵。从使用情况看，被动齿轮的心轴容易形成偏磨，主要原因是被动轮太重，或加工精度不够，改用聚四氟乙烯塑料做被动轮或其他轻型耐磨材料做被动齿轮，可克服以上缺点。主动齿轮和泵壳出现轻微拉毛，可用 280 号砂纸打磨修理。

(3) 转子泵。转子泵在使用中出现的缺陷，主要是主动、被动转子啮合不匀，齿轮端面与泵盖偏磨，冷冻油中有砂粒造成拉毛等现象，或者两轴套中心线加工或安装不正确造成某部位的偏磨。

以上现象出现时，可用涂色法找到偏磨处，用刮刀进行修刮或用细砂纸打磨修理。若转子严重拉毛或有掉块出现，应更换内、外转子。

12.2　制冷设备的检修

制冷设备的检修分为故障检修和定期检修两种。故障检修是在设备发生故障后，根据情况加以修理。定期检修根据设备腐蚀损坏的情况定期检查和修理。定期检修的范围见表 12-2 所示。

12.2.1　容器与换热器的检修

制冷系统中的容器，在氯制冷系统中，包括高压贮液桶、中间冷却器、集油器、氨液分离器、排液桶、低压循环贮液桶等。换热器包括冷凝器、蒸发器、再冷却器、冷却排管等。容器和换热器的形式较多，作用不同，损伤的原因及修复的方法都相类似。

这些容器和换热器在长期的压力和温度变化下使用，受到氨、盐水、空气中水汽的腐蚀，其结构和材料都会发生不同程度的减薄或变形，达到极限程度就可能发生事故。另外如换热器

表 12-2 制冷设备检修的内容

设备名称	中小修		大修	
	工作内容	修理时间(h)	工作内容	修理时间
冷凝器 蒸发器 冷却排管	清洗并调整冷却水配水装置和盐水配水装置，及时堵塞制冷剂，盐水和水的渗漏	700	清除换热器表面上的脏物，检查密封性和消除不严处，进行割管检查管壁的厚度(设备投入生产五年以后)，校验安全阀，采取防锈措施，检查阀门密封线，必要时更换腐蚀严重的设备	一年一次，一般在每年冬季
离心泵	清洗轴承，更换润滑油，检查轴的振摆情况	2000	拆卸和清洗泵的零件，检查轴的磨损情况和轴承间隙，修理轴和轴承，校正泵轴及电动机轴的中心线，必要时更换磨损的轴和泵的叶轮	每年冬季
风机	清洗轴承，并更换润滑油	2000	拆卸叶轮，检查并修理轴，更换磨损的滚珠轴承，校正轴的中心线，更换磨损的轴和叶轮	每年冬季
冷却水管	清洗喷嘴及水池的脏物	2000	拆卸并清洗喷嘴、四路通，管道刷漆，修理水池与水槽，更换锈蚀严重的四路通及喷嘴	每年冬季
氨截止阀	检查阀门的灵活性和严密性		进行拆卸和清洗，更换有故障阀门的垫圈和填料，研磨阀门或重新浇铸轴承合金，修理阀杆，对装配好的阀进行严密性检查，更换损坏的阀	每年冬季
水阀和盐水阀	检查阀门的灵活性和严密性		将有故障的阀和零件进行拆卸和清洗，更换垫圈和填料，修刮阀座与阀芯使相密合，对装配好的阀进行密封性试验，更换损坏的阀	每年冬季

中的冷凝器长期与冷却水接触，结有水垢，使传热效果降低，压力升高，制冷效率降低，同时也增加了不安全因素。为了防止事故发生必须重视检修工作。下面将检修的情况作以介绍。

1. 容器与换热器损伤的原因及表现

(1) 工作表面污染：容器与换热器的工作表面受污染，就会减少有效面积和容积，降低热交换效率，增加流体阻力。工作表面被污染的原因：

① 机械杂质、润滑油等进入设备内，尤其是进入低压设备，油的粘度增大，加上杂质的混合，容易使管路出现堵塞现象。

② 在换热器外表面结有水垢及盐水溶液中产生结晶与沉淀现象。

③ 设备和管路防锈漆脱落，在其外表面出现锈蚀现象。尤其是在室外的管路设备经过雨淋日晒，防锈漆很容易脱落，使设备管路出现严重锈蚀。有的厂就出现类似问题，应引起重视。

材料的锈蚀物、机械杂质、油碳化微粒和其他杂质多积存于设备管路的工作表面，有的随液体或气体的流动积存于管路、阀门的拐弯处或容器的底部。若积存于管路的拐弯处，容易造成管路堵塞。若积存于阀门的拐弯处容易使阀门的密封线损坏。

(2) 连接处丧失密封能力：制冷设备各个部分的连接，都处于密封状态，若丧失密封能力，就会造成泄漏，影响生产。丧失密封能力的主要原因：

① 法兰的螺栓的预紧力不符合要求。螺栓连接过松，不能保证预紧力；过紧可能使螺栓发生塑性变形或将填料压坏。此外由于震动和高温的影响，也能造成预紧力逐渐降低；另外法兰

螺栓锈蚀等原因使其疲劳变形，使预紧力降低。

② 在法兰处或阀门的阀杆处填料受腐蚀、磨损或老化。

③ 金属材料疲劳、冷脆引起的焊缝裂纹。

(3) 厚度减少：制冷设备受到介质的腐蚀和其他物体的摩擦，厚度不断减少，当厚度接近强度计算的最小允许数值时，设备应降压使用或者报废。

(4) 局部变形：局部变形是指失去设备的正确几何形状，如截面成椭圆、局部凹陷和凸出等，其主要原因是设备局部区域材料强度降低(如被腐蚀等)或超负荷运行，结果引起形状变化，使设备或管路的牢固性降低。

(5) 裂纹或针状小孔：裂纹或针状小孔，常出现在焊缝附近、管道弯头、翅片管点焊处及设备管路防锈漆脱落后锈蚀严重的地方。另外极个别情况是无缝管本身有漏点。其主要原因是材料本身和加工制作以及长期使用金属材料腐蚀造成的缺陷。例如高压管路的吊架间隔很大，当机器运行时，引起高压管路震动，时间长久后，使焊缝或焊缝附近出现裂纹。又如低压管道过长，由于热氨冲霜时的胀缩，导致焊缝处产生裂纹。此外，焊缝部位不符规定也会使焊缝处产生裂纹(见图 12-5 所示)。

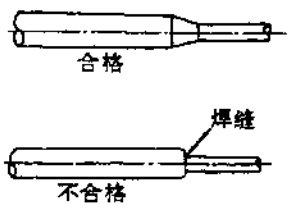


图 12-5　管子的焊接

针状小孔多发生在焊缝处和翅片管点焊处以及管卡联接处。这主要是焊缝处的某点焊接厚度不够又加上防锈漆脱落后金属受腐蚀所造成的。翅片管点焊时，应注意不得把管壁处熔化过重，致使管壁减薄，再加上金属腐蚀致使在该处出现针形小孔。如某厂结冻间冷风机出现漏点，焊缝处没有找到漏点，后来全部查找，发现翅片管点焊处出现漏点。

2. 容器和换热器的修理

(1) 在修理容器与换热器及管道时应事先做好准备工作。注意如下几点：

① 对氨系统应准备好防毒面具、橡皮手套、通风机及临时急救药物等，以免在拆修中由于阀门泄漏或其他事故发生时能及时抢救。

② 将所修理的设备管路与系统的其他部分隔断。作这一工作时必须认真细心，把所关闭的每一个阀门都要做好明显的记号，以防设备管路检修时，操作人员开错阀门造成事故。

③ 被修理的容器或管路进行抽空。若高压液体设备如高压贮液桶的检修，应先把液体抽净。其方法：首先关闭与冷凝器联系的有关阀门，切断与冷凝器的联系。然后把通向总调节站上的调节阀开大，把桶内的液体供到冷库各房间。若冷库排管液体过多，再供液体压缩机就要发生湿冲程事故，这时桶内的液体可通过加氨调节站放到贮氨罐或者氨瓶内。液体处理后，可直接用供液管将桶内压力抽至与低压系统压力相平衡，以观查桶内压力升高情况。如果桶内压力上升较快，应找出原因加以消除。若桶内压力上升很小，可视为阀门不漏，可将桶内剩余气体通过放油管道和集油器的有关阀门管道放入水中。然后对缺陷处加以修理。

低压设备如冻结间冷风机针形小孔漏氨，首先应把氨液处理好。如有水冲霜设备，可将正常工作的有关阀门关闭，打开冲霜回液阀，使其与排液桶或低压循环桶连通，降低桶内压力。系统管路调整后，可打开冲霜水阀进行水冲霜。这时蒸发器内氨液蒸发压力升高，利用升高的压力将蒸发器内的液体压回到排液桶或低压循环贮液桶，较安全地把液体处理干净。泄漏的氨气溶于水中，不致使房间内氨水味太大。还可利用这一管道通过低压循环贮液桶进行抽空工作，待抽 2～3 次压力不再上升或上升较小时，视为处理氨的工作结束。如果压力抽不下来，可找出

泄漏的地方加以消除，再抽空至合格时为止。氨处理完毕后，再找到适当的连接处拆开，接通大气加以修理。

以上抽氨的处理工作一定要慎重，对所属处理的设备管道每一环节要考虑周到。如果马虎从事就会造成事故甚至造成重大的人身伤亡事故。

(2) 垢层的清除：换热器设备的垢层，大多积聚于有介质通过的管子的内表面和外表面。常用除垢方法如下：

① 吹污：吹污是利用空气压力除去设备、管道和容器内的污垢，以提高换热器的传热能力和其他容器的利用率。

吹污一般用空气压缩机(如果没有空气压缩机也可用氨压缩机)进行，其工作压力为0.59 MPa，吹污时要求吹净。以白布检查出口气，到白布上无污垢痕迹时为止。

② 手工清洗法：清除管子外表面的积垢，可用手锤沿着管壁轻轻敲击或用专门刮刀、钢丝刷等工具除去水垢，并用砂纸将管子表面的铁锈打磨干净，刷上防锈漆。这些方法适用于清除淋浇式冷凝器、蒸发器和高压气、液体管路的外层积垢。若积垢在管子的内表面，如立、卧壳管式冷凝器，可用螺旋形钢丝刷清除水垢。若水垢较坚硬，用这种方法就会增加劳动强度，效率也很低。

③ 机械清除法：机械清除法是利用洗管器进行的。洗管器是将特制刮刀(见图 12-6)连接在钢丝软轴上，再与电动机连接。清除水垢时以水平位置或垂直方向，将洗管器插入管内，开动电动机进行刮削。同时注入冷水润滑和冲洗，效果较好。这种方法适用于清洗立、卧壳管式冷凝器管内表面的水垢层。

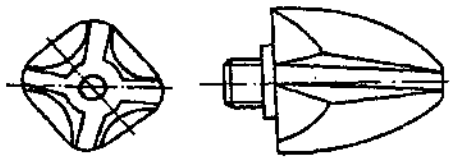


图 12-6 刮刀

④ 化学清除法：化学清除法是利用化学溶液与水垢接触时发生的化学反应，使水垢脱离管壁。它的方法有多种，在用化学法除垢时，应先化验水垢的性质，再配制不同成分的溶液。这里介绍两种常用的清洗方法。

第一种以 5%～8%浓度的盐酸溶液，加入适量的动物血以防腐蚀，然后将配合好的溶液利用耐酸泵打入冷凝器，进行清洗。清洗时需要不断地加入新的溶液，维持浓度不变，连续循环冲洗 20～30 h(时间长短，可根据水垢的性质和厚度而定)。

酸洗后，将溶液放掉，再用 1%的苛性钠溶液冲洗 15 min 左右。此时可用螺旋钢丝刷或打结的绳子往复拉刷，清除管内的水垢及污物，最后将冷凝器打开，用清水清洗 1～2 h，直至出水清洁为止。

第二种以 8%浓度的盐酸溶液 1 t，加入防腐剂纯苯铵 4 kg 和甲醛(福尔马林) 4 kg，以此比例配成酸洗溶液，利用耐酸泵打入冷凝器，进行清洗。配制溶液时，先做小样。其程序如下：

(a) 取 70℃的温水 10 kg；

(b) 取浓度 31%的盐酸 0.8 kg，缓慢地倒入温水内搅匀(溶液无色)；

(c) 放入 0.5 kg 的苯铵搅匀(溶液无色)；

(d) 最后取 0.5 kg 的甲醛，放入搅匀(溶液呈橘红色)。

小样调配时，先后次序不可颠倒，尤其是(c)与(d)禁止颠倒。

如配制 8%浓度的盐酸溶液 1 t，要按上面方法先做小样 8 次，分别倒入(1/8) t 的 8%浓度盐酸溶液内搅匀，即可使用。

配制盐酸溶液及清洗过程中，要防止酸类引起灼伤事故。

化学清除法也适用于压缩机水套内水垢的清除。其酸洗装置如图 12-7 所示。

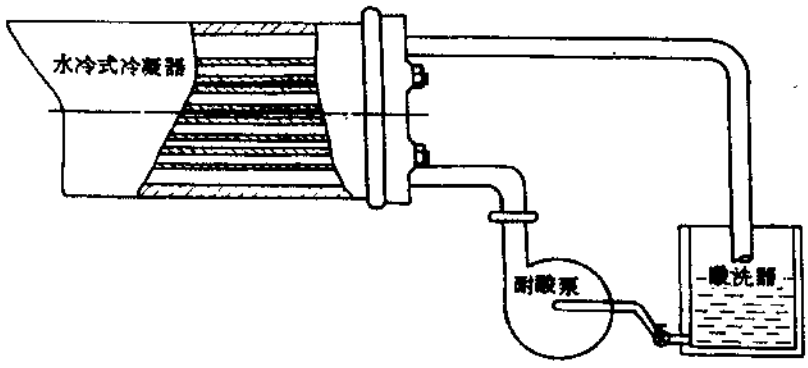


图 12-7　酸洗装置

(3) 丧失工作能力的修理：制冷设备丧失工作能力，应根据检查结果进行修理。若因事故检修更应慎重处理。

① 法兰的连接处螺栓的预紧力不合适，如若松动，用扳手对称拧紧螺母，使其受力均匀，但不宜过紧。如螺栓变形或锈蚀严重，应更换新螺栓。

② 法兰连接处的石棉垫片腐蚀或烧坏而导致失去密封能力，应更换新垫片。在更换新垫片前应把原有的垫片刮去，并用煤油清洗干净，检查法兰密封线是否被腐蚀或损伤。若没有问题可换上新垫片对角均匀的拧紧法兰螺栓即可。若法兰密封面受严重腐蚀或密封线破坏，可更换新法兰或者经修理合格后再装上新垫片，以防使用时再漏。

③ 焊缝不严密，应进行焊补修理。

④ 焊接时引起法兰翘曲，不符合装配要求的，应进行车削加工或者更换。

⑤ 安装时，两法兰中心线不一致，靠着管子拧上的法兰，其接触面吃力不匀，应截断管子重新对好再焊接。

(4) 厚度减少的修理：设备管道被腐蚀而厚度减少时，应先进行检查，检查的方法有两种：

① 钻孔法：发现设备腐蚀时，在可疑处钻直径 2～4 mm 的孔，然后以带钩铁丝探入测量，做出记录。若未超过修理尺寸，则将小孔焊满或用丝锥套扣以螺钉密封。超过尺寸时需要修理。

② 截管法：根据设备管道使用的时间和锈蚀的情况，在生产淡季，进行设备大修时，把值得怀疑的管子截下 2～3 节进行检查。如淋浇式冷凝器、蒸发器、冷库排管，使用五年后都应做一次检查。在检查时，可将锈蚀严重的管路除锈后，用游标卡尺测量管子外径的损失量，正确定截管的位置，这样可避免截管检查的盲目性。

设备经检查后，加淋浇式冷凝器和蒸发器的厚度少于 1.5 mm 时，应换新管；如高压容器的全部余量被腐蚀，应即更换。

如蒸发器或冷凝排管局部腐蚀出现微孔，又由于生产需要，不能停产修理，可暂用卡子加耐压橡皮垫与螺栓固定，堵住漏处，待淡季或检修时焊补。若无法用管子卡堵住漏氨处。只有停止使用进行抢修。

(5) 局部变形的修理：消除局部变形现象，必须从结构上和操作上找出发生的原因。如冷

却排管受积霜负荷太大引起变形，应加强除霜工作；若管路过长，支架或吊架间距大，应增加支架或吊架。

受压凸出变形的管子，视其变形程度而定。若变形不大，不影响继续使用，可待大修时再修整，但应加强检查维护工作；管子弯曲严重，可在抽净氨后，割断管子的弯曲部分，放在校正器上校直，加压时要求均匀缓慢，不要用大锤敲击，校直后的管子再接到排管上。

若设备变形，如卧式壳管式冷凝器端的隔板部分凸起，应检查钢板的厚度。若厚度仍能承担压力，则不须更换，可削去分水板的高度进行校正。如容器受撞击而产生凹陷，应视凹陷程度进行修理。若凹陷不大又无裂纹，可用锤击或压模校正。若有裂纹，则必须将裂纹处割去，换上同样厚的钢板。

(6) 裂缝和针形小孔的修理：对于裂缝不大和有针形小孔的设备，一般都采用焊补的方法修复，在容器上如发现有较宽的裂纹时可采用补板的方法修理，补板的宽度不应小于250 mm，且应比缝隙长 50～100 mm。若用气焊补漏，焊补漏点时，不应超过 2 次，否则应换管处理。

焊接漏点时，禁止在氨味较大的环境下工作，以防氨遇明火发生爆炸事故。

(7) 壳管式冷凝器的修理：壳管式冷凝器经过一个时期的运行后，管子的接口处会发生松驰和泄漏，管内因锈蚀会发生裂缝或小孔等缺陷。检查壳管式冷凝器的裂缝、小孔、腐蚀等，无法用钻孔和截管法进行检查，只能用水压或气压试验检查。若发现管头和多孔板结合处泄漏，可用粉笔记上标志后再进行修理。如检查管子本有裂缝或小孔时，可用气压检查，即将加压后的冷凝器装满水，看哪根管子有气泡，就是哪根管子泄漏。另外也可将使用中的冷凝器停水，用酚酞试纸在每根管子上试验，找出哪一根管子泄漏。记录后，进行修理。

对于多孔钢板处的管子发现泄漏时，可采用焊接或更换新管的办法修理。一般对胀管的冷凝器不采用焊接的办法，可采用更换新管重新胀装的办法，如没有新管更换，可采用重胀的方法。

管子本身有漏点，其管子数目不多，因生产不能停止，或没有备用管子时，可将管子堵死，待大修时更换。

更换胀管时，用凿子錾去管子的胀接部分，即可取出旧管子而不会损坏多孔钢板。

胀管前，把管子两端约 20～50 mm 的长度，用砂纸或锉刀打磨光亮(但不得过分打磨以致影响其本身强度)，除去灰尘、锈和油渍，使管子外壁与多孔钢板口能良好地胀接。并把管头 200～250 mm 的一段退火，退火后用胀管器(见图 12-8)胀接在多孔板上，但必须注意管子须长出多孔板平面 1～2 mm。为保证胀管的严密性，板孔内径与管子外径之差一般限止在 0.25～0.75 mm之间，小子和大于此数都是不允许的。

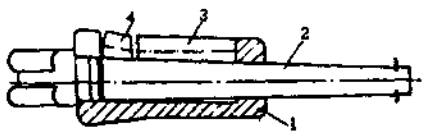


图 12-8 胀管器

1—外壳；2—胀杆；3—胀杆滚柱；4—滚柱

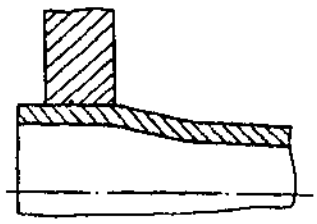


图 12-9 胀管后管子固定在管板上的形状

胀管时首先进行管子的固定操作。把胀管器塞入管板内的管孔中，使管板滚柱和管板对齐。壳上的止推盘与管头保持10～20 mm的距离，胀管器装好后，用手推进胀杆，使滚柱胀开，把外壳稳住，并与管子内壁紧靠，然后用扳手转动胀杆，这时管柱在管中滚压，并和外壳一起旋转，整个胀管器向前移动，待管子胀大到与孔壁完全结合时，胀管器外壳上的止推盘也就靠着管头，并且顶着不动(见图12-9)。

12.2.2 阀门的修理

制冷系统所采用的阀门，一般为中压阀。阀门随系统工质不同而分为氨阀和氟阀。氨阀使用材料一般为铸钢或铸铁，而氟阀则采用铸铜或铸钢，阀杆处用填料和阀帽双层密封。

阀门在使用过程中，一般都容易泄漏。而且其泄漏量占整个制冷系统泄漏量的很大一个比重，因而不可忽视。

1. 阀门故障

(1) 阀杆泄漏：这是制冷系统中最常见的现象之一。由于密封填料不足，使用时间过长，硬化而失去弹性，或因填料选择不当与工质的温度、压力及化学性质不适，都可造成阀杆泄漏。

(2) 阀杆弯曲或腐蚀：在输送工质的过程中，由于工质温度变化较大，特别是关闭过紧的阀门，遇热膨胀，会使阀杆弯曲。弯曲或腐蚀的阀杆，在一开一闭时，阀杆磨损加快，密封填料也会拉坏，从而造成硬伤而泄漏。所以平常维护时，阀杆关闭的紧度应适当，阀杆也应抹上黄油防腐。

(3) 阀门关闭不严密：因为腐蚀和剥蚀的因素，阀芯密封面逐渐变得粗糙，或因系统不干净，工质中夹杂异物，密封面受到嵌咬造成硬伤，在频繁关闭、开启过程中，伤痕逐渐扩大致使阀门关闭不严密。另外阀芯的松动或变形，也不能保证阀芯和阀座的紧密贴合，必然导致关闭不严密。

(4) 阀门难以转动和调节：因填料压盖压得太紧，或者填料选择不当。

2. 阀门的修理

(1) 更换填料：填料的主要作用是防止工质沿阀杆轴向泄漏而设置的。如遇轻微泄漏时，可旋紧填料压盖，如不能排除，可更换填料。更换时必须将阀杆开足，用填料拨针把旧填料拨出，再将准备好的新填料依次旋入，然后旋紧压盖。

(2) 修理阀芯：在制冷工程中，凡是大口径的阀门，其阀芯是依靠一层巴氏合金或氟塑料密封。阀芯的背面也同样有一层巴氏合金，作为倒转到最大位置时，能密封工质不沿阀杆向外泄漏，图12-10为阀芯双面挂有巴氏合金的示意图。

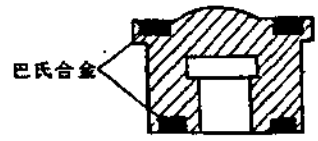


图12-10 阀芯的巴氏合金层

当阀门拆卸之后，首先校直阀杆去毛刺，然后更换阀芯的巴氏合金，与此同时，对阀座也应研磨，使阀芯和阀座互相严密。浇注巴氏合金的具体操作法如下：

将阀芯水平夹于虎钳上，加热阀芯待旧巴氏合金熔化除尽、打光，然后浇上新巴氏合金，边浇边捣实，以去除杂质和空气，冷却后上车床精车即成。如新浇巴氏合金层精车后出现气孔，则应按上述操作法重浇。另一种方法是挤压嵌塞，用条形巴氏合金或氟塑料，直接嵌入阀芯的凹形槽中，用锯头打紧嵌牢，然后车削即可。

对于小型铸钢或黄铜的阀门阀芯，这种阀门的密封全靠金属接触的一条线来获得。因而

称线密封。由于是线密封，因而对阀座和阀芯都应仔细研磨，才能获得比较满意的密封效果。

阀门检修结束后，应按有关要求进行气密性试验。

制冷系统中安全阀的修理也大致与上相同，但由于巴氏合金软，往往安全阀因超压而动作一次之后，很难恢复到原来位置，因此当压力降至关闭压力时，仍然关不严密。为了克服这一缺陷，有的产品已将巴氏合金改换成镍铬钛(质较硬)合金，或用聚四氟乙烯代之。

3. 膨胀阀及电磁阀的检修

(1) 热力膨胀阀：安装前，检查阀感温包内的充注工质是否泄漏。方法是：用口吸阀的出口，看其畅通程度是否随着调节弹簧的放松而增大，如是，则说明阀是良好的；若不畅通或不通，则说明充注工质有泄漏，此时可进一步检查，拆下阀的气箱盖，用手指揿压传动压块，若轻轻一压膜片就凹下去，传动压块就产生松动，则说明充注工质全部漏光，这样就必须更换膨胀阀。

对旧的膨胀阀除了检查充注工质是否有泄漏外，还应检查阀内各运动部件有否变形、卡死、锈蚀及阀关闭性能是否良好等。

凡经检查过的膨胀阀，在安装前都应用酒精或汽油清洗，再用氮气吹干，然后包扎封口，待装。

(2) 电磁阀：安装前，把新的电磁阀直立(线圈向上)，在出口处用嘴吸，看阀的关闭性能是否良好，若不合格，把阀倒置，以检查其畅通程度。其次，通电检查其线圈磁力是否良好，开关性能是否良好，检查合格后，可用酒精清洗一下，然后用氮气吹干，包扎封口，等待安装。

旧系统在检修时，要检查电磁阀使用电压是否正常，检查有否堵塞现象，若拆开检修时，除了检查运动部件、阀芯、阀座外，对二次开启式阀应检查平衡小孔有否堵塞。

4. 泵的检修

(1) 离心水泵：离心水泵运转中常见故障：

① 启动时不上水：吸入管或水泵内有空气，应灌引水将空气排出。若引水灌不满，吸入管止回阀关闭不严或有污物堵塞，应将止回阀拆下来清洗检查。另外还要检查吸入管法兰螺母拧得是否太松或法兰垫片损坏造成吸入管漏气。

② 运转时震动较大：水泵或电机的地脚螺丝松动，应检查拧紧螺丝。水泵和电机轴不同心，可调电机的位置，使其达到同心度的要求。调整后用手盘动时转动灵活。另外水泵的排出管太重，使水泵体变形，这时应在排出管上增加支点或吊架。水泵零件的摩擦或损坏也能引起运转时的震动，应拆修水泵检查零件。

③ 上水量不足：除水泵吸入水位过低的原因外，水泵密封环、叶轮与泵壳之间的间隙过大，也能造成上水量不足。

④ 运转中有杂音：在轴承部分可能润滑油太少或粘度太低，甚至轴承损坏。在泵体内可能出现叶轮与泵壳的摩擦或叶轮与密封环的摩擦。

以上这些常见故障，在检修时应着重检查，以消除运转中的故障或故障因素。

离心水泵零部件发生的缺陷及其原因：

① 泵壳体：泵的外壳一般不容易损坏，如果受到外界撞击或在震动力大的情况下使用，可能发生裂纹或局部凹陷。

② 轴和叶轮：泵在长时间运转中，由于受到突然的冲击、震动或者装配间隙不合格等原

因，轴和叶轮就会发生不同程度的磨损甚至出现裂纹、弯曲或轴折断等现象。

③ 密封环：密封环是安装在叶轮与侧盖之间的一个零件。在水泵运转时，转动的叶轮与固定的密封环容易发生摩擦，而使密封环磨损。水泵中有很多的泥砂或其他杂质，叶轮与密封环的间隙过小，或叶轮的震摆度大都会引起严重磨损。

④ 密封填料处泄漏：填料使用一个时期后，容易磨损和老化，失去弹性和润滑作用，使水泵漏水和空气进入。压盖过紧，填料装配不当，填料质量不好，也会造成水泵漏水。

⑤ 轴承：轴承为滚珠轴承，滚球容易发生破碎现象，原因是装配不当和润滑不良。

离心水泵的检修步骤：

① 泵壳体的检修：检修时首先将污垢冲刷干净，然后检查壳体有无裂纹。检查方法通常是用锤轻轻敲打，听其声音是否清脆，如声音破哑，就可能有裂纹。这时将壳体进一步擦净，仔细检查，找出裂纹的起点和终点。将裂纹的两头钻孔，打上销钉，使裂纹不致进一步扩大，然后在裂纹两边开 V 形槽。再用电、气焊焊补。焊补时注意保温。

② 轴和叶轮的检修：水泵轴在拆卸以后，用煤油或柴油清洗干净。然后检查磨损、弯曲和裂纹。如有磨损则应根据磨损的程度，采取镀铬、喷钢和堆焊等方法修复。

若轴弯曲，轴径 25 mm 以下的可采用手锤校直，但必须在受击处垫上软金属板，以免损坏轴的表面。轴的直径较大可在压床上校正。若轴出现裂纹，一般应更换新轴。

叶轮检查前应擦洗干净。主要检查是否有磨损和裂纹，检查时可用小锤轻轻敲打，听其是否有异音。如有异音可用目测或用涂白粉的办法检查，根据裂痕的程度修复。

叶轮裂纹可用焊补法修理。焊补后的叶轮要用锉或车床加工光滑。

叶轮修理以后，要做静平衡检查，对不平衡的部分进行调整。其重量偏差不许超过 0.02 kg。叶轮装在轴上后，还应测量轮面的摆度，对于直径 300 mm 以下的叶轮，摆值一般不超过 0.2 mm。

③ 密封环的检修：密封环用轴承合金或铜合金制成，是水泵中最容易损坏的零件。一般用煤油清洗后，再检查表面有无磨损现象。若合金磨损，可采用堆焊法或重新浇铸法修复。装配时，密封环与叶轮的径向间隙为 0.1～0.2 mm，以不发生摩擦为宜。若磨损严重，需更换新密封环。

④ 填料盒的检修：填料盒的构造见图 12-11。填料盒不会发生摩擦，在检修时只把各个零件拆下清洗即可。

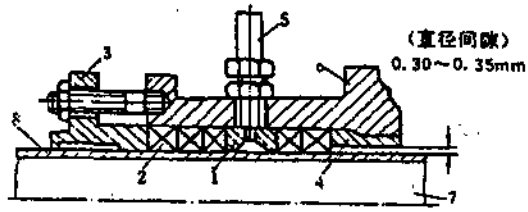


图 12-11　水泵轴封装置

1—水封环；2—填料；3—填料压盖；4—挡水环；5—水封引水管；6—填料盖座；7—轴；8—轴套

填料盒上的水封环和引水管 5，也要拆下清洗，使它保持畅通。在装配填料时应注意各部分的间隙，挡水环 4 和轴套 8(没有轴套时指轴)之间的间隙应为 0.3～0.5 mm。填料盖与轴必

须保持同心，其间的间隙应为 0.4～0.5 mm，间隙过小，容易和轴发生摩擦。以上间隙标准应严格遵守，如不合格必须进行调整。

填料装配时，要把它切成正好盘成一圈的长度，填入填料盒内，对口处要稍留一些间隙，压紧压盖时，间隙就会消失。相邻两圈的填料缺口应错开 120 度。水封环的位置稍微装在偏左一些，当压紧压盖时，填料被压缩，水封环就向里边移动，能正好和引水管对准。

装完填料后，对称地压紧螺丝。

⑤ 滚珠轴承的检修：将滚珠轴承拆下后放入煤油中清洗干净，检查内外环有无裂纹，内环与外环之间的间隙是否在规定标准（见表 12-3）内，检查滚珠有无损伤或破碎。如果超出规定尺寸，说明钢珠或内、外圈已经磨损，这时要更换同型号的新轴承。

表 12 3　滚珠轴承的滚珠和轴承之间的间隙

轴　径 (mm)	间　隙 (mm)	轴　径 (mm)	间　隙 (mm)
50～80	0.013～0.025	120～140	0.018～0.045
80～100	0.013～0.029	180～225	0.021～0.054
100～120	0.015～0.034	225～280	0.025～0.056

（2）氨泵：国产氨泵主要有三种，即齿轮氨泵、叶轮氨泵和屏蔽氨泵。当前冷库应用较多的是齿轮氨泵。根据氨泵运转中常见的故障和各厂氨泵运转中实际存在的问题，进行检修工作。氨泵运转中可能发生的问题是：

① 轴封漏氨（屏壁泵除外）：主要是橡胶密封圈磨损和老化，其次是摩擦环的摩擦面磨损，弹簧的弹力不够，或压盖螺丝拧得不均匀、垫片损坏等原因所致，在检修时应着重检查这方面的问题。

② 氨泵启动时不上液或排出压力过低：除了安装时静液柱不够，或泵内有氨气。这样的问题应在安装时考虑解决，或在氨泵运转前抽气解决。在检修时应检查氨液过滤器是否有污物和冷冻油堵塞造成氨泵不上液。这样的问题在新投产的冷库容易发生，另外在循环桶内不及时放油也能导致氨泵不上液。氨泵零部件在运转中磨损严重或装配间隙不对，也会造成排出压力过低。在检修时，应仔细检查和调整，使之符合运转要求。

12.3　全封闭式制冷压缩机的修理

12.3.1　制冷系统的修前检查

前面已经介绍了全封闭式制冷机的故障检查。由于全封闭式机组是将制冷机和电动机都封闭在一个钢制壳体内，这给修理带来一些困难，比如当电动机绕组烧毁或制冷机的零件有损坏时，都需要剖开壳体（简称剖壳）才能检查。由于剖壳十分麻烦，因此对于全封闭式制冷机故障，是否需要剖壳修理，必须通过下列试车运行才能决定。

（1）当送电以后，听不见电动机运转时的声音。遇这种情况，首先要排除壳体外部的电器元件及电路、温度控制器等故障，然后对电机绕组断线检查和绕组通地检查。若发现有问题或电机不能启动，则需作剖壳修理。

(2) 如果电动机没有问题，可将制冷机从制冷系统中拆卸出来，通电启动检查，观察吸、排气管口是否有吸、排气现象。如果没有吸、排气，也应剖壳修理。

(3) 对于能启动而制冷效率下降的制冷机，可从两个方面来判断，然后确定是否剖壳。首先检查制冷效率下降是否是因为系统内缺乏氟利昂所引起。只要启动制冷机，如果是系统中缺少氟利昂或者根本没有，则制冷机吸气管就不会发凉，而且与室温差不多，排气管也不会热。对这种情况不需要剖壳修理，只需消除漏口，充注氟利昂就能解决问题。另一方面，如果排气温度很高，壳体发热严重，说明制冷机内部零件发生毛病，或者气阀不严，气缸窜气，这时需要进行剖壳修理。

为了准确判断起见，也可以在吸、排气管处各接一只压力表，以测试制冷机运转的实际工况，从压力表上的读数也可知道制冷剂量的多少，并确定应采取的措施。

12.3.2 修理

当需要作剖壳修理时，先将全封闭式制冷机充氟管(也称低压修理口)锯开，放出制冷剂，然后再将壳剖开，拆卸气阀组、连杆活塞、电机等。如电机绕组烧坏，应重新绕线。在电机绕组重绕线过程中，其线圈绝缘漆应能耐受氟利昂和冷冻油的侵蚀，且不溶解。如果是制冷机各运动件磨损需修理时，其方法与开启式制冷机的修理方法相同。

全封闭式制冷机曲轴一般为偏心轴，电动机与制冷机同装于一轴，轴的下端沿纵向钻有偏心油孔，在离心力作用下，制冷机油通过油孔及左右螺旋油线上升到各摩擦面润滑。因此修理时一定要疏通油路，不允许有堵塞现象。

拆修曲轴时要小心轻放，不要碰伤，因为整个曲轴，除电动机转子轴颈外均为磨合面，所以曲轴拆卸后，应平放于冷冻油中，或者清洗干净后放在干燥箱里。

为了装配需要，全封闭式制冷机连杆大、小头孔不在一条铅垂线上，连杆大头孔为整体式，直接套在曲轴上。如连杆大头轴瓦需要更换，可将轴瓦取出。用相同的材料车制压配。对于气缸与活塞之间的严密性检查，可用手按着气缸口，活塞连杆组不下落，说明密封性好，不必修理。

制冷机、电动机组装之后，应进行壳外空试车。壳外空试车是在与外壳下半部相似的钢制小盆中进行。小盆上设有与制冷机固定的安装孔两个，内装一定数量的冷冻油，其油面以不超过水平气缸口的下缘为宜。接上临时电源，通电空试车，试车单时间一般不少于 10 h。

空试车之后，进行壳体焊接。为了检查焊缝的可靠性，需对壳体内作 0.98 MPa 氮气压力试验(氮气瓶出口必须加装减压表)，并作沉水检查，不漏为合格。最后从低压修理口按说明书要求加入一定数量的冷冻油，如果无资料时，一般加入 1.5～2.0 kg 即可。

12.3.3 系统试漏、真空、充氟

将制冷机及系统焊接好，从低压修理口小管接上三通管，装上真空压力表，然后将氮气从低压修理口灌入(注意安全)。试验压力应根据使用的工质不同而有所差异。待系统内充氮压力稳定后，作沉水检查，合格后放尽氮气，送入干燥箱干燥。干燥温度一般控制在60～80℃，干燥时间约为24 h。紧接着对系统进行真空试验，其真空度不应低于0.087 MPa，并静置18～24 h 其真空度不变为合格。图 12-12 为全封闭式制冷系统抽真空的流程图。

抽真空的接管是在低压修理口上接出，真空泵进口处安装一个截止阀，当系统达到真空

后，应将此阀关闭，以免空气沿真空泵轴封处进入系统。

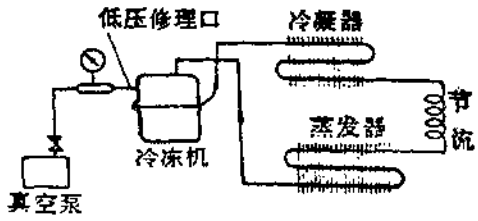


图 12-12　全封闭式制冷系统抽真空流程图

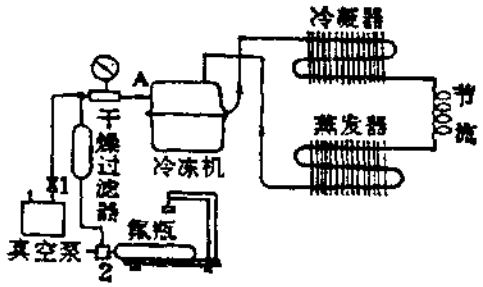


图12-13　全封闭式制冷充氟流程图

1—真空泵吸入阀；2—氟瓶阀

因为全封闭式制冷系统中没有干燥器，为了保证充氟质量，在充氟工具管路上应加装干燥过滤器，氟瓶放在磅秤上，它们之间的接管，如图 12-13 所示。启动真空泵，再次把系统及充氟工具内的空气抽尽，停止真空泵运转，关闭阀 1，开启氟瓶阀 2，氟利昂便在压力差作用下经干燥过滤器进入系统，充足到产品说明书所规定的数量时关闭氟瓶阀 2。用专用卡钳将低压修理口 A 处紫铜管夹死并锯断，再用锡焊封口，以防泄漏。最后用肥皂水或校漏灯，对整个系统检漏一次，不漏时可进行性能测试。

如果无氟利昂充灌数量参考资料时，可以根据设备容量大小来决定充灌量。比如使用工质为 R12，200 L 的电冰箱，充 300～400 g 氟利昂即可。作为空调器，产冷量为 17000 kJ/h (4720 W)时充 1.2 kg 氟利昂即可。

还需指出，全封闭式制冷系统是用毛细管代替热力膨胀阀工作的，它的长短对制冷系统的影响也是很重要的。如果在检修过程中，需要更换毛细管，对其长度的决定可用下面方法，即将低压修理口打开，高压管口接一高压表，毛细管出口与蒸发器断开，启动制冷机。如果压力表能稳定在 1～1.2 MPa 左右，可认为流量恰当。压力过高时可将毛细管锯掉一段，过低时加一段，这样反复试验，然后将毛细管焊好，焊接时，因为管小而不要焊堵通道。

全封闭式系统的修理与操作，由于系统是全封闭式，关键在于确保系统内部的洁净，干燥无水，严密不漏。只要修理细心，焊接可靠，一般能保证修理质量。

第十三章　空气状态与空调知识

在我们的日常生活中，天气和季节的变化常常给人们的生活和工作带来很大的妨碍，有时甚至会危及人们的身体健康。夏季的酷热可使人汗流浃背，甚至中暑；冬季的严寒常常使人难以工作。在长期的生活实践中，人们抵御自然环境的能力越来越大，手段也越来越多，而且逐渐认识到，舒适而有益于健康的环境是人的一种需要，许多生产过程、产品和科研试验，若没有合适的环境条件将无法进行。

空气调节（简称空调）是为了使环境空气参数，即空气的温度、湿度、压力、流动速度和清洁度均保持在一定范围内的工程技术。它是一门环境控制技术。

所谓保持一定范围，即指空气参数必须稳定在一定的基数上，并且不超出所允许的波动范围。常用空调基数和空调精度指标表示。

空调基数——指空调房间所要求基准温度和相对湿度；

空调精度——指空调房间的有效区域内空气的温度、相对湿度在要求的连续时间内允许的波动幅度。

例如，某空调房间温度（t）要求为 20℃±1℃，相对湿度（φ）要求为 50%±5%。这就是说，房间的空调基数 $t=20$℃，$\varphi=50\%$，空调精度为 $\Delta t=\pm1$℃，$\Delta\varphi=\pm5\%$。换句话说，空调房间的温度不超过 21℃，不低于 19℃，其相对湿度不大于 55%，也不小于 45%，只要在这个范围内，空调系统的运行是合格的。

凡是 Δt 在 1℃以上的空调系统称一般精度的空调。一般精度的空调系统可以通过手动来进行控制。

当 $\Delta t=\pm1$℃的空调系统宜作成自动控制。Δt 小于 1℃的空调系统称高精度空调系统，应采用自动控制。

当对空气含尘浓度有严格要求时，一般称为洁净室空调（或称超净空调）。关于超净空调，目前国内已颁布了“空气洁净技术措施”暂行标准，其洁净等级划分如下：

3 级洁净——每升空气中≥0.5 μm 的尘粒数的平均值不超过 3 粒；

30 级洁净——每升空气中≥0.5 μm 的尘粒数的平均值不超过 30 粒；

300 级洁净——每升空气中≥0.5 μm 的尘粒数的平均值不超过 300 粒；

3000 级洁净——每升空气中≥0.5 μm 的尘粒数的平均值不超过 3000 粒；

30000 级洁净——每升空气中≥0.5 μm 的尘粒数的平均值不超过 30000 粒。

空调基数直接关系到空调装置的投资和运行费用，一般来讲，夏季提高空调基数可以减少投资，降低能耗。而空调精度主要同自动控制要求有关。

13.1　空调的应用

空调是改善人们生活和工作环境条件的一门工程技术，几乎所有同人有关的生活、工作场所都需要进行空气调节。上至遨游太空的宇宙飞船，下至漫游大洋的潜艇、深潜器等都装有空

气调节设备。

人是生产力中最活跃的因素，人的体质、精神状态同生产效率直接关联。生活经验表明，一个人在高温高湿或低温低湿，而又不通风的环境中长期工作，肯定是难以忍受的，也不会有高的工作效率。如果在舒适的环境里工作，效率就会提高。那么，人们在怎样的环境下才感到舒适呢？

人体同周围空气环境时刻都在进行传热和传质交换过程。正常人体内部体温大约维持在36.5～37℃，如果环境条件使人体很容易保持热平衡，就会产生舒适感。当环境条件使人体散热困难，或者散热太快，就会感到炎热或者寒冷，即产生不舒适感。

人体内部新陈代谢的结果要产生热量，这些热量必须向周围环境散发。人体散热的方式有两种，一种是通过对流和导热方式散发显热，另一种是通过出汗蒸发的方式散发潜热。如果环境温度升高，人体同周围环境的温差减少，显热散热减少，为了维持人体的热平衡，人体就不得不增加出汗，以蒸发潜热的方式来增加散热。如果环境湿度较大，人体通过汗水蒸发散热能力就降低，所以在高温高湿时，人感到很闷热，就是这个道理。

空气流动速度对人体散热也是不可忽视的因素。空气流速增加能加强对流散热，在出汗时还会加强蒸发散热。

实践证明，多数人感到舒适的环境条件如表13-1所示。

表13-1　舒适环境条件

空气温度	空气的相对湿度	通过人体时空气流动速度
18～28℃	40%～60%	0～25 m/s 左右

许多工业部门如电子、纺织、光学仪器、精密机械制造、计量室、电子计算机房、有关国防科研对空气参数都有各自的特殊要求。有的要求全年恒温恒湿，有的对空调基数比较严格，有的对空调精度要求比较高，有的则需要超净空调。

农业方面如大型温室、机械化养殖场也需要一定的温、湿度条件，而种子冷库（为能在10～20年内保存良种品质，防霉烂的冷藏库）则需要维持低温兼干燥的条件。

一些地下工程（人防指挥部、洞库、坑道及地下铁道等）需要通风或进行降湿为主的空气调节。

随着人们物质文化生活水平的不断提高，不仅对一些现代化的大型公共建筑，如大会堂，影剧院和体育馆，要求设置空调系统，而且一些图书馆、宾馆、医院等也在逐步设置完善的空调系统。

应当指出，空调是一门涉及大量能耗的技术。在我国能源不很丰富的现实条件下，节能工作就显得十分重要。能不设空调的尽量不要安装空调设备，夏季空调基数尽量往高限靠，冬季尽量往低限靠。空调精度要求很低的尽量低些，还要注意空调系统中能量的综合利用问题。

13.2　空气的组成及其主要状态参数

空调技术主要是同空气打交道，因此首先要了解空气的物理性质及其状态参数之间的

关系。

13.2.1 空气的组成

自然界中的空气(大气)是由干空气、水蒸气组成的混合物。干空气的成分和比例主要由表13-2所示的几种气体混合组成。干空气的平均分子量为28.97。

表13-2 干空气的组成

名　　称	分 子 量	体积百分数(%)
氮(N_2)	28.02	78.08
氧(O_2)	32.00	20.95
氩(Ar)	39.94	0.93
二氧化碳(CO_2)	44.01	0.03
其他稀有气体(He,Ne,Kr等)		0.01

实际上单纯的干空气在自然界是不存在的。因为地球表面大部分是海洋、湖泊和江河，每时每刻有大量的水分蒸发为水蒸气到大气中去，使大气成为干空气和水蒸气的混合气体，称为湿空气，习惯上称为空气。

在高度90 km以下，干空气的组成成分及比例基本稳定不变，而且它对整个湿空气的热工性能无特殊意义，所以在空调中往往把干空气当作一个不变的整体看待。湿空气中的水蒸气，其含量虽然不大，但当它的含量变化时，却对湿空气的物理特性影响很大，其含量的多少决定了空气的干燥和潮湿程度，对生产和生活都有很大的影响。因此，在空气调节方面，首先应当掌握湿空气的物理性质。

湿空气的物理性质是用一些称为状态参数的物理量来衡量的，其主要状态参数有温度、压力、湿度、焓等。

13.2.2 空气温度

空气温度表示空气的冷热程度。我国工程上一般用摄氏温标t_C(℃)，有时也用绝对温标T(K)。美、英等国过去习惯用华氏温标t_F(℉)来表示温度的高低。

13.2.3 空气压力

1. 大气压力

地球表面的空气层在单位面积上所形成的压力称为大气压力，常用符号B表示，单位为帕(Pa)或千帕(kPa)。

除此之外，大气压力还有其他几种使用单位，如气象上习惯以巴(bar)或毫巴(mbar)表示，工程上以工程大气压(kgf/cm²)，物理上以毫米汞柱(mmHg)表示。上述各单位间的换算关系如表13-3所示。

大气压力不是一个定值，它随着地区海拔高度的不同而存在差异，同时还随季节、天气的

晴雨变化而稍有高低。如上海市海拔为 4.5 m，夏季的大气压力为 1005 mbar，冬季为 1025 mbar，而西藏拉萨地区，海拔为 3658 m，夏季大气压力为 651.9 mbar，冬季为 650.7 mbar，气压比沿海城市低得多。大气压力与海拔高度之间的近似关系式是：

$$H=(18.4+0.067t)\lg\frac{1\,013.25}{B}。$$

式中：H——观察点的海拔高度，km；

t——观察点的室外平均气温，℃；

B——观察点处的大气压力，mbar。

通常，以纬度 45°处海平面上平均大气压力定义为物理大气压（又称为标准大气压），其值为1 013.25 mbar（760 mmHg）。

表 13-3　大气压力单位换算表

帕(Pa)	千帕(kPa)	巴(bar)	毫巴(mbar)	物理大气压(atm)	毫米汞柱(mmHg)
1	10^{-3}	10^{-5}	10^{-2}	$9.869\,23\times10^{-6}$	$7.500\,62\times10^{-3}$
10^{3}	1	10^{-2}	10	$9.869\,2\times10^{-3}$	7.500 62
10^{5}	10^{2}	1	10^{3}	$9.869\,23\times10^{-1}$	$7.500\,62\times10^{2}$
10^{2}	10^{-1}	10^{-3}	1	$9.869\,23\times10^{-4}$	$7.500\,62\times10^{-1}$
101 325	101.325	1.013 25	1 013.25	1	760
133 332	133.332	$1.333\,32\times10^{-3}$	1 333.32	$1.315\,79\times10^{-3}$	1

在空调系统中，空气的压力是用仪表测得的，但仪表指示的压力不是空气的绝对压力值，而是“表压力”，又称为工作压力，它等于空气的绝对压力与当地大气压力之差值。

应当指出，只有空气的绝对压力才是其基本状态参数。而且一般规定，凡是未指明是工作压力，均应理解为绝对压力。

2. 水蒸气分压力

由热力学可知，常温常压条件下组成干空气的各种气体都可看作是理想气体，水蒸气严格来讲不能当作理想气体，但由于空气中水蒸气含量很少，多数处于过热状态，将其近似看作理想气体对整个湿空气来说所造成的误差很小，在工程上可以忽略不计，所以空调工程中可把湿空气近似看作理想的混合气体。其压力、比容和温度之间的关系符合理想气体状态方程，即

$$pv=RT。$$

式中：p——气体的压力，Pa；

v——气体的比容 $v=\dfrac{\text{气体的体积}(V)}{\text{气体的质量}(m)}$，$m^3/kg$；

T——气体的绝对温度，K；

R——气体常数，取决于气体性质；

干空气 $R_g=287$ J/(kg·K)；水蒸气 $R_s=461$ J/(kg·K)。

道尔顿定律指出，理想混合气体的总压力等于组成该混合气体的各种气体的分压力之和，每种气体都是在它各自分压力作用之下；参与组成的各种气体都具有与混合气体相同的体积，

相同的温度。

所谓分压力是指混合气体中的某一种气体，在它与混合气体相同的温度下，单独占据该混合气体的总容积时，所具有的压力。

空气既然是由干空气和水蒸气组成，那么：

$$B=p_g+p_s,$$

$$V=V_g=V_s,$$

$$T=T_g=T_s。$$

式中：B——空气总压力；

V,V_g,V_s——空气、干空气和水蒸气的体积；

T,T_g,T_s——空气、干空气和水蒸气的绝对温度；

p_g,p_s——干空气和水蒸气的分压力。

显然，空气中水蒸气含量越多，其分压力越大，反之亦然；空气中水蒸气在其分压力作用下，保持它固有的特性。

13.2.4 空气湿度

空气湿度是指空气中所含水蒸气量的多少。它可以有下列几种表示方法：

1. 绝对湿度

每 m^3 空气中含有的水蒸气量(kg)称为空气的绝对湿度，单位为(kg/m^3)。由理想气体状态方程可知

$$Z=\frac{G_s}{V}=\frac{p_s}{R_sT}。$$

2. 含湿量

每 kg 干空气所伴有的水蒸气质量(g)称为空气的含湿量。用符号 d 表示，其单位为(g/kg 干空气)。

由理想气体状态方程式可得

$$p_gV=G_gR_gT,$$

$$p_sV=G_g\cdot R_s\cdot T,$$

$$d=\frac{G_s}{G_g}=\frac{1\,000p_sV/R_sT}{p_gV/R_gT}=\frac{622p_s}{B-p_s}\quad(g/kg)。$$

式中：B——空气压力，MPa；

p_s——水蒸气分压力，MPa。

由上式可知：含湿量 d 几乎同水蒸气分压力成正比，而同空气的总压力 B 成反比。它确切表达了空气中实际含有的水蒸气量多少。对某一地区来讲，大气压力 B 基本上是定值，那么空气含湿量 d 仅同水蒸气分压力 p_s 有关。

在空调技术中，含湿量同温度一样是一个重要的状态参数，对空气进行减湿或加湿处理时，干空气的质量是保持不变的，仅是水蒸气含量发生变化，所以空调工程计算中，常用含湿量的变化来表达加湿和去湿程度。

3. 相对湿度

我们在日常生活中可以观察到：

(1) 在地面上洒上一层水，不久以后，水迹会消失，水分吸热变成水蒸气而散到空气中去了。

(2) 湿衣服挂在空气干燥的房间里，衣服会较快地被晾干，而挂放在较潮湿的房间里，衣服就不易晾干。

(3) 湿衣服挂在通风的房间里要比挂在不通风的房间里干得快。

(4) 煮开水时，会冒出大量的白色"热气。人们往往以为是水蒸气，实际上水蒸气是无色的，看不见的，我们看到的却是悬在空气中在光线反射下呈白色的大量小雾滴(浴室内也有此类现象)。

由(1)例说明，空气能够吸收和容纳水蒸气。

由(2)例说明，空气在容纳和吸收水蒸气的速度受到空气自身水蒸气含量多少的限制，同样温度下，空气中水蒸气含量多的，吸收得慢，而水蒸气含量少的吸收得快。

由(3)例说明，同样状态的空气，空气量大，吸收水蒸气量也多。

由(4)例说明，空气能够吸收和容纳水蒸气的能力不是无限的，而是有限的。可见，空气在吸收和容纳水蒸气方面具有下列特性：在一定压力和温度条件下，一定数量的空气只能容纳一定限度的水蒸气量。在某一温度下，空气吸收水蒸气量若达到该温度下容许的最大限值，空气就不能再吸收水蒸气了，空气中水蒸气含量已呈饱和状态，称为饱和空气。饱和空气的状态参数 p_s、d、Z 分别称为饱和水蒸气分压力 p_{sb}，饱和含湿量 d_b，饱和绝对湿度 Z_b。

凡是在空气中水蒸气含量未达到该温度下的最大限值，这种空气称为未饱和空气。

空气中能容纳水蒸气量的限值与温度有关，空气温度愈高，其限值愈大；空气温度愈低，其限值愈小。这是由于空气中水蒸气在其自身分压力作用下保持其固有的饱和特性之缘故。其数值如表所示。由此规律可以推论：某一温度下的饱和空气，若在水蒸气分压力不变的条件下，将其温度提高，它就变成未饱和空气。相反，某一温度的未饱和空气，如在水蒸气分压力不变的条件下，将其温度下降到某一温度时，它就可变成饱和空气。这时的温度实际上就是对应于水蒸气分压力的饱和温度，通常称为空气的露点温度 t_L。如果空气温度降到露点温度以下，空气中水蒸气含量超出了该温度下所允许的最大限值。此时，空气中的一部分水蒸气就会凝结成露珠而被析离出来。

相对温度 φ 就是空气中的绝对湿度 Z 与同温度下饱和绝对湿度 Z_b 之比值，常用百分数表示，

$$\varphi=\frac{Z}{Z_b}\times 100\%。$$

利用理想气体状态方程，由上式可导得

$$\varphi=\frac{p_s}{p_{sb}}\times 100\%。$$

相对湿度 φ 表示空气接近饱和空气的程度。$\varphi=0$，则属于干空气；$\varphi=100\%$，则称为饱和空气。可见，φ 值能够比较确切地表示空气干燥和潮湿的程度。

13.2.5 空气的比容与密度

单位质量的空气所占有的容积称为空气的比容 v，单位一般为 m^3/kg，比容倒数即为密度 ρ，单位为 kg/m^3。所以，v 及 ρ 只能看作一个状态参数。由理想气体状态方程很容易导得

$$v=\frac{V}{m}=\frac{RT}{p}\ (\mathrm{m^3/kg}),$$

$$\rho=\frac{1}{v}=\frac{p}{RT}\ (\mathrm{kg/m^3})。$$

式中：m——空气的总质量，kg；

V——空气的总容积，m^3。

由于湿空气为干空气与水蒸气的混合物，两者均匀混合并占有相同的容积。因此，湿空气的密度 ρ 等于干空气的密度 ρ_g 与水蒸气的密度 ρ_s 之和，即

$$\rho=\rho_g+\rho_s=\frac{R_g}{R_gT}+\frac{p_s}{R_sT}\quad(\mathrm{kg/m^3}),$$

将 $p_g=B-p_s$，$p_s=\varphi p_{sb}$ 及 R_g，R_s 值代入上式，经整理得

$$\rho=\frac{0.003\,48B}{T}-\frac{0.001\,34\varphi p_{sb}}{T}\quad(\mathrm{kg/m^3})。$$

式中：B、p_{sb}的单位皆为 Pa；T 的单位为 K。

13.2.6 空气焓值(i)

空气的焓值是指空气含有的总热量，通常以干空气的单位质量为基准。因此，空气焓值等于1 kg 干空气的焓值与$(d/1\,000)$kg 水蒸气焓值之和。

$$i=1.01t+(2500+1.84t)\cdot\frac{d}{1\,000}\quad(\mathrm{kJ/kg\ 干空气})。$$

式中：t——空气的温度，℃；

d——空气的含湿量，g/kg；

1.01——干空气的平均定压比热容，kJ/(kg·K)；

1.84——水蒸气的平均定压比热容，kJ/(kg·K)；

2 500——0℃时水的汽化潜热，kJ/kg。

直接可以由温度的高低显示出来的热量，称为显热。公式中的$\left(1.01+\frac{1.84d}{1\,000}\right)t$ 即为空气的显热部分。当温度不变时，单位质量的物质相态(液态和气态)变化过程中所吸收或放出的热量，称为汽化潜热，空调中有时简称为潜热，它同温度无直接关系。上式中$\frac{2\,500d}{1\,000}=2.5d$，即为空气的潜热部分。显热加潜热称为全热，即焓值(i)。

在定压条件下，单位质量气体在状态变化过程中热量的变化等于该过程始终的焓差。

上述空气参数中，温度 t、含湿量 d、相对湿度 φ、焓 i 和密度 ρ 五个参数彼此任意两个之间不存在直接函数关系，从这个意义上讲，它们彼此是相对独立的。但是它们中间，只要知道任意两个，则其他参数都可以用有关公式计算确定。

13.3 空气的焓湿图(i-d 图)

上节介绍的空气基本状态参数的含义及它们之间的关系，其中温度 t、相对湿度 φ、含湿量 d 和焓 i 是主要参数。它们直接反映了空气的热力状态。在一定的大气压力下，已知其中任意

两个参数，即可计算出其余参数。但是这些计算是相当繁杂的。

在空调工程中，为了简化计算，利用13.2节介绍的一些公式制成图表，即焓湿图（i-d图）。应用此图能比较全面而简明地反映出空气的状态参数及其变化过程。

i-d图主要由t、d、t、φ四组定值线组成。我国现在使用的是以焓和含湿量为坐标轴的焓湿图。纵坐标为焓i，横坐标为含湿量d，为使图面开阔、线条清晰，两坐标轴之间夹角为135°。图13-1是焓湿图的示意图。从图中可以看出，一系列等焓线与d轴平行，一系列等含湿量线与i轴平行。实用中，为避免图面过长，常用一水平线代替实际的d轴，且标在图面的顶部。

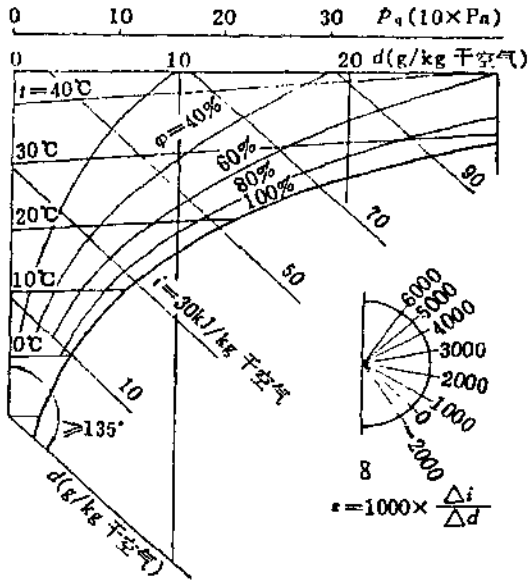


图13-1　焓湿图

等温线是根据公式$i=1.01t+(2\,500+1.84t)\cdot\frac{d}{1\,000}$制作而成的。因为当$t=$定值时，上式中$i$与$d$是直线方程关系。因此，只需求出任意两点即可绘出等温线。若温度定值分别为-10，0，5，10℃，…时，则得到一系列对应的等温线。

应当指出，不同温度值的等温线彼此是不平行的直线，因为直线的斜率为$(2\,500+1.84t)$，由于t值不同，斜率是不相同的。但是由于在空调范围（-10～40℃）内，$1.84t$远远小于2 500，温度对斜率影响不明显，所以等温线又近似平行。

相对湿度线是根据公式$d=\frac{622\varphi p_{sb}}{B-\varphi p_{sb}}$绘制而成的。在一定的大气压力$B$下，当相对湿度$\varphi$为定值时，含湿量$d$是饱和水蒸气分压力$p_{sb}$的单值函数，而饱和水蒸气压力$p_{sb}$又是温度$t$的单值函数，其值可由水蒸气性质表或表13-4查出。因此，根据t、d的对应关系就可以在i-d图上找到若干点，连结各点即成等φ线。由此可以作出0%、10%、……100%等数值的相对湿度线。显然，$\varphi=0\%$的相对湿度线就是纵坐标，$\varphi=100\%$的相对湿度线就是饱和湿度线。而且，等φ线是一组向上延伸的拱形曲线。

由公式$d=\frac{622p_s}{B-p_s}$可变换为$p_s=\frac{B\cdot d}{622+d}$。换句话说，在一定的大气压力$B$条件下，空气的水蒸气分压力$p_s$是空气含湿量的单值函数。因此在代用$d$轴的上方设一水平水蒸气分压力线同$d$值线对应。

13.4　i-d图的应用

i-d图是进行空调工程设计计算和分析空调设备运行工况的重要工具。

13.4.1　确定空气状态参数

在i-d图中，每一个点都代表空气的一个状态，只要知道t、d、φ、i中任意两个参数，就可以在i-d图上确定其他参数。

【例题】 已知大气压力为1 013.25 mbar室内空气的温度为25 ℃，相对湿度为50%。试求该空气的 d 与 i。

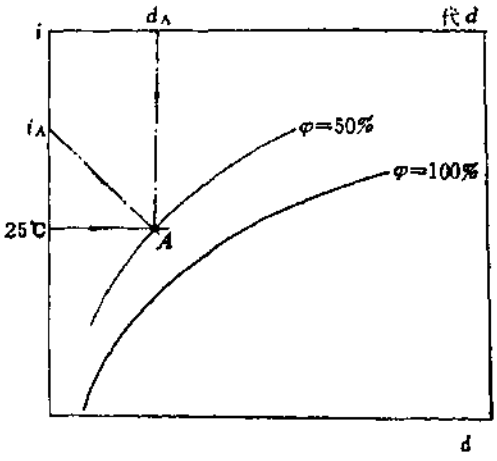


图 13-2 计算空气状态用示意图

解 使用大气压力为1 013.25 mbar 的 i-d 图。在图上查出 $t=25$℃的等温线同 $\varphi=50\%$的等相对湿度线之交点 A，它就是所要求的空气状态点，如图 13-2 所示。并从图中查得其含湿量 $d_A=9.8$ g/kg，焓值 $i_A=50.4$ kJ/kg。

13.4.2 反映空气状态变化过程

空气被加热、冷却、加湿或减湿时，空气从原来状态变成另一种状态。在 i-d 图上可以用一点表示空气的某一状态，还可以用无数状态点联成的一条直线来表示空气从一种状态变化到另一种状态的变化过程。

例如，空气原来状态为 A，见图 13-3，质量为 G(kg)，当加入热量 Q(kJ)、加入水蒸气量 W(kg)后，空气状态变成 B。联结 A、B，直线 AB 即表示空气从 A 到 B 的变化过程。在这状态变化过程中，空气焓值的变化

$$\Delta i=i_B-i_A=\frac{Q}{G}。$$

空气含湿量变化量

$$\Delta d=d_B-d_A=\frac{1\,000\,W}{G}。$$

空气状态变化前后焓差 Δi 和含湿量 Δd 的比值称为空气状态变化过程的热湿比，常用符号 ε 表示。即

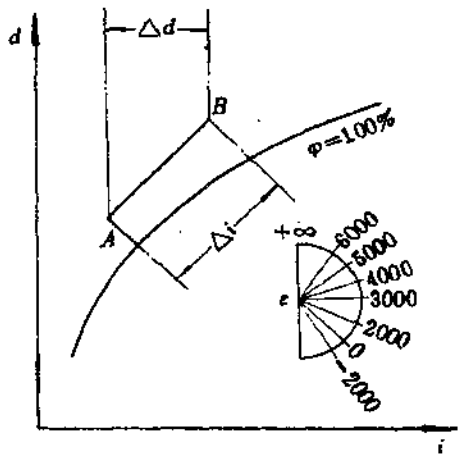


图 13-3 空气状态在 i-d 图上的表示

$$\varepsilon=\frac{\Delta i}{\Delta d/1\,000}=\frac{1\,000\Delta i}{\Delta d}=\frac{Q}{W}。$$

式中：Q——加入的热量，kJ；

W——加入的水蒸气量，kg。

实际上，ε 就是直线 AB 的斜率，它反映了空气状态变化过程线的方向，故又称“角系数”。斜率与起始位置无关，因此，起始状态不同的空气只要斜率相同，其变化过程必定互相平行。根据这一特性，就可以在 i-d 图上以任意点为中心作出一系列不同值的 ε 标尺线。实际应用时，只需把等值的 ε 标尺线平移到空气状态点，就可绘出该空气状态的变化过程。

ε 标尺线常绘在 i-d 图右下侧，如图 13-1 所示。

热湿比 ε 有几个特殊值：

当焓值增加，含湿量不变($\Delta d=0$)时，$\varepsilon=+\infty$，该过程线垂直向上；

当焓值减少，含湿量不变($\Delta d=0$)时，$\varepsilon=-\infty$，该过程线垂直向下；

当焓值不变($\Delta i=0$)，仅含湿量发生变化($\Delta d\neq0$)时，$\varepsilon=0$。该过程线即为等焓线。

13.4.3 求空气的湿球温度

常用的温度计只能测出空气的温度，而空气状态的确定需要有两个参数。为解决空气参数的测量，通常使用干、湿球温度计测出空气的干湿球温度，进而算出其相对湿度和其他参数。

干、湿球温度计是用两支完全相同的温度计组成，其中一支的敏感件（温包）包以清洁的脱脂纱布，纱布的一端浸入盛水的容器中，纱布的毛细现象能将水吸上来而呈湿润状态。另一支未包纱布的为干球温度计，其读数为干球温度，简称为温度。见图 13-4。

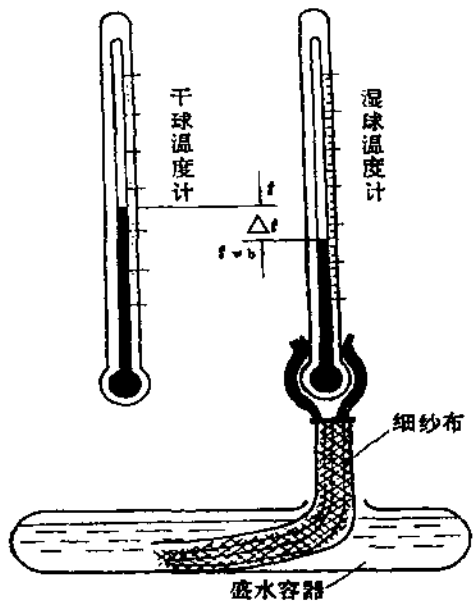


图 13-4

从水的蒸发机理可知，湿球温度计温包上湿纱布表面必然存在一层饱和空气层，其温度即纱布含水的温度 t_w。如果水温 t_w 大于空气温度，且空气的 $\varphi<100\%$ 时，纱布中水分就会向空气中蒸发，蒸发时吸取水本身热量（作为蒸发时汽化潜热），致使水温下降。

当纱布水温度降到比空气温度低时，空气开始传热给水，此时水分子蒸发所需要的汽化潜热一部分来自空气，另一部分则仍取自水本身，因而使水温继续下降。在空气温度不变情况下，由于水温越来越低，空气传给水的热量随纱布水温下降而增大。与此同时，因水温下降湿球表面饱和空气的水蒸气分压力也逐渐减少，则蒸发量减小，其蒸发所需的汽化潜热量也越来越小，直到空气传给水的显热量正好等于纱布水分蒸发所需汽化潜热量时，纱布水温不再下降，稳定于一个读数上，此读数称为空气的湿球温度 t_{wb}。

由此可见，所谓湿球温度就是空气与湿球表面热湿交换的结果，即空气放出的显热量与纱布水蒸发所吸收汽化潜热量相等时湿球温度计上的读数。

周围空气越干燥（φ 越小），则纱布水蒸发量就越大，所需汽化潜热量也越大，湿球温度就越低；如果周围空气的相对湿度 $\varphi=100\%$，湿球纱布上的水不蒸发，因此，干湿球两支温度计读数相同。

应当指出，风速大小对所测湿球温度的准确性有很大影响。当流过湿球的风速较小时，空气与湿球表面热湿交换就不完善，湿球读数偏高。实践证明，当流经湿球表面风速为 2.5～4 m/s以上时，所测得的湿球温度几乎不变，即为空调中定义的真实湿球温度 t_{wb}。

空气和湿纱布在热湿交换中，严格来说空气仍然获得了热量，这是因为水蒸发带入空气的热量略大于空气传入湿纱布的热，这个差值等于 $c_w \cdot t_{wb} \cdot W$。湿球表面的一层饱和空气层可以看作是 G(kg)空气进行上述热湿交换的结果，其状态变化过程的热湿比

$$\varepsilon=\frac{1\,000\Delta i}{\Delta d}=\frac{1\,000c_w \cdot t_{wb} \cdot W/G}{1\,000W/G}=4.19t_{wb}(\text{kJ/kg})。$$

式中：c_w——水的定压比热容，4.19 kJ/(kg·℃)；

W——散发到空气中去的水蒸气量，kg/h；

G——状态变化的空气量，kg/h。

即状态变化过程是沿着热湿比 ε，在数值上等于 4.19 t_{wb}的方向线进行的。当 $t_{wb}\leqslant 30℃$时，$\varepsilon\leqslant 126$ kJ/kg，此方向线同等焓线十分接近。在工程上可以近似看作沿等焓线进行。根据这个原理，利用湿球温度配合其他任意一个参数（常用干球温度），就可以决定空气状态，或者知道其他两个参数就可以求得空气的湿球温度。

