

制冷中级技工培训“应知”教材

中小型冷库技术

原理 安装 调试 维修 管理

李明忠 孙兆礼 编著

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

上海交通大学出版社

439689

前 言

随着我国经济的发展和人民生活水平的提高,冷库技术在食品领域正在迅速发展,为了普及冷库技术,提高管理、维修人员的知识水平,更好地为社会服务,我们根据自己多年设计、教学工作实践所积累的经验,依照 GBJ72—84《冷库设计规范》、ZBX99003—86《室内装配式冷藏库》等国家规范,参考了国内外的先进技术和经验,编写了《中小型冷库技术》一书,以满足制冷行业中从事冷库设计、安装、调试、维修及管理人员的需要,并可作为制冷技工的技术培训教材。

本书编写人员的分工如下:中船总公司第九设计研究院李明忠高级工程师编写第一、二、三、四、五、六、七、九、十一、十二、十三、十六章;上海工程技术大学孙兆礼副教授编写第八、十、十四、十五章,并负责全书的统稿审核,其中第八章初稿由苏州大学朱寅生副教授提供;上海交通大学徐德胜高级工程师对本书的内容及编写要求提供了宝贵的意见,并审阅了全稿。

限于编者的水平,书中缺点和错误在所难免,恳请读者批评指正。

编者

1994年6月于上海

目 录

第一章 冷库总述	(1)
第一节 冷库的分类	(1)
一、按冷库使用性质分类	(1)
二、按结构特点分类	(1)
三、其他分类法	(2)
第二节 冷库的组成	(2)
一、主库	(2)
二、制冷压缩机房及设备间	(4)
三、生产厂房	(5)
四、办公生活用房	(5)
五、其他	(5)
第三节 冷库的总体布局	(5)
一、库址的选择	(5)
二、冷库厂区总平面布置	(6)
第四节 冷库的平面布置	(13)
一、确定冷库的建筑方案.....	(13)
二、冷库平面布置和竖向布置.....	(14)
三、冷藏库建筑面积的确定.....	(23)
第二章 土建式冷库的建筑构造	(30)
第一节 建筑结构特点	(30)
一、冷库的建筑结构特点.....	(30)
二、对结构和建筑材料的要求.....	(31)
第二节 基础	(31)
一、基础与地基的关系.....	(31)
二、对基础的要求.....	(32)
三、基础的类型和构造.....	(32)
四、基础的埋置深度.....	(35)
五、冷库基础方案的选择.....	(36)
第三节 柱和梁	(36)
一、柱.....	(36)
二、梁.....	(38)
第四节 墙体	(38)
一、冷库墙体的作用.....	(38)
二、冷库隔热外墙的构造.....	(38)

三、冷库内墙的构造	(39)
四、辅助房间的墙和挡土墙	(40)
五、外墙裂缝的防止	(41)
第五节 楼板与地坪	(43)
一、楼板	(43)
二、地坪	(45)
第六节 屋盖和阁楼层	(49)
一、屋盖的作用和形式	(49)
二、整体式绝热屋盖	(49)
三、阁楼式绝热屋盖	(50)
第七节 变形缝	(59)
一、伸缩缝	(59)
二、沉降缝	(59)
三、抗震缝	(60)
第八节 冷藏门	(60)
一、冷藏门使用和构造上的要求	(60)
二、冷藏门形式	(61)
三、冷藏门、门樘常用材料	(65)
四、冷藏门节点构造	(66)
第九节 防冷桥处理	(69)
一、柱、墙的冷桥处理	(69)
二、管道穿墙的处理	(71)
三、冲霜排水管的隔热措施	(71)
第三章 冷库围护结构的隔热与防潮	(72)
第一节 围护结构传热系数 K_0 值的确定	(72)
一、围护结构的传热阻和传热系数	(72)
二、围护结构传热系数 K_0 值的简便计算	(72)
三、绝热层厚度的计算	(73)
四、围护结构的热惰性	(76)
第二节 冷库中常用的隔热材料	(77)
一、隔热材料的种类	(77)
二、影响隔热材料导热性能的因素	(81)
第三节 冷库围护结构的隔气防潮	(82)
一、蒸气渗透的基本概念	(82)
二、隔气防潮的意义	(85)
三、隔气防潮的计算	(85)
四、冷库围护结构的隔气防潮	(89)
第四节 冷库用隔气防潮材料	(90)
一、石油沥青及其制品	(90)
二、塑料薄膜	(92)

三、其他防潮、防水材料	(92)
第五节 隔热层和防潮层的施工	(93)
一、隔热层的施工	(93)
二、隔气防潮层的施工	(95)
第四章 装配式冷库	(97)
第一节 建筑特点和结构形式	(97)
一、建筑特点	(97)
二、结构形式	(98)
第二节 预制复合隔热板的制造及其性能	(100)
一、材料	(101)
二、预制板的加工	(101)
三、预制板的性能	(103)
四、预制板的规格与型式	(105)
第三节 冷库的组合与装配	(106)
一、冷库平面布置	(106)
二、库体节点处理	(108)
三、门框、库门	(110)
第四节 其他	(111)
一、压力平衡阀	(111)
二、薄膜门帘	(112)
三、配套建筑	(113)
四、设计要求中的特殊点	(113)
五、制冷设备的配置	(115)
六、冷库空载降温要求	(115)
第五章 气调式冷库	(116)
第一节 气调贮藏工艺	(116)
一、气调保鲜的原理	(116)
二、气体成分的调节方法	(117)
第二节 气调方式	(117)
一、塑料薄膜袋(或帐)气调	(117)
二、硅窗(膜)气调	(118)
三、催化燃烧快速降氧	(121)
四、充氮气快速降氧	(124)
五、二氧化碳脱除	(126)
第三节 气调设备、材料及测控仪表	(130)
一、催化燃烧降氧机	(130)
二、二氧化碳脱除机	(131)
三、碳分子筛制氮机	(131)
四、塑料薄膜	(132)
五、测定、控制仪表	(133)

第四节	气调式冷库建筑特点	(134)
一、	土建式气调冷库的库体密封处理	(134)
二、	装配式气调冷库的库体密封处理	(135)
三、	气调库门	(136)
四、	观察窗	(137)
五、	压力安全装置	(137)
六、	管道穿透洞的处理	(138)
七、	压力测试要求	(139)
第五节	果蔬气调要求	(139)
一、	果蔬对气体成分的要求	(139)
二、	气调贮藏的操作要点	(140)
三、	气调方式的选择	(141)
第六章	冷库库容量及制冷负荷的计算	(143)
第一节	冷库库容量的计算	(143)
第二节	制冷负荷计算的基础资料	(145)
一、	冷藏库制冷工艺基础资料	(145)
二、	食品的主要物理特性和生物特性	(146)
第三节	冷间耗冷量的计算	(150)
一、	室外计算参数的确定	(150)
二、	冷间设计温度和相对湿度	(162)
三、	围护结构两侧温差修正系数 α 值的确定	(162)
四、	围护结构传热量的计算	(163)
五、	货物热量的计算	(164)
六、	通风换气热量的计算	(166)
七、	电动机运转热量的计算	(166)
八、	操作热量的计算	(167)
第四节	冷间冷却设备负荷计算	(167)
第五节	冷间机械负荷计算	(168)
第六节	小型冷库制冷负荷计算	(168)
一、	室外计算参数及冷间设计温湿度的确定	(168)
二、	围护结构传热量的计算	(169)
三、	货物热量的计算	(169)
四、	电动机运转热量的计算	(169)
五、	操作热量的计算	(169)
六、	冷间冷却设备负荷计算	(169)
七、	冷间机械负荷计算	(170)
第七章	冷库制冷设备的选型	(171)
第一节	基本参数的确定	(171)
一、	蒸发温度 t_0 的确定	(171)
二、	冷凝温度 t_k 的确定	(171)

三、中间冷却温度 t_2 的确定	(172)
四、吸气温度 t_s 的确定	(173)
五、排气温度的确定	(173)
六、过冷温度的确定	(173)
第二节 活塞式制冷压缩机的选型计算	(173)
一、选型的一般原则	(175)
二、蒸发温度系统的划分	(175)
三、选型计算	(176)
第三节 螺杆式压缩机的选型	(184)
一、螺杆式压缩机的特点	(184)
二、选型计算	(185)
第四节 冷凝器的选型	(187)
一、冷凝器的形式	(188)
二、冷凝器的选择计算	(192)
三、卧式冷凝器冷却水水程计算	(194)
第五节 蒸发器的选型	(195)
一、蒸发器的形式和结构	(196)
二、蒸发器的选择计算	(216)
第六节 其他设备的选型	(218)
一、高压贮液器	(218)
二、油分离器	(220)
三、中间冷却器	(223)
四、低压循环桶	(226)
五、氨液分离器	(227)
六、集油器	(228)
七、空气分离器	(229)
八、氨泵	(231)
第八章 冷库的自动调节及其元器件	(236)
第一节 自动调节系统的组成	(236)
第二节 热力膨胀阀	(237)
一、热力膨胀阀在制冷装置中的应用	(238)
二、热力膨胀阀的工作过程	(238)
三、膨胀阀的选配	(242)
第三节 制冷装置的液位控制	(248)
一、浮球节流阀	(248)
二、YY 系列液位控制器	(250)
三、遥控液位控制器	(251)
第四节 温度继电器	(253)
一、WT-1226 型温度继电器	(253)
二、WJ3.5 温度继电器	(255)

三、WTQ—288 型电接点压力式温度计	(255)
第五节 电磁阀及其他自控元件	(256)
一、电磁阀	(256)
二、止回阀	(258)
三、安全阀	(259)
四、观察镜	(260)
第六节 压缩机能量调节	(261)
一、根据吸气压力来调节压缩机的能量	(261)
二、旁通能量调节	(263)
三、压缩机电机变速调节	(265)
第七节 蒸发压力调节	(265)
一、直接用蒸发压力调节阀	(265)
二、利用“主阀”与“异阀”的组合形式来调节蒸发压力	(266)
第八节 冷凝压力调节	(270)
一、水冷式冷凝器的冷凝压力调节	(270)
二、风冷式冷凝器的压力调节	(272)
第九节 制冷装置的安全保护系统	(272)
一、排气压力与吸气压力保护	(272)
二、油压保护	(273)
三、氨泵压差保护	(276)
第十节 典型的制冷装置自动调节系统	(277)
一、小型多温伙食冷库的自控系统	(278)
二、氨制冷装置的冷库调节	(280)
第九章 氨制冷系统	(283)
第一节 低压系统及供液方式	(283)
一、直流供液系统	(283)
二、重力供液系统	(284)
三、氨泵供液系统	(288)
第二节 高压系统	(294)
一、机房、设备间及设备布置	(295)
二、压缩机吸气、排气管路	(296)
三、氨油分离器、冷凝器及高压贮液器的布置	(296)
四、系统放空气	(301)
五、系统放油	(302)
六、冷凝器冷却水系统	(302)
第三节 系统融霜	(304)
一、热氨融霜	(305)
二、水融霜	(305)
三、热氨——水融霜	(308)
第四节 制冷管道设计	(308)

一、对管子、阀类及连接件的一般要求	(308)
二、管道布置要点	(309)
三、管径的选择	(310)
四、阀类设计布置要点	(312)
五、阀类的选择	(312)
六、管道及设备的绝热	(313)
第十章 氟利昂制冷系统	(316)
第一节 氟利昂制冷系统的特点	(316)
一、氟利昂制冷系统的特点	(316)
二、单级压缩制冷系统	(317)
三、双级压缩制冷系统	(317)
第二节 氟系统管道设计	(319)
一、管道设计注意事项	(319)
二、回气管	(320)
三、排气管	(328)
四、液体管	(332)
第三节 100 吨氟利昂冷库实例简介	(336)
一、冷库的组成及平面布置	(336)
二、压缩机和冷分配设备的配备	(337)
三、制冷系统	(338)
第十一章 食品冷加工	(341)
第一节 食品冷加工基本知识	(341)
一、食品的成分	(341)
二、食品变质的原因	(342)
三、食品冷加工的特点	(343)
四、食品冷加工过程	(343)
第二节 食品冷加工工艺	(346)
一、肉类的冷加工	(346)
二、禽类的冷加工	(351)
三、鱼类的冷加工	(352)
四、蛋的冷加工	(355)
五、果蔬的冷加工	(357)
六、其他一些物品的冷加工工艺流程	(358)
第三节 食品的冻结方法和冻结装置	(358)
一、搁架式排管冻结装置	(358)
二、吹风冻结装置	(361)
三、连续输送式冻结装置	(364)
四、平板冻结装置	(368)
第十二章 制冰	(371)
第一节 盐水制冰	(371)

一、制冰及制冷工艺	(371)
二、对盐水的要求	(371)
三、制冰主要设备	(375)
四、盐水制冰的有关计算	(376)
第二节 快速制冰设备	(378)
一、桶式快速制冰	(378)
二、沉箱管组式快速制冰	(380)
三、管冰机	(381)
四、片冰机	(382)
第十三章 其他专业概要	(385)
第一节 供水	(385)
一、水温、水质要求	(385)
二、用水量估算	(386)
三、水源选择	(388)
四、冷凝器冷却用水的供水方式	(388)
五、循环供水的冷却方式	(389)
六、净水设备	(391)
第二节 污水处理及排放	(393)
一、污水的种类、水质和水量	(393)
二、库区内排水管道的设置原则	(394)
三、局部处理设施和污水泵房	(394)
四、废水处理	(395)
第三节 供汽和采暖	(396)
一、供汽	(396)
二、采暖	(397)
第四节 电气	(398)
一、冷库用电的特点	(398)
二、供电	(398)
三、电力和照明	(400)
四、建筑防雷和电气安全	(400)
五、屠宰车间用电	(401)
第十四章 制冷系统的安装、操作与运行	(402)
第一节 制冷设备的安装	(402)
一、制冷系统的特点和特殊性	(402)
二、安装前的准备工作	(403)
三、安装的一般原则	(403)
四、制冷压缩机及辅助设备的安装	(403)
五、制冷管道安装	(405)
第二节 制冷系统的吹污和气密性试验	(410)
一、吹污	(410)

二、气密试验	(410)
第三节 制冷剂的充注和取出	(415)
一、制冷剂的充注	(415)
二、制冷剂的取出	(417)
第四节 制冷装置的试运转	(420)
一、压缩机启动前的准备和检查工作	(420)
二、制冷装置的试运转	(420)
三、制冷装置的调试	(421)
第五节 活塞式制冷压缩机的操作	(424)
一、单级氨压缩机操作	(425)
二、双级压缩机组的操作	(425)
三、单机双级压缩机操作	(426)
四、氟利昂压缩机操作	(426)
五、制冷装置的停车	(427)
第六节 制冷系统放油、放空气操作	(428)
一、润滑油的添加	(428)
二、润滑油的排放	(429)
三、制冷系统放空气操作	(430)
第七节 螺杆式制冷压缩机的操作	(432)
一、螺杆式制冷压缩机开机前的准备	(432)
二、螺杆式制冷压缩机的开机操作	(432)
三、螺杆式制冷压缩机正常运行标志	(432)
四、螺杆式制冷压缩机停机操作	(433)
第八节 制冷系统与设备的操作调整	(433)
一、制冷系统的调整	(433)
二、制冷设备的操作	(434)
第九节 制冷装置的故障分析和处理	(435)
一、检查故障的方法和正常运行的标志	(435)
二、活塞式制冷压缩机的故障分析	(437)
三、制冷装置的故障分析	(443)
四、制冷系统常见故障分析和排除方法的综合表	(452)
第十五章 制冷系统的维护与检修	(465)
第一节 活塞式制冷压缩机的拆卸	(465)
一、拆卸注意事项	(465)
二、压缩机的拆卸	(465)
第二节 活塞式制冷压缩机的检修和装配	(468)
一、检修内容	(468)
二、压缩机零部件的检查和测量	(469)
三、压缩机的零部件修理	(471)
四、压缩机的装配与调整	(475)

第三节	螺杆式制冷压缩机的拆卸和修理	(479)
一、	压缩机的拆卸	(479)
二、	零件的检查与修理	(480)
三、	螺杆式压缩机的密封	(482)
四、	压缩机的装配与调整	(482)
五、	调试	(484)
第四节	制冷设备的检修	(485)
一、	容器与换热器的检修	(485)
二、	阀门的修理	(490)
第十六章	冷库库房管理	(494)
第一节	库房操作管理	(494)
一、	正确使用冷库、保证安全生产	(494)
二、	加强管理工作、确保商品质量	(495)
第二节	库房卫生管理	(499)
一、	冷库的卫生和消毒	(499)
二、	食品冷加工过程中的卫生管理	(500)
第三节	冷库节能	(502)
一、	采用新工艺、新技术、新设备的设计方案	(502)
二、	及时进行冷藏食品的结构改革	(503)
三、	加强科学管理	(503)
第四节	制冷系统安全运行管理	(508)
一、	安全装置	(508)
二、	安全操作	(512)
三、	制冷剂钢瓶的使用和管理	(514)
四、	人身安全及救护	(516)
第五节	气调冷库管理	(518)
一、	气调库运行管理	(518)
二、	气调设备的维修与管理	(519)
三、	气调库安全管理	(519)
附表		(523)
附图		(插页)
参考文献		(546)

第一章 冷库总述

第一节 冷库的分类

一、按冷库使用性质分类

(一)生产性冷库 它们主要建在食品产地附近、货源较集中的地区和渔业基地,通常是作为鱼品加工厂、肉类联合加工厂、禽蛋加工厂、乳品加工厂、蔬菜加工厂、各类食品加工厂等企业的一个重要组成部分。这类冷库配有相应的屠宰车间、理鱼间、整理间,设有较大的冷却、冻结能力和一定的冷藏容量,食品在此进行冷加工后经过短期贮存即运往销售地区,直接出口或运至分配性冷藏库作较长期的贮藏。由于它的生产方式是从事大批量、连续性的冷加工,加工后的物品必须尽快运出,故要求建在交通便利的地方。为了便于冻品外运,商业系统对 1500t 以上的生产性冷库均要求配备适当的制冰能力和冰库;水产冷库为了供应渔船用冰则设有较大的制冰能力和冰库。表 1-1 提供了它们的生产能力配套示例。

表 1-1 3000t 生产性冷库配套能力示例

生产能力	类别	水产冷库	商业冷库
冷藏	(t)	3000	3000
冻结	(t/d)	120-180	45-60
制冰	(t/d)	120-130	15
贮冰	(t)	3000	300

(二)分配性冷库 它们主要建在大中城市、人口较多的工矿区和水陆交通枢纽,专门贮藏经过冷加工的食品,以供调节淡旺季节、保证市场供应、提供外贸出口和作长期贮备之用。它的特点是冷藏容量大并考虑多品种食品的贮藏,其冻结能力较小,仅用于长距离调入冻结食品在运输过程中软化部分的再冻及当地小批量生鲜食品的冻结。由于这类冷库的冷藏容量大,进出货比较集中(整进零出或整进整出),因此要求库区能与铁路、主要公路、码头相通,做到运输流畅,吞吐迅速。

(三)中转性冷库 这类冷库主要是指建在渔业基地的水产冷库,它能进行大批量的冷加工,并可在冷藏车、船的配合下起中间转运作用,向外地调拨或提供出口。

(四)零售性冷库 这类冷库一般建在工矿企业或城市的大型副食店、菜场内,供临时贮存零售食品之用,其特点是库容量小、贮存期短,其库温则随使用要求不同而异。在库体结构上,大多采用装配式组合冷库。随着生活水平提高,其占有量将愈来愈多。

(五)综合性冷库 这类冷库设有较大的库容量,有一定的冷却和冻结能力,它能起到生产性冷库和分配性冷库的双重作用。是我国普遍应用的一种冷库类型。

二、按结构特点分类

(一)土建式冷库 这类冷库的主体结构(库内的柱、梁、楼板、屋顶)和地下荷重结构都用了钢

筋混凝土,其围护结构的墙体都采用砖砌而成,隔热材料大都用稻壳、软木等。

(二)装配式组合冷库 这类冷库的主体结构(柱、梁、屋顶)都采用轻钢结构、其围护结构的墙体是用预制的复合隔热板组装而成。隔热材料采用硬质聚氨酯泡沫塑料和硬质聚苯乙烯泡沫塑料等。

三、其他分类法

(一)按冷库容量分类 我国商业系统冷库又按冷库容量分为四类,见表1-2。

表1-2 冷库的分类

规模分类	冷藏容量(t)	冻结能力 (t/d)	
		生产性冷藏库	分配性冷藏库
大型冷库	10000 及以上	120~160	40~80
大中型冷库	5000 以上~10000 以下	80~120	40~60
中小型冷库	1000~5000	40~80	20~40
小型冷库	<1000	20~40	<20

(二)按冷库温度分级 我国室内装配式冷库专业标准 ZBX99003-86 中按库温进行分级,见表1-3。

表1-3 冷库的分级

冷库种类	L级冷库	D级冷库	J级冷库
冷库代号	L	D	J
库内温度	+5~-5	-10~-18°	-23°

日本对冷库按库温进行分级情况见表1-4。

表1-4

级别	库温 (°C)	贮藏食品
超SA级	-30 以下	冻金枪鱼
SA (F) 级	-20 以下	冻畜肉、冻鱼、冻鲸、冻牡蛎、冷冻调理食品、冰淇淋
A (C ₁) 级	-10~-20	冻畜肉、冻家禽、冷冻水果、冷冻蔬菜
B (C ₂) 级	-2~-10	冰蛋、奶油、咸鱼、干酪、熏制品、灌肠
C (C ₃) 级	+10~-2	鲜鱼(短期)、奶油(短期)、牛奶、酒类、蛋品、火腿、咸干鱼

国外对冷库的分类方法很多,除上述分类外,还有根据建筑特点、投资额、使用期限、防火性等来区分的。

第二节 冷库的组成

冷库是一建筑群,主要由主体建筑(主库)、其他生产设施和附属建筑组成,现概述如下。

一、主库

主库按其使用性质应分别设有:

(一)晾肉间 晾肉间是为猪肉一次冻结工艺而设置的,一般取相当于一间半至二间冻结间的容量,室温保持在 20°C 左右。它的作用是消除肉体表面水分,使品温下降至 28°C 左右。室内配备有小功率冷风机(黄河以南)或鼓风机(北方)。它属于不隔热的常温房间,也可与屠宰车间合并建造;南方地区的晾肉间也有设隔热层的。

(二)冷却间 冷却间是用来对食品冷却加工的库房。水果、蔬菜在进行冷藏前,为除去田间热,防止某些生理病害,应及时逐步降温冷却。鲜蛋在冷藏前也应进行冷却。以免骤然遇冷时,内容物收缩,蛋内压力降低,空气中微生物随空气从蛋壳气孔进入蛋内而使鲜蛋变坏。此外,肉类屠宰后也可加工为冷却肉(中心温度 $0\sim 4^{\circ}\text{C}$),能作短期贮藏,肉味较冻肉鲜美。对于采用二次冻结工艺来说,也需将屠宰处理后的家畜胴体送入冷却间冷却,使品温由 35°C 降至 4°C ,再进行冻结。

冷却间的室温为 $\pm 0\sim -2^{\circ}\text{C}$,当食品达到冷却要求的温度后称为“冷却物”,即可转入冷却物冷藏间。当果蔬、鲜蛋的一次进货量小于冷藏间容量的 5% 时,也可不经冷却直接进入冷藏间。

(三)冻结间 对于需长期贮藏的食品由常温或冷却状态迅速降至 $-15\sim -18^{\circ}\text{C}$ 的冻结状态,达到冻结终温的食品称为“冻结物”。冻结间是借助冷风机或专用冻结装置用以冻结食品的冷间,它的室温为 $-23\sim -30^{\circ}\text{C}$ (国外有采用 -40°C 或更低温度的)。冻结间也可移出主库而单独建造。

(四)再冻间 它设于分配性冷库中,供外地调入冻结食品中品温超过 -8°C 的部分在入库前再冻之用。再冻间冷分配设备的选用与冻结间相同。

(五)冷却物冷藏间 这种冷藏间又称高温冷藏间,室温为 $4\sim -2^{\circ}\text{C}$ 左右,相对湿度 $85\sim 95\%$,这因贮藏食品的不同而异。它主要用于贮藏经过冷却的鲜蛋果蔬;由于果蔬在贮藏中仍有呼吸作用,库内除保持合适的温湿度条件外,还要引进适量的新鲜空气。如贮藏冷却肉,贮藏时间不宜超过 $14\sim 20$ 天。

(六)冻结物冷藏间 它又称低温冷藏间,室温在 $-18\sim -25^{\circ}\text{C}$,相对湿度 $95\sim 98\%$,用于较长期的贮藏冻结食品。在国外有的冻结物冷藏间温度有降至 $-28\sim -30^{\circ}\text{C}$ 的趋势,日本对冻金枪鱼还采用了 $-45\sim -50^{\circ}\text{C}$ 所谓超低温的冷藏间。

(七)两用间(通用间) 它可兼作冷却物或冻结物的冷藏间,机动性较大,这是通过改变冷间内冷却面积来调节室温的。但鉴于使用条件经常变化容易造成建筑物的破坏,故目前国内已很少设置。这种变温冷藏间采用装配式组合冷库较适合。

(八)气调保鲜间 气调保鲜主要是针对水果蔬菜的贮藏而言。果蔬采收后,仍然保持着旺盛的生命活动能力,呼吸作用就是这种生命活动最明显的表现。在一定范围内,温度越高,呼吸作用越强,衰老越快。所以多年来生产上一直采用降温的办法来延长果实的贮藏期。目前国内外正在发展控制气体成分的贮藏,简称“CA”贮藏。即在果蔬贮藏环境中适当降低氧的含量和提高二氧化碳的浓度,来抑制果实的呼吸强度,延缓成熟,达到延长贮藏的目的。一般情况气体成分控制如下, $\text{O}_2: 2\sim 5\%$, $\text{CO}_2: 0\sim 4\%$ 。控制气体成分有两种方法,自然降氧法和机械降氧法。自然降氧法是用配有硅橡胶薄膜的塑料薄膜袋盛装物品,靠果蔬本身的呼吸作用降低氧和提高二氧化碳的浓度,并利用薄膜对气体的透性、透出过多的二氧化碳,补入消耗的氧气,起到自发气调的作用。机械降氧法是利用降氧机、二氧化碳脱降机或制氮机来改变室内空气成分,达到气调的作用。

(九)制冰间 它的位置宜靠近设备间,水产冷库常把它设于多层冷库的顶层,以便于冰块的输出。制冰间宜有较好的采光和通风条件,要考虑到冰块入库或输出的方便,室内高度要考虑到提冰设备运行的方便;并要求排水畅通,以免室内积水和过分潮湿。

(十)冰库 一般设于主库靠制冰间和出冰站台的部位,也有与制冰间一起单独建造的。若制冰间位于主库顶层,冰库可设在它的下层。冰库的库温为 -4°C (盐水制冰)或 -10°C (快速制冰)。冰

库内壁敷设竹料或木料护壁,以保护墙壁不受冰块撞击。

(十一)川堂 川堂是食品进出的通道,并起到沟通各冷间、便于装卸周转的作用。库内川堂有低温川堂和中温川堂两种,分属高、低温库房使用。目前冷库中较多采用库外常温川堂,将川堂布置在常温环境中,通风条件好,改善了工人的操作条件,也能延长川堂使用年限。常温川堂的建筑结构一般与库房结构分开。

(十二)电梯间 它设置于多层冷库,作为库内垂直运输之用,其大小数量及设置位置视吞吐量及工艺要求而定。一般按每千吨冷藏量配 0.9~1.2t 电梯容量设置,同时应考虑检修。通常小于 5000t 的冷藏库配 3t 货梯二台,5000~9000t 的冷藏库配 3t 货梯 2~4 台,10000t 冷藏库配 3t 货梯 3~4 台。在电梯井上部设有电梯机器间,内装电梯的电动机及滑轮组。

(十三)站台 冷库站台供装卸货物之用。有铁路专用线的大中型生产性和分配性冷库均应分别设置铁路站台和公路站台。铁路站台最普通的形式是罩棚式,在气温高或多风沙地区宜建封闭式站台。铁路站台应高出轨面 1.1m,其宽度和长度见表 1-5。

表 1-5

冷藏库规模	站台宽度(m)	站台长度(m)	备注
大型($\geq 10000t$)	9	220	
大中型($\geq 5000t$)	7~9	220	
中小型(1500~4500t)	7	128	

公路站台是汽车用的装卸站台,它可布置在冷库与铁路站台相对的另一面,或与铁路站台连接。小型冷库只设公路站台。公路站台应高出路面 0.9~1.1m,与进出最多的汽车高度相一致。它的长度按每 1000t 冷藏容量约 7~10m 设置,其宽度由货物周转量的大小,搬运方法不同而定。一般公称容积小于或等于 4500m³ 的冷库的站台宽度为 4~6m;公称容积大于 4500m³ 的冷库的站台宽度为 6~8m,用手推车作业取 4~6m,用电动叉车作业时取 6~8m。

(十四)其他 如挑选间、包装间、分发间、副产品冷藏间、次品冷藏间、楼梯间等。

二、制冷压缩机房及设备间

(一)制冷压缩机房 它是冷库主要的动力车间,安装有制冷压缩机、中间冷却器、调节站、仪表屏及配用设备等。目前国内大多将制冷压缩机房设置在主库邻近单独建造,一般采用单层建筑。国外的大型冷库常把制冷压缩机房布置在楼层,以提高底层利用率。对于单层冷库,也有在每个库房外分设制冷机组,采用分散供液方法。而不设置集中供冷的压缩机房。

(二)设备间 它安装有卧式壳管式冷凝器、贮氨器、汽液分离器、循环贮液桶、氨泵等制冷设备,其位置紧靠制冷压缩机房。在小型冷库中,因机器设备不多,压缩机房与设备间可合为一间。水泵房也包括在设备间内。

(三)变、配电间 它包括变压器间、高压配电间、低压配电间(大型冷库还设有电容器间);变、配电间应尽量靠近负荷大的机房间,当机房间为单层建筑时,一般多设在机房间的一端。变压器间也可单独建筑,高度不得小于 5m,要求通风条件良好。在小型冷库中,也可将变压器放在室外架空搁置。变、配电间内的具体布置视电器工艺要求而定。

(四)锅炉房 锅炉房应设置在全年主导风向的下风向,并尽可能接近用气负荷中心。它的容量应根据生产和生活的用气量(并考虑到同期使用系数,管网热损失等)确定。锅炉房属于丁类生产厂房,其建筑耐火等级不低于二级。

三、生产厂房

(一)屠宰车间 它的任务是宰杀生猪加工成白条肉,建设规模按班宰能力分为四级,系根据建库地区正常货源和产销情况来确定。根据冷库加工对象的不同,还可设清真车间(或大牲畜车间)、宰鸡、宰兔车间。

(二)理鱼间或整理间 理鱼间是供水产品冻结前进行清洗、分类、分级、处理、装盘、过磅、包装等工序的场所,一般按每吨冻鱼配 $10\sim 15\text{m}^2$ 操作面积计算,处理虾、贝类则根据具体操作方式适当扩大。果蔬、鲜蛋在冷加工前先在整理间进行挑选、分级、整理、过磅、包装,以保证产品的质量。理鱼间或整理间都要求有良好的采光、和通风条件,地面要便于冲洗和排水。

(三)加工车间 商业冷库常设有食用油加工间、腌腊肉加工间、熟食加工间、副产品加工间、肠衣加工间、制药车间等。水产冷库常设有腌制车间、鱼粉车间等。

(四)其他 如化验室、冷却塔、水塔、水泵房、一般仓库、汽车库、污水处理场、铁路专用线、回车场、修理间等。

四、办公生活用房

办公生活用房包括有办公楼、医务室、职工宿舍、俱乐部、托儿所、厕所、浴室、食堂等。

五、其他

危险品仓库是单独建筑的专贮汽油、酒精、丙酮、制冷剂等易燃易爆物品的库房,它应离开其它建筑20米以上。另外还有传达室、围墙、出入口、绿化设施等。

第三节 冷库的总体布局

一、库址的选择

当新建冷库项目的可行性分析报告批准后,就应立即着手库址选择工作。库址选择得合理与否,关系到工程的建设速度、基建投资和投产后的管理及经济效益。因此,选择库址要根据冷库的性质、规模、建设投资、发展规划等条件,结合拟选地点的具体情况,审慎从事、择优确定。为了正确地选择库址,一般应考虑以下的基本条件。

(一)经济依据 首先要考虑当地在原料、材料、能源、用水和其他资源的供应方面,以及在生产协作(机修)、货运、销售市场等方面是否具备建库的有利条件。冷库应根据其使用性质,在产地、货源集中地区或主要消费区选址,力求符合商品的合理流向。在总体布局上,不应布置在城镇中心区及其饮用水源的上游,应尽量选在城镇附近。

(二)交通运输 必须考虑选址附近具有便利的水陆交通运输条件,以利货源调入和调出。对于大中型冷库要求附近有船舶码头或有铁路通过,而且接轨方便或可在附近企业接轨,力求缩短铁路专用线的长度。选址时应向有关部门了解修建专用线的可能性,并取得可以接轨的证明。中小型冷库主要以公路运输为主,故选址应尽量靠近公路,以缩短库外新建道路的长度。应尽量避免修建桥涵和隧道。

(三)区域环境 冷库库址周围应有良好的卫生环境,故选址时应考虑当地城市建设的远期发展规划,了解库址周围环境的卫生情况及今后污染的可能趋势。库址应远离产生有害气体、烟雾、放

射物质、粉尘、臭气或对地下水有严重污染的厂矿企业,尽量选择在工业区的上风地带,并宜位于污水处理场排出口的上游。库址还不应设在受污染河流的下游和传染病院附近。冷库的卫生防护距离,必须符合我国《工业企业设计卫生标准》的规定。此外还需了解本地区的水利规划,避免选在大型水库(包括拟建者)的下游及受山洪、内涝或海潮严重威胁的地段。

(四)地形地质 选址时应对库址的地形、地质、洪水位、地下水位等情况进行认真调查或必要的勘测分析。选址应本着节约用地、少占农田、不占良田的原则,尽可能利用荒地、瘠地和坡地,不应片面强调库址的平坦。基地面积以能满足使用要求并适当考虑今后扩展余地为原则,不宜圈地过多,避免多征少用或早征迟用。同时还应注意少拆迁或不拆迁民房,力求用地紧凑。库址外形简单。库址要有良好的地质条件,要求土质均匀,多层冷库库址的地耐力应不小于 $15\text{t}/\text{m}^2$;并不得在崩塌、滑坡层、淤泥层、流沙层、断层、沼泽、溶洞、有开采价值的矿藏上、古坟、采石场旧址等地选址。地下水位要低,其最高水位应尽可能在拟建冷库的地下室地坪以下,且必须在冻结线以下。库址的标高应高出附近河流的最高洪水位 0.5 米,以便生产废水、生活污水、地面雨水等自流排放。选址时还应注意与城镇规划的及现有的公路标高相适应,与铁路、河流、码头的标高相适应,避免大填大挖,尽量减少土方工程量。多层冷库不宜选在烈度九度以上的地震区;如必须在地震区建库时,应以中小型为主,分散设置,尽量选在对抗震有利的地段,并作好基础处理,采取相应的抗震设防措施。

(五)水源 冷库是用水较多的企业,水源是确定库址的重要条件之一。故库址附近必须保证有充裕的水源。水源一般取用江河水或深井水(应掌握其水量、水质情况),如库址的水源充沛,冷却水可采用一次用水,但大多数情况还是采用循环用水。小型冷库在无天然水源时可采用自来水循环使用。屠宰和生产加工用水必须符合饮用水标准。沿海地区的冷库在缺乏淡水情况下也可用海水作为冷却水,但应注意解决设备防腐蚀和管道寄生贝藻类问题。

(六)电源 冷库供电属于第二类负荷,需要有一个可靠的、电压较稳定的电源。应力求缩短新建高压输电线路至电源接头点的距离。如果附近没有电源,一般应另选库址,不考虑自设发电设备供电(边远地区除外)。因此,选址时应对当地电源及其线路供电量作详细了解,并应与当地电业部门联系,取得供电证明。

(七)其他 要了解附近有无热电厂和其他热源可以利用;附近有无居民点、公用生活设施、中小学,工人上下班交通是否方便等。

库址选定后,要尽快取得城建部门同意征地建设和卫生部门同意污水排放的文件,铁道部门同意接轨及水运部门同意建设码头的文件、水电及热源供应部门同意供给水、电、热能的文件,并完成技术勘测,取得水文地质、工程地质、钻探等资料,作出 1:500 比例的库址地形图,以便完成报批手续及开展设计工作。

二、冷库厂区总平面布置

冷库的库址一经选定,即应根据现有资料拟出总平面布置方案和草图,以供技术勘测,征地及征求城建部门意见所用。待技术勘测工作全部完成,地形、土壤、地质、水文等资料齐全后,再结合城建等有关部门的意见,修改方案,绘出正式的总平面布置图(见图 1-1)。

冷库的总平面布置应按批准的设计任务书进行。这项工作包括对冷库区内所有建(构)筑物、道路、铁路专用线、码头、工程管线、绿化设施等进行总体设计和竖向设计。在具体做法上要结合城镇规划、库址地形地质、生产工艺流程、卫生、防火、劳动保护、交通运输等要求研究确定,在满足使用要求和节约用地的原则下,力求做到各建(构)筑物的布置紧凑,生产流程的组织合理,交通运输方便,工程管线最短,有利施工操作和便于生产管理。

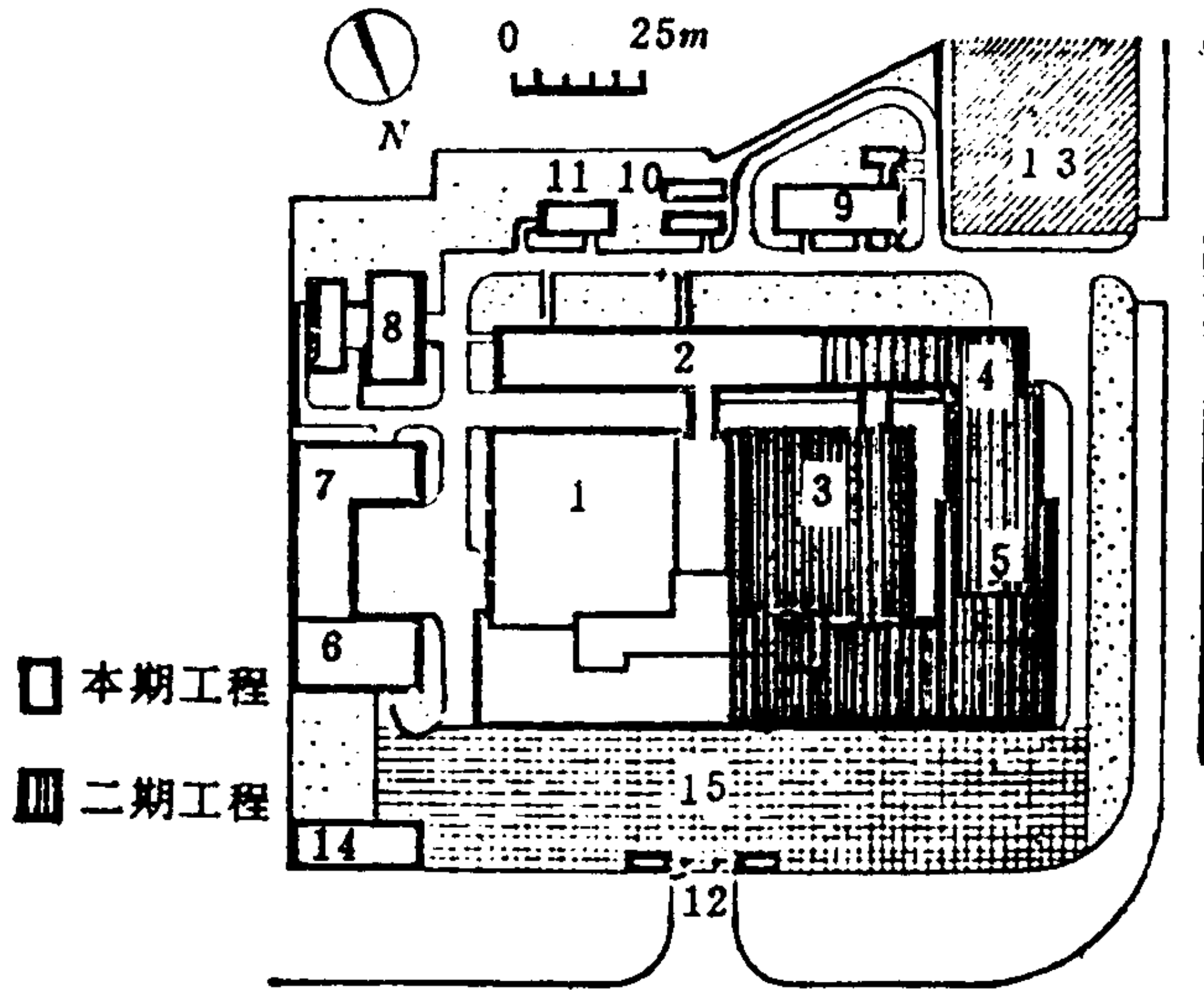


图 1-1 某生产性冷藏库总平面布置图(示意)

- 1. 冷却物、冷藏库 2. 机房 3. 冻结物、冷藏库 4. 制冰、贮冰 5. 冻结间、理鱼间
- 6. 办公、仓库 7. 机修、车库 8. 浴室 9. 锅炉房 10. 循环泵房 11. 木工房
- 12. 传达、业务办公 13. 职工生活区 14. 商店 15. 回车场

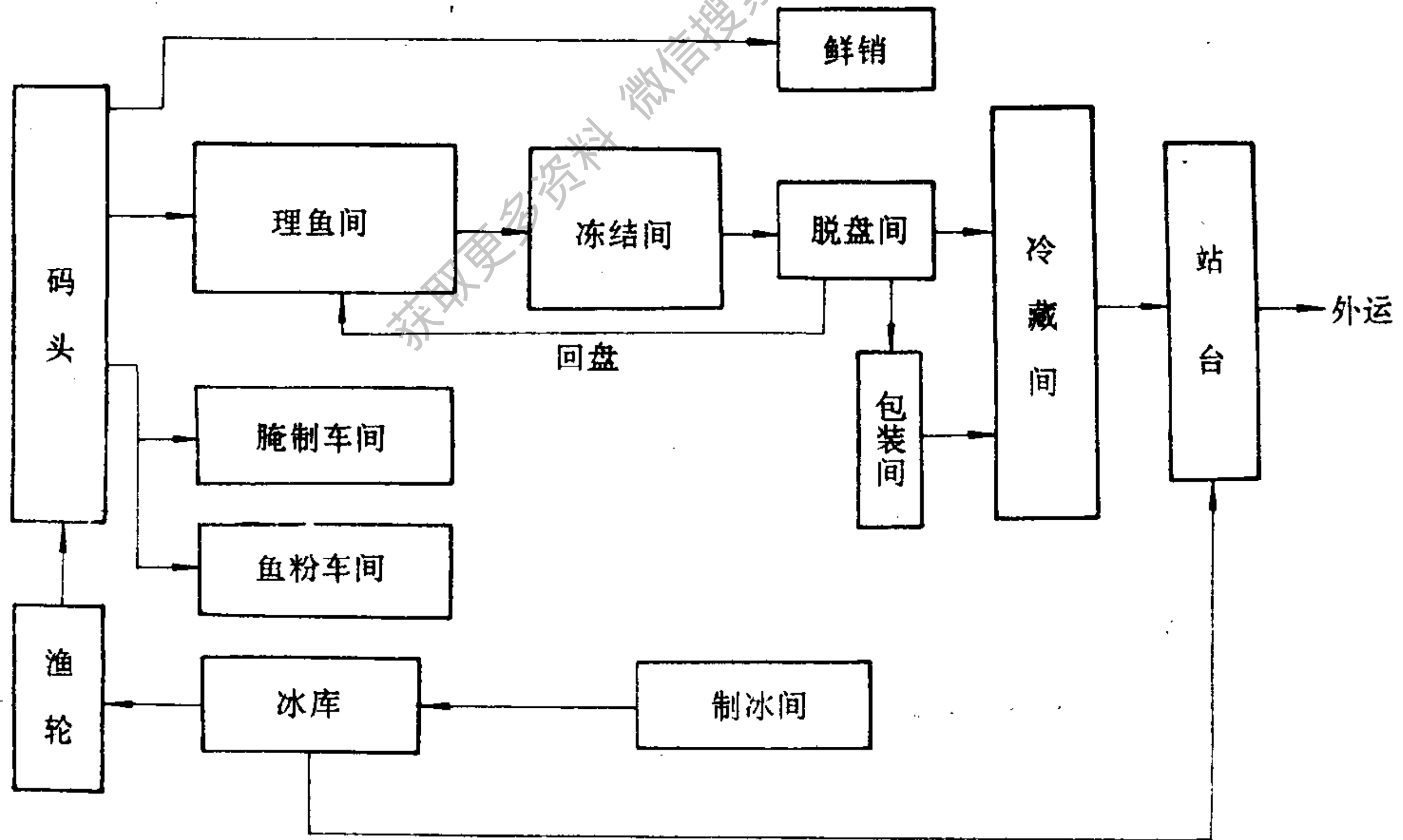


图 1-2 水产品生产工艺流程示意图

(一)一般原则 冷库厂区总平面布置首先必须满足生产工艺的要求,保证生产流程的连续性,应将所有建(构)筑物、道路、管线等按生产流程进行联系和组合,尽量避免作业线的交叉和迂回运输。具体说,就是要从满足食品冷冻冷藏工艺要求和便利产品运输出发,布置各车间和库房的相互位置。

水产品、肉类和禽类的生产工艺流程如图 1-2、图 1-3 和图 1-4 所示。

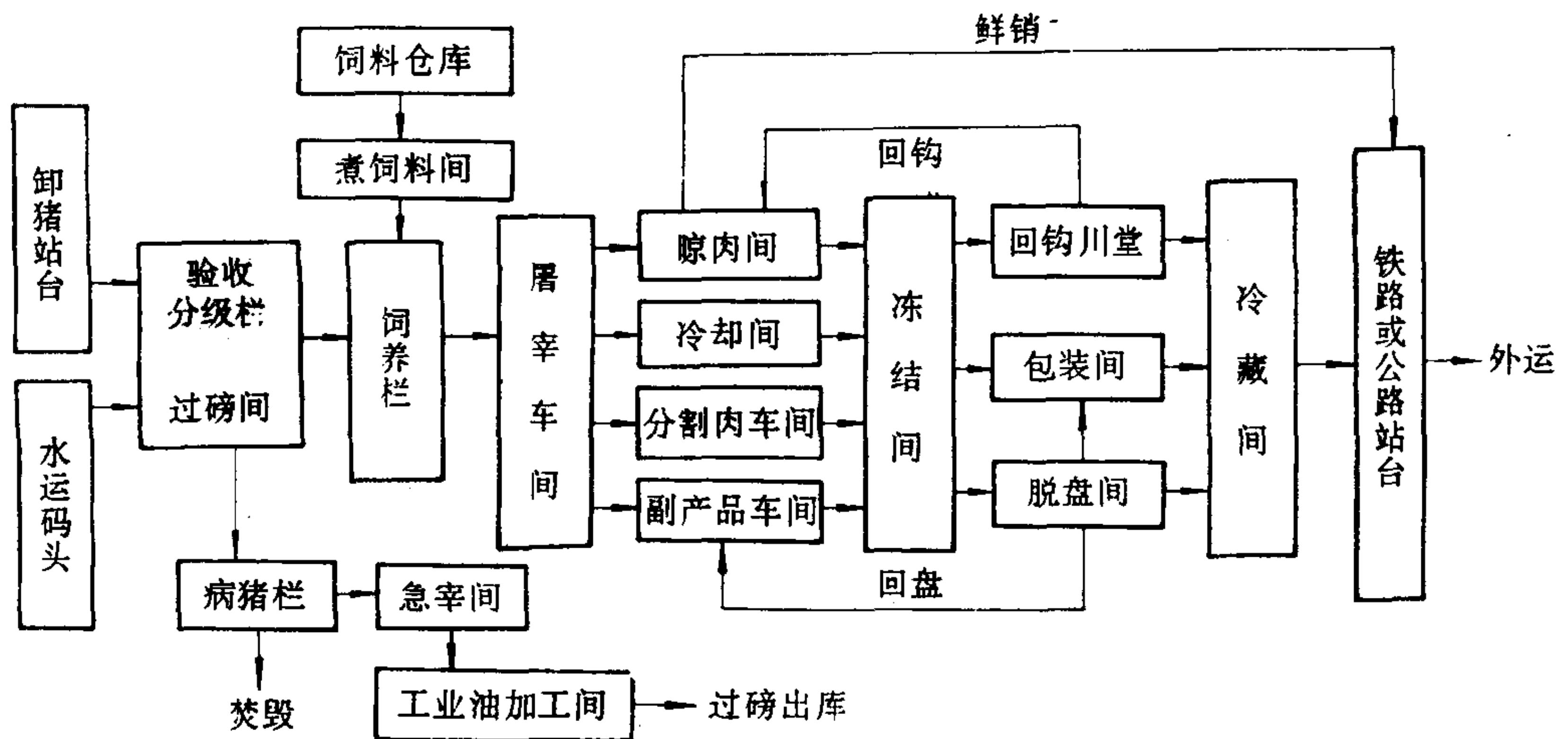


图 1-3 肉类生产工艺流程示意图

冷库厂区各建(构)筑物按使用性质和卫生防护要求可分为原料区、生产区、行政福利区和隔离区,如表 1-6 所示。布置时应注意做到功能分区明确,运输管理方便,协调生产、方便生活。对于生产性冷藏库,应根据库址的自然条件和卫生防护要求,将产生污染的原料区、隔离区、生产区的锅炉房、煤场等布置在库区的边缘或夏季主导风向的下风侧。职工住宅区应尽量与生产区分开建设,最好布置在屠宰车间及原料区的上风地带。

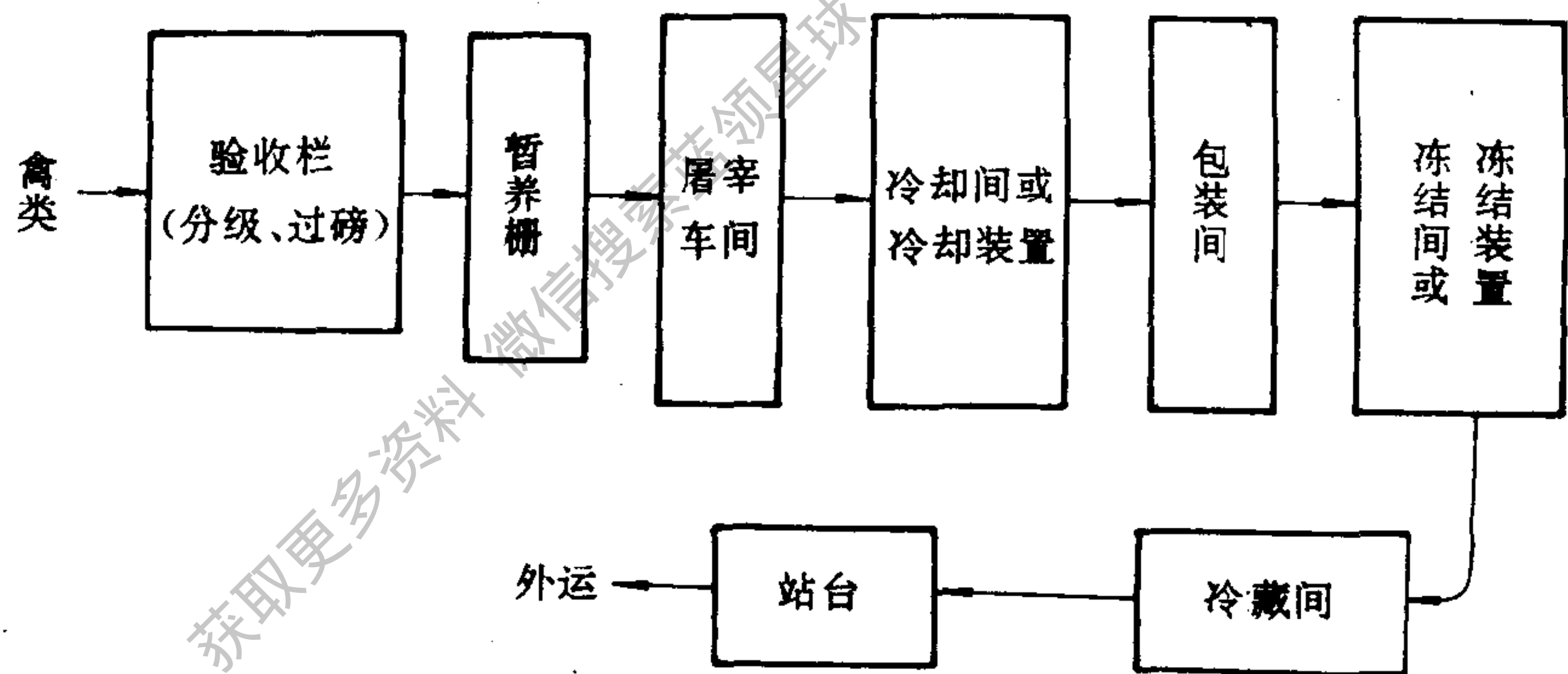


图 1-4 禽类生产工艺流程示意图

表 1-6 生产性冷库库区划分表

类别	组成部分
生产区	冷库、单独建造的冻结间、机房、制冰间、冰库、变配电间、工人休息室、烘衣更衣室、铁路专用线、水塔、冷却水池、机修间、洗衣间、仓库等 整理间(蛋品、果蔬)、理鱼间(水产)、候宰间、屠宰车间、副产品加工间、复制间、分割肉间、化验室、锅炉房、水泵房等
原料区	码头、卸鱼场、卸猪站台、验收分级栏、饲养栏、断食栏、喂食栏、病猪栏、饲料仓库、煮饲料间、动物饲料加工间等
行政福利区	办公楼、医务室、食堂、浴室、集体宿舍、家属宿舍、招待所、托儿所、哺乳室、厕所、自行车棚等
隔离区	危险品仓库(氨库或汽油库),汽车库、急宰间、工业油加工间、皮毛晒场、污水处理场等

注:分配性冷库的区划可按上表除去有关屠宰的建(构)筑物。

总平面布置要注意近期建设与远期发展相结合,除已确定建筑的第二期工程可在总平面布置中预留用地外,应避免过早过多地征用土地。总平面布置的主要技术经济指标是:

- ①库址占地面积(公顷)(指出其中征用农田的亩数)。
- ②建筑物占地面积(m²)。
- ③构筑物占地面积(m²)。
- ④露天仓库及操作场地占地面积(m²)。
- ⑤铁路、道路、人行道占地面积(m²)。
- ⑥土石方工程量(m³)。
- ⑦库区土地利用系数(%):
$$\text{⑦} = \frac{\text{②} + \text{③} + \text{④} + \text{⑤}}{\text{①}} \times 100\%$$
- ⑧建筑系数(%):
$$\text{⑧} = \frac{\text{②} + \text{③} + \text{④}}{\text{①}} \times 100\%$$

对于生产性冷藏库,库区土地利用系数应控制在 $\geq 40\%$,建筑系数应控制在 $\geq 30\%$ 。分配性冷藏库和水产冷藏库库区土地利用系数应控制在 $\geq 70\%$,建筑系数则应控制在 $\geq 50\%$ 。

变配电间、机房、锅炉房等建筑物应尽量布置在负荷中心区附近。厂前区的布置应与城市规划及周围的环境相协调。

水产冷藏库是渔业基地的一个重要组成部分,它的总平面布置要同基地规划结合考虑。为了缩短运输距离,减少往返运输,其主库位置一般应靠近卸鱼码头。

(二)平面布置 为了节约用地,紧凑地布置建(构)筑物、铁路、道路、工程管线的位置,在满足生产、防火、卫生、防震、防尘、噪音、日照、通风等条件的要求下,应采取措施合理缩小区与区、房与房之间的距离。如统一规划,防止各区各自留有余地,合理减少防火、防震、卫生间距等。要充分利用零星边角碎地,布置次要建筑物、构筑物和堆场。凡生产性质、防火、安全、卫生要求、动力供应、运输条件相类同或联系密切的建(构)筑物应尽可能集中布置或合并向多层发展。

各建(构)筑物的卫生防护间距必须按《工业企业设计卫生标准》的有关条文执行,也可结合实际情况,参照表 1-7 确定。

表 1-7 冷库库区各建(构)筑物卫生防护距离

序号	建(构)筑物名称	最小距离(m)
1	急宰间、工业油加工间——验收分级栏、饲养栏	30
2	急宰间、工业油加工间——冷库及各食品生产间、库区办公楼、食堂	70
3	急宰间、工业油加工间——住宅区	150
4	污水处理场——验收分级栏、饲养栏	30
5	污水处理场——一般非食品生产车间	50
6	污水处理场——冷库及各食品生产车间、库区办公楼、食堂	100
7	污水处理场——住宅区	150
8	锅炉房、煤场——验收分级栏、饲养栏	20
9	锅炉房、煤场——一般非食品生产车间	20
10	锅炉房、煤场——屠宰车间	20
11	锅炉房、煤场——冷库及各食品加工间	30
12	验收分级栏、饲养栏——屠宰车间	20
13	验收分级栏、饲养栏——一般非食品生产车间	30
14	验收分级栏、饲养栏——冷库及熟食、食用油加工间	50
15	验收分级栏、饲养栏——住宅区	150

建筑物的布置要符合通风、采光、防尘等要求,如机房、锅炉房和能产生大量热量、烟尘、噪声的车间应布置在通风良好的地段,并远离办公楼、居住区、其长轴最好与夏季主导风向垂直或不小于45°布置。

“三废”处理的设计应按照《工业“三废”排放试行标准》进行。有生产污水排出的屠宰车间宜布置在住宅区下风;锅炉房要设置集尘器,加高烟囱,以减少烟尘危害;并采取利用自然地形、种植树木草坪等措施,以减小卫生防护间距。

冷库区内的建筑物及堆场的防火间距应按照《建筑设计防火规范(试行)》执行。冷库建筑物的耐火等级取决于建筑物构件的材料和作法;现有冷库的各类建筑物,如冷库、机房、变配电间、一般车间、仓库、办公室等,其耐火等级为2~4级不等。建筑物的防火间距可参照表1-8,建筑物火灾危险性的划分可见表1-9。

表 1-8 建筑物的防火间距(m)

耐火等级	一、二级	三级	四级
耐火等级			
一、二级	10	12	14
三级	12	14	16
四级	14	16	18
危险品(氨、汽油)仓库	12	15	20

表 1-9 冷库建筑物火灾危险分类

火灾危险类别	建(构)筑物名称
甲	汽油库、有机溶剂贮存库
乙	氨库、氟库、氨压缩机间、设备间
丙	变电间(油浸变压器)、自备发电机间、制冰间、冷却间、冻结间、冷库、冰库
丁	油加工间、油仓库
戊	配电间、锅炉房、汽车库、高温肉加工间、熏制间、其他生产车间

库区内生产车间与办公室生活用房,应分区规划,避免交错布置,以利文明生产。办公生活区内各建筑物的布置,要考虑到生产区的噪音干扰及建筑物高度与日照的关系,并应有供职工文体活动的场地和建造必要的设施。对库区内的环境要进行绿化和美化设计。

(三)交通运输 冷库库区的铁路专用线、道路、码头设置,应分别按我国《工业企业标准轨铁路设计规范》、《工矿道路设计规范》、《港口工程设计技术规范》执行。

铁路专用线布置既要做到经济合理,又要同库区总平面有良好配合,便于车间布置,力求做到线路短而纵坡小,有效直线段长,曲线半径大,弯道短,转折角小,用地省,工程量小。进入库区的铁路专用线一般应设机车回车线,其需要的长度为55m。站台铁路线股道数,应根据运输量及具体方式而定,铁路双股线之间标准距离为5m。库区内铁路作业线的有效长度(即警冲标两点之间的距离),应能满足货物装卸运输及车辆调度等方面的要求;对于大型冷藏库,它相当于一大列机械保温列车(23节、410m)的调车长度,对于中型冷藏库则为一小列机械保温列车(12节、204m)的调车长度。一小列机械保温列车的作业线长度最小为250m,用9号道岔则从末端警冲标至线路终点的长度为107.8m。铁路专用线进入库区后,应设在平直的线段上;若受地形限制,允许设在坡度不超过2.5%的坡段上。

库区内的道路一律按三类企业标准设置,它的主要技术指标如表1-10所示。

表 1-10 厂内道路的主要技术指标

项 目		汽 车 道	电瓶车道
计算行车速度(km/h)		12—16	5—8
路面宽度	单车道(m)	3.5	2
	双车道(m)	大型库 6 或 7, 中小库 5.5 或 6	3.5
路肩宽度	单车道(m)	1.5	
	双车道(m)	1.0	
平曲线最小半径(m)			
最小转弯半径	单车(m)	9	5
	带一辆拖车(m)	12	7
	≥15 吨平板车(m)	15	
最小视距	会车视距(m)	30	
	停车视距(m)	15	10
	交叉口停车视距(m)	20(条件限制取 15)	
最大纵坡(%)		6	4—5

库区的人行及货运道路应尽量避免与铁路专用线平面交叉,生活区的行车道路更要注意安全。道路与相邻建(构)筑物的距离应尽量取小(见表 1-11),以节约用地。但库区道路网的布置也应考虑卫生、防火等方面的要求,使救护车、消防车能开到出事地点,此外还应考虑工程管线的设置及绿化用地的要求。

表 1-11 道路与相邻建(构)筑物的最小距离

道路路面边缘至		最小距离(m)
建筑物外墙	无出入口时	1.5
	有非机动车、电瓶车出入时	3~4.5
	有汽车出入时	6~8
围墙		1.5
铁路中心线(标准轨)		3.75
乔木		0.75~1

对于装卸任务较多的公路站台,其正前方应设回车场,以便车辆掉头。回车场可以根据地形、结合周围场地的情况,做成各种形式(如直角式或斜列式)。大中型冷库回车场的面积应不小于 20×20m,小型冷库回车场的面积则不小于 15×15m。回车场地坡度以 0.5~1%为宜。考虑到防尘、防震等要求,库区内道路及回车场采用水泥混凝土路面。通道、引道可采用泥结碎石路面。

对于渔业基地的冷库,应根据地质、水文、气象、潮汐以及停泊渔船和运输船只的吨位等方面的资料,妥善合理地选择码头形式,确定码头泊位和岸线长度。泊位数可根据货物运输量计算如下:

$$\text{泊位数} = \frac{\text{旺季的月渔货运输量}(t)}{\text{一个泊位的月通过能力}(t)}$$

而码头岸线长度 = $n(L+a)$

式中: n ——泊位数;

L ——停靠船舶的长度, m ;

a ——船舶间的富裕长度, 对于 1000t 以下的船舶为 5~10m。

对于有条件利用内河水运的冷库, 在选址时应收集有关水路运输的资料。在总平面设计时, 注意把装卸码头的位置布置在河床稳定、河道平直和开阔的河段上, 以便船只的回转和停泊。

(四) 竖向布置 竖向布置是冷库库区总平面布置的一个组成部分, 其任务是:

(1) 确定库区建筑物、室外场地、道路、铁路、码头及工程技术管线的标高, 并使库区内外各工程的标高能互相衔接。

(2) 拟定库区的排水方式, 包括采取有效的防洪排涝措施。

(3) 按设定的不同标高平整场地, 确定土石方工程量。

(五) 管线综合 建设大中型冷库须绘制管线综合平面图, 以解决各种管线在平面和竖向布置方面出现的问题。管线布置的原则是: 线路应做到短捷, 转弯数量最少, 尽量减少相互交叉, 要便于施工和检修, 不要影响交通和安全, 避免相互干扰, 节约用地和投资。

工程管线宜成直线敷设, 一般与道路、建筑物的轴线平行布置。干线应布置靠近主要用户和连接干线较多的一侧。布置工程管线时, 应尽量符合下列要求:

(1) 临时性的让永久性的;

(2) 管径小的让管径大的;

(3) 有压力的让自流的;

(4) 新设计的让已有的;

(5) 软的让硬的。

管线综合时, 还应避开考虑生产发展而预留扩建建筑物和扩建管线的位置。

管线敷设分地下敷设(包括直接埋地或管沟敷设)和地上敷设(包括沿外墙、沿挡土墙、沿地面敷设、架空敷设等)两类。

地下管线一般布置在车行道以外的地段, 当这样布置有困难时, 也可将检修较少的管线(如污水管、给水管)布置在车行道下。消防栓用的给水管可沿路边埋设, 饮用给水管的布置应远离污水管。铁路专用线下面不得平行敷设任何管线。

地下管线综合时, 要合理安排管线敷设的顺序, 一般考虑从建筑物的基础外缘向道路中心由浅到深进行敷设, 其顺序依次是: 电讯电缆、电力电缆、热力管、煤气管、给水管、雨水管、工业污水管。

地下管线布置遇到交叉时, 一般应符合下列要求:

(1) 煤气管、易燃可燃液体管在其他管线上;

(2) 给水管在污水管上面;