空气的湿球温度也是空气的状态参数之一。

13.4.4 求空气的露点温度

在一定的大气压力下，保持含湿量不变（即水蒸气分压力不变），将未饱和空气冷却，当它的温度下降到该空气成为饱和状态时，若温度再继续下降，则空气中一部分水蒸气就要凝结，以露珠（雾滴）的形式从空气中分离出来，这种现象称为“结露”。使空气开始“结露”的临界温度称为露点温度，常用 t_L 表示。

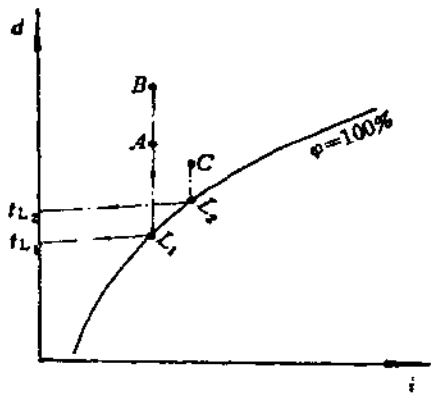


图 13-5 用 i-d 图求露点温度

露点温度可以很方便地用 i-d 图求出。如图 13-5 所示。假设空气的状态为 A，通过 A 点向下作等 d 线，它与 $\varphi=100\%$饱和曲线之交点 L_1，即为状态 A 空气的露点，其相应的温度 t_{L1}即为状态 A 空气的露点温度。显然，不同状态的空气，只要他们含湿量相同（即水蒸气分压力相同），其露点温度就相同，如图中 A 和 B 两种状态的露点温度都为 t_{L1}。反之，含湿量不同，其露点温度也不同，含湿量大，露点温度也高。如图中 C 点的露点温度 $t_{L2}>t_{L1}$。

应当注意，空气的露点温度与空调器的“机器露点”是有区别的。后者将在第十四章叙述。

13.4.5 确定两种不同状态空气的混合状态

在空调工程中，有时为了节能，通常利用空调房间的一部分空气作回风，与室外新风或处理后的空气混合。两种不同状态空气混合以后的状态参数可以用计算方法确定，也可以很方便地运用 i-d 图来确定。

如果一种空气的质量为 m_1，状态参数为 i_1，d_1，另一种空气质量为 m_2，状态参数为 i_2，d_2。则根据质量和能量守恒原理：混合后空气的总质量 m 应等于混合前两种空气的质量之和；混合后空气的总热量应等于混合前两种空气的热量之和；混合后空气的总湿量应等于混合前两种空气的总湿量之和。设混合后空气的状态为 i_m，d_m，则：

$$m=m_1+m_2,$$

$$m\cdot i_m=(m_1+m_2)i_m=m_1\cdot i_1+m_2\cdot i_2,$$

$$m\cdot d_m=(m_1+m_2)\cdot a_m=m_1\cdot d_1+m_2\cdot d_2。$$

将上述各式整理后可得下面关系式，并见图 13-6。

$$\frac{i_1-i_m}{i_m-i_2}=\frac{d_1-d_m}{d_m-d_2}=\frac{m_2}{m_1}=\frac{\overline{1M}}{\overline{M2}}。$$

$$\frac{i_1-i_2}{d_1-d_2}=\frac{i_1-i_m}{d_1-d_m}=\frac{i_m-i_2}{d_m-d_2}。$$

由上面公式说明：

(1) 混合状态点 M 与点 1 的连线$\overline{1M}$和 M 点与点 2 的连线$\overline{M2}$具有相同的热湿比值，而且都等于点 1、2 连线所具有的热湿比值。因此，混合点 M 必定在点 1 和点 2 的连线上。

(2) 混合点 M 将$\overline{12}$线段分为两段，两段的长度$\overline{1M}$与$\overline{M2}$仅仅同参与混合的两种空气的质量 m_1，m_2 成反比。

上述结论使我们在 i-d 图上很容易按反比例的关系找到混合状态点 M。

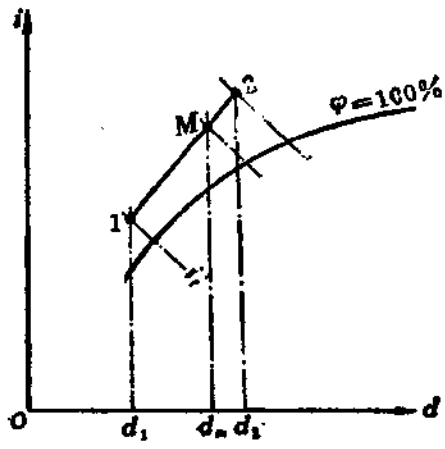


图 13-6

第十四章　送风量的确定及空气处理方法

空气调节主要是用空气作介质，把经过处理的空气送入空调房间吸收余热、余湿，使房间的温湿度（有时还包括含尘浓度）维持在给定的范围内。那么空调房间应维持怎样的空气状态？应该送什么参数的风？要送多少风量？这些问题都有待空调设计来解决。

14.1　送风参数及送风量的确定

确定送风量之前首先要进行空调热、湿负荷计算，它同冷藏库的冷负荷计算一样，都是比较麻烦的，而且两者的计算方法有些地方是相似的。所以，本节仅简单介绍夏季空调负荷传统的计算步骤与方法，详细计算可参见有关的空气调节设计手册等参考书。

14.1.1　室外参数选择

室外空调设计参数可参见《空气调节设计手册》，表 14-1 仅选几个主要城市。

表 14-1　室外参数

季节 / 参数名 / 值 / 城市	夏季			冬季	
	空调干球温度（℃）	空调湿球温度（℃）	空调日平均温度（℃）	计算温度（℃）	计算相对温度（℃）
上海市	34	28.3	30	−4	73
北京市	33.8	26.5	29	−12	41
南京市	35.2	28.5	32	−6	71
武汉市	35.2	28.2	32	−5	75
广州市	33.6	28.0	30	5	68

夏季空调干球温度、湿球温度是为计算新风负荷所需要的。夏季空调日平均温度是为计算围护结构渗入热所需要的。

14.1.2 室内参数选择

室内参数主要由使用对象的需要而确定。工艺性空调主要取决于工艺过程对环境提出的特殊要求。舒适性空调主要取决于人体的舒适。各种不同用途的房间所需维持的室内参数可详见《空气调节设计手册》。表 14-2 仅选摘几种常用场合的参数。

应当指出，在确定室内计算参数时，在工艺条件允许的前提下要尽量提高夏季室内计算温度，尽量降低冬季室内计算温度，这不仅能节省设备投资和能源消耗，而且有利于人体健康，因为夏季过低（冬季过高）的室温会使空调区域与非空调区域（或室外）之间的温差偏大，使人体在进入或者离开空调区域时会感到一种不舒适的温度冲击，甚至生病。此外，在满足工艺条件的前提下，空调精度要求应越低越好。

表 14-2 室内参数

建筑名称	夏季		冬季		备注
	温度(℃)	相对湿度(%)	温度(℃)	相对湿度(%)	
民用及公共建筑	26～28	40～60	18～22	≥35	空气流速为 0.2～0.5 m/s
纺织厂细纺车间	30～32	55～60	23～25	50～55	
医院手术室	t=23～26 ℃		φ=50%～60%		
热学计量室(热电偶校正室)	t=20 ℃±(1～2) ℃		φ≤70%		
精密刻划室	t=20 ℃±(0.1～0.5) ℃		φ≤65%		有较高净化要求
电子计算机房	t=(20～23) ℃±(1～2) ℃		φ=0±10%		

14.1.3 夏季空调热、湿负荷计算

空调热、湿负荷计算主要是指空调房间的余热、余湿量计算。它的主要有：

(1) 围护结构的渗入热 Q_T。它包括温差渗入热和太阳辐射渗入热，其计算方法及公式同本书第八章所述的 Q_{1-1}和 Q_{1-2}，且 $Q_T=Q_{1-1}+Q_{1-2}$。

(2) 玻璃窗渗入热 Q_G。其计算公式是：

$$Q_G=[KF(t_w-t_n)+x_m \cdot x_z \cdot F \cdot J_z]\times 10^{-3} \quad (kW),$$

式中：K——窗户的传热系数，见表 14-3，kW/(m² · ℃)；

F——窗户面积，m²；

t_w——夏季空调室外干球温度，℃，上海是 34 ℃；

t_n——空调房间温度，℃；

x_z——遮阳系数，见表 14-4；

x_m——窗的有效面积系数，系考虑窗框占掉部分面积，见表 14-3；

J_z——透过玻璃窗的太阳总辐射强度，W/m²，其值可查《TJ19-75》；上海地区估算时可近似用表 14-5 数值。

表 14-3 窗的传热系数和有效面积系数

窗	单层		双层		三层	
	木框	金属框	木框	金属框	木框	金属框
有效面积系数 x_z	0.65	0.85	0.55	0.75	0.5	0.70
传热系数 K[W/(m² · ℃)]	5.8	6.4	2.9	3.26	1.75	2.33

表 14-4 窗的遮阳系数 x_m

遮阳形式	朝阳面颜色	单层玻璃	二层或三层玻璃
内窗帘	白色	0.45	0.5
	乳黄色	0.50	0.55
	深绿色	0.60	0.64
	暗褐色	0.80	0.82
窗上涂白	白色	0.60	0.60
毛玻璃	次白色	0.40	0.40
蓝色吸热玻璃	厚 3 mm/6 mm	0.76/0.6	

表 14-5 上海市夏季透过普通单层玻璃窗的太阳总辐射强度 J_z(近似)

朝 向	东	东 南	南	西 南	西	西 北	北	东 北	水 平
J_z(W/m²)	139.6	139.6	209.3	373.3	351.2	171.0	139.6	139.6	801.3

注：此表为下午 1:30 数值。

(3) 人体热 Q_p。人体散热可分为两部分，即显热和潜热。显热是由于体温与室内温度之差，通过对流、导热而散入空气的热量。潜热则主要是由汗水蒸发及肺泡表面蒸发散入空气中的热量。

$$Q_p = q_p \cdot n \cdot n_p \cdot 10^{-3} = (q_{ps} + q_{pl}) \cdot n \cdot n_p \cdot 10^{-3}(\text{kW}),$$

式中：q_p，q_{ps}，q_{pl}——每个人散发的全热、显热和潜热，其值同室内温度 t_n 有关，见表 14-6；

n——人数；

n_p——群集系数，因人体散热同性别、年龄也有一定的关系，所以在人员群集的场所就会随房间用途不同而有不同比例的成年男子、女子和儿童数量。为了实际计算方便，常以成年男子为基础，乘以考虑了各类人员组成比例的系数，称为群集系数。表 14-7 给出了一些数据，供参考。

表 14-6 不同温度条件成年男散热①散湿量

体力活动性质		热、湿量 (kcal/h) (g/h)	室内温度 (℃)										
			20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
静坐	影剧院	显 热	72	69	67	64	61	58	54	50	46	41	37
	会 堂	潜 热	22	24	26	29	32	35	39	43	47	52	56
	阅览室	全 热	94	93	93	93	93	93	93	93	93	93	93
		湿 量	38	40	45	50	56	61	68	75	82	90	97
极轻劳动	旅 馆	显 热	77	73	68	64	60	56	52	49	44	39	35
	体育馆	潜 热	40	44	48	51	55	59	63	66	71	76	80
	手表装配	全 热	117	117	116	115	115	115	115	115	115	115	115
	电子元件	湿 量	69	76	83	89	96	102	109	115	123	132	139
轻度劳动	百货商店	显 热	80	75	70	65	60	55	50	44	40	34	30
	化学实验室	潜 热	77	81	86	91	96	101	106	112	116	122	126
	电子计算机房	全 热	157	156	156	156	156	156	156	156	156	156	156
		湿 量	134	140	150	158	167	175	184	194	203	212	220
中等劳动	纺织车间	显 热	101	96	89	83	76	71	64	58	52	45	39
	印刷车间	潜 热	101	106	113	119	129	131	138	144	150	157	163
	机加工车间	全 热	202	202	202	202	202	202	202	202	202	202	202
		湿 量	175	184	196	207	219	227	240	250	260	273	283
重度劳动	炼钢车间	显 热	145	140	135	130	125	120	115	110	105	100	95
	铸造车间	潜 热	205	210	215	220	225	230	235	240	245	250	255
	排练厅	全 热	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350	350
	室内运动场	湿 量	356	365	373	382	391	400	408	417	425	434	443

① 此表中热量单位为 kcal/h，如按 W 计，则应将表中数值乘以 1.163。

表 14-7 群集系数 n_p

资料来源	国内资料	国外资料
影剧院	0.89	0.91
百货商店	0.89	1
旅馆	0.93	0.86
体育馆	0.92	0.90
银行	1	0.79
工厂轻劳动	0.9	0.9
重劳动	1.00	1.00
图书阅览室	0.96	1

(4) 设备热 Q_A。主要指空调房间中的电动设备或电热设备发热。电动设备是指电动机及其所带动的工艺设备。电动机在带动工艺设备进行生产的过程中向室内空间散发的热量主要有两部分：一是电动机本体由于温升而散入室内的热量；二是由工艺设备所散出的热量。

$$Q_A = n_1 \cdot n_2 \cdot \Sigma \frac{N}{\eta}(\text{kW})。$$

式中：n_1——负荷系数，单位时间内平均实耗功率与安装功率之比，一般为 0.35～0.45，机床为 0.25；

n_2——同时使用系数，即房间内电动机同时使用的安装功率与总的安装功率之比值，根据工艺要求而定，一般为 0.5～0.8；

η——电动机效率，可查表 14-8，如果电动机不在空调房间内，则 $\eta=1.0$，对电热设备 $\eta=1.0$；

N——电动设备或电热设备的安装功率，kW。

表 14-8 电动机效率

电动机效率(kW)	0.25～1.1	1.5～2.2	3～4	5.5～7.5	10～13	17～22
电动机功率 η(%)	76	80	83	85	87	88

(5) 照明热 Q_L。照明设备所耗电能一部分转化为光能，一部分直接转化为热能。热能直接传给空气，光能先射向周围物体，被物体吸收后转化为热能，然后再传给空气。所以，

$$Q_L = n_1 \cdot n_2 \cdot N(\text{kW})。$$

式中：N——照明灯具安装功率，kW；

n_1——镇流器耗能系数，对白炽灯，$n_1=1.0$；对镇流器装在顶棚内的荧光灯，$n_1=1.0$；只有对镇流器装在空调房间内的荧光灯，$n_1=1.2$；

n_2——灯罩隔热系数，灯罩和灯管都在室内的荧光灯，$n_2=1.0$；灯罩上部穿有小孔，下部为玻璃板，可利用自然通风使部分散热于顶棚内时，$n_2=0.5$～0.6；而灯罩上部没有通风小孔者，$n_2=0.6$～0.8。

(6) 室内湿源产湿量 W。

① 敞开水槽表面散湿量

$$W_1=\beta(p_{wb}-p_s)\cdot F\cdot\frac{760}{B}\quad(\mathrm{kg/s})。$$

式中：p_{wb}——相应于水表面温度的饱和水蒸气压力，Pa；

p_s——空气中水蒸气分压力，Pa；

F——蒸发水槽表面积，m^2；

B——当地实际大气压，mmHg；

β——蒸发系数[$\beta=(a+0.003\,63c)10^{-5}$]，kg/(N·s)；

a——不同水温下的扩散系数，kg/(N·s)，其值可查表 14-9；

c——水面上的空气流速，m/s。

表 14-9　不同水温下的扩散系数 a

水　温(℃)	30	40	50	60	70	80	90	100
a[kg/(N·s)]	0.004 6	0.005 8	0.006 9	0.007 7	0.008 8	0.009 6	0.010 6	0.012 5

② 地表面积水的产湿量

$$W_2=\frac{a\cdot(t_n-t_{wb})\cdot F}{r}(\mathrm{kg/s})。$$

式中：t_n、t_{wb}——分别为室内的干、湿球温度；

a——由空气到水的放热系数，约为 4～4.4W/(m^2·℃)；

F——积水之表面积，m^2；

r——汽化潜热，kJ/kg。

上述各项余热、余湿之和组成空调房间总的热湿负荷 Q_n，其相互关系是：

$$Q_n=Q_T+Q_G+Q_A+Q_{1L}+Q_p+i''W_1+r\cdot W_2,$$

$$Q_n=Q_{nx}+Q_{nL},$$

$$Q_{nx}=Q_T+Q_G+Q_A+Q_{1L}+Q_{px},$$

$$Q_{nL}=Q_{pL}+i''\cdot W_1+rW_2,$$

$$W_n=Q_{pL}/r+W_1+W_2。$$

式中：Q_{nx}——空调房间总的显热负荷，kW；

Q_{nL}——空调房间总的潜热负荷，kW；

W_n——空调房间总的余湿量，kg/s；

i''——敞开水槽表面温度对应的饱和蒸气焓值，kJ/kg。

14.1.4　送风量的计算

空气调节实际上是利用送风和排风的差异带走室内余热和余湿，以维持空调房间所要求的空气状态，如图 14-1 所示。

为了消除余热 Q_n，余湿 W_n，使室内状态保持在 $N(t_N,i_N,d_N)$点，需送入 G(kg/s)，状态为 $S(t_S,i_S,d_S)$的空气。这部分空气吸收 Q_n、W_n 后，状态由 S 点变为 N 点。从热量和质量平衡原理可得空调房间的热湿平衡为

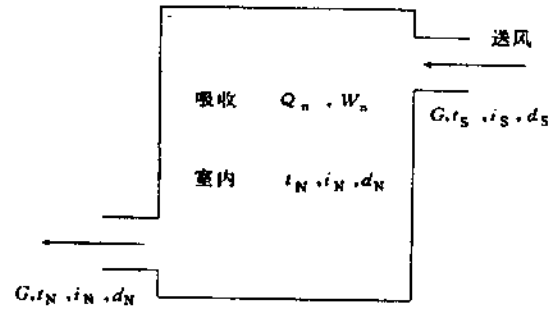


图 14-1

$$Q_{ns}=C_p \cdot G \cdot (t_N-t_S) \quad (kW),$$
$$Q_n=G \cdot (i_N-i_S) \quad (kW),$$
$$W_n=G \cdot (d_N-d_S)/1000 \quad (kg/s)。$$

所以

$$G=\frac{Q_{ns}}{C_p \cdot (t_N-t_S)}=\frac{Q_n}{i_N-i_S}=\frac{1000W_n}{d_N-d_S} \quad (kg/s)。$$

式中，C_p——空气的定压比热容，其值为 1.01 kJ/(kg · ℃)；

送风进入房间，吸收余热余湿的状态变化过程的热湿比 ε_n 为

$$\varepsilon_n=\frac{1\,000(i_N-i_S)}{d_N-d_S}=\frac{Q_n}{W_n}(kJ/kg)。$$

由此可见，在 i-d 图上的送风状态点 S 必定落在通过 N 点，热湿比为 ε_n 的过程线上，并处于 N 点的左下方(指夏季送风)。S 点与 N 点差距愈大，送风量愈小；差距愈小，送风量愈大。

房间温度与送风温度之差 $\Delta t_S=t_N-t$，称为送风温差。由送风量公式可知，送风温差愈大，送风量 G 愈小，这对减小风管尺寸和风机的功率、噪声都是有利的。但是采用过大的送风温差，对人体的舒适和室内温度的均匀分布不利，而且还要加强送风管的绝热。因此，送风温差的选用要慎重考虑。送风温差的选用还受到空调精度的限制，表 14-10 是暖通空调规范对夏季送风温差的建议值。

14-10 送风温差推荐值

空调精度(℃)	送风温差 Δt_S(℃)
±(0.1～0.2)	2～3
±0.5	3～6
±1.0	6～10
>±1℃	≤15
诱导式舒适性空调≈2℃	≤17(经验值)(指进诱导器数值)

选定送风温差 Δt_S 和算得 ε_n 值后即可确定送风状态点 S 和送风量 G，其步骤为：

(1) 在 i-d 图上找出室内空气状态点 N。

(2) 过 N 点作 ε_n 方向线。

(3) 由选定的送风温差 Δt_S，求出送风温度 $t_S=t_N-\Delta t_S$。由 t_S 等温线与 ε_n 的方向线之交 S

即为送风状态点。并可查出相应的送风状态点 S 的其他参数 i_S,d_S,如图 14-2 所示。

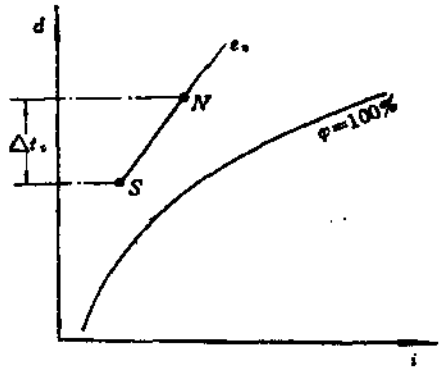


图 14-2

(4) 利用送风量公式,根据 Δt_S 即可求出送风量 G。

14.1.5 新风量 G_w 及新风热 Q_w

空调房间送入必需的新风量是保证工作人员身体健康的重要措施。但是为了节能,除了由于室内产生有害气体,室内空气不能循环使用以外,凡是允许采用回风循环的空调系统,应尽量利用回风。

一个空调系统的新风量 G_w 不应小于总送风量的 10%,而且不应小于下列两项风量中的最大值。

(1) 为补偿局部排风、全面排风和保持室内正压(或负压)所需的新风量之总和。

(2) 为保证每个房间满足卫生条件需要的新风量,在工作人员停留时间较长的房间,每人所需新风量为 30～40 $m^3/(h \cdot 人)$。对工作人员比较拥挤的短期停留房间,每人所需新风量为 10～15 $m^3/(h \cdot 人)$。

新风热

$$Q_w = G_w \cdot (i_w - i_n) \quad (kw),$$

式中:i_w,i_n——分别为室外、室内空气设计参数焓值。

一般来说,Q_w 值是较大的,因此在设计时,必须根据空调房间的具体条件,本着节能的原则,根据工作人员的卫生条件来综合考虑新风量 G_w。

冬季的空调热湿负荷计算方法与夏季相同,但要注意正、负值。因此,有时冬季不一定要排除余热、余湿,而要补充热量,有时还要补充湿量。送风量也要另行计算。这部分内容本书从略。

14.2 表面式换热器处理空气及其在 i-d 图上表示

用表面式换热器处理空气,主要有干式加热、干式冷却和减湿冷却三种。

14.2.1 干式加热过程

在空调工程中,往往需要对空气进行加热处理。常用的加热器有蒸汽加热器、热水加

热器和电加热器。前两种加热器是在管内通以热媒(蒸气或热水),管外通过被加热的空气。这些加热设备均属于干式加热器。

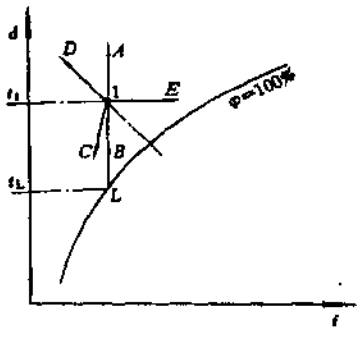


图 14-3

当空气通过加热器时获得热量,提高了温度,但其含湿量并没有变化,过程线如图 14-3 的 1→A 所示,垂直向上。其特点是 $\Delta i>0$,$\Delta d=0$,$\varepsilon=+\infty$。

干式加热过程中,空气的相对湿度是逐渐减小的。

若进加热器时空气的温度为 t_1,则加热器出口空气的温度 t_{2A}可用下式计算:

$$t_{2A}=t_1+\frac{Q}{1.01G}\quad(℃),$$

式中:Q——加热器的加热量,kW;

G——空气质量流量,kg/s。

对蒸气加热器

$$Q=i''\cdot m_s\qquad(kW)。$$

对热水加热器

$$Q=m_w(t_{1w}-t_{2w})\qquad(kW)。$$

对电加热器

$$Q=I^2R\times10^{-3}(kW)。$$

上述式中,没有考虑加热器的散热损失,而且:

i''——蒸气凝结时放出的凝结热,kJ/kg;

m_s——蒸气流量,kg/s;

m_w——热水流量,kg/s;

t_{1w},t_{2w}——热水进、出加热器时的温度,℃;

I,R——电加热器工作电流,A,电阻,Ω。

14.2.2 干式冷却过程

干式冷却通常是使用表面式冷却盘管,盘管外流经被冷却的空气,盘管内流经冷冻水。干式冷却的条件是冷却盘管外表面温度低于空气温度,但又高于(或等于)空气的露点温度。

干式冷却过程是等湿减焓降温变化过程,如图 14-3 中 1→B 所示,方向线垂直向下,其特点是 $\Delta i<0$,$\Delta d=0$,$\varepsilon=-\infty$,而相对温度 φ 是逐渐增加的。

若冷却器进口时空气的温度为 t_1,则冷却器出口时空气的温度 t_{2B}可用下式计算:

$$t_{2B}=t_1-\frac{Q}{1.01G}\quad(℃)。$$

式中:Q——冷却器的冷却量,若不考虑损失,$Q=4.19m_w(t_{2w}-t_{1w})$,kW;

4.19——冷冻水比热容值,kJ/(kg·℃);

m_w——冷冻水流量,kg/s;

t_{1w},t_{2w}——分别为冷冻(媒)水进、出冷却器时的温度,℃;

G——空气流量,kg/s。

14.2.3 减湿冷却过程

用表面式空气冷却盘管冷却空气时，当冷却盘管外表面平均温度低于空气初始状态的露点温度时，则为减湿冷却过程。表面式冷却盘管外表面平均温度称为“机器露点”。

空气在进行减湿冷却时，不仅表现为温度和焓值的下降，而且冷却盘管表面有水蒸气凝结现象发生，空气中的含湿量也随之下降。状态变化过程线在 i-d 图上是向左下方倾斜的直线。其热湿比 $\varepsilon>0$，如图 14-3 中 1→C 所示。

表面式空气冷却盘管出口空气的状态点的确定要借助于冷却盘管的热湿平衡计算。

14.3 用喷水室处理空气

在空调工程中，空气与水直接接触的喷水室得到普遍的应用，尤其是对于大型的集中式空调系统和相对湿度要求严格的空调场合。喷水室的主要优点是把不同温度的水喷成雾滴，用它来处理空气，可以实现空气状态的多种变化（即热工性能的多样性），有一定的净化空气能力，使用比较方便等。其缺点主要是对水质的卫生要求较高，占地面积大等。

14.3.1 空气与水之间的热湿交换原理

当空气遇到敞开的水面或运动的水滴时，便与水表面之间发生热、湿交换。这时，根据水温的不同，可能仅发生显热交换，也可能既有显热交换，又有湿交换，而湿交换同时将发生潜热交换。显热交换是由于空气与水之间存在温差，因导热、对流和辐射而进行换热的结果；而潜热交换是空气中的水蒸气凝结（或水滴表面蒸发）而放出（或吸收）汽化潜热的结果。总热交换量是显热交换和潜热交换的代数和。

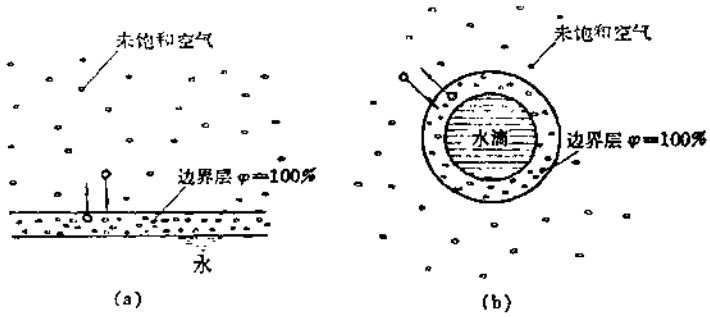


图 14-4 饱和空气边界层

空气与水直接接触时，在贴近水表面的地方或水滴周围，由于水分子作不规则运动，形成了一个温度等于水表面温度的饱和空气边界层，见图 14-4。边界层内水蒸气分压力取决于水表面温度。在边界层内侧（与水接触一侧），水蒸气分子仍作不规则运动，结果经常有一部分水分子进入边界层，同时也有一部分水蒸气分子离开边界层进入水中。在边界层外侧（与空气接触一侧），如果边界层温度高于周围空气温度，则由边界层向空气传热；反之，则由周围向边界层传热。如果边界层内的水蒸气分压力大于周围空气的水蒸气分压力，则由边界空气层进入周围空气的水蒸气分子数多于由周围空气进入边界层的水蒸气分子数，结果空气被加湿；反之，

则将减湿。我们通常遇到的“蒸发”与“凝结”现象，就是这种作用的结果。在蒸发过程中，边界层减少了的水蒸气分子由水面跃出的水蒸气分子补充；在凝结过程中，边界层中过多的水蒸气分子将回到水面。

由此可见，空气与水之间的显热交换取决于边界层与周围空气之间的温度差，而湿交换及由它引起的潜热交换则取决于两者之间的水蒸气分压力之差。

14.3.2 空气与水直接接触时的状态变化过程

当空气流经水面或水滴周围时，就会把边界层中的饱和空气带走一部分，而补充以新的空气继续达到饱和，因而饱和空气层将不断与流过的空气相混合，使整个空气状态发生变化。因此可将空气与水的热、湿交换过程看作两种状态空气的混合过程。根据空气的混合规律，在 i-d 图上，混合后的状态点应该位于连接空气初状态和该水温下饱和状态点的直线上。显然，达到饱和的空气愈多，空气的终状态点愈靠近饱和状态点。可见，如果和空气接触的水量无限大，接触时间又无限长，即在所谓理想的条件下，全部空气都能达到饱和状态，并具有水的温度。也就是说，空气的终状态点将位于 i-d 图的饱和曲线上，并且空气的终温将等于水温；与空气接触的水温不同，空气的状态变化过程也将不同。所以，随着水温不同可以得到图 14-5 和表 14-11 所示的七种典型的空气状态变化过程。

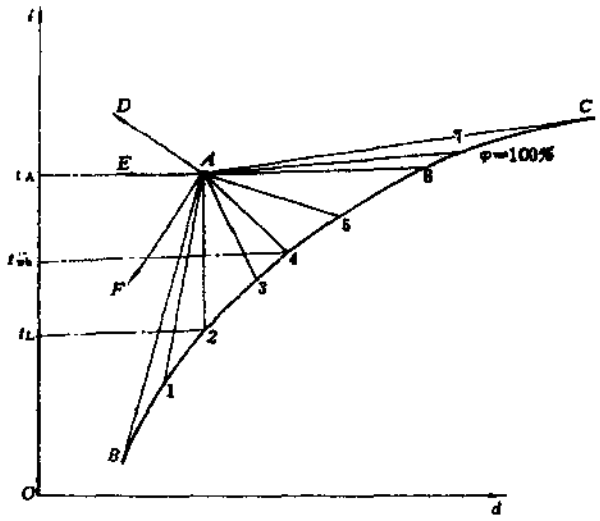


图 14-5 水和空气直接接触的各种过程

表 14-11 空气与水直接接触时各种过程的特点

过程线	水温特点	温度 t	含湿量 d	焓值 i
$A\rightarrow1$	$t_w<t_L$	减	减	减
$A\rightarrow2$	$t_w=t_L$	减	不变	减
$A\rightarrow3$	$t_L<t_w<t_{wb}$	减	增	减
$A\rightarrow4$	$t_w=t_{wb}$	减	增	不变
$A\rightarrow5$	$t_{wb}<t_w<t$	减	增	增
$A\rightarrow6$	$t_w=t$	不变	增	增
$A\rightarrow7$	$t_w>t$	增	增	增

注：表中 t_{wb}、t_L 分别为空气的湿球温度和露点温度。

在这七种过程中 $A\rightarrow 2$ 过程是空气加湿与减湿的分界线，$A\rightarrow 4$ 过程是空气增焓和减焓的分界线，而 $A\rightarrow 6$ 过程是空气升温与降温的分界线。

用水喷雾处理空气时，由于水表面饱和空气层状态仅仅局限在 $\varphi=100\%$ 的曲线上，所以处理空气的范围，在如图 14-5 所示的两条切线 $\overline{AB}$，$\overline{AC}$ 的范围内。若用盐水溶液（氯化锂、氯化钙的水溶液）喷雾处理空气时，由于盐水溶液表面的饱和空气边界层的水蒸气分压力比同温度下水的表面饱和空气边界层的水蒸气分压力低得多。所以，使用不同浓度和温度的盐水溶液，可以实现用水喷雾不能达到的升温去湿、等温去湿、降温去湿等空气处理过程。分别如图 14-5 中 $A\rightarrow D$，$A\rightarrow E$ 和 $A\rightarrow F$ 所示。

应当指出，经过喷水室处理的空气比较接近于 $\varphi=100\%$ 状态，所以习惯上将其状态称为“机器露点”。这一点同表面式冷却器的“机器露点”含义是有差异的。

14.3.3 喷水室的典型构造

喷水室的结构如图 14-6 所示，它是由喷嘴、喷嘴排管、挡水板、水池、滤水器以及喷水室外壳所组成，在喷水室横断面上均匀地布置许多喷嘴。在喷水室里，具有一定温度和一定压力的水经过喷嘴喷成无数小水滴，充满整个喷水室空间，当被处理的空气经前挡水板进入喷水室后，全面与水滴直接接触，由于水滴与空气的温度不同，在它们之间发生了热交换和湿交换，改变了空气的状态。经水处理后的空气由后挡水板析出所夹带的水滴，再经其他处理，最后经通风机送入空调房间。与空气进行热湿交换后落到喷水室底部水池中的水，或者让其中的一部分排往冷水机组，其余部分根据喷水温度的要求，与来自冷水机组的冷媒水混合（由三通阀调节）后再经水泵送往喷嘴，或者全部再循环使用。

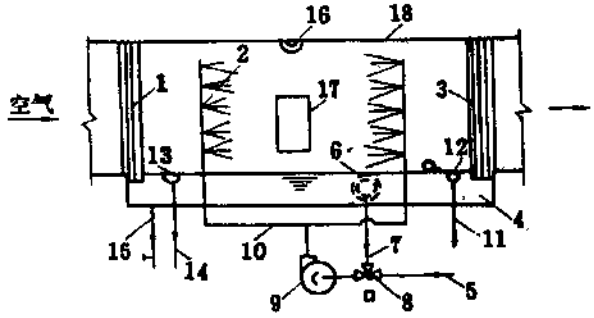


图 14-6 喷水室构造

1—前挡水板；2—喷嘴与排管；3—后挡水板；4—底池；5—冷水管；6—滤水器；7—循环水管；8—三通混流阀；9—水泵；10—供水管；11—补水管；12—浮球阀；13—溢水器；14—溢水管；15—灌水管；16—防水阀；17—检查门；18—外壁

在喷水室的工作过程中，有时因为水的蒸发和管漏损，可由补水浮球阀补充一部分水分。在水池底部设泄水管，是为了检修和防冻，必要时可将水池排尽。喷水室上的防水灯和检查门是考虑到观察和检修的需要。

14.4 空气的加湿处理

在冬季和过渡季节，室外空气含湿量一般比室内空气含湿量要低，为了保证相对湿度要求，往往要向空气中加湿。特别是某些工艺过程要求有较高的相对湿度时，则空气加湿就成为不可缺少的处理过程。如潮湿室的空气环境要求不低于 80%～85%的相对湿度，纺织厂的织布间要求有 70%～75%的相对湿度，而合成纤维的涤纶丝车间要求有(75±5)%的相对湿度。

空气的加湿方法，一般直接用水或者水蒸气加湿，也有用电加湿器来实现。直接用水加湿空气的方法实际上就是 14.3 节中的加湿内容。

14.4.1 蒸汽加湿空气

用水蒸汽加湿空气，可以增加空气的含湿量。在 i-d 图上，用低压蒸汽加湿的空气状态变化过程线几乎与等温线平行。这是因为当使用 100～120℃左右的饱和蒸汽时，其焓值 i'' 约等于2 676～2 706kJ/kg，如果向空气中加入 W(kg)蒸汽，则空气将得到 $i''\cdot W$(kJ)的热量，这时空气状态变化过程的热湿比

$$\varepsilon=\frac{i''\cdot W}{W}=i''=2\,676\sim2\,706\quad(\text{kJ/kg})。$$

而等温线的热湿比 $\varepsilon_T=2\,500+1.84t$，而在空调范围内 $t\approx10\sim30$℃，则 $\varepsilon_T=2\,518\sim2\,555$ kJ/kg，所以蒸汽加湿时热湿比线几乎和等温线平行，因此在工程上可将喷蒸汽加湿视为等温加湿过程。

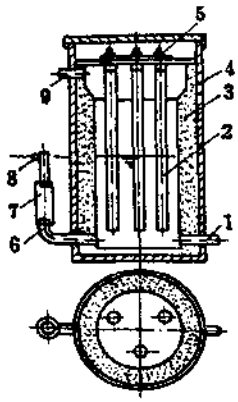


图 14-7 电极式加湿器

1—进水管；2—电极；3—保温层；4—外壳；5—接线柱；6—溢水管；7—橡皮短管；8—溢水嘴；9—蒸汽出口

加湿用的蒸汽可以兼用锅炉产生的低压蒸汽，也可由电加湿器产生的蒸汽。后者易控制，在要求较高的空调系统中广泛使用。

14.4.2 电加湿空气

电加湿器主要有电热式和电极式两种。电热式加湿器是电流通过放在水容器中的电阻丝(电阻丝用绝缘密封处理)，将水加热至沸腾而产生蒸汽。电极式加湿器如图 14-7 所示。它是利用三根铜棒或不锈钢棒插入盛水的容器中做电级，将电极与三相电源接通之后，就有电流从水中通过。在这里水是电阻，因而能被加热蒸发成蒸汽。显然，水位越高，导电面积越大，通过电流也越强。因而发热量也越大。所以，产生蒸汽量的多少可以用水位来控制，而水位的高低可以用改变溢流管高度的方法来调节。

电极式加湿器结构紧凑，而且加湿量容易控制，使用较多。但它耗电量较大，电极上易积水垢和腐蚀。因此，宜用在小型空调系统上。

14.5 空气的减湿处理

空气的减湿处理常用于某些相对湿度要求低的生产工艺、产品贮存和地下建筑工程。

空气的减湿方法主要有加热通风法减湿、机械除湿、液体吸湿剂减湿(吸收减湿)和固体吸湿剂减湿(吸附减湿)。下面分别介绍这几种减湿方法。

14.5.1 加热通风法减湿

由 14.2.1 可知单纯的加热空气可以起到降低相对湿度 φ 的作用，但不能减少空气的含湿量。如果将比室内空气含湿量低的室外空气送入房间，将湿度高的空气排除，则可以起到降低空气含湿量的目的，但不能调节室内温度。把两者结合起来，既能减湿又能调节温度。例如将比室内空气含湿量低的室外新风同室内回风混合后加热，然后送往空调房间，而由空调房间排出一定的风量，就能起到房间减湿作用。这种方法设备简单，投资和运行费用都较低，所以只要自然条件允许，应优先考虑使用。

14.5.2 机械除湿

由 14.2 节和 14.3 节可知，当用低于空气露点温度的水喷淋空气时，可使空气减湿和冷却，用低于空气露点温度的水或制冷剂通过表面式冷却器时，也可以使空气减湿和冷却。

机械除湿是消耗电能靠机械的办法降低空气中含湿量。常见的去湿机（又称除湿机或降湿机）就是机械除湿，它是由冷冻部分和通风部分组合而成的。

图 14-8 为去湿机的降湿原理图。当制冷剂经压缩→冷凝→节流（毛细管）→蒸发→压缩反复循环而连续制冷，吸收需要除湿的空气热量，当蒸发器表面温度低于空气的露点温度时，空气中水蒸气被凝结，含湿量降低，温度也降低。当被减湿降温的空气，流经冷凝器时，吸收制冷剂放出的热量（该热量等于制冷剂从蒸发器吸收的热量加上压缩功所转变的热），温度升高，相对湿度下降，然后由风机送出使用。

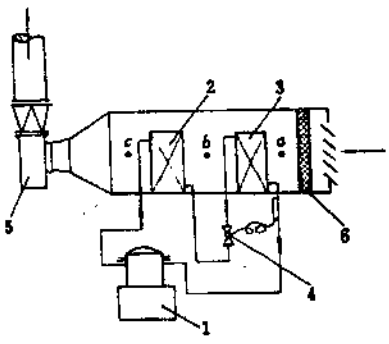


图 14-8 去湿机原理图

1—冷冻机；2—冷凝器；3—蒸发器；4—膨胀阀；5-风机；6-空气过滤器

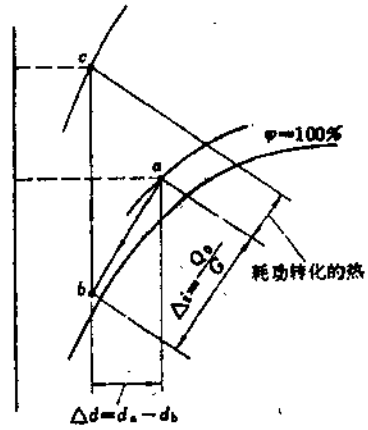


图 14-9 去湿机处理空气过程

去湿机除湿过程 i-d 图上的表示，如图 14-9 所示。需要去湿的空气状态 a，进入去湿机后受到蒸发器的冷却干燥，由状态 a 变至状态 b。在这个过程中，每 kg 空气被凝结下来的水量为 Δd(g)，被制冷剂吸收的热量为 Δi(kJ)，且接近于饱和状态。然后空气再经冷凝器，被等湿加热到 c，含湿量不变，相对湿度下降，达到去湿的效果。

用去湿机减湿，性能稳定，可靠性好，能连续减湿，不需要水源，管理方便。但初投资比较大，比较适宜使用于空气露点温度高于 4℃的，而且除湿量较小的场合。

14.5.3 液体吸湿剂减湿

某些无机盐类（如 $CaCl_2$，LiCl 等）的水溶液表面饱和空气层的水蒸气分压力低于同温度下纯水表面饱和空气层的水蒸气分压力。所以当空气中的水蒸气分压力大于盐水表面的水蒸气分压力时，空气中的水蒸气分子将向盐水转移，或者说被盐水吸收，这就是盐水溶液的吸湿原理。

盐水溶液吸收水分后，其浓度逐渐下降，吸湿能力也随之下降。因此，在温度一定时，盐水溶液浓度愈高，其表面水蒸气分压力愈低，吸湿能力也愈强。所以为了重复使用稀释了的溶液，

需要将其再生处理，除去其中的部分水分，提高溶液的浓度。

除无机盐类液体除湿外，还有一种有机类液体除湿剂——三甘醇($C_6H_{14}O_4$)。因为该液体的水蒸气分压力远比同温度下纯水表面的水蒸气分压力低。

氯化钙($CaCl_2$)溶液对金属有较强的腐蚀作用，但其价格便宜，所以有时也采用。氯化锂(LiCl)虽然对金属也有一定的腐蚀作用，但其吸湿性能比较好，所以在国外用得较多。三甘醇是一种无色液体，无毒无味，结晶温度低，沸点高，对金属不腐蚀；吸水性强，化学稳定性好，且有较强的杀菌能力。但三甘醇价贵，再生时蒸气损失大。

用液体吸湿剂减湿，形式上和喷水室空气处理相似。三甘醇除湿系统由除湿和再生两个部分组成，如图 14-10 所示。

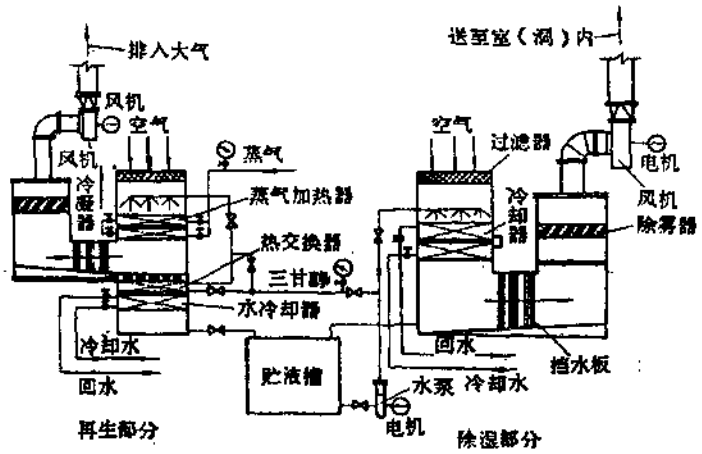


图 14-10　三甘醇液体除湿系统图

除湿部分将需要减湿的空气经过滤进入除湿塔，浓度较高的三甘醇溶液从 Y-1 型喷嘴喷出与空气接触，空气中水蒸气被吸收并放出凝结热。除湿后的空气再经挡水板、除雾器、风机送到所需要的地方。

再生部分将被空气中水蒸气稀释后的三甘醇溶液沿除湿塔底部流入贮液槽，同再生塔来的浓缩三甘醇溶液混合后由水泵送出并分为两路，一路到除湿塔，一路到再生塔冷却浓缩的三甘醇溶液后被加热，提高了溶液的水蒸气分压力，然后进入到再生塔顶部喷淋，使之均匀地喷洒在蒸气加热器上，温度升高，再次提高水蒸气分压力，而且使之高于进入再生塔的空气的水蒸气分压力，所以当它们相接触时，三甘醇水溶液会释出水分而浓缩。获湿后的再生空气经过挡水板、除雾器和风机排入大气。而浓缩的三甘醇溶液下降经过换热器和冷却器回到贮液槽内，同来自除湿塔的三甘醇溶液混合后，被水泵重新送出使用。这样连续不断地循环，空气被连续除湿。

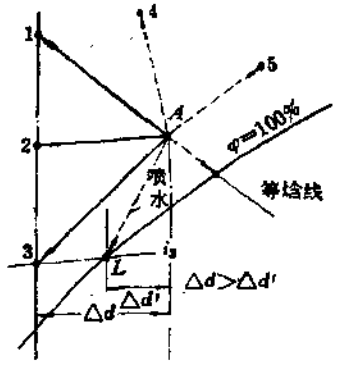


图 14-11　使用盐水溶液处理空气时的各种过程

使用液体吸湿剂喷淋处理空气时，在理想的条件下，被处理的空气状态变化将朝着溶液表面饱和空气层的状态进行。根据盐水(或三甘醇)溶液的浓度和温度不同，可能实现各种处理过

程，如图 14-11 所示。虚线是加热加湿处理，减湿处理常用 $A\rightarrow1$，$A\rightarrow2$ 和 $A\rightarrow3$ 三种过程。实际工作中以采用 $A\rightarrow3$ 过程为多。

液体吸湿剂减湿适用于除湿量大，处理风量较大的场合。

14.5.4 固体吸湿剂减湿

有些固体材料（如硅胶、氯化钙）具有很强的吸水性能，可以作为空气减湿用的吸湿剂。不同的吸湿材料的吸水机理是不相同的。有一类固体吸湿剂，如硅酸（SiO_2）、活性炭等，它们本身具有大量的微小孔隙，形成了大量的吸附表面，而且这些表面的水蒸气分压力比周围空气中的水蒸气分压力低很多，因此能从空气中吸附水分，这种吸湿过程是物理吸附；另一类固体吸湿材料，如氧化钙、氢氧化钠等，其表面水蒸气分压力也比周围空气中的水蒸气分压力低很多，也能吸收空气中水分，但它们吸收水分后，本身变成含结晶水的水化物。如果继续吸收水分，它们还会由固态变成液态，而使吸湿能力降低，这种吸湿过程属于物理化学的吸收作用。

空调工程中，用得较多的是硅胶和氯化钙。硅胶是一种无毒、无臭、无腐蚀性的半透明结晶体，不溶于水。硅胶的毛细孔隙率达 50%～70%，吸湿能力可达其质量的 30%。目前国产的硅胶有粗孔、细孔，原色和变色之分。粗孔吸湿快，失效也快。细孔吸湿时间长应用广。原色硅胶在吸湿过程中不变色，而变色硅胶，如氯化铝硅胶本为蓝色，吸湿后由蓝色变成粉红色。由于变色硅胶价格贵，所以通常用它作为原色硅胶的吸湿程度的指示剂。指示剂变色之后，说明原色硅胶也已失去吸湿能力，需要再生。硅胶的再生方法是用 150～180℃的热风加热，将其吸附的水分蒸发出去。再生后的硅胶仍能重复使用，但吸湿能力有所下降，而且在再生过程中总有一些损耗，所以应及时补充和更换新硅胶。

氯化钙是白色的多孔结晶体，略有苦咸味，吸湿能力较强，但吸湿后就潮解，最后变成氯化钙溶液。氯化钙对金属有强烈的腐蚀作用，使用起来不如硅胶方便，但因其价格低廉，加热后也能再生和重复使用，所以应用比较普遍。

常用的氯化钙有两种，一种是工业纯氯化钙，纯度为 70%，吸湿量可为自身质量的 100%；另一种是无水氯化钙，纯度为 95%，吸湿量可为自身质量的 150%，由于工业纯氯化钙的价格只有无水氯化钙的 15%左右，因此使用工业纯氯化钙较为经济。

用固体吸湿剂处理空气时，空气中的水蒸气被吸附凝结，空气含湿量降低，而凝结放出的汽化潜热又加热了空气，因此近似保持了吸湿剂前后空气的焓值不变，获得等焓减湿升温的处理过程。如图 14-3 中 $1\rightarrow D$ 所示，其热湿比 $\varepsilon\approx0$。

上述 14.2～14.5 节分析了几种简单的空气处理过程，实际空调工程中，空气的处理过程，有时是比较复杂的，往往不是一个简单的处理过程所能达到的，需要由几个过程组合起来的联合处理来完成。此外，空气从某一状态 A 变化到另一状态 B，可以有不同的实施方案，从而需要的空气处理设备也不相同，这就要求空调设计者从技术经济等方面加以分析和比较，从中选择最佳方案。

第十五章　空调系统及中央空调实例

一套较为完善的空调系统主要有冷源和热源，空气的处理部分——空调器。空气的输送与分配、自动控制等四大部分组成。冷源是指制冷装置，它可以是直接蒸发式制冷机组或冷水机组。他们提供的冷量用来使空气降温，有时还可使空气减湿。制冷装置的制冷机可以是活塞式、离心式或者螺杆式压缩机，也可以是吸收式制冷机或热电制冷器等。热源提供热量用来加热（有时还包括加湿）空气，常用的有蒸汽或热水等热媒，也常用电热器。空调器的主要功用是对空气进行净化、冷却减湿或者加热加湿等热湿处理。空气的输送与分配主要包括通风机、送回风管、调风门及布风器等，他们的作用是将送风合理地分配到各空调房间，并将污浊的空气排到室外。自动控制的功用是使空调系统能适应室内外热湿负荷的变化，保证空调房间有一定的空调精度，其设备主要有温湿度调节器、电磁阀、各种流量调节阀等，近年来微型电子计算机也开始用于大型空调系统的自动控制。

15.1　空调系统的分类

随着空调技术的发展，空调系统的种类日益增多，演变也很迅速。所以，要用一个能概括所有特点的分类方法比较困难。目前常用的几种分类方法如下。

15.1.1　按空气处理设备的集中程度来分

（1）集中式空调系统——所有的空气处理设备全部集中在空调机房内。根据送风的特点，它又可分为单风道系统、双风道系统和变风量系统。

（2）半集中式空调系统——除了安置在集中的空调机房内的空气处理设备外，还有分散在空调房间内的空气处理末端设备。这些末端设备可以对进入空调房间之前的送风再进行一次处理，如再热器、带热交换器的诱导器、风机盘管机组等。

（3）局部式空调系统——即空调机组（又称空调机）。这种机组的冷、热源，空气处理设备，风机和自动控制元件，全部集中在一个箱体内。如柜式空调机，窗式空调机等，它本身就是一个紧凑的空调系统。它可以根据需要灵活安置在空调房间内或其邻室内。

通常将集中式和半集中式空调系统统称为中央空调系统。根据建筑物的特点，中央空调系统可认定单一的集中式空调系统；或是单一的风机盘管加新风系统；或既有集中式系统，又有风机盘管加新风系统。

15.1.2　按负担冷热负荷的介质来分

（1）全空气系统——这种系统是空调房间的冷热负荷全部由经过处理的空气来承担。集中式空调系统就是全空气系统。

（2）全水系统——这种系统是空调房间的冷热负荷全部靠水作为冷热介质来承担。它不能解决房间的通风换气问题，一般不单独采用。

(3) 空气-水系统——这种系统是空调房间的冷热负荷既靠空气，又靠水来承担。风机盘管加新风系统就是这种系统。

(4) 制冷剂式系统——这种系统空调房间的冷热负荷直接由制冷系统的制冷剂来承担。局部式空调系统就属此类。

15.1.3 按空气冷却盘管中不同的冷却介质来分

(1) 直接蒸发式系统——制冷剂直接在冷却盘管内蒸发，吸取盘管外空气热量。它适用于空调负荷不大，空调房间比较集中的场合。

(2) 间接冷却式系统——制冷剂在专用的蒸发器内蒸发吸热，冷却冷冻水(又称冷媒水)，冷冻水由水泵输送到专用的水冷式表面冷却器冷却空气。它适用于空调负荷较大，房间分散或者自动控制要求较高的场合。

15.1.4 按主送风道中空气的流速来分

(1) 高速系统——主送风道风速在 20～30 m/s。

(2) 低速系统——主送风道风速在 12 m/s 以下。

风速大，风管尺寸小，易于布置。但是阻力却按风速的平方规律增加，致使风机的压头和噪声大大增加。目前介于两者之间的中速系统应用比较多。

15.1.5 按采用新风量的多少来分

(1) 直流式系统——空调器所处理的空气全部是新风，新风比(新风量与送风量之比)为 1.0。送风在空调房间内进行热湿交换同化后，全部由排风管排到室外，没有回风管道。这种系统卫生条件好，但是耗能大，经济性差。适用于散发有害气体，不宜使用回风的空调场所。

(2) 闭式系统——空调器处理的全部是再循环空气(回风)，不补充新风，新风比为 0。这种系统能耗小，但卫生条件差。适用于只有温湿度调节要求，而无新风要求或者无法使用新风的空调场所。

(3) 混合式系统——空调器处理的空气由新风和回风混合而成。新风量约占总的送风量的 10%～100%。这种系统兼有直流式系统和闭式系统的优点，应用较为普遍。

下面几节就对常用的几种空调系统及其在 *i-d* 图上的工作分别作一些简单的介绍。

15.2 单风道空调系统

单风道空调系统常用的有直流式系统、一次回风式系统、二次回风式系统及末端再热式系统。

15.2.1 直流式空调系统

直流式空调系统全部使用室外新风，空气从百叶栅进入，经处理后达到送风状态，送入房间，其流程如图 15-1 所示。其处理方案分析如下。

1. 夏季

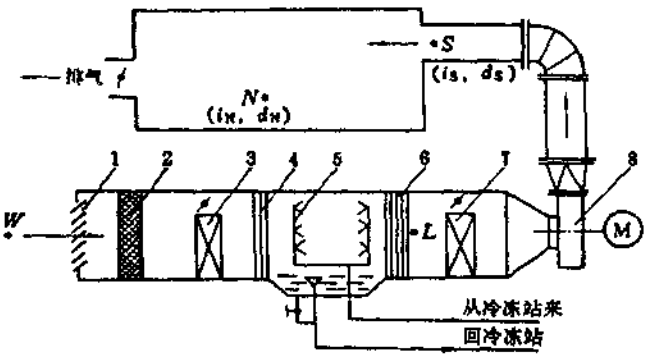


图 15-1 直流式空调系统流程图

1-百叶栅;2-粗过滤器;3-一次加热器;4-前挡水板;5-喷水排管及喷嘴;6-后挡水板;7-二次风加热器;8-风机

直流式空调系统的特点是全部新风就是系统的总风量。因此，在夏季必须将所需新风处理到所要求的送风状态。

假定室内要求的空气状态为 $N(i_N, d_N)$，夏季室外新风状态为 $W(i_w, d_w)$，送风状态为 $S(i_S, d_S)$，处理空气量为 G(kg/s)。在 i-d 图上(见图 15-2)标出室内空气状态 N 点，根据计算的房间热、湿负荷，求出夏季室内热湿比 ε_n。过 N 点作热湿比线 ε_n，根据空调控制精度按表 14-10 选取送风温差 Δt_s，求出夏季送风温度 t_s，作 t_s 的等温线与热湿比 ε_n 线之交点于 S。则 S 点即为夏季送风状态点。

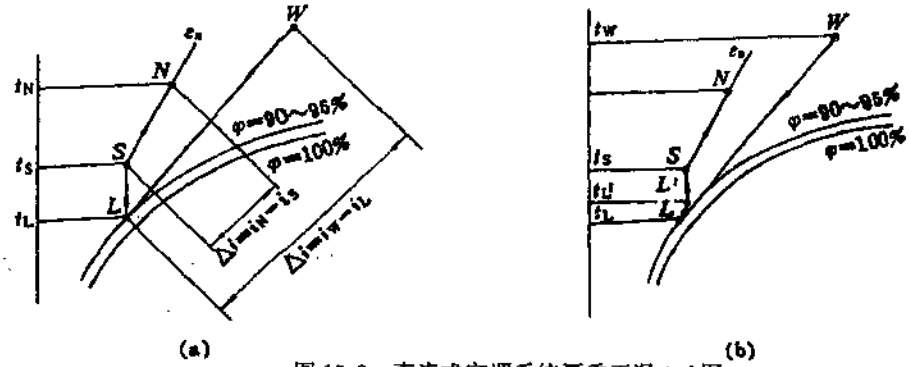


图 15-2 直流式空调系统夏季工况 i-d 图

根据送风量公式可以求出送风量 G(kg/s)。

过 S 点作等 d 线，在接近饱和曲线(如 φ=90%～95%)处取 L 点，作为喷水室处理"机器露点"。然后连接 WL 直线，则直流式空调系统夏季空气处理工况及方案被确定，即 $W \rightarrow L \rightarrow S \rightarrow N$。其中 $W \rightarrow L$ 是降温、减湿过程，因此只要在喷水室内喷适当温度的冷冻水或用有适当"机器露点"的表面式冷却器应可能使空气从 W 点处理到 L 点。如图不考虑损失，则处理空气所需要的耗冷量

$$Q=G \cdot (i_W-i_L)。$$

处理到 L 点，并非空气处理任务已经完成，因为尚未达到送风状态点 S。所以再经二次加热，将处理后的空气干式加热到送风状态点 S，即 $L \rightarrow S$。这一过程的加热量

$$Q_H=G(i_S-i_L)。$$

由于 S 点位于热湿比 ε_n 线上，显然只要供给房间符合送风状态点 S 的 G(kg/s)风量，那末送风在吸收房间的余热和余湿同化过程中必然变化到 N 点。

上述夏季处理工况的 i-d 图是在不考虑后挡水板的过水，不计风机及管道温升的情况下讨论的，实际上风机及送风管道均有温升。风机动力温升是指风机运行时所消耗的能量以各种方式，最后全部转化为热量，引起空气温升 Δt_F($\Delta t_F \approx 0.001p$，$p$ 是风机的全压，单位为 Pa)；送

风管道温升约 1～2℃。因此，实际过程的 i-d 图如图 15-2(b)所示。图中 $L\rightarrow L'$ 即考虑到过水量及温升情况后空调送风状态的变化。

2. 冬季

冬季室外空气一般是温度低、含湿量小，要把这样的空气处理到冬季送风状态点 S，见图 15-3，则必须进行加热和加湿处理。这时处理方案可用一次加热器加热室外空气，使其沿着等 d 线升温到 W'（W' 应当位于送风状态点 S 的露点 L 的等焓线上）点。然后对空气进行绝热加湿处理到 L 点，再从 L 点经过第二次加热到送风状态点 S。

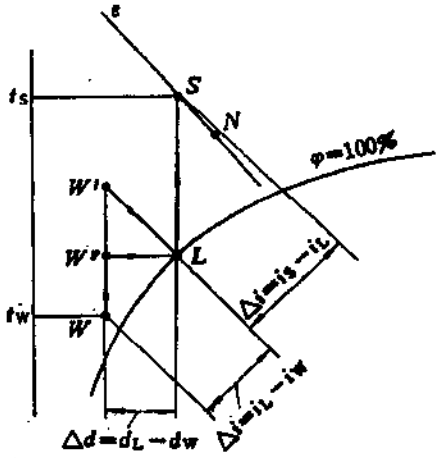


图 15-3　直流式空调系统冬季工况 i-d 图

冬季处理过程是比较简单的，如果送风量为 G(kg/s)，那末

$$Q_1=G\cdot(i_W-i_W),$$

$$Q_2=G\cdot(i_s-i_L),$$

$$W=G\cdot(d_S-d_W)\cdot10^{-3}。$$

式中：Q_1，Q_2——第一、二次加热量；

W——等焓加湿量。

如果直流式空调系统中，夏季是采用表面式冷却器处理空气，则冬季可采用喷蒸气或电加湿器加湿空气。这时，空气经第一次加热到 W''，然后加湿到 L，最后再第二次加热到 W' 点。

15.2.2　一次回风式空调系统

一次回风式系统，是空调工程中使用较多的一种系统。图 15-4 是它的流程图。

1. 夏季

一次回风式空调系统，如果采用表面式冷却来处理空气，其流程图如图 15-4 所示。

室外新风状态 W 与室内一次回风状态 N'（由于考虑回风温升 $N\rightarrow N'$）混合，混合点为 C（C 点的确定和新风比有关）。

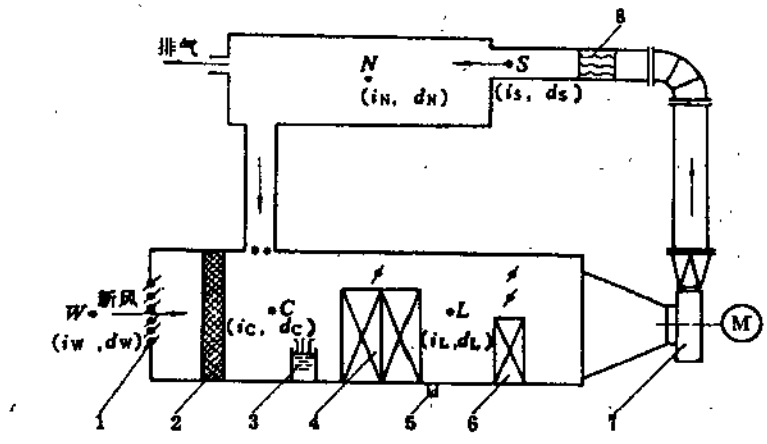


图 15-4　一次回风式空调系统流程图

1—新风口；2—过滤器；3—电极加湿器；4—表面式蒸发器；5—排水口；6—二次加热器；7—风机；8—精加热器

根据室内状态点 N、ε_n、Δt_S，可确定 S 点及 L 点，则一次回风空调系统夏季处理方案（见图

15-5)为

$$\left.\begin{matrix}W\\N\to N'\end{matrix}\right\rangle\to C\to L\to S\to N。$$

显然，$C\to L$ 是一个降温减湿过程，这一过程是在表面式冷却器（喷水室也能）中实现的；$L\to S$ 是干式加热过程，由二次加热器来完成。如果考虑风机和送风管道温升，其加热量可以减少；如果对于送风温差无严格限制的空调系统，若可用“机器送风露点”送风，则不需要消耗再热量，可获得节能效果，这是应该在设计时考虑的。

同直流式系统比较（图 15-5 中虚线），在其他条件相同的情况下，处理空气所需冷量分别为：

直流式 $Q_{直}=G\cdot(i_W-i_L)$，

一次回风式 $Q_{回}=G\cdot(i_C-i_L)$，

两式相减 $\Delta Q=Q-Q'_{回}=G(i_W-i_C)=b\cdot G\cdot(i_W-i'_N)$。

这说明，一次回风式系统比直流式系统节约能量，因为焓值 i_C 小于 i_W，而且节能多少与一次回风比 b 的大小成正比（回风比 b 等于回风量除以送风量）。

2. 冬季

在冬季，确定一次回风空调系统的混合点 C 与夏季相同，只是新风随地区气温的差异，有时可将室外新风先加热后混合（如北方地区），或者先混合后加热，甚至有时先混合后取消一次加热（如南方地区）。

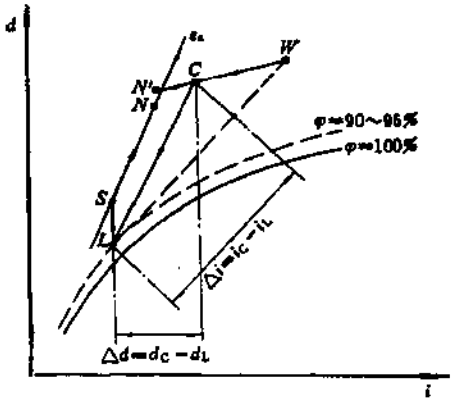


图 15-5　一次回风式空调系统夏季处理方案

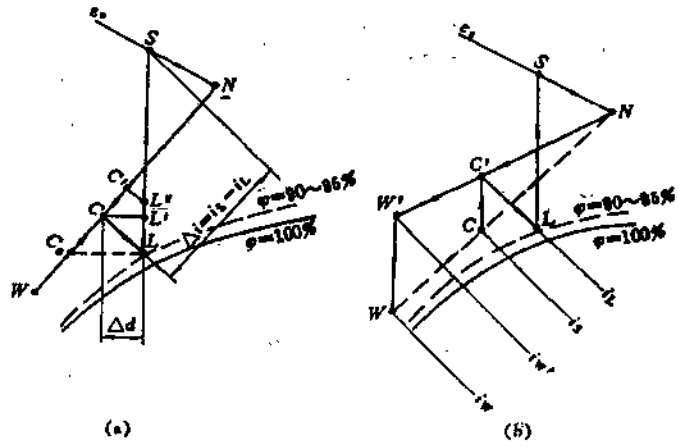


图 15-6　一次回风式空调系统冬季处理方案

图 15-6(a)所示是南方地区一次回风式系统冬季处理过程方案，它是将室外新风 W 与室内一次回风混合后达到 C，然后将混合空气等温加湿到 L'（用蒸气或电加湿），然后等湿加热到送风状态点 S，即

$$\left.\begin{matrix}W\\N\end{matrix}\right\rangle\to C\to L'\to S\to N。$$

如果夏季不是采用表面式冷却器，而是采用喷水室处理空气，应尽可能用改变新风比（新风量与送风量之比）的办法，使混合点落在 i_L 线上，这样可以省去一次加热，然后绝热加湿到 L，最后再等湿加热到送风状态点 S，即

$$\left.\begin{matrix}W\\N\end{matrix}\right\rangle\to C\to L\to S\to N。$$

随着室外新风的温度和焓值的升高，混合后的 C 点将会发生变化，如果还是加湿到饱和状态，则 L 点位置必然变动。为使加湿后的空气仍在 d_L 这条线上，可采取降低水压或在喷水室旁通一部分空气，使加湿的终点保持在 d_L 线上，如图中 $C' \rightarrow L''$，也是可行的。

图 15-6(b)说明在寒冷地区，室外焓值很低，必须先加热后与室内一次回风混合，然后绝热加湿到 L，再等湿加热到送风态 S。其流程是

$$\left.\begin{matrix} W \rightarrow W' \\ N \end{matrix}\right\rangle \rightarrow C \rightarrow L \rightarrow S \rightarrow N。$$

W' 点可以用计算方法，也可以用作图方法确定。计算方法是利用下式求出 i'_W，

$$i'_W = i_N - \frac{i_N - i_L}{a},$$

式中：a——新风比。

作图法是先在 i-d 图上标出 W，N 两点，连结 WN 线并按混合定理求出混合点 C(图 15-6 中虚线)，过 C 点作等 d 线与 i_L 线相交于 C'，连接 $\overline{NC'}$ 线并延长同 d_W 线相交于 W。

图 15-6(b)中虚线部分，说明一次回风式空调系统在冬季焓值较低的情况下，可以采用先混合，后加热，再绝热加湿到 L 点的方案，即

$$\left.\begin{matrix} W \\ N \end{matrix}\right\rangle \rightarrow C \rightarrow C' \rightarrow L \rightarrow S \rightarrow N。$$

15.2.3 二次回风式空调系统

二次回风空调系统与一次回风空调系统相比，在新风比相同的情况下，两者的回风量也是相同的。不过二次回风系统是将总的回风分成两部分，即一部分与新风混合，另一部分和经喷水室处理(也可以是表面式冷却器处理)后的空气混合，如图 15-7 所示。

从图中可以看出，总送风量

$$G = G_W + G_1 + G_2,$$

通过喷水室的风量

$$G_L = G_W + G_1。$$

式中：G_W，G_1，G_2 分别为新风量，第一次回风量，第二次回风量。

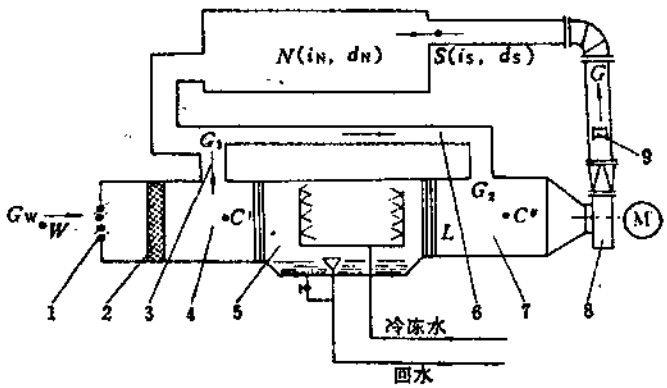


图 15-7 二次回风式空调系统流程图

1—新风口；2—过滤器；3——次回风管；4——次混合室；5—喷雾室；6—二次回风管；7—二次混合室；8—风机；9—电加热器

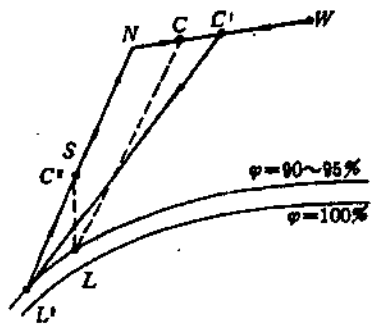


图 15-8 二次回风系统夏季工况图

二次回风系统显然比一次回风系统复杂，调节也麻烦，同时增加了一根回风管道。那么二次回风系统的特点是什么呢？这可从以下的分析来说明。

1. 夏季

图 15-8 中的虚线表示一次回风空调系统方案，它一方面要用冷冻水喷雾把空气处理到"露点"L，另一方面又要用再热器把 L 状态的空气升温到 S 点，这样一冷、一热造成了能量抵消，很不经济。