(3) 电缆在热力管和电讯电缆下面, 但在其他管上面;

(4) 热力管在电缆、煤气、给排水管上面。

互相干扰的管线(如热力管与易燃液体管、煤气管与电缆等)不应敷设在同一地段或地槽。凡地下敷设制冷剂或载冷剂管道时, 最好设专用地沟。

除电力、电讯线路外, 一般管线大都采取地下敷设, 但在遇到下列情况时可考虑采用架空敷设:

(1) 水文地质条件很差(如地下水位很高、有流沙层等), 不适宜采用地下敷设时;

(2) 地下管线甚多, 但不能保证足够的敷设宽度时;

(3) 改为地上管线后, 有可能节省大量土石方工程时;

(4) 山坡地段高差大, 如采用地下敷设, 管线综合不易处理时。

架空管线应尽可能集中在一种支架上, 或利用建筑物的墙壁作为支架。在综合管线时, 要注意

支架的基础和净空高度符合运输和人行的要求(特别不要影响消防车和救护车的通行),避免挡住建筑物的采光,并注意库区的整齐美观。

凡架空的电力线路尽量不跨越建筑物,如万不得已必须跨越时,须取得有关部门同意,并按电力管理部门的有关规定执行。

第四节 冷库的平面布置

冷库是冷冻厂的一个主要组成部分,是提供冷却、冻结及冷藏各类冷加工食品的建筑空间。作为食品冷加工的生产场所,冷库的布置要受生产工艺流程和运输条件的制约,并应满足设备布置的要求。冷库的平面布置主要应进行以下几方面的工作:确定冷藏库的建筑方案;冷库平面布置和竖向布置;冷藏库所需面积的确定。下面分别进行叙述。

一、确定冷库的建筑方案

冷库的建筑方案是根据冷库的性质、生产规模、工艺流程、设备安装及所用建筑材料等条件并结合库址的具体情况(地下水水位、地质、地形等)而确定的。同时还应满足使用上、卫生上、施工技术和建筑艺术上的要求。目前我国采用的冷库建筑形式大致有三类:一类是较大跨度的单层土建式冷库,一类是较大跨度的单层装配式组合冷库,另一类是适当跨度的多层土建式冷库。对于生产性或综合性冷库的建筑层数,应根据屠宰加工工艺流程方向确定,如为竖向布置时应采用多层土建式建筑,如为水平布置时则应采用单层(土建式或装配式)建筑。对于货物进出频繁的中型冷库均宜采用单层(土建式或装配式)建筑。对于小型冷库现普遍采用单层装配式冷库。

单层土建式冷库和多层土建式冷库的优缺点可由表 1-12 进行比较。

单层土建式冷库和单层装配式冷库的优缺点可由表 1-13 进行比较。

表 1-12 单层和多层冷库的优缺点比较

项 目	单 层 冷 库	多 层 冷 库
优 点	<ol style="list-style-type: none"> 1. 货物进出方便,便于迅速吞吐 2. 易于实现装卸运输的机械化和自动化 3. 基础处理比较简单,地坪承载能力大,库房净高可达 10m 以上,提高了单位面积的载货量 4. 能采用较大的跨度,可减少柱子所占面积,扩大了建筑面积利用系数 5. 建筑和结构比较简单,柱网布置灵活,有利于采用预制装配式构件,施工方便,投产快 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 占地面积少,能节约用地 2. 在库容量相同的条件下,其外围护结构的表面积比单层冷库为小,这样耗冷量可以减少,也降低了食品的干耗,机器设备费用和经营管理费用相应减少,同时,由于节省了隔热材料,单位面积的土建造价低,投资费用较小 3. 能合理利用多层位置,如地下室可用作冷却物冷藏间,层顶阁楼层建成制冰间等
缺 点	<ol style="list-style-type: none"> 1. 占地面积大 2. 冷库外围护结构表面积大,故隔热材料用量较多,耗冷量和食品干耗也较大 3. 对于低温库房,地坪防冻处理的工程量大;当冷库建在地下水水位高的地方,处理不当,容易造成地坪冻臃 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 库房垂直运输量大,货物进出和操作管理都不如单层冷库方便 2. 楼层高度受楼板荷载能力的限制,各冷间的容积利用率较低 3. 多层冷库建在地耐力较差的地基上时,基础施工复杂,造价较大 4. 采用预制装配构件时,需用较大施工设备,施工期较长

表 1-13

项 目	土建式冷库	装配式冷库
优 点	1. 热惰性大,库温较稳定 2. 便于就地取材 3. 初投资较省	1. 无冻融危害 2. 建造周期短,占地面积小 3. 允许反复变温使用 4. 可实行快速降温 5. 施工简便,不受气候影响,质量可靠 6. 不易产生霉菌 7. 维修管理方便
缺 点	1. 建造周期长 2. 不允许快速降温 3. 不允许反复变温使用 4. 施工较复杂,易受气候影响 5. 不便于维修 6. 占地面积大	1. 热惰性小,库温稳定性差

随着冷藏食品包装容器的改进,现正逐步采用标准容器包装,适于搬运和堆码工作的完全机械化,因此单层冷库的层高可以达到 8~15m,其建造已日趋广泛。据国际制冷学会估计,1965 年以来,世界上新建的冷库中单层冷库占 70%左右,而其中的大多数是采用装配式结构。

在冷库建筑中,2~3 层的建筑是不适宜的。因为二层以上的冷库,垂直运输需要装设电梯,但 2~3 层冷库的电梯利用率较低,在投资和设备上都不经济。由于冷库的动荷载很大,7 层以上的冷库须大大增加基础投资,造价也较高,同时垂直运输量也增大。因此,多层冷库的层数通常宜采用 4~6 层。同时,冷库主体建筑最好能接近于正方体,以减少外围护结构的表面积。

库房的层高应根据使用要求和堆货方法确定,并考虑建筑统一模数。目前国内冷库堆货高度在 3.5~4m,单层冷库的净高一般为 4.8~5.0m,采用巷道或吊车码垛的自动化单层冷库不受此限。多层冷库的冷藏间层高应 ≥ 4.8 m,当多层冷库设有地下室时,地下室的净高不小于 2.8m。冻结间的层高根据冻结设备和气流组织的需要确定,一般采用 4.2~4.8m(建筑净高 3.8~4.3m)。冻结间与冷藏间设于同一层内时,其高度可按后者确定。盐水制冰车间的建筑层高可取 6.7m,人工堆冰的冰库建筑层高一般在 4m 以上,采用机械堆冰时可取 5~10m。

二、冷库平面布置和竖向布置

冷库的平面布置和竖向布置的任务是根据冷库的性质、允许占用土地的面积、生产规模、食品冷加工和冷藏的工艺流程、库内装卸运输方式、设备和管道的布置要求,来决定冷库的建筑形式(单层或多层),确定各冷间、川堂、楼电梯间等部分的建筑面积和冷库的外形,并对库内各冷间的布置及川堂、过道、楼电梯间、站台等部分的具体位置等进行合理的设计。冷库平面布置和竖向布置的合理与否,对冷库的基建投资、经营管理费用、吞吐量、建设周期、投产后的经济效益和使用寿命都有直接关系。因此在进行这项工作时,首先要认真考虑下列原则。

(一)设计布置的基本原则 这些基本原则包括有五点。

1. 要满足制冷和生产工艺的要求 冷库的平面布置和竖向布置首先要满足制冷工艺的要求,考虑到制冷设备、装置在施工安装和生产操作上的方便,尽量简化和缩短管道系统。对于冷却间、冻结间、冷藏间、制冰间、冰库的布置一定要符合冷加工食品的流向,服从生产工艺流程,满足生产能力的要求。以某水产冷库为例(见图 1-5),从码头把渔船卸下的鱼运到理鱼间,进行清洗分类、整

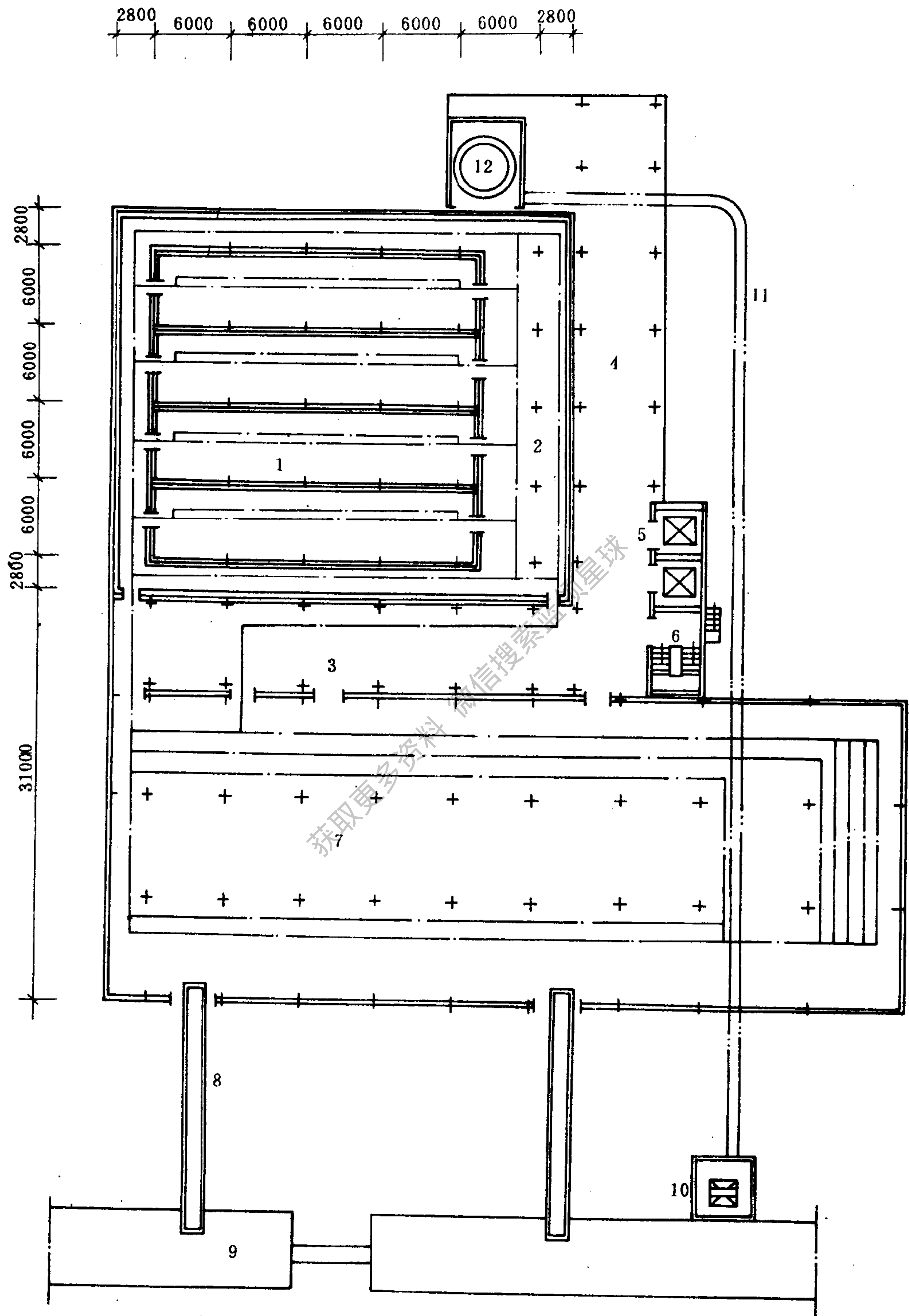


图 1-5 某水产冷库的底层平面图

1. 冻结间 2. 低温川堂 3. 常温川堂 4. 公路站台 5. 电梯 6. 楼梯间
7. 理鱼间 8. 输送带 9. 码头 10. 碎冰楼 11. 输冰栈桥 12. 螺旋滑道

理、装盘、过磅后装入鱼车(或鱼笼),在准备间预冷后经过进冻过道进入位于冷库底层的冻结间。冻好的鱼由出冻过道送至脱盘间,进行脱盘、镀冰和包装,然后由电梯送至2~3层冷藏间冷藏,或经汽车站台外运。制冰间位于主库顶层(第五层),制成的冰块可经螺旋滑道滑入下层的冰库贮藏,或直接经滑冰栈桥送至码头碎冰楼,轧碎后向渔轮加冰。又如某肉联厂冷库(见图1-6),白条肉由屠宰车间送入晾肉间吊挂晾肉,然后经过常温川堂进入冻结间冻结,冻结间出口外接常温川堂,冻好的白条肉在比脱钩、过磅、装车后送入冻结物冷藏间贮藏。

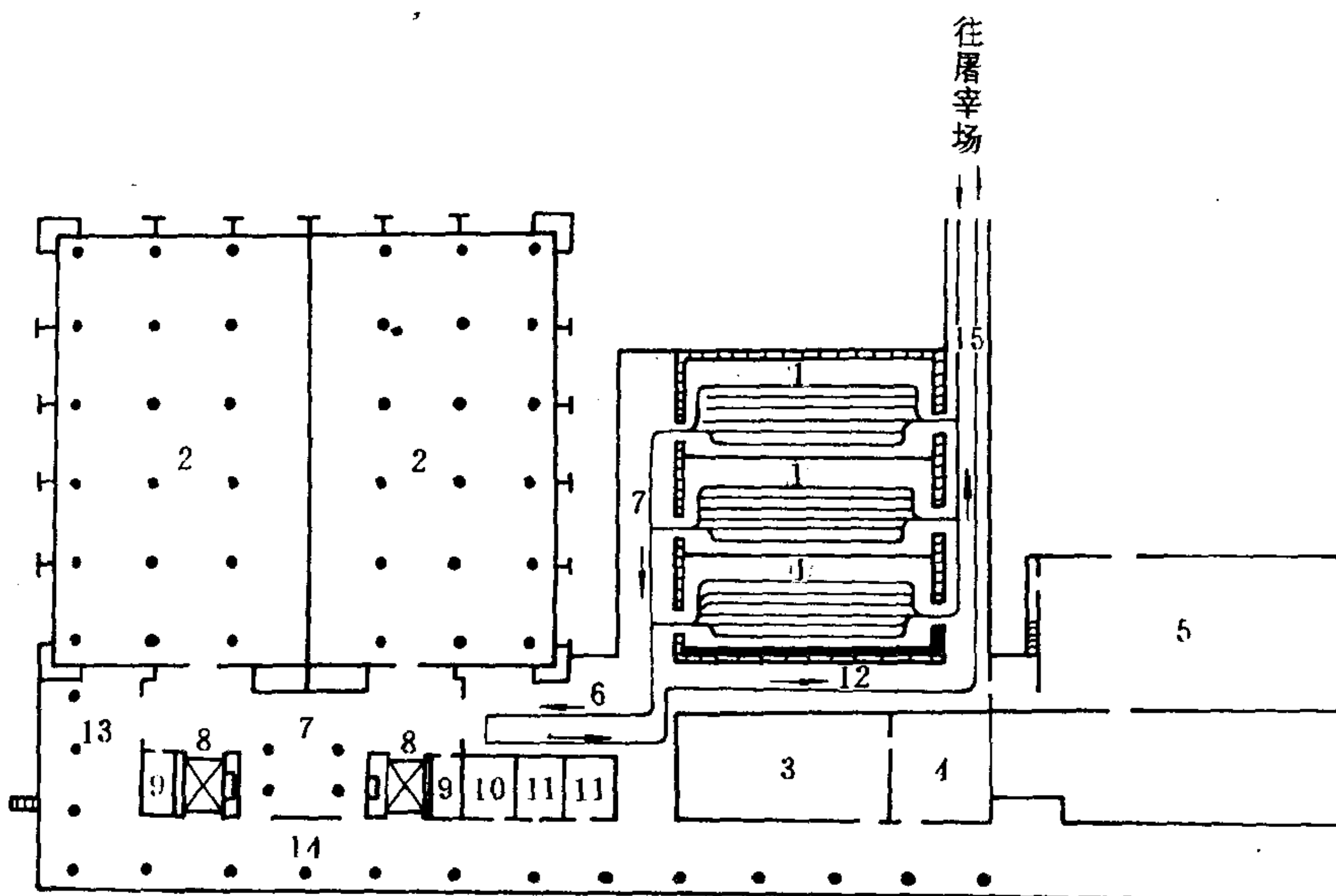


图1-6 某肉联厂冷库平面图

1. 冻结间 2. 冻结物冷藏间 3. 贮冰间 4. 制冰间 5. 机房
6. 脱盘、脱钩间 7. 常温川堂 8. 电梯 9. 贮藏室 10. 值班室
11. 工人休息室 12. 回钩廊 13. 公路站台 14. 铁路站台 15. 常温川堂

对于生猪屠宰的加工配套可见表1-4。

表1-4 生猪屠宰的加工配套

屠宰车间级别	一	二	三	四
生猪调出头数(万头/年)	40	20	10	5
班宰能力 (头/班)	2000 及以上	1000	500	300

2. 按温度分区 有冷却物冷藏库和冻结物冷藏库的冷库,应对高温冷间和低温冷间分别集中布置,分成高温库区和低温库区,这样不但可以减少冷间之间的传热,保持库内温湿度的相对稳定,还可以简化制冷系统管道,节省隔热工程量。高、低温区分开布置的做法有:

(1) 同层分区布置 在单层冷库中,可把冷却物冷藏间集中在冷库的一侧,把冻结物冷藏间集中在另一侧;冻结间也可与冷藏间布置在同一建筑物内,但应分区合理布置。

(2) 分层布置 在多层冷库中,同一楼层内应尽量布置同一温度的库房。一般以冷藏冻结物为主的冷库可把冷却物冷藏间布置在冷库的顶层,对于以冷藏冷却物为主的冷库适于布置在底层。在地下水位较低的地方,可把冷却物冷藏间布置在地下室内,这样做可以简化地坪隔热层施工。

(3) 分边布置 在多层冷库里,可把冷库分为左右两部分,它们的面积大小由生产能力决定,冷库同一边各层的所有冷间为同温或库温相近(温差 $<5^{\circ}\text{C}$)。同温库房的间隔墙及上下楼层间的楼板均可不设隔热层。但对于某些生产性冷库,如进、出库频繁,库存量变化大,库温不易稳定的库,可考虑在某些层设置适宜的隔热层。

(4) 围护结构独立分开 实际上在冷却物冷藏库和冻结物冷藏库的容量都很大时,最好的办法

是将两种不同温度的冷库分成两个独立的围护结构体,这种做法在使用上、库体质量上都较好。

3. 提高使用系数 在进行方案布置时,要进行分析比较,尽量提高冷库建筑面积的使用率。在不影响生产的前提下,减小川堂、过道、楼电梯间、站台等辅助部分的面积,并将不需冷却的部分移出隔热体之外。此外,为减少内隔墙和库内走道,冷藏间的分间不宜过多、过小,一个冷藏间的容量一般可取 400 吨左右,有的可在千吨以上。冷藏间的平面宜呈方形,同时要求建筑结构简化,尽可能采用等跨和对称的结构方案。

4. 考虑装卸运输机械的进出 冷库内各冷间、川堂、过道、楼电梯、站台等的布置、出入口的高度、宽度及与站台的连接,上下站台的坡度都应满足装卸运输机械的要求。

5. 考虑民族习惯 在汉族和少数民族混合居住的地区,除了汉族或少数民族专用的冷库外,对混合使用的冷库,在设计布置时应考虑和尊重各民族的宗教信仰和风俗习惯,将牛羊肉和猪肉分别进行冷加工和贮藏。对散发异味的货物,也应设置专用库房。

(二)平面和竖向布置应注意的问题

1. 冷库的设计标高和柱网 在冷库设计时,一般以冷库站台面标高为±0.00,铁路站台面与轨面的高差定为 1.1m,公路站台面与站台下地面的高差为 0.9~1.1m,考虑散水需要库内的标高一般要高出站台面标高 0.050m。

单层和多层冷库一般采用 6×6m 的柱网,如果技术条件许可,工艺上有特殊要求,在单层冷库中还可采用 12×6m 或 18×6m 的柱网。

2. 冷库的长宽比和伸缩缝 冷库主体建筑的平面宜呈矩形,其长宽比通常取 1.5:1 左右。冷库一个方向的长度超过 50m 时,应按规定设伸缩缝,以免建筑物受温度变化的影响而发生裂缝。对于采用 6×6m 的柱网时,超过 8 跨须设伸缩缝。

3. 冷库无梁楼盖悬臂的长度 多层冷库宜采用钢筋砼无梁楼盖结构,因外墙隔热体设置需要,都做成悬臂。悬臂的长度应根据生产需要和设备情况确定,一般不宜超过其悬臂方向边跨跨度的 40%。

4. 多层冷库布置 在多层冷库布置时,首先要根据生产工艺流程和制冷工艺流程,一般把冻结间布置在底层,以便于生产车间的吊轨接入冻结间,便于冻结货物的进出。把制冰间布置在顶层,主要是有利于冰的入库和输出,制冰间的下层为贮冰库,冰可通过螺旋滑道进入贮冰库。冰库的标高应考虑相连接的输冰栈桥、碎冰楼的标高。地下室可用做冷却物冷藏库或杂货仓库。

5. 冻结间的布置 在布置冻结间时,应考虑冻结间本身的特点,与冻结前后工序的联系,以及管理维修等多方面的因素。肉类冻结间应与屠宰车间、分割肉加工间或晾肉间设在同一标高的楼层中,最好能在两端开门,一端连进冻的常温川堂,而另一端则与出货的低温川堂(或常温川堂)相连,进出库互不干扰。大多数用地紧张的大中型冷库采用这种方案布置。

但由于冻结间进出货频繁,冷间内温湿度变化剧烈,导致较强的水蒸气渗透和复杂的温度应力,这样常年多次周期性的冻融循环极易造成混凝土面层冻裂,甚至露筋,引起了建筑物的破坏。所以为了便于冻结间的维修和延长主库的使用寿命,应把冻结间移出主库而单独建造,新建的冷库多采用这种做法,如图 1-7。目前大多都采用装配式结构。这样可避免冻融循环对建筑物的破坏。

进行冻结间平面布置时,还应考虑吊轨上鱼车的返回路线(参见图 1-5),在挂肉金属吊钩返回屠宰车间的路线上则可设回钩川堂(见图 1-6)。

6. 川堂的布置 川堂分为常温、高温、低温三种。布置在冷库内,墙体作隔热处理,并设置冷却设备,保持川堂内温度在-10℃以下的称为低温川堂;只作隔热处理而不设冷却设备,川堂内温度在 0℃以上的称为高温川堂;川堂布置在主库之外,不作隔热处理,保持川堂内温度接近于外界大

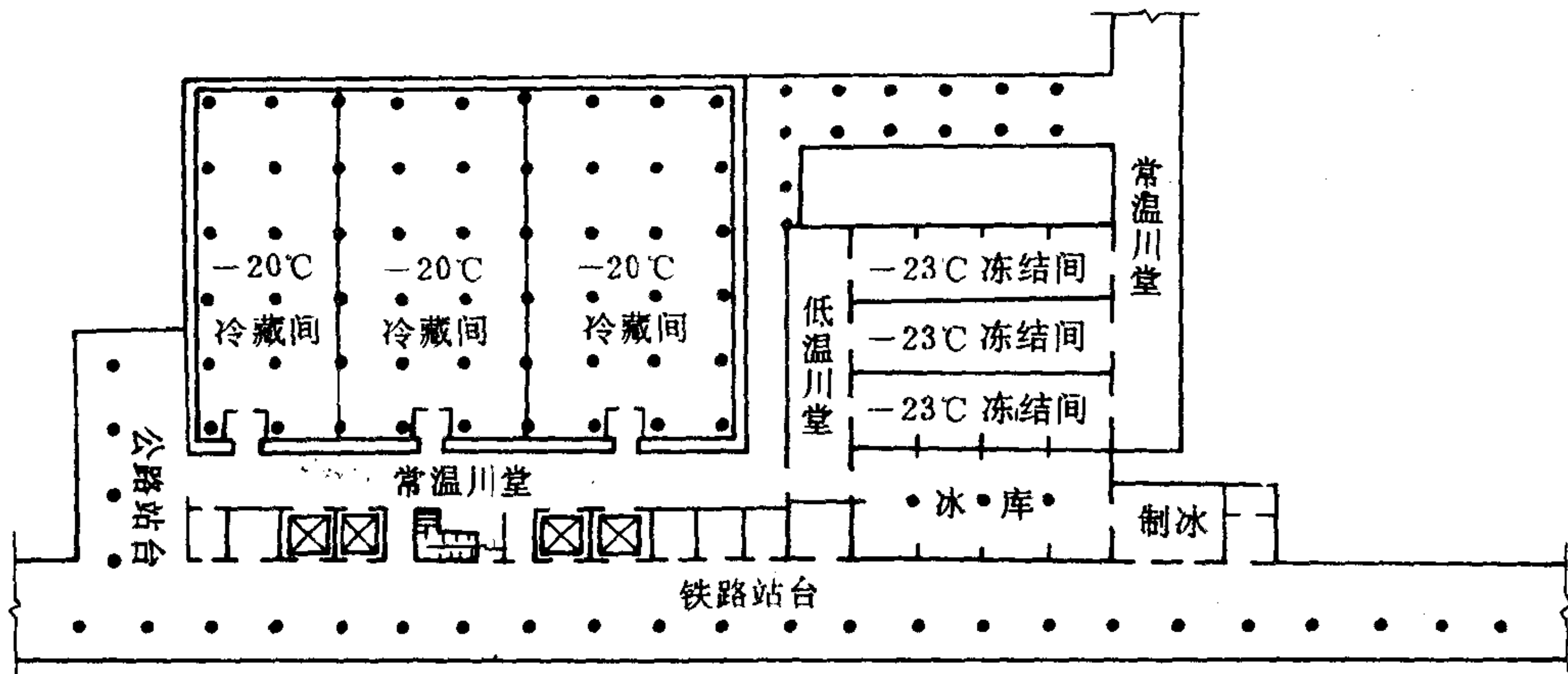


图 1-7 冻结间单独建造的方案

气的温度,称为堂温川堂。由于高温川堂内易结冰、结露、不便于操作,已被淘汰了。低温川堂在大量进出货的时候,要保持 -10°C 也是不可能的,大量热空气的进入,会在川堂内产生雾气和凝结水,使川堂内十分潮湿,甚至在墙壁、室顶和地坪上结成冰霜,导致冷库建筑遭到损害。一般来说,在冷库设计布置中可采用常温川堂时就不采用低温川堂。

常温川堂优点较多,一般川堂内不淌水、不结冰霜,消除了由于冻融循环导致冷库建筑结构损坏的危害,延长了冷库的使用寿命;由于墙体不需隔热,降低了工程造价;川堂外墙可适当开些窗户,通风采光条件也较好,改善了工人的劳动条件。

但布置常温川堂也会有一些新的问题需要解决。如各冷间直对常温川堂,库内外温度差很大,库房开门时,库门口的冷热空气交换加剧,川堂中的热湿空气就会流入库内,而在冷库顶棚和墙面结霜。为此必须对冷库门口作如下相应的处理:①在冷藏库门上安装空气幕,据测定其隔气效率可达60%。②在冷库门上安装薄膜门帘,效果也很显著(可达80%),③采用密封性和隔热性好的冷藏门,门上设防冻的电热装置。④在库内设置 $2.5 \times 2.5\text{m}^2$ (或 $2.5 \times 3.2\text{m}$)的不作隔热处理的内门斗(见图1-8),门斗顶棚最好用易于拆换的材料制作,并有3%的坡度。由于内门斗影响叉车的通行

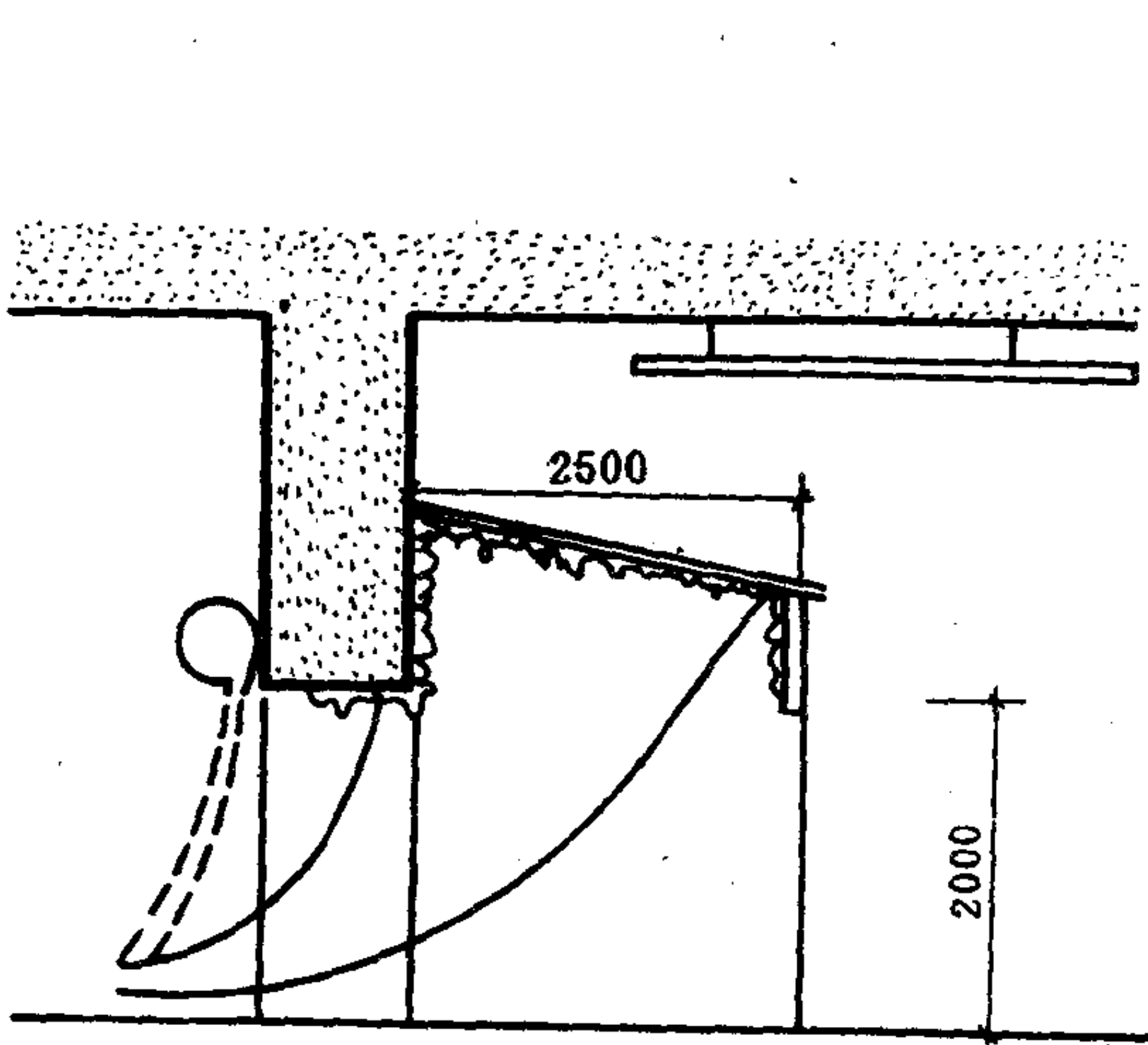


图 1-8 内门斗示意图

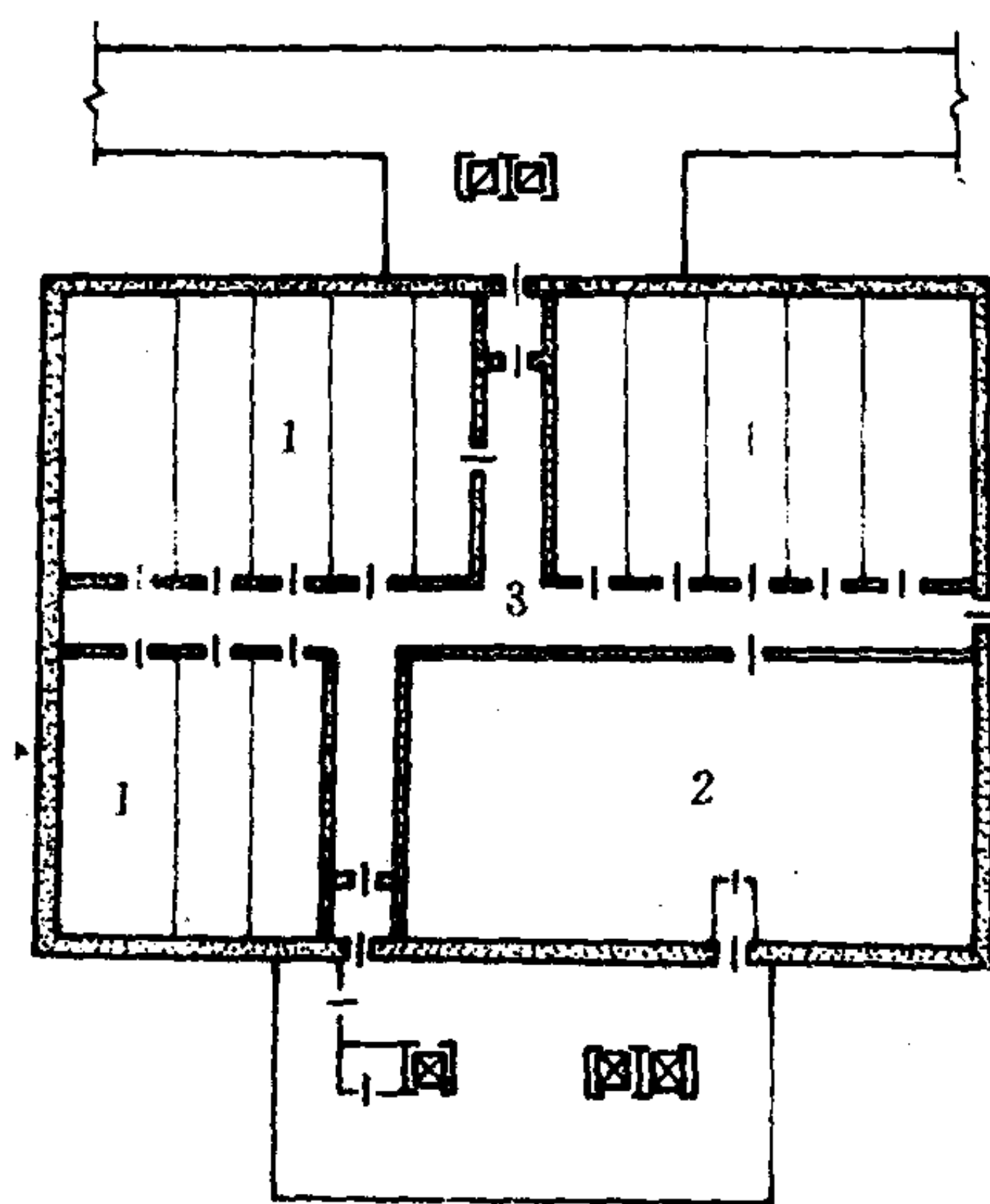


图 1-9 错开布置的内川堂
1. 冻结间 2. 冷藏间 3. 川堂

和占用堆货面积,一般认为采用高效率空气幕已足以减少库内外的热湿交换,故设置内门斗措施值得商榷。

川堂的布置形式,与冷库的建筑形式,出入口位置以及各冷间的货流组织有关,在布置上应尽量要求少占使用面积,并能保证货物出入的方便。在必须设置内川堂时,应避免设贯通式内川堂和高低温混合川堂,应采取错开布置和拐弯布置方式,以防止冷热空气对流(见图 1-9)。根据货流组织,库内川堂可布置为通过式和非通过式两种形式。在通过式川堂布置(见图 1-10)中,货流定向运动,不相交叉,适用于周转频繁、运输量大的大中型冷库。在非通过式川堂布置(见图 1-11)中,货流均由一个门进出、货流交叉,不便于调度,但川堂占用库内面积较少。