为了解决这一矛盾，采取利用室内空气与一定的露点状态空气混合的方法，则可直接得到 S 点，而不必在夏季启动再热器。

如图 15-8 的实线所示，过 N 点作热湿比 ε_n 线，使其同 $\varphi=90\%\sim95\%$ 线相交为 L'，L' 点就是二次回风式空调系统的"露点"。在 NL' 线上，按两种空气(室内部分回风和"露点"状态的空气)混合关系，确定送风状态 S。实际上，S 点既是送风状态点，又是二次混合点 C''。显然，这种混合不需要二次加热(再热)。

根据 N、S 和 L' 点，可以计算出一、二次回风量 G_1，G_2 和通过喷水室的风量 G_L。因为

$$\frac{G_2}{G}=\frac{i_S-i'_L}{i_N-i'_L},$$

从而

$$G_2=G\cdot\frac{i_S-i'_L}{i_N-i'_L},$$

而

$$G_L=G-G_2=G_W+G_1,$$

$$G_W=a\cdot G,$$

所以

$$G_1=G-G_2-G_W=G\cdot\left(1-a-\frac{i_S-i'_L}{i_N-i'_L}\right)。$$

由求得的风量 G_1，G_2，G'_L 很容易作出二次回风系统空气处理方案，即

$$\left.\begin{matrix}W\\N\end{matrix}\right\}\rightarrow C'\rightarrow L'\left.\begin{matrix}\\N\end{matrix}\right\}\rightarrow S(C'')\rightarrow N。$$

由此可知，在夏季，二次回风式空调系统节约了二次加热量，同时也节约了因抵消加热所消耗的冷量。

应当指出，当热湿比 ε_n 较小的情况下，即房间产湿量大而余热量小，在 i-d 图上热湿比 ε_n 线比较平坦，它可能与 $\varphi=100\%$ 无交点，这时不能采用二次回风式系统工作，只能用一次回风式空调系统。

2. 冬季

一般说来，冬季和夏季送风量相同，一、二次回风量也不变，其空气处理流程如图 15-9 所示。

室外空气状态 W 与室内一次回风混合到 C' 点(或者先加热后混合，如虚线所示)，由于参与第一次混合的回风量，少于一次回风式系统的回风量，所以 i'_C 值必然低于一次回风式系统的混合点 C 的焓值 i_C。将 C' 状态空气等湿加热到 i_L 线上，然后绝热加湿到冬季"露点"与二次回风混合到 C''，再由二次加热器加热到送风状态 S，其处理流程为

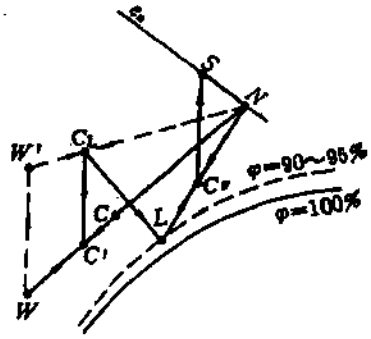


图 15-9　二次回风式系统冬季工况图

$$\begin{matrix} W \\ N \end{matrix}\Big\rangle \rightarrow C' \rightarrow C_L \rightarrow L \Big\langle \begin{matrix} \\ N \end{matrix} \rightarrow C'' \rightarrow S \rightarrow N。$$

若是先加热后混合，其处理流程为

$$\begin{matrix} W \rightarrow W' \\ N \end{matrix}\Big\rangle \rightarrow C_L \rightarrow L \Big\langle \begin{matrix} \\ N \end{matrix} \rightarrow C'' \rightarrow S \rightarrow N。$$

应当指出，对于同一空调工程，在冬季工况中，采用二次回风式空调系统与采用一次回风式空调系统相比，由于系统选用的新风量是一样的，所以它们的耗热量是相同的。

15.2.4 末端再热(或再冷)式空调系统

这种类型空调系统的各个房间的送风支管上装有热交换器，以便根据房间的不同要求处理出不同的送风参数。这个热交换器可以是加热器，也可以是空气冷却器，也可以是既有冷却器，又串联(或并联)加热器的组合方式。实际使用中，仅用一个调节加热器的方案得到广泛应用，如图 15-10 所示。甲、乙两个房间的室内要求 N 点相同，但热湿比要求 ε_1、ε_2 不相同。夏季

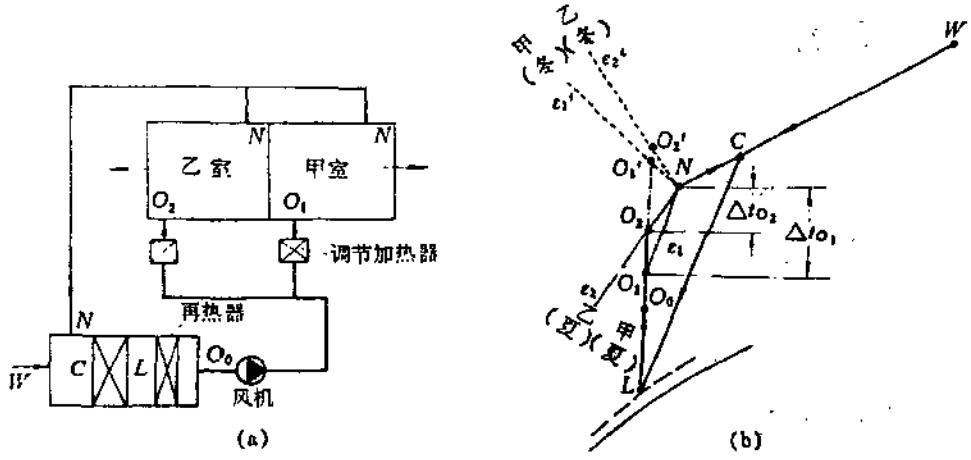


图 15-10 用分室加热方法满足两个房间的送风要求

运行时，由集中式空调器送出露点为 L，状态为 O_0 的送风，由调节加热器给出不同的加热量，以便使甲、乙两房间分别得到 O_1 和 O_2 的送风，保证两房间的不同的热湿比 ε_n 要求。此外，当某空调房间余热变化时(表现为 ε_n 也变化)，也可由调节加热器相应改变加热量以抵消余热量变化的影响，仍能保持室内 N 点要求不变。而在冬季，则由集中式空调器送出为各房间需要的最低温度的热风(可为 d_L 线上，t_{O1}'以下的任何点)，然后由调节加热器进行各房间温度的调节，使送风分别达到 O_1' 和 O_2'。这类空调系统的夏季流程为

$$\begin{matrix} W \\ N \end{matrix}\Big\rangle \rightarrow C \rightarrow L \rightarrow O_0 \Big\langle \begin{matrix} \rightarrow O_1 \rightarrow N \\ \text{甲室} \\ \text{乙室} \\ \rightarrow O_2 \rightarrow N \end{matrix}$$

末端再热方案的优点是系统结构简单、工作可靠、操作方便，缺点是由于系统里增加再热器，调节加热器，运行时多耗冷量和热量，经济性较差。

一般小型加热器用电加热器较多，大型的加热器用热水加热器较宜。

15.3 风机盘管式空调系统

每个空调房间内设有风机盘管机组的空调系统，称为风机盘管式空调系统。

风机盘管式机组由风机和热交换盘管(冷却、加热两用)组成，如图 15-11 所示。风机采用前弯多叶离心风机或贯流风机，每台风机都是独立控制的，风机电机是单相电容调速低噪声电机，通过调节输入电压以改变转速，使之能变换成高、中、低三档风量。

风机盘管机组的特点是就地处理空气，在空调运行中承担房间热、湿负荷的大部分甚至全部，所以热交换盘管容量较大(排数为 3～4 排)，而且通常是属于湿工况进行的。

风机盘管系统一般采用风量调节，亦有采用水量调节的。具有水量调节的双水管风机盘管机组在盘管的进或出水管路上装有水量调节阀，并由室温控制器控制，使室内温度得以自动调节，这种装置如图 15-12 所示。

机组有立式或卧式两种，同时根据室内装修的需要可任意选用。

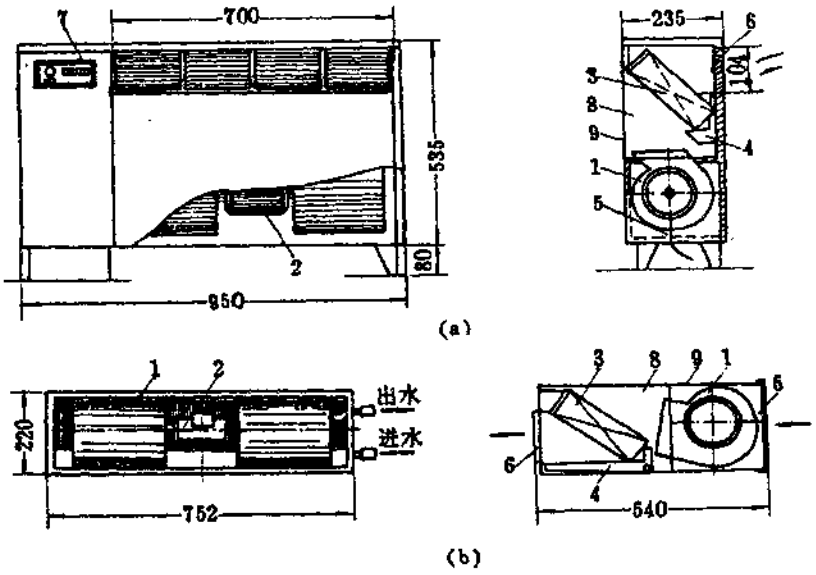


图 15-11 风机盘管构造图

(a) 立式；(b) 卧式

1—风机；2—电动机；3—盘管；4—凝水盘；5—循环风进口及过滤器；6—出风格栅；7—控制器；8—吸声材料；9—箱体

风机盘管机组一般容量范围为：风量 0.007～0.236 m^3/s(250～850 m^3/h)；冷量 2.3～7 kW(2 000～6 000 kcal/h)；风机电动机功率 30～100 W；水量约 0.14～0.22 L/s(0.5～0.8 m^3/h)；盘管水压损失 10～35 kPa(0.1～0.35 bar)。

风机盘管机组新风供给方式有多种，如图 15-13 所示。

(1) 靠室外渗入新风，浴室或厕所机械排风方式，如图 15-13(a)所示。这种方案初投资和运行费用经济，但室内卫生条件差，只适用于室内人少的场合。

(2) 墙洞引入新风直接进入机组方式，如图 15-13(b)所示。新风口做成可调节的，冬、夏

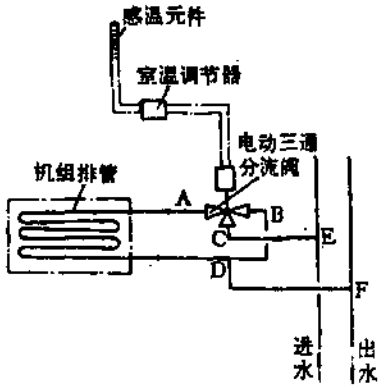


图 15-12　风机盘管系统的室温控制

供水时：E-C-A-D-F；
断水时：E-C-B-D-F

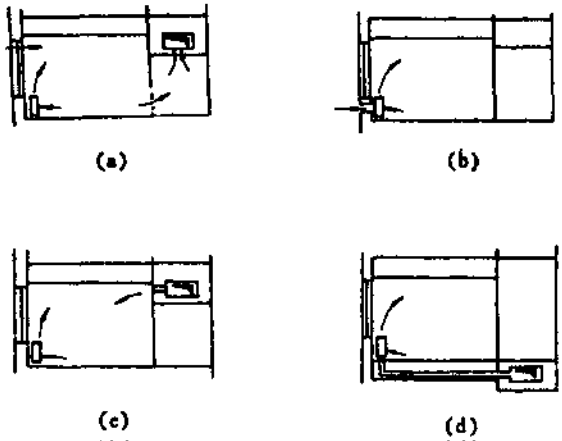


图 15-13　风机盘管系统的新风供给方式

(a) 室外渗入新风；(b) 新风从外墙洞口引入；
(c) 独立的新风系统(上部送入)；
(d) 独立的新风系统送入风机盘管机组

季按最小新风量运行，过渡季节尽量多采用新风。这种系统室内参数直接受到新风状态的影响，故只适用要求不高的空调房间，其处理过程在 i-d 图上的表示与一次回风式空调系统相同。

(3) 由独立的新风系统供给室内新风，如图 15-13(c)所示。其新风由集中式空调器处理到一定状态，以承担全部新风负荷(处理到 i_N 线上)，或者承担一部分房间负荷(处理到 $<i_N$)。这种方式使用较广，其在 i-d 图上表示如图 15-14 所示，经处理后的新风状态 L，其含湿量 d_L 可以大于 d_N，也可以小于 d_N，相应的风机盘管工况可能为湿工况，亦可能为干工况。

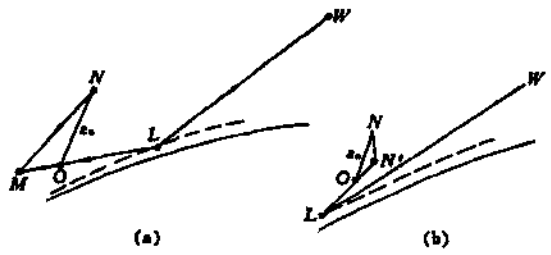


图 15-14　新风出口与机组分开的风机盘管系统在 i-d 图上的表示

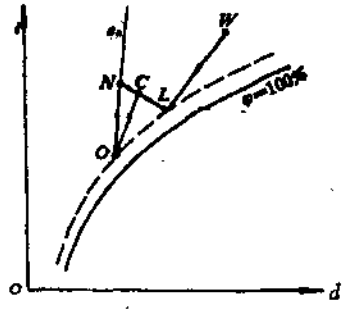


图 15-15　新风接入机组内的风机盘管系统在 i-d 图上的表示

(4) 独立的新风系统供给风机盘管进口处，如图 15-13(d)所示。这种系统有较多空气流经盘管，使用较少。这种方式在 i-d 图上表示如图 15-15 所示。

风机盘管式空调系统的优点是：布置灵活，各房间可独立调节室温。缺点是：对风机盘管机组的制造质量要求较高。

这种系统适用于空调面积大，房间多，而且对湿度要求比较低的场合。

15.4　变风量空调系统

普通集中式空调系统的送风量是全年固定不变的，并且按房间最大热湿负荷确定送风量。

实际上房间热湿负荷在全年的大部分时间低于最大值。当室内负荷减少时，定风量系统是靠调节再热量以提高送风温度(减少送风温差)的办法来维持室温的。这种方式既浪费热量，又浪费冷量，经济性差。变风量系统是靠减少风量的办法来适应负荷的降低，保持室内温度不变，这不仅节约了提高送风温度所需的热量，而且还由于处理风量的减少，降低了风机功率电耗以及制冷机的冷量。这种系统的运用费用相当经济，适用于大容量空调系统。

变风量空调系统的每个送风口前都有一个变风量末端装置。这种末端装置主要有节流型和旁通型两种。

典型的节流型末端装置如图 15-16 所示。图 15-16(a)是文氏管型，内部具有弹簧的锥体构

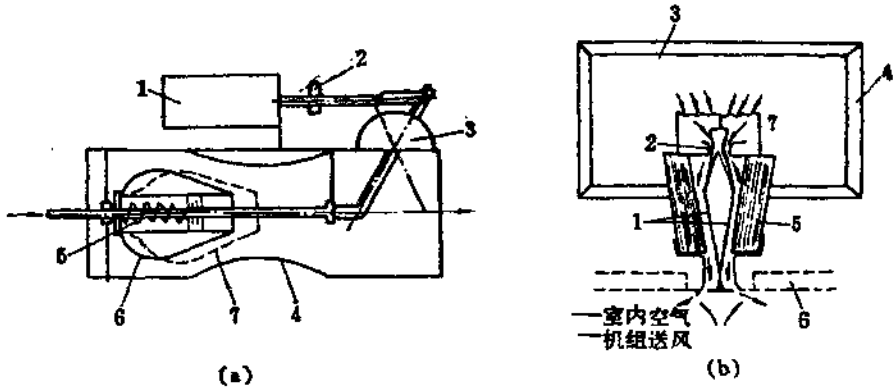


图 15-16　节流型变风量风口

(a) 文氏管型；(b) 条缝送风型

1—执行机构；2—限位器；3—刻度盘；4—文氏管；5—压力补偿弹簧；6—锥体；7—定流量控制和压力补偿时的位置

1—间隔板；2—皮囊；3—静压箱；4、5—吸声材料；6—顶棚；7—整流机

件是风量调节机构。它具有两个独立的动作部分：一个是随室内负荷变化由室内恒温控制器的信号来动作电动的或气动的执行机构控制锥体中心的阀杆，使锥体在文氏管内移动，调节锥体与管道之间的通流面积，从而调节风量；另一个部分是定风量机构。所谓"定风量"就是能自动克服某一风口因风量调节造成风管内静压变化而引起的风量再分配(即风量失调)的影响。该末端装置的定风量机构是依靠调整锥体内的弹簧来达到的。当上游静压变化时，可使构件内弹簧伸缩而使锥体沿阀杆位移，以平衡管内压力的变动，锥体与文氏管之间的开度再次得到调节，因而克服了因静压变化而引起风量失调的影响，维持原来要求的风量。这种装置通风流量的范围是 0.021～0.56 m^3/s (75～2000 m^3/h)，筒体直径有 ϕ150 mm～ϕ300 mm 多种，上游压力在 75～750 Pa 之间变化都有维持定风量的能力。

图 15-16(b)是一种性能比较好的条缝形节流型末端装置。静压箱既可消声又可获得均匀出风作用。这种末端装置由室内感温元件所控制的弹性皮囊来变化风口通流面积(如室温过高，则皮囊中的一部分空气被放出)，以达到调节风量的目的。

旁通型变风量末端装置如图 15-17 所示。当室内负荷减少时，通过送风口的分流机构来减少送入

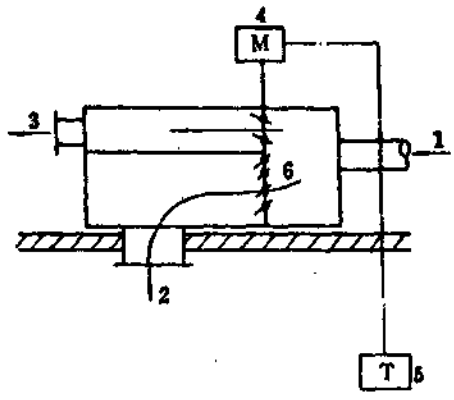


图 15-17　旁通型末端装置

1—进风；2—送风；3—回风；4—执行机构；5—温度控制器；6—风门

室内的空气量，而其余部分流入顶棚内转而进入回风管循环。这种末端装置仅改变送入房间的风量，而不改变风机的风量。

变风量空调系统运行经济性较好，而且可以各房间独立调节温度。但其末端装置造价较高，相对湿度控制质量较低。

15.5 局部式空调系统

局部式空调系统就是将空调机组直接放在需要空调的房间里或其邻室内，就地处理空气。它可以根据房间的特定要求单独进行空调。图 15-18 是一个局部式空调系统示意图。

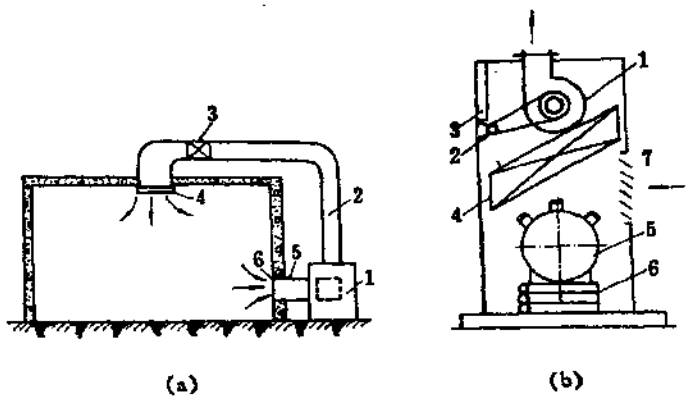


图 15-18 局部式空调系统示意图

(a) 1—空调机组；2—送风管道；3—电加热器；4—送风口；5—回风管；6—回风口；
(b) 1—风机；2—电机；3—控制盘；4—蒸发器；5—压缩机；6—冷凝器；7—回风口

空调机组包括制冷机、空气处理设备、风机、自动控制设备等。目前国产的空调机组除了热电空调机组外，绝大多数是直接蒸发式机组(蒸发器就是空气冷却器)。有的机组只有降温作用，称为冷风机组；有的机组制成热泵式，其制冷装置可以转换使用，夏季用来降温，冬季用来采暖；有的机组设计成分离式，压缩机及风冷式冷凝器组成一体，称为室外机，可以置于噪声要求比较低的地方或室外，蒸发器与风机组成一体，称为室内机，置于要求空调的室内，就地处理空气；有的机组配有电加热器和电加湿器，还配有自动控制仪表，称为恒温恒湿机组。空调机组的单机重量和尺寸都较小，可以做成窗式或者立柜式。

局部式空调系统的主要优点是：

(1) 风道简单，甚至不用风管，安装方便。

(2) 各空调房间自成独立系统，都可以根据自己的负荷变化进行“质调节”或“量调节”，不受其他房间制约，相互之间不会干扰。对负荷特性或使用规律差别很大的场合特别有利。

(3) 各空调房间之间无风道相通，有利于防火，防污染。

该系统的主要缺点是：

(1) 使用寿命短，初投资高，运行费用随使用情况而变化。如许多小空调器同时使用，运行费用比用一个集中式空调系统时高。

(2) 对设备质量要求较高，管理维护较困难，机组产生的噪声和振动较难处理。

所以局部式空调系统仅适用于空调房间少，面积小，彼此相隔甚远，负荷特点和使用规律差异大的场合。有的旧建筑加装空调设备，为了减少施工上的麻烦，也常采用局部式空调机组。

15.6 空调系统的运行调节

一般空调系统是以满足夏季及冬季两个设计负荷来选择设备容量的。但是，由于室外空气状态一年四季均在变化，有时一天之内，室外温湿度变化也相当大。除此之外，室内负荷也是经常变化的，例如，工艺设备开启状态、台数不同、人员进出等。这都表明室内被调参数经常受到干扰。所以，空调系统需要随着室外空气状态和室内热湿负荷的变化，进行相应的调节，以保证房间内空气参数维持在某一个范围内。同时，合理的运行调节还可以达到节能的效果。

15.6.1 房间余热变化余湿不变化的调节原理

计量室、电子计算机房或精密机床等空调房间中，一般工艺上没有产湿设备，湿负荷的来源主要是人体。因此，可近似认为余湿量不变，而余热量是随季节改变而变化的。

因为 $\varepsilon_n=Q_n/W_n$，在 Q_n 变化，而 W_n 不变的情况下，ε_n 也随着 Q_n 的变化而变化。由于设计之热负荷均为最大负荷，所以 ε_n 在夏季往往都是朝小的方向变化，而冬季则是朝大的方向变化。

一般空调系统的送风量全年都保持不变，在余热变化、余湿不变的情况下，要保持房间参数稳定，必定要使送风状态的含湿量 d_S 不变，满足消除房间余湿的要求。而要保持送风 d_S 不变，关键是"机器露点"L 保持稳定，见图 15-19。

"露点"L 的相对湿度，经过喷水室或表面式冷却器后，基本上能自动维持在一个稳定值。

要保持"露点"L 状态稳定的方法在夏季可以采用控制喷水室喷水初温，或者控制表面式冷却器的进水温度，或者控制直接蒸发式冷却器的蒸发温度；在冬季可以改变新风比，使其混合点落在 i_L 线上，同时喷温度为 t_L 的循环水，或者喷蒸汽使空气到达 d_S 等湿线上，或者用自动控制来代替人工控制。

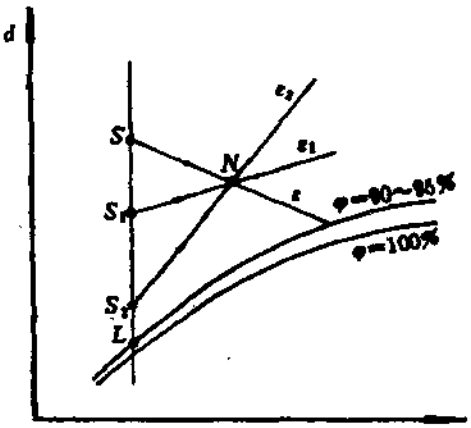


图 15-19 余热变化，余湿不变的送风状态 i 变化情况

应当指出，"露点"温度不是一点不能改变的，但是其变化范围要严格根据房间空调基数和精度来决定。

当"露点"L 稳定之后，只要调节二次加热量的多少，即可获得适应不同的热湿比 ε_n 要求的不同送风状态 $S_1, S_2, \cdots S_n$ 等。

15.6.2 相同余热、余湿均变化的调节原理

有些空调房间的余热、余湿经常处于变化状态。这种情况调节起来比较麻烦，特别是对空调精度要求高的房间，往往借助于自动控制来完成。

每一个空调系统，在设计时都根据工艺要求，确定出房间的空调基数及精度；由空调基数和精度即可确定室内气象区，例如室温要求为 $t=22℃\pm1℃$，相对湿度 $\varphi=50\%\pm10\%$，首先找出 $\varphi=40\%$ 及 $\varphi=60\%$ 两条等 φ 线，再找出 $t=21℃$ 及 $t=23℃$ 两条等 t 线。这四条线所包围的区域即为室内气象区。如图 15-20 中阴影部分所示，只要操作人员保证系统的工作能使室内状态保持在此阴影部分内，即满足了调节要求。

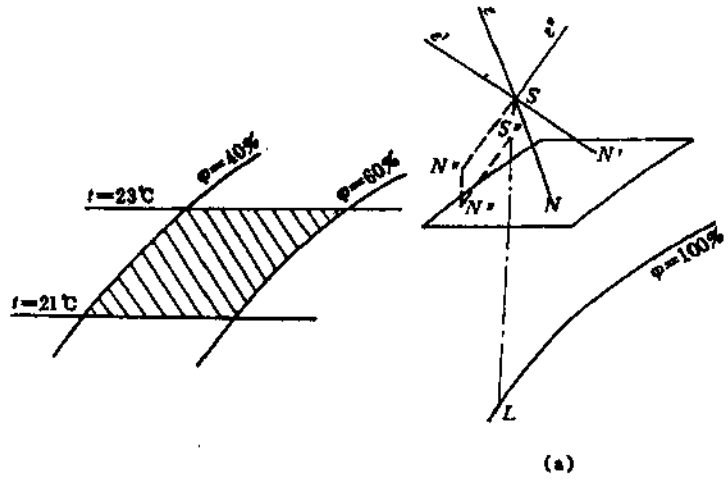


图 15-20　室内气象区

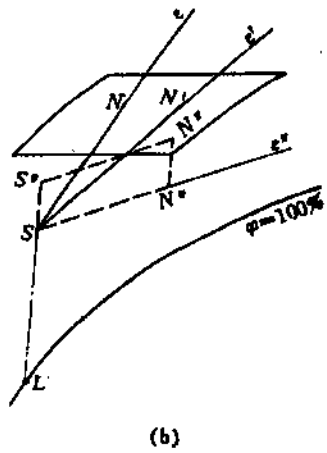


图 15-21　余热、余湿变化的调节过程

当被调房间内余热、余湿均发生变化时，热湿比 ε_n 也会随之变化。在冬季，如图 15-21(a)所示，设计的室内状态为 N，计算热湿比为 ε。当余热、余湿发生变化而使热湿比由 ε 变至 ε' 时，房间状态变至 N'，因为 N' 仍在阴影区域内，一般可不作调节。当热湿比由 ε 变至 ε''，室内变至 N'' 时，这就偏离了室内气象区范围，而必须加以调节。由图中可见，如果减少二次加热量，使送风状态由 S 下降到 S''，即可使 N'' 处于室内允许气象区内。

在夏季，如图 15-21(b)所示的 N' 偏离室内气象区，相对湿度也偏高。在维持原"露点"不变的条件下，增加二次加热量，使原来的送风状态 S 上升到 S''，即可使 N'' 移到允许的室内气象区范围内。

所以，一般的调节方法是控制"露点"，改变二次加热量或者改变送风支管上的调节加热量，基本上可使房间满足要求。如果这种简便方法不能达到调节要求时，则可以采用适当改变"露点"再结合改变再热量的调节方法，或者采用自动控制来达到要求。

15.7　中央空调系统实例

北京国际大厦是一座办公室兼公寓及少量客房的综合性办公楼，其空调系统能满足现代化办公室、公寓的功能要求。大厦建筑面积 47 000 m^2，高 101 m，标准层高为 3.3 m。地下共二层，一层为库房、水泵房、蓄水池等，二层为防空地下室。地上第四层设有计算机房、会议室及空调机房。空调各季热源采用市政热网的一次热水，热力机房内设置换热器，二次循环热水供给空调系统用。

15.7.1　空调方式与室内设计参数

全楼设置了全年用集中空调系统，由冷冻、热力机房供冷及供热。大厦内个别部位设有局部空调设备。室内空调设计参数见表 15-1。

1 至 3 层开敞式办公室采用全空气送回风的空调方式。送风采用吊顶式布风器下送，回风采用边墙下部设回风口的方式。由于 1 至 3 层的开敞式办公室外墙采用了大面积的茶色玻璃

落地窗，为防止冬季玻璃结露，在窗脚下专门设置了采暖散热器。

5层以上的各标准层的公寓、办公室、客房及4层的会议室等，采用了沿外墙布置立式风机盘管加新风的空调方式。新风由内墙上部所设侧送风口送入。立式风机盘管以暗装形式设计在窗台板下，每个窗下设置一台。在窗台板上装设条型铝合金出风格栅。窗上采用了竖向百叶式可调角度的窗帘。新风系统的风管布置在走廊吊顶内。对办公室和公寓采用同一系统送风，24小时连续运行制。办公室人员下班后只停止风机盘管的运行，而新风继续送入以保证办公室内次日上班时空气新鲜，并使办公室处在正压状态。夏季夜间新风带入的冷负荷还可使办公室维持一个较适当的温度。

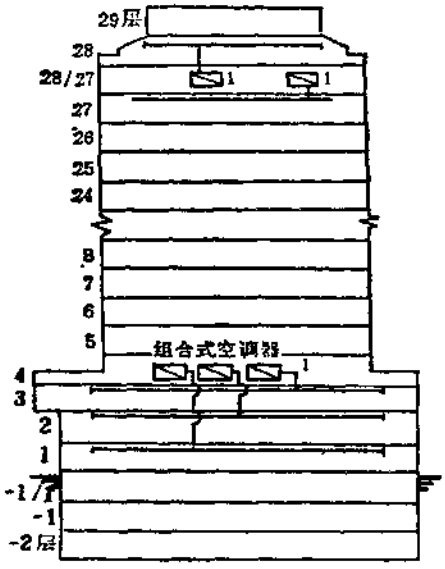


图15-22 餐厅全空气式空调系统

餐厅采用全空气式送回风空调系统(见图15-22)加风机盘管的空调方式。在餐厅不营业时，只用风机盘管空调，营业时再开启全空气空调系统，以满足高峰负荷。在29层宴会厅还设有分体式空调器，以满足大型宴会时的高峰负荷。分体式空调器的室内机组为吊顶安装。室外机组为风冷式，设于屋顶平台。厨房设有风机盘管及采暖散热器，供冬季值班采暖。厨房工作期间，依靠直流式空调送风系统，配以厨房的机械排风来满足空调及换气需要。

表15-1 室内空调设计参数

空调房间	参数控制方式	冬季温度	夏季温湿度
1～3层开敞式办公室	集中给定的自动温度控制	21℃	26℃、<65%
标准层公寓及出租办公室	就地给定的自动温度控制	21℃	26℃、<65%
餐厅	就地给定的自动温度控制	21℃	25℃、<60%

计算机房，采用了独立的专用空调机组。主计算机房由架空地板下送风，机组也为分体式，室外机组夏季为风冷式，冬季由机组内电加热送风采暖。

15.7.2 各个系统的划分

1. 空调系统的划分

1至3层为全空气式空调系统(见图15-22)。因各楼层的面积较大，故每层分为2个系统，共6个系统进行空气处理。空调机房设在4层，每层的2个系统在平面上的划分是：西部、北部为一系统；南部、东部为一系统。这样划分在夏季两个系统冷负荷较为平衡。

2. 新风系统的划分

4层会议室及5至27层的公寓、客房和办公室均采用风机盘管加新风的空调方式。新风系统24小时运行，所以不论是公寓、客房还是办公室，新风系统可统一组成。从每层平面(见图15-23)上看，以东西中线划分成南北两部分，其所属的空调房间就分别由南、北的新风系统供给。从竖向看，4至27层的新风立管分成三段(见图15-24)，每段为一个系统，所以新风系统

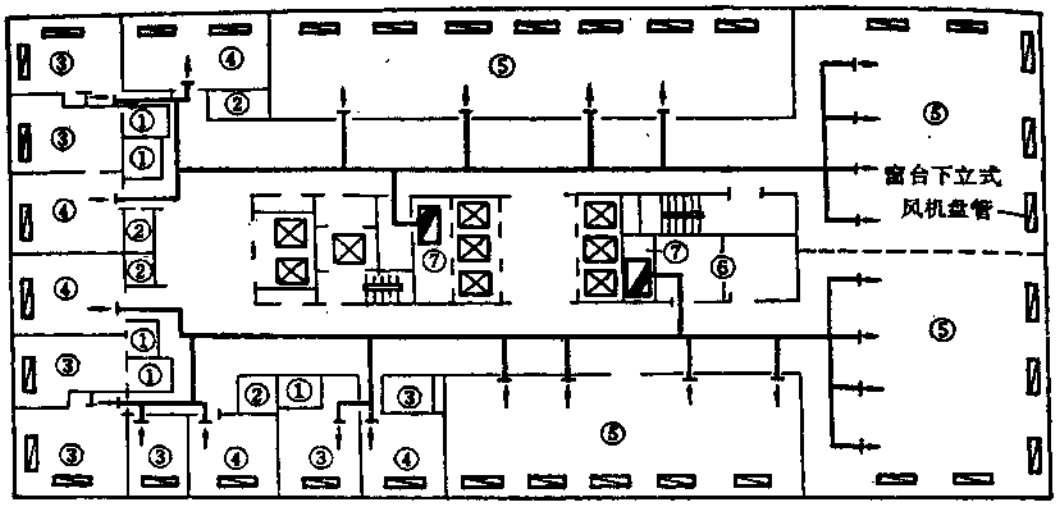


图 15-23　新风系统平面布置图

1—浴室；2—厨房；3—卧室；4—起居室；5—办公室；6—厕所；7—新风机组

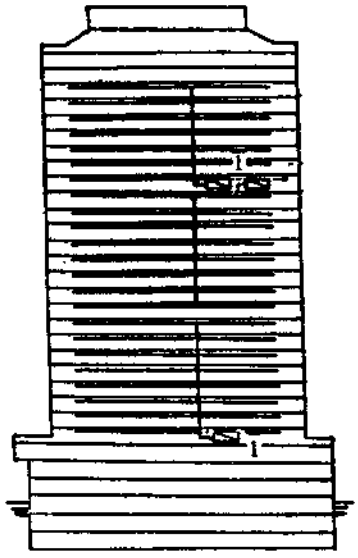


图 15-24　新风管系竖向布置

1—新风机组

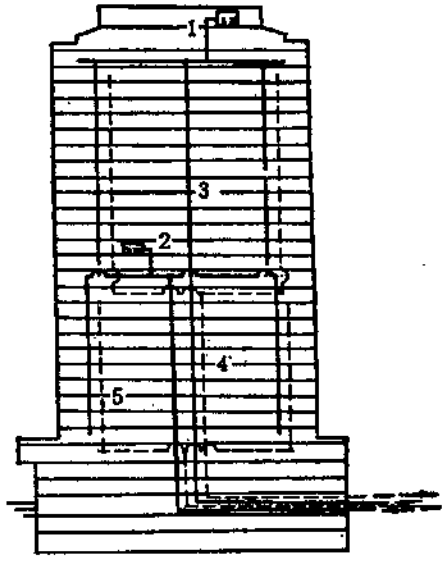


图 15-25　空调水系统

1—高压膨胀水箱；2—低压膨胀水箱；3—供水总管；4—回水总管；5—风机盘管供、回水总管

共分为 6 个。新风机组在 4 层设两台，供 4 至 11 层的南、北系统，在 20 层设 4 台，向下供 19 至 12 层的南、北系统，向上供 20 至 27 层的南、北系统。

3. 空调水系统的划分

由于大厦的高度使水系统的静压超过了一般输水管件的承压能力，所以空调水系统在竖向分为高区和低区两个系统(图 15-24)。这两个系统分别布置在相邻的两层楼的吊顶内，每层只布置一条管道。为了使立管、干管连接简单，水流较顺，两条水平干管和它所属系统是有交错的，也就是低区的回水干管在上面一层(14 层)，高区的供水干管在下面一层(13 层)。

从大厦的使用性质看，无论是公寓还是办公室，室内温度要求较为一致，没有特别大的差异。所以采用两管制风机盘管水系统即可解决过渡季节不同方位房间对负荷的不同要求，而且比四管制系统简单得多。特别是每台风机盘管设有室内水路自控阀，更可节省造价。

风机盘管水系统竖向采用的是下行上给的双管制形式。供水干管在下面，回水干管在上面，再用专设的回水立管从上面的回水干管引回至地下管道夹层。对每组立管竖向形成同程式布置，有利于排气和水力平衡。

在过渡季节，不同朝向的房间可能希望分别供冷或供热，这是二管制系统的风机盘管空调系统不易解决的。因此，设计中将新风系统空调器的供水系统独立，由冷冻、热力机房进行转换，可以做到风机盘管系统供冷水时，新风机组供热水，反之交替进行，从而对不同朝向的房间分别供冷、供热。一年中风机盘管和新风系统的供冷、供热运行方案见表 15-2。

表 15-2　风机盘管和新风系统供冷、供热方案

季　节	风机盘管系统	新风系统
冬　季	供　热	供　热
冬　末	供　热	供　冷
夏　初	供　冷	供　热
夏　季	供　冷	供　冷
夏　末	供　冷	供　热
冬　初	供　热	供　冷

现以实例说明上述运行方案的意义：如在夏季，风机盘管系统和新风系统均在供冷，到了夏末，气温已较低，大部分房间只需少量供冷或基本不需要供冷，而北向房间甚至需要少量供热。此时新风系统就用供热的方式运行，它给所有的房间带进了一定的热量。对北向需热的房间，风机盘管因室温低而靠温度的自控基本停止供冷，这样达到了少量供热的综合效果。而南向房间如还需少量供冷，此时因新风带入了一定的热量，风机盘管因室温高而靠温度的自控供冷运行，抵消了新风带入的热量，并且还带入了一定的冷量，达到了少量供冷的综合效果。由于过渡季节日期不长，冷热抵消的能耗也不大，所以使用中是可行的。

15.7.3　冷水机组和热力机房

该大厦共设 1163 kW(100 万 kcal/h)的离心式冷水机组 4 台，作为主要供冷机组，高、低区各 2 台。高、低区各设冷冻水循环泵 3 台(使用 2 台，备用 1 台)。为 4 台冷冻机配备了 4 台水量为 300 t/h 的玻璃钢逆流式冷却塔，共配置冷却水循环泵 5 台(使用 4 台，备用 1 台)。如前所述，为了解决新风机组的单独供冷，部分房间的冬季供冷以及负荷过低时的经济运行，对高区、低区各设了一台 233 kW(20 万 kcal/h)的冷水机组，作为辅助供冷机组。

主冷水机组是采用美国开利公司产品，开利产品的电动机采用制冷剂冷却，系统比较简单。高区的冷冻水循环泵所需扬程不太大，但因系统静水压力较大，耐压要求较高，所以采用了机械密封型产品。

供热热源是市政热网的一次循环水。在冷冻、热力机房内设置了水-水快速换热器，以其所产二次热水供冬季空调使用。冬夏季空调设备供水的管路是相同的，但水泵的水量相差较大，所以冬季运行时的热水循环泵是另设的。高区的热水循环泵也是采用机械密封型产品。

高、低区的快速热交换器均为多台并联运行。当低负荷时或只是新风机组单独供热时，快速热交换器只有部分投入。在夏季为了防止大厦较深的地下室湿度过大，地下室内设置了一周光滑管作为散热器，在必要时，进行间断供热，其热源也是利用部分快速热交换器产生的二次热水。

15.7.4 空调自动控制系统

冷冻、热力机房中，快速换热器采用了电动比例三通调节阀，利用二次水出水温度对一次水进行旁通比例调节，保证了二次水的供水温度。

在全空气送回风空调系统中，空调器的水路采用了电动比例三通调节阀，利用回风温度对水量进行旁通比例调节，保证了回风温度的稳定。这里是利用回风温度代表开敞式办公室的室温。在这个系统中，冬、夏季要在电路中作人工的季节转换，并且要重新调整温度的给定值。

在新风系统中，采用了与上述相同的自控方式，只是把感温元件放在送风管路上，保证了送风温度的稳定。

每台风机盘管上均设有室温调节器和水路二位电动三通阀，进行室温自动控制。室温调节器是和风机的三速选择开关联动的，装于空调房间的内墙。

风机盘管的水路调节可以采用电动三通阀或电动二通阀。在这种风机盘管的室温自控中，也存在着冬、夏季节转换问题。而电动三通阀装设了自动季节转换装置，这样，季节转换就不用人工进行，而能方便地自动解决，对有近千台风机盘管的大厦来说，这是很有价值的。而二通阀从机理上是不能装设自动季节转换装置的。为此，风机盘管的室温控制选用了电动三通阀，所用的各种电动式自动控制元件均为日本山武·霍尼威尔公司的产品。

15.7.5 其他系统概况

1. 排风系统

在公共卫生间、公寓卫生间、公寓厨房均设置了排风系统(图 15-26)，采用的是离心风机，设于 27 层与 28 层之间的设备管道夹层中。排风立管与各层支管的连接处均设有防火调节阀。餐厅厨房等也单独设置了排风系统。

公寓厨房采用的是煤气灶具，在其上方设置有排油烟机，用时可随手开启。在竖管井内设置了排风立管，各层的油烟气先后经排风支管、立管和离心风机排出，保证了立管内的负压。在各层的排风支管上装有防火调节阀。

2. 防烟加压送风系统

该工程在楼梯间和其前室以及楼梯间和合用前室均设有加压送风的防烟系统(图15-27)。前室或合用前室每层均设送风口，楼梯间则几层设一个送风口。加压送风机设在 27 层和 28 层之间的设备管道夹层中。由于夹层高度所限，所设风机采取每个系统用 2 台较小的风机并联工作的方式。风机的开启由防灾中央控制室自动或手动控制。为防止加压送风系统在冬季因热压作用而自然排风，各层送风口采用了特制的自垂百叶风口。

3. 其他

大厦标准层所用的外窗均为铝合金框，双层中空反射玻璃。所用玻璃的传热系数为 3.50 W/(m² · C)，辐射透入率为 30%。

在新风系统的各支管风口、公寓厨房排烟系统的各支管以及各卫生间排风支管处均装有

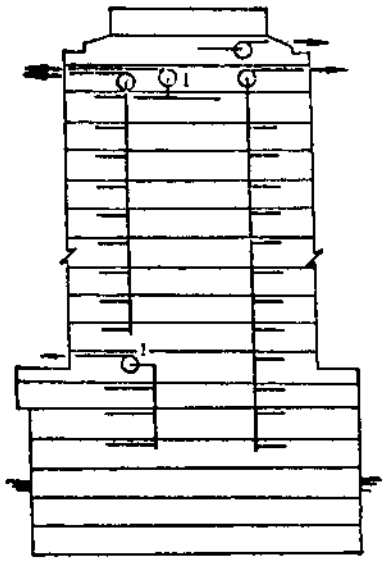


图 15-26　排风系统

1—排风风机

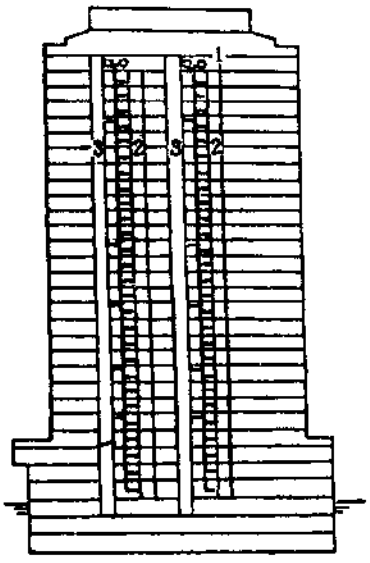


图 15-27　加压送风系统

1—加压送风机；2—楼梯间前室；3—楼梯间

防火调节阀。这种自行设计的阀可以兼有初调节阀和防火阀的功能，它可以在支管长度较短的部位安装。这种防火阀是装在矩形断面的风管中的蝶形阀。阀轴在矩形阀板的对称线上，阀轴水平安装。在阀体内有易熔环及拉线，一旦易熔环断开防火阀就关阀。

空调系统水管的保温采用硬质聚氨酯保温瓦，外缠玻璃纤维布，再刷防火涂料。风管采用矿棉毡保温，外包玻璃纤维布，再刷防火涂料。

大厦室内大部分采用了铝合金龙骨轻型板吊顶。吊顶内的风管、防火阀等均不设手孔。

15.7.6　空调系统有关指标

1. 新风量的设计值

办公室，每人新风量为 30 m^3/h，每套公寓新风量为 100 m^3/h。

办公人员密度按每一名工作人员 12 m^2 使用面积计（甲方所提供的数值为 12～18 m^2/人）。

2. 冷负荷指标

计算值 87.2 W/m^2；冷冻机选用值 98.8 W/m^2。

3. 空调热负荷指标

计算值 75.6 W/m^2；空调有关机房面积占建筑总面积的比例约为 2.3%。

4. 空调同时使用的动力设备最大装机容量指标

为 0.038 kW/(m^2 建筑面积)。

5. 空调系统总造价指标

约为 125 元/m^2(1985 年)。

第十六章　空调用冷水机组的结构

冷水机组是一种制造低温水(又称冷水、冷冻水或冷媒水)的制冷装置,任务是为空调设备提供冷源。冷水可以通过冷水泵、管道及阀门送至中央空调系统的喷水室、表面式空冷器或风机盘管系统中,冷水吸收空气的热量后使空气得到降温降湿处理。因此,冷水机组在空调系统中占有很重要的地位。冷水机组广泛用于宾馆、办公楼、大型商场、歌舞厅、影剧院、餐厅、医院及厂矿企业的中央空调系统中。

冷水机组是把制冷机、冷凝器、蒸发器、膨胀阀、控制系统及开关箱等组装在一个公共机座或框架上的制冷装置。其常见的形式有活塞式、螺杆式、离心式和吸收式冷水机组。按照机组的排热方式可分为水冷式和风冷式冷水机组,后者采用热泵循环后,冬天可提供空调用的热水,成为节能型的冷热水机组,受到用户的欢迎。

16.1　活塞式冷水机组

活塞式冷水机组是问世最早的一种机组,它得到了广泛应用和深入研究。它以小型、轻量和适应性强而应用于空调系统中,在冷水机组中占有主导地位。

16.1.1　活塞式冷水机组的特点

活塞式冷水机组包括开启式、半封闭式或全封闭式活塞式压缩机、冷凝器、蒸发器、热力膨胀阀以及配套的开关箱及控制柜等组成。冷凝器和蒸发器一般都采用卧式壳管式结构,管板上扩胀的是高效传热管,故机组结构紧凑,占地面积小。机组还配有各种安全保护仪表,因而机组运转安全可靠。现场安装亦十分方便,只要接上水电和采取保温措施,机组即可投入运行。活塞式冷水机组的主要特点有:

(1) 适用范围广,在各种工况下效率高

活塞式冷水机组能适应较广阔的压力范围。为了使压缩机在高环境温度和高水温地区运行,目前各国均在提高冷凝温度。活塞式冷水机组热效率高,单位制冷量电耗相对较低,特别是偏离设计工况运行时显得更为明显。

(2) 活塞式冷水机组系统比较简单

相比之下,螺杆式冷水机组需要装设大容量的油分离器,而离心式冷水机组要配置工艺要求高的增速齿轮箱以及复杂的润滑油系统等。

(3) 机组小型轻量化

活塞式冷水机组采用半封闭式或者全封闭式压缩机日益增多,这是由于半封闭式压缩机具有部分全封闭式压缩机的优点,又有维修便利,效率较高的特点,近年来得到不断的改进和发展,这样使得冷水机组整体尺寸缩小,占地面积小。

(4) 能量调节灵活

尽管活塞式压缩机在部分负荷下制冷量不是连续调节的,但目前各公司针对当代提出的

对温度波动范围较小的要求，已做到了能量调节的分档数目尽量增加。为了扩大活塞式冷水机组的使用范围和使用灵活性，各公司都采用多台并列运转，使得能量调节灵活，以适应变负荷工况运行。

(5) 技术上较为成熟，运行方面积累有丰富经验

活塞式压缩机是在各种类型中问世最早，应用最广的一种机型，国内外很多厂家生产该类型机组，积累了丰富的设计制造和运行方面的经验。

16.1.2 活塞式冷水机组的性能与结构

活塞式冷水机组的压缩机有单台的，也有多台(2～5 台)组合的，机组可根据空调负荷的变化，进行手动或自动能量调节，以达到调节制冷量和节约用电的目的。冷水机组在启动时，压缩机的所有气缸都处于卸载状态，然后逐步自动延迟上载，启动灵活方便。在制冷系统中一般都设有超载、断水、断油、防冻等安全保护装置，以保证机组的安全运行。

冷水机组一般可向空调系统提供 5～12℃的冷水，冷却水的进水温度一般为 32℃，出水温度为 36℃左右。

1. 冷水机组的型号表示

活塞式冷水机组的类型有开启式、半封闭式和全封闭式三种机组。国产活塞式冷水机组的型号表示见图 16-1。

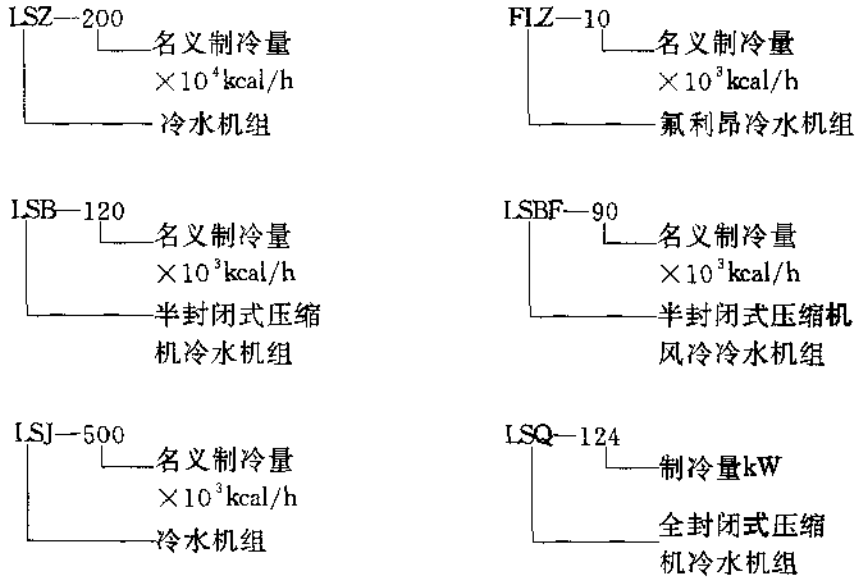


图 16-1 国产活塞式冷水机组型号表示法

国产活塞式冷水机组的常见类型见表 16-1。

2. 冷水机组的结构与性能

国产的 FJZ 型开启式压缩机冷水机组的结构如图 16-2 所示。它采用 8FS-12.5 活塞式压缩机和 R22 制冷剂，为了提高换热器的传热效果，壳管式冷凝器采用滚轧外螺纹管，壳管式蒸发器采用内肋管，使换热器体积缩小。机组装有自动能量调节装置，当蒸发器水温因外界负荷变化而有升降时，机组的制冷量也自行调节。另外，机组还有完善的安全保护装置，使机组安全

表 16-1　国产活塞式冷水机组常见类型

机组型号	压缩机类型	空调工况制冷量(W)	生产厂家
FJZ-15A	4FV12.5	17.4×10^4	上海第一冷冻机厂
FJZ-20A	4FV12.5	22.6×10^4	
FJZ-30A	6FW12.5	34.1×10^4	
FJZ-40A	8FS12.5	45.5×10^4	
LS-200	6FW7B	21.5×10^4	上海冷气机厂
LS-250	8FS10	29.0×10^4	
LS-500	8FS10×2	58.1×10^4	
LSJ150	4FV10G	17.4×10^4	重庆冷冻机厂
LSJ200	6FW10G	21.5×10^4	
LSJ250	8FS10G	29.0×10^4	
JFZ10	6FW7B×2	11.6×10^4	天津冷气机厂
JFZH18	8FS10	20.9×10^4	
FLZ15	2FV7B	1.74×10^4	北京冷冻机厂
FLZ2.5	3FW7B	2.9×10^4	
FLZ3.5	4FS7B	4.06×10^4	
FLZ5.0	6FW7B	5.8×10^4	

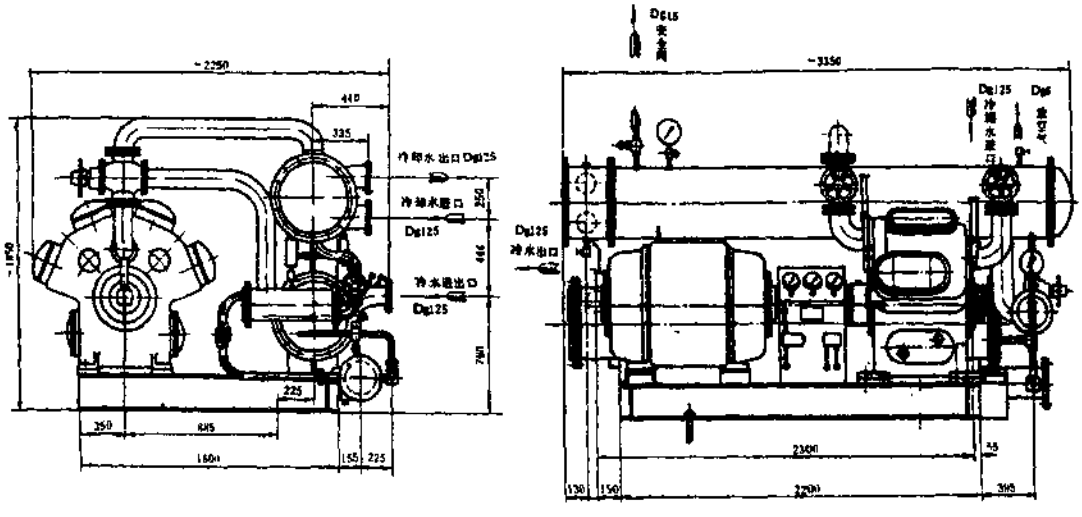


图 16-2　FJZ-40A 冷水机组结构图

运行和防止因意外原因而引起的事故。

FJZ 系列冷水机组的主要技术性能见表 16-2，机组的使用条件见表 16-3。

表 16-2 FJZ 系列冷水机组主要技术规格

技术规格 \ 机组类型		FJZ—15 (FJZ—15A)	FJZ—20 (FJZ—20A)	FJZ—40A
压缩机型号	型号	4FV—12.5	4FV—12.5	8FS—12.5
	转速	730 r/min	960 r/min	980 r/min
	工质	R—22	R—22	R—22
冷凝温度(℃)				40
冷却水进口温度(℃)		32	32	32
冷却水出口温度(℃)		37	37	36(37)
冷却水流量(m^3/h)		36	50	125
冷却水阻力(kPa)		49	58.9	≤68.7
冷水进口温度(℃)		12	12	12
冷水出口温度(℃)		7	7	7
冷水流量(m^3/h)		30	40	78
冷水阻力(kPa)		≤78.5	≤78.5	≤83.4
蒸发温度(℃)				约 2
冷凝器污垢系数 ($m^2 \cdot h \cdot ℃/kJ$)		2.4×10^{-5}	2.4×10^{-5}	2.4×10^{-5}
蒸发器污垢系数 ($m^2 \cdot h \cdot ℃/kJ$)		2.4×10^{-5}	2.4×10^{-5}	2.4×10^{-5}
设计工况制冷量(W)		17.4×10^4	22.7×10^4	47.0×10^4
冷凝器进出水管径(mm)		80	80	125
蒸发器进出水管径(mm)		80	80	125
压缩机冷却水管径(mm)		15	15	15
压缩机加油量(kg)		42	42	42
机组充液量(kg)		约 72	80	120
机组质量(kg)		约2 600	2 900	约4 900
外形尺寸(长×宽×高)(mm)		3 000×1 200×1 900 (3 100×1 940×1 700)	3 000×1 250×1 940 (3 100×1 940×1 700)	3 400×2 250×1 850

表 16-3 FJZ 系列冷水机组的使用条件

项目	FJZ—15 极限值	FJZ—20 极限值	FJZ—40A 极限值
最高冷凝压力(表压 kPa)	1 471	1 471	1 471
最高蒸发温度(℃)			5
最大活塞压力差(kPa)	1 373	1 373	1 373
最低环境温度(℃)			0 以上
最高蒸发压力(kPa)	539.4	539.4	

注：实际运转允许略有超过，但以不长期运转为好。

FJZ 型冷水机组压缩机的主要部件及其特点如下：

(1) 机体。机组的压缩机机体是主要零件之一，采用高强度铸铁铸成整体，以提高机器运转的平稳性。气缸在机体上布成三列。机体的吸气腔里装有容易拆卸清理的滤网，以滤除吸入气体中可能带有的机械杂质。吸气腔的最低处有回油孔，以便进入吸气腔中的油流回到曲轴箱。

压缩机的气缸盖上有冷却水盖，可以接通水源以冷却排气温度。机体曲轴箱两侧有侧盖，前侧盖上有两块指示油面的玻璃。正常油面应在两块油面玻璃中心线之间，后侧盖有油冷却器的进出水口，以及油加热器和双金属信号温度各一只。曲轴箱中有油冷却器，一般需要接通水源来降低油温。

机体的进排气腔和油路中装有带保护套的玻璃温度计，使操作者可以方便地观察进气、排气和润滑油的温度。

压缩机的主轴承为精密加工的钢背耐磨合金轴承。

(2) 曲轴。机组压缩机的曲轴采用高强度球墨铸铁制成，具有非常好的耐磨性，各轴承颈经精密加工，具有光滑的表面。曲轴上有油孔，润滑油可以从油泵端和轴封端的进油孔双端进油，以保持各连杆进油的油均匀一致。为了减少压缩机运转时的振动，制造时曲轴均经过准确地平衡校正。

(3) 连杆。杆身为 I 字形截面，连杆大小头之间有油孔相通，使从曲轴颈油孔中输出的润滑油输送至连杆小头以润滑活塞销。

连杆大头衬套为可更换的精密加工的钢背耐磨合金薄壁轴瓦，小头轴套用青铜制成。连杆螺栓则用合金钢制成。

(4) 活塞。活塞用铝合金冷铸而成。活塞上装有两道表面镀铬的气环和一道油环。活塞销是采用表面经渗碳硬化的钢制成，具有很高的耐磨性。

(5) 阀门。压缩机的吸排气阀门均为单环形阀片，吸气阀座由气缸套的顶部构成，制冷剂气体即由此进入气缸，排气阀阀座分为内外两件，外圈即为吸气阀的升高限制器，内圈为另一件，两件分别用螺栓固紧于排气阀升高限制器面构成排气阀组，制冷剂气体即由此排出气缸外。吸排气阀阀片均有弹簧，以保证正向动作。排气阀升高限制器上装有安全弹簧，以保护压缩机产生液击时不受损坏。

气缸套的外部装有一个可转动的环及顶开吸气阀片的顶杆等。当卸载装置推动环转动时，顶杆即上下移动以顶开或放下吸气阀片，而达到卸载的目的。

气缸套采用合金铸铁制成，内表面经精密加工和珩磨。吸排气阀的阀片均采用优质合金钢制成。

(6) 轴封。轴封是压缩机的重要部件。本机组的轴封是弹簧自动压紧密封式，其固定环用青铜制成，活动环用表面经渗碳硬化的钢制造，具有非常好的密封性和耐磨性，而活动环与轴之间用橡胶环密封。

(7) 卸载装置。压缩机在连续动转中，如果冷负荷减小，蒸发器的压力就会越来越低。为了保证机组的正常使用和经济性，可以用卸载装置使机器的一列或二列气缸不进行压缩，从而使压缩机的制冷量逐级调节。

卸载装置由油缸、油活塞、油活塞环、拉杆及弹簧等组成。油压输送到卸载装置的油缸中时，推动油活塞和拉杆移动，而拉杆和气缸套外部的转动环连接，从而使转动环转动，相应地放

下顶杆，使吸气阀阀片投入工作，气缸内的蒸气即开始被压缩。

反之，当切断了油的通路或降低缸内油压时，油活塞依靠弹簧的作用回复到原来位置，相应的吸气阀片被顶开，吸气腔即和该气缸连通，因而不再有压缩作用。

当压缩机启动时，由于机组尚未运转，油泵尚无压力，全部气缸的吸气阀片均被顶开，气缸中无压缩作用，因而压缩机可以较轻便地被启动，以减少电动机的起动电流。

(8) 压缩机的传动。FJZ 系列冷水机组压缩机均采用联轴器传动。联轴器为弹性联接结构，能在较大弹性变形范围内正常传动。出厂前压缩机、电动机和联轴器已由厂家调正合理位置，为避免用户装拆时调错，在各配合零件的对应位置上打有钢印，以示标记。在检修压缩机的轴封时，不必松动压缩机或电动机，只要拆下联轴器即可检修轴封。

(9) 压缩机的润滑。压缩机的润滑系统是保证压缩机正常工作的重要组成部分。润滑油自曲轴箱经过滤网被油泵吸入，输送到轴封和主轴承经曲轴中的油孔将油输送到连杆大头和连杆小头。

压缩机的润滑油在进入曲轴、连杆之前经过两次过滤。油泵吸入前，在曲轴箱中经过滤油网过滤，可以滤除油中稍大的机械杂质。经转子油泵排出的油再经片式过滤器过滤。运转中如需清除积聚在过滤器中的污垢，可转动片式过滤器的手柄。

油泵采用转子油泵，噪音小，吸空能力较强。压缩机后侧盖上还装有 0.5 kW 电加热器一组。当油温过低时，接通电加热器，提高油温，以免造成窜油停车事故。

压缩机的润滑油以采用 25 号或 30 号冷冻油为宜。当机组安装运转后，起初可能有一部分油进入系统，造成油位下降，可适当加新油，以后油位即趋向稳定，无需再加油，待油较脏或变得太薄后调换新油。

对于新安装的机组在使用时，润滑油容易被系统污染，因此要注意曲轴箱内油的清洁程度，并予以适当的处理。

3. FJZ 型冷水机组的流程及控制系统

FJZ-40A 冷水机组流程，图 16-3 所示。由图可见，制冷剂氟利昂 22 (R22) 在干式蒸发器内蒸发后，由回气管进入压缩机吸气腔，经压缩机压缩后变成高温高压蒸气，然后进入冷凝器中在换热管外表冷凝，制冷剂液体在冷凝器底部汇集后，进入换热器被从蒸发器来的回气过冷，成为过冷液体，再经过干燥过滤器和电磁阀进入热力膨胀阀，经节流降压后进入蒸发器，在那里汽化时吸收冷水的热量后，制冷剂蒸气又重新进入压缩机，如此循环不已。

流程图中的压力表 1 指示冷凝器的冷凝压力，压力表 2 指示蒸气出口处的蒸发压力，冷凝器上的 Dg15 安全阀是安全保护装置，当发生断水故障使冷凝压力过高时，排放冷凝器内的气体使压力降低到规定值以下，保证机组的安全运行。在换热器到干燥过滤的供液管路上，装置有一只 Dg40 直通阀，它可人为切断对蒸发器的供液。干燥过滤器的 Dg6 阀门是供系统充灌制冷剂液体用的。

蒸发器供液量的调节是通过热力膨胀阀的工作来实现的。该阀的感温包置于蒸发器回气管上，它根据回气管内蒸气的过热度高低来改变膨胀阀的开度，从而达到调节流量的作用。蒸发器的出口装置了一只 0～50℃(0.1℃刻度)的温度计，供调节热力膨胀阀的运行过热度时观察用。

FJZ-40A 冷水机组设有节能装置，该装置位于冷凝器下部(见图 16-3)，使用时根据水源

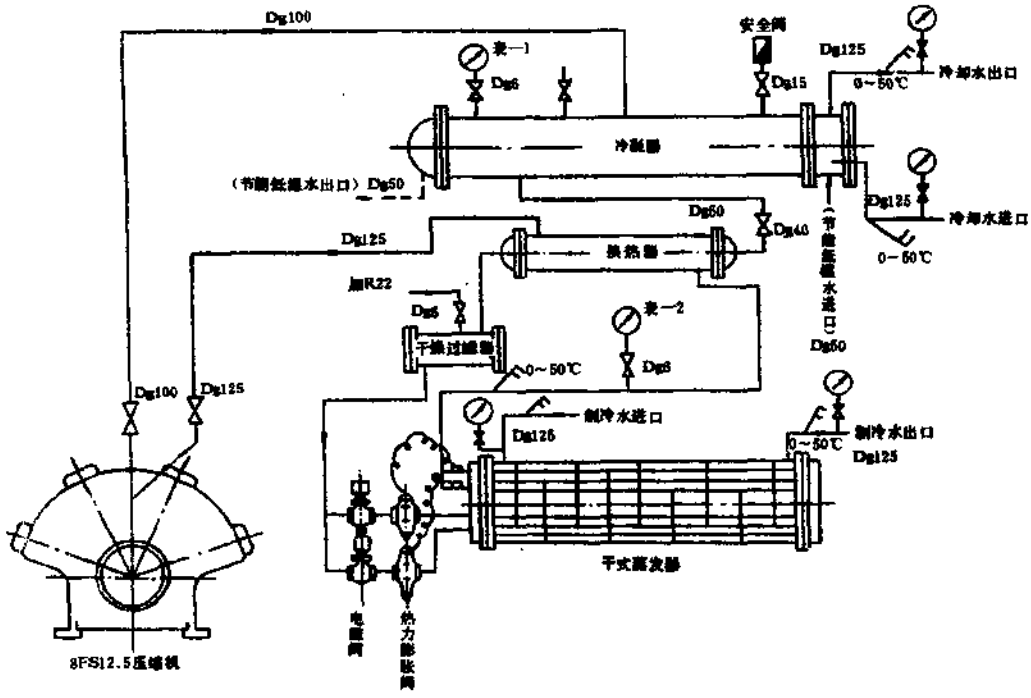


图 16-3　FJZ-40A 冷水机组的制冷系统流程图

情况有下面两种接法：

(1) 若有低于冷却水温度的辅助水源，如低温冷却塔补给水或井水，使用时将低温水接入水盖底部的 Dg40 水阀如图 16-3 所示，然后从另一端水盖上引出。如果这部分水质较好，可以作为凉水塔补给水。当它的出口压力高于冷凝器冷却水出口压力时，可直接引入冷凝器，否则应单独引入凉水塔水池。该装置的节能效果是辅助水源温度每低 5℃，则增加制冷量 4%，该装置的辅助用水量为 10～15 m^3/h。水温低于冷却水温度 7℃时，可以两台机组串联使用，当低于 10℃时，可以三台机组串联使用，用水量可选用上限。具体做法是将冷凝器左右两端盖内隔板上开孔封死。

(2) 如没有低于冷却水温度的辅助水源直接引入冷凝器时，则将节能装置进出口水管按常规连接。

图 16-4 是 FJZ-40A 冷水机组控制系统的管路布置图。

16.1.3　活塞式冷水机组的能量调节及启停操作

1. 指示仪表及安全保护装置

为了使冷水机组安全运行，它配备了吸气压力表、排气压力表、油压表、温度计及电流、电压测量仪表。机组的保护装置有高低压控制器、油压差控制器、过电流保护器、压缩机过热保护器、水流量开关(冷水和冷却水都设)、冷水出口温度过低保护装置等。

2. 能量调节装置

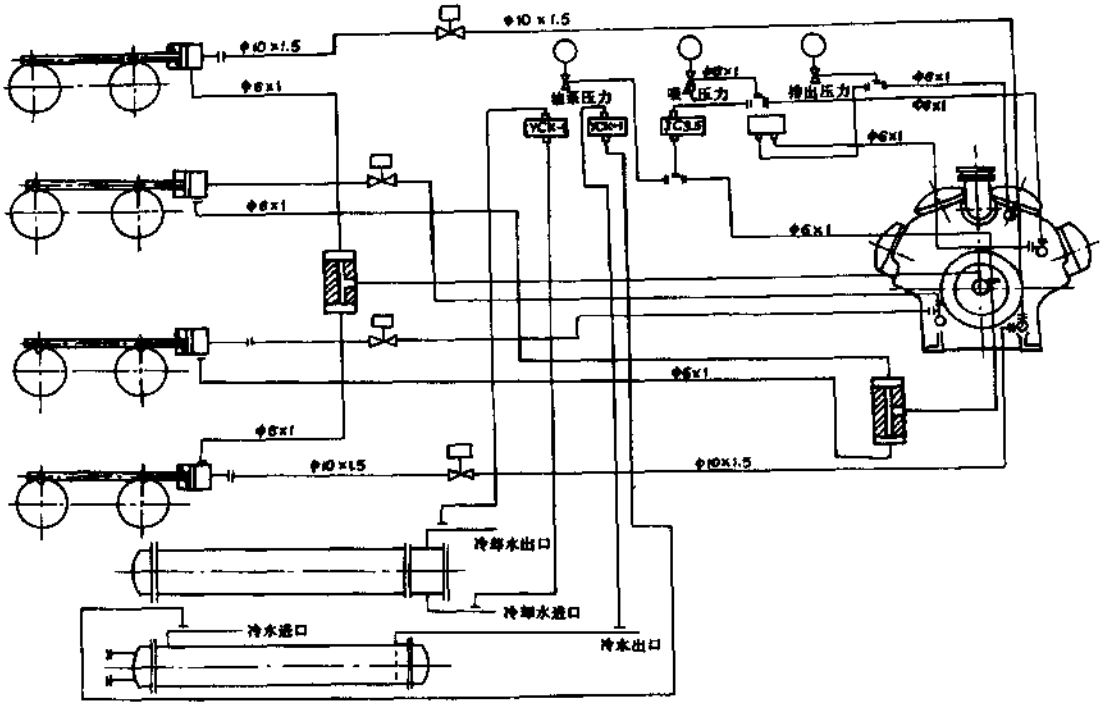


图 16-4　FJZ-40A 冷水机组控制系统管路图

活塞式冷水机组能量调节是通过气缸上的上载、卸载以及压缩机的开停来实现的。气缸上载或卸载大多数机组采用油压驱动的顶开吸气阀片机构，而美国开利机组则采用电磁阀来旁通吸排气通路来实现。

开利机组的制冷量调节由冷水温度控制器、分级控制器和一些由电磁阀操作的气缸卸载机构组成。冷水温度控制器在出厂前已调整好，通过感受冷水回水温度来调节制冷量。当冷水回水温度较高时，冷水温度控制器发出指令要增加制冷量。激励分级控制器向控制器电动机供电，带动凸轮控制器转动，凸轮操纵开关使压缩机上载。反之则使压缩机卸载。当制冷量要进一步减小时，控制系统就关掉一台压缩机。

3. 机组的启停操作

(1) 启动

活塞式冷水机组的首次启动应全面检查供电电压、保护装置、制冷系统、润滑油系统、冷水系统和冷却水系统，并确信空调系统有足够的冷负荷(大于 50%设计负荷)，以便冷水机组能正常运转。另外，应检查冷水泵启动器的辅助触点必须接到连锁的控制电路中，以防机组启动后冷水泵不转而导致蒸发器中的冷水结冰。

开机前，曲轴箱加热器应通电 24 h 以上，使润滑油已经升温。

确认以上检查无误后，把机组总开关按到开机位置，机组开始运转，再检查各保护装置的工作状态和各部件的工作是否正常。如无不正常现象，则可让机组进入正常运行状态。

(2) 停机

若在周末或节假日短时间停机，可直接按机组停机按钮，使压缩机停止。但应让压缩机曲轴箱的电加热器继续工作。

长时间停机时，先将制冷系统降压，把大部分制冷剂回收到冷凝器里，具体操作是切断供液电磁阀，再把机组总开关置"停机"位(或由于低压控制器作用而停机)，过 15 min 后关闭通往冷凝器和蒸发器的给水阀，如停机期间会遇到 0℃气温时，应将蒸发器和冷凝器里的水放掉，以防结冰。最后切断冷水机组的总电源，再关闭每台压缩机的吸排气阀。

16.2 螺杆式冷水机组

与活塞式、离心式等机型相比，螺杆式制冷压缩机是属于发展较晚的一种机型，迄今不过 30 余年。70 年代是螺杆式制冷压缩机大发展时期，开发与研究的领域十分广阔，主要有以下几个方面：高效型线的研究；机器内部工作过程的研究；与提高机器性能有关的新结构的研究；新型制冷循环的研究及制冷装置自动化等。这些方面卓有成效的开发与研究，使得螺杆式制冷压缩机的水平得到了很大的提高。

螺杆式压缩机早先多为双螺杆压缩机，70 年代后发展和完善了单螺杆压缩机，以它们为主机，构成的单螺杆式和双螺杆式冷水机组都可用于中央空调系统。

1. 螺杆式冷水机组的特点

螺杆式冷水机组是由螺杆式制冷压缩机、冷凝器、蒸发器、热力膨胀阀以及其他控制元件、仪表等组成的。其主要特点如下：

(1) 基建造价低

① 占地少：蒸发器、冷凝器已紧凑地组成一整体，不再另外占用面积，再加上机组简单而不需较大检修空间，因此可大大缩小机房的占地面积。

② 基础简单：由于螺杆制冷机振动很小，因而基础简单可以将机房靠近用冷地点，亦可在各层楼放置，这在高层建筑空调系统里，可大大降低泵的扬程，减少安装与运行费用。

(2) 安装调试方便、运行维修费用低

由于是整体机组一次安装，接水接电即成，减少了安装调试工作量，且操作简单、安全，与往复式相比较，其调节灵活，易损件少，使维修费用降低。

(3) 运行费用低

就单位功率制冷量而论，满负荷时螺杆式略低于往复式，但由于螺杆式调节性能大大优于往复式，且在 50%～100%负荷运行时，其功率消耗几乎正比于冷负荷，使得在大多数实际运行工况下，其运行费用低于往复式。

(4) 适合于制成热泵机组

由于热泵运行工况的压力比较大，这样采用螺杆式制冷机组就比较合适。而且，螺杆式压缩机排气温度低，冷凝器结垢情况比活塞式低得多，有助于保持较高的传热效率与运转稳定性。

螺杆式压缩机的制冷剂可用氨(R717)或氟利昂(R12、R22)，其结构有开启式和半封闭式。它兼有活塞式和离心式压缩机的优点，在制冷和空调工程中有较广泛的应用。

国产螺杆式冷水机组的型号表示见图 16-5。

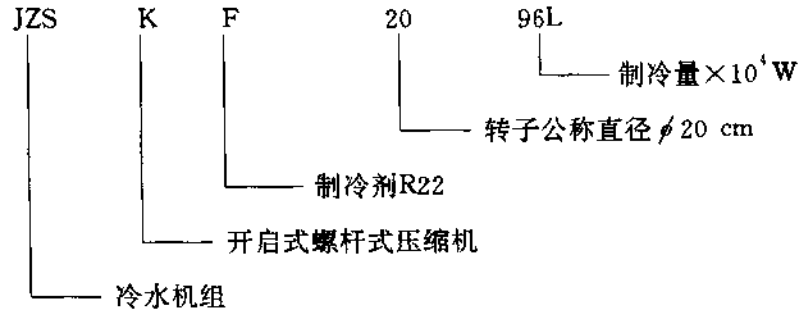


图 16-5　国产螺杆式冷水机组的型号表示

16.2.1　螺杆式冷水机组的系统及工作原理

1. 制冷系统

JZS-KF12.5-30 螺杆式冷水机组是用于空调的制冷设备，以 KF12.5-17 螺杆制冷压缩机为主机，以 R22 为制冷剂，其空调制冷量是 350 kW，制冷量可通过能量调节装置在 10%～100%范围内实现无级调节，冷水出口温度为 5～15℃，配用电动机功率为 85 kW，机组外形尺寸为3 150mm×1 500mm×1 600mm。冷水机组系统流程如图 16-6 所示。

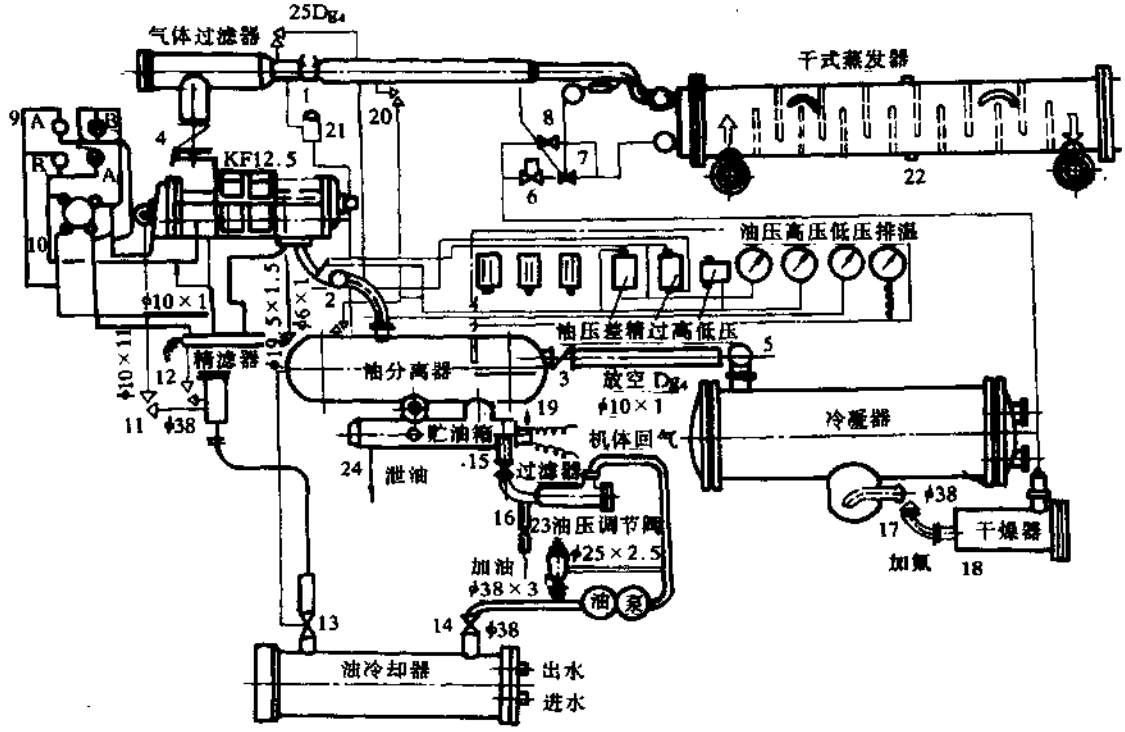


图 16-6　JZS-KF12.5-30 螺杆式冷水机组系统流程图

1—吸气截止阀；2—维修截止阀；3—排气止逆阀；4—吸气止逆阀；5—排气截止阀；6—电磁阀；7—热力膨胀阀；8—手动膨胀阀；9—电磁阀组；10—能量控制阀；11—喷油控制阀；12—供油截止阀；13—油冷却器出截止阀；14—油冷却器进截止阀；15—供油截止阀；16—加油阀；17—供液阀；18—加氟阀；19—回油阀；20—高低压平衡阀；21—安全阀；22—放水塞；23—油压调节阀；24—泄油塞；25—低压表阀

从干式蒸发器来的制冷剂过热蒸气，由螺杆式制冷压缩机压缩后排至卧式壳管式冷凝器，其冷却管为铜质的高效传热管，冷却水进出口管公称直径为Dg70，正常工作时，冷却水进水温度不应高于32℃，冷却水消耗量为45～65 m^3/h，可配用冷却塔循环水系统。节流机构采用热力膨胀阀，利用干式蒸发器出口制冷剂过热度来调节开启度。蒸发器采用干式蒸发器，管内是制冷剂，管外是冷水，为了提高管外的放热系数，在管外垂直于轴线方向安放了折流板。

2. 润滑油系统

由于喷油螺杆制冷压缩机的润滑方式与活塞式制冷压缩机不同，因而润滑油系统的具体结构也不同。在排出的制冷剂气体中含有大量的油（一般喷油量为排气量的2%左右），润滑油如果进入系统，会带来不好影响，所以在螺杆式冷水机组中设有分油效率较高的两级油分离器以分离润滑油。螺杆式机组设有供油泵，将贮油器中的润滑油送到压缩机内的轴承处，使之润滑，并使能量调节机构的滑阀动作，具体流程为：贮油器→粗油过滤器→油泵→油冷却器→精滤油器→压缩机→油分离器→贮油器，完成一个循环。

润滑油系统中主要部件结构如下：

（1）油分离器：由于螺杆制冷压缩机是采用喷油冷却润滑，因而工作时有大量的润滑油与制冷剂气体一起排出，所以在压缩机与冷凝器之间设置高效的填料式油分离器，它具有分油效果好，体积小，结构简单，操作方便等特点，其结构如图16-7所示。

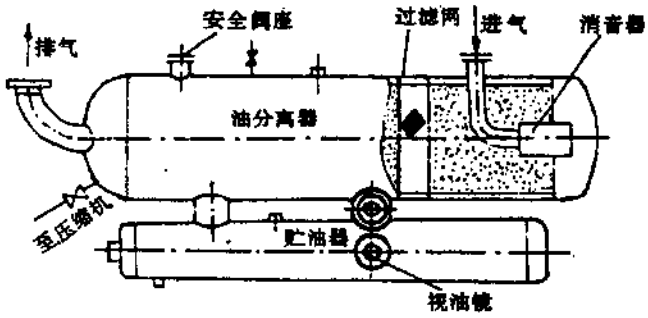


图16-7　螺杆制冷压缩机油分离器结构示意图

油分离器和机架结合为一体，压缩后的气体进入消音器，在较大的横断面中降低流速，并经滤网过滤分离，油滴沉入贮油器中，贮油器内设有电加热器，当油温低于30℃时，可接通电源加热。可从视油镜中观察贮油器油面，判断机组运行情况。

（2）油冷却器：从油分离器出来的油虽经贮油器、油泵等，但温度并未降低，必须在油冷却器内利用冷却水冷却后，才能进入压缩机，维持机组的正常工作。油冷却器的形式与一般的卧式冷凝器结构基本一致。

（3）油过滤器：机组设有两级油过滤器，油泵入口处设有粗油过滤器，油泵出口处设有精滤油器。图16-8所示为精滤油器结构示意图。

油经环形通道流到滤油器的上部，用永久磁铁吸附油中的金属粒子，然后从滤网中滤过，保证润滑清洁。

（4）油压调节阀：螺杆式冷水机组中的油压调节阀是保证油压高于排气压力0.2～

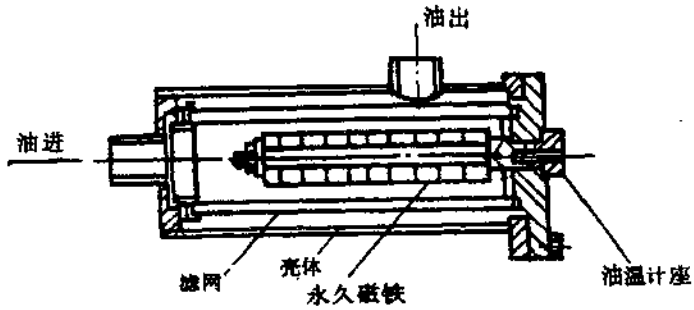


图 16-8　精滤油器结构示意图

0.3 MPa，它也是油泵的安全阀，过量的油可回流到油泵的进口侧。图 16-9 为油压调节阀结构示意图。为了增加油压可顺时针转动调节阀杆；降低油压时，可逆时针转动调节阀杆。

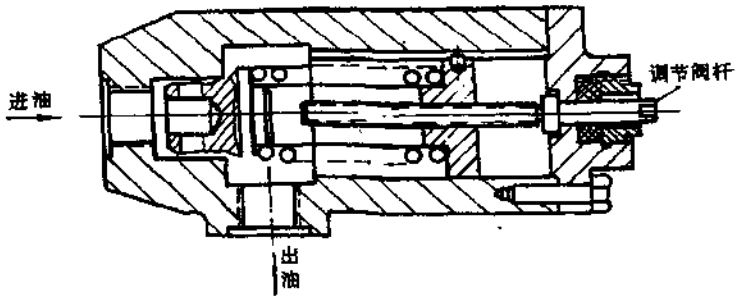


图 16-9　油压调节阀示意图

3. 冷水和冷却水系统

这两个系统与活塞式冷水机组类似。

16.2.2　螺杆式冷水机组的能量调节及启停控制

1. 机组的指示仪表及安全保护

为了使螺杆冷水机组安全可靠地运行，机组仪表箱上部装有压力表、排气温度表、手动能量调节四通阀，下部装有：

(1) 高压控制器：调定值为 1.6 MPa。

(2) 低压控制器：调定值为 0.32 MPa。

(3) 油温控制器：油温的高低直接影响润滑油的粘度，从而影响润滑油分离的效果。因此，采用温度控制器控制油温，当油温高于 70 C时，油温控制器可使压缩机停止运行。

(4) 油压差控制器：当油压高于排气压力 0.2 MPa 时，压缩机才能运行，而低于 0.15 MPa 时，压缩机停止运行。油压差控制器本身具有 45～60 s 延时机构，以保证压缩机正常启动。

(5) 精滤油器压差控制器：精滤油器进出口压差的大小是精滤油器堵塞程度的一种反映，压差越大，说明精滤油器的堵塞越厉害，当压差达到 0.1 MPa 时，精滤油器的堵塞程度将对系统的供油量产生危害，这时就应停机，将精滤油器清洗干净后，再投入使用。

(6) 冷水出水温度控制器：用温度控制器来控制冷水的出口温度高于 2℃，避免机组在低负荷下运行并防止蒸发器冻裂等事故。

(7) 安全阀：当高压控制器失灵时，系统的高压侧压力上升至 1.8 MPa，为防止高压压力的继续上升而导致破坏性事故，安全阀自动起跳，将排出的高压制冷剂导入低压部分。

此外，冷水机组尚带有主电动机过载保护、冷水流量开关保护等。

2. 机组能量调节装置

螺杆冷水机组的制冷量调节是通过滑阀控制装置来实现的。滑阀能量调节装置是由装在压缩机内的滑阀、油缸活塞、能量指示器及油管路、手动四通阀或电磁换向阀组成。电磁换向阀可用于自动调节。滑阀位置受油活塞位置控制。手动四通阀有加载、卸载和定位三个手柄位置。图 16-10 是滑阀能量调节装置的控制原理图。其控制原理如下：

图示位置为增载，此时电磁阀 A 开启，B 关闭（或四通阀为增载位置）。从油泵来的高压油通过电磁阀 A（或四通阀）进入油缸右边，油活塞则带动滑阀向左移动，靠近固定端，此时压缩机为全负荷运行。油缸左边的油，则通过电磁阀 A（或四通阀）流回压缩机的吸入腔。

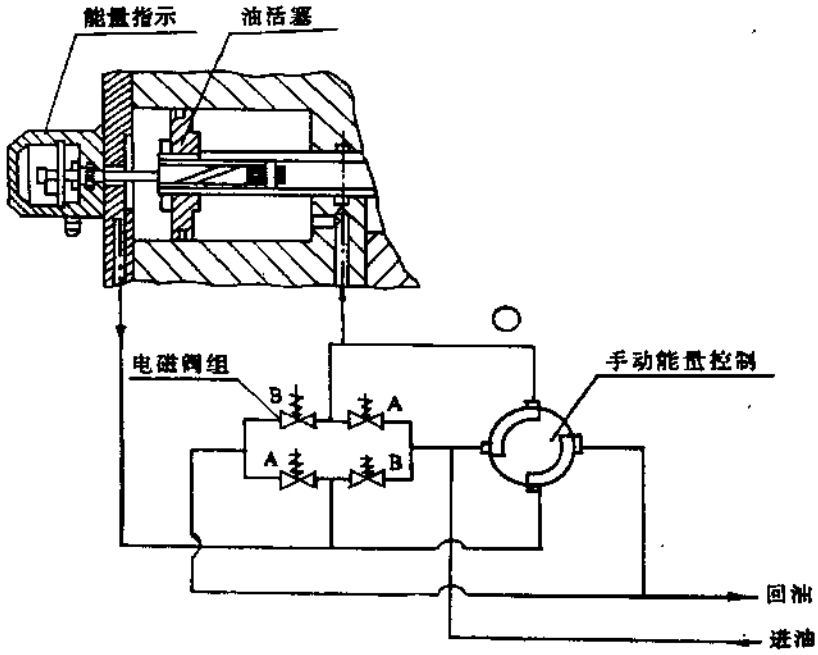


图 16-10　滑阀能量调节装置的控制原理图

反之，若电磁阀 B 开启，A 关闭（或四通阀为减载位置），则油路正好相反，滑阀向右移动，工作腔的部分气体则从滑阀与固定端之间的位置回流到吸入端，机器即在部分负荷下运转。滑阀继续向右移动直到右止点，此时机组能量为最小，约为全负荷的 15%。所以由滑阀控制制冷量可在 15%～100%之间无级调节，其滑阀所在位置可通过制冷量指示器上的指针，或仪表箱上的制冷量指示仪表指示出来。当制冷量逐步减少时，功率消耗也相对减少，实现压缩机经济运行。

3. 机组启停控制

(1) 启动

首次启动应检查制冷系统、水系统阀门是否开启。图 16-6 系统中所示的高低压平衡阀门(20)是否关闭，喷油阀门(11)开启 1/5 圈，不可全开，检查电源是否接通。第一次开启机组，最好使用手动操作，按下手动按钮，观察油温是否在 30℃以上；否则，应将油冷却器进水阀门关闭，接通油箱电加热器，启动油泵将油温加至 30℃以上；然后将能量调节手柄对准卸载位置，使滑阀处于 0 位后再将手柄转到“定位”位置；做好启动压缩机的准备，机组的吸气截止阀处于常开状态。机组运行准备好后，开启冷凝器水泵及冷水泵，使冷却水及冷水在系统内循环并观察水泵工作情况，水压、水量是否符合要求。确认上述无误时，方可按下述步骤启动。

启动油泵→油压上升→滑阀处于 0 位→开启供液阀→启动压缩机→正常运转后增载至 100%→调整热力膨胀阀开度至工作压力，观察机组各部件运行情况并做好记录。

正常运转时的吸气压力为 0.4～0.5 MPa(表压力)，排气压力为 1.1～1.5 MPa(表压力)，排气温度为 45～95℃，供油温度为 35～55℃，油压高于排气压力 0.2～0.3 MPa，冷水温度可根据需要进行调整。

(2) 停机

正常停机时：1) 手动：转动能量调节阀，使滑阀回到 0 位，按压缩机停机按钮，此时油泵尚在工作，待压缩机停稳后，关闭供液阀，使油泵和冷却水泵停止工作。再过 15 min 停冷水泵。2) 自动：按下停止按钮，机组按控制程序停机，随后关闭供液阀和冷却水泵，15 min 以后停冷水泵。

故障停机：机组设有自动保护元件，当高压过高、低压过低、油压偏低、油温过高、冷水温度过低以及精滤油器堵塞时，均能使机组自动停机，同时发出声光报警信号，发光显示器指示故障部位。故障停机后，应先按下“解除”按钮，停止报警，然后排除故障后，再按“复位”按钮，再按照启动步骤启动机组。

长期停机：机组停机长期不再使用时，应在停机前关闭供液阀门观察低压表使压力降至 0.1 MPa 时，按上述正常停机方法停机。停机后应关闭所有阀门和拧紧封帽；可将氟利昂抽入钢瓶内，润滑油抽出置于贮油容器内，并检查油质；关闭冷却水、冷水阀门，卸下蒸发器、冷凝器、水室盖上的放水螺塞，将水放净，防止冬天冻裂水管。机组的维修保养工作可在长期停机时间内进行。

16.3 离心式冷水机组

离心式冷水机组常用于大型空调系统，它的单机容量可达 30 000 kW，但小型的单机容量也可做到 30 kW，用于特殊场合。从机组的经济性考虑，当前空调用离心式冷水机组一般以 300 kW 为下限。

16.3.1 离心式冷水机组的分类

现代空调用的离心式冷水机组，其组成部件主要有离心式制冷压缩机、蒸发器、冷凝器、节流机构、主电动机、抽气回收装置、润滑油系统、电气控制柜等。

1. 按机组的组合形式分类

离心式冷水机组可分为组装型和分散型两类。组装型是指机组各部件均在制造厂内组合成一整体，装配在同一底座上面，机组结构紧凑，占地面积小，对基础要求不高，给设备运输、运行管理等带来极大方便，目前冷水机组多属于这一类型；分散型是指机组各部件在使用现场分散安装，60年代初期，世界各国多采用这种形式。现在，在特殊使用场合，如低温工况的多级离心式制冷机产品中，仍然采用。

2. 按机组系统密封形式分类

离心式冷水机组可分为开启型，半封闭型，全封闭型三类。

开启型包括有增速装置外装式和主电动机外装式两种。增速装置外装式，是指机组中的增速箱与压缩机、主电动机各自分开，其间采用联轴器连接。主电动机外装式，是指机组中的离心式制冷压缩机与增速箱装在同一机壳内，主电动机与增速箱一端之间采用联轴器连接。

半封闭型包括有单级压缩式、两级压缩式和三级压缩式三种。单级压缩式比较简单，是将单级离心式制冷压缩机、增速装置、主电动机装在所联接的封闭壳体之内。单级离心式制冷压缩机的进、出口分别与蒸发器、冷凝器顶部相通。对主电动机采用制冷剂直接喷液蒸发冷却，或者在主电动机的外壳装水套冷却。而双级压缩或三级压缩式结构则具有较高的效率，在制冷循环中分别采用一次或两次中间节流，节流过程所产生的闪发蒸气回到相应的压力级中去，这样可以降低压缩机的排气温度，减少热交换器的体积，同时还提高了单位功率制冷量。

全封闭型指整个制冷机组封闭在同一壳体内。一般用于小型空调用离心式冷水机组中，其优点是气密性好，因取消了增速装置，故结构简单、噪音低、振动小。

离心式冷水机组一般都整体运输到现场，用户只需要接上冷却水管道、冷水管道并接通电源后，即可投入运行。

3. 按蒸发器和冷凝器组装方式分类

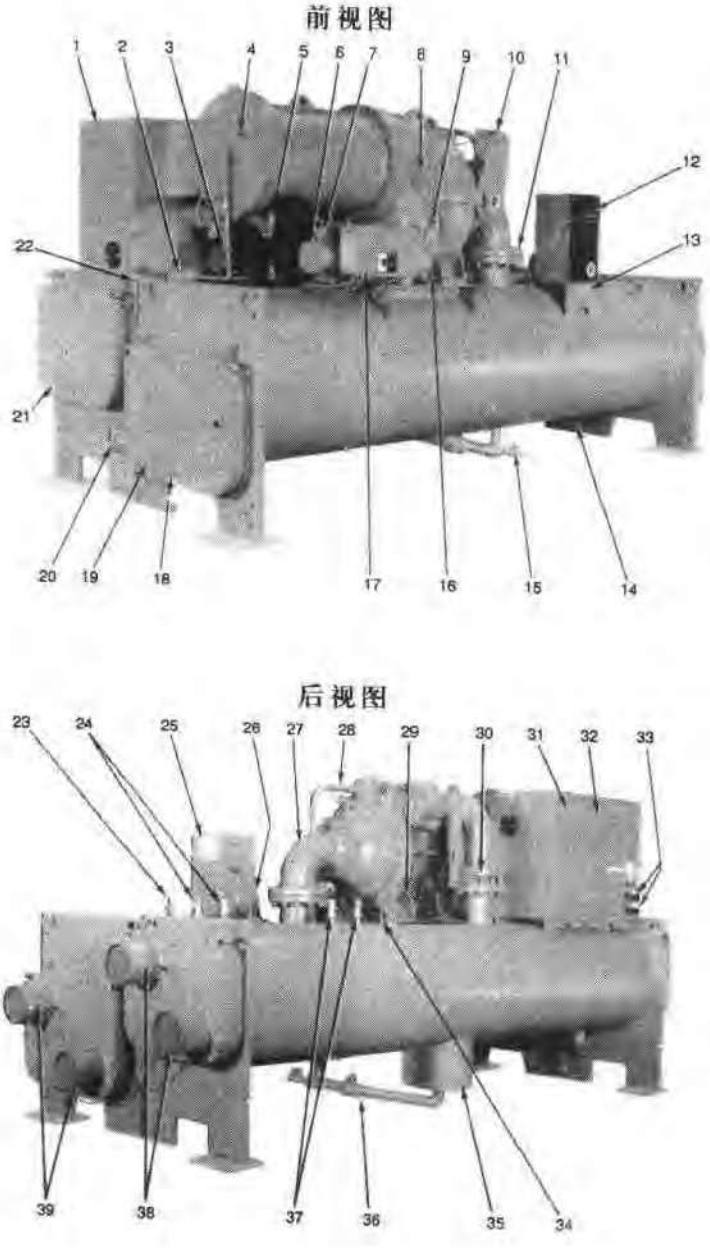
离心式冷水机组按蒸发器和冷凝器组装方式可分为单筒型和双筒型。单筒型是将冷凝器和蒸发器布置在同一外筒体内，冷凝器位于斜上方，蒸发器位于斜下方，其间有圆弧隔板分开。浮球节流机构位于筒体纵向中部下方。美国开利公司的离心式冷水机组采用单筒型。双筒型是将蒸发器和冷凝器分别布置在两个筒体内，采取上、下式横排安装方式，为国内外有关公司厂家广泛采用。

4. 按制冷剂分类

由于氨气有毒，故空调用离心式冷水机组几乎都使用氟利昂作制冷剂，过去用得最多的是R11和R12，小容量也有用R113的，而大、中容量也有用R114的，特大容量则还可用R22和R500。由于R11、R12、R113、R114、R500都是属于CFC类制冷剂，正在受到限制和禁用，因此，新型的离心式冷水机组已转向采用R22和R134a为制冷剂。

16.3.2 全封闭离心式冷水机组的结构特点

19XL型全封闭式单级压缩离心式冷水机组由美国开利公司生产，选用环保方面可允许的R22和R134a(即HCFC和HFC类)作制冷剂，对同一台机器，两种制冷剂可通用。该系列机组采用R22制冷剂时，制冷量为1 000～2 100 kW，用R134a时为700～1 850 kW。图16-11为该机组的结构图，图16-12为19XL机组的典型接管和接线图。



1—机器上安装的启动器(任选)
2—制冷剂干燥过滤器
3—制冷剂干燥指示器
4—电动机视镜
5—电动机制冷剂排出口
6—油过滤器检查盖
7—用制冷剂冷却的油冷却器
8—齿轮/轴承检查口
9—油位视镜
10—导叶驱动器
11—典型的法兰联接
12—就地接口的显示控制盘
13—ASME 标牌,蒸发器
14—不拆卸槽口装配联接器
15—制冷剂充注阀
16—排油阀
17—辅助电流盘
18—特有的水箱排水口
19—蒸发器回流端水箱盖
20—ASME 标牌,冷凝器
21—冷凝器回流端水箱盖
22—可拆卸槽口装配联接器

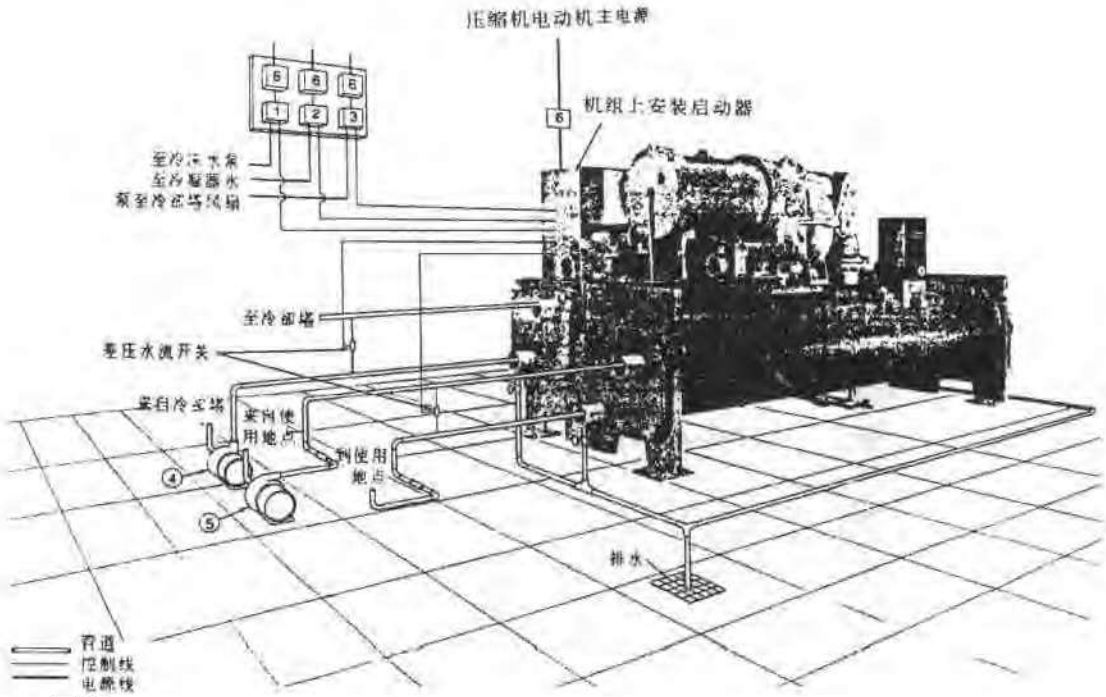
23—抽空阀
24—蒸发器自动复位安全阀
25—机器标牌
26—蒸发器压力变换器
27—吸气弯头
28—油回收除雾管
29—油温感温器
30—冷凝器隔离阀
31—24 V 检查门,启动器
32—低电压检查门,启动器
33—电流/电压表
34—冷凝器压力变换器
35—线性浮球阀小室
36—蒸发器制冷剂隔离阀
37—冷凝器自动复位安全阀
38—冷凝器进/出温度感温器
39—蒸发器进/出温度感温器

图 16-11　19XL 单级压缩离心式冷水机组结构图

19XL 单级压缩离心式冷机组的结构特点如下：

(1) 由于采用了 R22 和 R134a 制冷剂，空调工况运行时蒸发器处于正压下运行，系统中省去了抽气装置和制冷剂泄漏的环保监察仪器，与采用 R11 的低压机组相比，机组体积可减少 1/3。

(2) 压缩机采用了全封闭式高效单级压缩机，其高效单级叶轮和通道扩散器降低了运行成本。图 16-13 为该机的叶轮及扩散通道结构。全封闭机组消除了开式压缩机转轴的制冷剂泄漏问题，也避免了电动机向机房直接排热的缺点。单级机器结构相对来说比较简单，管理和维修均比较方便。



启动器；

1—冷冻水泵启动器；2—冷凝器水泵启动器；3—冷却塔风扇启动器；4　冷凝器水泵；5—冷冻水泵；6—断路器

注：

(1) 所示的接管和接线只是对一般的接点，而不想表示具体应用的细节，根据需要可以得到认可的现场接线和尺寸图。

(2) 所有的接线都必须符合适用的法则。

(3) 关于接管技术细节可参考开利系统设计手册。

(4) 任选的各装置未在接线图上表示，如：

·远距启/停　·远距报警　·任选的安全装置　·4～20 mA 复位　·任选的远距传感器

图 16-12　带机上安装启动器的 19XL 机组的接管和接线图

(3) 蒸发器和冷凝器采用卧式壳管式结构，管端扩挤入双企口的管板里，具有连接可靠的优点。水侧和制冷剂侧管子表面采用高效换热技术，强化了换热过程，缩小了换热器尺寸。

(4) 各大部件之间采用了法兰/螺栓连接，为解体和重新安装提供了方便，便于维护和检修。

(5) 采用整体的压缩机润滑系统，润滑系统主要部件装在压缩机壳体里，可避免安装或移动时碰断润滑油管道；油冷却采用制冷剂，不再使用附加的冷却管。

(6) 考虑到维修期间将制冷剂贮存在冷水机组里，增加了制冷剂管和压缩机排气隔断阀。

(7) 启动器可选择随机安装和单独安装两种形式，便于用户选择。

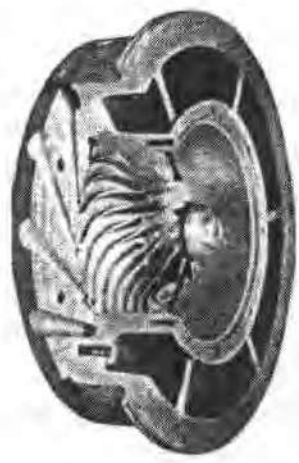


图 16-13　单级叶轮和通道扩散器结构

(8) 采用微处理机控制，有 16 行 40 个字符液晶显示，可一目了然地得到冷水机组关键的运行数据，并可以把空调系统的工作日程表编入控制器，保证冷水机组在用冷时自动投入运行。图 16-14 为 19XL 冷水机组的微处理机控制盘实样。

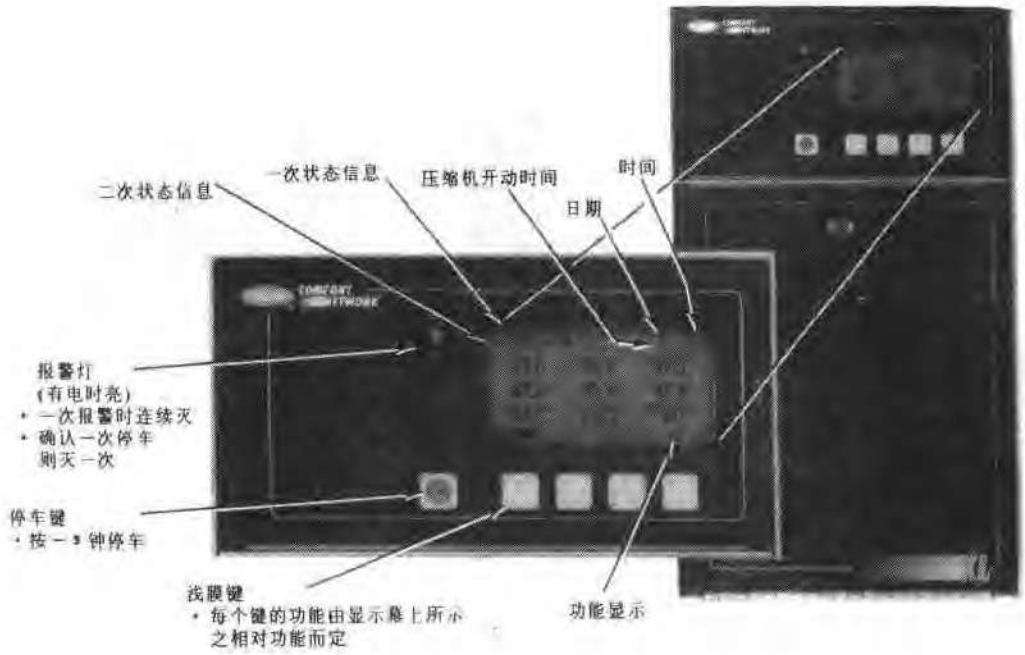


图 16-14　19XL 冷水机组微处理机控制盘

19XL 离心式冷水机组内有一台微处理器控制中心，监视和控制机组的运行。微处理器控制系统使机组的制冷量和制冷负载相匹配，同时提供先进的机组保护。通过测取冷水或盐水出水温度，及执行机构电动机调整导叶开度，使机组的负载控制在需要的范围内。导叶由可变流量旋转叶片组件，调节进入压缩机的制冷剂的流量，控制制冷剂蒸发。导叶开启度增大，冷量也增大，导叶开启度减少，冷量也减少。控制器监视数字和模拟输入信号，根据需要执行冷量优先控制及机组安全保护。

16.3.3　单级压缩离心式冷水机组的制冷循环

1. 开利 19XL 机组的制冷循环

图 16-15 为该机组制冷循环，图中还包括了制冷剂对电动机和润滑油冷却的分支循环。在制冷剂的主循环回路中，压缩机不断地从蒸发器中抽出制冷剂蒸气，气流量由导叶的开启度而定。由于压缩机抽取制冷剂减低了蒸发器的压力，使蒸发器里剩余的制冷剂在相对低的温度(一般为 3～6℃)沸腾。制冷剂汽化吸取传热管内循环水的热量使之降温，得到空调或工业处理所需的冷水。

吸取循环水中的热量之后，制冷蒸气被吸入压缩机压缩。压缩后制冷剂温度压力升高，从压缩机排出时温度可达 37～40℃，进入冷凝器进行冷凝。

温度相对较低的冷却水流进冷凝器铜管，带走气态制冷剂的热量，使之冷凝成液态。液体制冷剂由限流孔进入闪蒸过冷室(见图)。由于闪蒸过冷室压力较低，部分液体制冷剂闪蒸为气体，吸取热量后使剩余的液态制冷剂进一步冷却。闪蒸制冷剂气体在进入冷凝器的冷却水铜管

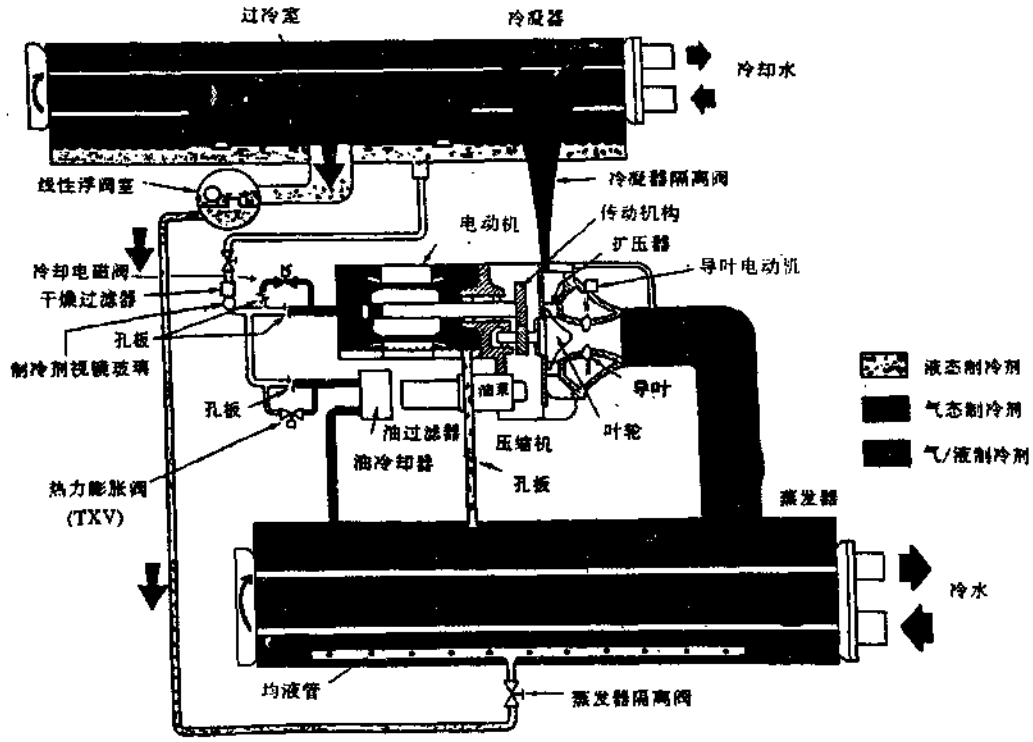


图 16-15　19XL 离心式冷水机组制冷循环

外再凝结成液体，流至过冷室蒸发器之间的浮阀室。在浮阀室中一只线性浮动阀形成一道液体密封，防止过冷室的蒸气进入蒸发器。液体制冷剂流过此浮阀时节流，其中一部分由于蒸发器侧压力较低而闪蒸成气体，在闪蒸过程中带走剩余液体的热量，制冷剂回到低温低压状态进行蒸发，又开始制冷循环。

在电动机/润滑油制冷剂冷却循环中，电动机和润滑油由来自冷凝器筒身底部的过冷液态制冷剂冷却(见图 16-16)。由于压缩机运行保持的压力差，使制冷剂不断流动。制冷剂流过一只隔离阀，一只过滤器，一只视镜/湿度指示器之后，分流至电动机冷却和油冷却系统。

2. 开利 19XL 机组的润滑系统

该系统由油泵、油过滤器、油冷却器和管系组成，位于压缩机/电动机组件齿轮传动箱铸件的一端。润滑油由油泵泵压进过滤器组件去除杂质，送至油冷却器，冷却到适当的温度，然后分两路：一部分油流到齿轮和高速轴承；余下的流到电动机轴承。油进入齿轮箱下方的油箱完成润滑循环。图 16-16 为 19XL 机组的润滑系统。

油箱上有两只视镜可以观察油位。压缩机关机时，正常油位在上视镜的中间和下面视镜的顶部之间。机组运行过程中至少有一只视镜可以看到油位。

油压释放阀使油泵出油系统内的压差保持在 103～172 kPa。油泵排油到油过滤器。该过滤器可用截止阀截止，在更换过滤器时，不必使系统中的油全部放掉。油经过管路到达油冷却器，制冷剂使油温降到 43～49 C 之间。

油离开油冷却器，经过油压传感器和膨胀阀温包，然后分开。一部分油流到止推轴承和齿

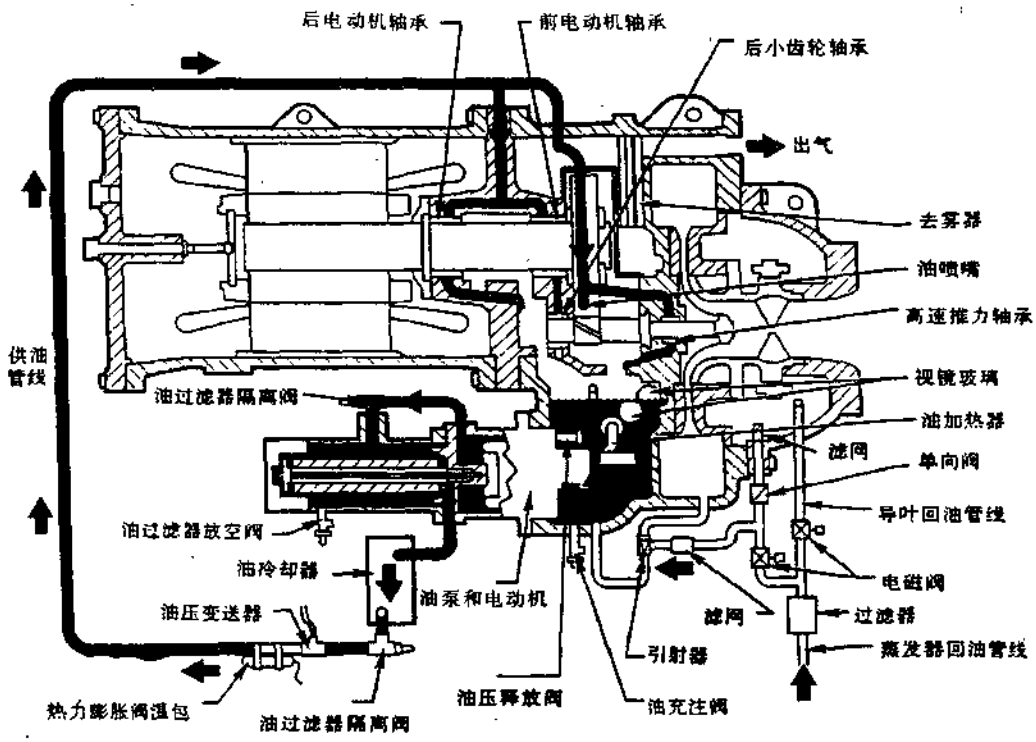


图 16-16　开利 19XL 冷水机组的润滑系统

轮喷嘴，余下的油润滑电动机轴承和后小齿轮轴承。在油离开止推轴承时测量轴承腔中的油温作为轴承温度。然后把油排放到压缩机底座的油箱里。机组集中控制装置测量油箱中的油温，并使关机时油温保持在一定温度。

机组启动过程中，在压缩机开机之前，机组先接通油泵，建立压力之后，使轴承有 15 s 的预润滑。在关机时，油泵会在压缩机关机后继续运转 60 s，作为关机后润滑。在控制测试中，油泵还可接通进行测试，检查油压能否建立。

到电动机的这一路制冷剂经过一只限流孔流进电动机。电动机冷却管路的支路上还有一只限流孔和一只电磁阀，电动机需要进一步冷却时，电磁阀就会开启。流过限流孔，制冷剂就流到喷淋嘴上，喷淋整个电动机。制冷剂汽化后集中到电动机室的底部排放到蒸发器。回气管上的一只限流孔(背压阀)使电动机室内的压力高于蒸发器/油箱的压力。电动机温度由埋在定子绕组内的温度传感器测取。电动机温度高于 51℃，就会接通电磁阀，增加电动机冷却用制冷剂供液量。如果温度进一步升高到此设定点以上 5.5℃，就会使进气导叶关闭。如果温度高于安全极限，压缩机就会关机。

另一路流入油冷却系统的制冷剂量由一只热力膨胀阀调节。一部分旁通(绕过过热力膨胀阀)的制冷剂经一只限流孔始终保持一个最小流量。膨胀阀上的温包感应冷却后进压缩机到轴承的油温。由膨胀阀调节流进油/制冷剂板式油冷却器的制冷剂量。制冷剂汽化离开油冷却器后返回到蒸发器。

在正常运行的情况下，采用 R22 制冷剂的 19XL 冷水机组的蒸发压力(表压)为 0.44～0.50 MPa，对应的蒸发温度为 3～6℃，蒸发器中冷水的出口温度相应为 7～10℃。当冷却水的

进水温度为 32 C时，冷凝器中的冷凝压力(表压)约在 1.29 MPa，对应的冷凝温度为 36 C。

3. 约克 HT 型机组的制冷循环

约克 HT 型机组是采用 R11 制冷剂的单级压缩离心式冷水机组，曾是应用相当广泛的冷水机组之一。由于采用 R11 制冷剂，蒸发压力较低，蒸发器在负压下运行，不凝性气体容易从外部渗漏到制冷系统中，为了排除系统中的不凝性气体，R11 离心式冷水机组要设置抽气回收装置。

图 16-17 是约克 HT 型 R11 单级压缩离心式冷水机组的制冷循环原理图。由蒸发器来并经吸入管道过热的低温低压蒸气经导叶片被叶轮吸入，经高速旋转的叶轮在蜗壳出口处成为高压过热气体，并排入冷凝器，R11 制冷剂在铜管翅片外冷却和冷凝成高压饱和液体。大部分液体流经节流孔口进入蒸发器，在铜管翅片外侧沸腾吸热后变成气体；从冷凝器底部引出的另一小部分液体制冷剂，经过滤器和节流阀后进入主电动机，吸收电机的热量后汽化，再回到蒸发器，又重复上述循环。

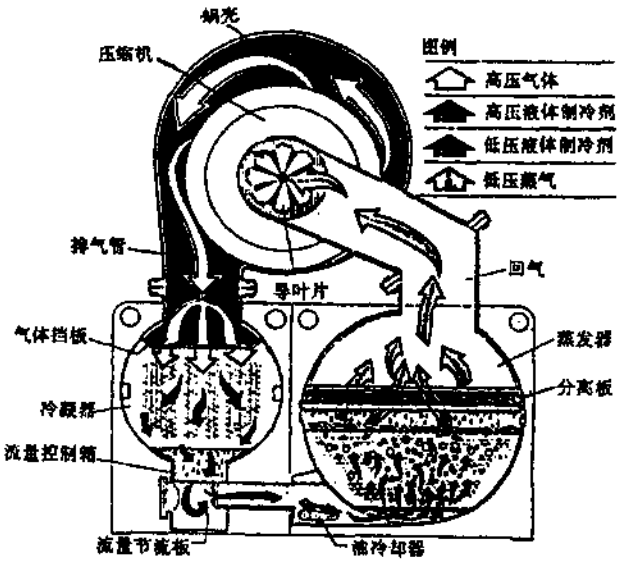


图 16-17 约克 TH 型 R11 离心式冷水机组制冷原理图

16.3.4 离心式冷水机组的润滑系统

1. 润滑系统的作用和要求

空调用离心式冷水机组上所采用的润滑系统是以集中供油的方式，靠油泵提供的压力油，对离心式制冷压缩机的高速轴上的各径向滑动轴承、推力轴承、主电动机滑动轴承、大小齿轮啮合面以及抽气回收装置中活塞式制冷压缩机进行强制润滑。这种润滑系统的作用如下：

(1) 对各摩擦表面进行润滑，以形成液体摩擦或半液体摩擦，降低摩擦系数和减少磨损。

(2) 当润滑油流经各润滑表面时，起到对润滑表面的冷却和清洁作用，即可带走一部分发热量并带走润滑面的各种机械杂质和油污。

(3) 防止锈蚀，润滑油能在各零部件表面形成油膜保护层。为此，润滑油质中不能含有高的酸性和水分，必要时可在润滑油中加入防锈添加剂(如磷酸脂，脂肪酸衍生物)。

(4) 缓和冲击震动作用。在压缩机转子、主电动机转子、大小齿轮等旋转件的工作状态下，尤其是机组的启动过程中，由于首先供给润滑油，通过润滑的阻尼作用，而将机械振动能量转变为润滑油中的摩擦热而散去。

为了保证上述润滑功能的实现，对空调用离心式冷水机组上采用的润滑系统提出如下的要求：

(1) 提供足够流量的润滑油。对油箱的润滑油充灌量，一般必须满足 6～8 min 甚至更多的循环油量的需要。

(2) 提供足够压力的润滑油。由于贮油箱上部空间与压缩机进口处之间采用平衡管相连通，使得机组运行时，贮油箱上部空间压力与蒸发器内压力基本相同，因而机组运行时，润滑油供油压力，实际上是油压差。当油压差低于设定值时，油压差控制器动作，将会停止制冷机组运行。

(3) 提供适当温度的润滑油。根据所润滑的零部件的温升(如轴承温度)和确保油质的良好特性(如运动粘度)，对供油温度和最高工作温度均有要求和限制。机组中制冷剂与润滑油的相互溶解性，亦是控制油温的因素之一，过高的润滑油温度将引起油质的运动粘度下降，甚至积炭及使轴承温度上升；过低的润滑油温度，将导致制冷剂大量溶入润滑油中，破坏油质纯度，且会产生带油现象，破坏轴承正常工作。

机组启动时，"控制加负载"能减慢压缩机导叶开启速度，以减少开机时冷冻油起泡现象。如果导叶开启速度很快，吸气压力的突然降低会引起冷冻油中的制冷剂闪蒸，产生的油泡沫使油泵不能有效地运行，油压下跌，造成润滑状况恶劣，如果油压压差跌至 90 kPa 以下，集中控制装置使压缩机停机。

润滑油的回油系统对两个区域的润滑油进行回收，一是从主要回收区域——导叶罩壳下部回收，二是从蒸发器回收。

在机组满负荷运行过程中，制冷剂中夹有油。制冷剂通过导叶被抽入压缩机进行压缩，油往往在此处滴出，落到罩壳底部积累起来。利用排气压力使引射器将罩壳中的油抽回进油箱。另外还从蒸发器制冷剂液位上部将油回收到导叶罩壳后，由引射装置回收入油箱。

在负载较轻的情况下，吸入压缩机的制冷剂气体没有足够的速度使油回收，而且引射器也没有足够的压差把导叶罩壳里的油抽回到油箱。回油管路上的两只电磁阀在负载变化时转换，这样引射器就能直接从蒸发器里抽出油和制冷剂，再把混合液回进油箱。当装在导叶执行机构上的辅助接触器动作转换时，油回收电磁阀也都动作转换。当导叶开启度超出闭合位置 30°时就会转换。进入油箱及传动箱的制冷剂闪蒸成气体，经压缩机罩壳顶部的油去雾器将制冷剂排回进压缩机的吸气口，再抽入压缩机。制冷剂中的油由去雾器过滤器清除。

2. 约克 HT 型 R11 机组的润滑系统

图 16-18 是该机组的润滑系统，由油箱中设置的油过滤器、油加热器、油温控制器、油泵、箱外的油温表等组成。油泵运行时，油压升高，可用调压阀来控制油压的设定值。经油泵出来的温度较高的润滑油，先经位于蒸发器内的油冷却器，然后再经油过滤器，出来的润滑油分成两路，一部分引到电机轴承，另一部分引入压缩机，润滑齿轮啮合面、主轴轴承、推力轴承和充满紧急油槽(或称高位油罐)。紧急油槽的作用是当冷水机组运行过程中突然断电或其他事故造成停机时，在油泵亦停止运转的紧急情况下，由紧急油槽靠油位的高度差，将油槽中的贮油供给各轴承，以保护压缩机在运转过程中不致于损坏。因而在机组正常运行时，紧急油槽大部

分容积始终充满油。有些机组在紧急油槽上还装有压力表和温度计。为避免进紧急油槽的油中带有空气或制冷剂气泡进入油槽上部空间，机组还装有一放气管并附有节流口。

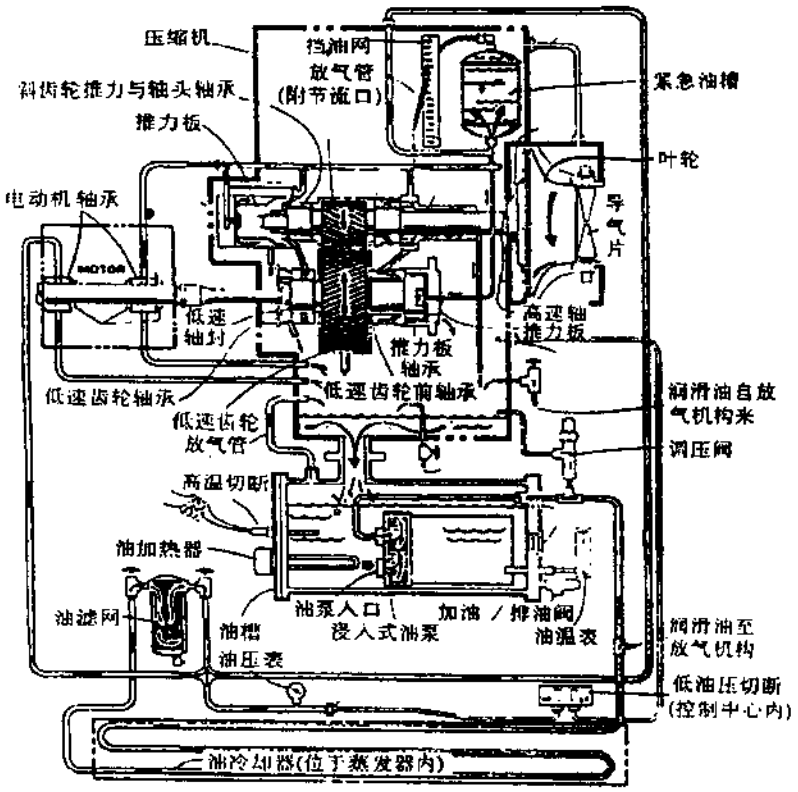


图 16-18　约克 HT 型 R11 离心式冷水机组润滑系统

油箱中压力通常与吸气压力相等，而一般油箱的位置都高于蒸发器，因此浮在蒸发器制冷剂液而上的油就难以保证返回油箱。图16-19示出约克HT型R11离心式冷水机组蒸发器自

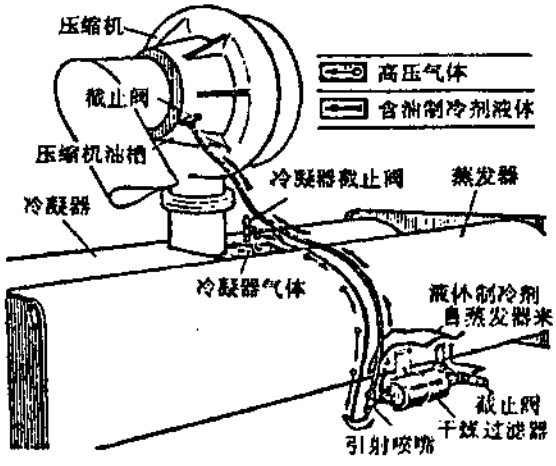


图 16-19　约克 HT 型 R11 机组的蒸发器自动回油系统

动回油系统。从冷凝器上方引一小股高压制冷剂蒸气，通向装在干燥过滤器处的引射喷嘴，图中管路用细实线箭头表示。由于这股高压气流在引管中产生较大的流速来引射，造成干燥过滤器另一侧与蒸发器连接的管内更大的负压，这样可将蒸发器制冷剂液面上的润滑油经干燥过滤吸入，并与高压制冷剂气体混合后带进油槽，润滑油再从油槽流入油箱。在冷水机组日常的维修管理中，应注意检查自动回油装置中引射喷嘴和干燥过滤器的滤网是否出现堵塞现象，并要及时拆下清洗。

3. 润滑系统的辅助设备

(1) 油冷却器：离心式制冷压缩机油泵送出的油，其油温一般在55～65℃之间，为了确保润滑油供油温度在35～45℃之间进入各轴承及大小齿轮啮合处，因此必须在油泵出口管路上采用油冷却器。图16-20所示的油冷却器是装在蒸发器内，采用盘管式油冷却器结构，这种总体结构紧凑。在其他机组中亦有采用卧式壳管式形式，采用水冷式，冷却水走管程，润滑油走壳程，调节油冷却器冷却水进水管路上的截止阀，以控制冷却水的供水流量。还有些冷水机组将润滑油冷却器与过滤器制成一体，使结构更加紧凑，并采用冷水机组的冷水来冷却。

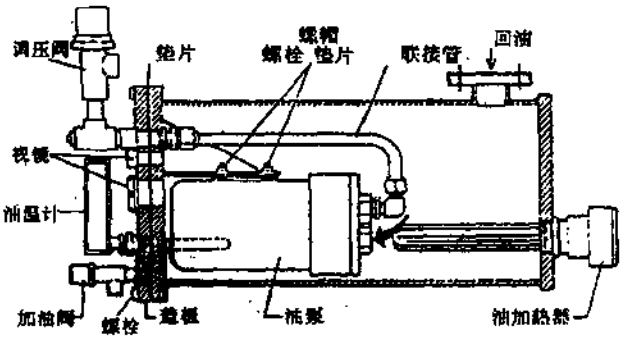


图16-20　浸入型油泵和油箱的安装示意图

(2) 油泵：冷水机组中油泵是向润滑系统提供一定压力和流量的润滑油的主要部件。由于油泵与油泵电动机均浸入油箱的润滑油中，又称为"浸入型"油泵，如图16-20所示。离心式冷水机组中的油泵形式通常有两种，即齿轮式油泵与叶片式油泵。齿轮式油泵的结构与往复式冷水机组中采用的外啮合式齿轮油泵结构相同，只是容量不同。叶轮式油泵是靠转子的旋转轴线与油泵壳体孔存在的偏心，叶片可沿转子径向在槽中滑动，利用转子与壳体之间的容积变化空间，使油压升高而排出。油泵浸入油箱中，不发生气蚀现象，但对润滑油中混入制冷剂后，所产生的气泡现象较为敏感且会引起供油压力不稳定，严重时会造成油压过低。

(3) 油箱：正常运转状况下，油泵开关均置于"自动"位置，以保证油泵在开、停机正常转换，只有在加油或开机前为维持稳定油压时才能使用手动操作开关。主机无论因何故停机时，辅助油泵都会自动运转2～3 min。这段时间内主机无法再行启动。冷水机组停机时，油箱内润滑油根据本身的温度及箱内压力状况，都会吸收箱内的制冷剂气体，油温越低，所能吸收的制冷剂愈多。润滑油吸收过量制冷剂后，开车时，因箱内压力突然下降会引起大量泡沫，这是因箱内压力降低时，制冷剂在油内蒸发所造成的。这种油泡进入油泵吸入口后，其油压即会产生断续脉动，因而可能造成瞬间系统内润滑不良，亦会引起油压差控制器动作，使主机停止运转。为了使润滑油在停机时维持最少制冷剂混合量，机内装有电热管型油加热器。油加热器分两组，

一组供停机时加温用，另一组则受油温开关控制，使油温维持在 55～65 C。机组投入运行时，油加热器便自动停止加热。

16.3.5 离心式冷水机组的抽气回收装置

采用氟利昂作为制冷剂的空调用离心式冷水机组，特别是机组运行时，压缩机入口段和蒸发器处于负压状态的 R11 冷水机组，当充灌制冷剂、机组运行、局部检修和冬季停机期间，均不可避免地有空气等不凝性气体由外界通过机组不严密处，如法兰、管螺纹连接或阀门填料处，漏入机组内部系统。空气漏入制冷系统后，往往聚集在冷凝器上部，占据了一部分热交换器容积，使冷凝温度和冷凝压力上升，相当于压缩机在高压力比的工况下运行，因而功耗增大，制冷量减少，有时还由于冷凝压力过高而导致喘振的发生。此外，湿空气中含有水分，能与 R11 制冷剂发生化学反应，会生成能腐蚀铝合金的酸性物质，使系统中像轮叶这样重要的零部件腐蚀损坏。为及时排除机组内这部分有害气体和水分，防止设备腐蚀和制冷效果下降，在现代空调用离心式冷水机组中，均设有放气机构，该机构单独成一系统，与冷凝器和蒸发器相通，根据机组运行状况，可随时排除机组内部空气、水分和其他不凝性气体等。同时还可回收混合气体中的氟利昂制冷剂到机组内，因而该机构通常又称为抽气回收装置。

空调用离心式冷水机组中的抽气回收装置一般采用两种形式：一是抽气系统中配有小型活塞式制冷压缩机的有泵型；二是取消活塞式压缩机的无泵型，称作无泵抽气回收装置。

无泵型的抽气回收装置在现代空调用离心式冷水机组中的应用日益增多。这种装置中不用往复式压缩机，采用新的控制流程，自动排放冷凝器中积存的空气等不凝性气体，达到与有泵型的抽气回收装置等同的效果，又有结构简单、节能等显著优点。

图 16-21 是约克 HT 型 R11 离心式冷水机组抽气回收装置管路及动作示意图，是属于无泵型的抽气回收装置。其动作原理是：自压缩机引来的润滑油在抽气回收装置的圆筒内升降，

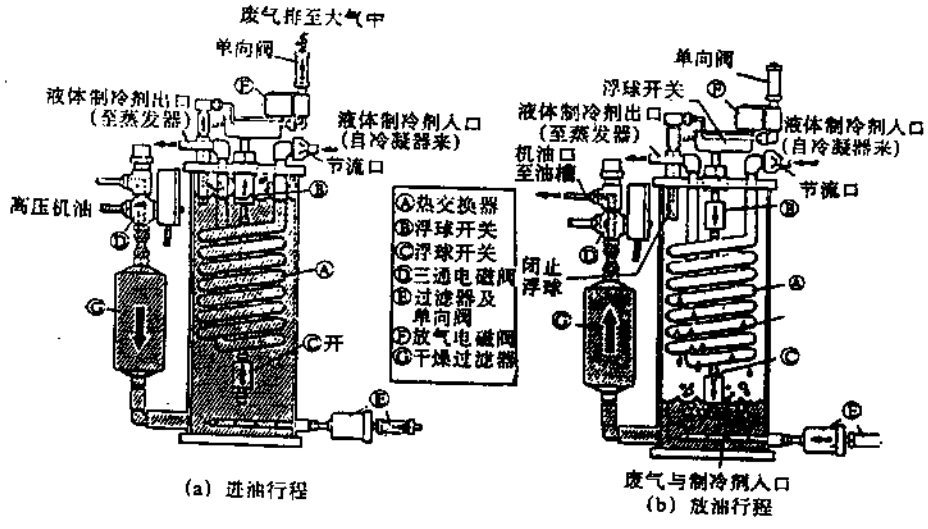


图 16-21 约克 HT 型 R11 机组抽气回收装置管路及动作示意图

其动作可示为一具液体活塞不断地压缩它上面的空气等不凝性气体。抽气回收装置的筒

内包括热交换器 A 及两个浮球阀 B 及 C，只要冷水机组开始运转，来自冷凝器底部的高压制冷剂液体自图的右上方引入，通过节流小孔而进入热交换器，盘管内的压力等于蒸发压力。低压制冷剂液体吸收盘管外的热量，蒸发为气体。低压蒸气自图的左上方引至蒸发器。润滑油进出圆筒内之动作，则由三通电磁阀 D 控制，而浮球阀 B 和 C 分别设在圆筒内盘管的上方和下方，用来控制三通电磁阀 D 的换向。如果三通电磁阀 D 将圆筒和油箱的管路接通，圆筒内压力较高的润滑油通过干燥过滤器 G 时，便将油中的杂质和水分去掉，然后流入油箱，如图 16-21(b)图所示。这时圆筒内油位迅速下降，筒内压力也降低。当圆筒内的压力低于冷凝器中的压力时，来自冷凝器上部的不凝性气体和制冷剂蒸气混合物，便经单向阀 E 流入圆筒，然后穿过油层冒到油面上来。此时有一部分制冷剂溶解在油中，另一部分则被热交换器冷却后凝结为液体而和油混合。因此大部分制冷剂可从气体混合物中分离出来，剩在油面上的是无法凝结的空气等不凝性气体。

当油面下降到浮球阀 C 的位置时，浮球阀 C 发出指令，使三通电磁阀 D 换向，这时圆筒内系统和油箱通路切断，转而和油泵供油管路接通，高压润滑油便通过三通电磁阀 D 和干燥过滤器 G 流入圆筒，这时圆筒内的油位逐渐上升，油面上的不凝性气体被压缩，压力升高，当筒内压力高于冷凝压力时，止回阀 E 关阀，圆筒和冷凝器的通路被切断，如图 16-21(a)所示。当油面上的压力上升到 135 kPa 时，压力开关闭合，使放气电磁阀 F 打开，不凝性气体便通过止回阀排至大气中。排气时声音比较响，在机房就能听得很清楚。放出气体后，压力下降，当降至 101 kPa 时，压力开关断开，电磁阀 F 关闭，放气结束。如果油面上方没有大量的不凝性气体，则不可能达到 135 kPa 的压力，放气电磁阀不动作。当圆筒内油面上升到浮球阀 B 的位置时，开关 B 发出指令，使三通电磁阀 D 换向，圆筒与油泵供油管路被切断，而与油箱通路接通，这样圆筒中的油经过干燥过滤器 G 和三通电磁阀 D 又流回油箱中，重复上述循环。只要主机运转，抽气回收装置不断继续动作，将系统中不凝性气体排出，而混合气体中的制冷剂蒸气即被冷凝回收。系统中水分是靠干燥器吸收，所以规定每年要更换干燥剂，否则干燥剂吸水性能要下降，这影响到机组的使用寿命。

当机组停止运转时，抽气回收装置亦停止工作，系统内的压力逐渐趋向平衡，这时机组内的压力应与机房环境温度的制冷剂饱和压力相对应，若机组的实际压力高于环境温度对应的饱和压力，则制冷系统仍存在不凝性气体，机组可能存在泄漏。例如，R11 制冷系统，在环境温度为 12 C，根据 R11 热力性质表，系统真空度应为 264 mmHg 如果机组的实际真空度仅为 200 mmHg，则说明机组内存有不凝性气体，此时要对制冷系统进行检查，找出原因并加以排除。

如果制冷系统存在比较大的泄漏，当机组运行时，抽气回收装置投入工作，这时会出现抽气回收装置放气非常频繁，并表现出冷凝压力偏高，而冷却水出水温度却不高的现象。

此外，在给制冷系统补充制冷剂和添加润滑油时，可能有少量空气进入系统中，因此刚开机的头几个小时中，抽气回收装置放气比较频繁，过后就明显减少下来。假如系统中存在泄漏，频繁放气就一直继续下去，这时必须停机检查，故障排除之后才能重新启动机组。

16.3.6 离心式冷水机组的冷水和冷却水系统

1. 冷水系统

来自各层楼、各区域的新风柜和风机盘管升温后的冷水(俗称回水)，由冷水泵泵出，进入

离心式冷水机组的蒸发器。泵的前后均装有压力表，泵前装有水网。为了减少水泵或主机的振动对管道的影响，在水泵和主机的供、回水管道上均采用防震动的橡胶软接头连接。一般冷水自蒸发器下部进入，上部流出。蒸发器供、回水管路上分别装有水阀、压力表和温度计，回水管路上装有温度控制器；供水管路上装有冷水温度传感器和冷水流量开关。冷水流经蒸发器以后，水温降低，送到各层楼、各个区域的风机盘管等空调设备中。图 16-22 为典型的冷水系统图。