目前较为常见的是进出货两侧都用常温川堂。冷藏间或冻结间的门应尽量直对库外常温川堂,

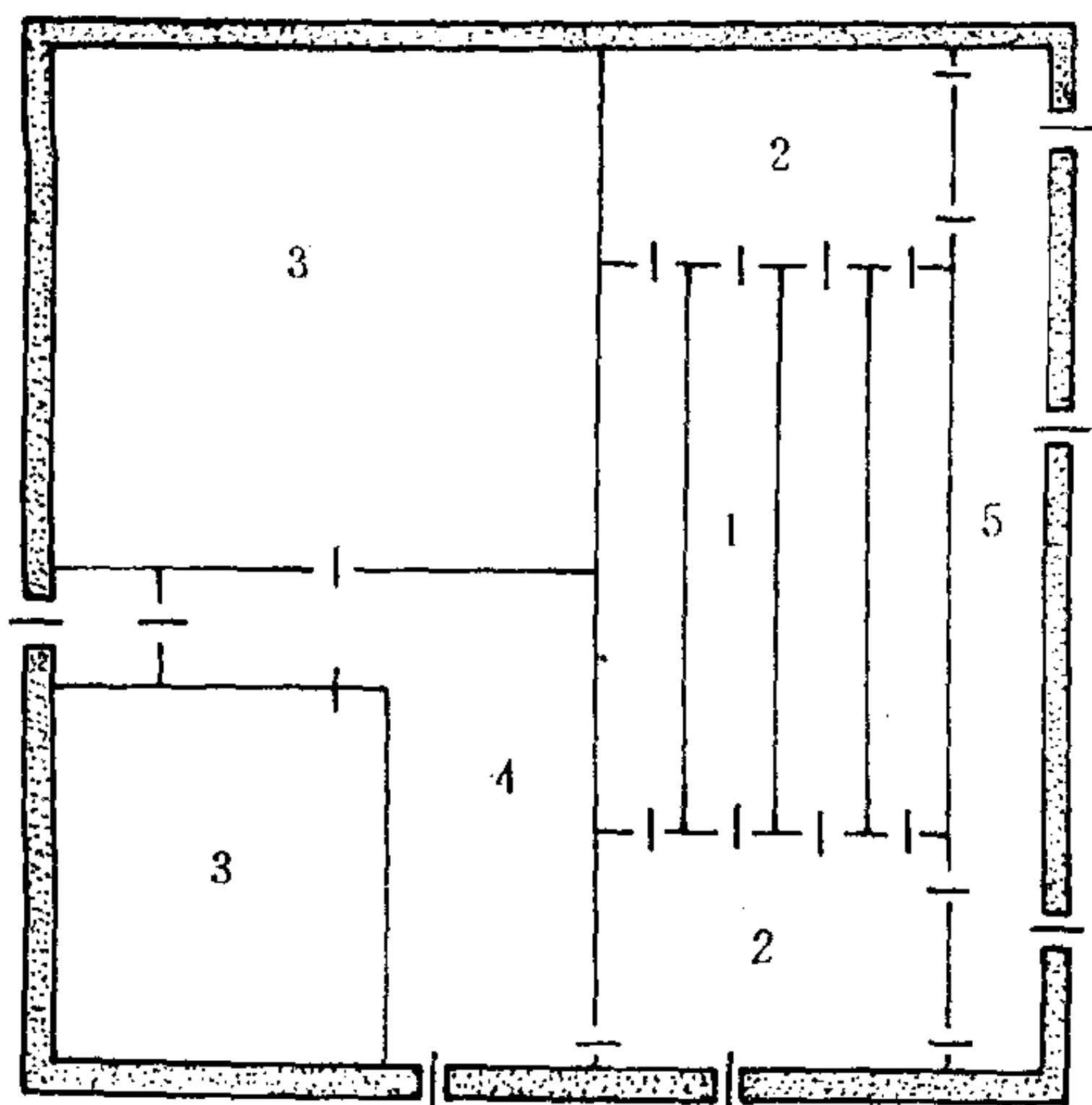


图 1-10 通过式内川堂

1. 冻结间 2. 内川堂 3. 冷藏间
4. 包装间 5. 准备间

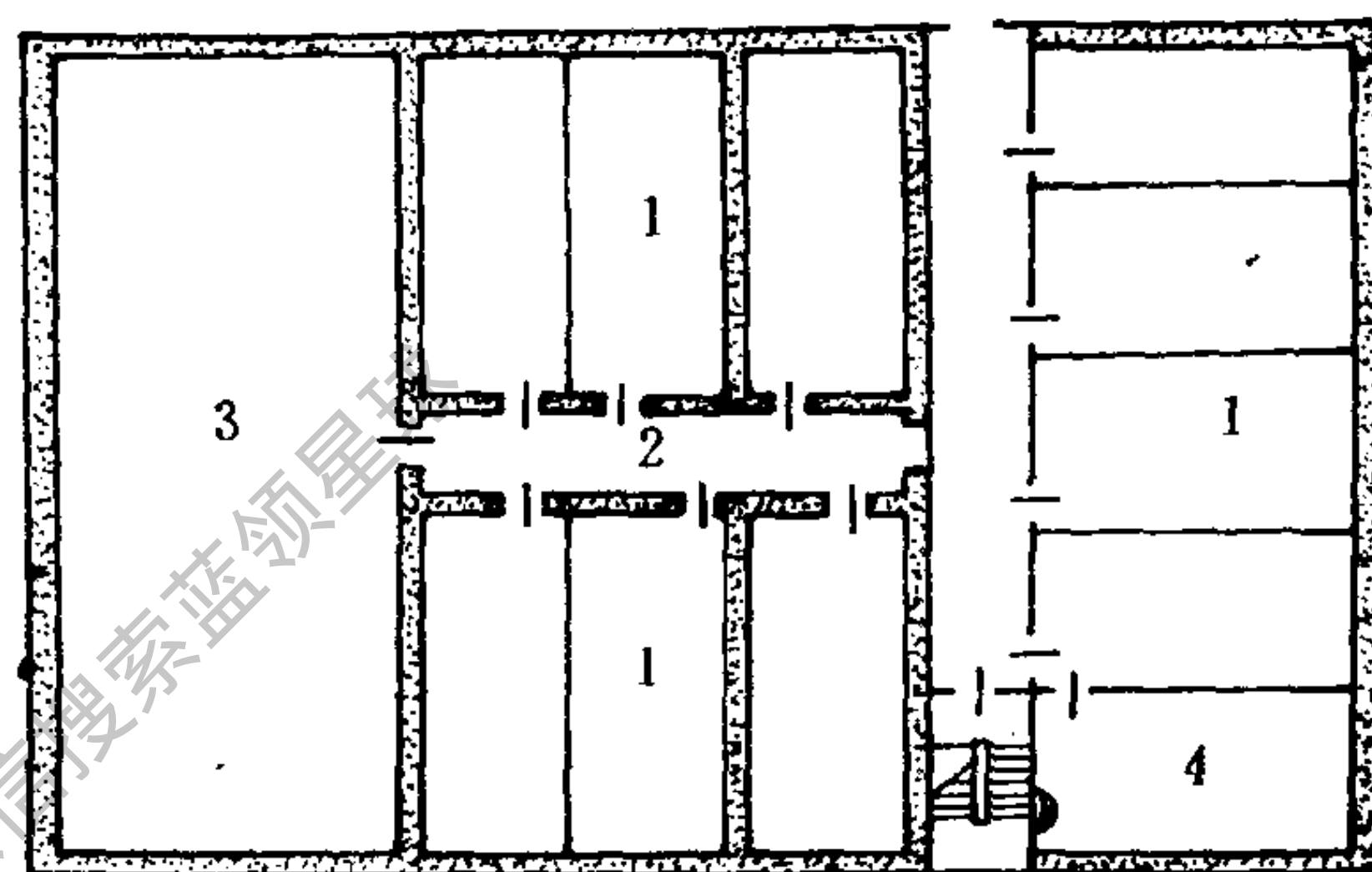


图 1-11 非通过式内川堂

1. 冻结间 2. 内川堂 3. 冷藏间
4. 包装间

但对多层冷库冻结间宜采用进货侧为常温川堂,出货侧为低温川堂的组合形式,以免冻结物品升温结霜。冷库川堂的宽度要能满足货物运输的需要,1500t 以上的冷库还应考虑运输机械的设置。冷库川堂的宽度可参考表 1-15。

表 1-15 冷库川堂的宽度

净宽 (m)	通行叉车	通行手推车	通行吊轨	备注
库容量				
≥5000t 冷库	5.5~6.0	5.5~6.0		
1500-4500t 冷库	5.0~5.5	4.5~5.5		
<1500t 冷库	5.0	3.5~4.5		
冻结间外侧	5.0	3.5~4.5	3.0~3.5	

7. 电梯和电梯间

(1) 电梯运载能力的计算 载货电梯运行速度一般为 0.25~0.7m/s。一般四层库的电梯一个小时大约可以上下工作 10~12 次。如果运载的货物不是单一品种时,设计计算电梯的运输能力,以主要货物为标准计算。例如采用手推车运输白条猪肉的冷藏库,一台三吨的电梯,轿厢内可同时容纳六部运载小车,每部车载白条肉 10 片,每片平均重 25kg,电梯工作效率 10 次/h,则其运输能力

为： $0.025 \times 10 \times 6 \times 10 = 15\text{t}/\text{台} \cdot \text{h}$ ，采用托货板载货，铲车运输时，应根据具体情况确定。

设置电梯的数量，主要根据电梯的实际运载能力和吞吐运输的具体要求。如果是从铁路冷藏列车或冷藏船装卸货物，装卸的时间是有限制的，电梯数量要能满足限定时间内装卸的要求。但在计算时，应扣除底层不需用电梯的货量。对没有规定装卸时间要求，并且是零进零出的库，电梯数量不应少于二台。吞吐量特别大，设在港口的整进整出的对外贸易分配性冷库，电梯数量可根据实际要求适当配置。

(2)轿厢的选择 目前冷藏库内的地面水平运输工具正向机械化发展，铲车就是用得最多的机械化工具。由于铲车的使用，对电梯轿厢的选择就提出了新的问题。使用手推车时，车、货可以同时进电梯轿厢，能充分利用轿厢的进深。最大的轿厢可以同时容纳两排共六部手推车。如使用铲车，载重量1.0~1.2t的国产铲产，其自重为1.7~1.9t，有的甚至达2.4t，不能考虑铲车带货进入电梯轿厢。虽然托货板载货的数量比手推车载货量要大些，但不能充分利用轿厢的进深。所以应根据运输工具的种类选择轿箱的规格，一般采用手推车时，轿厢的进深可以大些，采用铲车时，轿箱的尺寸宜宽不宜深。但如能在轿箱的相对两侧同时作业，可以按两排托货板的尺寸选择轿箱，但电梯布置设计时应考虑能进行两侧作业。

一般载重量二吨的轿厢尺寸有：(以mm为单位)2000×2500、2000×3000、2500×2500；载重量三吨的轿厢尺寸有：2000×3000、2500×2500、2500×3500、3500×4000。根据冷藏库使用的运输工具选择轿箱尺寸，能较充分地发挥电梯的使用效率。

(3)电梯间的布置 多层库贮存的食物必须利用电梯上下运输。电梯上下工作的效率主要取决于对电梯的每次装卸作业的速率。影响装卸作业速率的因素是多方面的，而电梯间对货物运输是否顺便是主要因素之一。基本要求是：电梯的位置要安排适当，电梯门尽可能靠近冷库门，以方便水平运输工具来回运输。

电梯间的穿堂应有足够的宽度，一般不小于5m，为适应机械运输宜增加到7m。这样水平运输工具相互阻碍的情况就可以减少。

根据使用铲车的特点，电梯在穿堂中的布局可采用图1-12所示的方案，电梯四周均无障碍物，可以提高装卸作业的效率。

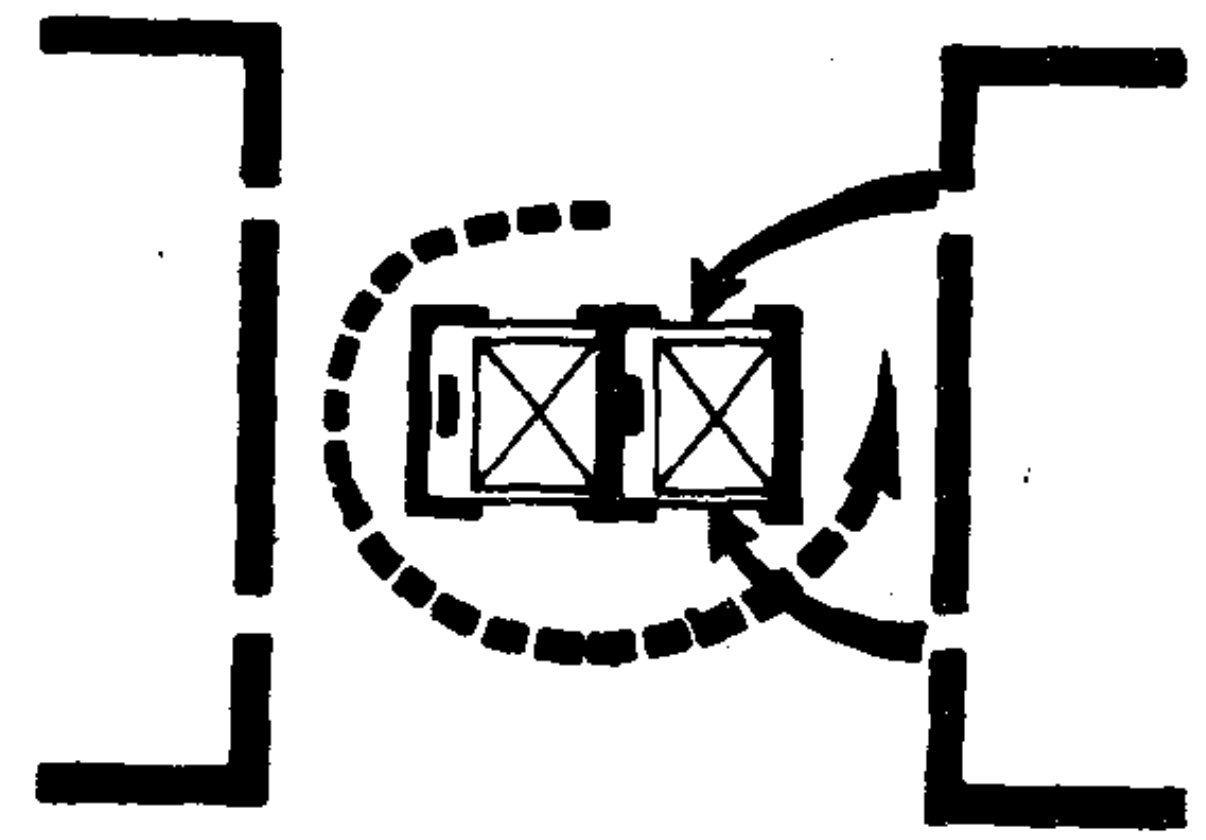


图1-12 四周无障碍物的电梯平面图

8. 制冰间 制冰方法有盐水制冰、桶式快速制冰和沉箱式快速等。采用快速制冰方法的制冰间，对建筑物的要求比较简单，这里只谈关于盐水制冰的制冰间设计布置。

(1)制冰间的尺度与设备的关系 盐水制冰是在低温(一般为 -10°C)的盐水池中，将冰桶中的水冻结成冰。制冰所用的设备是制冰池、溶冰池、倒冰架、倒冰台、吊车、加水箱和冰桶。有的还有液压推进装置。冰桶一般有三种规格，50、100、125kg。因盐水制冰设备目前尚无统一型号，所以制冰间的尺寸各不相同，常用制冰间尺寸见下表1-16。

表1-16 制冰间平面尺寸

型 号	产冰能力(t/2d)	长(m)	宽(m)
ZB10/15	10	20	4
ZB15/50	15	32	4
ZB20/50	20	26	6
ZB30/50	30	32	6

(2)倒冰台 倒冰台包括钢筋混凝土台架结构及台面板(以木或竹制)。台架结构可以是平的,台面板则以倒冰架为起点略向下倾斜。冰从桶中倒出后滑撞所及的墙面均要加防撞板。

台的宽度,从倒冰架中线到对墙之间距离不宜小于 3m。倒冰台的水可以通过地漏溅落台架下,然后排出,地漏的位置注意离开贮冰间外墙不小于 1m。排水管的直径应不小于 $\varnothing 150$ 。

(3)池壁绝热防潮和池下土壤防冻处理 制冰池内外温差大、湿度大,要求绝热层的防潮隔气层必须严密。可采用在沥青油毡面上涂热沥青嵌入瓜子片小石,然后在瓜子片上抹水泥砂浆保护层的方法,使绝热层和防潮隔气层完整无损,确保隔热层的绝热效果。

为保证绝热层的耐久性,还必须注意严防水从池壁绝热层的上口渗入。还应防止制冰间的水渗入主库外墙隔热层。当制冰池建在底层时,为防止制冰池下土壤冻结起鼓,不宜将制冰池直接建造在地坪上。制冰池下地坪进行架空效果最好。

9. 冰库(贮冰间) 一般把专用于贮冰的冷藏库称为冰库。贮冰容量计算与冷藏库容量计算方法相同。

当前常用的条冰尺寸见表 1—17。

表 1—17 条冰尺寸

条冰的重量 (kg)	尺寸(mm)		长 度 (mm)
	大 头	小 头	
50	435×175	405×155	1040
100	595×290	577×265	810
	495×270	460×245	1080
125	560×280	535×255	1080
50(快速制成的有孔冰)	195×290	175×270	1200

冰的堆垛高度根据使用情况和堆冰条件具体确定。一般人工堆高以不超过 2.0~2.4m 为宜;地面机械提升以不超过 4.4m 为宜;由上端螺旋滑道进库,堆高可在 6.0m 以下;吊车提升的以不超过 6.0m 为宜。

冰库设计时应采取的主要技术措施如下:

(1)确定地面的标高 贮冰间和制冰间同层相邻布置时,进冰洞宜与制冰间的倒冰台直接相通,库房地面的标高低于倒冰台。进冰洞口下表面应是向内倾斜的斜面,水平高差不小于 20mm。进冰和出冰共用一个洞口时,库房地面标高与进冰洞口下表面最低点标高取平。那些制冰量和贮冰容量均较大的库,制冰间与贮冰间不是同层布置。进出输冰均利用机械设备时,库房地面标高可以灵活确定。

(2)设置墙柱护壁 堆冰不允许直接靠着围护结构的墙和柱面,必须另外增设一层护壁。常用的护壁材料为木骨架钉竹片。

(3)地面排水 一般贮冰间温度为 $-4\sim-6^{\circ}\text{C}$ 。不常年使用的贮冰间,在间隙时不一定还维持使用时库温。此时,排管的化霜和冰屑的融化水必须及时排除。不宜采用下水管排水的方法,可将地面设计有排水坡度,使水经门口排出。坡度不大于 1/100,根据库房深度具体决定。

(4)碎冰排出洞 整块的冰可由出冰口运出,由于碎冰的形状不规则,大小不等,无法从出冰口运出,必须另设有碎冰排出洞,净尺寸不小于 $800\times 600\text{mm}$ 。

(5)由贮冰间出冰应有单独的出路,尽量避免与其他冷藏间共同穿堂、走道,更不应与之交叉穿过。

10. 滑冰道 滑冰道是制冰厂内用来输送冰块的构筑物。它是借助于冰块的重力,在具有一定坡度的滑道内,自行滑动进行运输冰。这种输送方式的特点是不需要消耗动力,利用起点和终点高差冰块所具有的位能来克服冰块与滑道之间的摩擦阻力,达到运送目的。

一般滑冰道分为水平输送和垂直输送二类。水平输送的直行滑道应用较广,常用在制冰间到冰库,冰库到月台或轧冰台,以及冰库内外其他各种场合。垂直输送滑冰道又叫螺旋滑道。螺旋滑道的特点是,可以很方便的从一个出发点把冰送到不同方向、不同标高的终点,对于冰库的堆冰十分有利。螺旋滑道除具有直行滑冰道的道面滑动摩擦外,冰块在滑行时,由于离心力的作用,紧靠在滑冰道外圆内侧壁面上,形成与侧壁面的滑动摩擦,因此,螺旋滑道要求的坡度较大,这一特点可以用来抵消冰块的位能,实现高位差近距离水平输送,即让冰块先在螺旋滑道内下降,消耗掉一部分位能,使剩下来的位能正好用来作水平距离滑行。

滑冰道的设计主要是考虑其坡度、构造尺寸和主要材料的选择。滑冰道各段的坡度是变化的,这主要是起始段要给冰块以加速度,中间段要使冰块等速滑行,终了段要制动减速,使冰块平稳地到达目的地。一般说来,水平输送直行滑冰道的平均坡度可采用4%左右,起始坡度一般取10~15%,滑冰道的前3/4段的坡度可取4~5%,后1/4段的坡度可取1%或更小。螺旋滑道的平均坡度可取7~9.5%之间。事实上,对不同重量和尺寸的冰块其要求坡度各不相同。我国常用的几种冰块滑冰道坡度和螺旋形滑冰道的直径见表1-18。水平输送的直行滑冰道,有时受条件限制要转弯滑行,一般90°弯道的外侧内壁弯曲半径可取 $R=2000\text{mm}$ 。在工程设计中,由于滑冰道的曲直情况,所处的气候条件、所用的道面材料等条件的不同,需要的坡度各有不同,可根据实际情况进行调整。

表 1-18 滑冰道尺寸

项目 冰块 规 (kg) 格	冰块尺寸 (mm)		冰块 长 (mm)	滑 道							
	大头尺寸	小头尺寸		直行滑道				螺旋滑道			
				坡度%			滑道净宽 (mm)	坡度%			外径内净 (mm)
				始	中	终		始	中	终	
50	435×175	405×155	1040	15	5	0	250	15	7.4	7.4	3000~3500
100	595×290	577×265	810	12	4.5	0	300	12	7.0	7.0	3200~4000
125	560×280	535×255	1080	10	4	0	340	10	6.5	6.5	4000~4500
50(块冰)	195×290	175×270	1200	15	5	0					

滑冰道的结构形式很多,有木结构、钢筋混凝土结构和钢结构等。几种结构形式各有其优缺点,实用中可根据使用情况和当地具体条件进行选择。

滑冰道的具体构造尺寸,须根据选用冰块的尺寸、滑冰道的形式进行计算。直行滑冰道的构造是用竹片做道面,用角钢、扁钢和钢管做构架,有的设计中,在滑冰道两侧壁的中部沿水平方向设三条圆钢或钢管导向,使冰块在滑道中平稳滑行,避免碰撞损耗。

滑冰道的道面材料大多用竹片,也有用瓷瓦,塑料、镀锌钢管的。

11. 机房 通常把包括压缩机间、设备间、变电间、配电间、水泵房以及油料房、工具房、工人值班休息室等组合在一起统称为机房。这种组合的建筑设计应与制冷、供电、供水等的设计紧密配合。下面主要介绍压缩机间对建筑设计的要求。

(1) 机房高度 最小型的冷库机房,高度一般不宜低于4m。500t以上的冷库,机房高度应不低于5m,大中型冷库机房高度应不低于6m。

(2) 平面尺度 设备台数少的小型冷库,压缩机间宽度一般不宜小于4.5m;布置有两排压缩机

的约需 7~9m。长度方向宜留有适当余地。

(3)通风采光条件 压缩机间设备发热量比较大,夏天温度较高,一般应有较好的自然通风。两面侧墙应有窗,有可能的话两端墙也应开窗。

窗的采光面积通常不小于地板面积的 1/7。但要注意在炎热季节里不宜有强烈阳光直射入内。机房侧窗宜分为高低两排,将高低窗之间的墙面留供装设沿墙管道之用。

氨压缩机房应设事故排风装置(包括辅助设备间)、换气次数取 8 次/h,排风机宜选用防爆型。

(4)出入口和其他 压缩机间和设备间要有两个以上的出入口,其中的一个出入口宽度不应小于 1.5m。开门位置应考虑设备进出的方便。门应朝外开。

水泵房一般应设置隔墙与压缩机间隔开,以免水泵的噪声影响压缩机的操作和管理。

(5)机房的建筑平面示例,见图 1-13,图 1-14。

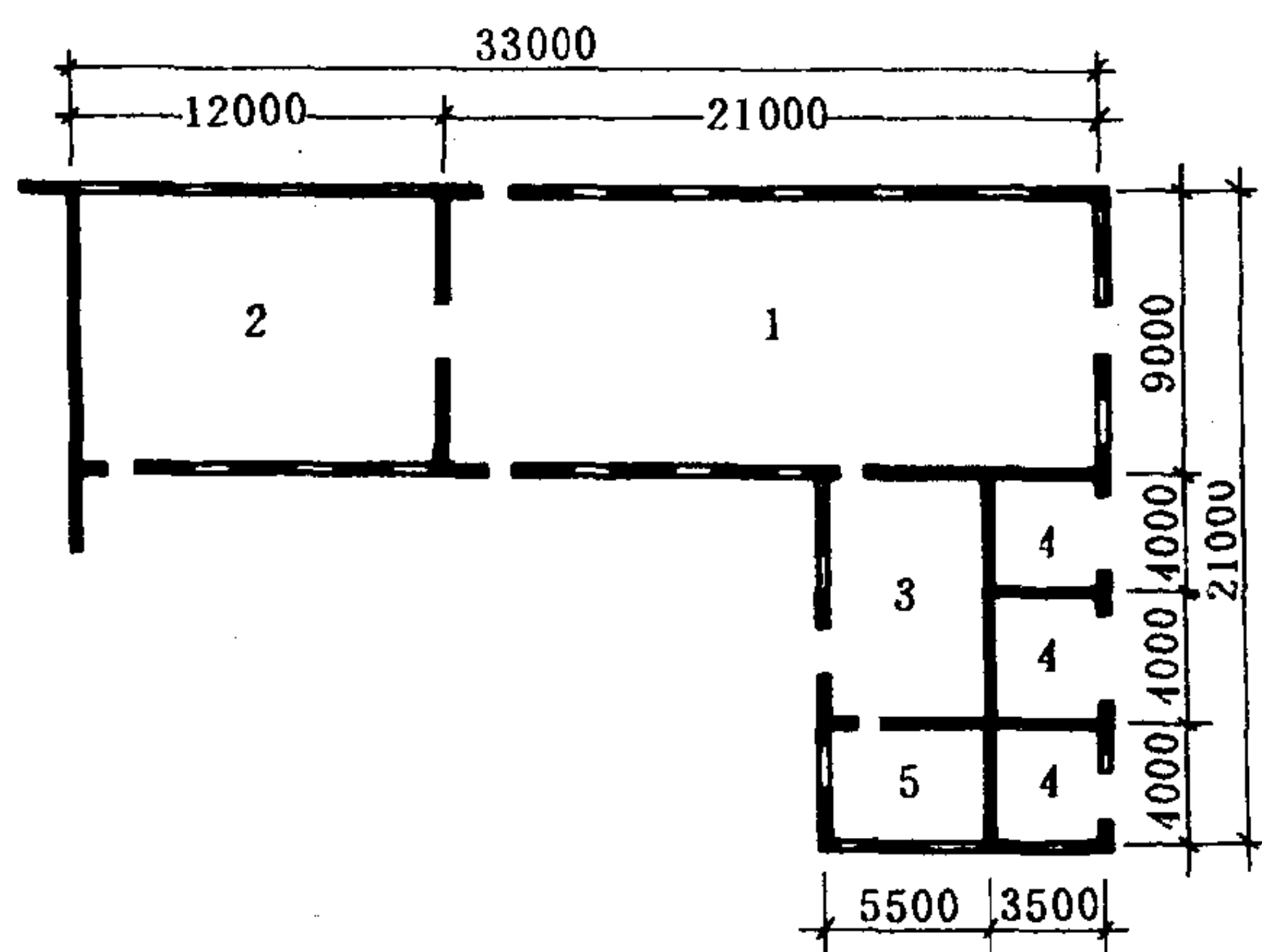


图 1-13 5000t 冷库机房

1. 氨压缩机间 2. 设备间 3. 低压配电室
4. 变压器 5. 工具间兼休息室

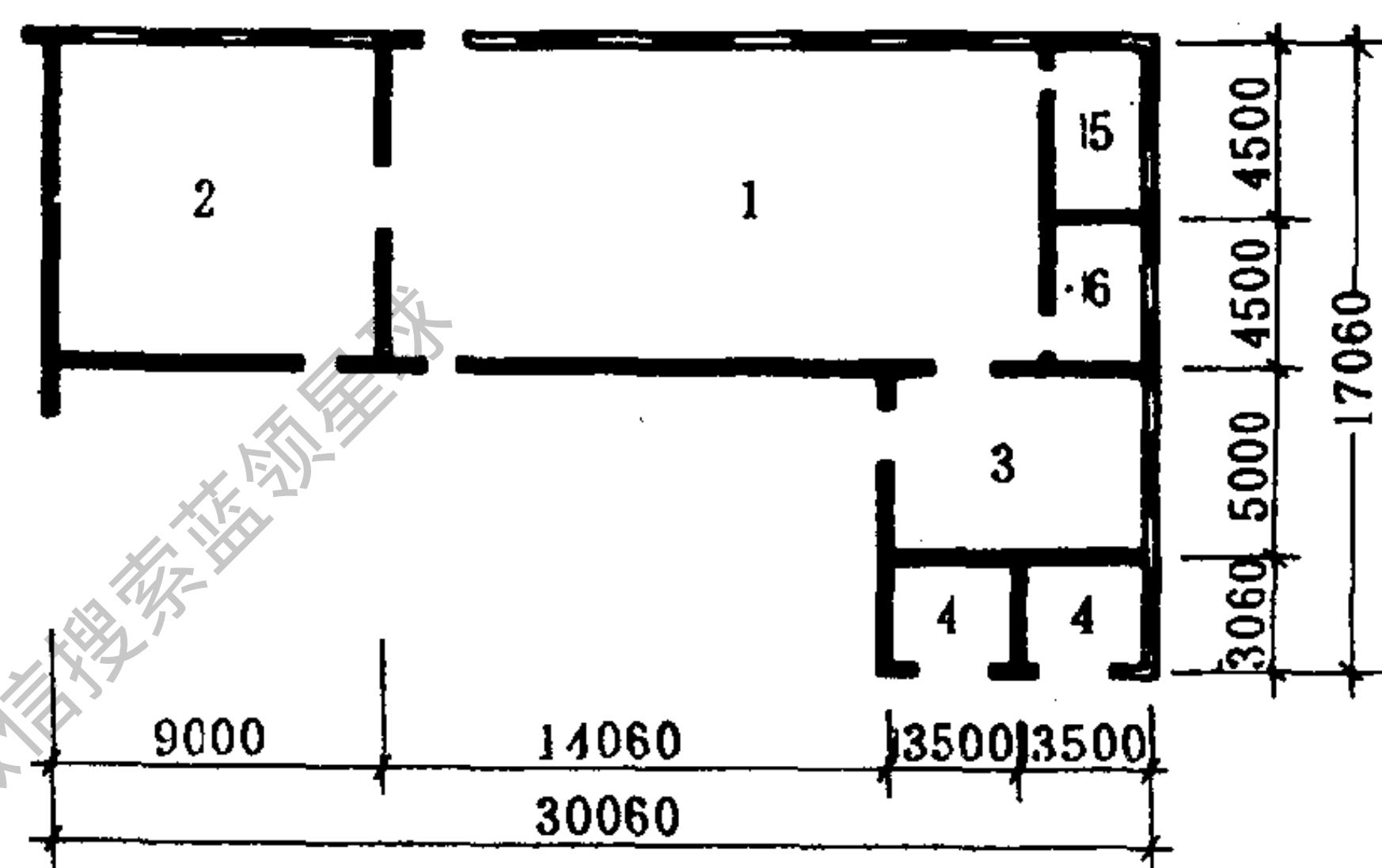


图 1-14 1500t 冷库机房

1. 氨压缩机间 2. 设备间 3. 配电室
4. 变压器 5. 工具室 6. 储油室

三、冷藏库建筑面积的确定

(一)影响冷藏库容量的因素大致有以下三个

1. 冷藏库平面的几何形状 食品冷藏都有一定的保质期,为了保证库存食品的质量,应按先进先出的原则进行贮存管理,故冷藏间内必须设置通道。库房宽度在 10m 以内的可在一侧留通道,宽度在 10~20m 的在库中央留通道,当库房宽度超过 20m 时,每 10m 宽加一条通道,以便货物的分垛装卸。手工搬运的通道宽度为 1.2m,机械搬运的则取 1.8m,货垛之间还应留有 0.3~0.6m 的间距,这样不仅装卸货物方便,还使得冷藏间内的空气能通畅地自然流动,缩小区域温差。

由于通道的设置,势必影响冷藏间面积的利用,一般来说,冷藏间面积布置成正方形或接近正方形,面积的利用率最高。

2. 冷藏间的净高 在冷藏间有效使用面积不变的情况下,有效容积取决于有效堆货高度。有效堆货高度由冷藏间净高减去平顶(或梁底表面)与顶管的距离、顶管的高度、货垛与顶管的距离及垫木高度而得。可见冷藏间的净高越大,其容积使用率也越大。但是冷藏间的净高也受冷库楼板荷载、

库内的区域温差,装卸设备等因素制约。目前国内冷藏库堆码高度一般采用下列数据:

30t 以下的生活服务性冷库	1.8~2.0m
300t 以下的小冷库	2.5~4.0m
500t 以上 1500t 以下	3.3~4.2m
1500t 以上	3.8~4.5m

3. 使用的冷分配设备 由于货垛与冷分配设备之间要保持一定的间距,因此,大小相同的冷藏间若设置不同的冷分配设备,它们的有效容积显然也不一样。对于冻结物冷藏间来说,采用集中或满铺布置的顶管时,它的容积使用率最高;而对于冷却物冷藏间来说,容积利用率则以采用带均匀送风道的冷风机为最高。至于冻结间,纵向吹风式的容积利用率比横向吹风式为高,使用吊顶式冷风机比落地式冷风机为高。

(二)按照生产指标计算库房面积

1. 冷藏间建筑面积的计算 冷藏间建筑面积可根据设计任务书规定的公称容积(或冷藏量)为计算标准,公称容积为冷藏间或储冰间的净面积(不扣除柱、门斗和制冷设备所占的面积)乘以房间净高,可按下面公式进行计算:

$$G = \frac{\sum V \cdot \gamma \cdot \eta}{1000}$$

式中 G ——冷库贮藏吨位(t);

V ——冷藏间或贮冰间的公称容积(m^3);

η ——冷藏间或储冰间的容积利用系数;

γ ——食品的计算重度(kg/m^3);

1000——一吨换算成公斤的数值(kg/t)。

如果已知冷库贮藏吨位,公称容积 V 可由上式得出:

$$\sum V = \frac{G \times 1000}{\gamma \cdot \eta}$$

冷藏间容积利用系数不应小于表 1-19 的数值。

表 1-19 冷藏间容积利用系数

公称容积(m^3)	容积利用系数 η
500~1000	0.40
1001~2000	0.50
2001~10000	0.55
10001~15000	0.60
>15000	0.62

对于仅储存冻结食品或冷却食品的冷库,表 1-19 内的公称容积为全部冷藏间公称容积之和。对于同时储存冻结食品和冷却食品的冷库,表 1-19 内的公称容积分别为冻结食品冷藏间和冷却食品冷藏间各自的公称容积之和。蔬菜冷库的容积利用系数应按表 1-19 数值乘以 0.8 的修正系数。

储冰间容积利用系数不应小于表 1-20 的数值。

表 1-20 储冰间容积利用系数

储冰间净高(m)	容积利用系数 η
≤ 4.2	0.4
4.21~5.00	0.5
5.01~6.00	0.6
> 6.00	0.65

食品计算重度应按下表 1-21 的数值采用。

表 1-21 食品计算重度

序号	食品名称	重度(kg/m ³)	序号	食品名称	重度(kg/m ³)
1	冻猪肉	400	11	箱装冻鱼片	550
2	冻牛肉	400	12	机制冰	750
3	冻分割肉	400	13	冰蛋	600
4	冻禽、冰兔	400	14	箱装鲜蛋	260
5	冻羊肉	330	15	鲜蔬菜	230
6	块状冻肉	650	16	鲜水果	230
7	块状冻副产品	650	17	罐头食品	600
8	箱装冻家禽	350	18	箱装动物油脂	630
9	冻鱼	470	19		
10	箱装冻鱼	350	20		

在计算重度时,如同一冷库内同时存放猪、牛、羊肉(包括禽兔)时,其重度均按 400kg/m³ 计;当只存冻羊腔时,重度按 250kg/m³ 计;只存冻牛、羊肉时,重度按 330kg/m³ 计。

要计算冷藏间的建筑面积 F ,可根据上面公式先计算出公称容积 V ,已知公称容积和净高,便可计算出冷藏间的净面积 F_0 , $F_0 = \frac{V}{H_0}$ 。当墙体使用不同的隔热材料时,即使是相同的净面积 F_0 ,而其建筑面积则也是不同的。我们可把净面积与建筑面积之比用系数 a 来表示。当使用软木、硬质泡沫塑料为墙体隔热材料时,其系数 a 一般为 0.9~0.92;当使用稻壳为墙体隔热材料时,其系数 a 一般为 0.8~0.83。因此建筑面积 $F = \frac{F_0}{a}$ 。

2. 各冷藏间所需建筑面积的估算 为了使用方便,工程师们根据冷藏对象的不同容重、堆高、冷藏间所用隔热材料等数据,编制了一组估算冷藏间和冰库建筑面积的估算图。见图 1-15、图 1-16、图 1-17、图 1-18、图 1-19。

同时统计出了估算冷藏间建筑面积的经验数据。见表 1-22。

表 1-22 估算冷间建筑面积的经验数据

冷间名称	所需建筑面积(m ² /t)	冷间名称	所需建筑面积(m ² /t)
肉类冷却间	6	冻结物冷藏间	0.8~1.0
肉类冻结间	6	冷却物冷藏间	1.6~2.5
鱼类冻结间	8	冰库	0.3
对虾冻结间	15-20	理鱼间(鱼)	10
冰蛋冻结间	5	理鱼间(对虾)	15~20
果蔬、蛋冷却间	3	晾肉间(猪)	3~5

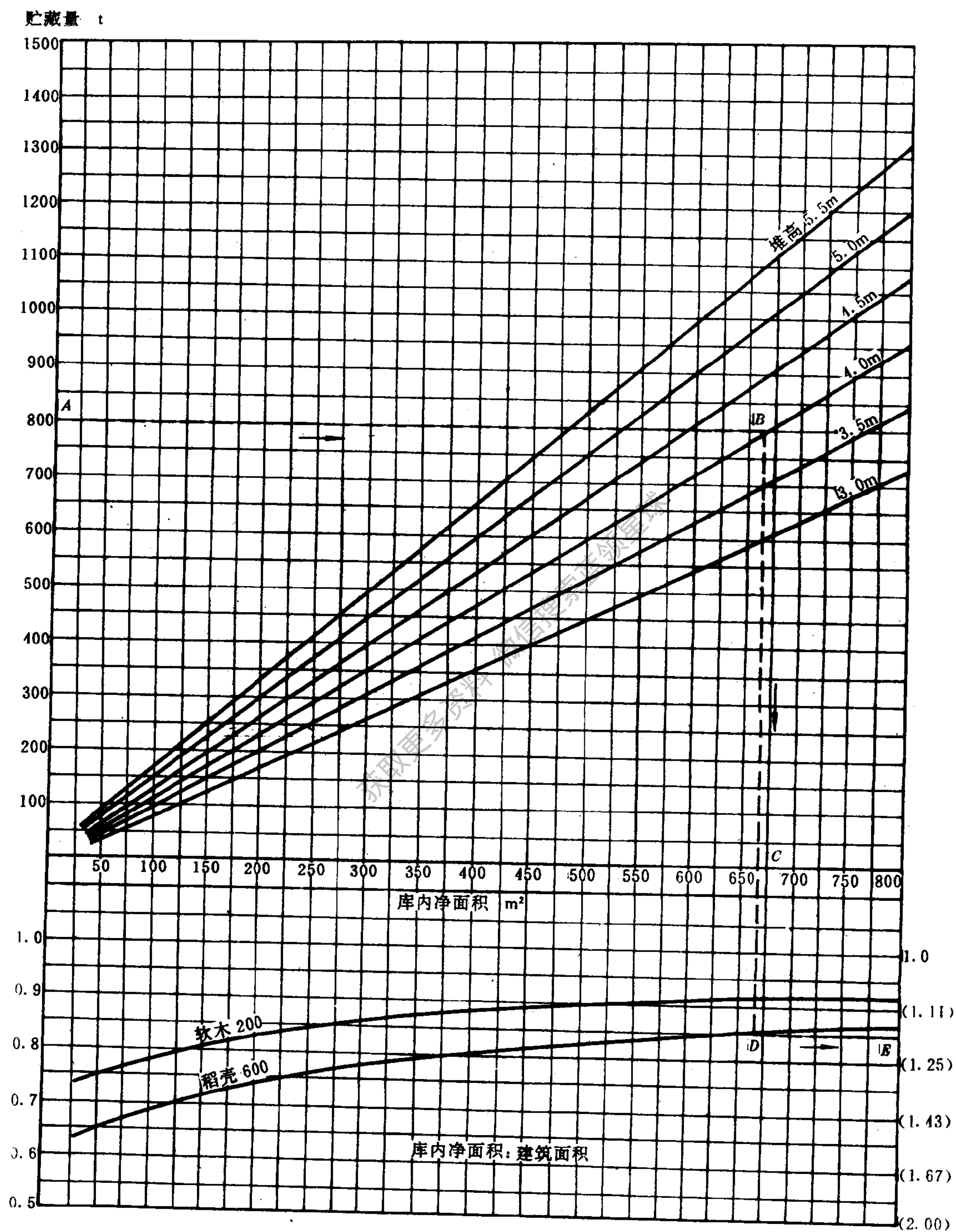


图 1-15 冷间建筑面积估算图(冷冻食品 $\gamma=400kg/m^3$)

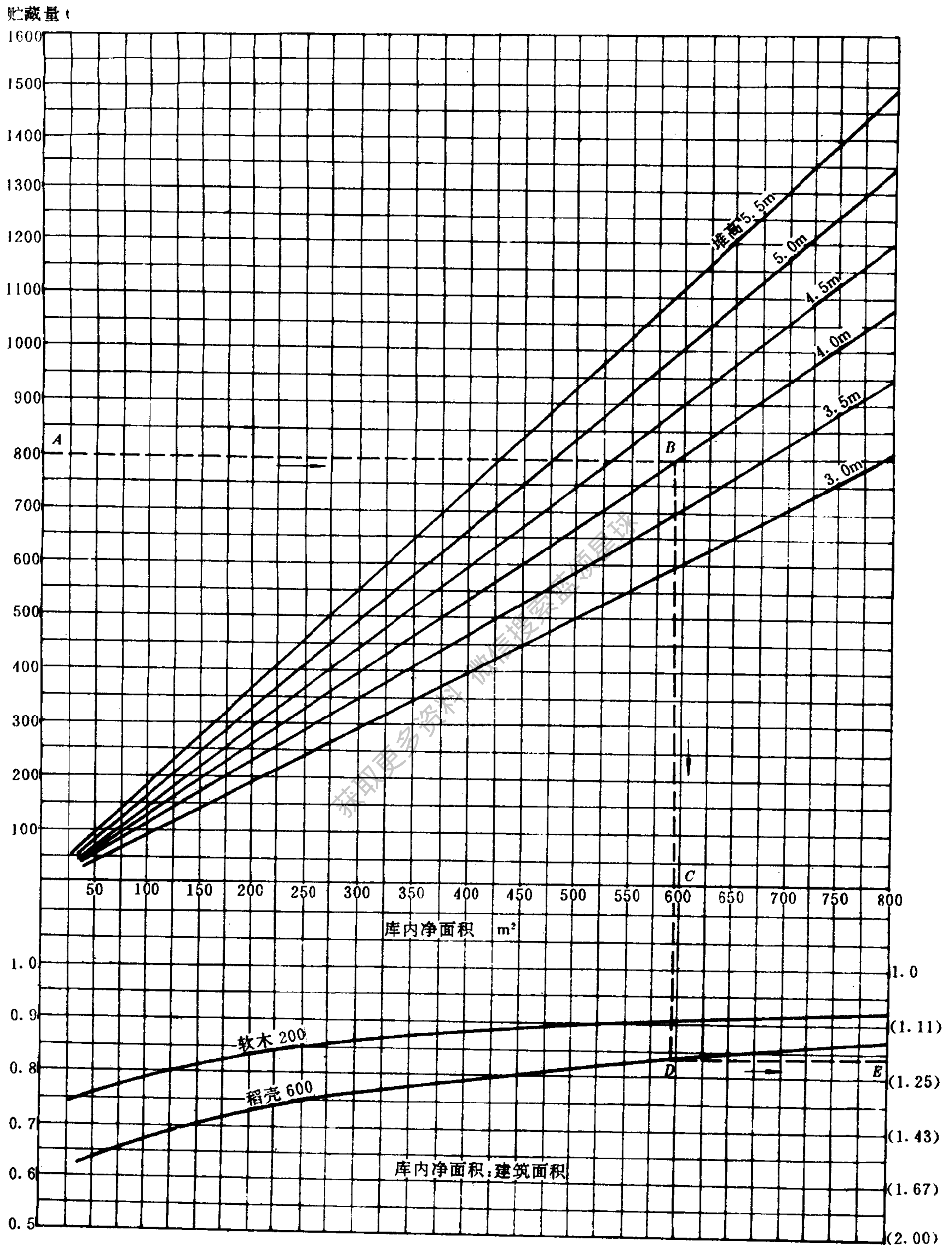


图 1-16 冷间建筑面积估算图(冷冻食品 $\gamma=470\text{kg/m}^3$)

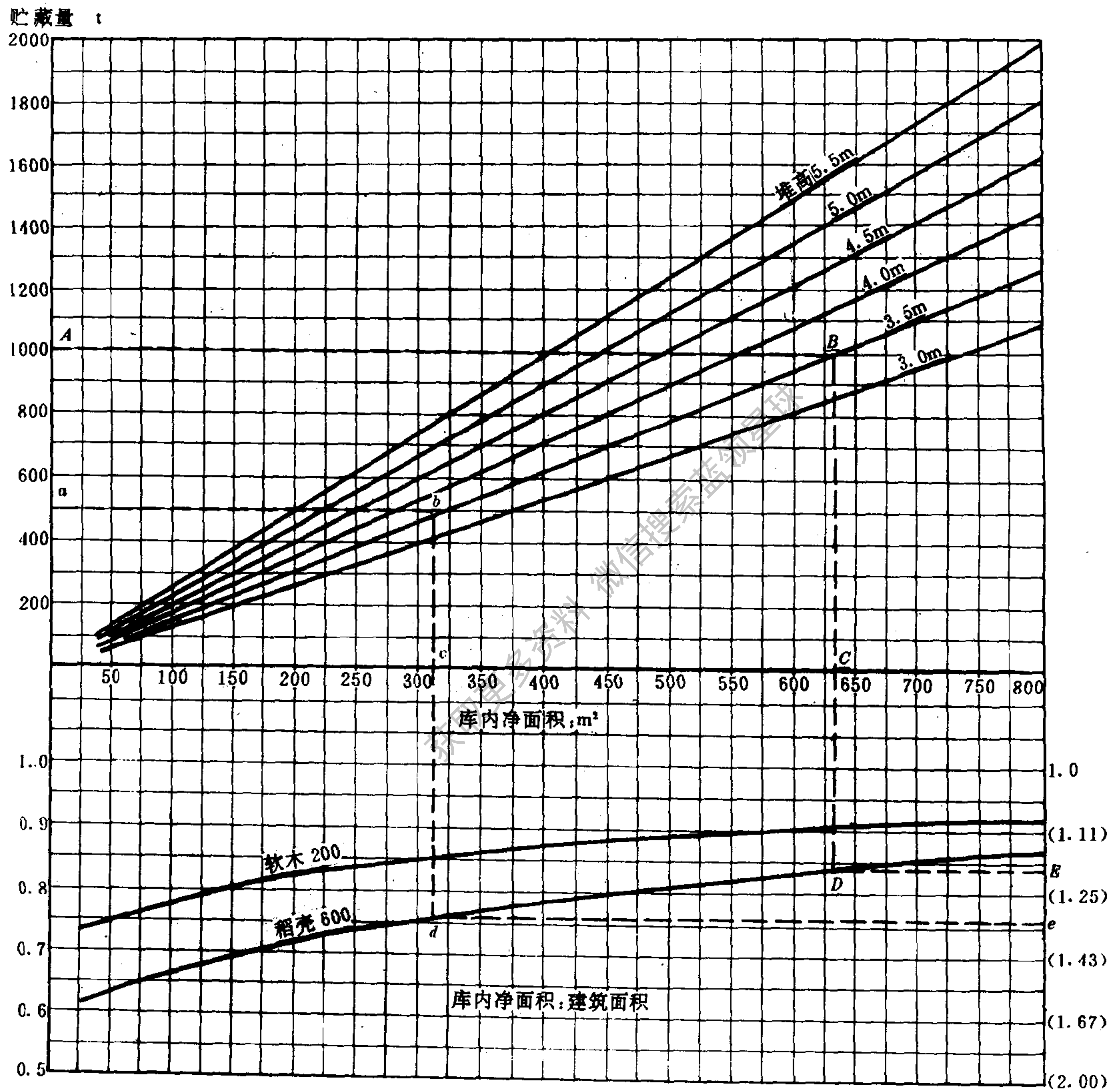


图 1-17 冷间建筑面积估算图(冷冻食品 $\gamma=600\text{kg/m}^3$)

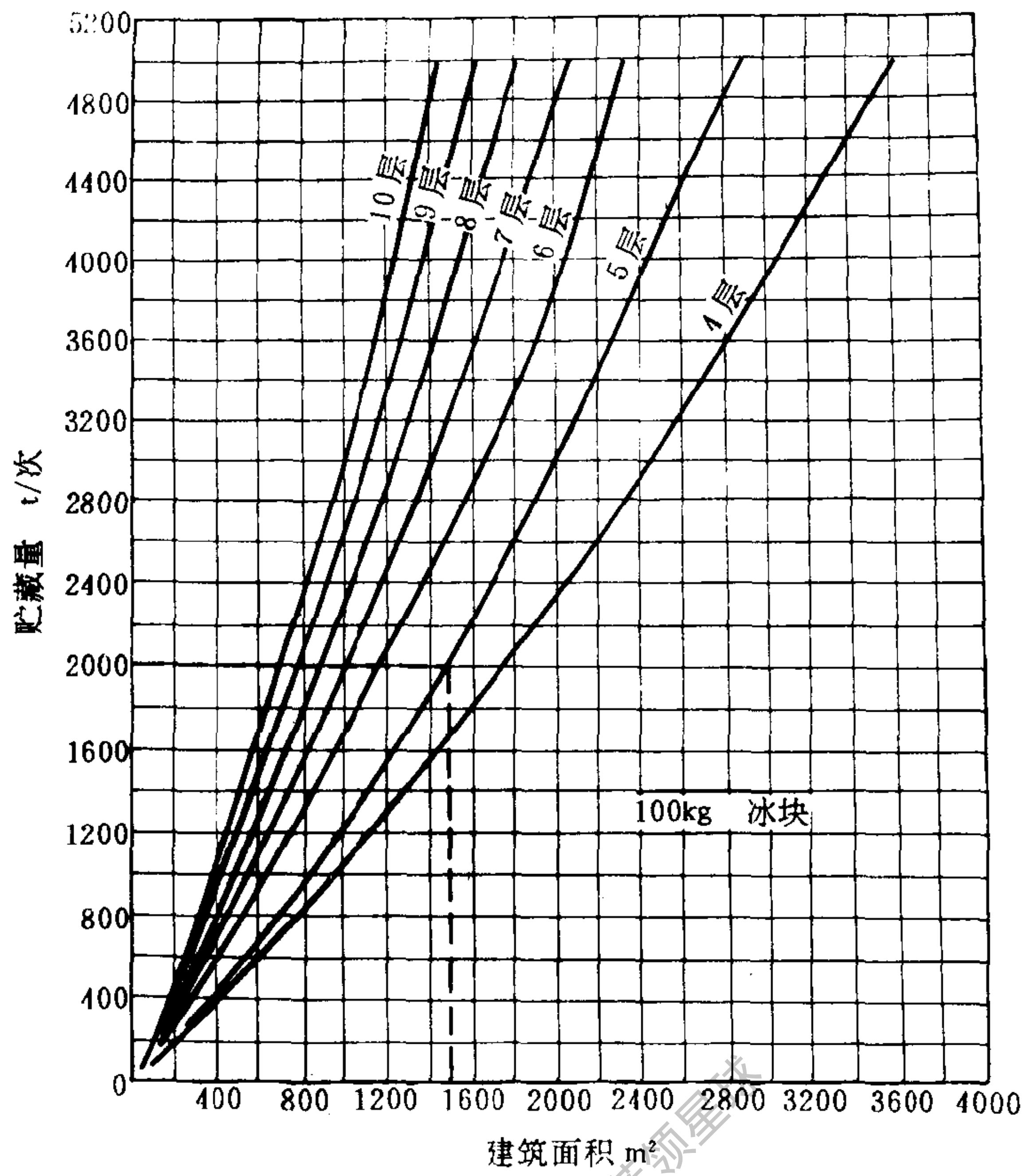


图 1-18 冰库建筑面积估算图(100kg 冰块)

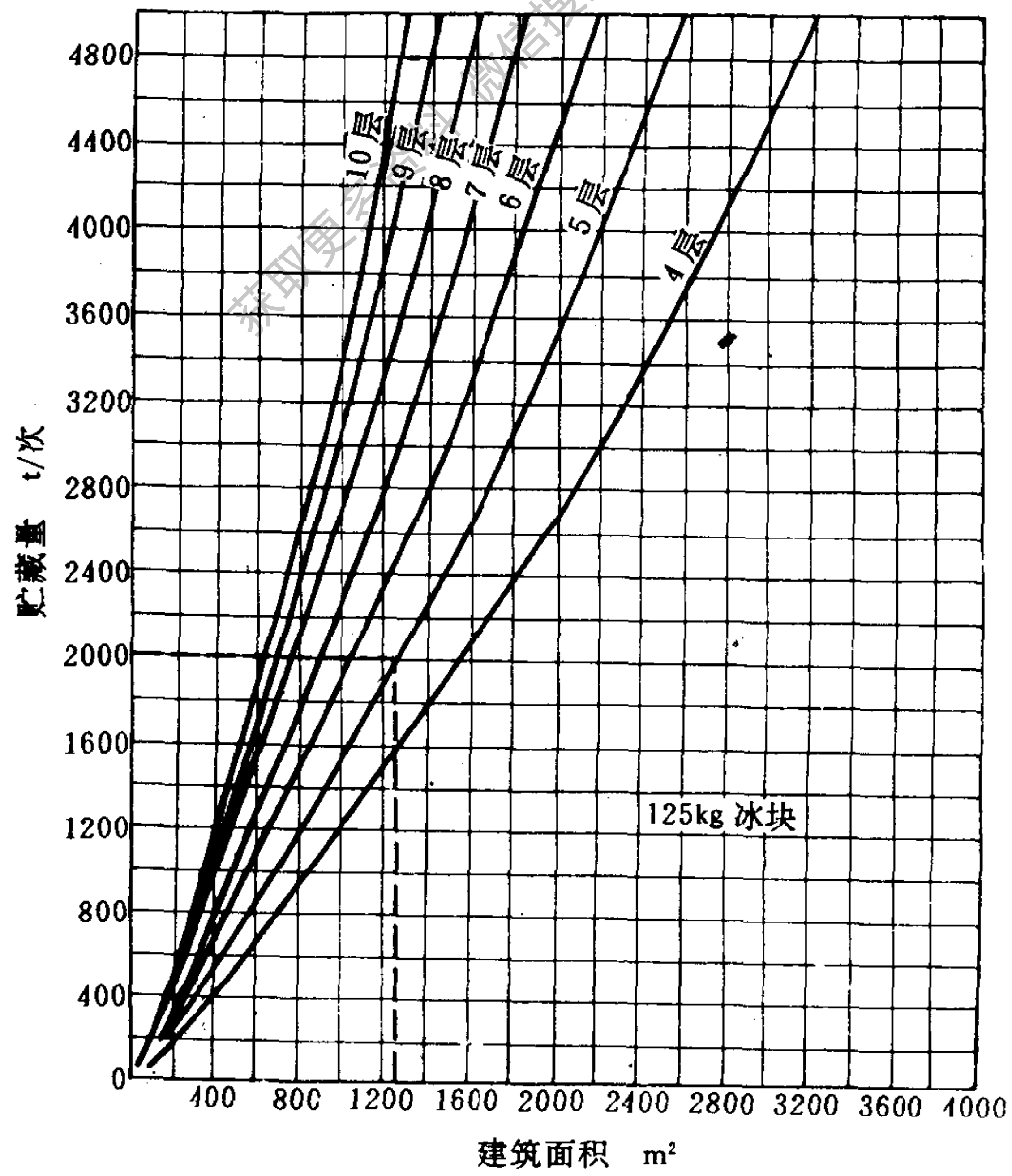


图 1-19 冰库建筑面积估算图(125kg 冰块)

第二章 土建式冷库的建筑构造

在建筑物中支承外荷载的构件或构架,例如:屋架、梁、板、墙、柱、基础等组成的体系,叫做建筑物结构。冷库建筑也是由同样的构件或构架组成冷库结构。冷库属于仓库类建筑,其楼地面的负荷能力比普通建筑物大,库容量大,但冷库附设有制冷设备,生产使用时库内长期处在低温(一般为 $0\sim-30^{\circ}\text{C}$ 左右)状态。冷库建筑一般由围护结构和承重结构组成。冷库的围护结构(外墙等)除了遮蔽风沙、雨雪的侵袭外,还起着隔热、防潮隔气的作用。承重结构则起承受风力、积雪的重量、自重、设备、货物和人的重量的作用,并通过基础传到地上。由于冷库具有低温的特殊性。在其结构设计中,考虑的因素比普通仓库要求多而且复杂。因此,冷库建筑的构造有其特殊的要求和结构型式。

第一节 建筑结构特点

一、冷库的建筑结构特点

1. 在荷载方面,冷库的恒荷载和活荷载都较大,而且还有机械化运输和装卸的动荷载。冷库的整个结构不允许出现裂缝,所以对结构刚度的要求较高。

2. 冷库的建筑施工和安装工作,一般在常温下进行,而在冷库建成投产后,库内结构件都常年处于低温状态,库外部分结构则又受到外界气温变化的影响。由于建筑材料的热胀冷缩和库内外存在的较大温差,造成了比一般建筑物要大得多的构件热变形。但是构件之间的相互约束,使变形受到了限制。于是便产生了较大的温度应力。如应力超过一定的数值将导致构件损坏,在外墙转角部分、屋面与墙体的交接处及墙体与基础相连处很容易产生裂缝就是这个原因。如果破坏了防潮隔气层的完整性时,还会使隔热层受潮,情况严重时,甚至影响冷藏效果。

3. 在冷库内部,结构件长期处于低温状态下,或处在低温高湿及温度湿度变化频繁的环境中。进入库内的食品,通常都来自库外或在常温下经过整理,然后送进库内进行加工,热量与水分不可避免地随着食品进入库内,遇冷后即散发出大量的水蒸气。温度较高的食品能引起库温迅速回升;随着生产的需要,冷库门经常开启,库内冷空气向外逸出,库外的热空气进入库内,门开启的时间越长,进入库内的热空气则越多,会引起库温迅速回升。而空气中所含的水蒸汽遇到冷的结构表面,会凝结成水滴、冰霜,附着在结构表面。如果库温回升到 0°C 以上的时间较长,则结构体的温度亦将上升,引起结构体上原有的冰霜融化,聚成水滴。附着在结构表面上的水滴,由于表面张力的原因,水分将沿着结构表面的孔隙或毛细孔通路向结构内部渗透,当库温下降至负温以下时,结构体内的水分遇冷凝结成冰,产生膨胀,当膨胀应力超过结构材料的允许应力时,结构物就会出现裂缝。结构件表面和内部所含水分的冻结和融化的交替出现,称之为冻融循环,其结果必然会对结构件造成不良的影响或破坏。

4. 为了减少外界温度波动对库温的影响,应尽可能阻止外部热流的侵入,以降低通过冷库围护结构的耗冷量,对冷库建筑的隔热性能要求很高,因此穿过隔热层的构件布置时应注意避免形成冷桥。

5. 由于冷库长期处于低温环境中工作,对面积较大的单层冷藏库和底层用作冻结间或冻结物冷藏间的多层冷库,虽然地坪内设有绝热层,但是地坪下如果没有采取特殊措施(例如:设置通风管

道、架空层等),在地基土壤条件不好时,便可能引起地坪下土壤冻结,严重的将造成地基土壤膨胀,甚至使建筑物基础隆起,导致上部结构产生变形破坏。

二、对结构和建筑材料的要求

冷库结构有它的特殊性,其变化情况比一般建筑物的结构更为复杂。从上述情况出发,对冷库结构的构造和建筑材料应满足如下要求:

1. 所有结构及构件,均应根据冷库低温高湿的使用条件,采取必要的防潮、防腐和防锈措施。
2. 冷库库房及川堂,以及冷却水塔、水池等结构,应按高湿度作用的结构物考虑,如采用钢筋混凝土结构时,钢筋的保护层厚度应按规范规定的一般厚度增加 10mm 以上。
3. 冷库的主体建筑如采用钢筋混凝土框架结构,外作砖墙围护且墙体与框架分开时,为保持墙体的稳定,框架与墙体应作必要的拉结。
4. 冷库温度伸缩缝应尽量与沉降缝相结合,其构造宜采取并列支柱,以便于隔热处理。
5. 冷库内凡与负温空气接触及有冻融循环的部分,应优先使用高于 325 号的普通硅酸盐水泥,亦可使用高于 325 号的矿渣水泥。冷却间、冷却物冷藏间应使用高于 325 号的普通硅酸盐水泥或矿渣水泥。不准使用抗冻性差的火山灰质水泥和掺有火山灰质材料的矿渣水泥。不同品种的水泥不得混合使用,同一构件不得使用两种水泥。冷藏库库房及川堂采用钢筋混凝土结构时,混凝土标号应不低于 200 号,水泥用量于少于 $275\text{kg}/\text{m}^3$,水灰比不得大于 0.6。冻结间的混凝土标号应不低于 300 号,混凝土的水泥用量不少于 $300\text{kg}/\text{m}^3$,水灰比不得大于 0.55。施工浇捣时应注意密实性和养护工作,以防止出现裂缝。

冷库主体结构工程及在高湿空气或使用中受水淋湿的钢筋混凝土结构和构件,施工时不得掺氯化盐。

6. 冷库内钢筋混凝土的受力钢筋,应尽先采用 Q235—A(A₃)和 16 锰钢(16Mn)两种钢筋;其焊接用的电焊条要求用碱性低氢型焊条,焊接 Q235—A 钢用 T₄₂₅型焊条。焊接 16 锰钢用 T505 型焊条。

7. 冷库主体建筑用砖的标号,内墙应不低于 100 号,外墙应不低于 75 号。内墙用的砌筑砂浆应不低于 50 号水泥砂浆,外墙使用不低于 25 号的混合砂浆。

8. 隔热层施工时必须连续,上下二层的拼缝必须错开;隔气防潮层施工时必须保证一定的搭接宽度,严禁断裂,转角处必须有伸缩节。

第二节 基础

一、基础与地基的关系

基础和地基是两个不同的概念,基础是指直接承受冷库建筑物的自重及其荷载,并将它传递给地基的构筑物,基础属于建筑物的地下结构部分。地基是指基础下面承受冷库全部荷载的那部分土层,见图 2-1。冷库的稳定性和耐久性,在很大程度上决定于地基和基础的强度及耐久性。地基条件的好坏则对基础的影响很大,地基的承载力及地下水位决定了基础方案。

(一)对地基的要求

(1)地基承载力(地耐力)应大于或等于地基上的荷载。

(2)在建筑物下相同土壤和构层的地基,它的单位面积负荷应相同。对不同的土壤和构层,应按其承载力改变单位面积负荷。

(3)地基表面应与它承受的荷载合力相垂直。

(4)地基必须稳固,应避免出现滑坡、流沙等情况。

(5)地基必须加以防护,以免遭受地面及地下水作用影响其强度或遇低温冻胀。

(二)地基类型 地基一般可分为天然地基和人工地基两种。

1.天然地基 地基有足够强度不需人工加固的叫天然地基。根据其土层不同,天然地基可分为:①岩石地基:如花岗岩、石灰岩、片磨岩、砂岩等。它的承载能力很高,达 $500\text{kPa}\sim 4000\text{kPa}$ ($50\sim 400\text{t}/\text{m}^2$)以上。②碎石地基:经过风化后未胶结的散粒土,其粒径大于 2mm 。其承载能力在 $200\text{kPa}\sim 800\text{kPa}$ ($20\sim 80\text{t}/\text{m}^2$)不等。③砂类土地基:粒径 $0.05\sim 2\text{mm}$ 的砂粒。其承载能力在 $100\text{kPa}\sim 400\text{kPa}$ ($10\sim 40\text{t}/\text{m}^2$)。④粘性土地基:主要由粒径 0.05mm 以下的土粒所组成。一般承载能力为 $80\text{kPa}\sim 300\text{kPa}$ ($8\sim 30\text{t}/\text{m}^2$)之间。⑤杂填土地基:在原来的河沟及低洼地上由垃圾、碎砖瓦、杂物、松散土等堆填而成,这类土如不经过处理,一般不宜作为建筑物的地基。

2.人工地基 需采用人工方法来提高其承载力的地基叫人工地基。人工地基一般采取的方法有:①土壤加固法:用重锤对素土夯实、加碎砖石捣固、用水泥灌浆等。②打桩法:向地基打入木桩或钢筋混凝土桩。③换土法:用砂、碎石、灰土或混凝土等替换土壤的表面弱土层。

地基的承载力不仅因土的种类不同而有差别,即使是同一种土,因孔隙大小、含水量不同,它的强度也差别很大。一般说来,土质松、含水量高、其承载力小;土质密、含水量低、其承载力大。

地基土层的性能是通过工程地质钻探而了解的。设计人员根据钻探报告提供的土层分布、土层力学性能指标及地下水位等情况,才能确定地基是否需要处理,基础的形式及基础的埋置深度。

二、对基础的要求

1.具有足够抵抗外力(挤压、弯曲、剪切、倾复和移动)的抗力。其断面尺寸和形式应与作用在其上的荷载及地基的承载能力相适应,使其沉陷值在允许范围之内。

2.有良好的抵抗潮湿、冰冻和侵蚀的能力。

3.均匀地承受冷库的荷载,并将它均匀地传给地基。

三、基础的类型和构造

基础分类有多种方法,可按下表所示。

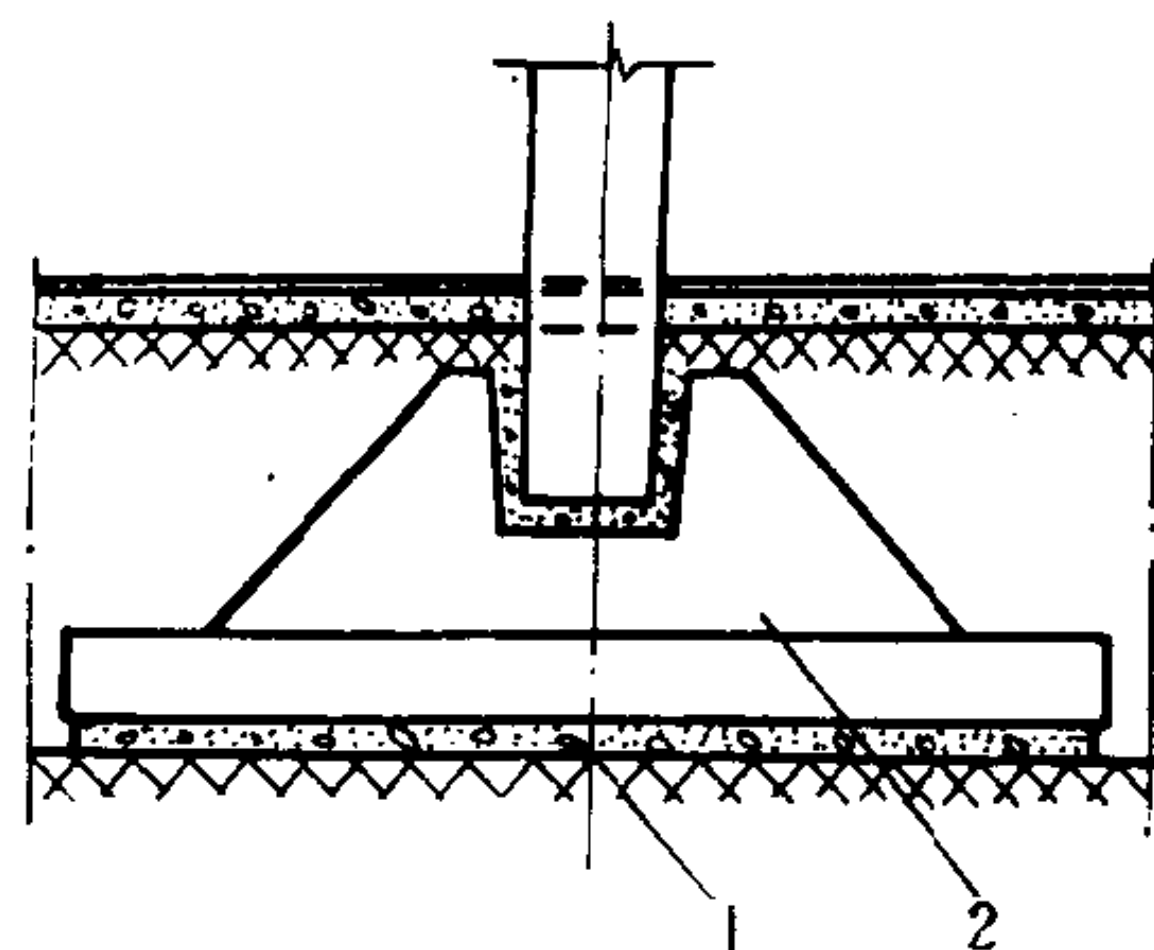
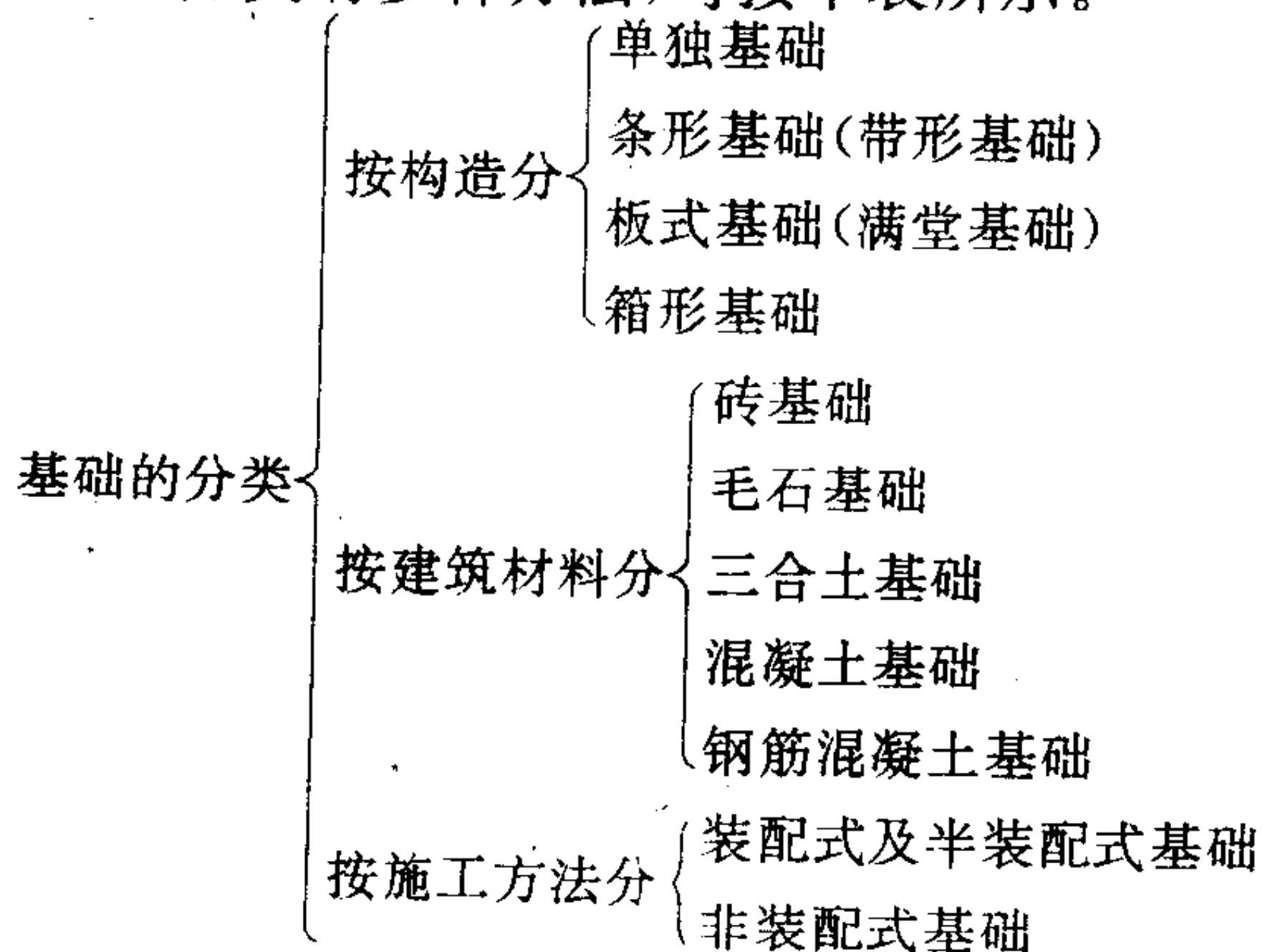


图 2-1 基础与地基的关系

1.地基 2.基础

冷库建筑物的基础主要是柱的基础,其次是外墙的基础及楼梯电梯间、川堂的基础。为了保证楼地板隔热层的连续性,冷库内墙都做成不承重隔断墙,故无需建造基础。

1. 柱基础 这是冷库的主要基础部分,它们承载着整个冷库的全部荷载。柱基础一般有以下四种形式:

(1)单独基础 它的优点是结构简单、施工方便、用料省和工期快,因此有条件时都应尽量采用,见图 2-2。

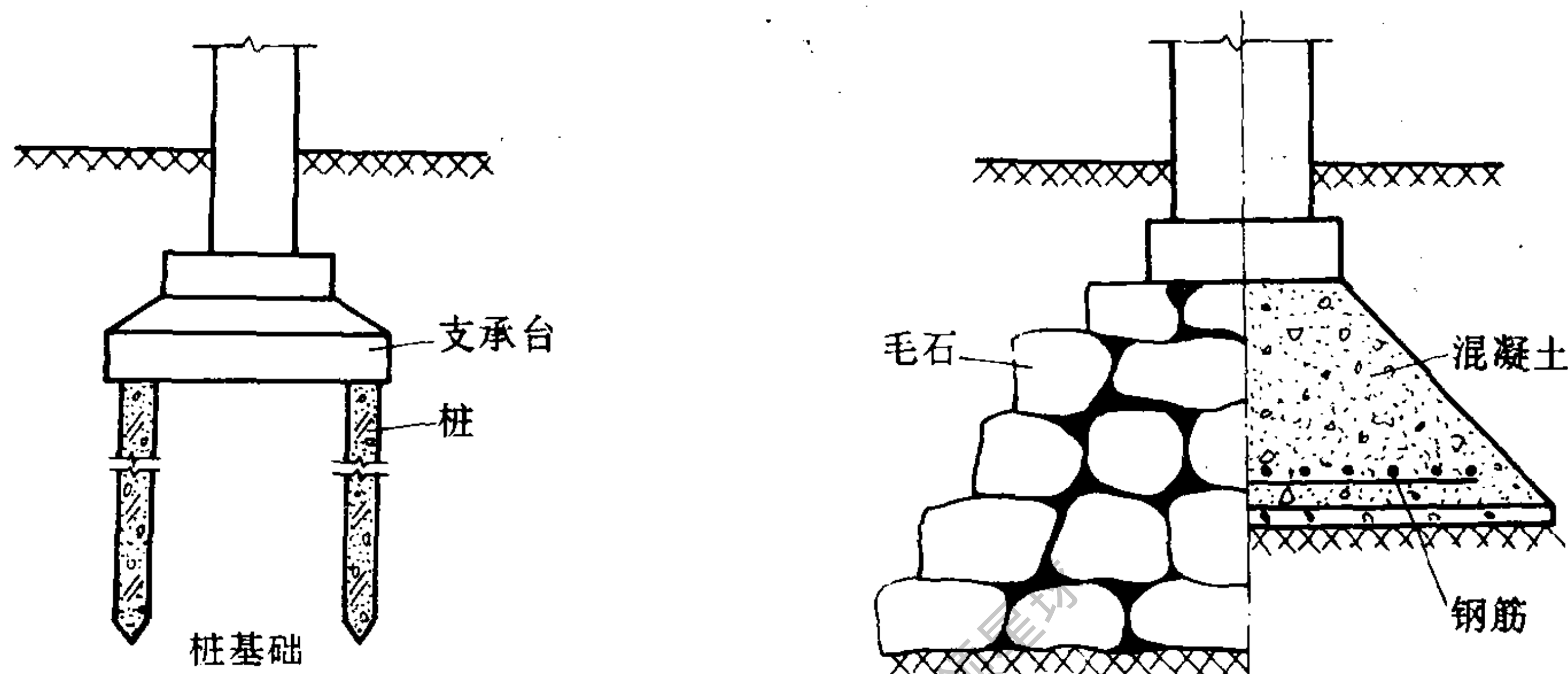


图 2-2 单独基础

冷库建筑物的单独基础一般采用毛石、混凝土和钢筋混凝土作材料。基础的断面形式是由基础所用的材料本身的性能决定的。常用的基础材料(如砖、石、混凝土)的抗压强度很高,抗拉强度很弱。基础成锥体向下放大,放大部分如同悬臂一样,当它受到地基的反作用力后,悬臂长度越大,则基础纵截面受到的拉力就越大。如果此拉力超过材料的许用应力,基础将发生破裂。

毛石基础取较整齐石料用水泥砂浆砌筑而成。在产石地区,就地取材用石砌基础可以降低造价。由于毛石尺寸较大,为了便于砌筑和保证结构质量,柱下的毛石基础多做成阶梯形。

混凝土基础坚固耐久,不怕水,由于它的刚性角大,同样宽的基础改用混凝土就可做薄些。它的形式有大块式、阶梯形和截锥形。

钢筋混凝土基础多用于多层冷库,当上部结构传经基础的荷载很大,而地基承载能力又较小时,则在基础底部产生拉力。采用钢筋混凝土基础时,因其抗拉强度较大,不受刚性角的限制,可以做得较薄。

桩基础:当地基比较软弱,合适的持力层很深,而建筑物上部传下来的荷载又很大时,可采用桩基础,见图 2-2。打桩的一种作用是把桩通过弱土层打到坚硬的土层上,使荷载支承到坚硬土层上(支承桩);另一种作用是由于桩挤压四周土壤,靠桩与土壤的摩擦力来支承荷重(摩擦桩),桩基础的优点是能够大大减少土方工程量,加快工程进度,又比较坚固可靠。常见的桩基础有下列几种:钢筋混凝土预制桩、爆扩短桩、钢筋混凝土灌注桩。

(2)条形基础 在多层冷库建筑中,柱间跨距一般为 6m,平面形状接近方形。因此在土壤承载

力较弱的地基上建冷库,没有条件做单独基础或需要加强基础的刚度以克服不均匀沉陷时,可以将柱下基础连续设置成为条形基础(见图 2-3),进而形成柱下纵横排列的若干条相交的条形基础(每个柱下都成为交叉交叉的基础)。这种形式的基础用钢筋混凝土制成,水泥和钢筋用量都较大,而且施工也较复杂,但在人工地基中,可以把条形基础与桩基础联合使用,所以在冷库建筑中也是常用的基础方案之一。在有的冷库设计中,也有将四周的边桩基础联成条形,而中柱仍采用单独基础。

(3)板式基础 当冷库建在土质很坏(地基的承载力很小和沉陷性较大),而上部荷载很大,尤其是建有地下室而地下水位又较高时,单独基础或条形基础都不能满足地基的强度和稳定的要求,可以采用钢筋混凝土板式基础(俗名满堂基础)。它的形式象倒置的现浇钢筋混凝土楼盖,也分无梁式和有梁式两种。近年来兴建的冷库中,凡用板式基础的一般都采用无梁式,见图 2-4。

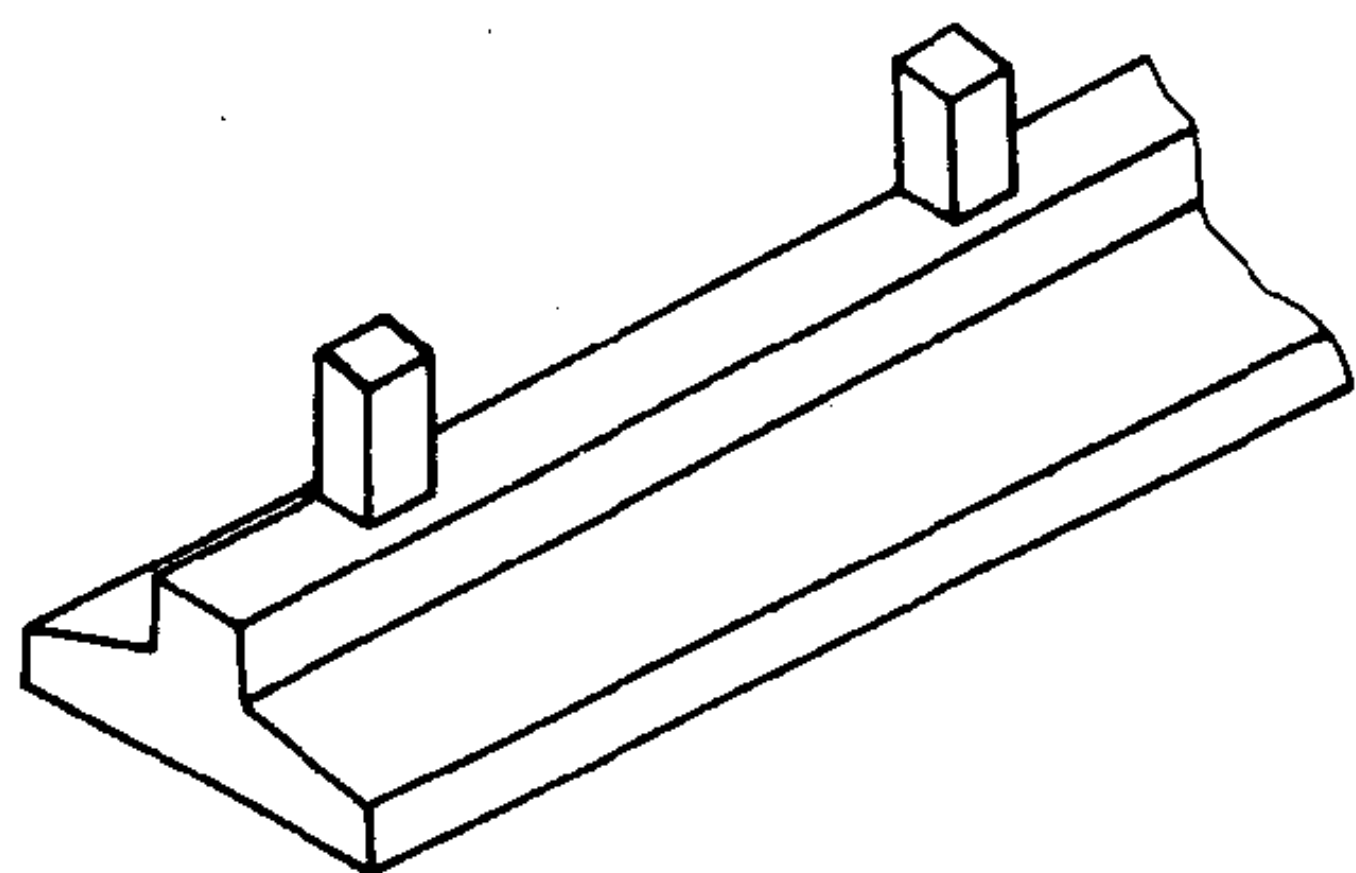


图 2-3 条形基础

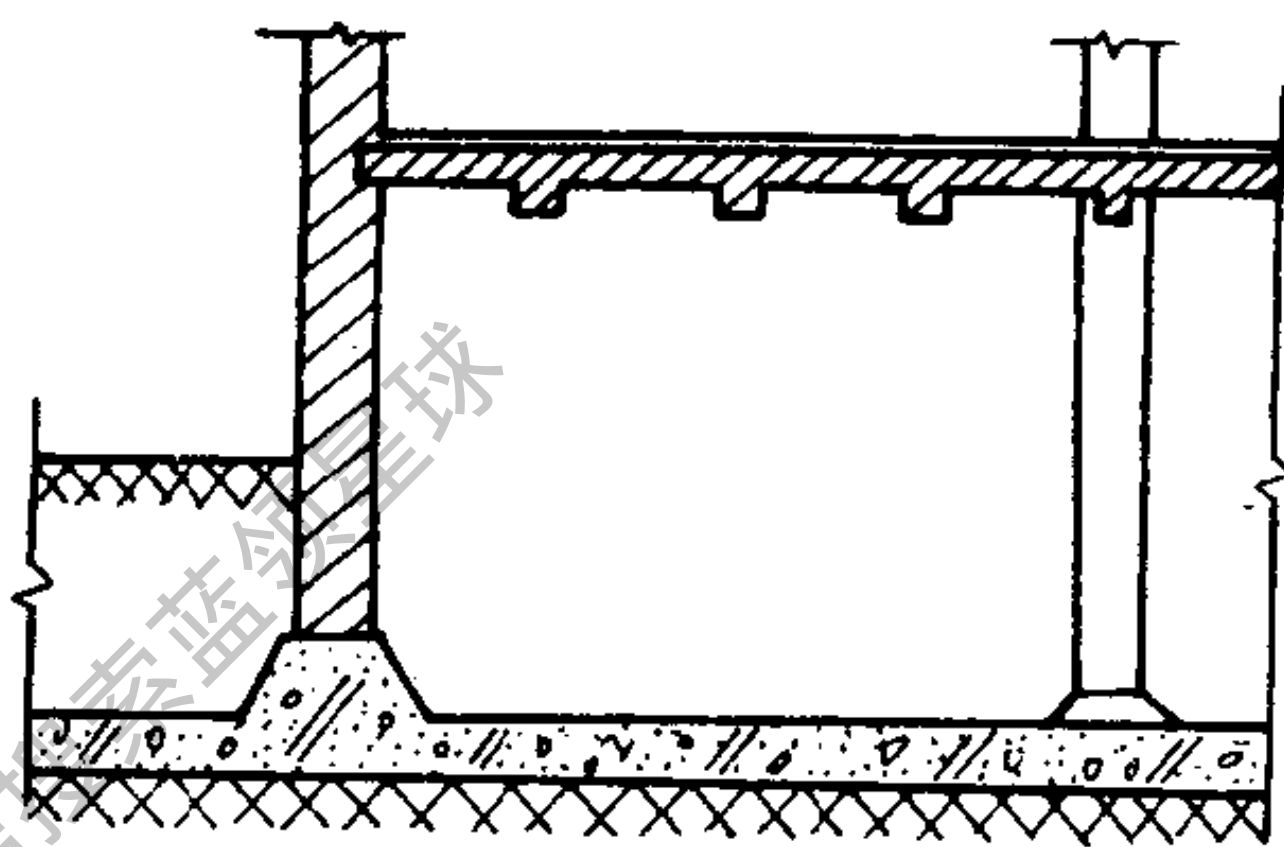


图 2-4 板式基础

板式基础的优点是刚度大,稳定性和强度都较好,易于做防水处理;其缺点是结构较复杂,水泥和钢筋的用量也比条形基础为多。一般说,建造五层以下的冷库时采用板式基础是不经济的。

(4)箱形基础 对于软弱地基可以采用箱形基础。箱形基础系钢筋混凝土整体现浇,底面、四周墙、顶面全部现浇成一箱式。其优点是刚度大、稳定性和强度较板式基础还好,由于其结构复杂,用料多,只有在特殊情况下才采用,见图 2-5。

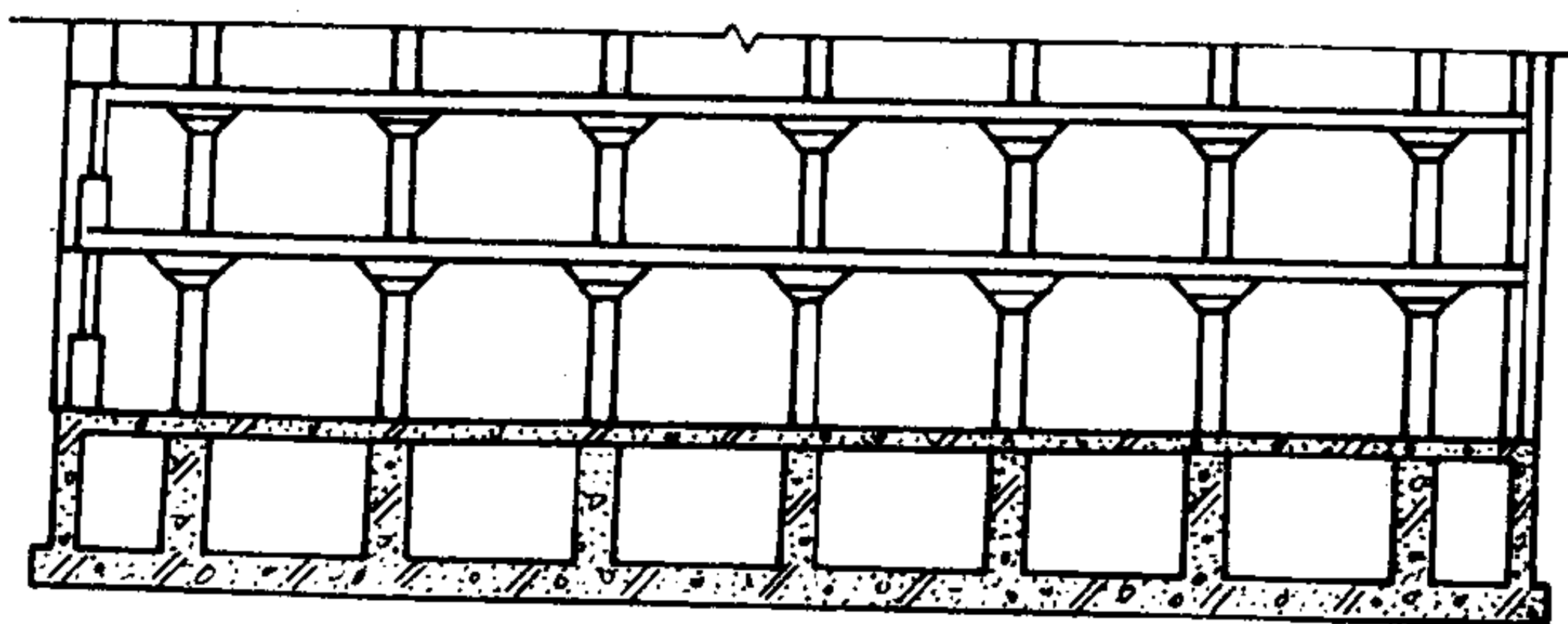


图 2-5 箱形基础

2. 墙基础

(1)当冷库采用板式基础和箱形基础时,则冷库的外墙就不用另建基础,而将外墙直接砌在板式基础的四周边缘上。

(2)当冷库采用单独柱基础时,冷库的外墙基础一般做成连续的条形。见图 2—6。它施工简单,在其他建筑中也应用较广。它又分对称和不对称两种。对称连续墙基础主要用于承受中心竖向荷载的墙下,有毛石基础、毛石混凝土基础、碎砖三合土基础、灰土基础及混凝土基础。不对称连续墙基础主要用于承受偏心荷载的墙下。除用上述五种基础外,有时应用钢筋混凝土基础,以承受由于偏心作用而在基础底面产生的拉力。

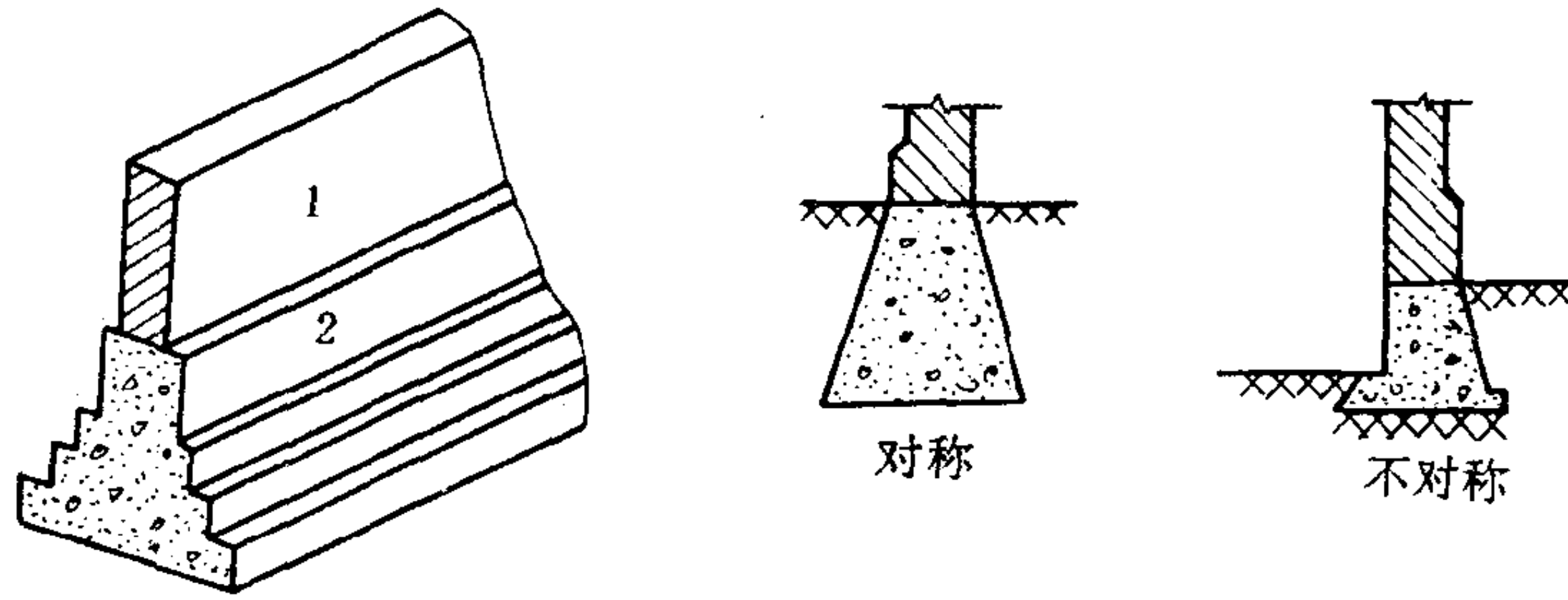


图 2—6 条形墙基础

1. 墙 2. 基础

当采用无梁楼板时,如用长悬臂方案宜采取冷库的柱基础和墙基础分开的做法,即柱基础为单独基础,墙基础为连续条形基础,均直接建造于地基上。在短悬臂方案中,宜采用柱基和墙基联合在一起的做法,即墙基不直接建在地基上而用钢筋混凝土做成基础梁架设于边柱的单独柱基上面,或将墙基直接落在边柱基础上。