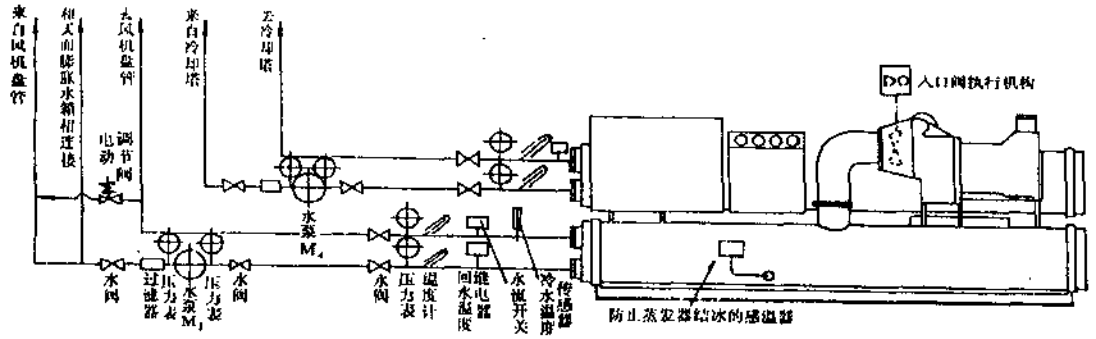


图 16-22　离心式冷水机组典型的冷水系统

设置在冷水回水管道上的温度控制器，是用来控制蒸发器的回水温度。当回水温度升高时，说明空调区域的冷负荷大于机器的制冷量；当回水温度降到某一极限值时（一般定为 8℃），则温度控制器使机组停止运行；而回水温度又逐渐回升到某一设定值时（一般定为 13℃），此时温度控制器又使机组投入运行。

冷水供水管路上的流量开关，是供机组控制联锁用的，若冷水泵不开，则冷水流量开关不闭合，冷却水泵就不能启动，此时主机亦无法启动。

冷水供水管路上的温度传感器，是采用铂电阻感温元件，当温度改变时，感温元件的电阻值也随之变化，并输入到控制单元，然后输出电信号，使得离心式压缩机的导叶阀开大或关小。当冷水温度升高时，离心式压缩机的导叶阀开大，机器的制冷量增大；冷水温度降低时，导叶阀关小，机器的制冷量减少。导叶阀的开大与开小不仅受冷水温度的控制，而且还受主电动机电流的制约。

图 16-23 是冷水变流量的系统图。安装在风机盘管上的是双位双通电磁阀，随着负荷的变化，电磁阀打开或关闭。如果冷水机组冷负荷减小，说明多数电磁阀都处于关闭状态，通过风机盘管的总水量则明显下降，所以通过蒸发器的冷水量也将减少；如果负荷增加，通过风机盘管的冷水量增大，则通过蒸发器的冷水量增加，这就出现了不稳定流动情况，是我们所不希望看到的。

为了改变这种不稳定流动情况，在蒸发器的供水管和冷水泵的回水管之间，装设一个由压差控制的旁路管，如图 16-24 所示，当冷负荷减小时，通过蒸发器的冷水流量也减小，这时蒸发器供、回水管路上的压降减小，并使得旁路管上的电动调节阀开大，使蒸发器供水管中有一部分冷水回流到回水管，进行旁路循环。这样一来，尽管冷负荷在变化，通过风机盘管的水量在改

变，但通过蒸发器的冷水量仍可维持在一定范围。

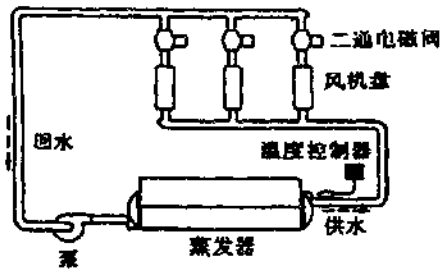


图 16-23　冷水机组冷水变流量示意图

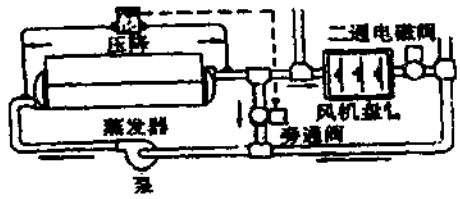


图 16-24　冷水机组冷水压差旁路系统

在冷水系统中，还有一个膨胀水箱。它一般装在屋顶上，和自来水管路相连，其水位用浮球阀自动控制，水箱中有一根出水小管直通机房冷水泵吸入总管。冷水系统是封闭系统，在系统中总是充满水的。但在机组运行过程中，水温是逐渐由大气温度降至工作温度，停机时再由工作温度回升至大气温度。在气温比较高的地区，温度高达 30℃以上，温度变化将引起水的体积的变化，膨胀水箱和冷水系统相连，就保证了在这一变化过程中，总是使系统充满水且不至于损坏设备。

2. 冷却水系统

若要机组启动，首先要冷水泵投入运行，冷水流量开关闭合后，才能启动冷却水泵；冷却水流量开关闭合，才能启动冷却塔风机。

由图 16-22 可知，来自冷却塔的冷却水，由冷却水泵 M_4 吸入增压后，再经截止阀，进入离心式冷水机组的冷凝器。冷却水泵前后均装有压力表和水阀。

冷却水自冷凝器的下部进入上部流出。进出冷凝器管道分别装有压力表、温度计和水阀。在冷凝器供水管上安装有流量开关，冷却水流动后，流量开关才能闭合，冷却塔风机才能启动，主机才能投入运行。

冷却水经过冷凝器后，水温升高，被送至冷却塔喷淋并降温。

在冷却塔内，除了上述供、回水管以外，还有溢流管、排污管，几个冷却塔并联使用的平衡管以及用浮球阀控制液位的补充水管。

为了降低冷却水泵和离心式压缩机的振动对管道的传递作用和影响，在水泵和主机管道连接处，采用防震橡胶软接头连接。

最后提一下对冷却水质的基本要求，冷却水可以是河水、自来水、工业用水及冷却塔再循环水。对于冷水机组的保养管理，冷却水的水质控制极为重要，否则，就会出现结垢和腐蚀等毛病。管壁上结垢，会降低传热系统，减少制冷量和增加功率消耗严重时会发生喘振，产生腐蚀，会使管壁穿孔造成漏水事故，而不得不停机修理。因此，必须严格控制冷却水质。根据我国部颁标准 JB-3355-83《离心式冷水机组技术条件》，对冷却水质的基本要求见表 16-4。

通常，中央空调系统每年都要对冷却水系统和冷水系统进行化学水质处理，此项工作可委托合格的水处理公司进行。

表 16-4 对冷却水质的要求

	项目	单位	限制
基准项目	酸碱度 pH(25 C)	——	6.5～8.0
	导电率(25 C)	MS/cm	<800
	氯离子 Cl	$mgCl^-/dm^3$	<200
	硫酸根离子 SO_4^{2-}	$mgSO_4^{2-}/dm^3$	<200
	酸消耗量(PH4.8)	$mgCaCO_3/dm^3$	<100
	全硬度	$mgCaCO_3/dm^3$	<200
参考项目	铁 Fe	$mgFe/dm^3$	<1.0
	硫离子 S^{2-}	mgS^{2-}/dm^3	验不出
	离子 NH_4^+	$mgNH_4^+/dm^3$	<1.0
	氧化硅 SiO_2	$mgSiO_2/dm^3$	<50

16.3.7 离心式冷水机组的指示和安全保护仪表

1. 指示仪表

离心式冷水机组的指示仪表主要有压力表、温度计、电流表、电压表。

大多数离心式冷水机组只装设冷凝压力表、蒸发压力表和油泵排出压力表。油泵吸入压力一般都和蒸发压力相同，不另设压力表。但有些离心式冷水机组，为了便于使蒸发器内的油回到油箱，油箱中的压力比蒸发器压力低10～30 kPa。在这种情况下，才增加一个油泵吸入压力表。

离心式冷水机组一般设有油箱温度计，以测量油温；有的在冷凝器底部设置温度计，以测量高压饱和液体的温度；有的在吸气管道中装设温度计，测量吸气温度。还有的冷水机组在机体靠近主轴承位置设有温度计，以测量主轴承的温升。

在机组运行时，可以借助这些压力表和温度计来判断机组的运行情况和存在的问题。

近年来引进的离心式冷水机组，都带有微电脑进行自动控制。机组中的各种参数(如高、低压和油压；油温和吸气温度；电流和电压等)在控制箱上部的小屏幕上自动显示。这时机组中取消了压力表、温度计、电流表和电压表。这样的机组便于与整幢大楼集中的自动化控制系统接口。

2. 安全保护仪表

为了使离心式冷水机组能够安全可靠地运行，机组上设有比较多的安全保护仪表。如：

(1) 冷凝器高压控制器

由于各种原因，例如冷负荷太大；冷凝器存在较多的空气；冷却水进水温度过高或水流量太小；冷凝器传热效果太差等均可引起冷凝压力升高。冷凝压力升高后，机组的功耗增加，制冷量下降。当冷凝压力超过一定值时，还会引起喘振，甚至损坏设备，发生安全事故等。表 16-5 列出 R12 和 R11 为制冷剂的离心式冷水机组的各种安全保护装置的设定值。当冷凝压力超过设定值时，冷凝器高压控制器就将主电机的电源切断，机组立即停止运行。此时操作人员必须分析停机原因，待排除故障后，才能按动复位按钮，这时它就将主电动机回路接通，使其重新启动。

表 16-5　离心式冷水机组安全保护装置设定值

序号	项　目	R11 制冷系统			R12 制冷系统		
		切断主电源	接通主电源	再启动步骤	切断主电源	接通主电源	再启动步骤
1	冷凝器高压控制器	105 kPa	63 kPa	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按复位按钮 3. 当压力降到 63 kPa 时，按“启动”按钮	1.25 MPa	0.97 MPa	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按“复拉”按钮 3. 当压力降到 0.97 MPa 时，按“启动”按钮
2	蒸发器低压控制器	真空度 457 mmHg	真空度 330 mmHg	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按复位按钮 3. 当压力上升到真空度为 330 mmHg 时，按“启动”按钮	215 kPa	255 kPa	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按复位按钮 3. 当压力上升 255 kPa 时，按“启动”按钮
3	油压差控制器	105 kPa	105 kPa	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按复位按钮 3. 当油压差上升到 140 kPa 时，按“启动”按钮	70 kPa	122 kPa	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按复位按钮 3. 当油压差上升 122 kPa 时，按“启动”按钮
4	油温控制器	76.7 C	71 C	停机时，只控制油加热器的接通和断开；机组运行时，油温控制器不工作，油加热器不加热，油箱中的油温较低	60 C	57 C	停机时，油温低于 57 C 时，不能启动主机；油温控制器控制电加热器的通电和断电；机组运行时，油温控制器不工作，油加热器不加热，油箱中油温较低
5	防冻结温度保护器				0 C	4 C	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按复位按钮 3. 当蒸发温度上升到 4 C 时，按“启动”按钮
6	主电动机温度控制器	电动机线圈高温保护器		1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按复位按钮 3. 当主电动机冷却后，再按“启动”按钮	130 C	113 C	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按复位按钮 3. 当主电动机冷却以后，再按启动按钮
7	导叶开关继电器	导叶处于全关闭位置时，机组才能启动			导叶处于全关闭位置时，机组才能启动		
8	冷水温度控制器	供水温度 3.3 C	供水温度 7.2 C	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 按复位按钮 3. 当供水温度上升到 7.2 C 时，再按“启动”按钮	回水温度 8 C	回水温度 13 C	1. 主机停，相应故障指示灯亮 2. 当回水温度上升到 13 C 时，又自动启动

注：(1) R11 制冷系统是根据约克公司 HT 型离心式冷水机组的数值，表中已将英制化为公制单位；

(2) R12 制冷系统是根据特灵公司 CVGA 型离心式冷水机组的数值，表中已将英制化为公制单位；

(3) 本表数据仅供参考，因各厂商产品的安全保护装置设定值是不同的，具体数值要由该产品的使用说明书定。

(2) 蒸发器低压控制器

当空调房间负荷减小时，蒸发器内压力下降，蒸发器冷水出水温度也下降，机器制冷效率亦降低。此外，蒸发压力降低，亦会引起离心式压缩机喘振，以致破坏设备。所以当蒸发压力降到某一设定值时，蒸发器低压控制器就将主电动机电源切断，机组停止运行。操作人员必须检查原因或调节开机容量，待故障排除后，再按动复位按钮，它又接通主电动机回路，再重新启动机组。

(3) 油压差控制器

机组中只有保持一定的油压，离心式压缩机才能安全可靠地运行。当油压差低于设定值时，油压差控制器接通延时机构，在设定时间内，油压差仍恢复不了正常值，它将切断主电动机电源，使机组停机。操作人员必须排除故障之后，再按复位按钮，它又接通主电动机回路，重新启动机组。但必须注意延时机构工作过一次后，要等 5 min，待延时双金属片全部冷却后才能恢复正常工作。

(4) 油温控制器

制冷剂 R12 和 R11 可以与润滑油完全互溶。它的溶解度随着油温的升高而降低，因此，停机时为了不使制冷剂溶解在润滑油中，就要维持一定的润滑油温度。当油温低于某一设定值时，油温控制器将油加热器的电源接通，使油温升高；当油温高于某一设定值时，它就将油加热器的电源切断，停止加热。在机组运行时，即使油箱中的油温较低，油箱中溶解氟利昂的可能性也不大，所以油加热器停止工作。

(5) 防冻结温度保护器

当蒸发温度过低时，会使传热管中的冷水结冰，以致损坏蒸发器。因此，当蒸发温度低于设定值时，防冻结温度保护器将切断主电动机电源，停机。操作人员必须查明原因，排除故障之后，再按复位按钮，它将主电机回路再度接通，重新启动机组。

(6) 主电动机温度控制器

主电动机温度升高，电动机效率降低，更严重的是使绝缘破坏而烧毁电动机。因此当主电动机温度上升到设定值时，主电动机温度控制器将停机。操作人员必须查明原因，排除故障之后，再按复位按钮，重新启动机组。

(7) 导叶关闭继电器

为了减小启动电流，导叶应处于零位状态空载启动，如果导叶不处于零位，机组就不能启动。

(8) 冷水温度控制器

从冷水机组的特性来分析，为了节能，只要能满足使用要求，冷水的供、回水温度应提高，水温太低，即蒸发温度低，制冷效率下降，所以，除了防冻结温度保护器外，一般机组另外再设冷水温度控制器。当冷水回水温度下降到某一设定值时，冷水温度控制器将切断主电动机电源，停机。当冷水回水温度上升到另一设定值时，它将接通主机电源，机组又重新启动运行。它的特点是不用复位，只要满足温度条件和 30 min 时间间隔条件(有的机组设定值为 20 min)时，就能再次启动。

(9) 安全阀或安全膜片

安全阀(装于 R12 机组)或安全膜片(装于 R11 机组)都接在冷水机组的蒸发器上。遇到火警或其他意外事故，由于温度升高，系统内压力就会上升，如不及时将系统中的制冷剂引出，机

组就有可能发生爆炸的危险。

设置了安全阀或者安全膜片之后，当系统压力升高时，安全阀阀板就会起跳或者安全膜片破裂，这样就将系统中的制冷剂泄放到下水管道，避免事故发生。

当机组进行气密性试验时，试验压力必须小于安全阀或安全膜片的允许压力，否则就有可能破坏安全阀正常工作和使安全膜片破裂。

如果因某种特殊需要，需提高气密性试验的压力时，必须将机组上的安全膜片取下改用盲法兰进行试验。

16.4 溴化锂吸收式冷水机组

在第二章中曾简述了溴化锂吸收式制冷机类型，单效、双效与单级、双级的概念，以及单效型溴化锂吸收式制冷机的基本流程。在此基础上，本节将进一步介绍溴化锂吸收式冷水机组、冷热水机组和直燃型机组，它们为中央空调系统提供冷源和热源。

16.4.1 溴化锂吸收式机组的分类

根据热源形式可分为以下几类：

(1) 蒸汽型机组

以蒸汽作为驱动能源，根据工作蒸汽的品位高低，还可分为单效和双效型。单效型工作蒸汽压力范围为 0.03～0.15 MPa(表压)，双效型工作蒸汽压力范围一般为 0.4～0.8 MPa(表压)，特殊的低压双效型工作蒸汽压力可低至 0.25 MPa(表压)。

(2) 热水型机组

以热水为热源的溴化锂机组，通常是以工业余热、废热、地热热水、太阳能热水为热源，根据热源温度可分为单效热水型及双效热水型。单效型机组热水温度范围为 85～150 C，高于 150℃的热水可作为双效机组的热源。

(3) 直燃型机组

一般以油、气等可燃物质为燃料，不仅能够制冷，而且可以供热及提供卫生热水。直燃型可分为燃油型、燃气型、双燃料型等。燃油型可燃烧轻油和重油。燃气型燃料范围较广，有液化气、城市煤气、天然气等。双燃料型可一机使用两种燃料，分轻油燃气型及重油燃气型。另外，也可以煤粉及其他可燃废料为燃料制成特殊型的直燃机组。

(4) 太阳能型机组

利用太阳能集热装置获取能量，用来加热溴化锂机组发生器内稀溶液，进行制冷循环。该机型分为两类，一类是利用太阳能集热装置直接加热发生器管内稀溶液；另一类是先加热循环水，而后再将热水送入发生器内加热溶液。后者加热形式与热水型机组相同。

16.4.2 双效溴化锂吸收式制冷机工作原理

在第二章中已经叙述了单效溴化锂吸收式制冷机的工作原理，这里再介绍双效溴化锂吸收式制冷机的工作原理，图 16-25 为双效溴化锂吸收式制冷机的原理图。

从吸收器④出来的一部分稀溶液，由高温发生器泵①输送，经低温换热器⑧、凝水器⑦、高温换热器⑥温度升高后，进入高压发生器⑤，被在高压发生器管内流动的工作蒸汽加热而沸

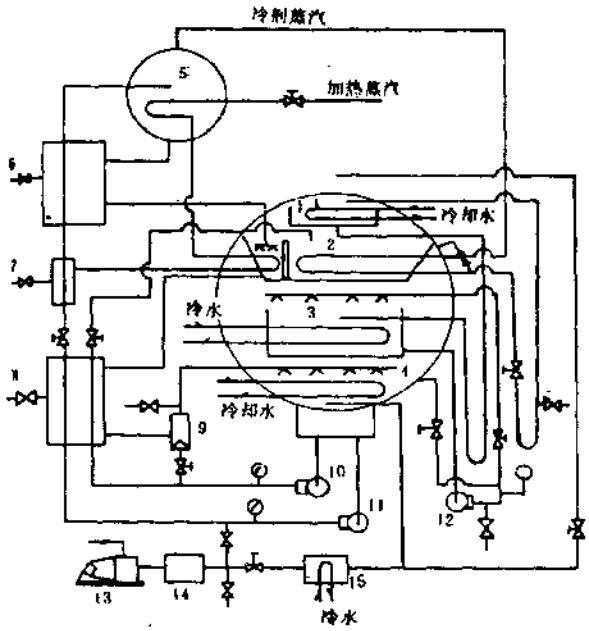


图 16-25　双效溴化锂吸收式制冷机原理图

1—冷凝器；2—低压发生器；3—蒸发器；4—吸收器；5—高压发生器；6—高温换热器；7—凝水换热器；8—低温热水换热器；9—引射器；10—溶液泵；11—高温发生器泵；12—制冷剂水泵(泵到蒸发器中喷淋)；13—真空泵；14—阻油器；15—制冷剂分离器

腾，产生冷剂蒸汽，同时，溶液的温度和浓度升高。另一部分稀溶液由溶液泵⑩输送，其中一路经低温换热器⑧和凝水换热器⑦使温度升高后，进入低压发生器②，被在低压发生器管内流动的、来自高压发生器的冷剂蒸汽加热而沸腾，产生冷剂蒸汽，溶液被浓缩。

高压发生器中产生的冷剂蒸汽，加热低压发生器溶液后，凝结成冷剂水，以调节阀节流后进入冷凝器①，与低压发生器②中产生的冷剂蒸汽一起，被冷凝管内流动的冷却水冷却、冷凝，成为与冷凝压力相应的冷剂水。

冷凝器①中的冷剂水经 U 型管节流后，进入蒸发器③，由蒸发器泵⑫输送喷淋在蒸发器管簇上，由于蒸发器中压力很低，冷剂水便吸收在蒸发器管内流动的温度较高的冷水的热量而蒸发，成为冷剂蒸汽，使冷水的温度降低，即制冷。

由高压发生器⑤出来的浓溶液经过高温换热器⑥后进入低压发生器②内蒸发和低压浓溶液混合，并经低温换热器⑧与从溶液泵⑩出来的另一路稀溶液混合，然后喷淋在吸收器④管簇上，被吸收器管内流动的冷却水冷却，温度降低后，吸收来自蒸发器③的冷剂蒸汽，成为稀溶液，吸收过程中的凝结潜热和溶解热被吸收器内的冷却水带走。这样，喷淋溶液不断地取走蒸发器中冷剂水蒸发出来的水蒸气，以维持蒸发器中很低的压力，保证了蒸发器中蒸发出来的冷剂水蒸气不断地流向吸收器。由于吸收蒸发器中冷剂蒸汽而变稀的溴化锂溶液，再分别送往高、低压发生器中沸腾浓缩，这样便完成了一个制冷循环，如此循环不息，制冷机就能不断地输出低温的冷水，供空调或生产工艺用。

制冷机运转过程中，出现的不凝性气体由自动抽气系统和真空泵排出。

16.4.3 溴化锂吸收式制冷机的循环类型

1. 制冷循环型

制冷循环型机组即通常所讲的冷水机组，是以水为制冷剂，溴化锂溶液为吸收剂，利用热能作补偿以制取低温冷水的制冷机组。制冷循环分单效循环和双效循环。单效循环是溴化锂机组的基本组成单元，其驱动能源可以是低势的蒸汽废汽、废热水、地热水等。单效制冷循环型机组结构简单，操作方便。尽管热力系数较低，能耗大，但由于采用低势热源为动力，耗电少，在余热利用方面起到了很大的作用。图 16-26 是单效制冷循环流程图。

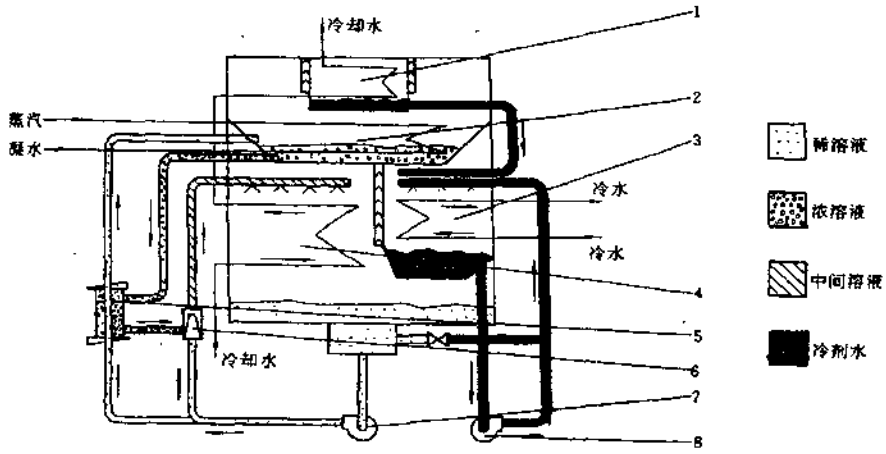


图 16-26 单效制冷循环流程图

1—冷凝器；2－发生器；3—蒸发器；4—吸收器；5—换热器；6 引射器；7－ 溶液泵；8—冷剂泵

单效制冷循环因受溶液结晶的限制不适用于以高势热能为驱动热源的制冷机组中。如果机组采用高品位的蒸汽或高温水作为驱动热源，通常采用双效制冷循环。双效制冷循环机组与单效的不同之处是具有两个发生器和两个溶液换热器，尽管结构较单效复杂，但能量利用合理，热力系数高，因此，双效制冷循环机组广泛应用于溴化锂吸收式冷水机组中，如图 16-27 所示。

此外，利用低势热源制取冷量还可以采用两级吸收型机组。两级吸收型机组体积大，结构复杂，但在热源温度较低，冷水温度较高的情况下，有较好的制冷效果。

2. 制冷制热循环型

制冷制热循环型机组即冷热水机组，就是将溴化锂溶液锅炉直接与吸收式机组配套，组成直燃机组，进行制冷或制热循环。由于其具有燃料范围广，不需要另外配置锅炉和锅炉房，制冷与采暖及提供卫生热水三用等特点，成为近年来国内外发展较快的一个机种。制冷制热循环型也分为单效循环和双效循环，单效循环一般用在小型机组上，其燃料消耗率比较高，因而目前通常均采用双效循环，即使在小型机组上也进行双效化以节省燃料消耗量。此外，根据制冷与供热的方式，直燃机还可以分为下列几种形式：

(1) 制冷/供热专用机组

这种机型或用于制冷，或通过切换用于供热，只能交替地以一种方式进行运转，而不能同时具备两种功能。其制冷循环与蒸汽型机组类似，所不同的是高压发生器内的溶液由燃料燃烧

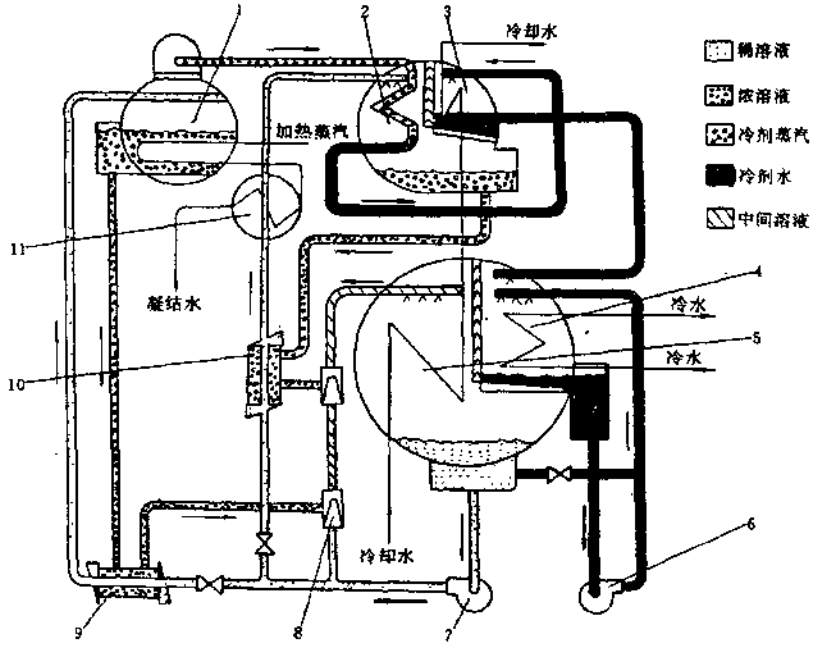


图 16-27　双效制冷循环流程图

1--高压发生器;2　低压发生器;3—冷凝器;4—蒸发器;5—吸收器;6—冷剂泵;
7--溶液泵;8　引射器;9--高温换热器;10- 低温换热器;11—凝水换热器

后产生的烟气直接加热。冬季/供热时,供热循环的方式有很大差别。根据热水产生的方式,制冷/供热专用机可分为下列三类:

① 将冷却水回路切换成热水回路的机型。如图 6-28 所示,图(a)为制冷循环, 与蒸汽双

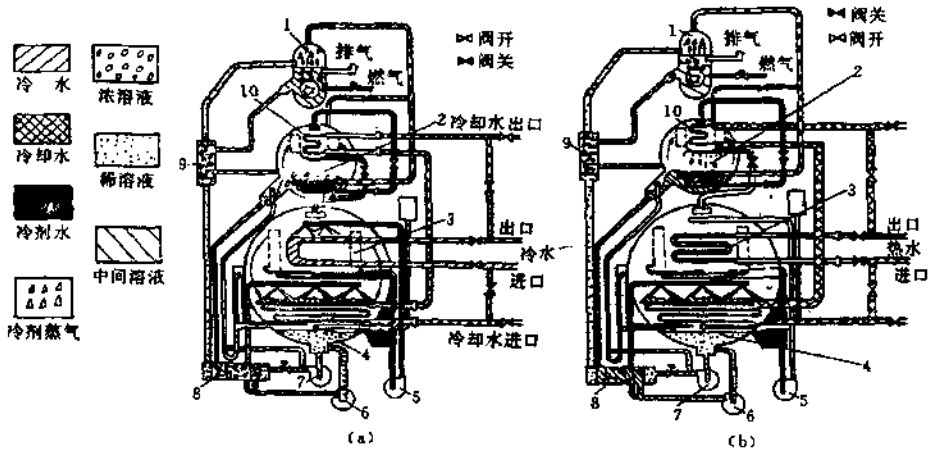


图 16-28　制冷/供热专用机之一

(a) 制冷循环; (b) 供热循环
1--高压发生器;2—低压发生器;3—蒸发器;4—吸收器;5—冷剂泵;6—溶液泵Ⅰ;
7—溶液泵Ⅱ;8—低温换热器;9—高温换热器;10—冷凝器

效吸收式冷水机组工作循环基本相同,只是高压发生器不用蒸汽加热,而是用燃气或燃油燃烧产生的烟气加热。图(b)为供热循环,工作时热水先在吸收器中由溶液加热,随后在冷凝器中由高、低压发生器中的冷剂蒸汽加热。冷凝器中凝结的冷剂水溢流入低压发生器,将溶液稀释,

稀溶液再送到吸收器中作加热用。循环的转换依靠阀门切换而完成。

② 冷水和热水采用同一回路的机型。如图 16-29 所示，在供热时，高压发生器加热溶液后产生的冷剂蒸汽，经切换阀进入蒸发-吸收筒体，在蒸发器铜管表面凝结时放出热量，加热管

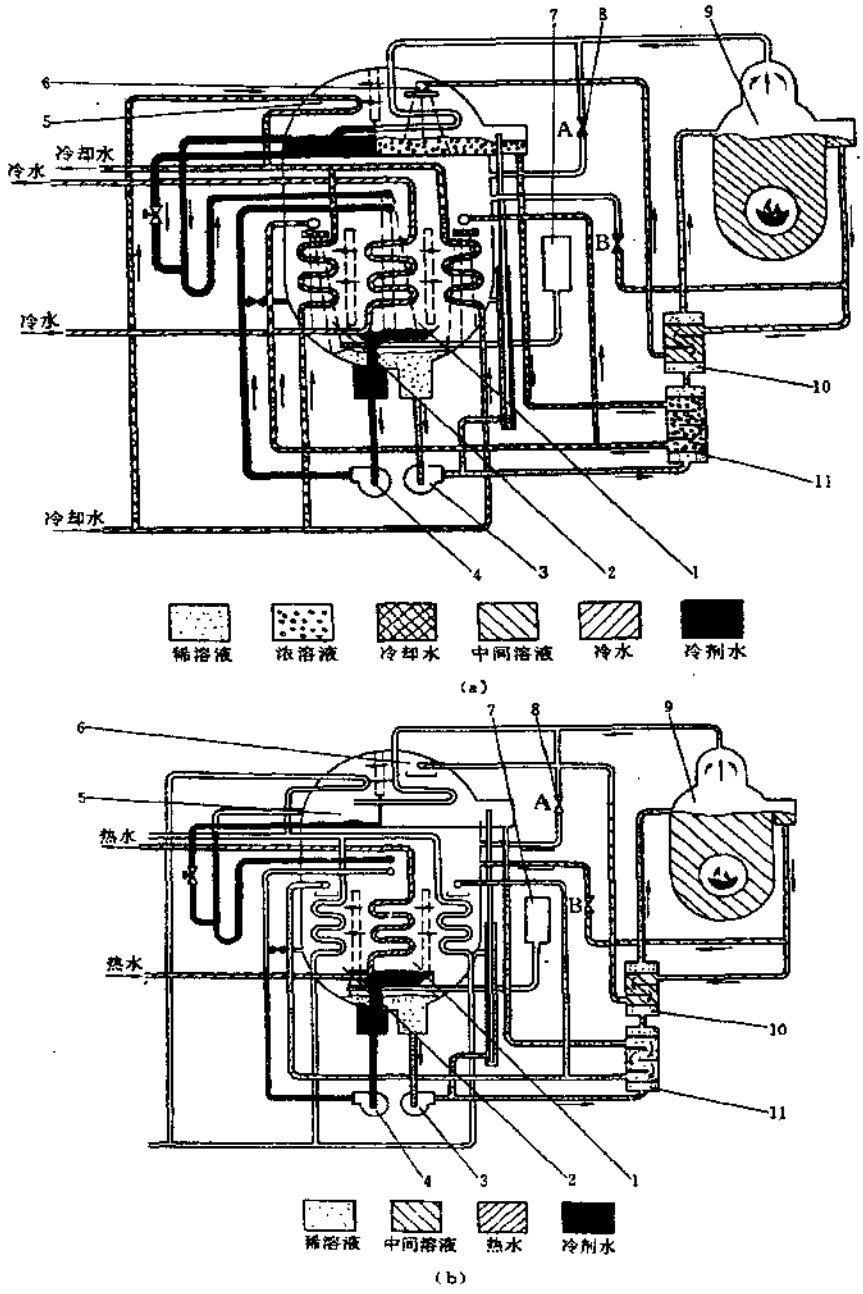


图 16-29 制冷/供热专用机之二

(a) 制冷循环；(b) 供热循环

1—蒸发器；2—吸收器；3—溶液泵；4—冷剂泵；5—冷凝器；6—低压发生器；7—集气室；8—切换阀；9—高压发生器；10—高温换热器；11—低温换热器

内热水。浓溶液与冷剂水混合后的稀溶液由溶液泵送往高压发生器加热。在由制冷工况转入供热工况时，必须同时打开两个切换阀（见流程图中 A、B 阀），冷却水泵和冷剂泵停止运行。

③ 在高压发生器上另设热水器的机型。该机型制冷循环与一般制冷机无异。供热循环时，制冷系统停止运转，高压发生器产生的冷剂蒸汽进入热水器加热循环水。冷凝后的蒸汽凝水仍回到高压发生器中，如图 16-30 所示。

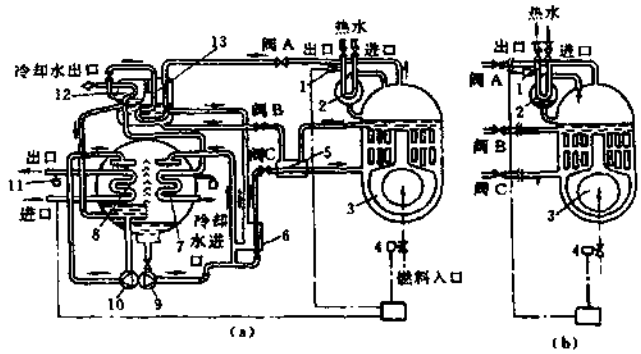


图 16-30　制冷/供热专用机之三

(a) 制冷循环；(b) 供热循环

1—热水恒温控制器；2—热水器；3—高压发生器；4—燃料控制阀；5—高温换热器；6—低温换热器；7—吸收器；8—蒸发器；9—溶液泵；10—冷剂泵；11—冷水恒温控制器；12—冷凝器；13—低压发生器

(2) 同时制冷和供热型机组

这种机型在工作时可以同时完成制冷和供热循环。机型之一如图 16-30 所示，与制冷/供热专用机相比，差别在于此时制冷系统运转既可通过热水器供应热水，而同时又可供应冷水。机型之二如图 16-31 所示，高压发生器产生的冷剂蒸汽在热水器中加热后形成凝水，通过排放

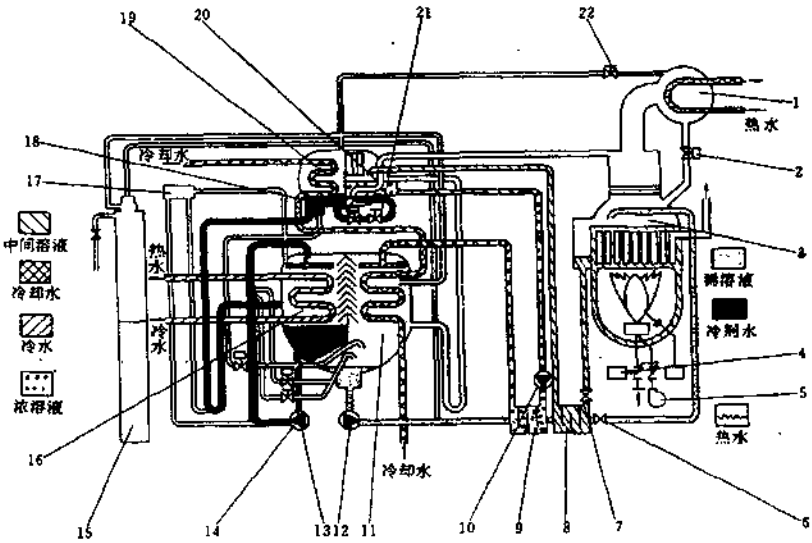


图 16-31　同时制冷和供热机型

1—热水器；2—凝水排放控制阀；3—高压发生器；4—燃料控制阀；5—燃烧器；6—冷暖转换阀；7—冷暖转换阀 C；8—高温换热器；9—低温换热器；10—溶液泵 I；11—吸收器；12—溶液泵；13—电磁阀；14—冷剂泵；15—自动抽气装置；16—蒸发器；17—冷剂再循环回路；18—冷剂排放控制阀；19—冷凝器；20—低压发生器；21—冷暖转换阀 A；22—热水抽气阀

控制阀流回高压发生器中。排放控制阀的作用是通过调节热水器内的有效传热面积进行热水温度控制。

(3) 组合型中央空调机组

这种组合型机组就是将溴化锂机组、冷却塔、循环水泵等组装成一个中央空调单元，具有体积小、集成度高、安装使用方便等特点。图 16-32 所示的燃气型机组即为组合型机组。

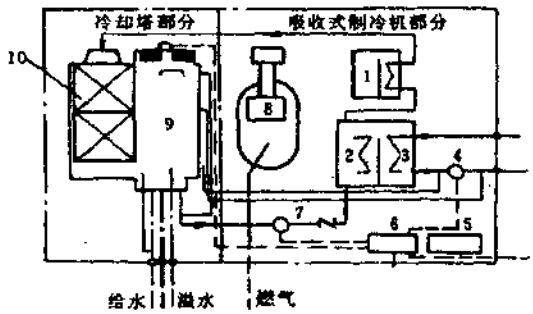


图 16-32 组合型燃气吸收式冷温水机组流程图

1—冷凝器；2—吸收器；3—蒸发器；4—冷温水泵；5—控制板；6—电源板；7—冷却水泵；8—高压发生器；9—水柜；10—冷却塔

16.4.4 溴化锂吸收式机组的总体结构

溴化锂吸收式机组按循环形式有单效、双效与两级吸收机组之分。单效机组包括单效溴化锂吸收式冷水机组、直燃型单效溴化锂吸收式冷热水机组以及单效溴化锂吸收式热泵机组等。直燃型单效仅使用在制冷量 35 kW 以下的冷热水机组中，为节省燃料，目前已向直燃型双效发展。双效机组包括双效溴化锂吸收式冷水机组、直燃型双效溴化锂吸收式冷热水机组以及双效溴化锂吸收式热泵机组等。

溴化锂吸收式机组均由若干换热器，并辅以屏蔽泵、真空阀门、管道、抽气装置、控制装置等组合而成。尽管机组形式各异，但其主要构成部分是相同的，仅是各部分所起的作用不同而已。

1. 单效溴化锂吸收式机组

单效溴化锂吸收式冷水机组由下列 9 个主要部分构成：

(1) 蒸发器。借助冷剂的蒸发来制造冷水。一般为管壳式结构，喷淋式换热器。

(2) 吸收器。吸收冷剂蒸汽，保持蒸发压力恒定。一般为管壳式结构，喷淋式换热器。

(3) 发生器。产生冷剂蒸汽，使吸收冷剂蒸汽后的稀溶液浓缩，一般为管壳式结构，沉浸式或喷淋式换热器。

(4) 冷凝器。使冷剂蒸汽冷凝，一般为管壳式结构。

(5) 溶液热交换器。在稀溶液和浓溶液间进行换热，以提高机组的热效率。一般为长方形管壳式结构或板式结构。

(6) 溶液泵和冷剂泵。输送溴化锂溶液和冷剂水，为屏蔽自润滑密封电动泵。

(7) 抽气装置。抽除影响吸收与冷凝效果的不凝性气体。抽气管一般布置在吸收器与冷凝器中。有机械真空泵抽气装置与各种形式的自动抽气装置。

(8) 控制装置。有冷量控制装置、液位控制装置等。

(9) 安全装置。确保安全运转所用的装置。

上述(1)~(4)部分有两种组合方式，实际制造的产品大致有单筒型、双筒型、三筒型三种结构，下面分述如下：

(1) 单筒型单效溴化锂吸收式冷水机组。单筒型就是将发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器置于一个筒体内。整个筒体一分为二，形成两个压力区，即发生-冷凝压力区和蒸发-吸收压力区。压力区之间通过管道及节流装置相联。四个热交换器的布置方式依照其性能特点，如图 6-33 所示。

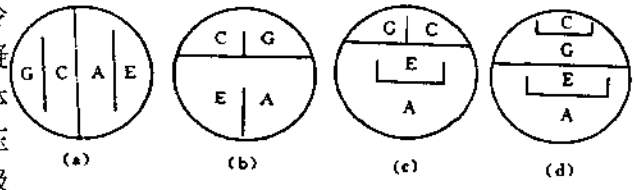


图 16-33 单筒型单效溴化锂吸收式冷水机组换热器布置形式
A—吸收器；C—冷凝器；E—蒸发器；G—发生器

单筒型具有机组结构紧凑、整体密封性好、机组高度低等优点，但制作较复杂，热应力及热损失比较大。

(2) 双筒型单效溴化锂吸收式冷水机组。双筒型是将压力大致相同的发生器和冷凝器置于一个筒体内，而将蒸发器和吸收器置于另一个筒体内，两个筒体上下叠置。采用双筒结构可以避免热损失，减小热应力，缩小安装面积，结构简单，制作方便，特别适合大冷量机组的分割搬运。双筒结构不过高度有所增加，联接管道多，泄漏点较单筒多。双筒型的布置形式见图 16-34。

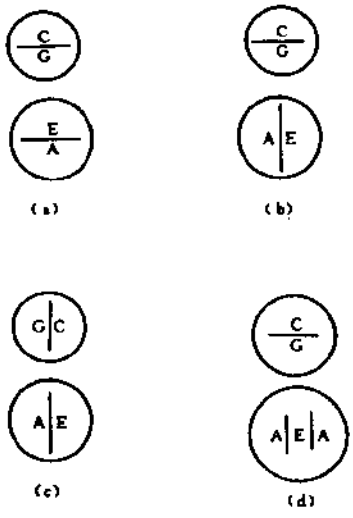


图 16-34 双筒型单效溴化锂吸收式冷水机组换热器布置形式
A—吸收器；C—冷凝器；E—蒸发器；G—发生器

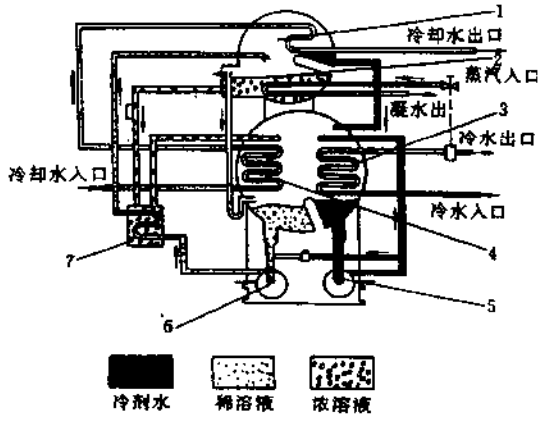


图 16-35 双筒型单效溴化锂吸收式冷水机组之一
1—冷凝器；2—发生器；3—蒸发器；4—吸收器；
5—冷剂泵；6—溶液泵；7—溶液换热器

图 16-35 所示的双筒型单效机组是按图 16-34(b)的方式排列。下筒体中蒸发器与吸收器左右布置，上筒体中发生器与冷凝器上下布置。发生器与冷凝器采用上下排列的优点是发生器管排数小，溶液液位降低，静液柱影响较小，因而有利于发生过程的进行；同时冷凝器的管排数也减少，使传热系数提高。

图 16-36 所示为另一双筒型单效机组，是按图 16-34(d)的方式排列。上筒体中发生器与冷凝器为上下布置；下筒体蒸发器居中，吸收器分列两旁，呈左中右布置形式。这种布置形式有利于获得较好的传质效果。

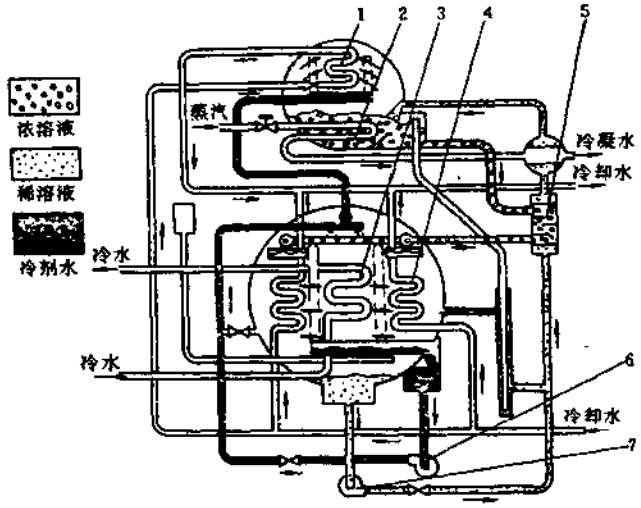


图 16-36 双筒单效溴化锂吸收式冷水机组之二

1—冷凝器；2—发生器；3—蒸发器；4—吸收器；5—溶液换热器；6—冷剂泵；7—溶液泵

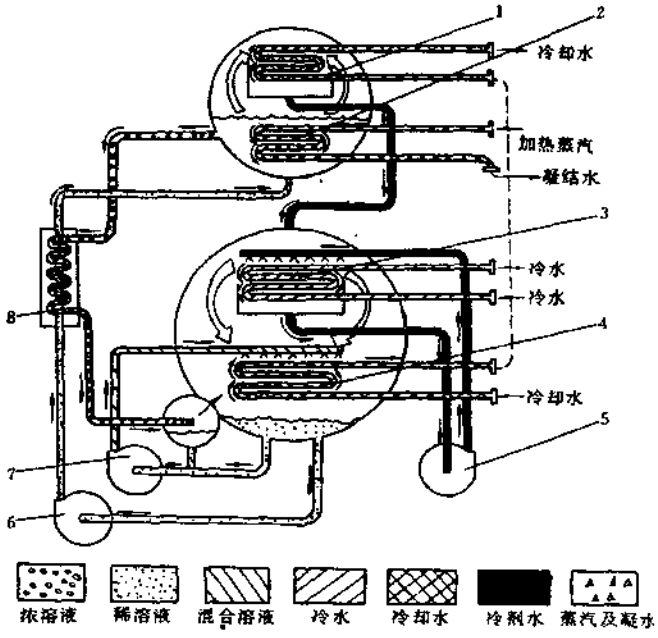


图 16-37 双筒单效溴化锂吸收式冷水机组之三

1—冷凝器；2—发生器；3—蒸发器；4—吸收器；5—冷剂泵；6—溶液泵Ⅰ；7—溶液泵Ⅱ；8—溶液换热器

图 16-37 为又一种双筒单效机组，按图 16-34(a)的方式排列。下筒体中蒸发器与吸收器和上筒体中发生器与冷凝器均为上下排列。

(3) 三筒型单效溴化锂吸收式冷水机组。三筒型单效机组是将发生器与冷凝器分别放置于两个筒内，与蒸发-吸收器共同形成三筒结构。由于发生器与冷凝器分置两个筒中，大大减少了发生过程中溴化锂溶液对冷剂水的污染。一般用在有特殊要求的场合，如船用机组中。图 16-38 为用于船舶中的三筒单效溴化锂吸收式冷水机组。

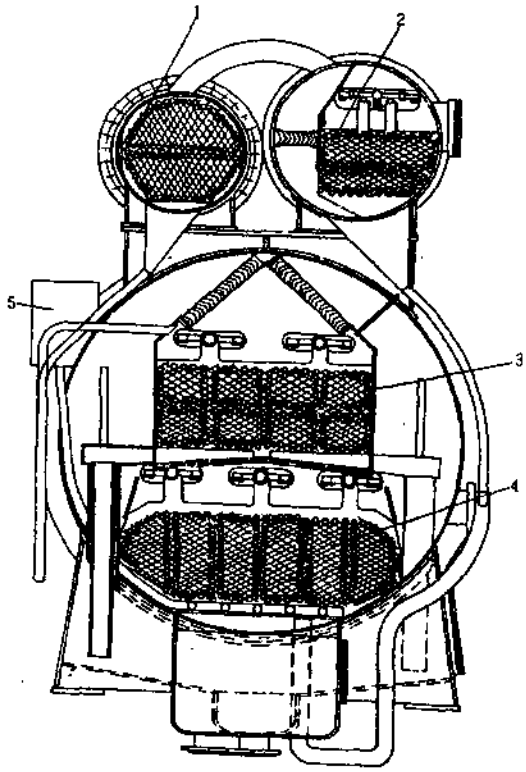


图 16-38 三筒单效溴化锂吸收式冷水机组

1—冷凝器；2— 发生器；3—蒸发器；4— 吸收器；5—冷剂分离器

2. 双效溴化锂吸收式机组

双效机组形式与结构，是以单效机为基础的。在单效机上增加一个高压发生器与一只溶液热交换器即构成双效机组。高压发生器中，热源若是蒸汽或热水，则是蒸汽型或热水型双效溴化锂吸收式机组；热源若是燃油或燃气直接燃烧，则是直燃型(燃油或燃气)双效溴化锂吸收式机组。以双筒单效机组为基础构成的双效机组为三筒型双效机组；以单筒单效机组为基础构成的双效机组为双筒型双效机组。

(1) 双效溴化锂吸收式冷水机组。图 16-39 所示为双效三筒型溴化锂吸收式冷水机组，图 16-40 为双效双筒型溴化锂吸收式冷水机组。

(2) 直燃双效溴化锂吸收式冷热水机组。图 16-41 所示为直燃双效双筒型溴化锂吸收式冷热水机组；图 16-42 所示为直燃双效三筒型溴化锂吸收式冷热水机组。

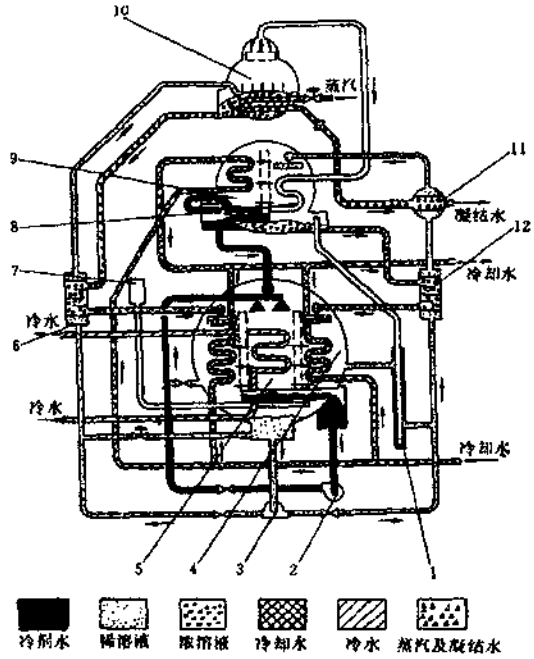


图 16-39　双效溴化锂吸收式冷水机组之一

1—自动熔晶管；2—冷剂泵；3—溶液泵；4—吸收器；5—蒸发器；6—高温换热器；
7—集气室；8—低压发生器；9—冷凝器；10—高压发生器；11—凝水换热器；12—低温换热器

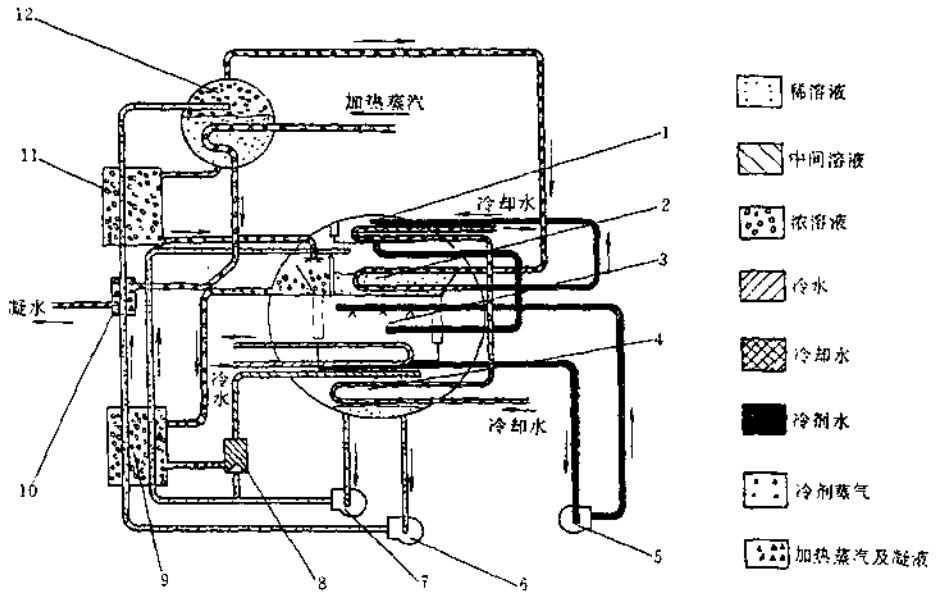


图 16-40　双效溴化锂吸收式冷水机组之二

1—冷凝器；2—低压发生器；3—蒸发器；4—吸收器；5—冷剂泵；6—溶液泵Ⅰ；7—溶液泵Ⅱ；
8—引射器；9—低温换热器；10—凝水换热器；11—高温换热器；12—高压发生器

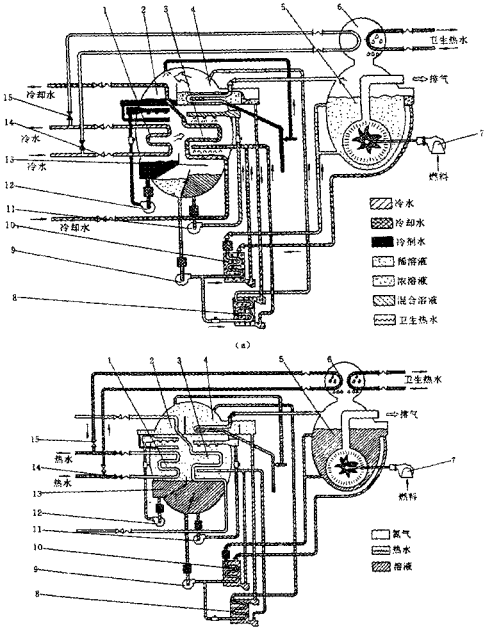


图 16-41　直燃双效双筒溴化锂吸收式冷水机组

(a) 制冷循环；(b) 供热循环

1—蒸发器；2—冷凝器；3—吸收器；4—低压发生器；5—高压发生器；6—热水器；7—燃烧器；8—低温换热器；9—溶液泵Ⅰ；10—高温换热器；11—溶液泵Ⅱ；12—冷剂泵；13—预冷却装置过滤器；14—冷水阀；15—热水阀

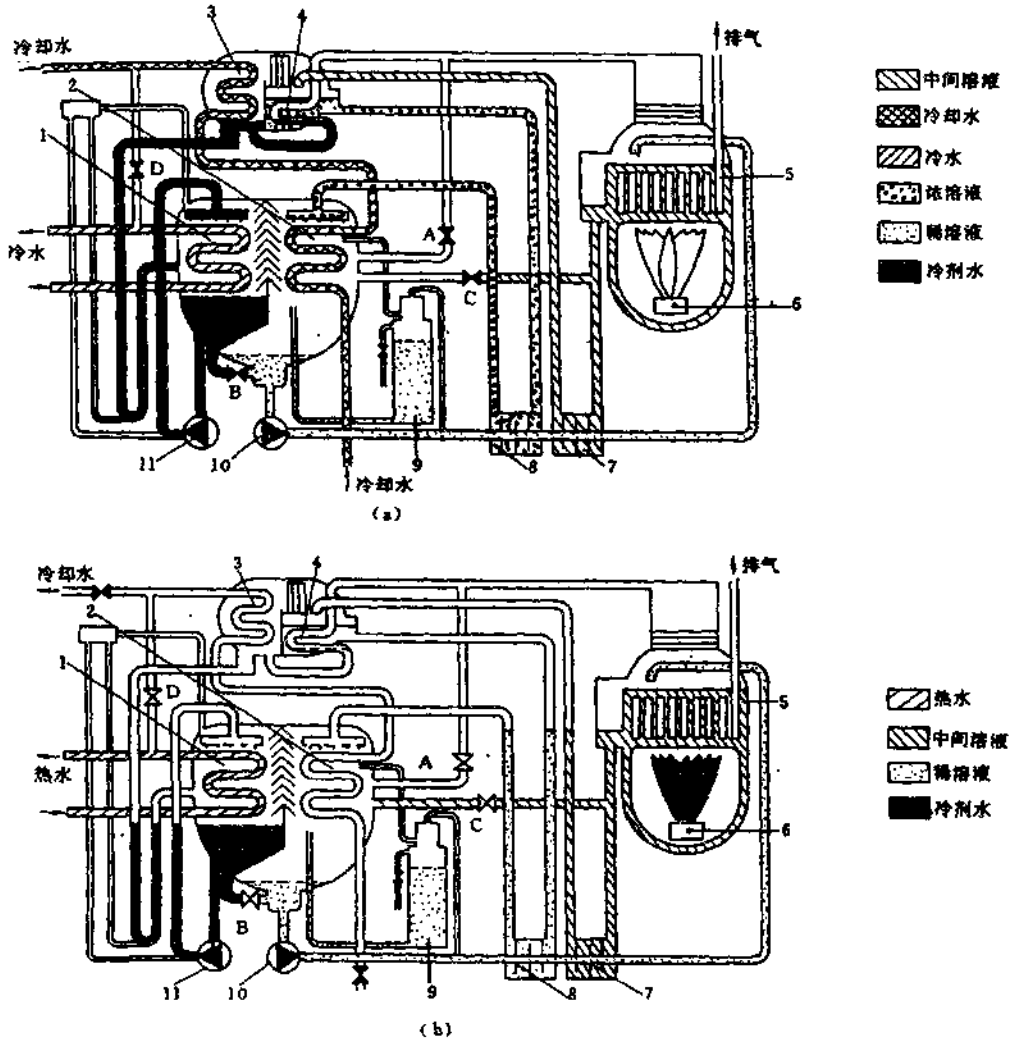


图 16-42　直燃双效三筒型溴化锂吸收式冷热水机组

(a) 制冷循环；(b) 供热循环

1—蒸发器；2—吸收器；3—冷凝器；4—低压发生器；5—高压发生器；6—燃烧器；7—高温换热器；8—低温换热器；9—自动抽气装置；10—溶液泵；11—冷剂泵

16.4.5　16DF 直燃型溴化锂吸收式冷热水机组实例

以油或燃气为燃料，16DF直燃型双效溴化锂吸收式冷温水机组无需用户另备锅炉或蒸汽，只需少量电能，即可连续运转，在夏天提供空调或工艺过程中使用的冷水，在冬天提供空调用热水或卫生热水。额定制冷量为 457～3516 kW，额定供热量为 381～2823 kW。

16DF 直燃型双效溴化锂吸收式冷温水机组系统图见图 16-43。有关技术参数见表 16-9～16-10。

机组由蒸发器、吸收器、冷凝器、高压发生器、低压发生器、溶液热交换器、溶液泵、冷剂泵、燃烧器、抽气系统、控制系统和辅助系统等组成。其工作原理和特点分述如下。

1. 制冷循环

制冷循环见图16-43，蒸发器中冷剂水制冷后，自身汽化为蒸汽，被吸收器中浓溶液吸收。溶液吸收水分后成为稀溶液，由泵加压经过低温和高温换热器进入低压和高压发生器。高压发生器中稀溶液被燃料加热浓缩为浓溶液，产生冷剂蒸汽。低压发生器的稀溶液则被高压发生器中产生的冷剂蒸汽加热浓缩为浓溶液。两路浓溶液分别经过高温和低温换热器回到吸收器，再次吸收冷剂蒸汽。高压发生器产生的冷剂蒸汽加热低压发生器中的稀溶液后，成为冷剂水，进入冷凝器，与低压发生器产生的冷剂蒸汽会合，被冷却水冷却，经节流后进入蒸发器，完成一次循环。

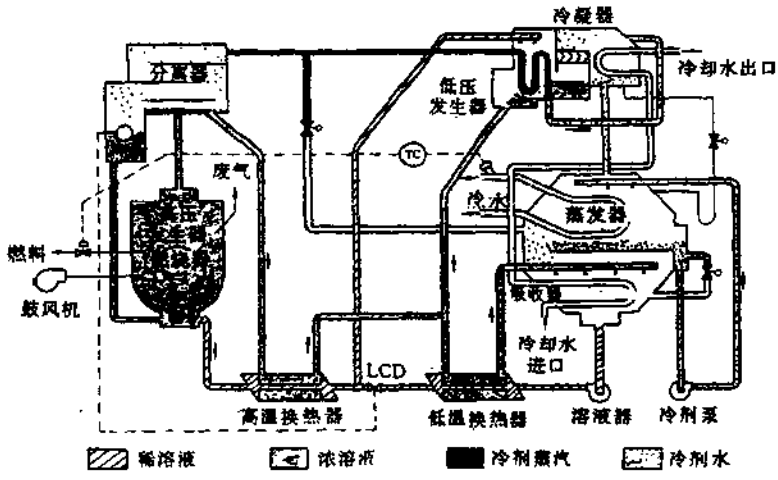


图 16-43　16DF 制冷循环

LCD—液位控制部件；TC—温度控制器(能量控制)

2. 供热循环

本机组供热循环有两种方式。第一种方式制取 60 C热水(见图 16-44)。吸收器中稀溶液由泵加压经过低温和高温换热器进入高压发生器，被加热后产生冷剂蒸汽，浓溶液经换热器回

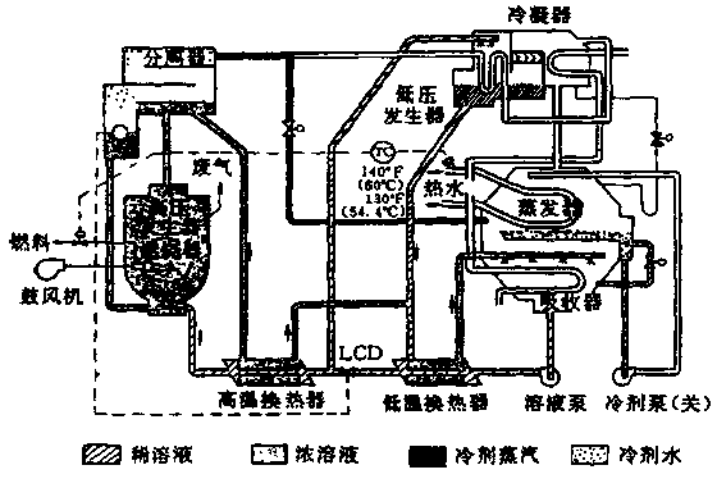


图 16-44　16DF 供热循环[140 F (60 C)]

LCD—液位控制部件；TC—温度控制器(能量控制)

到吸收器，冷剂蒸汽直接进入蒸发器中，加热蒸发器管簇内流过的热水，释放出热量成为冷剂水，冷剂水回到吸收器与溶液混合，完成一次循环。

第二种方式可以制取 79.4 C 卫生热水(见图 16-45)。在此方式下运行需要另外增加一路热水管路系统，机组运行时只有高压发生器部分在工作。高压发生器产生的冷剂蒸汽，经过辅助的热水换热器，加热热水，直接回到高压发生器，完成一次循环。

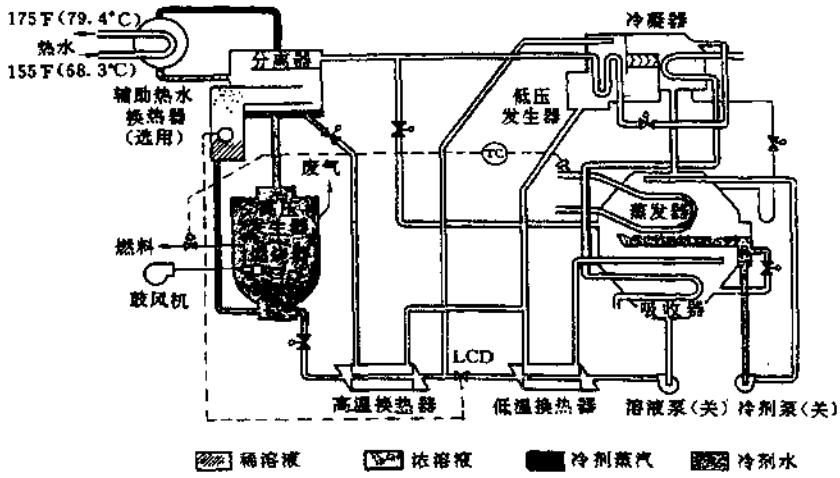


图 16-45　16DF 供热循环[175°F (79.4 C)]

LCD—液位控制部件；TC—温度控制器(能量控制)

3. 同时制冷/供热循环

同时制冷/供热循环见图16-46。如果需要，16DF机组可以在同时制冷/供热循环模式下运行。机组工作时，制冷循环过程等同于单独制冷循环模式下的循环过程，与此同时，高压发生

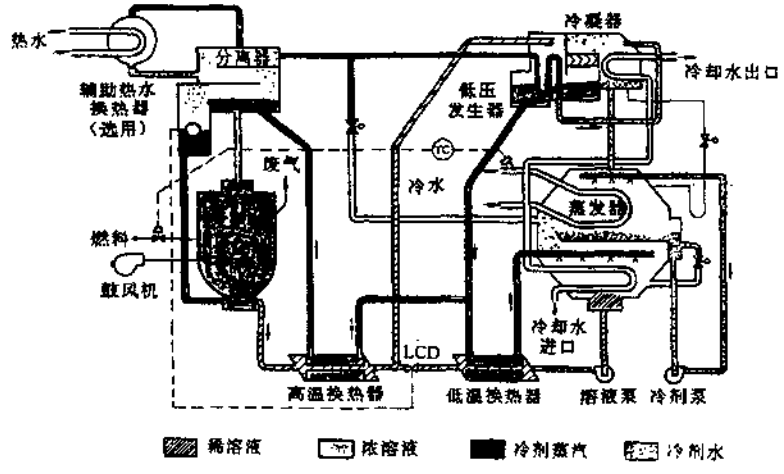


图 16-46　16DF 同时制冷/供热循环

LCD—液位控制部件；TC—温度控制器(能量控制)

器中的冷剂蒸汽有一部分通过辅助的热水换热器加热热水，然后回到高压发生器中。此时被加热的热水温度最高可达 79.4℃。

16.4.6 溴化锂吸收式机组的技术参数

表 16-6 为蒸汽型单效溴化锂吸收式冷水机组主要技术参数；表 16-7 为蒸汽型双效溴化锂吸收式冷水机组主要技术参数；表 16-8 为热水型溴化锂吸收式冷水机组主要技术参数；表 16-9 和 16-10 为直燃型双效溴化锂吸收式冷热水机组技术参数，可供选用吸收式冷(热)水机组时参考。

表 16-6 XZ 系列单效溴化锂吸收式冷水机组主要技术参数

产品型号			XZ-30	XZ-50	XZ-100	XZ-150
制冷量		kW	350	580	1 160	1 745
冷水	进口温度	℃	12	12	12	12
	出口温度	℃	7	7	7	7
	流量	m^3/h	60	100	200	300
	通路数	次	5	4	4	3
	压头损失	MPa	0.13～0.16	0.12～0.15	0.12～0.15	0.12～0.15
	进出口通径	mm	Dg100	Dg125	Dg150	Dg200
冷却水	进口温度	℃	32	32	32	32
	出口温度	℃	41	41	41	41
	流量	m^3/h	90	150	300	450
冷却水	通路数	次	6	4	4	3
	压头损失	MPa	0.14～0.17	0.12～0.15	0.12～0.15	0.10～0.12
	进出口通径	mm	Dg125	Dg150	Dg200	Dg250
	旁通管通径	mm	—	—	—	
工作蒸汽	进口压力(表压)	MPa	≤0.1	≤0.1	≤0.1	≤0.1
	消耗量	kg/h	900	1 500	3 000	4 500
	通路数	次	2	2	2	2
	进口通径	mm	Dg125	Dg125	Dg150	Dg200
	出口通径	mm	Dg 32	Dg 40	Dg 50	Dg 50
溴化锂溶液	浓度	%	46	46	46	46
	充灌量	kg	1 000	1 500	2 800	3 500
耗电功率	溶剂水	kW	2.2	2.2	2.2	2.2
	冷却水泵	kW	1.1	1.1	2.2	2.2
	真空泵	kW	0.55	0.55	0.55	0.55
外形尺寸(长×宽×高)		m	3.8×1.4×2.3	5.4×1.4×5.5	5.2×2×2.8	6.8×22.8
机组净重		t	5.5	7.2	12.1	15.6

注：额定条件：冷却水、冷水侧污垢系数为 0.000 086 m^2 ℃/W(0.000 1 m^2 ℃·h/kcal)。

适用条件：

(1) 冷水出口温度：最低 4℃；

(2) 环境温度：最低－30℃；

(3) 进口蒸汽压力：0.02～0.1 MPa(0.2～1.0 kg/cm^2)(表压)；

最高蒸汽温度：不超过 170℃；

(4) 冷却水要求：清洁淡水，不适用以海水为冷却水。

表 16-7　蒸汽压力 0.4MPa(表压),冷水出水温度 7℃双效溴化锂机组

产品型号			SXZ-350A	SXZ 580A	SXZ-1160A	SXZ-1750A
制冷量		kW	350	580	1 160	1 750
冷水	进口温度	℃	12	12	12	12
	出口温度	℃	7	7	7	7
	流量	m^3/h	60	100	200	300
	流程数		5	4	4	3
	压头损失	MPa(mH_2O)	0.08(8)	0.13(13)	0.13(13)	0.13(13)
	进出口通径	mm	125	125	200	200
冷却水	进口温度	℃	32	32	32	32
	出口温度	℃	37	37	37	37
	流量	m^3/h	120	200	400	600
	流程数		5	4	4	3
	压头损失	MPa(mH_2O)	0.05(5)	0.085(8.5)	0.085(8.5)	0.12(12)
	进出口通径	mm	150	150	250	250
工作蒸汽	进口压力(表压)	MPa	0.4	0.4	0.4	0.4
	消耗量	kg/h	510	850	1 700	2 550
	流程数		4	4	4	4
	进口通径	mm	65	65	100	100
	出口通径	mm	25	25	25	50
溶液	浓度	%	50	50	50	50
	充灌量	t	2.5	3.5	5.5	8.0
耗电功率	发生器泵	kW	1.1	1.1	3	5.5
	溶液泵	kW	2.2	2.2	5.5	5.5
	冷剂水泵	kW	2.2	2.2	2.2	2.2
	真空泵	kW	1.1	1.1	1.1	1.1
机组外形尺寸(长×宽×高)		mm	1 250×2 430×3 090	6 250×2 430×3 090	6 690×2 700×3 830	9 190×2 700×3 830
重量	机组净重	t	8	11.5	16	22
	机组运转重量	t	12	16.5	22	33
	最大搬运重量	t	9.5	13	18	24.5