(3)当冷库采用条形基础时,则视悬臂长度的大小而决定外墙的基础方案。在长悬臂的冷库建筑里柱的条形基础与墙的条形基础可分别建造而都直接建在地基上。在短悬臂方案中,则宜将边柱的条形基础放宽,而将外墙直接砌在上面而不另建基础。

3. 川堂、楼梯、电梯间的基础 川堂、楼梯、电梯间的基础应与冷库基础方案一并考虑,一般可采用连续条形基础,站台两侧群房的墙可采用隔断墙而不用另建基础,在较软弱的地基上,川堂、楼梯、电梯间的基础必须与冷库分开,并设置沉降缝。

四、基础的埋置深度

冷库基础的埋置深度,应根据冷库的建筑结构方案、结构荷载、基础的构造形式和大小、地基的性质和冻胀性、地下水位、相邻建筑物的基础埋深、建筑物的允许沉降量及沉降差等因素来确定。但在任何情况下,冷库基础的埋置深度应不小于 0.8m,如在湿陷性黄土地区应不小于 1m。主要应根据下列情况具体对待。

1. 建造的特点:有无地下室,地下管线或设备基础,若有则基础应埋得深些。
2. 上部荷载和地基承载力:荷载较大的主库的基础底面应设置在承载力较大的土层上,因此好土层的分布也影响基础埋置的深浅。
3. 一般要求将基础设在地下水位以上,以减少特殊的防水措施。
4. 应将基础设在当地冰冻线以下(如哈尔滨为地下 2m,北京为地下 0.8~1m,济南为 0.5m),南方地区及地基为砾沙、粗砂的可不必考虑冰冻线问题。
5. 基础的埋深不宜深于相邻原有建筑物的基础,若有必要时,两基础间的净距应为相邻两基础

底面高差的 1~2 倍。

五、冷库基础方案的选择

冷库基础方案,可按照下列条件选择。

1. 在地基土层较均匀、压缩性较小、承载力较大、地下水位低的情况下,冷库中柱和边柱均可采用钢筋混凝土单独基础。

冷库单独基础所需地基的承载力如下:

表 2-1

冷库建筑层数(堆货层数)	在天然地面 1.5m 以下的地基允许承载力(Pa)
单层冷库	$>0.8 \times 10^5$
二层冷库	$1.2 \sim 1.5 \times 10^5$
三层冷库	$1.5 \sim 1.8 \times 10^5$
四层冷库	$1.8 \sim 2.0 \times 10^5$
五层冷库	$2.0 \sim 2.5 \times 10^5$
六层冷库	$2.5 \sim 3.0 \times 10^5$

2. 在土层较软弱、压缩性较高、荷载较大且没有条件做单独基础时,为了增强基础的刚度,减少不均匀沉降,可做十字条形交叉基础。

3. 当上部结构的荷载大,地基承载力小,沉降性较大,土层分布较均匀,十字条形交叉基础仍不能满足变形条件要求而又不宜采用桩基或其他人工地基时,则须采用钢筋混凝土板式基础。

4. 当上部结构荷载大,地基特别软弱,且有可能发生不均匀沉陷等特殊情况下,才考虑人工地基和箱形基础。这类地基和基础费用大,施工时间长,在一般情况下应避免采用。

第三节 柱和梁

一、柱

柱是冷库建筑中最主要的承重构件。由于柱的受力情况比较复杂,荷重又大(在多层冷库里,每根底层柱子往往负荷 400~500t),为了满足强度要求,在冷库建筑中普遍采用钢筋混凝土柱。因为钢筋混凝土柱允许荷重大,截面可做得较小,这样能少占库内空间,有利于运输装卸,而且它坚固耐久,便于安装施工。小型冷库曾有采用砖柱的,但砖砌体允许荷重小,故柱的断面积较大,且它的吸水性大,抗冻能力差,故最好还是不采用砖柱。

库内柱子数量不宜过多,柱网跨度要大,柱的截面尽量要小,以少占建筑空间。目前冷库的柱网一般采用 6×6m,如果施工条件许可,单层冷库采用 12×6m 或 18×6m 的柱网较为经济。

冷库柱子的截面宜采用方形,以便于施工和敷设隔热层。柱的截面积根据柱的荷载和钢筋混凝土的强度而定,荷载越大,柱的截面越大;钢筋混凝土标号越高,则柱的截面越小。在多层冷库中,由于下层柱比上层的荷载大,如果采用同一标号钢筋混凝土,柱子的截面将逐层加大,既不利于施工又耗费大量模板。因此,可将钢筋混凝土标号自上而下逐步提高,使柱的截面每二层相同,只做有限几根的柱子截面。对于无梁楼板结构,柱截面尺寸不得小于 400×400mm。圆柱比较省料,但施工困

难。多层冷库柱子常用的截面如下表 2-2。

表 2-2

名称	混凝土标号	截面尺寸(长×宽)mm
顶层(阁楼层)柱子	200	400×400
五层柱子	200	400×400
四层柱子	300	500×500
三层柱子	300	500×500
二层柱子	300	600×600
一层柱子	300	700×700
地下室柱子	300	700×700

注:本表仅适应于楼板使用荷载为 20kPa(2t/m²),柱网为 6×6m 的结构

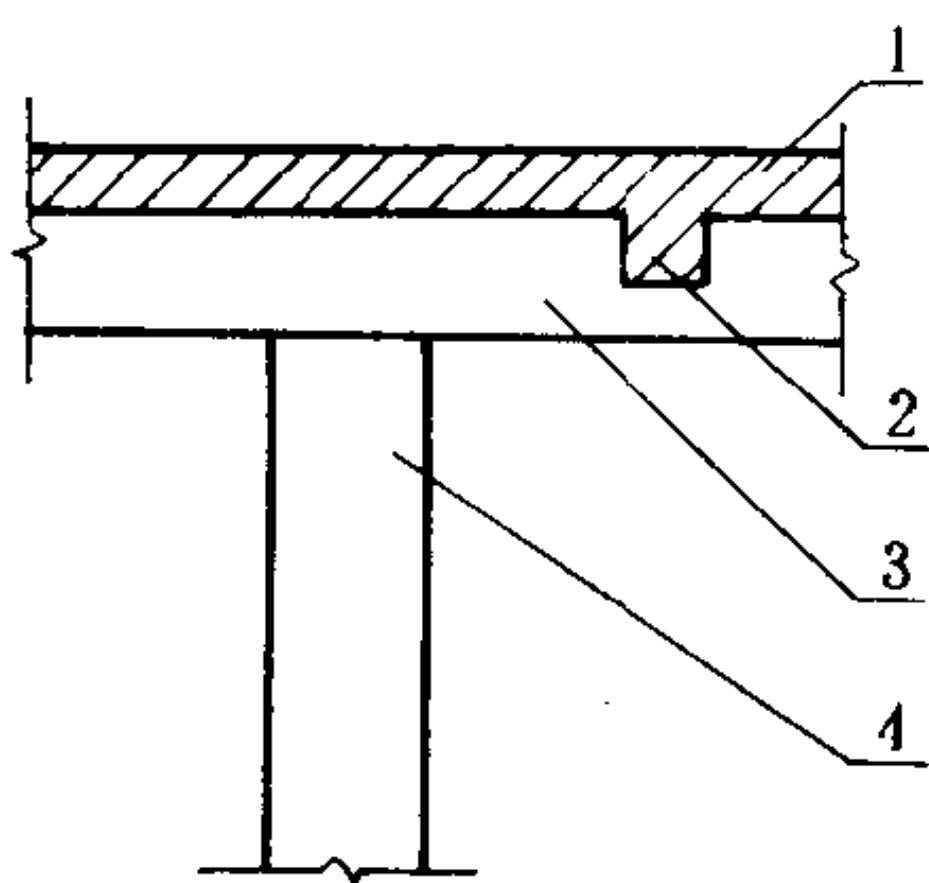


图 2-7 梁式楼板与柱

1. 楼板 2. 次梁 3. 主梁 4. 柱

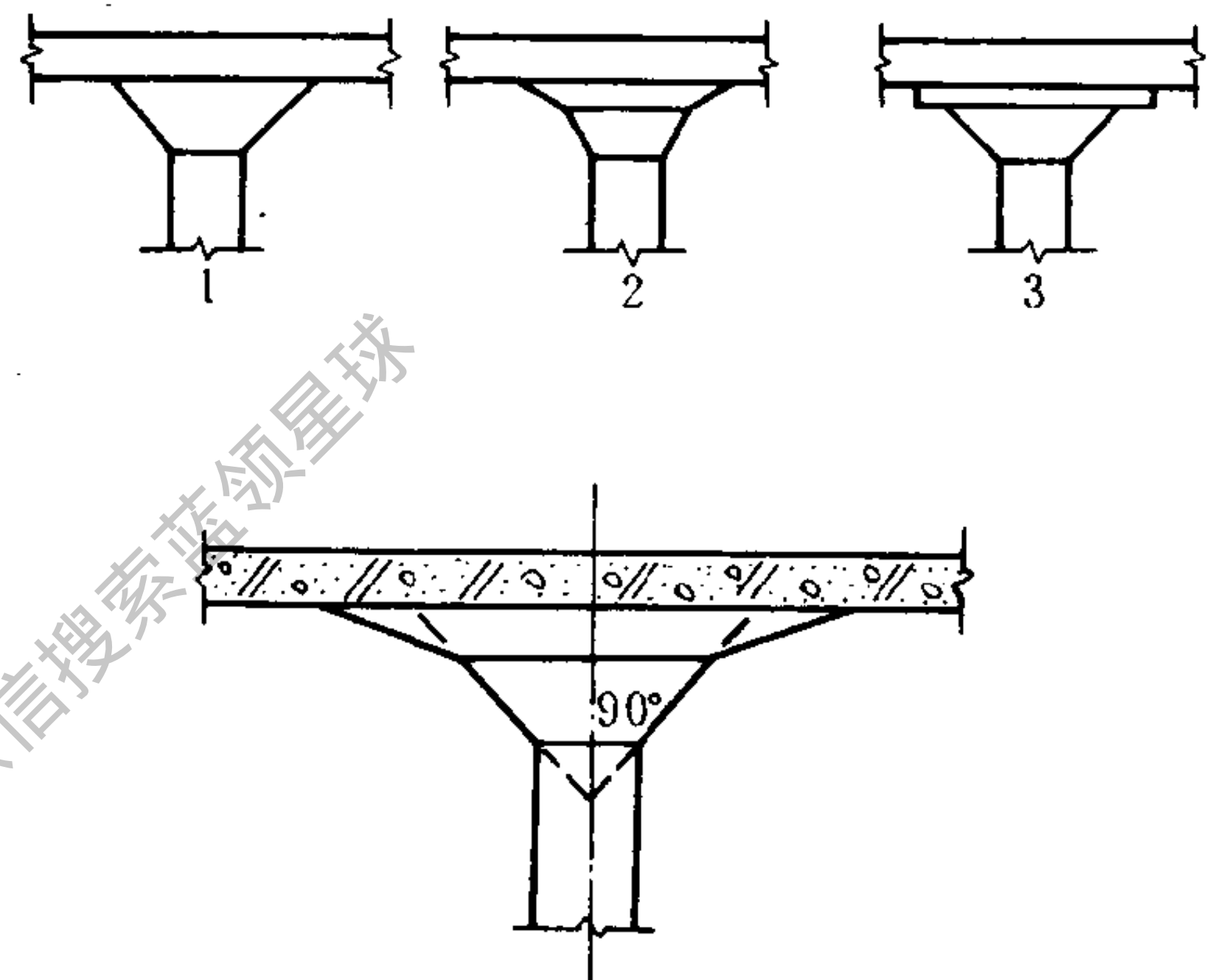


图 2-8 柱帽型式

1. 无顶板柱帽 2. 折线形柱帽 3. 有顶板柱帽

在采用梁式楼板的场合,主梁压在柱的顶端,荷载从主梁传递到柱上。见图 2-7。如采用无梁楼板,则为了增强楼板强度,在柱的上部靠近楼板处将柱子放大做成柱帽,借以支承楼板。柱帽是承受楼板传来荷载的主要承重构件,它可以减小楼板的弯矩,加强柱与板之间结合的牢固性,各层楼板的柱帽外形最好采用同一尺寸,以节约模板,方便施工(见图 2-8)。冷库中通常采用折线形柱帽,尺寸如表 2-3(mm)。

表 2-3

柱子尺寸	柱帽上部尺寸		柱帽下部尺寸	
	长×宽	高度	长×宽	高度
400×400	2400×2400	280	1240×1240	420
500×500	2600×2600	260	1280×1280	390
600×600	2600×2600	240	1320×1320	360
700×700	2600×2600	220	1360×1360	330

在架设吊轨时,除将吊轨直接吊在平顶下的作法外,也可在柱上挑出牛腿来支承轨道的钢梁或木梁等。

二、梁

1. 楼板梁 在小型冷库中,当冷库长、宽度小于三个跨距时,冷库的楼板和屋面板可采用梁式板。大型冷库的川堂,楼梯间的楼板也多采用梁板式结构。楼板梁中有主梁、次梁和井字梁多种。主梁可以由柱或墙来支承,所有的板、梁、柱都是在支模后整体浇筑而成。

2. 圈梁 在多层冷库里,外墙虽然是不承重的,但由于外墙高(达 20~30 余米),它的稳定性仅依靠砌体本身的刚度是难以保证的,必须加以适当增强。为了增强建筑物的整体稳定性、提高其抗风、抗震和抗温度变化的能力,及防止由于地基的不均匀沉降对冷库建筑的不利影响,可在基础顶面、各层楼板处和顶层墙顶部位设置圈梁。圈梁的位置和数量是根据楼层高度、层数、地基等状况确定。圈梁多用现浇钢筋混凝土,一般高度为 250mm,宽度与墙身厚度相同,370mm 墙的圈梁宽度也可为 240mm。圈梁应连续设置在冷库外墙的同一水平上,并尽可能形成封闭圈。多层冷库每层设置圈梁一道,标高与楼板平,并用锚系梁在每隔 3m 处锚固于无梁楼板上。锚系梁的断面一般采用三角形,以减少“冷桥”作用。对于单层冷库,如墙体稳定能确保时可不设锚系梁。

3. 基础梁 在短悬臂的冷库结构中,当采用单独柱基础时,外墙的基础往往采用基础梁的形式,架设于冷库边柱的单独基础上。这样可避免两种不同的基础产生不均匀沉陷导致墙身发生裂缝。

4. 过梁 为了在冷库及辅助房间设置门、窗,需在墙上留出洞口,洞口上部应设过梁用以承受洞口上部的荷载,并把荷载传到洞口两侧的墙上。冷库外墙上的大门及辅助房间门窗上大多采用钢筋混凝土过梁。梁端伸入墙内的长度不小于 240mm,过梁的高度根据荷载大小计算确定,但应为砖厚的倍数,以便与砖的层数配合。钢筋混凝土过梁可以在洞口上支模现浇,也可以预制。

库内冷藏门顶上隔断墙的重量不大,一般不另设过梁而用门樘来承载上部重量;如冷藏门顶至平顶的距离较大时,则可在冷藏门顶上设钢筋泡沫混凝土过梁。

第四节 墙 体

一、冷库墙体的作用

冷库墙体是冷库建筑中的重要组成部分。冷库外墙除了隔绝风雨的侵袭,防止温度变化和太阳辐射等的影响外,还要求具有较高的隔热和防潮性能。冷库外墙均为自承重结构,它只承受自重和风力影响,而不担负冷库的其他荷载。

冷库的内墙是指内衬墙和隔断墙,起保护隔热体和分隔房间的作用,分隔房间的内墙有隔热和不隔热两种。

二、冷库隔热外墙的构造

冷库隔热外墙由围护墙体①隔气防潮层②隔热层③和内保护层④(或内衬墙)组成。围护墙体有砖砌围护墙、预制钢筋混凝土墙板、现浇钢筋混凝土墙等几种。由于普通粘土砖可就地取材,施工又方便,故目前我国大部分冷库的围护墙体均采用砖砌体。预制钢筋混凝土墙体,由于可以在工厂预制,工程进度较快,在具备机械化施工条件的地区亦有采用。为了减少基础荷重和节省砖材,外墙厚度可采用 240mm,但在多层冷库的局部外墙及以松散材料隔热的外墙可用 370mm。为了增强墙

体的稳定性,除应设锚系梁外,可增设砖垛。

外墙围护墙体可采用不低于 75 号的砖,砌筑前应适当浇水。外墙可使用混合砂浆砌筑,但墙身防水层以下的墙体应用不低于 50 号的水泥砂浆。砌筑时砖砌体内要求达到 90% 以上的饱满度,不得留有空隙。砖砌体必须横平竖直,灰缝的平均宽度应为 10mm。外墙外粉刷用 30mm 或 20mm 厚,1:2 水泥砂浆抹面,要求分三次做完,抹好后应采用铁抹子干压两度,务使表面光滑,再用石灰水油浆喷白两度。外墙内粉刷则做 20mm 厚水泥砂浆抹面。在内粉刷干燥后,涂冷底子油一道,然后做二毡三油防潮隔气层。隔热层可用块状(如泡沫混凝土)或板状隔热材料(如软木板),也可采用松散填充性的隔热材料。如用泡沫混凝土时可用沥青分层错缝砌成砌体,为使砌体牢固耐久,可在砌体上做 30mm 厚钢丝网砂浆面层。采用软木时,也可用沥青分层错缝贴牢,注意不留缝隙,再用热沥青粘上瓜米石,用 20mm 厚 1:2 水泥砂浆抹面,上喷大白浆两度,见图 2-9。如采用松散隔热材料(如稻壳、矿棉),需要在内侧作衬墙。随着新型隔热材料的发展,新设计的冷库基本不用松散隔热材料,代之以硬质聚苯乙烯泡沫塑料和硬质聚氨酯泡沫塑料。

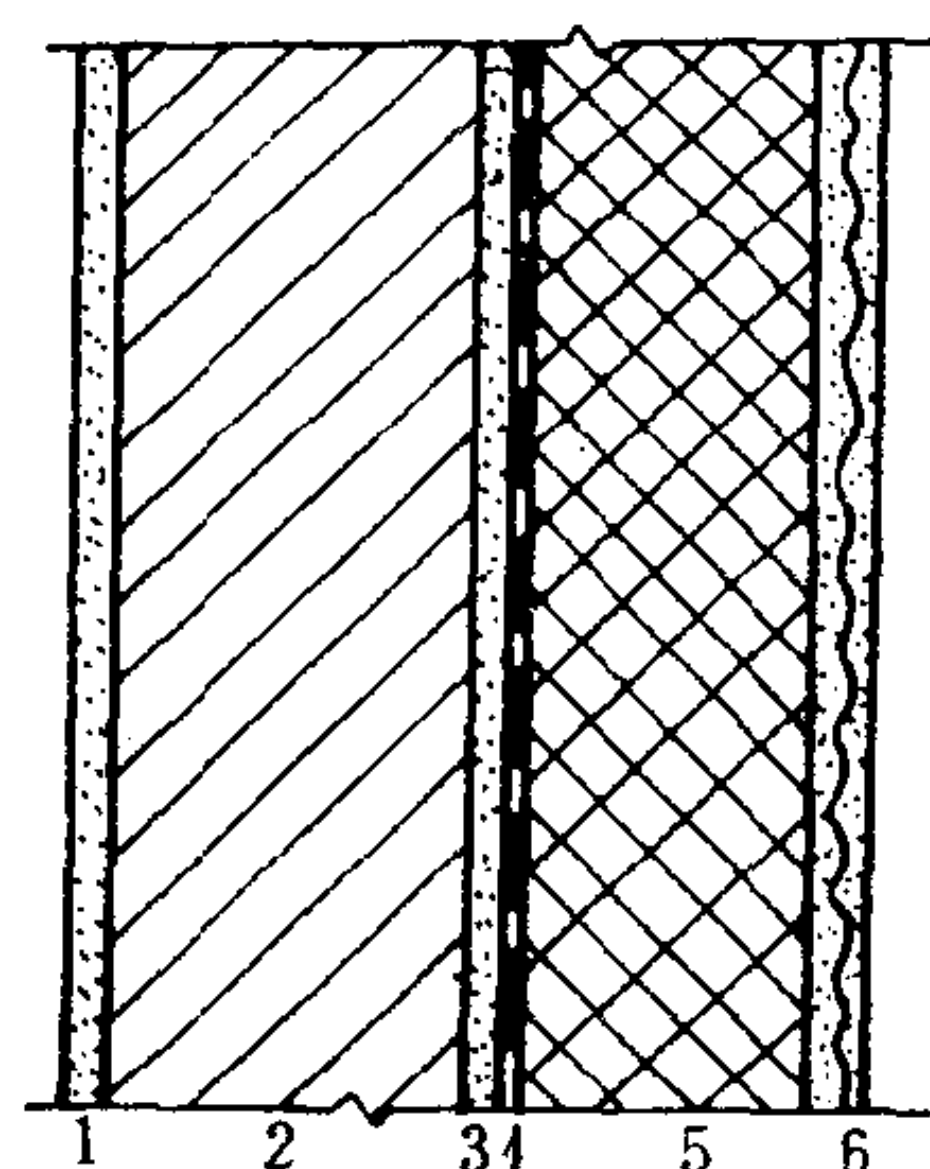


图 2-9 外墙结构

- 1、3. 20 毫米水泥砂浆抹面, 2. 砖墙
4. 二毡三油 5. 软木隔热层
6. 30 毫米钢丝网砂浆面层

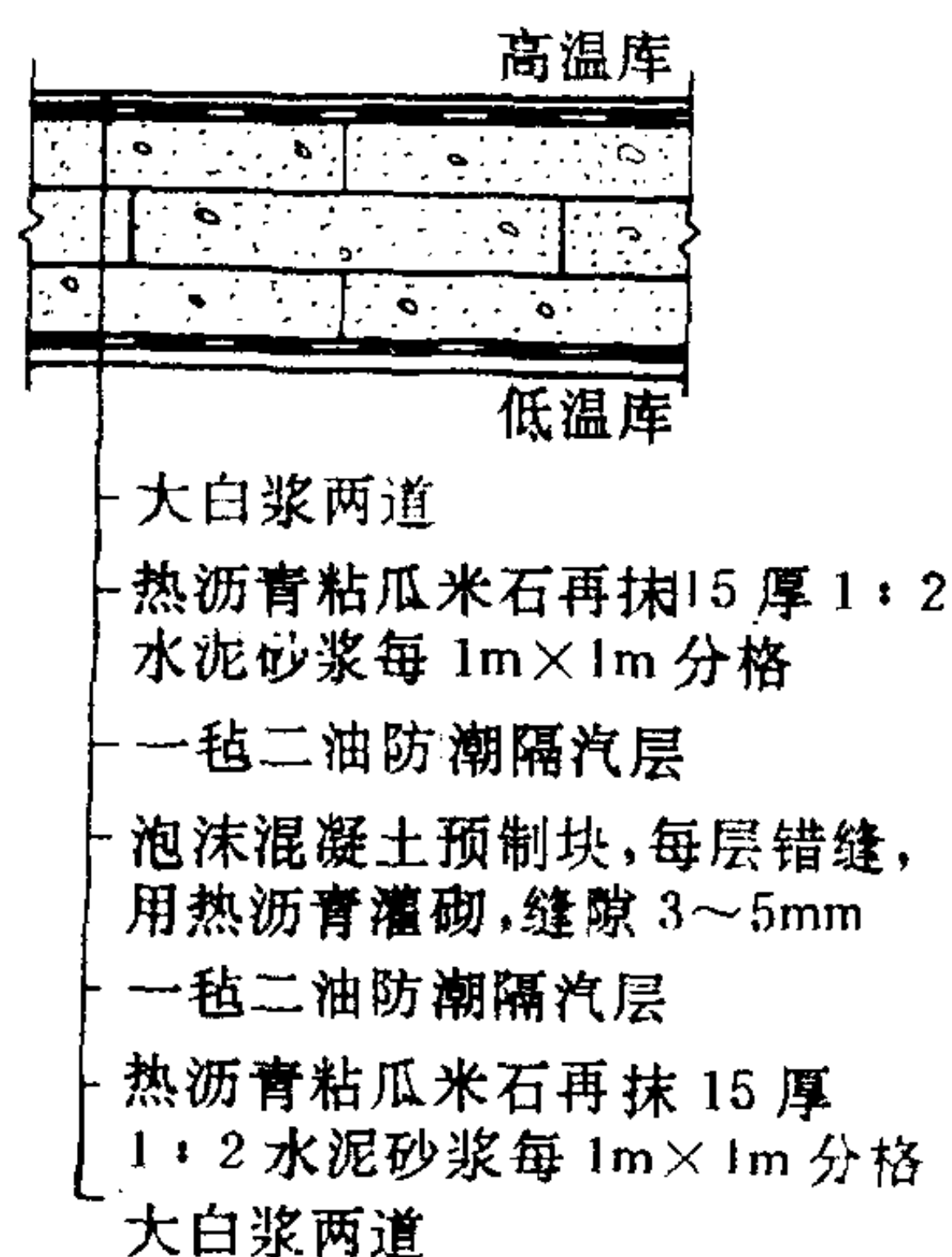
三、冷库内墙的构造

1. 不设隔热层的内墙 在同温楼层及同温库内,或相邻两个冷间的温差 $<5^{\circ}\text{C}$ 时,可以采用不敷设隔热材料的内墙。一般采用 240 或 120mm 厚的砖墙,两面用水泥砂浆抹面;也可采用预制钢筋混凝土小柱插板或预制混凝土块砌体。

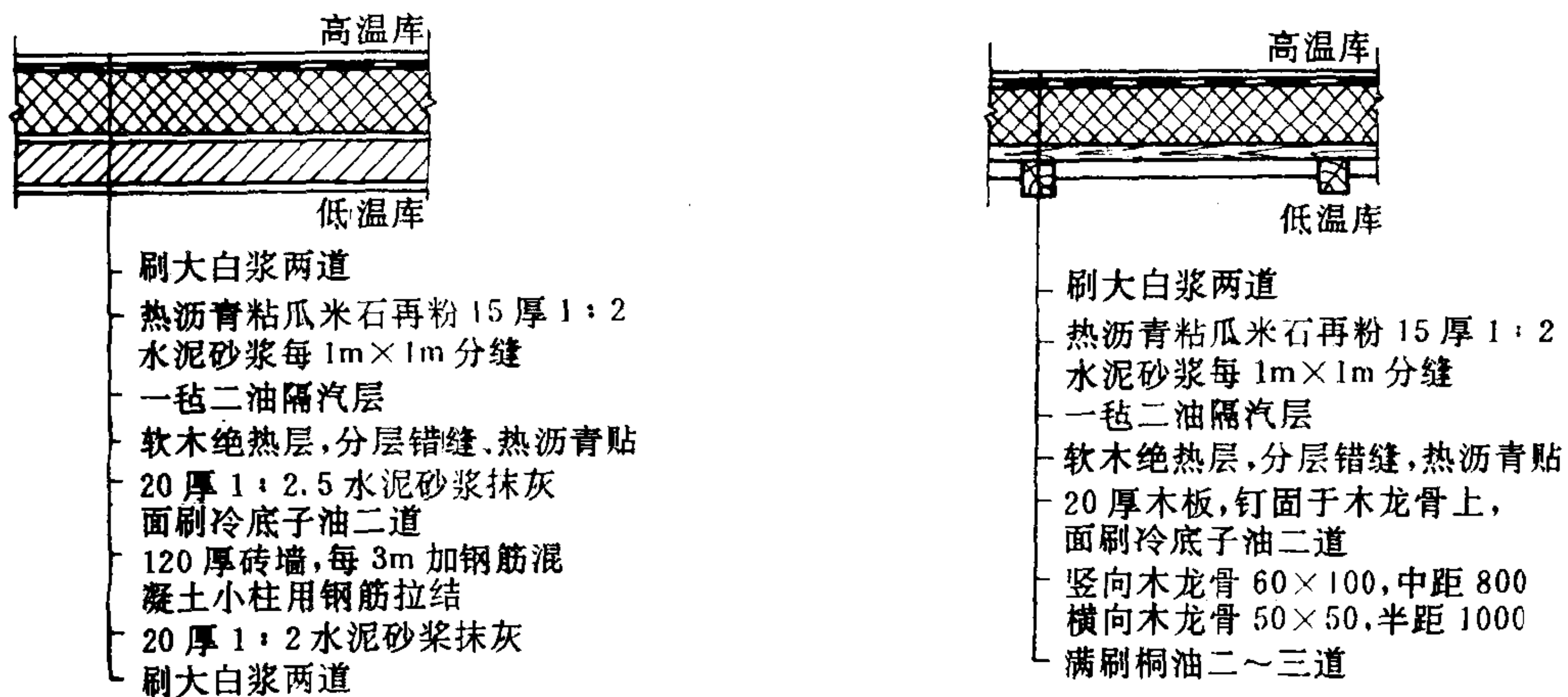
2. 隔热的内墙

(1) 如采用块状泡沫混凝土和防水珍珠岩时,它本身就可以作为砌筑材料,而不用另作衬墙。如相邻两个冷间的温度经常相同时可以不做防潮层,如相邻两冷间的温度不同时,则须按热流方向在热侧设防潮层。当采用软木时,可采用砖衬墙固定或木龙骨固定,见图 2-10。

(2) 冻结间及冻结物冷藏间不宜采用砖衬墙,最好用木板(防腐处理过的杉木)做衬墙。为了防止冻融循环损坏抹面和衬墙,冻结间的内隔墙可采用双面木板、内填 10cm 聚苯乙烯泡沫塑料板和预制复合隔热板。冷库内应尽量减少内隔墙,而采取同库温、大容量的冷藏间形式。以扩大冷间使用系数,降低土建造价和便于运输机械化。



(a) 泡沫混凝土内墙(或防水珍珠岩)



(b) 软木绝热内墙(砖衬墙固定)

(c) 软木绝热内墙(木龙骨固定)

- 注: 1. 本构造方法是将软木贴于砖墙上, 施工顺序先砌砖墙, 后贴软木, 而不能相反。
2. 油毡隔汽层设置在高温侧(见图示)。
3. 绝热材料可采用其他块状材料(如沥青膨胀珍珠岩, 泡沫塑料等)。
4. 本隔墙用于分隔两个高温库时, 因库温可能波动较大, 绝热层的双侧都设置隔汽层。
5. 本图标明在贴软木前刷冷底子油二道, 以增加软木与砖墙的粘结性。

- 注: 1. 本搁栅的大小要按工程实际而定, 本图用料及间距尺寸适用于 4m 左右高的内隔墙。
2. 油毡设置与库温有关, 一般设在高温侧。
3. 木搁栅亦可包在软木墙内, 但其缺点是搁栅处会因热阻不够, 使投产使用后骨架处出现结露现象。