表 16-8　RXZ 系列的主要技术参数

型号		RXZ-175/105		RXZ 230/105		RXZ-350/105		RXZ-580/105		RXZ-1 160/105		RXZ-1 750/105	
冷量	kW	175	200	230	265	350	400	580	665	1 160	1 335	1 750	200
热水	进水温度 ℃	105	110	105	110	105	110	105	110	105	110	105	110
	出水温度 ℃	97	102	97	102	97	102	97	102	97	102	97	102
	流量 m^3/h	32.5	37.5	43	50	65	75	108	125	216	249	324	373
	压头损失 MPa	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.15	0.20	0.15	0.20
冷水	进水温度 ℃	12											
	出水温度 ℃	7											
	流量 m^3/h	30	34.5	40	46	60	69	100	115	200	230	300	345
	压头损失 MPa	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.10	0.15	0.15	0.20	0.15	0.20
冷却水	进水温度 ℃	32											
	出水温度 ℃	39											
	流量 m^3/h	60	69	80	92	120	138	200	230	400	460	600	690
	压头损失 MPa	0.15	0.20	0.15	0.20	0.18	0.25	0.18	0.25	0.18	0.25	0.18	0.25
电耗	kW	5.5		5.5		5.5		8.8		8.8		8.8	

表 16-9　16DF(013～036)直燃型双效溴化锂吸收式冷温水机组主要技术参数(上海一冷开利)

型　　号			16DF	013	015	018	020	023	025	028	032	036
制冷量			kW	475	528	633	704	809	880	985	1 125	1 266
供热量			kW	381	424	509	565	650	706	791	903	1 016
冷水系	进、出口温度		℃	7～12								
	流量		L/m	1 360	1 510	1 810	2 020	2 320	2 520	2 820	3 230	3 630
	压降		kPa	82	82	78.4	79	82	79	55	59	57
	连接管尺寸		mm	125	125	125	125	150	150	150	150	200
	流程数			3	3	3	3	3	3	2	2	2
冷却水系	进、出口温度		℃	32～37.5								
	流量		L/m	2 300	2 550	3 060	3 400	3 910	4 250	4 760	5 440	6 120
	压降		kPa	69	83	88	88	83	83	88	88	83
	连接管尺寸		mm	150	150	150	150	200	200	200	200	250
	流程数	吸收器		3	3	3	3	3	3	2	2	2
		冷凝器		1	1	1	1	1	1	1	1	1
热水系	进、出口温度		℃	56～60								
	流量		L/m	1 360	1 510	1 810	2 020	2 320	2 520	2 820	3 230	3 630
	压降		kPa	82	82	78.4	79	82	79	55	59	57
	连接管尺寸		mm	125	125	125	125	150	150	150	150	150
	流程数			3	3	3	3	3	3	2	2	2
燃料消耗	城市煤气(15900kJ/m³)		m³(标准)/h	106.5	118.4	141.8	157.8	181.2	197.1	220.6	251.8	283.4
	天然气(46000kJ/m³)		m³(标准)/h	36.8	40.9	49	54.5	62.6	68.1	76.2	87	97.9
	轻油(43100kJ/kg)		kg/h	35.3	39.3	47.1	52.3	60.2	65.4	73.3	83.7	94.2
	重油(41900kJ/kg)		kg/h	36.4	40.5	48.5	53.9	62.1	67.4	75.5	86.3	97.1
	排气口尺寸长×宽		mm×mm	300×360	300×360	360×380	360×380	360×450	360×450	510×530	510×530	510×590
电气数据	电源		V	380								
	冷媒泵功率		kW	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.75
	溶液泵功率		kW	2.2	2.2	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7	3.7	4.8
	燃烧器风机		kW	0.75	0.75	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.2	3.7
	电源容量		kVA	8.4	8.4	12.8	12.8	12.8	12.8	13.0	14.0	17.1
外形尺寸	长		mm	3 800	3 800	3 800	3 800	3 800	3 800	4 860	4 860	4 860
	宽		mm	2 040	2 040	2 340	2 340	2 580	2 580	2 700	2 700	2 860
	高		mm	2 350	2 350	2 350	2 350	2 500	2 500	2 595	2 595	2 695
质量	蒸发-吸收器		kg	3 600	3 600	4 200	4 200	5 100	5 100	5 700	5 700	6 500
	低发-冷凝器		kg	1 200	1 200	1 400	1 400	1 600	1 600	2 000	2 000	2 300
	高发(包括燃烧器)		kg	1 300	1 300	1 500	1 500	1 800	1 800	3 900	3 900	4 000
	总质量		kg	6 100	6 100	7 100	7 100	8 500	8 500	11 600	11 600	12 800
	运行质量		kg	7 800	7 900	9 200	9 300	11 300	11 400	14 800	15 000	168 000

注：(1) 冷水和冷却水侧污垢系数为 0.0001 m²·h·℃/kcal(0.086 m²·℃/kW)；

(2) 用户如使用其他燃料，可根据所使用燃料燃烧值，计算出相应燃料消耗量；

(3) 用户需要 79.4℃热水，或同时制冷供热，请在合同中注明。

表 16-10　16DF(040～100)直燃型双效溴化锂吸收式冷温水机组主要技术参数(上海一冷开利)

型　　号			16DF	040	045	050	060	070	080	090	100
制冷量			kW	1 407	1 583	1 759	2 110	2 461	2 813	3 165	3 516
供热量			kW	1 129	1 270	1 411	1 693	1 976	2 258	2 540	2 823
冷水系	进、出口温度		C	7～12							
	流量		L/m	4 030	4 540	5 040	6 050	7 060	8 060	9 070	10 080
	压降		kPa	58	59	59	78	80	69	74	74
	连接管尺寸		mm	200	200	200	200	200	250	250	250
	流程数			2	2	2	2	2	2	2	2
冷却水系	进、出口温度		C	32～37.5							
	流量		L/m	6 800	7 650	8 500	10 200	11 900	13 600	15 300	17 000
	压降		kPa	83	88	88	93	103	93	98	103
	连接管尺寸		mm	250	250	250	250	250	300	300	300
	流程数	吸收器		2	2	2	2	2	2	2	2
		冷凝器		1	1	1	1	1	1	1	1
热水系	进、出口温度		C	56～60							
	流量		L/m	4 030	4 540	5 040	6 050	7 060	8 060	9 070	10 080
	压降		kPa	58	59	59	78	80	69	74	74
	连接管尺寸		mm	200	200	200	200	250	250	250	250
	流程数			2	2	2	2	2	2	2	2
燃料消耗	城市煤气(15900kJ/m³)		m³(标准)/h	314.9	354.3	393.7	472.3	552.0	613.1	709.8	788.8
	天然气(46000kJ/m³)		m³(标准)/h	108.8	122.4	136.0	163.5	190.7	218.0	245.2	272.5
	轻油(41300kJ/kg)		kg/h	104.7	117.8	130.9	157.1	183.4	209.5	235.9	261.7
	重油(41900kJ/kg)		kg/h	107.8	121.4	134.8	161.8	188.8	215.7	242.7	269.6
	排气口尺寸长×宽		mm×mm	510×590	510×700	510×700	410×510	510×660	560×860	560×860	560×860
电气数据	电源		V	380							
	冷媒泵功率		kW	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	1.5
	溶液泵功率		kW	4.8	5.5	5.5	3.7×2	3.7×2	3.7×2	4.8×2	4.8×2
	燃烧器风机		kW	2.2	3.7	3.7	5.5	11	11	11	11
	电源容量		kVA	15.3	17.8	17.8	26.7	34.3	34.3	35.2	37.0
外形尺寸	长		mm	4 860	4 860	4 860	5 970	5 970	7 125	7 200	7 200
	宽		mm	2 860	3 025	3 025	3 560	3 700	4 100	4 200	4 350
	高		mm	2 695	2 950	2 950	2 850	3 090	3 100	3 200	3 400
质量	蒸发-吸收器		kg	6 500	8 400	8 400	10 700	12 500	14 000	15 000	16 200
	低发-冷凝器		kg	2 300	2 800	2 800	3 000	3 500	4 000	4 500	4 800
	高发(包括燃烧器)		kg	1 000	4 000	4 000	6 900	8 000	10 000	11 500	3 000
	总质量		kg	12 800	15 200	15 200	20 600	24 000	28 000	31 000	34 000
	运行质量		kg	17 000	19 800	20 000	30 000	34 000	38 000	42 000	48 000

第十七章　冷水机组的运行操作

为了保证空调冷水机组的安全运行，避免事故的发生，操作人员必须具有中央空调操作工的基本知识，严格按照机组的特点和操作程序进行操作，并监视机组的运行情况，定期作好记录，当发生故障时应及时采取对策。因此，冷水机组的操作工应经有关部门专门培训，并取得资格证书。本章以活塞式和离心式冷水机组为主，介绍冷水机组的管理和维修知识。

17.1　运行前的准备工作

中央空调的操作人员必须具有以下的基本知识：

(1) 制冷机组的制冷循环特点。

(2) 冷水和冷却水的作用与循环方式。

(3) 往复活塞和离心式制冷机结构及工作原理。

(4) 蒸发器、冷凝器和冷却塔的结构与用途。

(5) 密闭电动机和增速器的构造。

(6) 压缩机润滑系统作用与工作方式。

(7) 制冷量调节的特点及调节方法。

(8) 抽气回收装置和其他辅助设备的构造与作用。

(9) 安全保护装置的设定值及整定方法。

(10) 自控联锁装置的特点等。

再通过认真阅读冷水机组的操作说明书，把理论知识与操作实践结合起来，对机组进行日常管理和维修。

17.1.1　首次运行前的准备工作

1. 活塞式机组首次运行前的检查与准备

新安装或经过较长时间停机的机组，在未进行必要的技术性能检查和充分的运行准备之前，不允许启动制冷机组，而应首先做好以下几方面的检查与准备工作：

(1) 按照要求接好全部电缆，仔细检查电路中的随机熔断管是否完好无损，并检查机组电源是否合乎随机资料提出的参数值要求，发现问题应及时进行调整。在进行主电动机相电压测定时，相平均不稳定电压应不超过额定电压的2%。此外，一年一度测量主电动机绝缘电阻，检查其是否符合说明书的规定(应特别注意的是不允许在高真空下进行电机绝缘电阻的测试试验，防止发生试验击穿事故)。

(2) 认真阅读机组运行记录，了解和分析机组的技术状况和故障停机原因，对于存在的故障应及时予以排除。

(3) 检查主电机旋转方向是否正确；电气控制系统的配置是否与随机电气资料内容相一致；各继电器整定值是否在说明书所指出的范围内。

(4) 检查制冷系统内制冷剂的量是否达到规定的液面要求，发现系统泄漏应立即排除；制冷剂量在规定的液面以下时，应查出原因，排除泄漏，及时补充制冷剂。

(5) 检查油泵旋转方向是否正确；油箱中的油位是否达到规定的水平；油温和油压差是否符合说明书规定的要求。若新的机组出厂时未充入润滑油，应通过压缩面上的注油孔先将曲轴箱压力降低到 0.01～0.03 MPa，然后用注油泵向系统内注油。其注油量以随机技术文件的规定为准。

(6) 对于在出厂时尚未充注制冷剂的机组，充注制冷剂工作应在系统内注油之后进行。一般采取先对系统作气密性试验和抽真空试验，后充注润滑油和制冷剂，其充注量以随机技术文件为准。

(7) 起动前 24 h 接通压缩机曲轴箱油加热器对润滑油进行加热，在启动时保持油温在 50～60 C范围。油加热器和油温控制器的电源必须从本机组以外的总开关箱专路接入。通过油压调节阀调节油压差使其保持在 0.15～0.25 MPa。

(8) 将所有用于控制的感温元件、防冻结温度保护器等装入各自的测试套管中，并用绝热复合剂或等效材料包装起来。

(9) 将所有手动复位保护装置调整到需要的工作条件(即设计回水温度)。检查冷却水泵、冷水泵是否转动自如，旋转方向是否正确，有否不正常的振动，轴封是否漏水。同时，还需检查冷却水、冷水管道系统是否存在泄漏，水量是否充足，水质是否清洁干净。

(10) 检查制冷系统和水系统中所有阀门是否操作灵活，无泄漏或卡死现象。各阀门的开、关位置是否符合系统使用的要求。

(11) 打开参与运行的活塞式制冷压缩机的吸气、排气截止阀。

完成上述检查与准备工作后，可按冷水泵、冷却水泵、冷却塔风机、压缩机的顺序逐个启动，使机组投入运行。

2. 离心式机组首次运行前的检查与准备

离心式冷水机组不仅有使用 R11 的机组，也有使用 R12 的机组。使用 R11 的机组出厂时，制冷系统抽真空后充入 0.03～0.05 MPa 的氮气，密封后发运到使用现场，而将制冷剂和润滑油各自分别装罐随机发运。R12 机组也与 R11 机组出厂时的处理方法相同，但也有少量机组出厂时将 R12 充入制冷系统，只将润滑油装罐随机组发运至现场。离心式冷水机组运行前的检查与准备，除前面已叙的项目外，还必须按如下步骤进行：

(1) 气密性试验：气密性试验又称泄漏试验。不论是冷水机组完成制冷运转经较长时间停机后再次开机，还是机组解体维修后重新开机之前，都需要进行气密性试验。

机组停车后再次开机前的气密性试验，是在机组内存有制冷剂、润滑油的情况下进行的，可用检漏仪查出泄漏位置，及时排除漏点。通过抽气回收装置和干燥器将漏入系统内的空气和水分排除。如果泄漏比较严重，不拆卸某些零件不足以排除故障时，应首先将制冷剂排出机外。对于 R12 离心式冷水机组，必须有一套附加的抽灌设备。而 R11 离心式冷水机组，则采用系统加氮气升高系统内压力的办法，将 R11 液体压入接在机组外的罐中。

机组解体重装后的气密性试验，可直接向机组内充入干燥氮气，然后用肥皂水或溶水发泡剂涂抹管路及接头和法兰部位查找泄漏点，直到完全排除泄漏为止。

作机组的气密性试验时，特别应注意的是R11系统。如果试验压力超过安全膜片的破坏压力，要将此膜片取下，改用盲法兰将此孔封死，试压完毕后立即重新装回膜片。

(2) 机组的干燥除湿处理：机组内的水分容易引起机组的金属材料和主电动机绝缘材料腐蚀。因此，除严格要求制冷系统密封良好外，还要求控制制冷剂的含水量，必须尽可能地降低机组内的水分。

一般处理方法有真空干燥法和干燥气体置换法两种。真空干燥法是使机组内保持一定的真空度，造成机组内水分得以沸腾汽化，然后将其抽出机外；干燥气体置换法是利用真空泵将机组内抽成真空状态，再充入干燥氮气，促使机组内的水分稀释。然后抽出含有水汽的氮气，又重新充入干燥氮气，如此反复进行2～3次，以便达到机组完全干燥的目的。

(3) 机组真空试验：制冷系统为封闭系统，系统内不允许混杂空气、水分及其他不凝性气体，否则会危害机组的正常工作和寿命。因此，机组在投入制冷运行前必须抽真空。JB3355—83标准规定机组真空度应保持740 mmHg(绝对压力20 mmHg)。其操作程序是在机组进行气密性试验和干燥处理合格后，全部水路处于关闭状态，在制冷系统管路畅通的情况下，才接上真空泵进行抽真空试验。

(4) 排出或充入润滑油：首次向机组内充注润滑油，一般都采用真空吸入。但是当机组内已经充入了制冷剂，系统内的压力高于大气压力，需要向系统内补充润滑油时，也可以用手动柱塞式加油泵向系统的油箱内注油。利用系统的真空把润滑油吸入油箱，不可避免会将空气带入制冷系统。因此，最理想的是在系统进行真空试验之前，就将润滑油充入油箱中。然后再进行真空试验。首次向系统内充注润滑油不能过量，最好到视油镜下限为止。

(5) 充注制冷剂：在机组进行真空试验合格后的高真空度情况下，向机组充注制冷剂时，要开动冷水泵、冷却水泵和冷却塔风机，以充注气体制冷剂，待到机组内真空度下降到0℃对应的饱和压力时，再改充液体制冷剂为好。首次充注制冷剂量一般为额定充注量的50%～60%。经过实际运行证明充注量不够时，可逐步增加。一次充注过多不易排出，而且会引起机组功耗增大，压缩机带液；充注量过少则会引起蒸发压力过低，压缩机吸气过热严重，机组供冷量不足，破坏机组的正常运行。

(6) 当制冷系统中制冷剂和润滑油并存时，需要向油箱加热。油温通过油温继电器来控制，而且油温继电器可以根据需要进行调节。一般停机时油箱内油温在60～75℃之间，运行时的油温在40～50℃之间。通过调节油冷却器进出油管的油旁通截止阀开度大小，可以改变离开油冷却器的油温。这个油温实际上是润滑主轴承和啮合齿轮的润滑油温度，一般控制在38～45℃之间。

(7) 手动启动油泵，检查转向是否正确。油压应调节在0.1～0.15 MPa之间。停机期间，每星期应启动油泵运行1次，约10 min。

(8) 校正温度计、压力表、水流开关，保证其技术状况良好。水流开关与控制柜联锁连接。

(9) 按照随机资料给出的参考电气控制线路图，检查全部接触器和继电器的工作情况，保证其动作准确无误。

(10) 检查系统中各种电机转动方向是否正确，保证其驱动设备正常运行。同时注意检查离心压缩机导叶是否置于"0"的位置。

(11) 检查机组自动保护装置的工作可靠性。

17.1.2 冷水机组每日开机前的检查与准备工作

冷水机组因每日作息制度要求、临时维修或其他原因需要短时停机，在再次启动运行前，必须认真填写和阅读运行记录，对于记录中反映的问题要仔细分析，出现故障及时进行修理。排除故障后，只有将因修理或停机需要而关闭的阀门打开后，才能按动复位按钮让机组重新投入运行。机组在运行中，应不断将运行记录参数与新机组首次运行的设计工况下的原始记录参数作比较。如果这些参数偏差超过一定值时，应寻找原因，采取对策。有的问题一时解决有困难，可以留待年度检修时处理。

17.1.3 冷水机组年度开机前的检查与准备工作

新的年度夏季需要使用冷水机组，开机运行前的准备工作一般可与年度维修保养的工作合并进行。除对检查中发现的问题予以重点排除外，可参照首次开机运行前的检查和准备步骤进行操作。应该指出的是，向机组和系统中补充制冷剂的工作，是在机组运转的情况下完成的。制冷剂的补给量，以规定工况下制冷压缩机吸入压力表所指示的压力和电流（电功率）达到机组规定的数值为适合。此外，要注意润滑油过滤网每年最少清洗一次，润滑油应每年全部换新。冷凝器和蒸发器每年都要进行清洗和进行水质处理。

17.2 操作规范与技术要求

空调用冷水机组，不论是活塞式还是离心式，运行操作总的原则是确保启动和安全运行。一般按如下程序操作：首先接通机组总电源，使各控制部分及保护线路处于待工作状态。然后启动冷水系统，其顺序为先启动空气处理系统的风机，后启动冷水泵，其次启动冷却水系统，顺序为冷却水泵、冷却塔风机逐一启动。最后进入主机启动阶段，程序为先启动油泵，3 min 后才启动离心式压缩机。具体的操作细节，将在下面介绍。

机组运行操作人员在开机前，必须先查阅运行记录，了解上一班机组运行情况，发现问题及时向班组长报告情况，并提出具体的处理意见，以便及时集中力量对机组进行调整和修理，只有在机组完好无故障的情况下才能启动运行。

17.2.1 活塞式冷水机组的操作规范

活塞式冷水机组以多台压缩机并联组合，运行过程采用分级控制实现能量调节。例如约克 LCHHD 系列活塞式冷水机组就是使用四步四级（或八级）温度调节运行控制，具有较强的自动运行操作功能。其操作规程应为：

（1）确定投入运行的机组，合上相应的电源闸刀。

（2）检查曲 8 轴箱的油温和油位，曲轴箱油加热器在机组运行时不工作，使其油温较低；停机时油加热器自动接通，使油温保持在 40～50℃之间。油位在机组运行时，一般在视镜玻璃中线上下波动。

（3）先启动空气处理设备（新风柜）风机，后启动冷水泵，并调节水泵的出口阀门开度和蒸发器供、回水阀门开度（在标准工况运行时，冷水供回水温差以 5℃为合适）。冷水泵运行后，检查轴封有无不正常渗漏，泵体有无异常振动、发热和噪声，并注意监视冷水泵电流表读数

是否偏大。

(4) 待冷水泵启动15 s后，冷水系统水循环得以建立时，方可启动冷却水泵。同水泵一样，冷却水泵也需要调节出口阀门开度和冷凝器进、出水管阀门开度(在标准工况运行时，以供回水温度5℃为合适)。冷却水泵运行后，检查轴封有无不正常渗漏，泵体有无异常振动、发热和噪声。并注意监视冷却水泵电流表读数是否偏大。

(5) 当冷却水泵启动15 s，冷却水系统循环建立起来后，方可启动冷却塔风机。

一般情况下，冷却塔安装在屋顶。机房现场只能通过电流表读数来判别其运行情况。但每一工作班至少要到冷却塔工作现场巡视一次，检查冷却塔喷水是否均匀，四根喷管所组成的平面是否水平。旋转快慢是否适中，浮球阀工作是否灵活等。

冷水和冷却水两系统的循环水建立后，方可启动压缩机组。

(6) 像开利30HR和30HK活塞式冷水机组，每一机组都具有两个制冷系统，分别称做A系统和B系统。每一系统都有一至若干台活塞式制冷压缩机。如果在机组的控制面板上，将选择旋钮放在"A"位置，则机组启动时首先启动A系统的第一台压缩机。如果需要增载，若干分钟后再启动B系统的第一台压缩机还要增载，再过若干分钟后再启动A系统的第二台压缩机，依次进行直至两个制冷系统的压缩机全部启动运行为止。如果将选择旋钮放在"B"位置，则首先启动的是B系统的第一台压缩机，若干分钟后才启动A系统的第一台压缩机，其余顺次类推。一般旋钮的A、B位置每年切换一次。这样安排既减少了启动电流，又充分利用了冷凝器和蒸发器的传热面积。同时给维修管理带来了很大方便。因为这种机组在某一系统出现故障需要停机检修时，另一系统可以照常工作。

(7) 启动压缩机时，应注意压缩机建立油压的情况。正常情况下油压差应在0.15～0.25 MPa范围。油压是通过设在机体曲轴箱上油泵端边的油压调节阀来调节的。打开该调节阀盖，用螺丝刀顺时针方向转动阀杆，油压差上升；逆时针方向旋转，油压差下降。

(8) 查清控制柜上安全开关的操作方式，了解机组在运行参数超过设定值的情况下使用它们停机的操作方法。

(9) 当运行基本稳定下来以后，应检查压缩机的吸气过热是否合适，冷水出口温度是否达到设定值。压缩机吸气过热大小，是由热力膨胀阀调节的。一般顺时针转动其调节螺杆，可使过热温度上升；逆时针转动调节螺杆，会使过热温度降低。应当注意，机组在稳定工作情况下，吸气过热度在5～7℃之间。面配用在机组上的热力膨胀阀的整定值在出厂时，就随同机组一起调校好的。不是在需要改变制冷系统的运行工况时，不可随便调节热力膨胀阀的开度。

(10) 机组因故需要卸荷停机时，只要将选择开关转到卸荷位置，待机组完成卸荷后，再将选择开关转到停止位置即可。

17.2.2 离心式冷水机组的操作规范

离心式冷水机组的运行方式和启动程序有着密切的联系。由于离心式冷水机组的自动控制系统具有控制和调节功能：即机组的启动运行与自动保护停机控制；制冷量(冷水出水温度)调节；油箱温度调节及系统中不凝性气体自动排除等。现以约克HT型离心式冷水机组为例，其操作规程应为：

(1) 检查油箱中的油位和油温。停机时的油位较高，正常运行时油位则有所降低。约克R11离心式冷水机组随着抽气回收装置动作，油位应在视镜中线附近上下波动。停机时油温可

在 71～76 C之间，机组运行时油温在 40～50 C之间，停机时的油温可以通过调节油温控制器的整定值来改变。而机组运行时的油温由运行工况决定，一般不可调节。

(2) 先将油泵开关置于“手动”位置，启动油泵，检查油泵旋转方向和油压差的大小。如果油泵旋转方向反了，可调换三相电源中任意二根相序。油压差的大小可由调节油压调节阀的阀杆控制，顺时针转动阀杆油压差增大，逆时针转动阀杆油压差减小。油压差应稳定在 0.105～0.141 MPa 范围。油压调好后，再将开关置于“自动”位置。

(3) 检查导叶的指示位置是否置于“0”位，并将导叶控制开关置于“自动”位置上。

(4) 将抽气回收装置连接管上所有的阀门打开，将放气开关置于“正常”位置。

(5) 出水温度控制开关的设定点要满足设计要求。非特别需要的情况下，不要随意改变设定值。

(6) 在控制箱里，主电机最大负荷的电流限制应设定在 100%位置，除特殊情况下要求以低百分比电流限制机组运行外，不得任意改变设定值。

(7) 只要系统中 R11 和润滑油并存，即使是跨季节的较长时间的停机，也不得中断油加热器电源。

(8) 启动冷水泵，冷水经过蒸发器的压力降要调整到 0.05 MPa(即相当于在标准工况下，冷水供、回水温度差为 5 C)。

(9) 启动冷却水泵和冷却塔风机，冷却水流经冷凝器的压力降要调整到 0.07 MPa(即相当于在标准工况下，冷却水供、回水温度差为 5 C)。

(10) 将“启动—运行—停机 -复位”转换开关置于“启动”位置。此时，导叶应紧闭，以防止压缩机启动期间马达过载。

(11) 油泵在机组启动前 30 s 运行，以保证压缩机内所有轴承、增速齿轮均得到足够的润滑。

(12) 若主机启动之前 30 s 内已建立起足够的油压，而且所有保护开关之触点均闭合。同时，电子启动器或电磁启动器动作而启动压缩机，防止再启动灯亮起。

(13) 当离心式压缩机达到正常运转速度后，铂电阻温度控制器靠感测冷水出口温度而控制进口导叶阀的开度。这时主机的工作能力在电机最大电流限制值下，随冷水出水温度变化而变化。例如：当电流还没有达到最大限制值、冷水出水温度已经降到设定点，当出水温度继续降低时，导叶阀开度关小，主机制量减少；当出水温度升高时，导叶阀开大，主机制冷量增大。当电流已经达到最大限制值时，即使出水温度再高，导叶阀开度也不会再开大。

若系统负荷降低，导叶阀完全关闭仍无法阻止冷水温度下降时，主机会因水温开关跳开而停机。同时低水温指示灯亮起，起到保护机组安全运行的作用。而当出水温度重新回升，不用复位水温开关也会自动接通，只要满足停机 20 min 时间间隔的要求，机组便会自动启动再次投入运行。

(14) 运行中必须认真监视机组的运行情况，并作好运行记录，其具体监视项目如下：压缩机运行中的油压差；冷凝器冷却水进、出口温度和压力；蒸发器冷水进、出口温度和压力；冷凝器出口的液体制冷剂温度；冷凝温度与冷凝器出水温度差；蒸发温度与蒸发器出水温度差；主电机电流的大小；制冷剂的液位高低；冷却水的清洁度；抽气回收装置放气的频繁程度。

离心式冷水机组运行的技术要求是：

(1) 离心式冷水机组正常运行时的操作参数(R11)，见表 17-1。

表 17-1　离心式冷水机组正常运行操作参数(R11)表

序号	项　　目	单位	正常值	序号	项　　目	单位	正常值
1	油槽油位	毫米	视镜水平中线±5	9	蒸发器出水温度	C	7±1
2	油槽温度	C	60～75(停机时) 40～50(运行时)	10	冷凝器进水温度	C	20～32 C
3	轴承供油温度	C	35～45	11	主电动机电流	A	按随机技术文件确定
4	轴承供油压力(表压)	MPa	0.1～0.15	12	蒸发器中制冷剂液位	mm	视镜中线 20～30
5	全部轴承温度	C	≤70(不低于 45)	13	进口导叶开度	%	30～60
6	机壳顶部轴承部位振动	mm	≤0.03(双振幅)	14	冷凝器与蒸发器压差	MPa	>0.06 否则会发生喘振
7	主机端盖轴承部位振动	mm	≤0.03(双振幅)	15	油泵工作压力	MPa	0.15 左右
8	冷凝压力(表压)	MPa	0.08				

(2) 启动时压缩机进口导叶阀在压缩机尚未达到规定的速度前，必须保持紧闭。当转速稳定后，可由导叶阀驱动机构根据负荷变化情况控制导叶开度。启动时导叶的开度必须为 0。

(3) 机组运行时，因保护装置动作而停机，必须检查故障原因，待故障排除后才能按复位按钮，重新启动机组。

(4) 控制蒸发器出水温度≥3.5 C以上(一般在 3.5 C时自动保护装置动作)。调节导叶开度(尤其手动调节)时，应认真做到调节恰到好处。当外界热负荷很小时，尽管导叶开度很小，蒸发器出水温度仍可能下降较快，此时应采取相应措施，人为制造外界负荷。若仍不能缓解蒸发器出水温度下降的情况时，应立即停车。当外界热负荷很小，或使用单元总热负荷量达不到机组正常运行热负荷要求时，不可启动机组运行。

(5) 正常情况下，冷凝器出水温度和冷凝温度之差在 2～4 C范围内。和新机组运行时的记录参数比较，如果温差增大 0.5 C，说明冷却水管结垢，需要进行清洗。如果系统内有空气，这个温差也会增大，但此时会使抽气回收装置放气动作频繁，冷凝器上部温度升高。

(6) 冷凝器高压贮液箱内液体温度较冷凝器温度低 2～3 C。

(7) 浮球室液体在机组运转时，液位应处在浮球室侧面圆形视液镜水平中央，发现异常则说明浮球式节流阀动作失灵。

(8) 冷却水进水温度过低往往引起冷凝压力降低，可能诱发机组出现喘振。为了避免喘振产生，可以少开或不开冷却塔风机；也可以采用冷却水出水傍通到回水的方法来提高冷却水进水温度。目前各离心式冷水机组制造厂商或公司，对各自制造的离心式压缩机的冷却水进水温度的最低限制要求不同。例如日本大金公司的离心式冷水机组，要求冷凝压力与蒸发压力之差要大于 0.06 MPa；而美国约克公司的离心式冷水机组则规定了冷却水最低进水温度仅高出冷水出水温度 5.6 C(10°F)。

(9) 从停机至下一次启动该机组，时间间隔应大于 20 min(单机组容量越大，时间间隔越长)。

17.2.3 冷水机组停机操作要点

空调用冷水机组使用的季节性很强，表现为间歇式工作的特点。因此，机组的停机可以分为手动停机和自动停机两种情况。

冷水机组因季节关系或定期维修而停止其制冷运行，为正常停机。这种停机一般用手动操作。而因机组控制部分发生故障，引起保护装置动作而停机，则称做自动停机(或称故障停机)。

1. 活塞式冷水机组的停机操作

活塞式冷水机组尽管形式多样，但其工作原理和控制方式大同小异，一般情况下的停机操作可按以下程序进行。

手动停机操作程序如下：

(1) 将系统降压，即是将选择开关转到"卸荷"位置。

(2) 压缩机自动卸荷到设定的低压切断点时停机。

(3) 对于季节性停机，应将制冷剂贮存在冷凝器中，并关闭其吸、排气操作截止阀，然后拧紧阀上密封盖。

(4) 打开蒸发器壳体底部的排水阀，在机房内温度可能降低到冻结温度时，还应将冷凝器管道内的水全部放空，防止冻破传热管道。

自动停机操作程序如下：

(1) 因机组系统出现故障，自动保护装置动作，机组断电停机，并伴有报警信号或相应的指示灯亮。此时，应立即排除故障，重新启动。

(2) 对于一时不易排除的故障，要求短时间停机实行紧急处理时，应切断"通-断"开关，使液体管道上的电磁阀闭合，阻止制冷剂流入蒸发器。

(3) 也可人为地用低压控制器将压缩机停机。但曲轴箱内的油加热器仍然工作，防止制冷剂凝结到润滑油中，便于排除故障后重新启动。

2. 离心式冷水机组的停机操作

手动停机操作程序如下：

(1) 将导叶阀开关置于"手动"位置，并使旋钮转向"关"位置，则导叶关闭为"0"，这时再按下主机停止按钮，使主电动机断电，电流表复位为 0。油泵延时运行约 1～2 min 后油泵电机停止运转。主机停止后，导叶阀开关重新置于"自动"位置。

(2) 停机后油温调节系统投入"自动"运行。油箱底部的电加热器在压缩机停后2 min，自动接通电源投入工作，以维持油温在 60～75℃的范围，防止大量制冷剂溶于润滑油中。

(3) 停止冷却水泵(包括室外冷却塔风机)运转。长期停机过冬时，必须排出全部冷却水。

(4) 压缩机停机 15 min 后，停止冷水泵。长期停机过冬时，应排出全部冷水，防止蒸发器内水冻结，破坏传热管道。

(5) 切断主电动机电源。停机后，每星期要求手动操作一次使油泵运行 10 min。

(6) 长期停机时，应放空机组内的制冷剂和润滑油。将整个制冷系统充注一定数量的氮气保存。

自动停机操作程序：机组因发生故障或由安全保护装置动作引起停机，一般有报警信号发出或者相应故障指示灯亮，应根据故障的具体情况，立即排除。需要停机时，可按手动停机的操作内容，选择相关的条款进行操作。

17.2.4 冷水机组的运行记录表

空调用冷水机组作为一种大型制冷设备，要求必须作好运行记录。按照机组的形式和特性要求，记载机组的运行参数及实施操作的具体情况，便于建立一套完善的使用、操作、维修管理制度，形成机组的技术档案，作为了解机组故障发生的频繁程度和机器设备性能优劣的情况，为制订防预性保养计划提供充足依据。因此，要求机组的操作值班人员，以班组为单位，认真作好运行操作记录。所需要的全部数据应由专人每2小时记录一次，不得随意涂改和污损。交接班时，由接班负责人员复核签字。表17-2表、17-3分别示出了活塞式和离心式冷水机组运行操作记录表格形式和内容。

表17-2 活塞式冷水机组运行记录表 年 月 日

气象条件：晴、阴、雨；气温： ℃；相对湿度： %；记录者：

记录时间						记录时间					
蒸发器	蒸发压力		MPa			冷却塔风机	电压	V			
	蒸发温度		℃				电流	A			
	冷水回水温度		℃								
	冷水供水温度		℃			主电机	电压	V			
	冷水回水压力		MPa				电流	A			
	冷水供水压力		MPa				输入功率	kW			
	冷水泵	电流	A			压缩机	油压差	MPa			
		吸入压力	MPa				油温	℃			
		排出压力	MPa				吸气压力	MPa			
冷凝器	冷凝压力		MPa				排气压力	MPa			
	冷凝温度		℃				油位	±mm			
	冷却水回水温度		℃			其他	制冷剂液位	±mm			
	冷却水出水温度		℃				补充制冷剂量	kg			
	冷却水回水压力		MPa				补充润滑油量	kg			
	冷却水出水压力		MPa				湿度计颜色				
	冷却水泵	电流	A								
		吸入压力	MPa								
		排出压力	MPa								
故障及其处理情况											

维修人员： 时间

接班者：

表 17-3　离心式冷水机组运行记录表　　年　月　日

气象条件：晴、阴、雨；气温：　　℃；相对湿度：　　%；记录者：

记录时间								记录时间							
压缩机	导叶开度	%						蒸发器	蒸发压力	MPa					
									液面高度	mm					
									冷水回水温度	℃					
	主轴承温度	℃							冷水回水压力	MPa					
主电机	电压	V							冷水出水温度	℃					
	电流	A							冷水出水压力	MPa					
	温升	℃							水泵 电压	V					
	输入功率	kW							水泵 电流	A					
润滑系统	油面高度	min							水泵 排出压力	MPa					
	油箱温度	℃						抽气回收装置	启动次数	2～3 次/时					
	油箱压力*	MPa							抽水量	30cm³					
	油泵排出压力	MPa							湿度计颜色						
冷凝器	冷凝压力	MPa													
	冷却水回水温度	℃						冷却塔风机	电压	V					
	冷却水回水压力	MPa							电流	A					
	冷却水出水温度	℃													
	冷却水出水压力	MPa						其他	制冷剂充入量	kg					
	水泵 电压	V							润滑油充入量	kg					
	水泵 电流	A													
	水泵 排出压力	MPa													
故障及其处理情况															

维修人员：　　时间

接班者：

* 油箱压力即油泵吸入压力，大多数离心式冷水机组油箱压力与蒸发压力相同；对于特灵 R12 离心式冷水机组，油箱压力比蒸发压力低 0.02 MPa，这是为了便于回油之故。这个压力为制冷剂经过导叶节流后被一级叶轮实际吸入的压力。

17.3　冷水机组运行分析

空调用冷水机组，不论其结构形式为活塞式、离心式还是螺杆式，为满足空调工况的要求，都应具有相同的运行参数。分析这些运行参数的特点及其规律性，对于冷水机机组的安全和无故障运行都有着重要意义。

17.3.1　蒸发压力与蒸发温度

离心式冷水机组具有满液卧式壳管式蒸发器，制冷剂液体在壳内管间沸腾，吸收管内冷水

从空调房间带来的热量。蒸发器内是制冷剂的饱和压力和饱和温度，可以通过蒸发器上的压力表和温度计测出。上述两个参数中，测得其中一个，可以通过制冷剂的热力性质表查到另外一个。例如，R12 离心式冷水机组测得蒸发器压力为 0.255 MPa，其绝对压力则为 0.355 MPa，因此对应的蒸发温度为 4 C。不同制冷剂的冷水机组，要得到同样的蒸发温度，各自对应的蒸发压力是不同的。

在冷水机组运行中，蒸发温度、蒸发压力与冷水带入蒸发器的热量有密切关系。热负荷大时，蒸发器冷水的回水温度升高，引起蒸发温度升高，对应的蒸发压力也升高。相反，当热负荷减少时，冷水回水温度降低，其蒸发温度和蒸发压力均降低。实际运行中空调房间的热负荷在 24 小时中是不断变化的，为了使机组的工作性能适应这种变化，一般采用自动控制对机组实行能量调节，来维持蒸发器内的压力和温度的相对稳定。

根据我国 JB3355—83 标准规定，冷水机组的额定的工况为冷水出水温度 7 C，冷却水回水温度 32 C。其他相应的参数为冷水回水温度 12 C，冷却水出水温度 37 C。所以冷水机组在出厂时，若订货方不作特殊要求，冷水机组的自动控制及保护元器件的整定值，将使冷水机组保持在额定工况下的运行状态。由于提高冷水的出水温度对机组的经济性十分有利，运行中，在满足空调使用要求的情况下，应尽可能提高冷水出水温度。如果实际使用中机组长期运行的冷水出水温度不是 7 C，订货时应在合同上注明所需要的冷水出水温度要求。因此，在机组的实际运行操作中，应根据空调对象的具体要求，可将冷水的出水温度提高，也可以适当降低。一般情况下，蒸发温度较冷水出水温度低 2～4 C，蒸发温度则常控制在 3～5 C 范围。过高的蒸发温度往往难以达到所要求的空调效果，而过低的蒸发温度，不但增加了机组的能量消耗，又容易造成蒸发管道冻裂。

蒸发温度与冷水出水温度之差，随蒸发器热负荷增减而分别增大或减少。在同样负荷情况下，温差增大则传热系数减小。此外，该温差大小与传热面积有关，而且管内水侧的污垢情况，管外润滑油积聚的多少，对它也有一定影响。为了减小温差，增强传热效果，要做到定期清除蒸发器水侧污垢，积极采取措施将润滑油引回到油箱中。

17.3.2 冷凝压力与冷凝温度

在冷水机组中，高压表所指示的压力称做冷凝压力。该压力所对应的温度称为冷凝温度。例如：使用 R11 的离心式冷水机组，冷凝压力为 0.074 MPa(表压)，对应的温度为 40 C；R12 的离心式冷水机组，冷凝压力为 0.876 MPa(表压)，对应的冷凝温度也是 40 C；而 R22 的活塞冷水机组，冷凝压力为 1.46 MPa(表压)，冷凝温度也为 40 C。

冷凝器所使用的冷却介质，对机组冷凝温度和冷凝压力的高低有重要影响。机组冷凝温度高低随冷却介质温度高低而变化。水冷式机组的冷凝温度要高于冷却水出水温度 2～4 C；空冷式机组冷凝温度高于出风温度 4～8 C。

冷凝温度的高低，在蒸发温度不变的情况下，对于机组功率消耗有决定意义。冷凝温度升高功耗增大。此外，离心式制冷机组冷凝压力升高会引起主机喘振。反之，冷凝温度降低，功耗随之降低。因此，在冷水机组运行操作时，应注意保证冷却水温度、水量、水质等指标在合格范围。空气存在于冷凝器中时，冷凝温度与冷却水出口温差增大，而冷却水进、出口温差反为减小，这时冷凝器的传热效果不好，冷凝器外壳有烫手感。除此之外，冷凝器管子水侧结垢和淤泥对传热的影响也起着相当大的作用。

17.3.3 冷水的压力和温度

空调用冷水机组一般是在标准工况所规定的冷水回水温度 12℃，供水温度 7℃，温差 5℃的条件下运行的。对于同一台冷水机组来说，在其运行条件不变，外界负荷一定的情况下，冷水机组的制冷量是一定的。此时，通过蒸发器的冷水流量与供、回水温差成反比，即冷水流量越大，温差越小；反之，流量越小，温差越大。所以，冷水机组工况规定冷水供、回水温差为 5℃，这实际上是规定了机组的冷水流量。这种冷水流量的控制就表现为控制冷水通过蒸发器的压力降。在标准工况下，蒸发器上冷水供、回水压降调定为 0.05 MPa。其压降调定方法是调节冷水泵出口阀门开度和蒸发器供、回水阀门开度。阀门开度调节的原则是：蒸发器出水有足够的压力来克服冷水闭路循环管系管路中的阻力；机组在负担设计负荷的情况下运行，蒸发器进、出水温差为 5℃。此时进、出蒸发器的冷水压降约为 0.05 MPa 左右。按照上述要求，阀门一经调定，冷水系统各阀门开度大小就应相对稳定不变。即使在非调定工况下运行(如卸载运行)时，各阀门也应相对稳定不变。应当注意，全开阀门加大冷水流量，减少进、出水温差的做法是不可取的。这样做虽然会使蒸发器的蒸发温度提高，机组的冷量有所增加，但水泵功率也因此而提高，两相比较得不偿失。所以，蒸发器冷水侧进、出水压降控制在 0.05 MPa 为宜。

一般来说，冷水供水管上的压力，只要能够满足克服冷水管系管道上的阻力损失就可以了，这可以从安装在冷水泵上的吸入压力表读数来判别。然而通过控制冷水泵出水阀的开度，可以调节冷水供水压力。将出水阀开度关小，则冷水泵背压提高，通过水泵的流量减少，水泵功率消耗下降，这时蒸发器的供水压力也下降，但该压力无论如何也不应低于满足蒸发器供、回水压降为 0.05 MPa 的要求。

为了冷水机组运行安全，蒸发器出水温度一般都不低于 3℃。此外，冷水系统虽然是封闭的，在蒸发器中水侧结垢和腐蚀不会像冷凝器那样严重，但从设备检查维修要求出发，应每年对蒸发器管道的水侧和冷水系统的其他管道清洗一次。

17.3.4 冷却水的压力和温度

冷水机组在标准工况下运行，其冷凝器回水温度为 32℃，出水温度为 37℃，温差 5℃。对于一台已经在运行的冷水机组、环境条件、负荷和制冷量都已成为定值。这时，冷凝热负荷无疑也为定值。标准规定进、出水温差为 5℃，冷却水流量必然也为一定值。而且该流量与进出、水温差成反比。所以，冷水机组在标准工况下运行，只要规定冷却水的进、出水温差就行了。这个流量通常用进、出冷凝器的冷却水压力降来控制。在标准工况下，冷凝器进、出水压降调定为 0.07 MPa 左右。压降调定方法同样是采取调节冷却水泵出口阀门开度和冷凝器进、出水管阀门开度。遵循同样的原则：在冷凝器出水管内有足够的压力克服冷却水系统管道的阻力；机组在设计负荷下运行时，进、出冷凝器的冷却水温差为 5℃。同样应该注意的是，随意过量开大冷却水阀门，增大冷却水量藉以降低冷凝压力，试图降低能耗的做法，只能事与愿常，适得其反。

为了降低冷水机组的功率消耗，应当尽可能降低冷凝温度。其可取措施有两个：一是降低冷凝器的回水温度；二是加大冷却水量。但是，回水温度取决于大气温度和相对湿度，受自然条件变化的影响和限制；而加大冷却水流量实际简单易行，但流量也不是可以无限制的加大的。因为，过分加大冷却水流量，往往引起冷却水泵功率消耗急剧上升，也得不到理想的效果。所以冷水机组冷却水量选择，以标准工况下，冷却水进出冷凝器压降为 0.07 MPa 为宜。

对于离心式冷水机组，冷凝压力过高或过低都会引起喘振。所以，当离心式冷水机组在气温较低的秋季运行时，应适当减少投入运行的冷却塔风机台数，以便提高冷却水的回水温度。也可以将一部分冷却水出水旁通引入回水中，可以收到提高回水温度的效果。采用减小冷却水量加大进、出水温差的办法也可以有同样的作用，但进出水压降应适当调小。在R11离心式冷水机组遇到此种情况时，应满足冷凝压力与蒸发压力之差大于0.06 MPa的要求，否则要发生喘振。

在气温较高的秋季，运行活塞式冷水机组比较有利，因为这时冷凝压力较低，功率消耗大大降低。

冷却水系统是开式循环，冷却塔在大气中运行。灰尘、杂物和大气中的腐蚀气体与有害物质，会溶解在冷却水中，在阳光照射下造成氧化作用加强，及微生物在水中繁殖，对冷却水系统工作存在相当严重的危害。因此，有关操作管理规定要求冷却水系统和冷凝器管道必须每年彻底清洗一次系统中的淤泥、污垢、杂质及微生物等，保证冷凝器的正常工作性能。

17.3.5 压缩机的吸排气温度

压缩机吸气温度，对活塞式压缩机来说，是指压缩机吸气腔中制冷剂气体的温度；对于离心式压缩机，应为吸气导叶片上的制冷剂气体温度。吸气温度的高低，不断影响着排气温度的高低，而且对压缩机的容积制冷量有重要影响。压缩机吸气温度高时，排气温度也高，制冷剂被吸入时的比容大，此时压缩机的单位容积制冷量小，这是我们所不希望的。相反，压缩机吸气温度低时，其单位容积制冷量大。但是，压缩机吸气温度过低，可能造成制冷剂液体被压缩机吸入，使往复式压缩机发生“液击”。而对于离心式压缩机来说，由于过低的吸气温度，使压缩机的吸入压力过低而可能产生喘振。所以，要规定压缩机的吸气过热度。对于活塞式冷水机组；压缩机吸气过热度取为5～10℃，这时采用干式蒸发器，用热力膨胀阀控制吸气过热度。通过调节热力膨胀阀的调节螺杆，可以调节过热度的大小。除此之外，压缩机吸入管道的长短和包扎的保温材料性能的好坏，对过热度的大小，也有一定影响。过热度给离心式压缩机带来的影响，没有往复式压缩机那样敏感。所以，在离心式冷水机组中，其吸气过热度一般取2～3℃。离心式冷水机组一般采用满液式蒸发器，除了吸气管道的长短和保温性能的好坏对过热度大小有影响外，蒸发器中制冷剂液位的高低对过热度的大小也可产生较大的影响。当制冷剂充灌量较少，蒸发器中液位较低时，吸气过热度就会增加。因此，在冷水机组的运行操作中，必须注意压缩机的吸气温度的控制。

压缩机的排气温度是制冷剂经过压缩后的高压过热蒸气达到压缩机排气腔时的温度。由于压缩机所排出的制冷剂为过热蒸气，其压力和温度之间不存在对应关系。通常是靠设置在压缩机排气腔的温度计来测量的。排气温度要较冷凝温度高得多。排气温度的直接影响因素是压缩机的吸气温度，两者是正比关系。此外，它还与制冷剂的种类和压比的高低有关。在空调工况下，由于压比不大，所以排气温度并不很高。如果活塞式压缩机吸排气阀片不严密或破碎引起泄漏(内泄漏)时，排气温度会明显上升。在离心式制冷机组中(特别是R11机组)，如果制冷系统混入空气，则吸气温度和排气温度都会升高。

17.3.6 油压差、油温与油位高度

润滑油系统是机组正常运行不可缺少的部分，它为机组的运动零件提供润滑和冷却条件。

螺杆式、离心式和部分活塞式冷水机组，还需要利用润滑油来控制能量调节装置或抽气回收装置。从各种机组的润滑系统组成特点看，除活塞式机组将润滑油贮存在压缩机曲轴箱内依附于制冷系统外，离心式和螺杆式机组都有独立的润滑油系统，有自己的油贮存器。它们还有专门用于降低油温的油冷却器。因此，润滑油的油压差、油温与油位高度是保证机组在正常工作条件下运动零件润滑和冷却的三个要素。

油压差的作用，是润滑油在油泵的驱动下，在油系统管道中流动，输送到各工作部位时克服其流动阻力。没有足够的油压差，就不能保证系统有足够的润滑和冷却油量，及驱动能量调节装置时所需要的动力。所以，机组油系统的油压差，必须保证在合理的范围。以便于机组运动部分得到充分润滑和冷却，灵活地操纵能量调节装置。油压差的控制范围：活塞式机组为0.15～0.25 MPa；双螺杆式机组为0.15～0.25 MPa；离心式机组为0.10～0.15 MPa。发现机组运行油压差偏低的情况，应及时排除和调整。

油温，即机组工作时润滑油温度。油温的高低对润滑油的粘度产生重要影响。油温太低使油粘度增大，流动性降低，不易形成均匀的油膜，达不到预期的润滑效果；同时，还会引起油的流动速度降低，使润滑量减少，油泵的功耗增大。若油温太高，使油粘度下降，在运动部件之间使润滑油膜达不到一定的厚度，难以承受必需的工作压力，造成润滑状况恶化，致使运动部件磨损。因此，合理的润滑油温度对各种形式的冷水机组来说都十分必要。一般润滑油的工作温度都在35～45℃的范围内。此外，油温对润滑油中的制冷剂溶入量多少的影响也是不可忽视的。在压力一定的情况下，润滑油对制冷剂的溶解度，随油温的上升而减少。在机组中，保持一定的油温可以减少润滑油中制冷剂的含量，对压缩机安全顺利启动有良好作用。因此，机组启动操作规程规定机组启动前，必须连续对机组中的润滑油进行24小时以上加温，有的机组(特别是R11离心机组)甚至在停机的整个过程中，对润滑油的加热也不能停止。机组启动前的润滑油温度要求分别是活塞式机组的油温要达到55～65℃；螺杆式机组油温要达到45～55℃，离心式机组油温应达到60～75℃。机组在运行时的油温均低于上述数值。

油位高度，是润滑油在油贮存容器中的高度。各机组的贮油容器均设置有油位显示装置。一般规定贮油容器内的油位高度应位于视镜中央水平线上下5 mm。规定油位高度的目的是为了保证油泵工作时，油循环所需的供应量能维持连续不断循环的工作效果。油位过低易造成油泵失油，甚至酿成机组运行故障或损坏事故。因此，必须在油位过低时，及时向润滑系统内补充相同牌号的润滑油，直到油箱内的油位高度达到视镜规定的高度为止。

17.3.7 机组运行电流与电压

机组在运行中，依靠输给电动机一定的电流和规定的电压，以保证机组运行所需要的功率。一般机组要求的额定供电电压为380 V、三相、50 Hz，供电的平均相电压不稳定率小于2%。所有电动机的运行电压应在压缩机铭牌规定电压的±5%的范围之内。

实际运行中，机组的运行电流在冷却水和冷水温度相同的情况下，随能量调节中制冷量大小而增加或减少。对于活塞式冷水机组，投入运行的缸数多少；离心式冷水机组导叶片开度大小，都要影响到运行电流的大小。但当机组冷水温度不同时，以上的变化规律就不能成立。不过，通过电流表可以反映出电流读数的差别，凡运行电流值大的，主电机负荷就重。通过对机组运行电流和电压参数的记录，完全可以得出主电机在各种情况下消耗功率的大小。

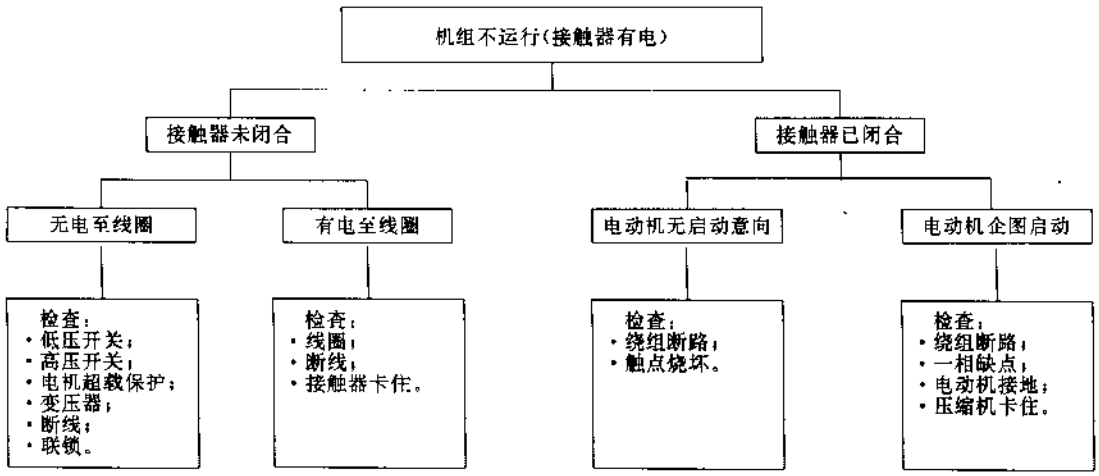
电流值是一个随电动机负荷变化而变化的重要参数值。操作时应注意经常与总配电室的

电流表作比较。同时应注意指针的摆动(因平常难免有些小的摆动)。正常情况下因三相电源的相不平衡或电压变化,而使电流表指针作周期性或不规则的大幅度摆动。在压缩机负荷变化时,也可引起这种现象发生。运行中必须注意加强监视,保持电流、电压值的正常状态。为了保护电动机,必须避免在1 h 内启动机组超过 3 次。

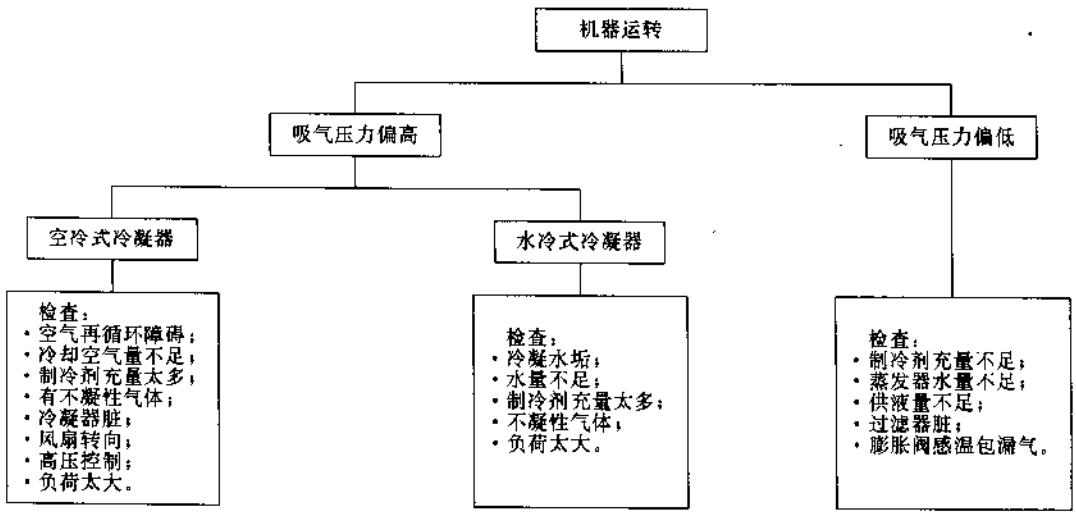
17.4 常见故障及排除方法

17.4.1 技术故障的逻辑分析

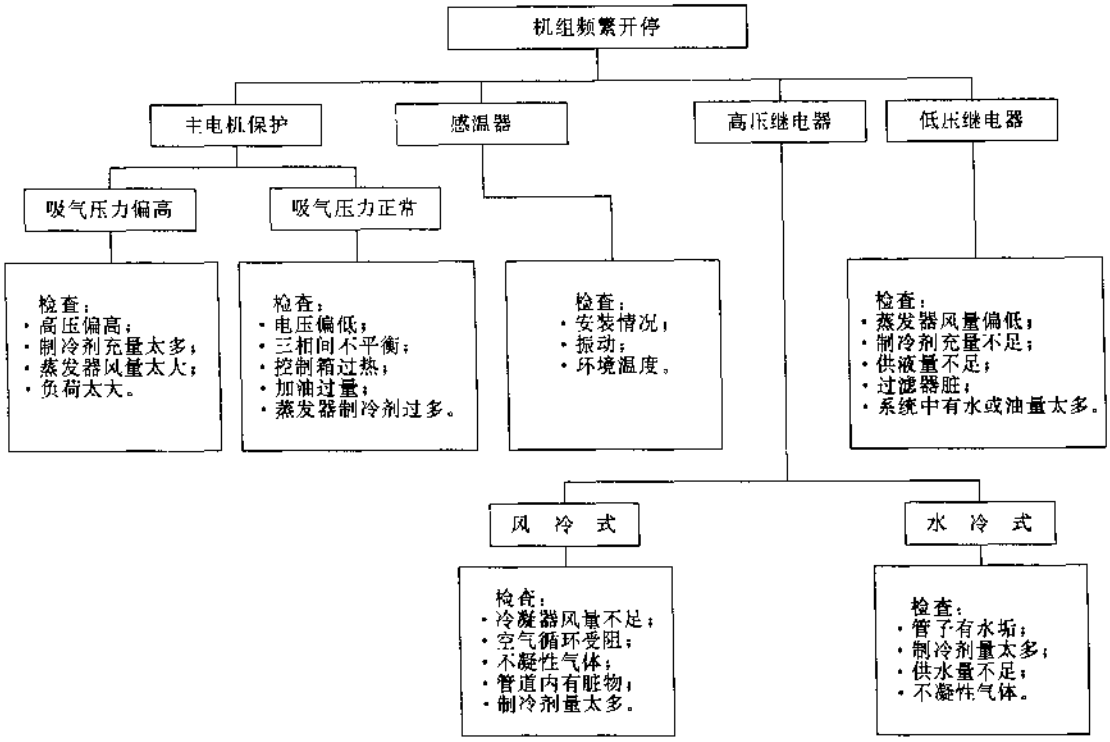
通常把冷水机组运转中的故障分为三种情况:(a) 冷水机组无法启动;(b) 冷水机组运转而制冷效果差;(c) 运转中压缩机开停频繁。以上三种故障的逻辑分析见图 17-1。



(a) 冷水机组不运行故障逻辑图



(b) 冷水机组运转制冷效果不佳故障逻辑图



(c) 冷水机组频繁开停故障逻辑图

图 17-1　冷水制冷机组技术故障逻辑关系图

17.4.2　活塞式冷水机组常见故障及排除

一般来说，冷水机组在出厂前都经过一系列的检验与调试。操作人员严格按照厂方规定的方法操作，是不会出现大故障的。活塞式冷水机组的应用十分广泛，社会普及程度较高，一般小的毛病操作人员可以自行检修。对于较为严重的问题，应请专门维修人员修理，防止造成更大损失。表 17-4 列出活塞式冷水机组常见故障与排除方法，供操作与维修人员参考。

表 17-4　活塞式冷水机组常见故障与排除方法

症　　状	可能原因	排除方法
1. 压缩机不启动	(1) 电源断开	断流保护器复位
	(2) 控制电路断流保护器断开	检查控制电路的接地是否短路，使断流器复位
	(3) 电源断路器跳闸	检查控制器，找出跳闸原因，使断流器复位
	(4) 冷凝器循环泵不运转	电源断开——重新启动 泵咬紧——检修泵 接线不正确——重新接线 泵电动机烧坏——调换
	(5) 接线端子松开	检查接头
	(6) 控制器接线不当	检查并重新接线
	(7) 线电压低	检查电压确定压降位置并作纠正
	(8) 压缩机热敏开关开路	找出原因，使之复位
	(9) 压缩机电动机故障	检查电机绕组是否开路或断路，必要时可调换整台半封闭压缩机
	(10) 压缩机卡住	拆检压缩机

（续表）

症　状	可能原因	排除方法
2. 压缩机长时间工作不停机	(1) 制冷剂量不足	补充制冷剂
	(2) 控制器夹紧接触点熔断	更换控制器
	(3) 系统中有不凝性气体	排除不凝性气体
	(4) 膨胀阀或过滤网堵塞	清洗或更换
	(5) 低温部分绝热层失效	调换或修补
	(6) 热负荷过大	关好门窗减小房间热负荷，或再投入下一台机组运行
	(7) 压缩机效率低	检查有关阀片，必要时更换压缩机
3. 压缩机排压过高	(1) 冷凝器太小，或进水太热，水路受阻	调整水流调节阀或冷却塔温度继电器，增开冷却塔
	(2) 冷凝器管内积垢或负荷太大	清洗管子或再投入下一台机组运行
	(3) 系统中有空气或其他不凝性气体或制冷剂过多	排放、净化或放出过量制冷剂
4. 压缩机排气压力过低	冷凝器水流量太大或进水温度太低，负荷太小	调整水流调节阀或冷却塔温度继电器减载，减少投入运行冷却塔台数
5. 压缩机吸气压力过高	(1) 蒸发器热负荷过大	再投入下一台机组运行
	(2) 膨胀阀开启过大或调节失灵	调整过热度或检查感温包
	(3) 吸气阀片破裂或损坏	更换或修理吸气阀组
	(4) 系统制冷剂量过多	排放过量制冷剂
6. 压缩机吸气压力过低	(1) 制冷剂量不足	补充制冷剂
	(2) 干燥过滤器阻塞	更换
	(3) 膨胀阀感温包漏气	更换或修理膨胀阀
	(4) 膨胀阀阻塞	清洗或更换膨胀阀
	(5) 温度控制器动作失灵	修理或更换
	(6) 压缩机工作周期短	调整增大容量控制范围或减少投入运行压缩机台数
	(7) 蒸发器压降太大	检查膨胀阀外平衡管
7. 低压控制开关接通，压缩机工作不正常	(1) 低压控制器动作不正常	检修低压控制器，必要时重新整定
	(2) 压缩机吸气截止阀部分闭合	打开吸气截止阀
	(3) 制冷剂量不足	加充制冷剂
	(4) 压缩机吸气过滤网堵塞	洗净滤网
8. 高压控制开关接通，压缩机停机	(1) 高压控制器动作不正常	检查毛细管是否折皱，根据需要整定控制开关
	(2) 压缩机排气截止阀部分闭合	打开阀，如果损坏则换新
	(3) 系统中有不凝性气体	排放不凝性气体
	(4) 冷凝器结垢或负荷太大	清洗污垢或再投入下一台机组运行
	(5) 冷却水泵或风扇不工作	启动泵、风扇或进行修理
9. 压缩机耗油过多	(1) 压缩机漏油	补漏
	(2) 压缩机吸气截止阀堵塞或粘住	修理或更换
	(3) 停机时机器曲轴箱加热器未通电	调换加热器，检查接线和辅助加热器

（续表）

症　状	可能原因	排除方法
10. 压缩机不卸载	(1) 卸载装置线圈烧坏(电磁阀)	更换线圈
	(2) 卸载装置阀针粘住	清洗
	(3) 旁通端(低侧)堵塞	清洗
	(4) 旁通活塞弹簧疲软	换新
11. 压缩机不上载	(1) 阀针粘住	清洗
	(2) 电磁阀接错线	纠正接线
	(3) 旁通端口滤网堵塞(高侧)	清洗滤网
12. 系统有噪声	(1) 管道振动	正确支撑管道，检查管接头是否松开
	(2) 膨胀阀有气体通过，制冷剂量不足	补充制冷剂，检查液体管路滤网是否堵塞
	(3) 压缩机发生"液击"	检查压缩机零件是否损坏，热力膨胀阀感温包及毛细管是否损坏
	(4) 水调节阀脏，水压太高，水调节阀振动或锤击	清洗水调节阀前面的空气室
13. 吸气管线结霜或出汗	(1) 膨胀阀校正不当	调节膨胀阀
14. 液体管发热	(1) 由于泄漏而缺少制冷剂	修补漏洞，重新充注制冷剂
	(2) 膨胀阀校正不当	调节膨胀阀
15. 液体管线结霜	(1) 高压液体截止阀部分闭合或受堵	打开阀，除去堵塞物
	(2) 干燥过滤器受堵	除去堵塞物或调换干燥过滤器

17.4.3　离心式冷水机组常见故障及排除方法

离心式冷水机组不同于活塞式冷水机组，在结构及控制方面有许多独特之处。特别是离心式冷水机组的使用保养及有关理论知识，尚不为大多数人认识和掌握。在多种故障并存的情况下，需要根据实际情况和自己所掌握的运行经验加以剖析、判断，找出故障的真正原因，以便有针对性地解决问题。常见故障与排除方法如表 17-5 所示，供排除故障时参考。

表 17-5　离心式冷水机组常见故障及排除方法

症　状	可能原因	排除方法
1. 压缩机不能启动	(1) 断路开关未闭合 (2) 电机启动器失灵，接触不良或绕组烧坏 (3) 电机启动器不工作 ① 高压控制继电器；电机温度控制器；低压控制继电器；低油压继电器等继电器控制电路开路 ② 油泵未运行 ③ 马达启动器过载跳闸 ④ 冷水温度控制部分整定值有误或无供冷信号 ⑤ 外部连锁电路断开 ⑥ 入口阀执行机构限位开关闭 ⑦ 油温过低或油泵继电器失灵 ⑧ 20 分钟延时继电器未接通 ⑨ 无控制电压 ⑩ 冷水需求开关闭合	查找开关未闭合的原因。若一切正常，则将开关合上。若其中某部分故障，及时分析原因，进行修理。对继电器开路，查找电路原因，按说明书提示的有关要求处理。 继电器因安全保护而停机。寻找原因排除故障后必须进行复位机组才能启动起动。

（续表）

症　　状	可能原因	排除方法
2. 压缩机启动频繁	(1) 系统内无热负荷 (2) 冷水流量开关飘忽不定 (3) 入口阀执行机构失调 (4) 冷水流量不稳 (5) 冷水温度控制器失灵	(1) 检查冷水系统水温和水量 (2) 检查水中有无空气 (3) 重新调整入口阀执行机构 (4) 检查水泵工作是否正常，过滤器是否堵塞 (5) 修理或更换
3. 系统高压不正常 (1) 液体制冷剂出口与冷却水出口温差高于正常温差 (2) 制冷剂气体出口压力过高 (3) 正常蒸发压力下，冷却水进出水温差大于正常温差	(1) 空气进入冷凝器 (2) 冷凝铜管太脏或有污垢附着管壁；冷却水温度太高；冷却水短路 (3) 冷却水量不足；冷却水进水温度太高	(1) 启动放气机构令其自动地排出气体，若过度放气指示灯亮起，则须实施检漏 (2) 清洗钢管，检查水处理系统，降低冷却水入口温度，检查冷却塔及冷却水系统，检查水盖橡胶垫是否装好 (3) 调节冷却水量(检查冷却水系统阀之开度)，检查水泵过滤器是否堵塞，投入运行的冷却塔台数太少或冷却塔风机不运行
4. 系统低压不正常 (1) 排水温度过高情况下冷水出口与蒸发器内制冷剂之温差大于正常温差 (2) 正常排气温度，冷水出口与蒸发器内制冷剂的温差大于正常温差 (3) 冷水温度过低(电动机电流过低)	(1) 制冷剂量不足或节流阀进口阻塞 (2) 蒸发器铜管太脏 (3) 系统热负荷不足	(1) 检漏修补，加充制冷剂 (2) 清洗铜管 (3) 检查进口导叶阀传动马达的动作及低水温保护开关的设定值
5. 蒸发器压力过高 冷水温度过高	导叶阀未开；系统负荷过大	检查导叶阀控制线路，使导叶阀确实全开，待负荷减低后再关小
6. 油压跳动不稳 (1) 循环性油压跳动，压缩机运转中同时导叶阀全开时油压左右跳动不稳 (2) 每隔 5～10 min 油压跳动	(1) 空气或制冷剂气体进入润滑管路的真空侧，油压调节阀失灵，油位不足 (2) 放气机构动作	(1) 对所有外接油管实施检漏，特别注意用油压引流的所有接管，检查辅助油泵的油封；提高油冷却器润滑油的出口温度；修理油压调节阀；补充润滑油 (2) 正常状态
7. 启动油泵后不见油压升起 控制中心油压表无读数，主机无法启动	清洗油过滤器后阀门未开，油位太低； 油泵反向运转； 油泵不运转	打开油路截止阀补充润滑油； 检查油泵转向； 检查油泵电路
8. 主机启动，油压升起但短时跳动不稳；主机因油压过低而停机 正常油压短时跳动，主机因油压过低而停机	油箱中溶解有大量液体氟利昂	除了对油箱进行电加热以外，在用 2 个 1KW 汞灯对油箱在不同方向照射，几个小时以后便能启动机组
9. 油泵运转时，油压过高 油泵运转时，油压表指示过高油压	油压调节阀调整不恰当	重新调整油压调节阀
10. 油泵剧烈振动或杂声太大 (1) 油压表上虽有油压指示，但油泵剧烈振动且杂声太大 (2) 油路中无油时，使油泵运转也有此现象	(1) 油泵或管路中心校正不佳，螺母松脱传动轴弯曲，转动部分磨损 (2) 通过油泵的油量不足，油泵吸入端油过滤器堵塞	(1) 针对问题进行纠正 (2) 检查油量及管路 (3) 拆洗油过滤器
11. 油泵运转时油压偏低；油压降至原启动时油压的 70%	油滤网太脏， 轴承过度磨损	清洗滤网，检查间隙

（续表）

症　　状	可能原因	排除方法
12. 蒸发器回油不畅，油液混合物无法回流	回油系统干燥过滤器太脏（喷射头）或喷油口堵塞	更换新干燥过滤器，拆下喷射头清除污垢
13. 蒸发器压力过低引起停机 （1）制冷剂液位低 （2）冷水被旁路旁通或流过蒸发器冷水量不足 （3）蒸发器出水温度低于设计整定值 （4）入口阀关不上，蒸发器出水温度低于设计整定值 （5）在正确的低温整定值以上，低温控制电路断开 （6）冷水管中有空气	（1）制冷剂量不够 （2）调整阀门开度 （3）冷水温度调节器的整定值调得过低或工作不正常 （4）主定位器和入口执行机构调得不当 （5）低温调节器工作不正常 （6）冷水管道漏入空气	（1）检查补漏加充制冷剂 （2）调整冷水管路上的阀门和清洗泵前过滤器 （3）检查冷水温度调节器的工作情况，进行修理或更换 （4）重新调整主定位器和入口阀的执行机构 （5）重新调整，修理和更换新的低温调节器 （6）进行修理和放空气，在冷水管最高位置处要设置自动空气阀
14. 油箱内油温过低	（1）油加热器不起作用或温度调节器的整定值过低 （2）油内含有制冷剂 （3）感温包有毛病 （4）均压阀门的调整位置有误 （5）油冷却器旁通阀门的调整位置不正确	（1）检查油加热器是否烧坏了或是接触不良，或是重新调整油温调节器的整定值 （2）提高油温控制器的整定值 （3）检查，更换 （4）检查，重新调节开度 （5）检查，重新调节

第十八章　汽车空调的原理与结构

汽车空调是人工方式对驾驶室和车厢内的温度、湿度、气流速度和清洁度进行调节，为乘坐者提供舒适的环境。夏季，汽车空调向车厢提供冷气，冬季则提供暖气。本章所述汽车空调是指制冷。

18.1　汽车空调的特点与布置

18.1.1　汽车空调的特点

汽车空调的特点主要表现在舒适性、操作性、对汽车行驶的适应性和多样化的气流组织等方面。

1. 舒适性要求

汽车空调的舒适性要求包括温度、相对湿度、空气洁净度、气流分布、噪声、振动等。

汽车空调机的制冷负荷较大。由于汽车在室外行驶且车壁较薄，所以受外界影响很大，在日光直射下车内温度可达 50～60 C。在室外大气温度为 34 C的晴天，汽车在马路上放置 1 日后车顶温度可达 75 C，车内前座 58 C，后座 54 C。同时由于玻璃窗面积大，辐射量也大。汽车内由于空间所限，座位靠背相隔，加之乘客体形各异，因而形成许多小的区域，造成气流受阻，乘客人数与所占空间的比率小。以上种种因素都使得汽车空调的制冷负荷变大。

人体对温、湿度的要求一般是温度 20～25 C，相对湿度 45%～55%。人体对温度的要求是“头冷足暖”，即头部与脚部有一定的温差。一般如果能满足头与脚有 1.5～2.0 C的温差，就具有舒适性。

由于季节及车外日光照射的不同，车内的温度也应随之修正。夏季通过车身、车窗透入的日光及传入的热量增大时，要增加空调冷量。而冬季由于日光的照射，人体面部的供暖应比脚下为少。为适应上述变化，空调系统的送风温度也要有相应的变化。

汽车内温度的分布因座位、乘客的关系很难均匀，为此汽车空调采用独特的送风方式。

2. 操作性要求

汽车内空调设备的布局及开关、按钮等要安全可靠。开关的位置要明显，易于操作。驾驶员前方的玻璃窗和车窗要有防霜、防露装置。开关操作盘一般都装于驾驶人员前方。

3. 对汽车行驶的适应性

由于汽车空调机的动力来自汽车发动机，因此压缩机的制冷量受到行驶状态的影响(发动机的转速可在 600～5 000r/min 间变化，变化幅度大)。尤其在汽车停驶一段时间以后再行开动时，空调机必须在短时间内迅速使车内温度达到乘客的要求，这样压缩机就必须具备较大的制冷能力。同时，空调系统也要采用特殊的温度自动控制手段。再者，由于发动机的振动以及车辆在行驶中的振动，要求空调机有良好的耐振性。

4. 多样化的气流组织

汽车空调送风方式，因车型大小和用途的不同，而有多种不同的形式。

小汽车的冷气系统有两种送风方式。一种是前送式，蒸发器装在车厢前部仪表盘下，送风从百叶中向斜上方吹出，经车顶至后排座，这种吹送方式使驾驶人员所处的温度比后排座的人要低，长期吹冷气会使驾驶人员感到不适，但因装置简单，一般小汽车上均采用这种方式；另一种是后送式，蒸发器装于车厢后部，冷气从后部送出吹去前排。这种方式效果较好，多用于排气量大的小汽车。

18.1.2 汽车空调组成与布置方式

汽车空调组成有以下几种形式：

(1) 整体独立式。指整个空调系统安装在一个专用机架上，自成一个独立的总体，由辅助发动机带动，通过车内送风管将冷(热)风送进车厢里。

(2) 组合式。指蒸发式和冷凝器组合成一体，与压缩机分开。压缩机由主机或辅助发动机带动。辅助发动机与压缩机组合时，采用专用机架，并与水箱、发电机等装在一起。组合式换热器有三种：一种装在车顶上，称顶置式空调器；另一种装在车后，称后置式空调器；第三种与压缩机动力机组对称布置在车架的侧面，称底置式空调器。

(3) 分散式。指蒸发器、冷凝器、压缩机(或压缩机动力机组)各成独立的总成，分散安装汽车的各个部位。大部分的中小型汽车都采用这种形式。

汽车空调的蒸发器布置有下列形式：

(1) 仪表板式。蒸发器布置在仪表板中间或下方，用于轿车、小客车和货车。

(2) 车内顶置式。蒸发器布置在车厢内顶棚下，又有分前置、中置、后置和侧置几种形式，并又分为集中式和分散化两种。

(3) 立式。蒸发器为立式结构，安装在前座后或乘客座侧面。

(4) 下置式。蒸发器布置在中部地板下或后座地板下，通过竖风道和横风道向厢内送风。其特点是制冷系统管路短，制冷剂流动阻力小；风管长，送风阻力大。

(5) 后置式。蒸发器布置于汽车后围，通过竖风道和横风道向车厢送风。其优点是蒸发器容易修理，缺点是占用座位面积。

(6) 车外顶置式。蒸发器布置于车外顶上，不占用车厢的空间，风道阻力损失小，但制冷剂管路长，阻力长。

18.1.3 各种汽车的空调系统

1. 轿车空调系统

汽车安装空调是从轿车开始的，对汽车空调的研制、开发工作主要也是针对轿车而言的。轿车空调的压缩机全部用主机发动机为动力，冷凝器布置在发动机水箱前面，蒸发器安装在仪表板下面，如图 18-1 所示。

目前大部分轿车都采用一体式空调机。这种结构形式尺寸紧凑，车内布置美观，与车身融为一体，出风分布均匀，可以调整新风量，冷暖合用一个鼓风机和一套操纵机构。冷暖调节可各自分开，也有一种可混合同时供冷暖，后者为实现高精度的温湿度自动调节提供了基础。

水箱与冷凝器的冷却风扇最初都是采用发动机直接驱动，现在很多轿车的水箱风扇已改

为电动的，可根据需要改变风量大小，并加设冷凝风扇以提高冷凝器效果。

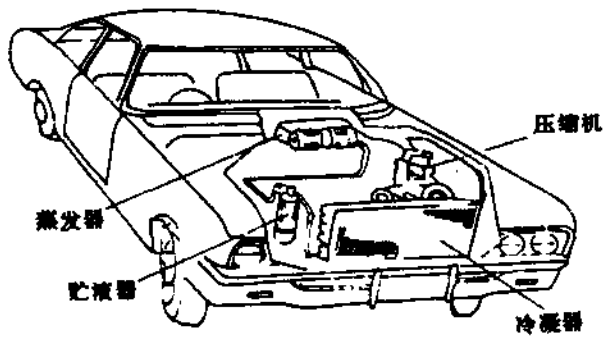


图 18-1　轿车空调系统的布置

轿车空调机的制冷量一般在 2.2～4.9 kW 之间，压缩机的结构形式以斜盘式为主，直立式(曲轴连杆式)及刮片式为辅。近年来开发了多种新型结构压缩机，容量可变的压缩机得到重视。

蒸发器除了传统的管片及管带式以外，层叠式得到了发展。冷凝器主要是管片式与管带式，在不少高级轿车上采用了鳍片式冷凝器，提高了抗振性和换热效率，最近出现了平行流动式冷凝器。

热力膨胀阀是主要的节流膨胀机构。美国在 70～80 年代曾广泛采用塑料节流管，奥迪 100 就采用此种形式。美国在不少车上加有吸气节流阀。

蒸发器风机普遍采用双轴离心式风机。传动皮带除常规的三角形强力皮带外，齿形皮带也得到了应用。由于空调压缩机频繁启动，启动扭矩大，扭矩变化也大，皮带承受的拉力比一般用途的皮带大，因此空调用皮带的强度要求高，皮带成了影响空调机正常工作的关键零件之一。一般在橡胶中加有锦纶拉丝，以增加强度。

由于空调压缩机由主机带动，而蒸发器、冷凝器分装在不同的位置上，它们之间的连接必须用柔性软管。因为氟利昂制冷剂对普通橡胶有侵蚀作用，制冷软管必须采用特殊的耐氟橡胶，不能用一般软管代替。高压管路内工质的压力可达3 MPa 以上，因此对软管的强度有一定要求。以 R134 a 为制冷剂的空调系统，应采用尼龙橡胶复合软管。

2. 客车空调系统

(1) 小型客车

一般指 19 人以下的旅行车及工具车、救护车等，空调以主机带动为主，少数也有用辅机带动的，但对特殊用途车也有用地面的电动机作为动力源的。

这一类汽车的压缩机、蒸发器、冷凝器结构与轿车相近，蒸发器可分散装在车内，也可集中成一个。有少量汽车采用车顶式结构。冷凝器可置于车身裙部，也有装于水箱前和车底的。

(2) 中、大型客车

近年来，由于旅游业的发展，对中大型客车的空调要求猛增，出现了多种结构形式，制冷量在 14～30 kW 甚至更多。空调机动力源有主机带动和辅机带动两种。压缩机以曲轴活塞式为主，大型空调机有采用螺杆式压缩机的。热交换器以管片式为主。除了压缩机、蒸发器、冷凝器等全套制冷系统与辅助发动机都装在一个支架上构成真正的独立式空调装置以外，车顶式、后置式等组合式空调机及分散式空调机也用得很多。图 18-2 为大客车后置式空调系统

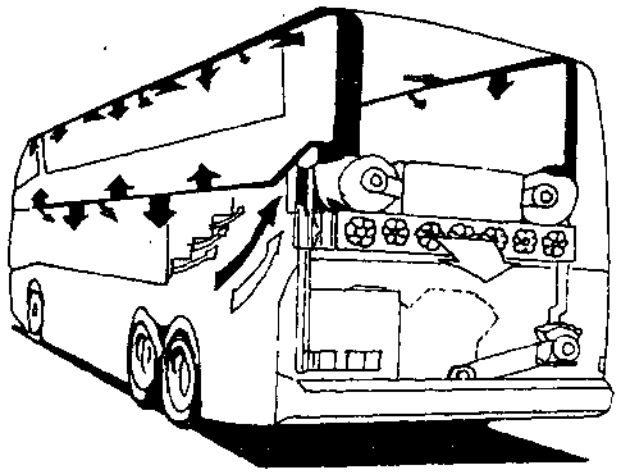


图 18-2　大客车后置式空调系统的布置

的布置。

中大型客车的冷热风大多通过风道送出。根据蒸发器布置的位置不同，有两侧风道、中间风道及单边风道几种。

对于中大型客车，空调装置远离驾驶员，因此必须有监视、报警等装置及安全装置。采用辅助发动机驱动的必需有燃料计、水温计、油压计及其报警装置、压缩机的高低压开关报警装置等。采用主机驱动的只要有压缩机的高低压开关报警装置即可。

为了避免造成不利后果，高压压力异常升高时，对于以辅助汽油机作为动力源的，要能自动切断发动机点火回路；对于以辅助柴油机作为动力源的，要自动切断燃料、空气系统；对于主机驱动的，则要能自动切断电磁离合器。

近年来，国外新型客车空调器已向全空调(冷、暖、除湿、通风)、微调、自动控制方向发展。日本以整体式（压缩机、蒸发器、暖风散热器、冷凝器与辅助发动机安装在一个机组上）和分体式（蒸发器散装在车内顶棚下或后座下，冷凝器布置在车身侧面或后面）为主；欧美除上述结构形式外，还大量采用车顶式空调器及后置式空调器。日本近来也开始生产车顶式空调器。

3. 卡车空调系统

一般大型卡车的制冷量在 3.3～4.2 kW 之间，中小型卡车在 2.1～2.9 kW 之间。卡车空调机一般都由主机带动，冷凝器在水箱前面，蒸发箱的形式有仪表板式、一体式及车顶式三种。所谓一体式指按车型专门设计的，有冷、暖、换气等几种功能的空调器。近年来，卡车空调也有采用再加热式的，供在下雨天等湿度大的环境中去除潮气，在春秋季节去除窗上雾气。

车顶式空调器最初用在矿用卡车上，蒸发器与冷凝器组合成一体，冷风直接从上面吹进驾驶室。图 18-3 为卡车空调系统的布置。

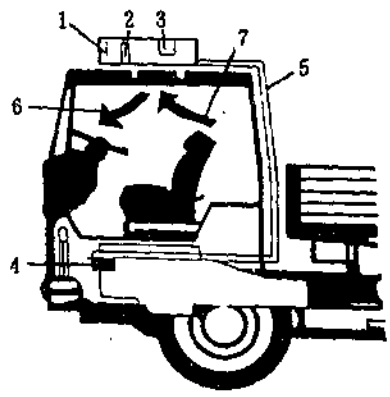


图 18-3　卡车空调系统布置

1—冷凝器；2—贮液器；3—蒸发器；4—压缩机；5—制冷剂管；6—送风；7—回风

4. 冷藏车空调与制冷系统

这种系统适用于小型冷藏车，制冷系统中有高低温两个蒸发器，高温蒸发器冷却空气后供驾驶室空调用，低温蒸发器冷却后的低温空气供冷藏车厢用，冷风直接从车顶向下吹出，使车厢保持低温。

18.2 汽车空调制冷系统及部件

18.2.1 汽车空调的制冷系统

汽车空调的制冷系统与其他制冷设备一样由压缩机、冷凝器、膨胀阀和蒸发器组成，一般采用 R12 作为制冷剂，R12 禁用后将用 R134a 代替。图 18-4 为汽车空调制冷系统，图中箭头表示了制冷剂的流动方向。

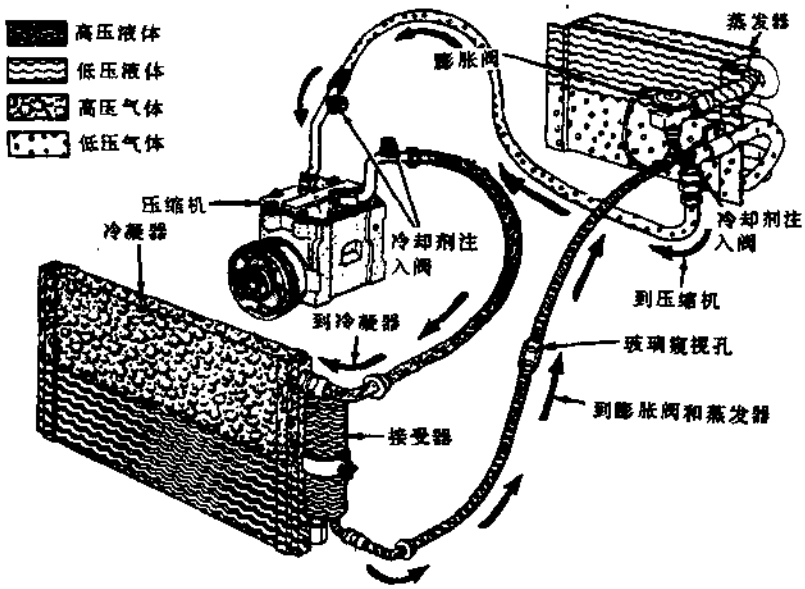


图 18-4 汽车空调制冷系统的组成

在汽车发动机的驱动下，压缩机压缩制冷剂气体，并让它在制冷系统中循环。压缩机运行时，不断从蒸发器抽吸制冷剂气体，由于膨胀阀的作用，蒸发器中保持低的蒸发压力，使制冷剂液体在比环境温度低得多的温度下蒸发，并吸收车厢内空气的热量。由于压缩机的作用，将高温高压的制冷剂气体排入冷凝器，由于冷凝器内压力相当高，使得制冷剂气体的液化温度比车外温度高得多，制冷剂气体被外界空气冷却，放热后液化。然后，这些制冷剂液体在冷凝压力的推动下经膨胀阀节流降压，变成低温低压体进入蒸发器，在那里汽化吸热，完成一个循环周期。

制冷剂 R12 是制冷系统里的流动工质，它的作用是携带热量，并在状态变化时实现吸热和放热。通过它的工作，从车厢内吸收热量，然后送到车厢外释放给外界空气，实现车厢的制冷而降低厢内空气的温湿度，形成舒适的小环境。

18.2.2 汽车空调各部件的作用

1. 压缩机的作用及种类

压缩机是制冷系统的心脏，通过它的工作可把低温低压的制冷剂气体变成高温高压气体，送到冷凝器中液化，并维持连续的制冷循环，实现吸放热过程。与一般空调器不同的是：汽车空调压缩机由主发动机或辅助发动机带动，压缩机运转与否由电磁离合器控制，该离合器由驾驶员操纵。在开机位置，电磁离合器有电流通过而产生磁力，使离合器吸合，通过传动机构使压缩机运转。压缩机一般通过机架直接固定在发动机旁边。

中小型客车及轿车的空调压缩机以斜板式（又称卧式）、曲轴连杆式（又称立式）和旋转式为主要形式，大客车大多采用曲轴连杆式压缩机。

立式（曲轴连杆式）压缩机是传统结构，工艺成熟，零件数少，可靠性好。采用铝合金缸体后，重量也大为减轻，但效率较低，尺寸较大，转速不易提高。

斜板式压缩机是一种卧式往复活塞式结构，分回转斜盘式（双向活塞）和摇摆斜盘式（单向活塞）两种，如图 18-5 所示。通过多缸化、全铝化、改进润滑方式、简化结构等措施，使结构更加小型、轻量化。但零件数较多，零件互换性较差，工艺要求较高。

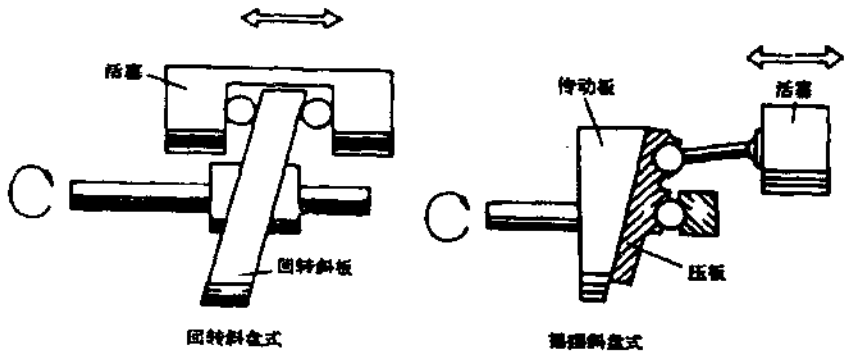


图 18-5 回转斜盘式与摇摆斜盘式的结构比较

旋转式压缩机以结构紧凑、效率高、转速高为主要特点，但工艺要求更高。

近年来以节省能耗为主要目标，出现了许多具有体积小、重量轻、效率高、省动力为特点的新型车用空调压缩机，如涡旋式、三角转子式、贯穿叶片式、螺杆式、辐射式、十缸斜盘式及各种可变容量机型。其中有的已投入正式生产，有的还在进一步试验研究之中。

2. 斜盘式压缩机

中小型汽车的空调压缩机以斜盘式为主，曲轴连杆式为次，近年来出现了各种转子式、涡旋式等压缩机。1988 年以前的丰田考斯特面包车用的压缩机是三缸曲轴连杆式，1988 年以后则采用 10P25C 十缸斜盘式压缩机。目前不少汽车采用日本三电公司的 SD-5 系列摇摆式斜盘压缩机（简称摇板式），其结构如图 18-6 所示。

压缩机主要由曲轴连杆机构或斜盘活塞组件、进排气阀、曲轴密封、润滑系统、缸体、缸盖等组成，主要发生故障的有轴封处漏油、缸体泄漏、阀片断裂、活塞环磨损、缺油咬死、轴承坏、活塞坏等，运行时应加以注意。另外，要避免压缩机在无制冷剂和无润滑油情况下运行。

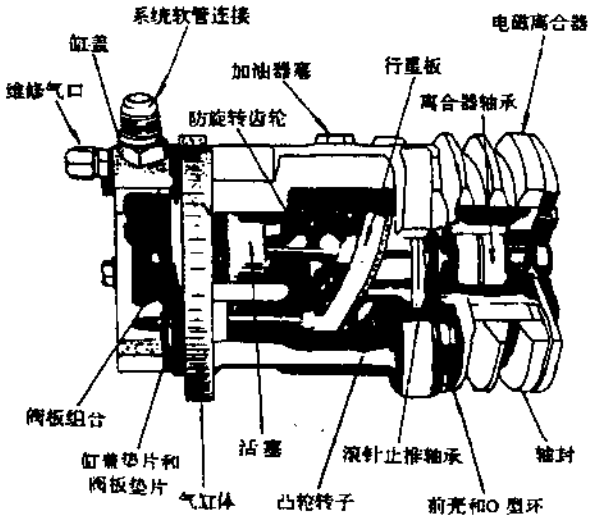


图 18-6　SD-5 斜盘式压缩机结构

3. 变容量压缩机

用离合器周期性离合来调节压缩机制冷量的方法是不连续的，冷气出口温度变化大，还会引起发动机的加减速，违背驾驶员的操作意图，影响汽车驾驶性能。于是变容量汽车空调压缩机随之而诞生。

变容量旋转式压缩机如图 18-7 所示，它是两缸滚动活塞式压缩机。其容量调节如下：该机有前后两个气缸，之间由一个卸载阀隔开，由控制阀 8 调节气体压力，当压力高时，卸载阀被推向左侧，堵住了右气缸吸气口，此时只有在缸工作；当控制气体压力低于卸载阀的弹簧压力时，弹簧 11 将卸载阀推向右边，吸气口畅通，气体被右缸吸入，两缸同时工作，为满足负荷状态。

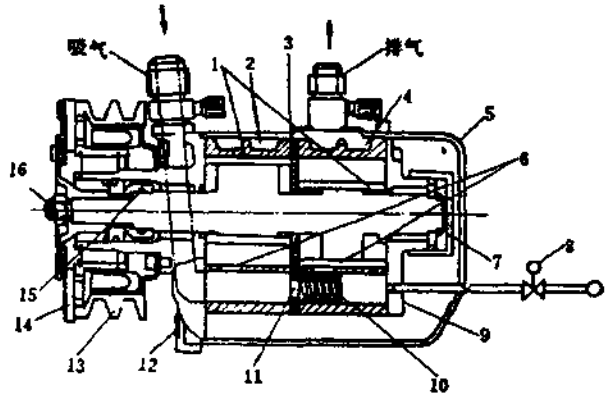


图 18-7　变容量旋转活塞式压缩机

1—旋转活塞；2—前气缸；3—中隔板；4—后气缸；5—机壳；6—吸气口；7—油杯罩；8— 控制阀；9—罩壳；10—卸载阀；11—卸载弹簧；12—罩壳；13—离合器皮带轮；14—离合器板；15—轴封；16—曲轴

很明显，这种压缩机为有级能量调节，即 50%和 100%负荷两档。

无级变容量斜板式压缩机如图 18-8 所示。它可以根据车厢温度控制斜板的倾斜角度，以

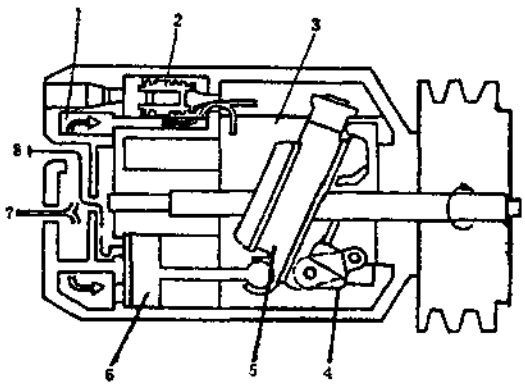


图 18-8　变容量斜板式压缩机

1—吸气室；2—控制阀；3—斜板室；4—斜板轴；5—斜板；6—活塞；7—吸气；8—排气

改变活塞的行程，实现压缩机排气量的无级调节。其优点是实现了制冷量的连续调节，制冷量与车厢冷负荷相匹配，运转平稳，节能运行。

4. 冷凝器

轿车上的冷凝器装在发动机水箱前，利用水箱风扇冷却。有的汽车为保证冷凝器的冷却效果，还加设了冷凝风扇（电动），冷凝风扇的开停与压缩机完全同步，有的汽车可根据冷凝压力或温度改变水箱风扇的转速，对于面包车或大型客车，往往是将风机与冷凝器做成一体。

冷凝器有管片式、管带式及鳍片式几种，近年来为了提高换热效率，出现了平行流动式冷凝器，是管带式的一种变形产品。

汽车冷凝器大多布置在车头部或侧面、车底，经常有地面泥浆溅上，受酸性腐蚀，冷凝器管子易烂穿，因此冷凝器表面要采取防蚀措施。由于表面的泥垢要降低冷凝器的散热效率，冷凝器表面的清洗问题应引起使用者的足够重视，并要经常检查制冷剂渗漏情况。

5. 干燥贮液器

干燥贮液器是贮液器、干燥器、过滤器、易熔塞、视液玻璃等的总成，有的还设有低压开关、高压开关，是制冷系统中不可缺少的部件。一般贮液器安装在冷凝器和蒸发器之间靠近冷凝器出口处，一定要直立安放，并要求通风、冷却良好。有一种贮液器是安放在空调系的吸气管路上，尺寸比普通贮液器大。它是与毛细管式膨胀阀配套使用的。奥迪100上采用这种贮液器。

如果系统出现冰堵、脏堵等现象，说明贮液器中的干燥剂吸湿能力已经饱和，而且有脏物，所以必须更换干燥器。平时维修，干燥器必须最后安装，或先用一个工艺贮液器代替。

若用R12为制冷剂，则贮液器中的干燥剂一般为硅胶或XH—5型分子筛。若用R134a为制冷剂，则干燥剂应为XH—7型分子筛，而且进出接头应采用板式快速接头，在贮液器筒体应有明显的（用于R134a）标记。一般的贮液干燥器如图18-9所示。

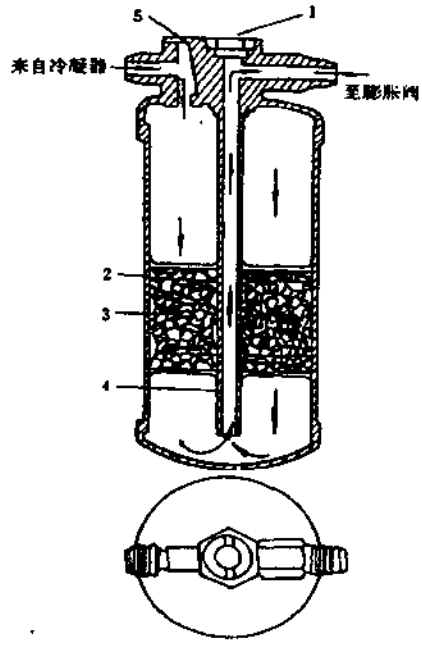


图 18-9　干燥贮液器

1—视液玻璃；2—过滤器；3—干燥剂；4—引出管；5—易熔塞

6. 膨胀阀和节流管

膨胀阀有节流降压、调节流量、防止液击和异常过热的控制作用等功能，是制冷系统中的重要元件。

近年来我国从国外进口的中小型汽车中，空调器主要采用普通的热力膨胀阀和H型膨胀

阀。两者的作用原理相同，H 型膨胀阀感受的温度和压力信号误差小，灵敏度更高，并省去感温包的麻烦，而且抗振性能好，适应工况变化大。

膨胀阀的感温包紧贴在蒸发器的出口管壁上，感受蒸发器的过热温度，从而控制膨胀阀的开度，因此感温包必须与管壁紧贴，并用隔热胶包扎牢固。

膨胀阀的工作原理比较复杂，需要有丰富经验才能进行调整，不可随意拧动调节螺钉或进行拆卸。

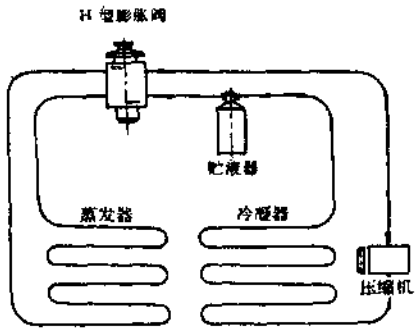


图 18-10　H 型膨胀阀在系统中的连接

图 18-10 是 H 型膨胀阀在系统中的安装连接示意图。它的四个接口分别与蒸发器进口、蒸发器出口、冷凝器出口、压缩机进口相连。

除了热力膨胀阀以外，还有一种塑料节流管，它是利用压缩机周期性离合方式控制流量的。长春第一汽车制造厂生产的奥迪 100 及许多美国轿车都采用这种结构，它代替热力膨胀阀起节流降压的作用。采用节流管的制冷系统称 CCOT 系统，它与常规制冷系统不同，有一个大的贮液干燥器放在蒸发器与压缩机之间的管路中，而不是放在冷凝器后面。这个贮液罐的功能与常规的也不完全相同。塑料节流管是一种固定式节流装置，本身流量不可调节，只能靠压缩机电磁离合器周期性离合的方法来改变流量。节流管结构见图 18-11，是一根很细的铜管，安装在塑料滤网之内，有一个或 2 个 O 形密封圈套在塑料滤网外面的凹槽中，在节流管放入蒸发器进液管中时起密封作用。

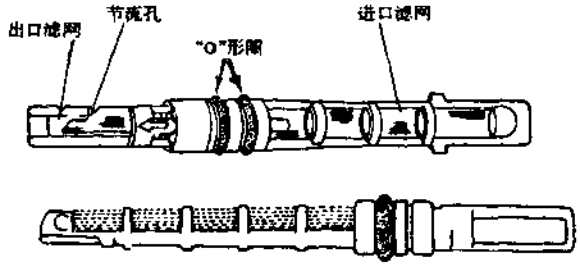


图 18-11　塑料节流管的结构

7. 蒸发器及车内空调器部分

在汽车上，所谓蒸发器实际上是指蒸发箱总成，它包括蒸发器芯子、膨胀阀、鼓风机、温度控制器（蒸发器除霜用）、温度传感器、鼓风机调速电阻器、箱体、隔热层、百叶窗式出风口（大型蒸发器无此零件）、挡水板、排水管等，不少仪表板式蒸发器还包括鼓风机调速开关、冷气电源开关、继电器、熔断器、绳索或真空控制系统。

大多数轿车空调蒸发箱总成（包括了暖风芯子），有时也称为车内空调器，具有冷、暖、除霜三种功能。

制冷系统中所指的"蒸发器"就是蒸发器芯子。膨胀阀一般与蒸发器组成一体（但 H 型膨胀阀例外），蒸发器芯子主要有管片式、管带式、板翅式（又称层叠式）三种结构形式，以板翅式换热效率最高。图 18-12 是板翅式蒸发箱的总成。

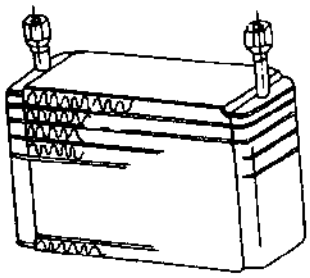


图 18-12　板翅式蒸发器

轿车用蒸发器一般都放在车内仪表板下方，有风口将冷风(热风)从中间和两旁送出。有一套风门及其控制机构。风门的控制除用钢丝绳拉以外，比较多的是用真空控制。

由于蒸发器表面温度低，容易出现结霜现象，影响制冷效果。汽车上采取了能自动控制制冷剂流量及除霜的办法，目前常用的是在蒸发器芯子表面空间安放温度传感器，当蒸发器表面温度低于某一规定值(大于 0℃)时，通过温度控制器的作用，使压缩机停转(切断电磁离合器电流)。对于大型蒸发器也有采用电磁阀使高压热蒸气旁通进入蒸发器，从而达到除霜的目的。蒸发器表面的清洁程度及风道畅通程度直接影响冷风质量，使用和维修时应引起注意，图 18-13、图 18-14 介绍了轿车空调车内部分结构及气流流向。

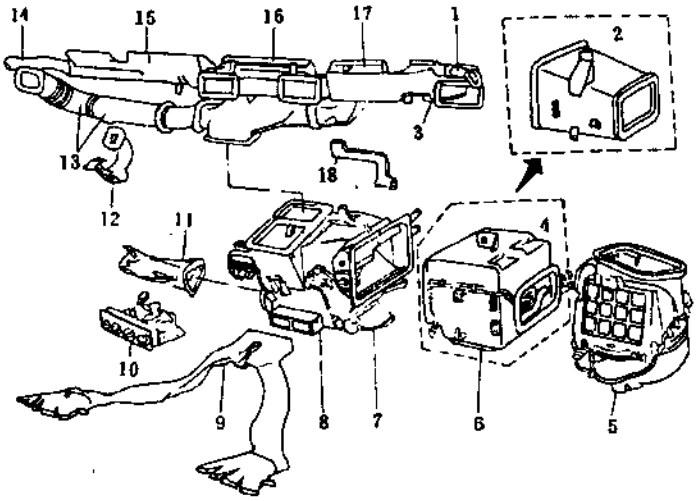
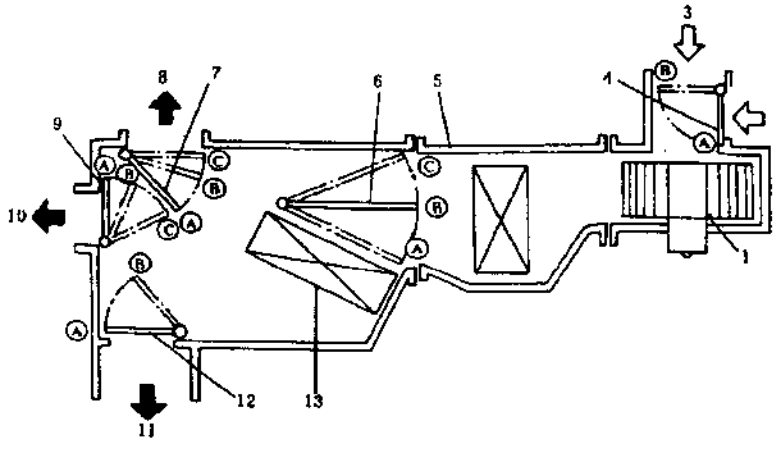


图 18-13　尼桑轿车空调器车内部分结构

1—侧除霜风道；2—加热器风道；3—侧面通风道；4—空调器；5—鼓风机；6—冷风装置；7—足部暖风器；8—暖风总成；9—后加热器风道；10—控制板；11—足部通风道；12—下方通风管；13—侧面通风管；14—侧除霜风道；15—除霜风道；16—中心风道；17—除霜风道



1—鼓风机；
2—循环风；
3—新风；
4—进风门；
5—冷却箱；
6—空气混合门；
7—除霜门；
8—去除霜；
9—车厢门；
10—到车内；
11—到足部；
12—足部门；
13—加热器芯子

图 18-14　空调器各风门空气流向图(尼桑轿车)

18.3 汽车空调的自动调节与元器件

为了使汽车空调系统能正常工作，维持车内所需要的温度条件，空调系统中有一系列控制元件和执行机构。为使带空调的汽车能正常工作，还需要对压缩机的运行及发动机化油器采取一些有关的措施。乘车者对空调的要求是通过电气系统或真空系统的控制来实现的。现在很多高级车辆上采用了计算机控制，由于全空调的实现（制冷、采暖、通风统一控制），温度调节的内容和方法就更繁多了。随着空调要求的提高，有些高级车辆还设置了空气净化装置、烟度控制装置等高质量空调措施。空调系统的几种主要控制部件及安装部位见表 18-1。

表 18-1 汽车空调的主要控制部件及安装部位

名　称	目　的	安装部位	感受因素
膨胀阀	制冷剂的节流降压、流量控制与调节、防止液击和异常过热	本体在蒸发器前，传感器在蒸发器出口处	过热度
易熔塞	保护制冷系统不因异常高温高压而受损伤，起安全保护作用	高压管路上，常设在贮液器顶部	制冷剂温度
泄压阀	同易熔塞	压缩机排气口处或贮液器	压力
蒸发压力调节阀	① 防止蒸发器结霜 ② 蒸发器容量控制	蒸发器出口管路上	压力
高压开关	① 防止异常高压压力，起安全作用 ② 控制冷凝器风扇工作	制冷剂高压侧	压力
低压开关	① 防止压缩机在缺少制冷剂的情况下工作	制冷剂高压侧	压力
	② 控制除霜作用	蒸发器出口管路上	
过热开关	防止低压侧制冷剂过少	吸气管路上	过热度
恒温器	调节车内温度，防止蒸发器结霜	在需要测温处	温度
怠速继电器	保证发动机正常工作，防止发动机过热	信号来自点火线圈	发动机转速
超车空转装置	使发动机有足够动力超车	化油器边上	汽车加速信号
电磁离合器	接受由压力和温度控制的电流信号及人为的开关 A/C 信号，启、停压缩机	压缩机前端或附近	电流的通、断

18.3.1 电磁离合器和低速控制装置

1. 电磁离合器

一般小型汽车的制冷压缩机通过电磁离合器与发动机曲轴的皮带轮连接，压缩机的启动或停止，由离合器的吸合或分离来决定。离合器受温控器（温度开关）、压力开关、车速继电器和电源开关等控制。离合器一般安装在主轴的前端。

图 18-15 为电磁离合器的结构，图 18-16 为它的工作原理示意图。电磁离合器有 3 个主要部件：一个是通过轴承装在压缩机主轴上的转子（皮带轮）4；另一个是由压板 3、片状弹簧 2、固定盘 1 等组成的驱动盘，它是固定在主轴上的；第三个是固定在压缩机壳上的定子（线圈）6。

当电流通过定子线圈6时，产生磁力并克服片状弹簧的弹力，定子和压板及自由转动的皮带轮吹合，动力从皮带轮→压板→片状弹簧→定子盘→压缩机主轴，使压缩机旋转。当电流中断时，离合器分开，压缩机停止。

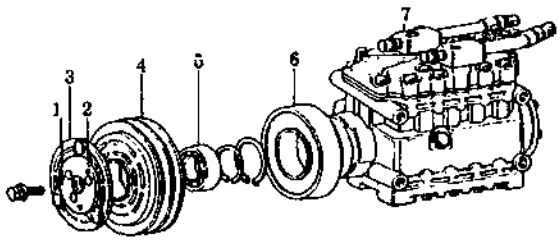


图 18-15　电磁离合器结构图

1—固定盘；2—片状弹簧；3—压板；4—转子(皮带轮)；5—转子轴承；6—定子(线圈)；7—压缩机

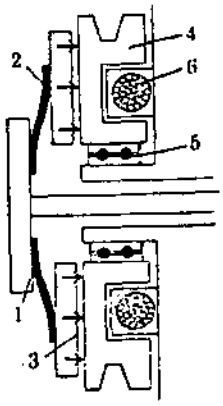


图 18-16　电磁离合器工作原理示意图

1—固定盘；2—片状弹簧；3—压板；4—转子(皮带轮)；5—转子轴承；6—定子(线圈)；7—压缩机

2. 低速控制装置

当汽车慢行或停车时，发动机处于接近怠速范围的低速旋转或怠速旋转，发动机输出功率小，在此情况下开动压缩机，发动机承受过大的负荷而过热或熄火。为了保证发动机的正常运转，汽车发动机带动的空调系统应设置低速控制装置。

低速控制的方法有两种：一是自动切断电磁离合器的电路，停止压缩机的工作，以减轻发动机的负荷；另一种是设置怠速提高装置，在慢行或停车时又要使用空调，强制提高发动机的怠速，以造成能使用空调的工况。

(1) 怠速继电器

目前许多轿车使用的空调器大多采用怠速继电器，它是由三极管放大电路与继电器组成的开关电路，其工作原理见图 18-17。

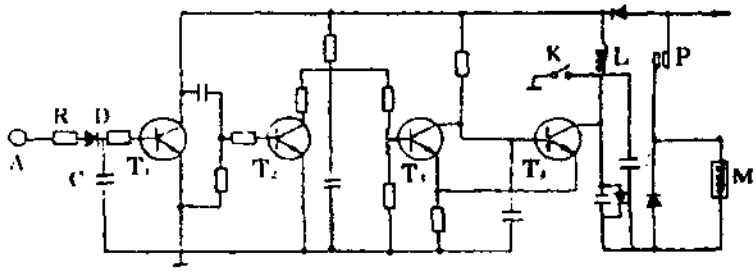


图 18-17　怠速电子继电器工作原理图

电子继电器的输入端 A 接在点火线圈的负接柱上，当发动机运转时，加在 A 端的脉冲直流电压信号随转速的增高而加大。当怠速升高到某一设定值(700 r/min 可调)，电压信号为 10 V 时，信号电压通过 R、D 对 C 充电，在 T_1 的基极与发射极之间输入一个较大的信号，使 T_1 导

通，T_1 的导通使 T_2 截止，T_2 截止又使 T_3、T_4 导通。于是电源电压经线圈 L 产生吸力，使触点 P 闭合。电流进入电磁离合器线圈 M，使压缩机工作。

当怠速低于某一设定速度，加在 A 端的信号电压低于8 V 时，T_4 截止，电磁离合器断电，压缩机停止工作。

(2) 怠速提高装置

目前许多进口的小轿车，其冷气设备都装有怠速自动提高装置，该装置主要由真空隔膜盒(也有称为真空马达)及真空转换阀组成。

图 18-18 中可看出：图(a)是真空转换阀，它主要由电磁线圈 6、活动铁芯 3 及弹簧 4 等组成。图(b)是真空隔膜盒，它主要由隔膜 11、弹簧 7 及连杆 10 等组成。在结构上它与分电器中的真空提前点火装置基本相同。

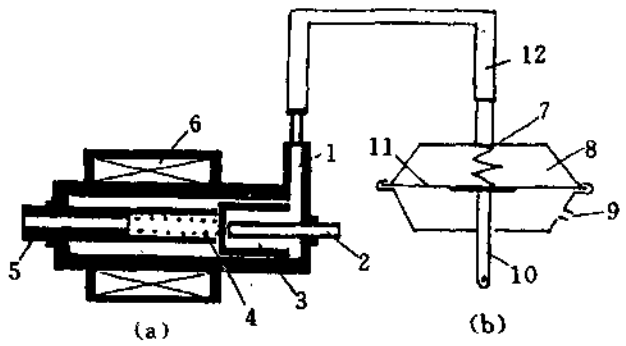


图 18-18　怠速调整装置工作原理示意图

1—通真空隔膜盒管道；2—通真空源管道；3—活动铁芯；4、7—弹簧；5—通大气管道；6—电磁线圈；8—真空室；9—通大气孔；10—连杆；11—隔膜；12—连通管；(a) 真空转换阀；(b) 真空隔膜盒

当使用空调时，空调开关接通。线圈 6 通电，铁芯 3 被吸左移，将弹簧 4 压缩，封闭大气管道 5 的孔口，开放右侧通真空源的孔口 2。这时，真空传至隔膜盒的上室 8，盒的下室由于与大气相通，隔膜 11 在大气作用下，将弹簧 7 压缩，并和连杆一起向上移。通过一些传动杆使化油器的油门稍微开大一些，发动机的转速也随之提高，以适应发动机驱动空调设备的需要。

当不用空调时，空调开关断开，线圈 6 不通电。在弹簧 4 的作用下，铁芯右移封闭真空管道的孔口，开放大气管道的孔口，真空隔膜盒的上室通大气。在弹簧 7 的作用下，膜片和连杆一起下移，通过一些传动杆，使化油器油门回到原先调定的怠速开度，怠速转速不会升高。

18.3.2　汽车空调器的恒温器(温度开关)

恒温器是汽车空调系统中温度控制的一种开关元件，感受的温度有蒸发器表面温度、车内温度、大气温度等，一般所指的恒温器是指感受蒸发器表面温度从而控制压缩机的开与停，起到调节车内温度及防止蒸发器结霜的一种电气开关装置。

恒温器一般放在蒸发箱中或靠近蒸发箱的冷气控制板上。恒温器出厂时调好最低开关温度。在车上若有调温器时，实际上是调节恒温器中的调节控制机构。当车内温度上升到某一调定值时，温度开关触点闭合，离合器电流接通，压缩机工作。当车内温度下降到某一调定

值时，温度开关触点脱开，离合器电流中断，压缩机停止工作。大多数恒温器有一个绝对断开位置，在这个位置上不受温度影响，离合器电流中断（即压缩机不工作），而空调机的风机可以运转。

控制离合器工作的恒温器有三种：波纹管式、热敏电阻式、双金属片式。

(1) 波纹管式恒温器

这种恒温器是一种热力杠杆式(或称热力机械式)结构，将一根由毛细管连接的温度传感器(感温包)放在需要感温的部位，一般插在蒸发器中间。

波纹管式恒温器的工作过程如下：当流过的空气温度升高时，毛细管里的气体膨胀，对波纹管产生一个压力，波纹管与摆动框架相连，框架上有一个动触点，恒温器壳体上有一个定触点。波纹管的压力推动框架，使两个触点闭合，电流接通，电磁离合器产生吸力。人工温度调节是靠与框架相连的轴及外部调整旋钮来实现的。旋钮朝顺时针方向转动时，弹簧拉紧，要比较高的温度才能使触点闭合，即车内温度比较高。

波纹管式恒温器的主要故障是感温包泄漏及触点接线不好。拆卸蒸发器时，要小心卸下感温包。毛细管不能弯成尖角或有划痕，假如毛细管中的充注物泄漏了，必须将整个恒温器更换。

(2) 热敏电阻式恒温器

热敏电阻式恒温器的温度传感器是一个小圆片形的热敏电阻，与毛细管传感器一样插在蒸发器管片之间或其他需要感温的部位。热敏电阻有负温度特性和正温度特性两种，常用的是前者。

热敏电阻将温度变化转换为电阻变化，并通过适当的电路控制电磁离合器的吸合和分开，实现压缩机的开停控制，起到调节车厢温度和防止蒸发器结霜的作用。

(3) 双金属片式恒温器

这种恒温器没有毛细管，直接靠空气通过表面而进行工作。它的人工温度调整方法与波纹管式相同。

两片对温度变化胀缩程度不同的金属组成的双金属片，上面有一个动触点，壳体上有一个定触点。在设定温度范围内，双金属片平伸，触点闭合，电流接通，压缩机电磁离合器吸合。由于温度变化，这两片金属产生不同变形而弯曲，使触点分开，中断电磁离合器电流，使压缩机停止转动。

18.3.3 制冷剂压力开关

空调系统中设有一个或几个压力保护开关，分高压保护和低压保护两种。低压开关有两种，一种设在高压回路中，主要目的是为了保护压缩机不在缺少制冷剂的情况下空转，以免压缩机因缺乏润滑油而遭受破坏，同时也起到环境低温保护作用，以免在过低的环境温度下使制冷系统工作而造成蒸发器表面结冰，并增加不必要的功耗。另一种低压开关是设在低压回路中，真正感受吸气压力，用来控制高压旁通阀的除霜作用，即当低压压力低达某一规定值时，接通高压旁通阀（电磁阀），让部分高压蒸气直接进入蒸发器，以达到除霜之目的，这一种低压开关一般用于大型空调器。

1. 低压压力开关

在空调系统，由于某些原因造成制冷剂泄漏，从而导致系统中制冷剂的不足或全部泄漏。

在这种情况下，如果开动空调器，将会引起压缩机的润滑不良而遭损坏。为此，用制冷剂低压压力开关来保护压缩机的工作。当制冷剂严重不足时，即使开动空调器，压缩机也不会启动。

低压压力开关见图 18-19，它为常开型触点。从图中可见，它主要由金属膜片 2、接线柱 4、弹簧 5、动能点 7 等组成。其制冷剂从接头 1 进入膜片上方，当制冷剂压力超过弹簧5的压力时，膜片2克服弹力下移，使触点闭合，接通电磁离合器的线圈，系统进入正常运转。

当制冷剂压力低于某一设定值时(一般为 196 kPa)，这时，弹簧的弹力大于制冷剂的压力，从而使触点断开，通向电磁离合器的电流被切断，压缩机停转。

在正常温度(25℃左右)，R12 处于正常量时，其饱和压力约为 588 kPa。因此该开关经常处于接通状态。

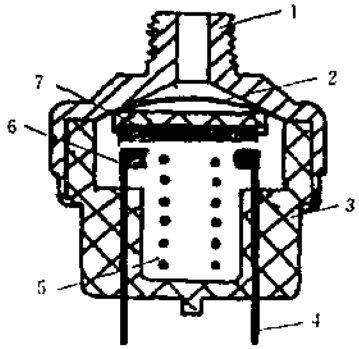


图 18-19　低压压力开关

1—接头；2—金属膜片；3—绝缘外壳；4—接线柱；5—弹簧；6—固定触点；7—活动触点

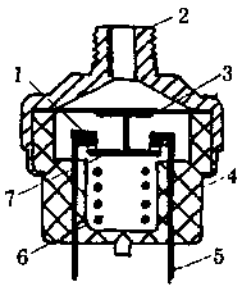


图 18-20　高压压力开关

1—固定触点；2—接头；3—膜片；4—外壳；5—接线柱；6—弹簧；7—活动触点

2. 高压压力开关

当制冷系统在运行过程中，由于某些原因引起高压压力异常升高，超过其规定的安全值时，会导致系统中的零部件损坏。为此，系统中设置高压压力开关，防止系统在异常高的压力下工作，保护系统不受损坏。

高压压力开关的功用有两个，一个是自动切断通往电磁离合器的电路，使压缩机停转；另一个是接通冷凝器的冷却风扇高速档电路，自动提高风扇转速，从而降低冷凝器中制冷剂的温度和压力。其结构及工作原理见图 18-20 所示。从图中可以看出，它与低压开关在结构上基本相同。不同之处主要是活动触点所在的部位。前者的活动触点在固定触点的上方，后者在固定触点的下方。

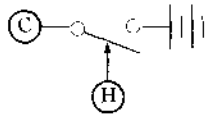
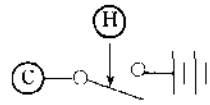
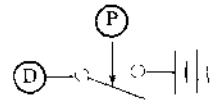
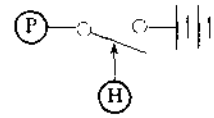
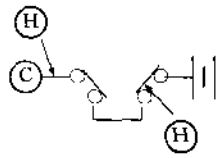
当制冷剂的压力超过某一设定值 2.65 MPa 时，制冷剂的压力高于弹簧 6 的弹力，金属膜片 3 通过固定在其上面的推杆将弹簧压缩，触点断开，电流被切断，使压缩机停转；当制冷剂压力降到 2.06 MPa 左右时，弹簧使膜片回位，触点闭合，电路接通，压缩机开始工作。

3. 压力开关的类型

压力开关的形式有几种，它们的开关形式及作用见表。

近来不少汽车上采用高中低三压开关，三压开关的作用一般如下：当系统高压部分的压力

表 18-2　压力开关的开关形式及作用

	种　类	开关形式	特　性	作　用
A	低压开关		常　闭	高压回路压力低于规定值时使压缩机停转
B	高压开关		常　闭	高压回路压力高于规定值时使压缩机停转
C	低压开关		常　开	低压回路压力低于规定值时接通除霜电磁阀
D	高压开关		常　开	高压压力高于规定值时使冷凝风扇高速运转
E	高低压力复合压力		常　闭	同 A、B，设在高压回路中

注："↑"为压力升高的动作方向。

低于设定值(例如 0.2M Pa)时，低压开关接通，使压缩机电磁离合器脱开；当系统压力高于设定值(例如2 MPa)，高压开关接通，压缩机停转，或冷凝风扇高速旋转。在高、低两个限值之间，压缩机转动，或冷凝风扇处于低速运转。

18.3.4　过热开关及水温开关

1. 过热开关及热力熔断器

过热开关和热力熔断器是配套使用的，其作用是防止压缩机在制冷剂严重缺少或全部漏失的情况下继续运行，而导致压缩机损坏。过热开关是装在压缩机气缸盖上面的，其工作原理见图 18-21。从图中可以看出，当制冷系统的制冷剂很少或全部漏失时，系统内会出现高温低压现象。过热开关感应管内的工质膨胀，膜片 5 上移，使触点 4 与接线柱 1 闭合，过热开关处于闭路状态。这时，电流可以通过熔断器中的发热丝 3，使加热器温度升高，直到把熔断丝熔化。熔化后，电路断开，压缩机停转。图 18-22 为热力熔断器的连接电路。

2. 水温开关

水温开关的作用是防止发动机冷却水的温度过高，它的感温件一般是装在发动机的水泵

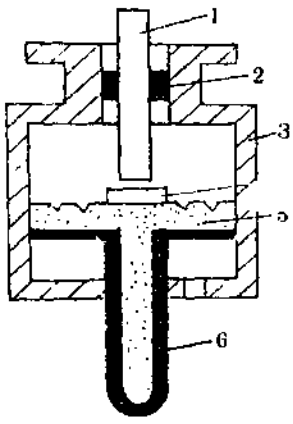


图 18-21　过热开关示意图

1—接线柱；2—绝缘圈；3—外壳；4—动触点；5—金属膜片；6—感应管

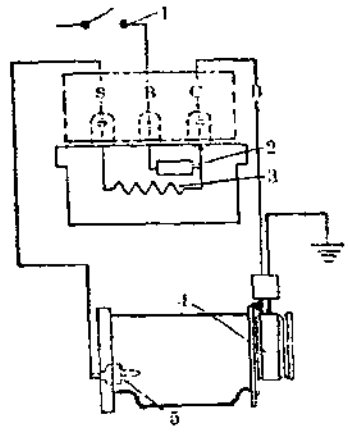


图 18-22　热力熔断器

1—开关；2—熔断丝；3—发热丝；4—电磁离合器圈；5—过热保护开关

壳上，当水温高于 105℃时，传感器中的热敏电阻将水温开关断路，使压缩机停转。当水温降到某一定值时(一般为 95℃左右)，开关又自动接通，压缩机重新工作。这样便可以使发动机的冷却水温度控制在适当的范围内。

18.3.5　蒸发压力调节阀及其他

1. 蒸发压力调节阀

前面我们已讲述过用恒温器自动控制电磁离合器的吸合或分离，从而调节车厢的温度和防止蒸发器产生结霜现象。但也有一些空调系统使用蒸发压力调整阀，控制流入压缩机的制冷剂流量，也同样能调节车厢温度和防止蒸发器结霜。该阀安装在蒸发器出口和压缩机吸入口之间的管道上，见图 18-23 所示。

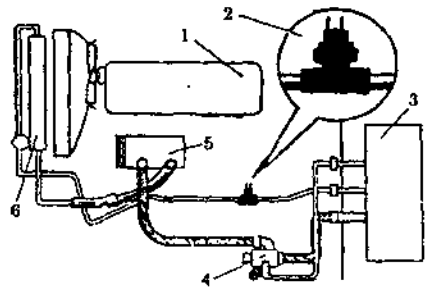


图 18-23　蒸发压力调节阀及压力开关安装位置图

1—发动机；2—压力开关；3—蒸发器组总成；4—蒸发压力调节阀；5—压缩机；6—冷凝器

2. 旁通电磁阀

电磁阀是借助电磁线圈使阀杆升降而将阀启闭的。电流一旦通入电磁线圈，阀杆即被磁力吸引上升，阀即开启。切断电流，磁力消失，阀杆在重力作用下落下，阀即被关闭。

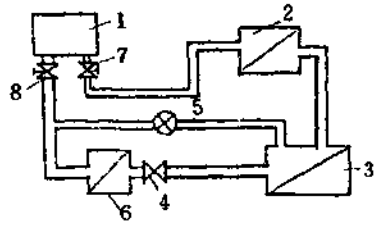


图 18-24　旁通回路工作过程

1—压缩机；2—冷凝器；3—贮液罐；4—膨胀阀；5—旁通电磁阀；6—蒸发器；7—排出阀；8—吸入阀

旁路电磁阀的作用是防止蒸发压力异常下降，使车内温度控制在规定范围，防止蒸发器结霜。

旁路电磁阀回路的工作原理有两种，一种是将旁通电磁阀连接于贮液罐与压缩机吸入阀之间，如图 18-24 所示。当蒸发器的出风温度低于规定温度时，控制电路使连接于贮液罐和压缩机吸入阀之间的旁通阀开启，一部分高温、高压气体制冷剂直接被吸入压缩机，从而减少了循环制冷剂的流量，蒸发器吹出的冷风温度随之上升。当上升到一定范围时，控制电路又使该

阀关闭。这一过程不断循环，使车室内温度控制在规定的范围内，即这种办法是使部分高温高压气体短路回到压缩机。

另一种方法是将旁通电磁阀装在压缩机出口与蒸发器之间，当蒸发压力异常下跌时，将高压蒸汽直接分路到蒸发器，从而提高了蒸发器压力及温度，日本三菱汽车就是采用这种方法。

3. 泄压阀(又称安全阀)

安装在高压回路(例如压缩机、高压管、储液器)中，当系统压力超过规定值时，阀门会自动打开，部分制冷剂释放出来，系统内压力降低，阀门又自动关闭。这种泄压阀的优点是系统内制冷剂不会全部放光，即使系统出故障也不会让空气进入。而贮液器中的易熔塞当系统内压力过高(即同时温度很高)时，制冷剂将被释放完，外部空气容易进入系统。近来世界上趋向用泄压阀代替易熔塞，尤其在R134a系统上推荐用泄压阀。

18.4 汽车空调的常见故障与检修

18.4.1 汽车空调操作注意事项

一般不带计算机控制的汽车的空调器，操作方法比较简单，操作盘上有温度控制旋钮(恒温开关)和风扇风量调节旋钮(风量开关)。风扇风量旋钮有高(HI)、中(M)、低(LO)三档及停止(OFF)；温度控制旋钮有开(ON)、关(OFF)和最大冷量位置(MAX)即低温档。低温档配用高风速档(HI)，而高温档则配合低风速档(LO)。

带有计算机控制的汽车的空调器操作方便，控制可靠。驾驶员只要按下按钮即可。

为正确使用汽车空调器，驾驶员应注意以下几点：

(1) 启动发动机后，应先将风扇开至高风速档，几分钟后，再开恒温器至最大冷量位置。

(2) 风向调节可调整水平及垂直风口的百叶方向。

(3) 发动机停转后，应使空调机停止工作，以免耗费蓄电池的电能。

(4) 汽车怠速时，应适当提高发动机的转速，以免熄火。

(5) 突然高档位启动及长距离爬坡时，应暂时关闭汽车空调器。

(6) 使用时应避免恒温器在最大冷量位置，而风扇在低风速档，以防蒸发器上结霜。

(7) 膨胀阀的开度一般在出厂前已调好，不要随意调整。

(8) 夏日停放车辆，应尽量避免阳光直射。

(9) 空调器开动时，应将车窗关闭。

(10) 应定期清洗冷凝器，可用压缩空气或冷水冲洗，但严禁用蒸汽清洗。

若在冬季不使用空调器，应每周开动制冷压缩机3 min，使之循环，以免系统中断油或机件生锈。

由于各种型号空调器的结构、使用操作不尽相同，故操作时一定要先看懂空调器使用说明书或车用手册，而以上介绍的各条只供一般汽车空调器使用人员参考。

18.4.2 汽车空调的常见故障分析

表18-3和图18-25给出了汽车空调常见的故障分析，供驾驶员和维修人员参考，找出故障原因，及时修理。

表 18-3　压力故障分析

压力		状况	原因	处理
排气压力	过高	冷凝器冷却水温度高，在玻璃观察孔内看不到气泡	制冷剂过量	将制冷剂抽出，重新按规定量充入
		压缩机停机后排气压力急剧下降至 0.2 kPa 左右，然后缓慢下降，玻璃观察孔内可见气泡	系统内混入空气	检漏、更换贮液器，按规定加入制冷剂
		压缩机上部和配管虽然发热，但贮液器却不热	高压管路堵塞	去除堵塞物，清洗管路
		冷凝器风扇上积灰过多，吸气压力高或冷凝器面积太小不匹配，风扇风力小等	冷凝器冷却效果不好	清扫冷凝器，更换匹配的冷凝器或风扇
	过低	在玻璃观察孔内可见许多气泡	制冷剂缺少	按规定补足制冷剂
		贮液器出口部分过冷或有霜	贮液器管路堵塞	更换贮液器
		吸气压力为零，呈负压，膨胀阀出口部分不冷	膨胀阀感温包漏气	更换膨胀阀
		膨胀阀入口处结霜，吸气压力呈负压，同时排气压力也低	膨胀阀冰塞	去除系统中水分、更换贮液器和润滑油
		压缩机停机后，吸气压力、排气压力立即平衡	压缩机阀片、垫片损坏、串通	更换压缩机或阀片、垫片
吸气压力	过高	蒸发器出低压侧配管温度低	膨胀阀开度过大、感温包接触不良	调节膨胀阀的开度、固定感温包
		温度控制器工作但压缩机停机，吸气压力高，排气压力正常	温度调节开关调节不当	调节温度控制器
	过低	吸气压力低，压缩机不停运转，蒸发器冻结	温度调节开关调节不当	调节温度控制器
		膨胀阀结霜	过滤器堵塞	清洗过滤器
		排气压力低，蒸发器出口的压力调整阀压力高	蒸发器压力调节阀闭锁或粘住	按维修手册调节压力调节阀或予以更换
		蒸发器出口压力调节阀压力低，蒸发器冻结	蒸发压力调节阀故障	调节或更换压力调节阀
其他		温度控制器开、停时吸气压力差很小，且开、停间隔短，排气压力正常	温度调节器故障	更换温度调节器
		操作不当		

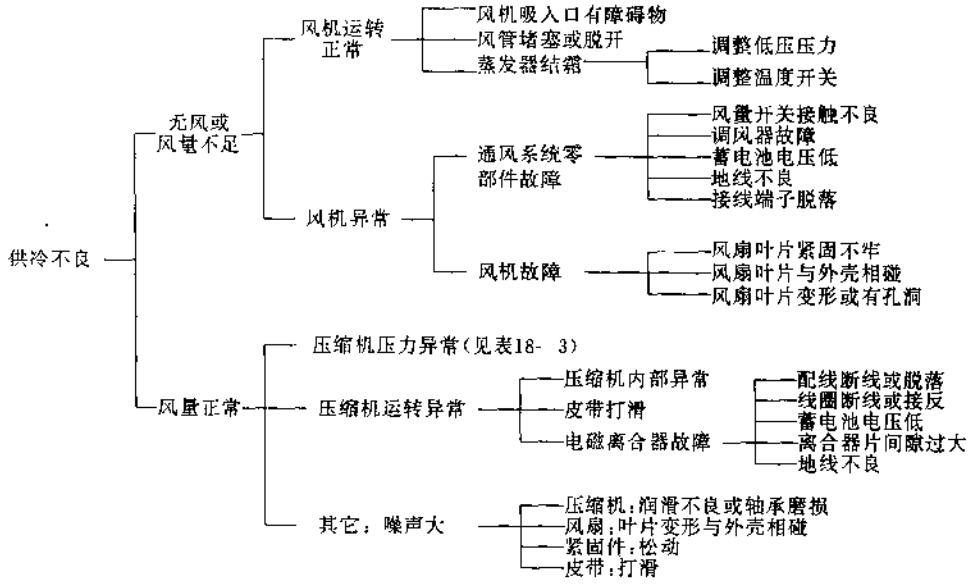


图 18-25　汽车空调常见故障分析

制冷系统高低压侧的压力，随着周围空气温度的变化也会发生显著变化。温度高时，压力也升高，且蒸发器吸入的空气温度也随之变化。蒸发器吸入空气的温度高时，吹出的温度也高。

汽车加热器的故障分析与排除见表 18-4。空调机的故障除磨损外，还有由于安装不良和操作不当引起的故障。空调器与汽车的装配也与此相关。因而，在寻找故障原因时，不仅要从空调设备考虑，还应考虑汽车与空调设备的关系。

表 18-4　加热器的故障现象及其对策

故障现象	原因判断	对策
风扇电动机不转	电器配线接触不良	使电器配线完全接好
	温度保险丝熔断，电机回路断线	温度保险丝熔断时，如电机有异常情况，应更换电动机、电阻器
	加热器的保险丝熔断	更换保险丝
加热时，排气风扇漏冷风和热风	通风口门调整不完善	重新调整通风口门和空气控制杆的连接
除霜时，吹向除霜器的风量少(向足部送风多)	底门装置不良	重新调整底门和空气控制杆的连接
置于 COLD 位置仍送热风	热水阀门装置不良	重新调整热水阀门和温度控制杆的连接
置于 OFF 位置，运行中仍送冷风或热风(指排气风扇、足下和除霜器)	进气门调整不适当，进气门装置不良	重新调整进气门和空气控制杆的连接
加热器控制动作沉重	各类门装置不良	重新调整加热装置和加热控制器

汽车空调的故障大概有下列几种：

(1) 制冷方面：不制冷或供冷不良。

(2) 声音方面：声音异常或有噪声。

(3) 其他方面：过热或异臭等。

判断故障可用看、听、摸的方法：看压力表变化和玻璃观察孔内制冷剂的状态；听各部件运转的声音；摸管路温度高低等。同时，听从使用操作者和乘客的意见也是必要的。由于汽车行驶的时间、地点不同，判断故障时应在停车以后进行检查。

制冷故障的判断：首先对空调器进行分析，在送风机、压缩机正常运转时也要对其他制冷部件进行检查。

制冷剂的循环量可以通过安装在贮液器管路中的玻璃观察孔察看。但在充灌制冷剂时，则不能用玻璃观察孔观看，因其呈气泡状，所以不能正确反映充入量。一般应按压力变化来判定，或按产品说明书中规定的量来充灌。

在玻璃观察孔内，如看到制冷剂液体浑浊不清、起泡沫或有气泡，均说明制冷剂状态不正常。制冷故障的判断详见表 18-5。

声音方面的判断：连续的机械磨损声是由于压缩机、风机运转磨损所引起的。若在某一转速范围内产生明显的异常声音时，则大多是由振动引起的。安装螺丝松脱产生的杂音是主要原因之一。

在有蒸发压力调节阀的空调系统中，由于制冷剂在调节阀出口处的再膨胀而使温度变低，

表 18-5 制冷故障的判断

空调器状态	正常	异常		
高、低压管温度	高压管热、低压管凉，有明显温差	高低压管无明显温差	高低压管温度相同，无温差	高低压管有明显温差，但异常
玻璃观察孔状态	玻璃孔内透明、不浑浊、有气泡流动，但较少。发动机转速无论高、低都呈透明状态	经常有气泡流动、透明，但有白气泡	仅有雾状物	风扇满负荷运转或窗子全部打开或空载运行时，看不见气泡
管道连接部状态	正常	被油污染	油严重污染	正常
制冷剂状态	制冷剂适量	少量泄漏	严重泄漏	制冷剂过量

进而引起软管的硬化。在压缩机、发动机运转时会通过本身的传导，使硬化后的软管产生噪声。此时应更换软管，以消除由它引起的噪声。

压力判断：制冷系统的各种情况，可从压缩机高、低压力表判断压力故障分析见表 18-6。

其他方面故障的判断：车内产生过高温度，可能是由冷凝器效果不好造成，应检查冷凝器的散热翅片或风扇皮带，产生异常气味大多是由于送风软管或送风系统的保温材料及粘合剂在开始使用时发出的。

表 18-6 用检修压力表作出的判断

表盘现象	故障	原因
高、低压表指示比正常低	制冷剂不足	有泄漏
高、低压表指示比正常低得多	制冷剂严重不足	泄漏严重
低压表指示接近零、高压表指示比正常低	膨胀阀损坏	膨胀阀堵塞或感温包失效
高、低压表指示都比正常高	冷气不够冷	膨胀阀调节不当、制冷剂过多
高、低压表指示都比正常高很多	冷气不冷，观察孔内偶有气泡	系统内有空气
高压表指示低于正常，低压表高于正常	没有冷气	膨胀阀内 O 形圈损坏
低压表指示接近零或负值、高压表指示正常或高一点	吹出气不冷	制冷剂内有水分、膨胀阀冰塞
低压表指示比正常高很多，高压表指示比正常稍高	没有冷气、低压管发热	冷凝器损坏
低压表指示比正常低，高压表比正常高很多很多(特高)	冷气不冷，高压管结霜	贮液器或高压管路堵塞
高、低压表指示都低	冷气不冷	压缩机损坏，垫片和阀片损坏

18.4.3 汽车空调的检修概述

1. 压缩机检修

当压缩机出现排气压力过低等不正常情况，以及制冷剂泄漏、离合器打滑或有杂音时，应

判断出故障，并进行检修。

汽车空调用压缩机种类较多，且在车辆行驶中工作，故其构造维修均不相同，本书不能一一涉及。维修时应参照车用手册或空调器维修手册，维修、更换压缩机时应先检查零部件损坏情况，再考虑是否有必要进行更换。维修时必须备有专用工具，在清洁的工作场地进行检修，决不可随意拆修。

若离合器无故障，将离合器脱开，再用扳手转动压缩机，若压缩机不能转动，则表明压缩机卡住。此种情况下使离合器偶合，即会出现离合器打滑。压缩机故障分析见图 18-26。

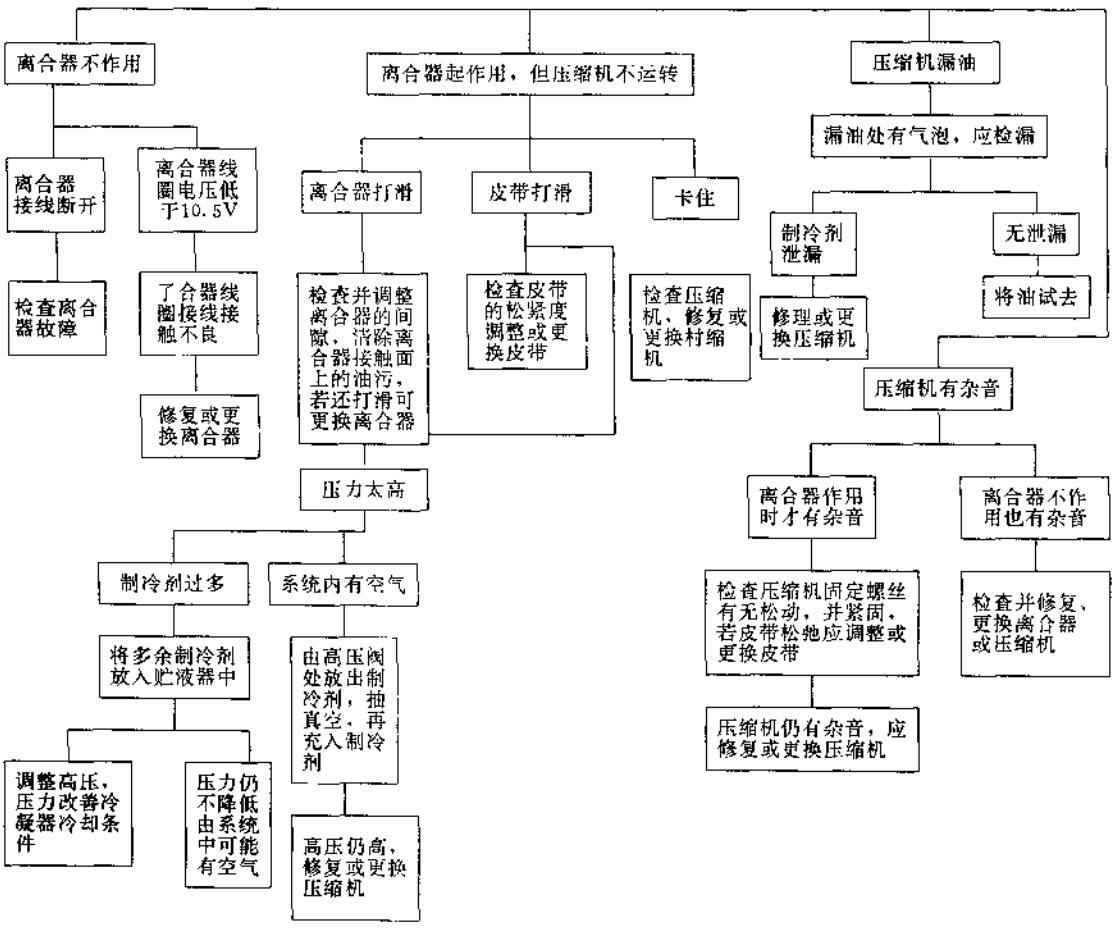


图 18-26　汽车空调压缩机故障分析

2. 离合器的检修

如果压缩机不转动，但又不是压缩机的故障时，可能是离合器有问题。检查时首先检查离合器的电路部分，若离合器线圈有电且工作正常时，则表示离合器发生故障，应予以修复或更换。

电磁离合器轴承的检修方法之一是凭声音进行判断，若有杂音即表明有磨损，应予以更换。拆装轴承时要注意清洁，防止灰尘杂物进入和水分锈蚀，并避免碰伤损坏。

拆卸滑轮与轴承时应先将离合片取出，然后用卡圈钳将滑轮护环取出，为防止压缩机内部损伤，取出滑轮时应用拆卸器及导管罩于轴端上，将滑轮及轴承拔出。

安装滑轮及轴承时，可用适当的工具将滑轮及轴承按下去（或用方木棍、橡皮锤轻轻敲打），使轴承进入座圈中。安装后，将滑轮轻轻转动，看位置及灵活程度如何。最后装上轴端护环、离合片及外壳。

用塞尺测量三角皮带轮和离合器摩擦片的间隙尺寸，按厂家维修手册中规定的尺寸进行更换。

3. 冷凝器和蒸发器的检修

冷凝器和蒸发器都是换热器件，常见故障有盘管泄漏、翅片变形及积灰等。泄漏的冷凝器和蒸发器必须要按原有型号、规格予以更换，翅片变形应小心地用工具将其修整，积灰可清扫除去。制冷剂管路受阻也会导致冷凝器、蒸发器内制冷剂流量减小，使压力不正常（或管外结霜）。堵塞的管路必须疏通或更换。

4. 制冷剂管路的检修

制冷剂管路有损坏、泄漏和内部堵塞等。当发生堵塞时会出现压力异常、系统不制冷或冷量不足。

高压管路堵塞使高压升高，可见高压侧液管结霜。

低压管路堵塞会使高、低压力均低。

排气管堵塞易引起压缩机事故，阀盖破裂。

贮液干燥器堵塞使进出口温差变大，影响制冷。

在压缩机的周围使用许多软管，由于冷热度变化、振动及空气中有害气体的侵蚀等原因，往往使软管硬化。硬化的软管易发生折扁变形、漏气或外界空气、水分进入系统中，也可使噪声加大。

应立即查出变形、泄漏和堵塞的管子予以更换。在抽真空后充入制冷剂。

5. 电动机的检修

电动机的主要故障有线圈烧毁、轴承磨损及电刷、转子磨损。

空调器电动机的维修详见维修手册中有关压缩机电动机维修部分。

影响汽车空调用直流电动机寿命的因素之一是电刷的寿命，随着电刷的磨损，转子也开始磨损，并且堵塞了间隙。这时即使更换新的电刷，电动机性能也难以完全恢复。电刷一般几年内不用更换，但当其有效长度磨损80%时，就应该更换新的。

6. 干燥过滤器的检修

由于制冷系统中水分的影响（冰塞），更换干燥过滤器的工作显得很重要。当发现干燥过滤器的进出口温差变大时，可以确认其内部堵塞。

当制冷系统内含有水分时，水分将与制冷剂发生化学变化，因生成酸而腐蚀金属，产生油泥。制冷剂不能吸收的水分还会在膨胀阀处形成“冰塞”，直接影响制冷量。

系统中进入水分的途径主要是抽真空不纯或进入空气；制冷剂及润滑油中混有水分；制冷系统在维修拆装过程中进入空气或水分等。

系统中制冷剂有泄漏时，也应考虑更换干燥过滤器。

7. 膨胀阀的检修

膨胀阀发生堵塞是常见的故障，可用手触摸而感觉到进、出口有明显的温差。也可根据蒸

发器吸入口与排出口的温差来判断。

若出现膨胀阀失效、动力管损坏或阀口关闭等故障，会引起高压压力不正常。

应该注意，感温包的位置和安装紧固与否对其控制能力有直接的影响。要使感温包的位置适当并扎紧，与外界空气绝热、保温。

8. 蒸发压力调节

蒸发压力调节阀发生故障时，蒸发器压力将会升高或过低(蒸发器冻结)。

蒸发压力调节阀的制冷剂泄漏可按一般检漏方法进行检查，即用卤素灯或检漏仪检查。

蒸发压力调节阀真空膜片破损，蒸发器出口的空气温度不会改变。

在检查、调节蒸发压力调节阀时蒸发压力仍很高，应在低压端装上压力表(尽量在压缩机吸气口安装)。如吸气压力还高，也可能是压缩机或膨胀阀不当引起的。

发现上述故障后，应对蒸发压力调节阀进行检修或更换。

第十九章　空调系统的测定及操作

空调系统在设计、施工完成之后，要进行测试调整，运行期间要进行维护管理，才能充分发挥它的效能。否则，不但不能发挥它应有的作用，而且可能导致事故发生。

空调系统主要有四大部分组成：

(1) 冷源(制冷设备)和热源(加热空气的介质和设备)。

(2) 空气处理设备——空调器材。

(3) 通风系统(空气的输送与分配设备)。

(4) 自动控制系统。

本章主要涉及序号(2)与(3)方面的参数测定及其使用的一般仪器仪表。

19.1　空调系统各主要参数的测定

19.1.1　测定用仪器

对于空调系统的检查，除一般的外观检查外，还要借助于仪器测定，这是了解空气状态和空调设备工作情况的主要手段，也是搞好操作管理和维修工作的重要实践环节。

空调系统需要测定的参数主要有：空气的状态参数(这里主要指温湿度)，风量，设备压降(即阻力)，噪声强度等(至于制冷设备、加热设备及自动控制设备的各种参数测定，在一些专门书籍或资料中介绍，这里从略)。常用的主要仪器有以下几种。

1. 测定空气状态参数的仪器

干湿球温度计(有普通的和遥测的两种)；热电偶温度计；电阻式温度计；双金属自记温度计；半导体点温计；毛发湿度计；氯化锂湿度计。

2. 测定风量的仪器

风量的测定常常是通过测量风道内平均风速 v 的办法来实现的，因为

$$G=3600\rho \cdot v \cdot F=4320v \cdot F(\mathrm{kg/h}),$$

式中：G ——风量，kg/h；

ρ ——空气的密度，常压空调中可近似取 $\rho=1.2\ \mathrm{kg/m^3}$；

v ——风道内平均风速，m/s；

F ——风道截面积，$\mathrm{m^2}$。

(1) 测定进出口风速的仪器有：热电风速计(有热球式与热线式两种)；叶轮式风速计；转杯式风速计。

(2) 测定风道内风速(包括测设备压降)，可通过测量风管内空气的动压和静压来实现。其常用的仪器是毕托管和U型测压管(或倾斜式微压计、或补偿式微压计)。

3. 测噪声强度的仪器

采用常用的精密声级计。

19.1.2 空气状态参数的测定

空气状态的测定，主要是测干湿球温度。测定时应注意：

(1) 测点应尽可能选在气流比较稳定，而且混合比较均匀的断面。室外参数测点应离地1.5 m或选在进风口实际高度处；室内参数测点应离地2.0 m以内，而且离外墙至少0.5 m。如果希望了解整个工作区的空气状态参数是否均匀，应把工作区分为大小相等的若干小面积(如1 m^2)，在小面积中心布置测点；通风管道内温度的测点，可以类似于测风速那样多点布置取平均温度；有时也采用"取样法"测定。

(2) 温度测点应安装在远离冷热表面和不受太阳直射的地方，否则要加装防辐射隔屏。

(3) 温度计在安装好以后，必须经过3～5 min，使读数稳定后才能开始读数。玻璃温度计测读时，观察者的视线应与温度计轴线垂直，而且不要对着温度计呼气。

(4) 干湿球温度计的两支温度计的特征(量程刻度、热惯性等)应尽量相同，在包纱布前，两支温度计应该经过校定，彼此读数的误差不应大于0.1℃；湿球温度计的温包应选用质量较好的脱脂纱布包扎，温包处纱布应保持清洁和湿润。

19.1.3 风量的测定

可以通过风速的测定来得到风量。进出口的风速可直接用风速计测出，而风道内风速的测定常常是用毕托管作感受元件，用U型测压管或倾斜式微压计等作显示元件，测量管道内的静压、动压和全压。图19-1为毕托管结构示意图。图19-2，图19-3分别为毕托管与U型测压管，倾斜式微压计测量静压、动压和全压的安装方法。

在测量风道风速时应注意：

(1) 测量点应尽可能选在任何局部管件(弯头、三通、阀门之类)之前1.5～2倍管道直径或局部管件之后4～5倍管道直径(该管道直径对圆风管来讲是指直径，对矩形风管来讲是指长边)长的直风道上，以避免由于测量断面风速的不均匀性而带来测量误差。

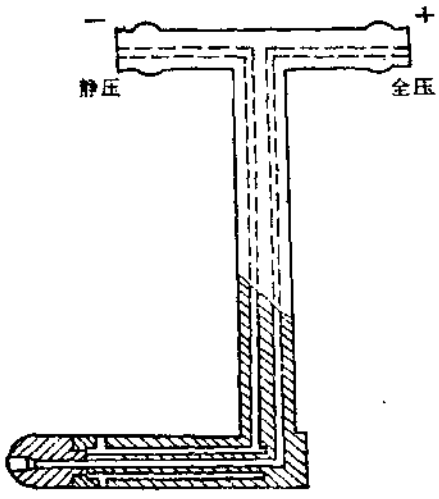


图19-1 毕托管简图

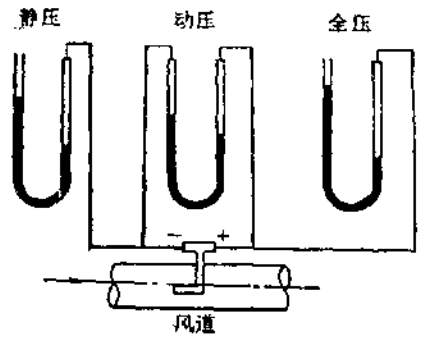


图19-2 毕托管与U形测压管联接方式

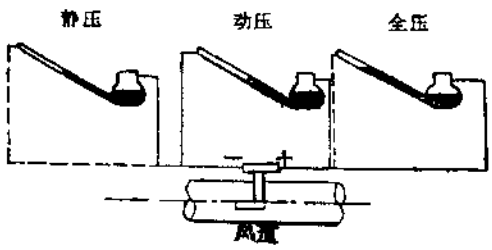


图 19-3 毕托管与倾斜式微压计联接方式

（2）毕托管开口端部小孔应正对气流。

风道内空气的动压 h_v、速度 v 和流量 G 三者有如下的关系式：

$$v=\sqrt{\frac{2}{\rho}h_v}\approx 1.29\sqrt{h_v}\quad (\mathrm{m/s}),$$

$$G=3600\cdot\rho\cdot F\cdot v=4320\cdot v\cdot F\quad (\mathrm{kg/h})。$$

式中：h_v ——风道内空气的动压，Pa；

g ——重力加速度，等于 9.81m/s²；

ρ——空气的密度，等于 1.2kg/m³；

F ——风道的截面积，m²；

v ——平均速度，m/s。

应当指出，风道截面内的速度分布是不均匀的，为了求出平均速度 v，需将截面积划分成若干个相等的小面积，分别测出每个小面积的气流速度 v_1、v_2、v_3…、v_n，然后用下式求出平均速度：

$$v=\frac{v_1+v_2+v_3+\cdots+v_n}{n}\quad (\mathrm{m/s})。$$

对于矩形风管截面来说，划分小面积时，应遵守以下原则：各小截面的形状应尽可能近于正方形，而且面积不大于 0.05 m²。

对圆风管来说，划分的小面积是相等面积的圆心环。每环中，在两条相互垂直的风管轴线上共取四个测点，这些测点距圆心的距离可以按下式决定：

$$R=R_0\cdot\sqrt{\frac{2n-1}{2m}}\quad (\mathrm{mm})。$$

式中：R ——测点距风管中心的距离，mm；

R_0 ——风管半径，mm

n——从风管中心数起的环顺序号；

m—— 风管截面所划分的总环数，它可按表 19-1 所示数值选用。

表 19-1

圆管直径(mm)	≤200	200～400	400～700	≥700
圆环数 m	3	4	5	5～6

以上两种风道截面划分等面积的方法和测定点的位置示于图 19-4。

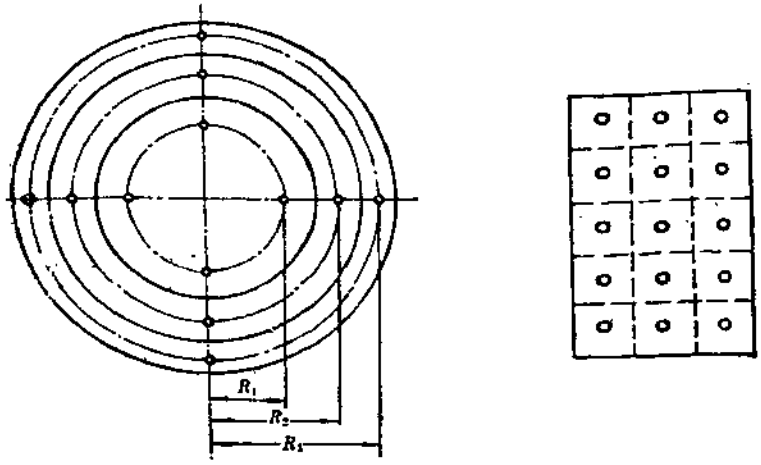


图 19-4　风道截面划分等面积的方法

19.1.4　系统风量调整

若房间各风口测得风量与设计要求不符，则需进行调整。常用改变阀门开启度方法。改变调节阀门开度实质上是改变阀门在管网中的阻力特性，进而改变管网中管段的阻力，阻力改变后，风量也随之相应地发生变化。

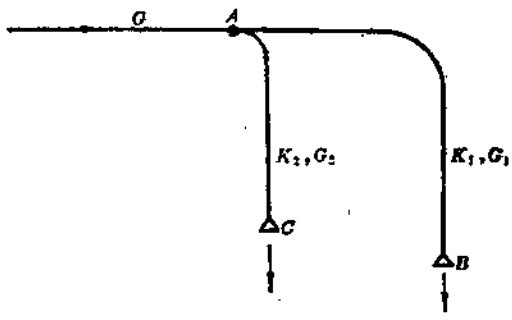


图 19-5　三分支管

根据流体力学知识，任一管段的阻力 ΔH 与风量 G 的平方成正比，即

$$\Delta H = K \cdot G^2 \quad (\mathrm{Pa})。$$

式中：K 是同空气性质、风管长度、尺寸、局部管件阻力系数、与摩擦阻力系数有关的比例常数，在给定的管网中，如果只改变风量，其他(包括阀门)都不变，则 K 值基本不变。

由风管节点压力平衡原理可知，从节点延伸的各支管的阻力值应相等。如图 19-5 所示的节点 A 延伸的两支管段 $\overline{AB}, \overline{AC}$ 中，

$$\Delta H_{AB}^2 = \Delta H_{AC}，$$

$$K_1 \cdot G_1^2 = K_2 \cdot G_2^2，$$

$$\frac{G_1}{G_2} = \sqrt{\frac{K_2}{K_1}}。$$

式中：K_1, K_2 —— 支管段 AB, AC 的阻力常数；

G_1, G_2 ——它们对应的质量流量。

在 K_1, K_2 不变的情况下，变动总风量 G，使支管 AB, AC 中的风量为 G_1' 和 G_2'，则应符合

$$\frac{G_1'}{G_2'} = \sqrt{\frac{K_2}{K_1}}。$$

这个规律告诉我们，在利用调节阀门来调整系统风量过程中，只要使得$\frac{G_1'}{G_2'}$等于设计风量之比。然后再把总风量G调到设计风量值，那么支风管AB和AC的风量，必定等于设计风量G_1和G_2。

系统风量调节应从最远房间的支管开始，逐步调向离送风机最近的分支。例如图19-6所示的风管系统中，风量的调整步骤是：

(1) 首先调整G_1与G_2，G_3与G_4，G_7与G_8使它们分别等于对应的设计风量之比。

(2) 调整G_5与G_6使之等于对应的设计风量之比。

(3) 调整G_9与G_{10}使之等于对应的设计风量之比。

(4) 调整G_{11}，使其等于设计总风量。

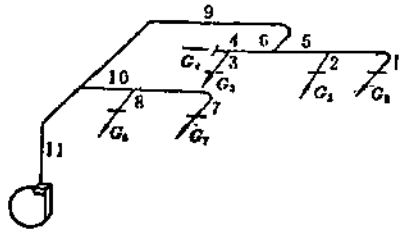


图19-6 多分支管

19.1.5 风机风量调整方法

1. 调整风机前或者风机后的阀门

此方法操作简单，但是经济性差，噪声增大，所以当测得的风量同设计风量偏差不太大时运用较好。

2. 调整风机转速

对用皮带轮转动的风机，可用改变皮带轮直径的办法来进行调速，或者用调速电机(直流电机或交流电机加装交流调频装置)驱动风机，因为

$$\frac{D_1}{D_2}=\frac{n_2}{n_1}=\frac{V_2}{V_1}=\sqrt{\frac{H_2}{H_1}}=\sqrt[3]{\frac{N_2}{N_1}}。$$

式中：D_1，D_2 —调速前后风机的皮带轮直径；

n_1，n_2 —调速前后风机的转速；

V_1，V_2 —调速前后风机的体积流量；

H_1，H_2 —调速前后的压头；

N_1，N_2— 调速前后风机的功率。

当实测风量与设计风量相差很大时，采用此方法，经济性好。

19.2 空调系统的一般操作

19.2.1 一般操作

空调系统的操作，主要包括通风设备的操作，夏季制冷装置的操作，冬季加热设备的操作。下面简单介绍空调系统操作的一般顺序。

(1) 操作前的准备：首先要检查空调系统在电源、水源、冷热源等方面是否接通和准备就绪，然后再检查风机、水泵以及各种空气处理设备是否能够开始正常运行(通过试车观察有无反常现象)。尤其是对长期不运行或检修以后的空调系统，这一工作更加必要。

(2) 启动通风机：应该注意，在启动离心式通风机前最好首先关闭风道阀门，然后启动；待风机运行正常后，逐渐将阀门打开到规定位置。这样做的目的是防止电动机过载，大功率的

风机尤其应当如此。

(3) 在夏季降温工况时，待通风机运行后，即可进行制冷装置的操作(详见本书有关章节)。

反之，在停车的操作中应先停止制冷装置的运转，然后停止通风机的运行。

(4) 在冬季采暖工况时，则待通风机运行之后即可操作热媒管路的阀门，使加热器投入运行(或合上电源使电加热器工作)，随后才可以启动蒸汽加湿阀门，对空气进行加湿。

反之，停车操作时应先关闭蒸汽加湿器，然后再关闭加热器，最后关闭通风机。

19.2.2 一般维护管理

空调系统是由冷源与热源、空调器、通风系统和自动控制四大部分组成。涉及到热、机、电诸方面。因而其维护管理是一项综合性的技术工作。运行要有专人记录，检修要有立项卡片，检查要有顺序。一旦发现空调效果不正常，第一步应检查通风系统，它主要包括：

(1) 通风机是否有故障？是否整个系统风量都下降？

(2) 送风管路有否损坏？是否存在严重漏风？

(3) 通风系统的所有调风门位置是否动过？各房间风量有否明显的不均衡变化？

(4) 空气过滤器是否严重堵塞(这是最容易疏忽的地方)？

第二步检查自动控制设备是否失灵？

第三步检查制冷装置或加热设备的故障原因。

检查出故障原因，要对症下药及时予以修理解决。

附录Ⅰ　上海市中级制冷设备维修工培训计划与教学大纲

（1996 年 12 月讨论稿）

一、培训目标

通过中级理论教育和实践培训，应使学员具有本工种中级工"应知"技术理论知识和使用操作的"应会"能力。

具体要求：

较全面的掌握本工种的理论知识并具备制冷设备的正确使用、维护保养及检修的能力。懂得制冷设备的安装技术规程和调试方法。同时提高学员的分析、解决有关制冷及空调技术上的实际问题和从事本专业内有关的技术革新的能力。

二、课程设置和要求

根据培训目标，设置应用数学基础、机械制图（包括零件测绘）、机械基础、实用电工电子技术基础、制冷与空调原理及应用、全面质量管理六门课程。

1. 应用数学基础

根据本专业的需要，讲授代数、几何、三角函数等内容，使学员掌握初等数学的基础知识和运算技能，从而提高学员的逻辑思维和分析问题、解决问题的能力。

2. 机械制图

使学员能看懂较复杂的零件图和一般装配图，学会简单机械零件的测绘和绘制零件图。

3. 机械基础

本课程是为制冷设备维修工提供机械基础知识而设置的，通过学习使学员掌握一般的机械结构和工作原理，以及各种传动机构及其简单的计算能力。

4. 实用电工电子技术基础

使学员掌握一般的应用电工、电子学基础知识和在制冷设备中常用的电器设备的结构和工作原理，学会分析判断和排除有关制冷设备中电路的一般故障。

5. 制冷与空调原理及应用

使学员掌握制冷空调的理论知识，并具备制冷设备的正确使用、维护保养和检修的能力，同时掌握制冷设备的安装规程、调试技能和具有对一般冷库制冷负荷的计算能力。

6. 全面质量管理

使学员掌握全面质量管理的基本概念，主要任务，内容和方法，从而提高质量意识，重视全面质量管理的活动。

三、课程计划表

序号	课　　程	课　时
1	应用数学基础	40
2	机械制图	40
3	机械基础	50
4	实用电工、电子技术基础	90
5	制冷与空调原理及应用	180
6	全面质量管理（考查课）	20
	合　　计	420

《制冷与空调原理及应用》教学大纲

一、教学目的和要求

《制冷与空调原理及应用》是制冷工中级技术理论教学中的一门重要专业课程，学员通过本课程的学习后应达到以下要求：

（1）使学员较全面地掌握制冷与空调的理论知识及制冷与空调设备基本结构和制冷系统的工作原理。

（2）使学员掌握制冷设备的正确使用、维护保养和检修的技能、技术。

（3）使学员掌握制冷设备和制冷系统的安装规程和调试方法。

（4）使学员学会简单制冷系统的设计方法和制冷负荷基本计算技能。

（5）使学员掌握家用电冰箱和房间空调器的基本结构及工作原理。

二、教学内容和课时分配

《制冷与空调原理及应用》教学内容与课时分配

列表如下：

序号	教学内容	课时
1	绪论：(1)制冷空调技术的应用，国内外制冷空调技术现状及发展趋势；(2)食品冷藏原理	
2	制冷空调技术基础理论(包括制冷技术有关的热工学、流体力学、制冷原理、制冷循环的基础理论知识及制冷工质压焓图(p-i图)的组成和应用	
3	制冷剂、载冷剂和冷冻机油	
4	制冷压缩机(以活塞式为主，简单介绍螺杆式、离心式、转子式、涡旋式、斜盘式)	
5	制冷设备和辅助设备(包括蒸发器、冷凝器、高、低压容器，润滑系统、冷却水系统设备，分油器和过滤干燥器等)	
6	制冷系统及制冷系统控制器阀件(制冷系统包括压缩机、液泵、库房、管系等。制冷系统控制器件，包括节流阀、截止阀、安全阀、热力膨胀阀、电磁阀、蒸发压力和凝压力调节阀、止回阀、旁通阀以及温度、压力、压差、液位等控制器等。	
7	冷藏库制冷负荷的计算	
8	家用电冰箱、低温箱、冷藏柜的结构、工作原理及使用	
9	制冷设备的电器控制线路(主要元器件及简单电气控制回路)	
10	制冷设备及管道的安装与试运转	
11	制冷设备的操作与管理	
12	制冷设备的运行调节与控制	
13	制冷系统的故障分析和处理	
14	制冷设备的维修	
15	空调基本原理及应用知识(含湿空气)	
16	空气处理方法及送风量的确定	
17	空调系统的组成	
18	空调系统及其调试	
19	房间空调器(立柜式、挂壁式和窗式)的结构、工作原理及使用	
20	汽车空调原理、装置与使用	
	合计	150

《应用数学基础》教学大纲

一、教学目的和要求

复习初中代数，并使学员掌握高中数学的有关内容，为学习技术课和解决生产实际问题打好基础。

二、课时分配表

序号	课程	课时
1	第一章　数学基础知识	
2	第二章　函数(包括三角函数)	
3	第三章　基础数学及工程应用知识	
4	第四章　空间形体的面积和体积计算	
	合计	40

三、教学内容

第一章　初中数学复习

1. 代数式
2. 代数方程与不等式
3. 平面几何

第二章　函数(含三角函数)

1. 函数基本概念
2. 一次和二次函数
3. 指数函数及函数的奇偶性和单调性
4. 角的概念，弧度制
5. 任意角三角函数的定义和三角函数的符号
6. 任意角三角函数值的求法
7. 三角函数的图像和性质
8. 两角和、差、两倍角、半角的三角函数

第三章　基础数学和工程应用知识

第四章　空间形体的面积和体积计算

1. 棱柱、圆柱及其计算
2. 棱锥、圆锥及其计算
3. 棱台、圆台及其计算
4. 球及其计算

《机械制图》教学大纲

一、教学目的和要求

能识读复杂零件图和一般装配图，懂得测绘方法和能测绘一般零件及绘制零件图。

二、课时分配表

序号		课时
1	第一章　零件的投影知识	12
2	第二章　机件的常用表达方法	8
3	第三章　零件图及装配图	8
4	第四章　标准件和常用件	8
5	第五章　装配图的识读	4
	合计	40

三、课程内容

第一章　零件的投影分析

1. 形体和投影基本知识
2. 组合体的视图及尺寸标准法
第二章　机件的常用表达方法
1. 基本视图与辅助视图
2. 剖视图及剖面
第三章　零件图
1. 轴、套、支架箱体类零件工作图的表达与绘制
2. 零件的测量
第四章　标准件和常用件
1. 螺纹标注及画法
2. 齿轮
3. 键、销连接
4. 弹簧
5. 滚动轴承
6. 皮带轮、链轮、棘轮

《机械基础》教学大纲

一、教学目的和要求

掌握常见机构和传动零件的作用、原理、种类、用途及一般的知识。

二、课时分配表

序号	课　　程	课　时
1	第一章　平面机构	10
2	第二章　连接零件	10
3	第三章　传动、轴系及零件	12
4	第四章　简单轮系及其计算	8
5	第五章　轴系零件	10
	合　　计	50

三、教学内容

第一章　平面机构
1. 平面连杆机构
(1) 平面连杆机构的类型及其应用
(2) 平面连杆机构的基本性质
2. 凸轮机构
(1) 凸轮机构的应用与分类
(2) 从动杆运动规律
(3) 轮廓曲线的绘制
3. 间歇运动机构
(1) 棘轮机构
(2) 槽轮机构
第二章　连接零件
1. 键连接
(1) 平键和半圆键连接
(2) 花键连接
2. 螺纹连接
(1) 螺纹连接的种类和应用
(2) 螺纹的几何参数
(3) 螺旋传动
第三章　传动、轴系及零件
1. 带传动
(1) 带传动的特点、类型和材料
(2) 影响带传动能力的因素
(3) 三角胶带传动装置的安装、使用和维护
2. 齿轮传动
(1) 齿轮传动特点、分类
(2) 渐开线及其性质
(3) 渐开线齿轮啮合特点
(4) 直齿圆柱齿轮的主要参数和几何尺寸
(5) 直齿圆柱齿轮公法线长度和固定弦齿厚
(6) 斜齿圆柱齿轮传动简介
(7) 直齿圆锥齿轮传动简介
(8) 变位直齿圆柱齿轮传动简介
(9) 齿轮的常用材料
(10) 齿轮的失效形式
3. 蜗杆传动
(1) 蜗杆传动的组成和特点
(2) 其他蜗杆传动简介
第四章　轮系及其计算
1. 定轴轮系
2. 定轴轮系计算实例
3. 周转轮系简介
第五章　轴系零件
1. 轴
(1) 概述
(2) 轴的结构、种类和用途
2. 滑动轴承
3. 滚动轴承
(1) 概述
(2) 滚动轴承代号、基本类型及特性
(3) 滚动轴承的选择
4. 联轴器与离合器
(1) 联轴器与离合器的作用
(2) 联轴器
(3) 离合器

《实用电工电子技术基础》教学大纲

一、教学目的和要求

掌握一般的电工基础知识和制冷设备中常用的电器设备原理、结构、性能、用途及合理使用它们的

方法。懂得常用电工测试仪表的基本原理及正确使用和保养方法，学会制冷设备基本电气参数的测量和一般测试技能，达到能准确判断制冷设备电路系统故障，并能排除。

序号	课　　程	课　时
1	第一章　绪　论	
2	第二章　电工基础	
3	第三章　电工测量	
	合　　计	40

三、课程内容

第一章　绪　论

1. 电气发展及其在冷冻上的应用

第二章　电工基础

1. 直流电路
2. 电磁场
3. 交流电路
4. 变压器与电动机
5. 安全用电一般知识

第三章　电工测量

1. 常用电工测量仪表介绍
2. 低压电器及各种材料
3. 温度的测量与控制知识
4. 制冷设备电器参数的测定方法
5. 测量技术

第四章　常用电器及控制电路

1. 常用电器
2. 制冷系统典型电气控制电路介绍
3. 常见电路故障分析与排除

第五章　电子技术基础

1. 半导体二、三极管
2. 基本放大器
3. 反馈和振荡
4. 直流放大器和集成运算放大器
5. 功率放大器
6. 直流稳压电源
7. 数字电路基础
8. 集成触发器
9. 基本逻辑部件
10. 制冷机电子控制典型实例介绍

附录Ⅱ　制冷剂特性表和 lg$p$-i 图

附表 1　NH_3、R12、R22、和 R134a 的液体和饱和蒸气热力性质表

温　度 C	压　力 (MPa)	液体比容 v' (dm^3/kg)	蒸气比容 v'' (m^3/kg)	液体焓 i' (kJ/kg)	蒸气焓 i'' (kJ/kg)	汽化热 $r=i''-i'$ (kJ/kg)
1. 氨(NH_3)						
−50	0.0410	1.424	2.621	−27.3	1390.1	1417.4
−45	0.0547	1.437	2.002	−4.9	1398.5	1403.4
−40	0.0719	1.449	1.549	17.6	1406.7	1389.1
−35	0.0934	1.462	1.214	40.2	1414.6	1374.4
−30	0.1198	1.476	0.961	62.8	1422.1	1359.3
−25	0.1519	1.489	0.770	83.5	1429.4	1343.9
−24	0.1591	1.492	0.737	90.1	1430.8	1340.7
−22	0.1743	1.498	0.677	99.2	1433.6	1334.4
−20	0.1906	1.504	0.622	108.3	1436.3	1328.0
−18	0.2081	1.510	0.573	117.4	1439.0	1321.6
−16	0.2269	1.515	0.528	126.6	1441.6	1315.0
−14	0.2470	1.522	0.488	135.7	1444.2	1308.5
−12	0.2684	1.528	0.451	144.9	1446.7	1301.8
−10	0.2914	1.534	0.417	154.0	1449.1	1295.1
−8	0.3158	1.540	0.387	163.2	1451.5	1288.3
−6	0.3418	1.546	0.359	172.4	1453.8	1281.4
−5	0.3555	1.550	0.346	177.0	1454.9	1277.9
0	0.4301	1.566	0.289	200.0*	1460.3	1260.3
5	0.5165	1.583	0.243	223.1	1465.3	1242.2
10	0.6158	1.601	0.205	246.2	1469.8	1223.6
15	0.7293	1.620	0.174	269.5	1473.8	1204.3
20	0.8582	1.639	0.149	292.8	1477.4	1184.6
25	1.0039	1.660	0.128	316.3	1480.5	1164.2
30	1.1678	1.681	0.110	339.9	1483.0	1143.1
32	1.2388	1.690	0.104	394.4	1483.9	1134.5
34	1.3130	1.700	0.098	358.9	1484.7	1125.8
36	1.3905	1.708	0.098	368.4	1485.4	1117.0
38	1.4715	1.717	0.088	378.0	1485.9	1107.9
40	1.5559	1.727	0.083	387.6	1486.4	1098.8
45	1.7832	1.752	0.072	411.8	1487.2	1075.4
50	2.0346	1.778	0.063	436.4	1487.3	1050.9
2. R12(CF_2Cl_2)						
−30	0.1004	0.627	0.159	172.8	338.1	165.3
−28	0.1092	0.674	0.147	174.6	339.0	164.4
−26	0.1187	0.677	0.136	176.4	340.0	163.6
−24	0.1288	0.680	0.126	178.1	340.9	162.8
−22	0.1395	0.683	0.117	179.9	341.8	161.9
−20	0.1509	0.685	0.109	181.7	342.7	161.0
−18	0.1630	0.688	0.101	183.6	343.6	160.0
−16	0.1759	0.691	0.094	185.4	344.5	159.1
−14	0.1895	0.694	0.088	187.2	345.4	158.2
−12	0.2039	0.697	0.082	189.0	346.3	157.3
−10	0.2191	0.700	0.077	190.8	347.1	156.3

* 焓为相对值，制冷剂在 0 C时取 $i=200$ 或 500 kJ/kg，对热力计算结果无影响。

（续表）

温　度 ℃	压　力 (MPa)	液体比容 v' (dm^3/kg)	蒸气比容 v'' (m^3/kg)	液体焓 i' (kJ/kg)	蒸气焓 i'' (kJ/kg)	汽化热 $r=i''-i'$ (kJ/kg)
−8	0.2353	0.703	0.072	192.6	348.0	155.4
−6	0.2521	0.706	0.067	194.5	348.9	154.4
−4	0.2699	0.710	0.063	196.3	349.8	153.5
−2	0.2888	0.713	0.059	198.2	350.6	152.4
0	0.3086	0.716	0.055	200.0	351.5	151.5
2	0.3294	0.720	0.052	201.9	352.3	150.4
4	0.3512	0.723	0.049	203.7	353.2	149.5
5	0.3625	0.725	0.047	204.7	353.6	148.9
10	0.4233	0.734	0.041	209.3	355.7	146.4
15	0.4913	0.743	0.035	214.1	257.8	143.7
20	0.5673	0.753	0.031	218.8	359.8	141.0
25	0.6516	0.764	0.027	223.7	361.7	138.0
30	0.7449	0.775	0.024	228.6	363.6	135.0
32	0.7848	0.779	0.022	230.5	364.3	133.8
34	0.8264	0.784	0.021	332.5	365.1	132.6
36	0.8695	0.789	0.020	234.5	365.8	131.3
38	0.9142	0.794	0.019	236.6	366.5	129.9
40	0.9607	0.799	0.018	238.6	367.2	128.6
42	1.0088	0.804	0.017	240.6	367.9	127.3
44	1.0587	0.810	0.016	242.7	368.5	125.8
46	1.1104	0.815	0.016	244.7	369.2	124.5
48	1.1639	0.821	0.015	246.8	370.0	123.2
50	1.2193	0.827	0.014	248.9	370.4	121.5
52	1.2767	0.833	0.013	251.1	371.0	120.0
54	1.3360	0.839	0.013	253.2	371.6	118.4
55	1.3664	0.842	0.013	254.3	371.9	117.6
60	1.5260	0.859	0.011	259.7	373.3	113.6
3. R22(CHF_2CL)						
−80	0.0105	0.660	1.765	115.1	369.3	254.2
−75	0.0148	0.665	1.277	119.9	371.8	251.9
−70	0.0205	0.671	0.942	124.8	374.3	249.5
−65	0.0279	0.677	0.706	129.8	376.7	246.9
−60	0.0375	0.683	0.538	134.8	379.2	244.4
−55	0.0494	0.689	0.415	139.9	381.6	241.7
−50	0.0644	0.695	0.325	145.0	384.0	239.0
−45	0.0827	0.702	0.257	150.2	386.4	236.2
−40	0.1049	0.709	0.206	155.5	388.7	233.2
−35	0.1316	0.717	0.167	160.8	391.0	230.2
−30	0.1634	0.724	0.136	166.2	393.3	227.1
−28	0.1777	0.727	0.126	168.4	394.1	225.7
−26	0.1929	0.731	0.116	170.5	395.0	224.5

（续表）

温　度 C	压　力 (MPa)	液体比容 v' (dm^3/kg)	蒸气比容 v'' (m^3/kg)	液体焓 i' (kJ/kg)	蒸气焓 i'' (kJ/kg)	汽化热 $r=i''-i'$ (kJ/kg)
−24	0.2091	0.734	0.108	172.7	395.9	223.2
−22	0.2264	0.737	0.100	175.0	396.8	221.8
−20	0.2447	0.741	0.093	177.5	397.0	220.5
−18	0.2642	0.744	0.086	179.4	398.4	219.0
−16	0.2848	0.747	0.080	181.7	399.3	217.6
−14	0.3067	0.751	0.075	183.9	400.1	216.2
−12	0.3298	0.755	0.070	186.2	400.9	214.7
−10	0.3542	0.758	0.065	188.4	401.7	213.3
−8	0.3799	0.762	0.061	190.7	402.5	211.8
−6	0.4071	0.766	0.057	193.0	403.3	210.3
−4	0.4357	0.770	0.054	195.0	404.1	209.1
−2	0.4658	0.774	0.050	197.7	404.8	207.1
0	0.4974	0.778	0.047	200.0	405.6	205.6
2	0.5306	0.782	0.044	202.4	406.3	203.9
4	0.5655	0.787	0.042	204.7	407.0	202.3
5	0.5836	0.789	0.040	205.9	407.4	201.5
10	0.6805	0.800	0.035	211.9	409.1	197.2
15	0.7889	0.812	0.030	217.9	410.7	192.8
20	0.9097	0.824	0.026	224.0	412.2	188.2
25	1.0436	0.838	0.023	230.3	413.6	183.3
30	1.1915	0.852	0.020	236.6	414.8	178.2
32	1.2549	0.858	0.019	239.1	415.3	176.2
34	1.3206	0.864	0.018	241.7	415.7	174.0
36	1.3889	0.870	0.017	244.3	416.2	171.9
38	1.4597	0.877	0.016	246.9	416.6	169.7
40	1.5331	0.884	0.015	249.6	416.9	167.3
42	1.6092	0.891	0.014	252.2	417.2	165.0
44	1.68	0.898	0.014	254.9	417.6	162.7
46	1.7698	0.906	0.013	257.6	417.8	160.2
48	1.8543	0.914	0.012	260.3	418.1	157.8
50	1.9418	0.922	0.012	263.1	418.2	155.1
52	2.0324	0.931	0.011	265.9	418.4	152.5
54	2.1260	0.940	0.011	268.7	418.5	149.8
55	2.1739	0.944	0.010	270.1	418.6	148.5
60	2.4260	0.969	0.009	277.4	418.6	141.2
4. R134a($C_2H_2F_4$)逐步替代R12的制冷剂						
−30	0.0847	0.702	0.224	161.9	379.1	217.2
−28	0.0391	0.723	0.205	164.4	380.4	216.0
−26	0.1020	0.727	0.188	166.8	381.6	214.8
−24	0.1116	0.730	0.173	169.3	282.8	213.5
−22	0.1219	0.733	0.159	171.8	384.1	212.3

（续表）

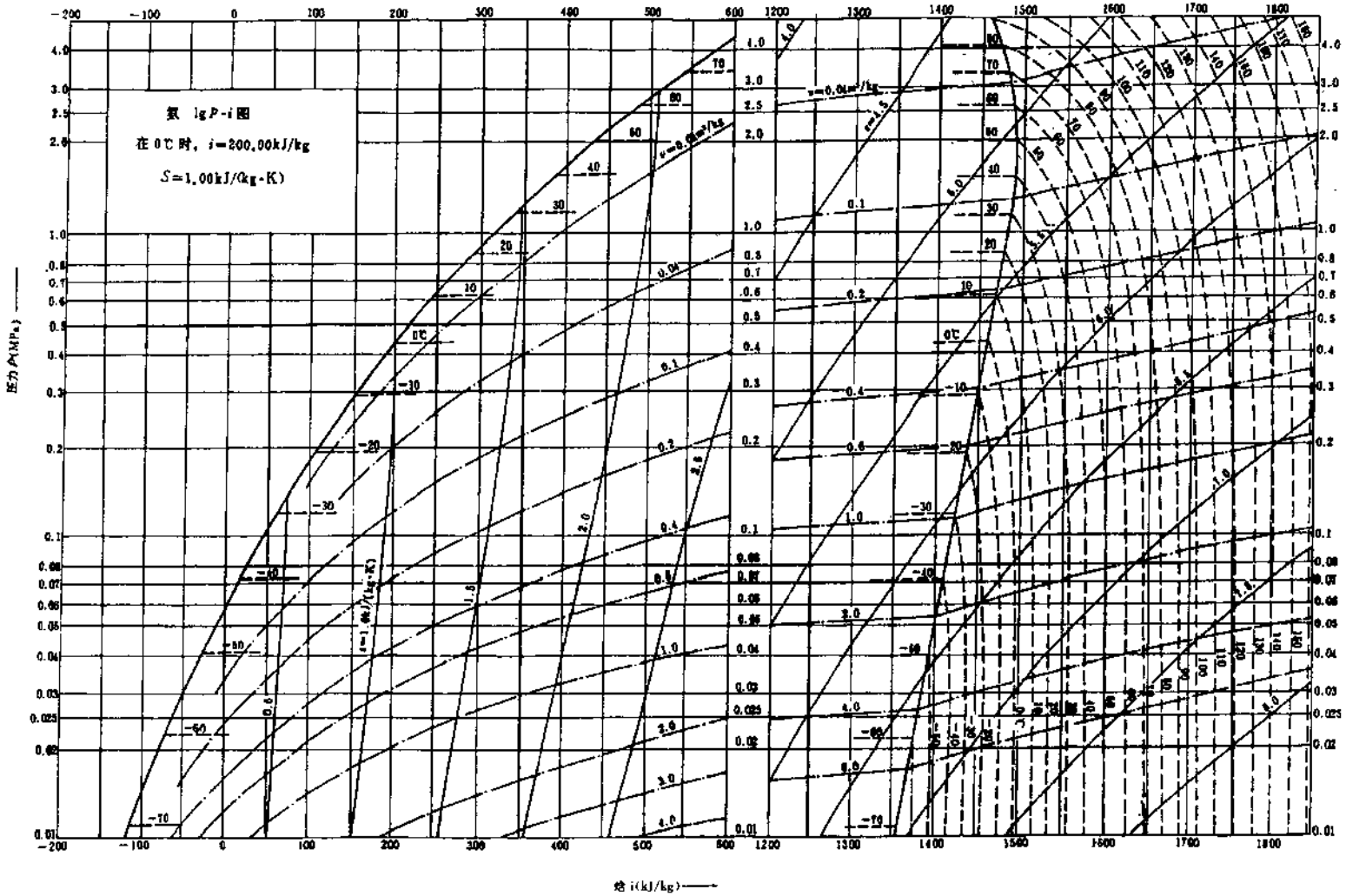
温　度 C	压　力 (MPa)	液体比容 v' (dm^3/kg)	蒸气比容 v'' (m^3/kg)	液体焓 i' (kJ/kg)	蒸气焓 i'' (kJ/kg)	汽化热 $r=i''-i'$ (kJ/kg)
−20	0.1330	0.736	0.146	174.2	385.3	211.1
−18	0.1448	0.740	0.135	176.8	386.5	209.7
−16	0.1575	0.743	0.125	179.3	387.7	208.4
−14	0.1710	0.746	0.115	181.8	388.9	207.1
−12	0.1854	0.750	0.107	184.4	390.1	205.7
−10	0.2007	0.753	0.099	187.0	391.3	204.3
−8	0.2170	0.757	0.092	189.5	392.5	203.0
−6	0.2344	0.761	0.085	192.1	393.7	201.6
−4	0.2527	0.764	0.079	194.7	394.9	200.2
−2	0.2722	0.768	0.074	197.4	396.1	198.7
0	0.2928	0.772	0.069	200.0	397.2	197.2
2	0.3146	0.776	0.064	202.7	398.4	195.7
4	0.3377	0.780	0.060	205.3	399.5	194.2
6	0.3620	0.784	0.056	208.0	400.7	192.7
8	0.3876	0.788	0.053	210.7	401.8	191.1
10	0.4146	0.793	0.049	213.4	402.9	189.5
12	0.4429	0.797	0.046	216.2	404.0	187.8
14	0.4728	0.802	0.043	218.9	405.1	186.2
16	0.5042	0.807	0.041	221.7	406.2	184.5
18	0.5371	0.811	0.038	224.5	407.3	182.8
20	0.5716	0.816	0.036	227.3	408.3	181.0
22	0.6078	0.821	0.034	230.1	909.4	179.3
24	0.6457	0.826	0.032	232.9	410.4	177.5
26	0.6853	0.831	0.030	235.7	411.5	175.8
28	0.7268	0.836	0.028	238.6	412.5	173.9
30	0.7701	0.842	0.026	241.5	413.5	172.0
32	0.8153	0.847	0.025	244.4	414.5	170.1
34	0.8625	0.853	0.024	247.3	415.4	168.1
36	0.9117	0.859	0.022	250.2	416.4	166.2
38	0.9630	0.865	0.021	253.2	417.3	164.1
40	1.0164	0.871	0.020	256.2	418.3	162.1
42	1.0720	0.878	0.019	259.2	419.1	159.9
44	1.1299	0.885	0.018	262.2	420.0	157.8
46	1.1901	0.892	0.017	265.3	420.8	155.5
48	1.2526	0.900	0.016	268.3	421.7	153.4
50	1.3176	0.906	0.015	271.5	422.5	151.0
52	1.3851	0.914	0.014	274.6	423.2	148.6
54	1.4552	0.922	0.013	277.7	424.0	146.3
56	1.5278	0.931	0.013	280.9	424.7	143.8
58	1.6032	0.940	0.012	284.1	425.3	141.2
60	1.6813	0.949	0.011	287.4	426.0	138.6

附表 2　饱和湿空气的密度、蒸汽压、含湿量和焓(101.1 kPa 时)

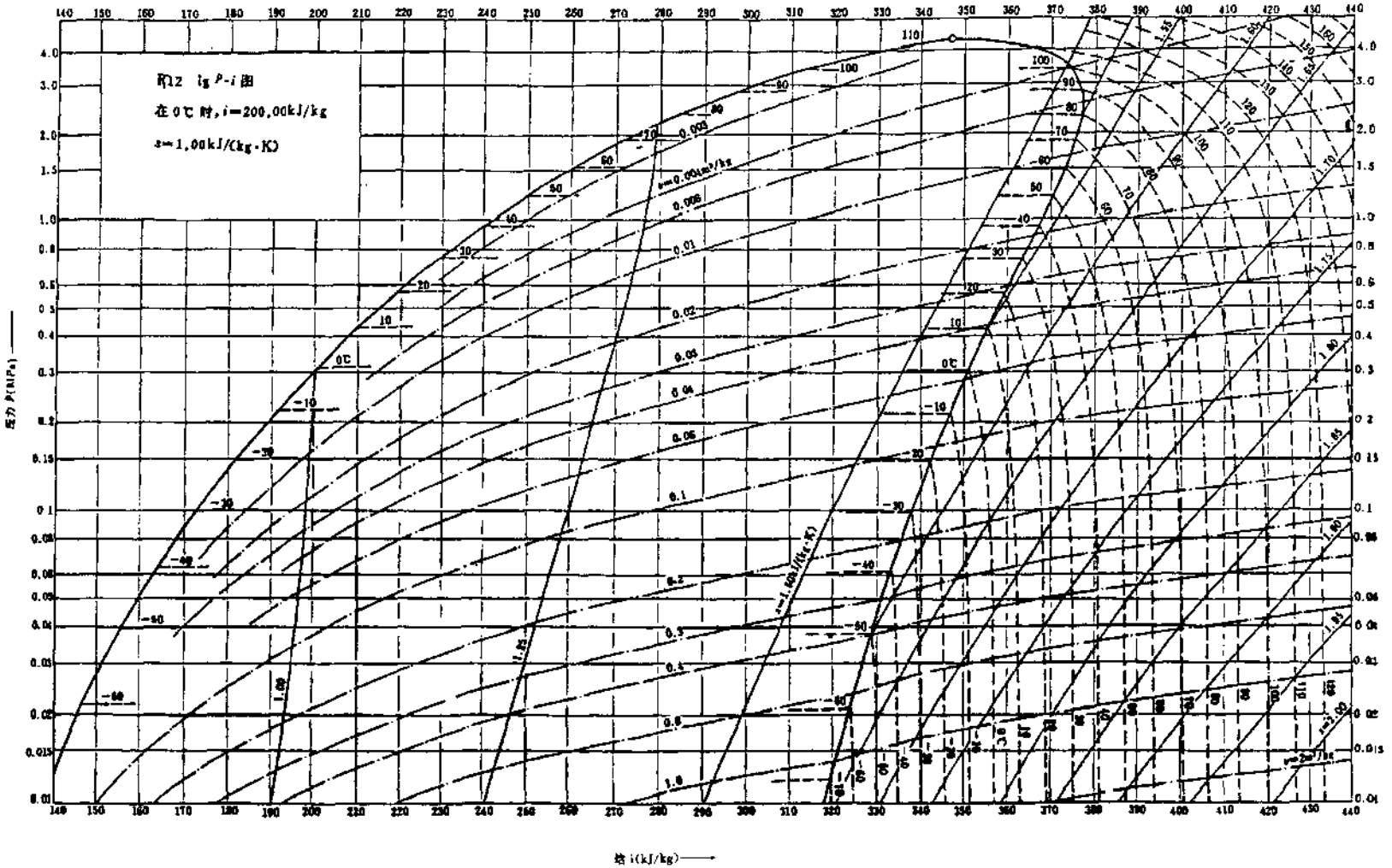
空气温度 (℃)	密　度 (kg/m^3)	蒸汽压 (Pa)	含　湿　量 (g/m^3)	(g/kg)	焓 (kJ/kg)
−20	1.395	108	0.88	0.63	−18.15
−18	1.348	127	1.07	0.77	−16.20
−16	1.373	147	1.28	0.93	−13.78
−14	1.362	176	1.52	1.11	−11.36
−12	1.352	216	1.82	1.34	−8.75
−10	1.341	255	2.13	1.60	−6.07
−9	1.336	284	2.34	1.75	−4.73
−8	1.331	314	2.55	1.91	−3.31
−7	1.325	333	2.78	2.08	−1.89
−6	1.320	372	3.01	2.27	−0.42
−5	1.315	403	3.28	2.47	1.09
−4	1.310	441	3.54	2.69	2.68
−3	1.306	470	3.74	2.94	4.32
−2	1.301	520	4.14	3.19	5.81
−1	1.296	560	4.52	3.47	7.62
0	1.290	607	4.91	3.78	9.43
1	1.285	656	5.27	4.07	11.14
2	1.281	705	5.62	4.37	12.90
3	1.275	755	6.03	4.70	14.82
4	1.271	814	6.45	5.03	16.60
5	1.266	871	6.87	5.40	18.50
6	1.261	932	7.28	5.79	20.5
7	1.256	1000	7.84	6.21	22.6
8	1.251	1070	8.40	6.65	24.7
9	1.247	1150	8.96	7.13	26.9
10	1.242	1230	9.51	7.63	29.2
11	1.237	1320	10.18	8.15	31.5
12	1.232	1400	10.85	8.75	34.1
13	1.228	1500	11.55	9.35	36.6
14	1.223	1600	12.26	9.97	39.2
15	1.218	1710	13.08	10.6	41.8
16	1.214	1810	13.90	11.4	44.9
18	1.204	2060	15.80	12.9	50.7
20	1.195	2340	17.70	14.7	57.9
22	1.185	2650	19.82	16.6	64.1
24	1.176	2980	22.40	18.8	71.1
25	1.171	3170	23.83	20.0	75.9
26	1.166	3360	25.26	21.4	80.4
28	1.156	3780	28.48	24.0	89.3
30	1.146	4250	31.70	27.2	99.7
35	1.121	5130	43.35	36.6	129.1
40	1.097	7380	55.0	48.8	141.9

附表 3　常用单位换算

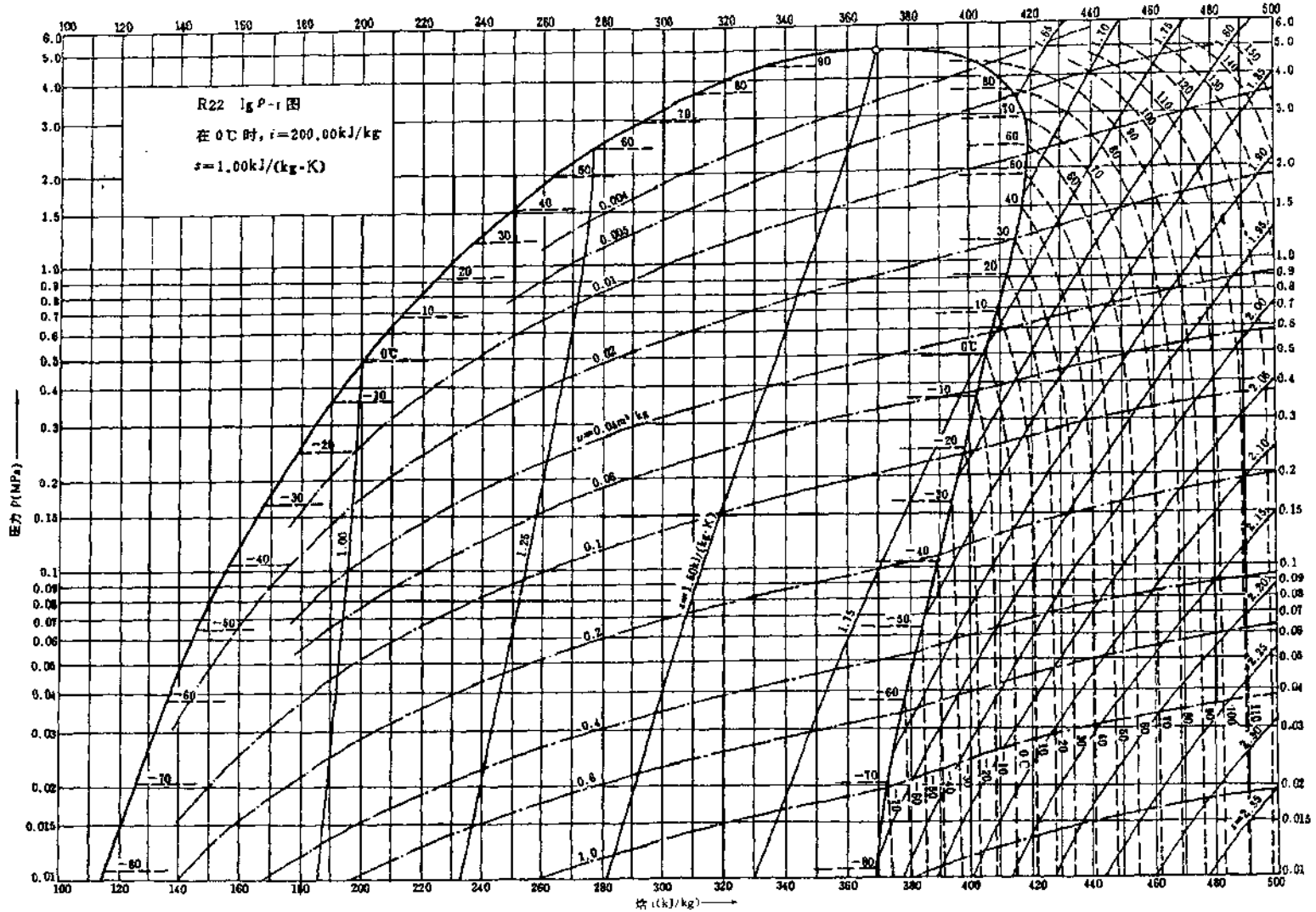
力		
	基本单位为牛顿(N)	
	1N=0.102 kgf	1 kgf=9.81N
能、功、热量		
	基本单位为焦耳(J)：1J=1 W·s=1 N·m	
	1J=0.102 kgf·m	1 kgf·m=9.81 J
	1kJ=0.239 kcal	1 kcal=4.18 7kJ
	1W·s=0.278×10 $^{-6}$ W·h	1 W·h=3.6MJ=860 kcal
功率		
	基本单位为瓦特(W)=1 J/s，1 kW=1 kJ/s	
	1 W=0.102 kgf·m/s	1 kgf·m/s=9.81 W
	1 kW=1.36 hp	1 hp=0.736 kW
	1 J/s=0.860 kcal 1/h	1 kcal/h=1.163 J/s=1.163 W
	1 kJ/h=0.278 W=1/3600 kW	1 kW=3600 kJ/h
	1 W/(m·K)=0..860 kcal/(m·h·K)	1 kcal/(m·h·K)=1.163 W/(m·K)
	1 kJ/(kg·K)=0.2388 kcal/(kg·K)	1 kcal/(kg·K)=4.187 kJ/(kg·K)
压力和机械应力		
	基本单位为帕斯卡(Pa)：1Pa=1N/m^2	1 MPa=1 N/mm^2
	1 Pa=0.102 kgf/m^2	1 kgf/m^2=9.81 Pa
	1 Pa=0.102 mmH_2O	1 mmH_2O=9.81 Pa
	1 Pa=0.0075 Torr	1 Torr=133.3 Pa
	1 kPa=0.102 mH_2O	1 mH_2O=9.81 kPa
	1 MPa=10 bar	1 bar=0.1 MPa
	1 MPa=10.2 kgf/cm^2	1 kgf/cm^2=0.0981 MPa
温度		
	基本单位为开氏度(K)；也可以采用摄氏度(℃)；温差和温度误差以 K 为单位	
	0 K=−273 ℃	0 ℃=273 K
动力粘度		
	1 Pa·s=1 N·s/m^2=0.102 kgf·s/m^2	1 kgf·s/m^2=9.81 N·s/m^2=3.81 Pa·s
	1 mPa·s=1 mN·s/m^2=1 cp(厘泊)	1 cp=1 mN·s/m^2=1 mPa·s
运动粘度		
	1 mm^2/s=1 cSt(厘泊)	1 cSt=1 mm^2/s=10^{-6} m^2/s



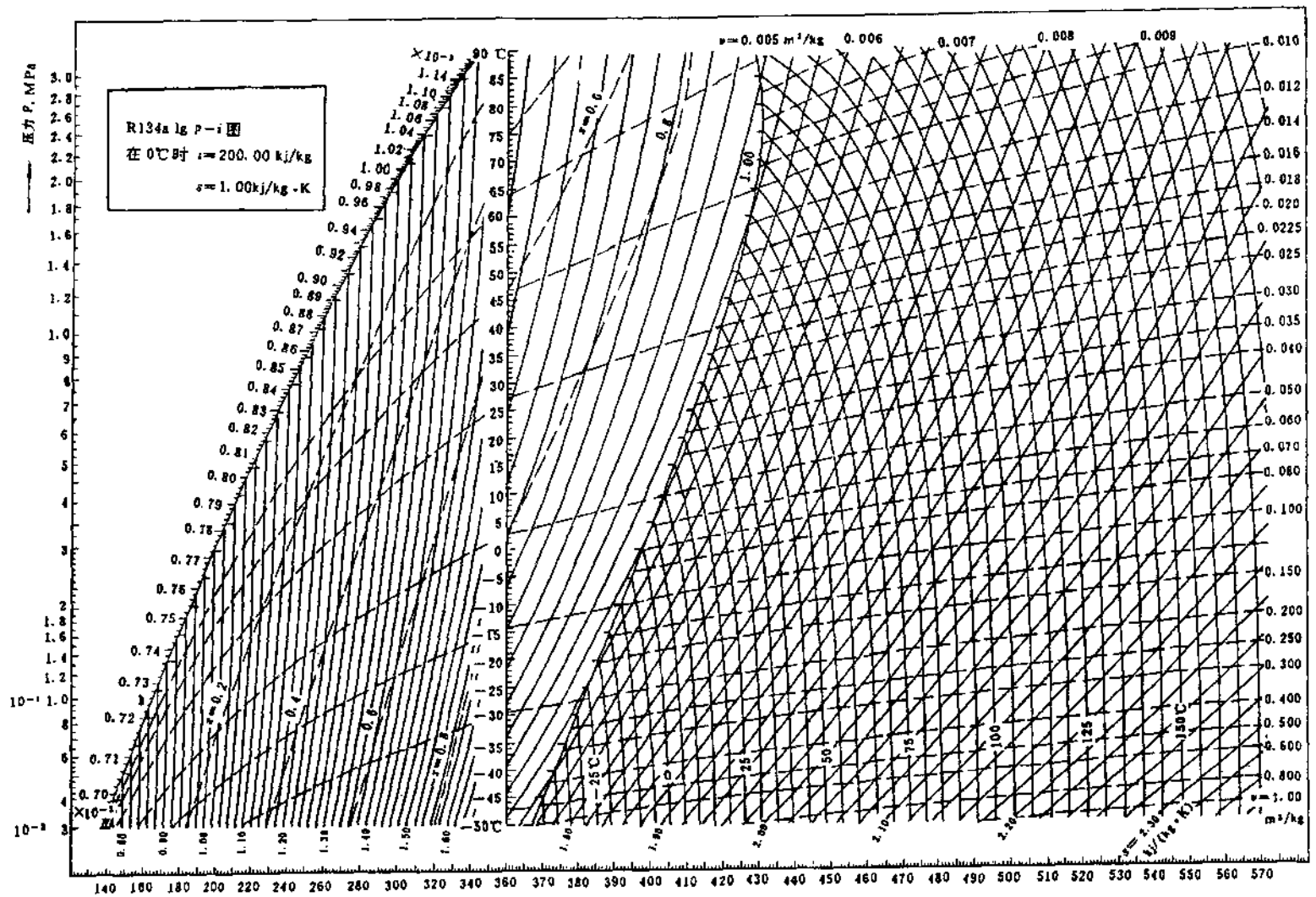
附图1　氨(NH_3)的 lg$p$-i 图



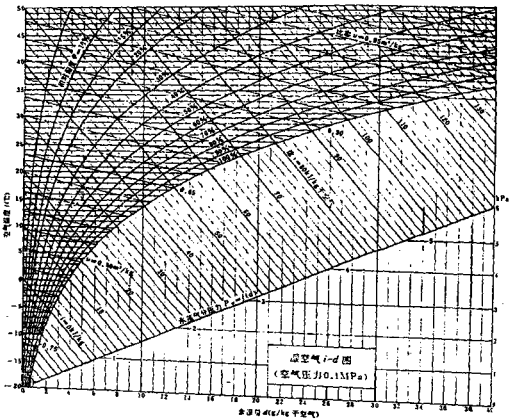
附图 2　R12(CF_2CL_2)的 lg$p$-i 图



附图3　R22(CHF_2CL))的 lg$p$-i 图



附图 1　R134a 的 lg*p*–*i* 图



附图 5　湿空气 *i-d* 图

参 考 文 献

〔1〕 陈维刚编,《制冷工(中级)》,上海科学技术出版社,1994
〔2〕 徐德胜、龚萍编,《电冰箱空调器故障诊断及检修图解》,上海交通大学出版社,1992
〔3〕 徐德胜、凌恩飞编,《制冷空调基础及设备维修》,上海交通大学出版社,1994
〔4〕 徐德胜、陈维刚主编,《制冷与空调考工问答》,上海交通大学出版社,1997
〔5〕 徐德胜编著,《半导体制冷与应用技术》,上海交通大学出版社,1992
〔6〕 徐德胜、凌恩飞、龚萍编著,《家用空调问答图解》,上海交通大学出版社,1994
〔7〕 尉迟斌、徐德胜主编,《制冷工程技术辞典》,上海交通大学出版社,1987
〔8〕 徐德胜、顾久康编著,《家用空调器——原理、结构、安装、维修》,上海科技文献出版社,1995
〔9〕 徐德胜编著,《空调器安装工应知应会问答》,上海交通大学出版社,1996
〔10〕 徐德胜编著,《空调器安装培训教材》,复旦大学出版社,1996
〔11〕 马旭升、徐德胜主编,《中小型制冷设备电路图与维修大全》,上海交通大学出版社,1994
〔12〕 余有水,《家用空调器原理安装与维修》,人民邮电出版社,1989
〔13〕 张涵主编,《电冰箱空调器维修手册》,中国轻工业出版社,1993
〔14〕 R.米勒著,《制冷与空调技术》,上海交通大学出版社,1990
〔15〕 李天立主编,《小型制冷设备与维修》,上海交通大学出版社,1988
〔16〕 卢士勋主编,《制冷与空气调节技术》,上海科学普及出版社,1992
〔17〕 清华大学、同济大学编,《空气调节》,中国建筑工业出版社,1986
〔18〕 李朝阳、冯玉琪主编,《实用空调设备选择、安装、维修手册》,人民邮电出版社,1993
〔19〕 冯玉琪、卢道卯主编,《实用空调制冷设备维修大全》,电子工业出版社,1990
〔20〕 陈锦泉编,《冷冻空调设备大全》,广东科技出版社,1991
〔21〕 埃伦卡·米尼奇著,《冷冻空调800问答》,机械工业出版社,1988
〔22〕 徐世琼主编,《制冷技术问答》,农业出版社,1981
〔23〕 边锡营、赵长发编著,《冰箱和制冷机维修技术——修理人员必读》,江苏科技出版社,1989
〔24〕 蒋能照、余有水等编,《氟利昂制冷机》,上海科技出版社,1983
〔25〕 陆亚俊、马最良等编著,《制冷与技术应用》,中国建筑工业出版社,1992
〔26〕 李树林编,《空调用制冷设备》,机械工业出版社,1990
〔27〕 郑贤德、李伟安编,《现代空调用制冷设备》,电子工业出版社,1994
〔28〕 李明忠、孙兆礼编著,《中小型冷库技术》,上海交通大学出版社,1995
〔29〕 冯玉琪、白亚南主编,《新编空调制冷设备安装使用维修手册》,宇航出版社,1994。
〔30〕 范际礼、卢士勋等,《制冷与空调实用技术手册》,辽宁科学技术出版社,1995
〔31〕 黄湘豪主编,《汽车空调》,吉林科学技术出版社,1995
〔32〕 开利香港有限公司,《19XL封闭离心式冷水机产品资料》,1995
〔33〕 上海合众开利公司,《19XL离心式冷水机组开机、操作及维修说明书》,1995
〔34〕 上海日立公司,《空调器维修说明书技术资料》,HA NO. 0001,1994
〔35〕 日立公司,《冷气机技术资料》,PM NO. 00021EC,Printed in Malaysia,1994
〔36〕 徐德胜、邬振耀主编,《制冷空调原理与设备》,上海交通大学出版社,1996
〔37〕 徐德胜编,《初级制冷设备维修工应知应会问答》,上海交通大学出版社,1997
〔38〕 戴永庆主编,《溴化锂吸收式制冷技术及应用》,机械工业出版社,1996

[39] R. J. Dossat,《Principles of Refrigeration Second Edition》,John Wiley & Sons,1980
[40] H. M. Meacok,《Refrigeration Processes》,Pergamon Prees,1979