图 2-10 内隔墙墙体构造

四、辅助房间的墙和挡土墙

楼梯、电梯间采用框架结构时, 它的墙可建造不承重的隔断墙; 如采用混合结构时, 则应为承重墙。

站台群房的屋顶一般是站台的罩棚, 用不着群房的外墙承重, 故可作隔断墙。

当冷库无地下室时, 为适应站台装卸的需要, 冷库底层的标高比公路路面及铁路专用线轨面高

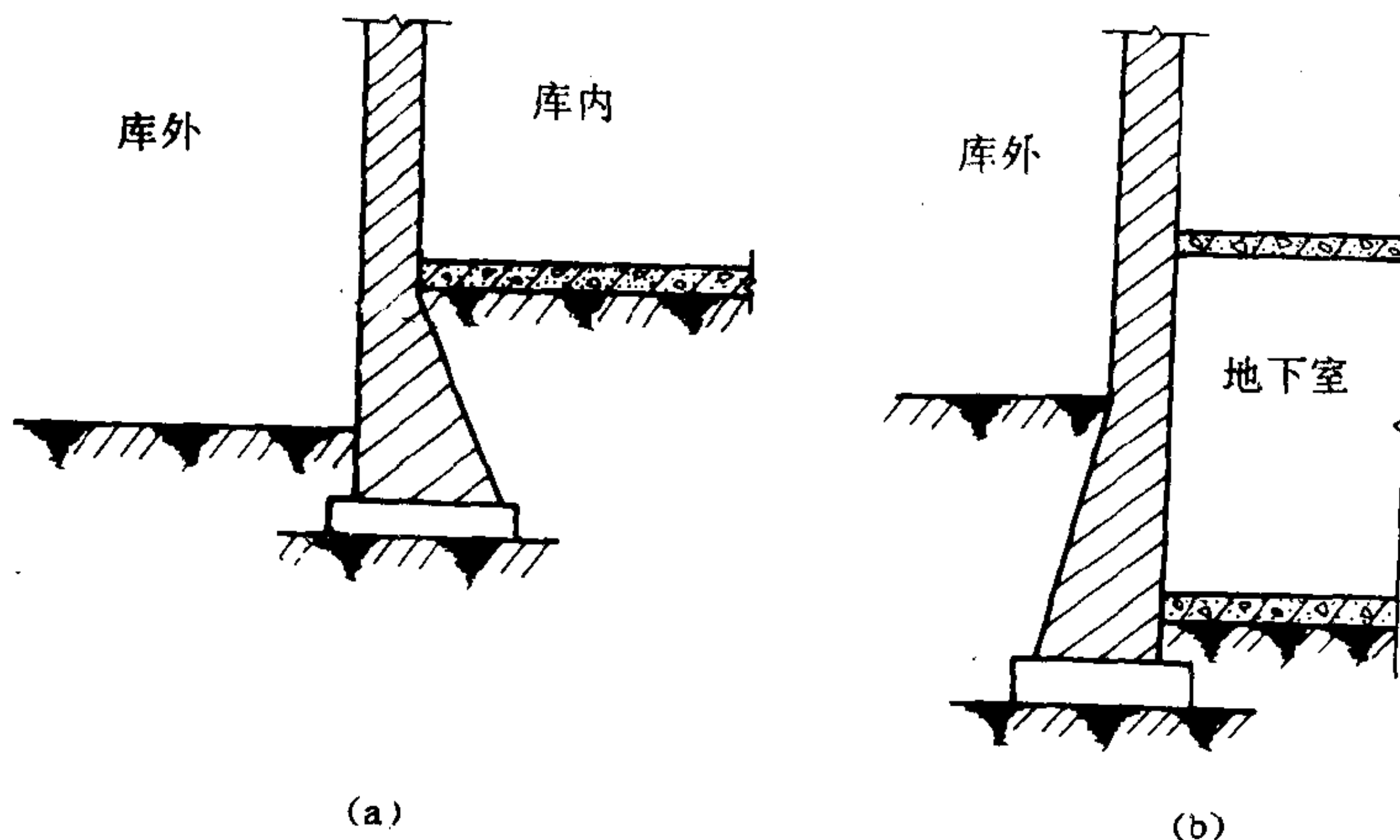


图 2-11 挡土墙

出1m多,因此库内地坪下需要填土,冷库四周外墙的底部做成挡土墙,见图2-11(a)。如冷库有地下室,地下室地坪的标高低于库外地面标高约2m。冷库四周外墙的底部也应做成挡土墙,不过方向相反,如图2-11(b)。冷库地下室的挡土墙,一般为钢筋混凝土或毛石混凝土墙,标号不低于150号,并应在该墙顶设钢筋混凝土圈梁一道与底层无梁楼板的锚系梁拉结。墙内设双向配筋。

五、外墙裂缝的防止

前面讲到,为了确保冷库外墙的稳定,在外墙每层楼板标高处设钢筋混凝土圈梁,并用锚系梁将外墙圈梁与楼板拉结。这种做法也带来了一些问题,一方面通过锚系梁形成了冷桥,而更值得注意的是,冷库降温投产后楼板受冷将收缩变形,并通过锚系梁将外墙往里拉。相反,外墙(包括圈梁)却有可能受热而膨胀伸长。由于墙角处刚性较大,故墙体四角因弯矩作用而产生垂直裂缝。当防潮隔气层铺在外围墙体上时,墙体的裂缝有可能拉断防潮隔气层,水蒸气容易通过裂缝进入隔热层内,引起墙内结露,影响了墙体的围护隔热效果。

为了解决多层冷库外墙四角出现垂直裂缝,设计时可采取如下一些改进措施:

1. 在冷库外墙的转角处(即角柱位置)不设锚系梁,以减少外墙四角由于锚系梁收缩而产生的应力变形,见图2-12。

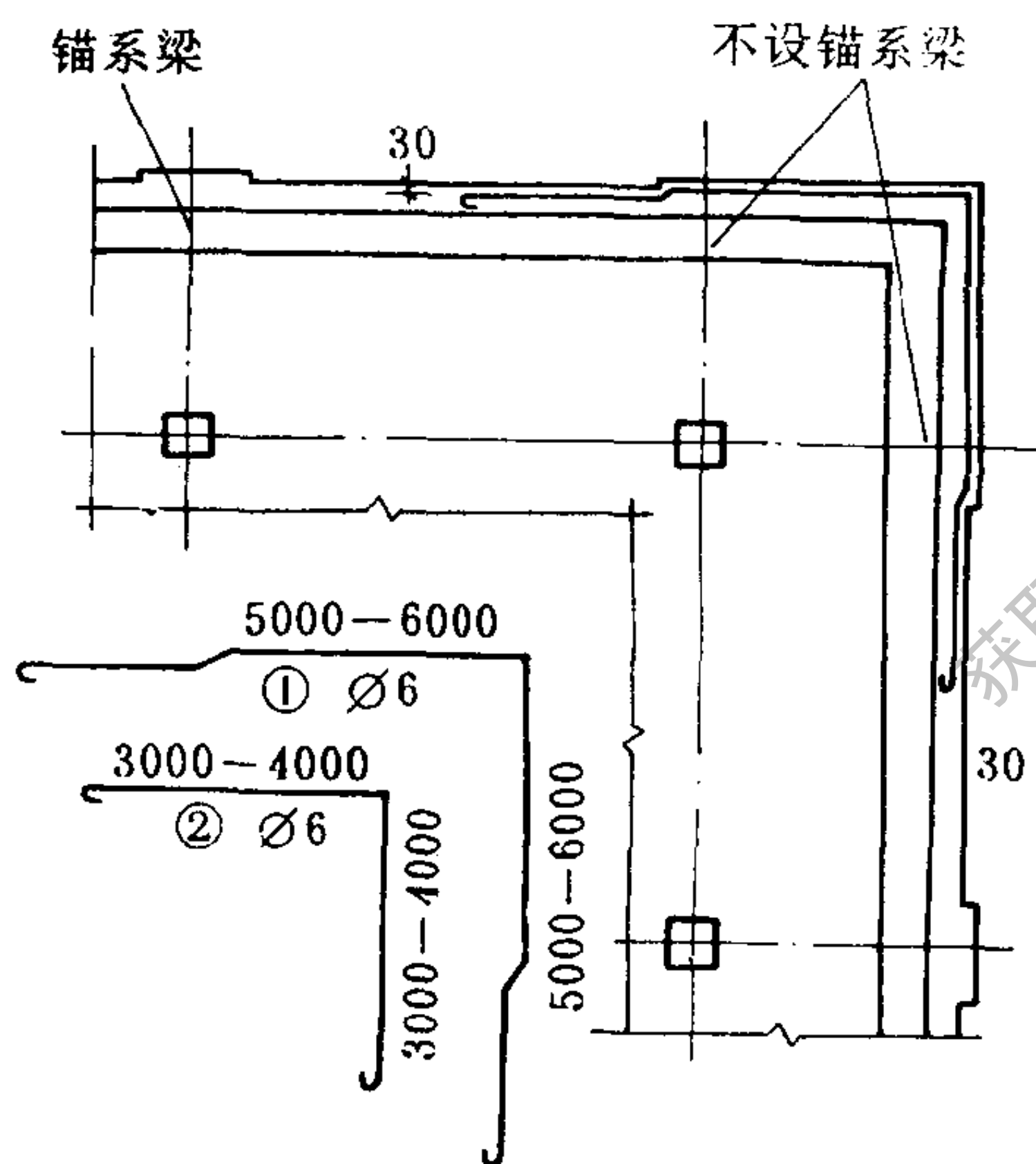


图2-12 冷库墙角处理

①、②号钢筋交错放置,距墙外30mm

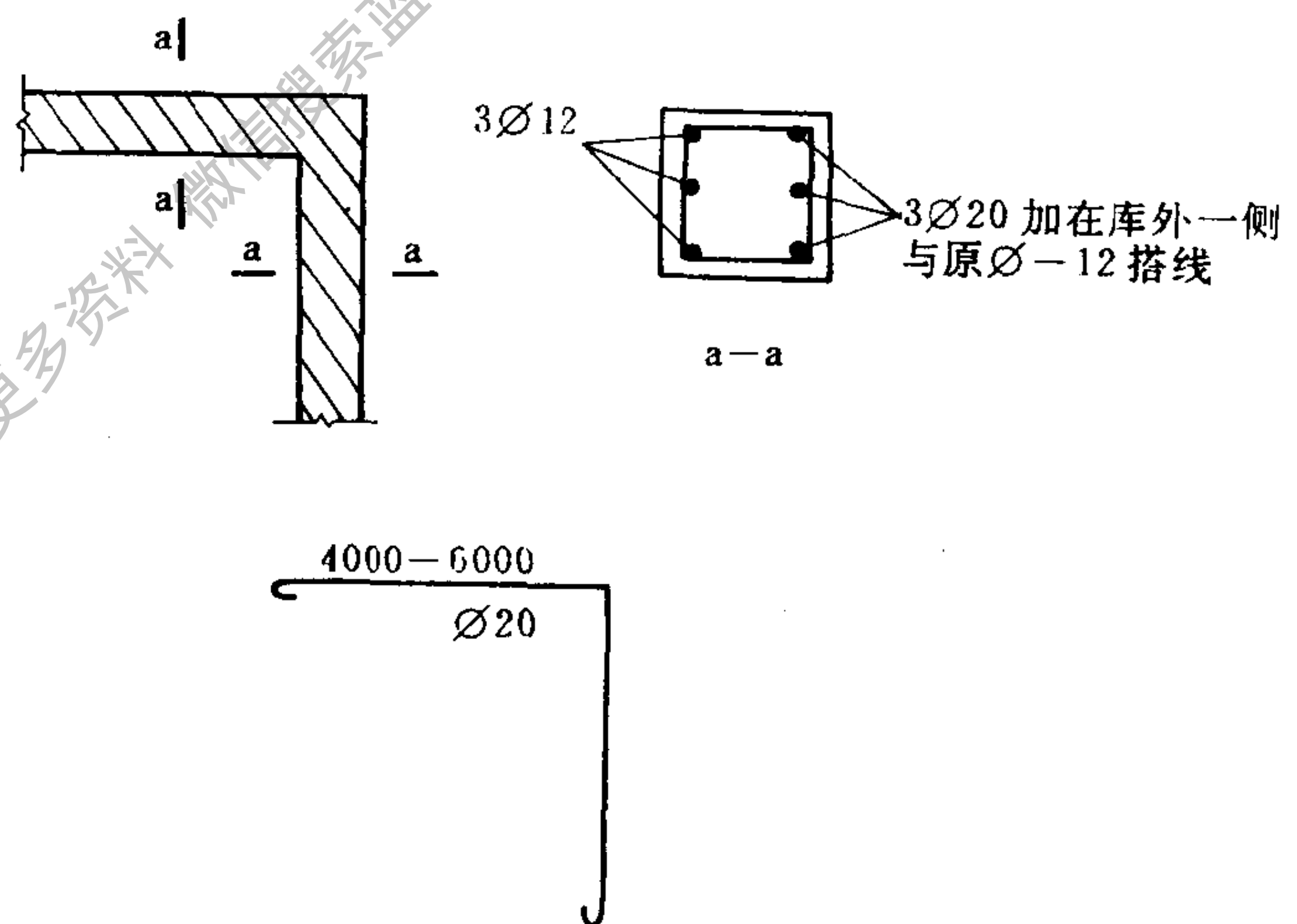


图2-13 墙角处圈梁配筋图

2. 在冷库外墙转角处,沿墙体每三皮砖高设一根 $\text{Ø}8$ 的水平直角形钢筋,①、②号钢筋交错放置,距墙的外边30mm,见图2-13。

3. 将冷库四角由直角改为圆角,以改变墙角的刚度,使其适应墙身的变形,见图2-14。但圆角施工比较困难,而且也影响库内面积的充分利用。

4. 将围护墙体设计成独立体系,与主体结构分开。为满足外墙稳定性的要求,对单层冷库可采取隔热层外贴法(以内衬墙作为铺设隔热层的基层,施工程序由内向外进行),外墙采用120mm厚砖砌的折线形外围挡墙,以增强墙体的刚度,确保其稳定性,见图2-15。对于采用隔热层外贴法的多层冷库,外围墙体采用双肢柱或薄壁工字形柱结构方案,围护墙支承在柱上,共同承受侧向力。阁

楼层的屋面梁与柱铰结,取消楼板与墙身的拉结。

此外,承受屋顶结构的冷库外墙,往往由于大面积钢筋混凝土屋面积结构的伸缩,也会引起外墙墙顶水平裂缝。它的解决办法是将屋面结构完全与墙身脱开,为了墙体的稳定,可在墙内设置钢筋混凝土立柱,与上下圈梁连接在一起,构成钢筋混凝土悬臂框架结构,见图 2-16。无檐沟的外墙立柱间距可与冷库柱距相同,有檐沟者可按冷库柱距的一半设置。檐沟严禁设在外墙与屋面之间,两构体收缩变形后会产生裂缝,不然会导致雨水流入隔热层内和冷库内。

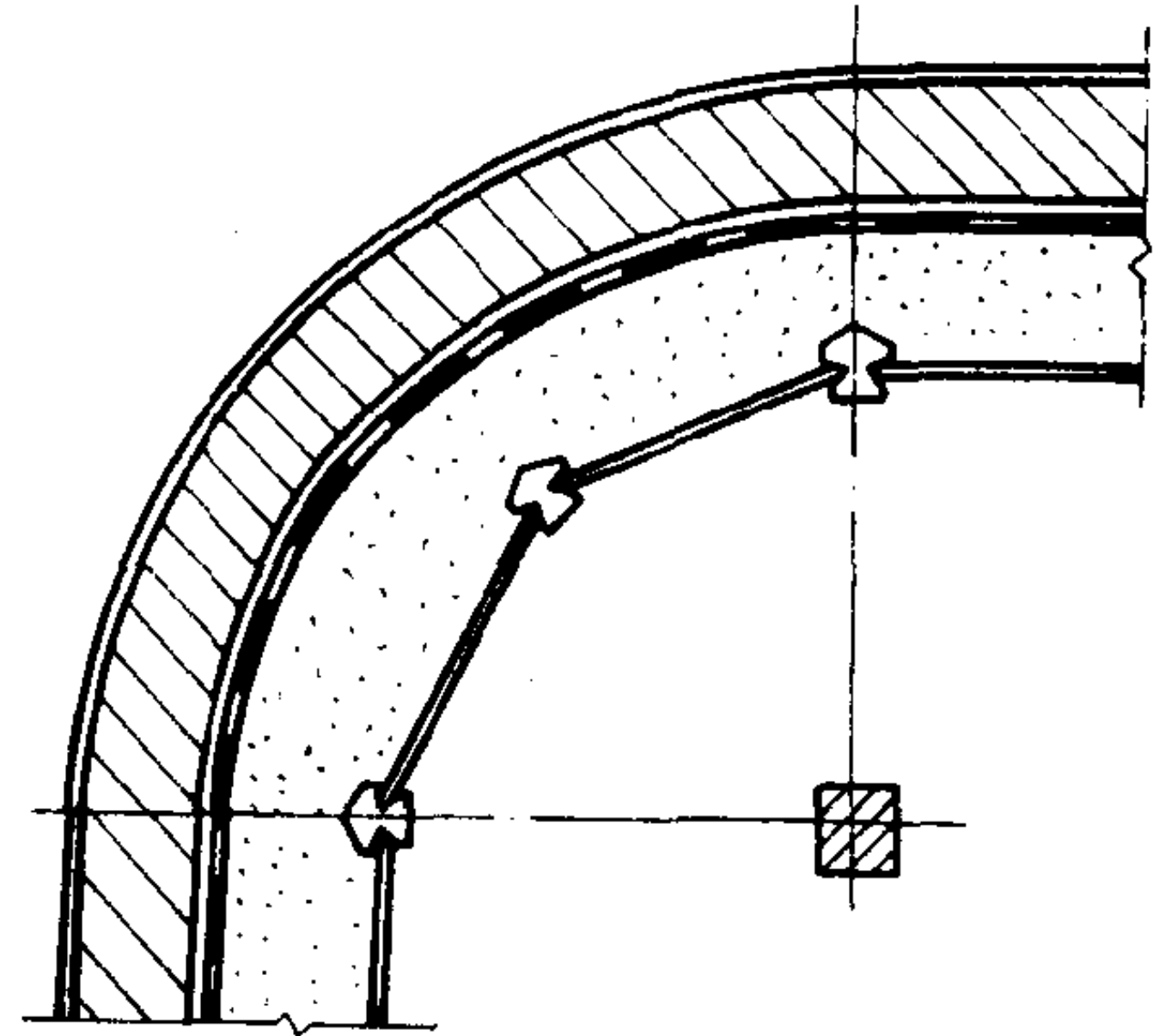


图 2-14 圆形墙角

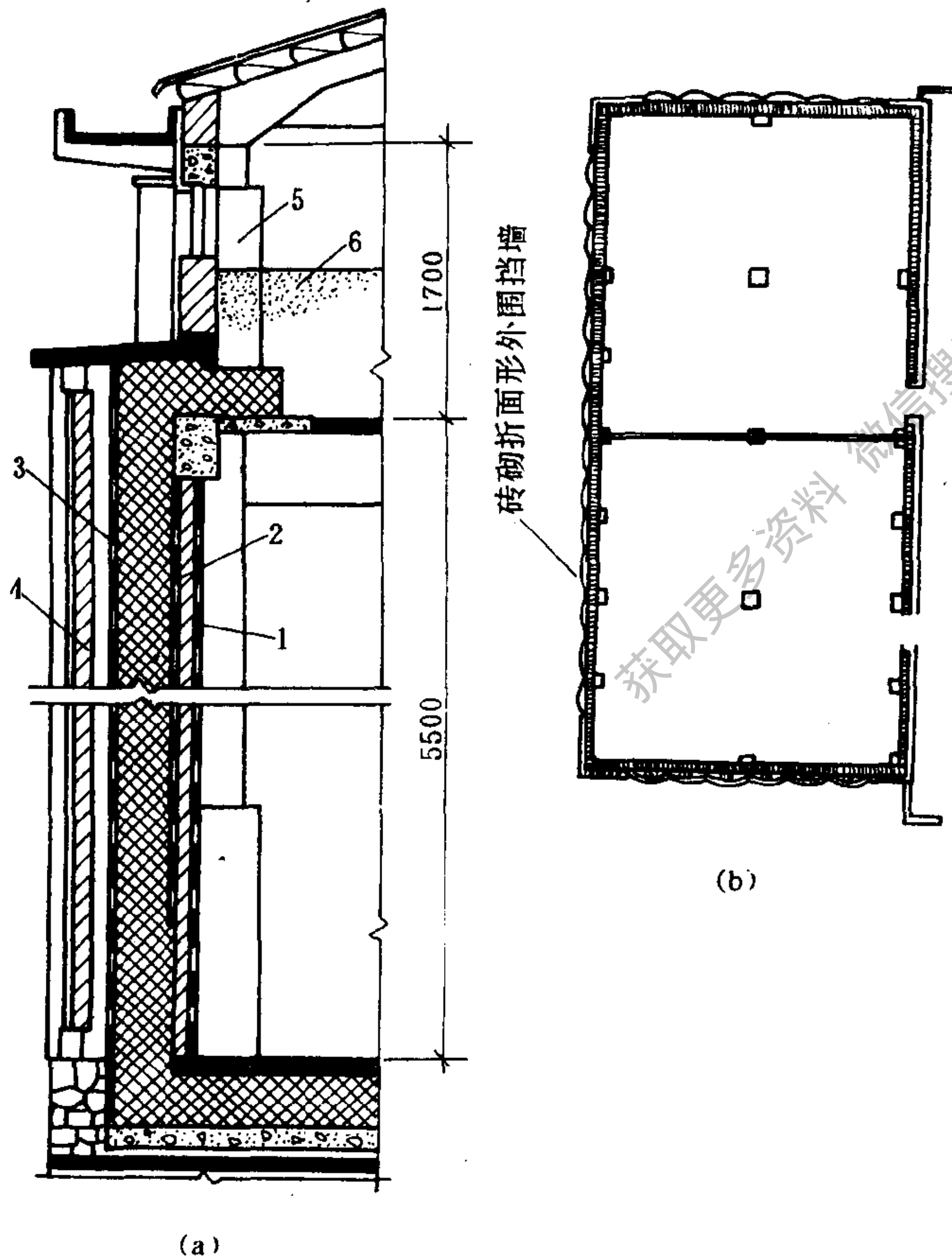


图 2-15 折线形外围挡墙

a. 表示外墙构造 b. 冷藏间平面图

1. 120 厚砖砌内衬墙,双面水泥砂浆抹灰,外面刷冷底子油一度
2. 300 厚热沥青砌沥青膨胀珍珠岩制块(分三层错缝贴)绝热层
3. 二毡三油隔气层
4. 120 厚砖砌折面形外围挡墙(折线矢高 350)
5. 防止柱冷桥包的绝热层
6. 阁楼上散堆稻壳绝热层

图 2-16 外墙抗水平力立柱

1. 立柱
2. 圈梁
3. $2\phi 6$ 钢筋,两侧伸出柱面及间距均为 500mm。

第五节 楼板与地坪

一、楼板

楼板是水平的承重结构,它将冷库沿垂直方向分隔为若干层,并把上部的竖向荷载(货物、设备、人的重量等)及楼板本身的自重,通过梁或柱传给基础;楼板层还对墙体起水平支撑的作用,因此要求楼板有足够的强度和刚度。

目前冷库普遍采用钢筋混凝土楼板,它的优点是强度高、刚性好、耐火耐久、施工比较方便,缺点是自重大、隔热性差。根据施工方法的不同,钢筋混凝土楼板可分为现浇式和装配式两种。现浇式楼板整体性好、刚度高、钢筋用量较省、留洞和设置预埋件都较为方便,其主要缺点是施工周期长、模板用量多、混凝土干缩大、难免引起收缩变形。装配式楼板采用预制安装的施工方法,可以加快工程进度、节省模板、减轻劳动强度,并符合建筑工业化的要求,但它的构件拼缝较多,整体性及结构刚度不及现浇式楼板。同时,各地施工安装技术和装备不一样,预制构件的吊装、调整、校平等也存在一定困难,故现浇式楼板在冷库建筑中仍得到广泛应用。

钢筋混凝土楼板分为梁板式肋形楼板和无梁楼板两种。

1. 梁板式肋形楼板 这种楼板常用于小型冷库或大中型冷库的楼梯间、川堂等部分。它由楼板、主梁、次梁(肋)组成。所有的楼板、主梁、次梁、柱都是在支模后整体浇筑而成。在布置主、次梁时要考虑冷分配设备的管道走向,应使制冷管道与主梁平行,以尽量利用冷间的净高。主梁可以由钢筋混凝土柱、砖柱或砖墙支承。在冷库建筑中,主梁的跨度一般为6m,在附属建筑中则跨度视需要在6~12m之间。楼板厚60~120mm以上,由楼板的荷重而定。主梁高度为跨度的 $1/12\sim 1/8$,宽度为高度的 $1/3\sim 1/2$ 。这种结构的主要缺点是梁身占去了楼层的高度,使库容量减少,并阻碍冷空气的对流,影响冷却效果。

2. 无梁楼板 国内多层冷库绝大部分都采用现浇钢筋混凝土无梁楼板。这种楼板结构,根据支柱及平顶的形式可分为:

- ①顶板结构:楼板由柱帽上的顶板支承。
- ②柱头结构:楼板直接由柱帽承托。
- ③框格结构:同①,但在楼板中做成陷进框架形式。
- ④柱结构:楼板直接由柱承托,无柱头,也无顶板。

在冷库建筑中最常用的是柱头结构形式,故柱帽是承受楼面传来荷载的主要承重构件。柱帽形状通常采用折线形。由于冷库建筑的柱网多为 $6\times 6\text{m}$,呈正方形,其楼板动荷载为 $15\sim 20\text{kPa}$ ($1.5\sim 2\text{t/m}^2$),故冷库采用无梁楼板是经济的。

无梁楼板与梁式楼板相比,有下列优点:

- ①在较大的均布荷重下,混凝土及钢筋用量较省。
- ②净空高度大,在库容量相同的条件下可减少冷库的总高度,因此也可节省造价。
- ③平顶平整,卫生条件较好,更有利于冷分配设备和管道的布置。
- ④如需倒贴隔热层,施工方便,用料节省。

无梁楼板的厚度一般不宜小于柱网长边尺寸的 $1/35$,也不小于120mm。冷库无梁楼板厚度可按下表采用:

表 2-4

使用荷载(kPa)	楼板厚度(mm)
25(2.5t/m ²)	250
20(2.0t/m ²)	220
15(1.5t/m ²)	200
10(1.0t/m ²)	180
屋板及阁楼板	150

当在无梁楼板上留置孔洞时,应根据有关技术规定处理。

当冷库楼板两侧温差 $\geq 5^{\circ}\text{C}$ 时,应做成隔热楼板。冷库隔热楼板一般由无梁楼板、隔热层、面层与防潮层组成。楼板隔热层的敷设有两种方式,一种是将隔热材料(如软木、防水膨胀珍珠岩预制块)铺设在楼板上,另一种是反贴在楼板的下面(多用于软木、硬质聚苯乙烯泡沫塑料等板状材料的敷设),见图 2-17,应尽可能上铺法,以便于施工。隔热楼板用得最多的隔热材料是软木,因为软木具有较大的抗压强度。最近,防水膨胀珍珠岩的使用也较广泛。隔热楼板的护面层有两种做法。一种是在防潮层上做一层 60~80mm 厚的整筑层,用 200 号钢筋混凝土(双向配筋 $\varnothing 6$,中距 150mm),表面随打随光。另一种做法是在钢筋混凝土整筑层上,再用水泥砂浆铺一层预制 30×300×300mm 的素混凝土预制块。防潮层一般采用一毡二油或二毡三油做法。隔热楼板的做法可参见图 2-17。

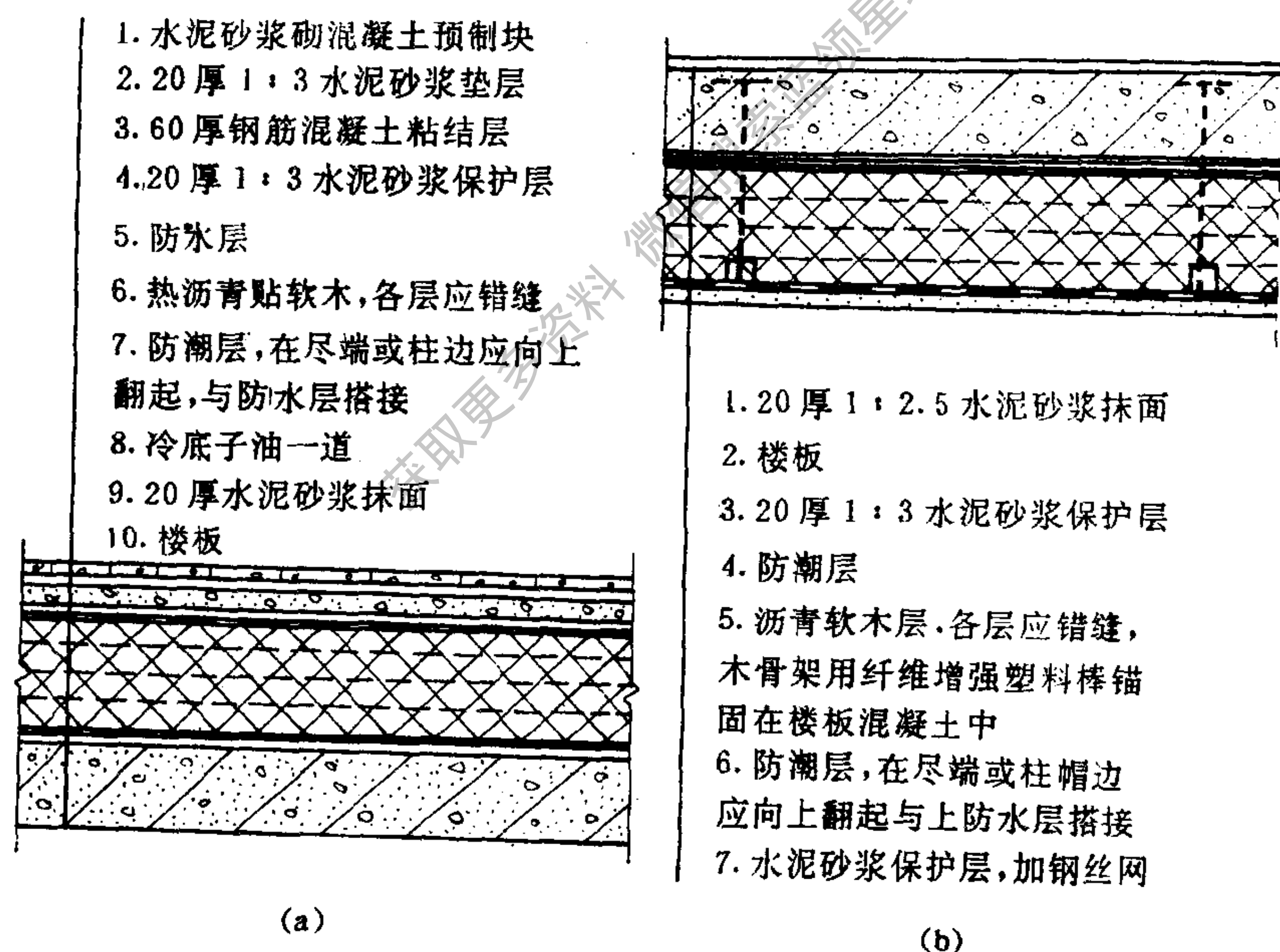


图 2-17 隔热楼板的做法

冷库楼面使用荷载可按均匀荷载考虑,可参照表 2-5 采用。

表 2-5 冷库楼面的使用荷载标准

序号	房间名称	标准荷载 (kPa)	荷载系数	计算荷载 (kPa)
1	设吊轨的晾肉间、冷却间或冻结间	10(1.0t/m ²)	1.3	13
2	不设吊轨的冷藏间,冻结间	15(1.5t/m ²)	1.3	19.5
3	冷却物冷藏间	15(1.5t/m ²)	1.3	19.5

(续表)

序号	房间名称	标准荷载 (kPa)	荷载系数	计算荷载 (kPa)
4	冻结物冷藏间	20(2.0t/m ²)	1.3	26
5	专用于隔热材料的阁楼	10(1t/m ²)	1.3	1.3
6	收货间、发货间	15(1.5t/m ²)	1.3	19.5
7	穿堂和过道的楼板	15(1.5t/m ²)	1.3	19.5
8	制冰池	20(2.0t/m ²)	1.3	26
9	冰库	9×h	1.3	
10	楼梯间	3.5(0.35t/m ²)	1.4	4.9
11	一般加工或屠宰间	5(0.5t/m ²)	1.2	6

二、地坪

冷库建筑底层的地坪大致有两类：

1. 高温冷藏间用的地下室地坪或一层地坪 在地下水位较低(-4m以下)、土质良好的地区建造多层冷库时,常采用将冷却物冷藏库布置在地下室的方案。这种做法既节约了用地,又不用另外采取地下土壤防冻措施。地下室地坪的构造如图2-18所示。

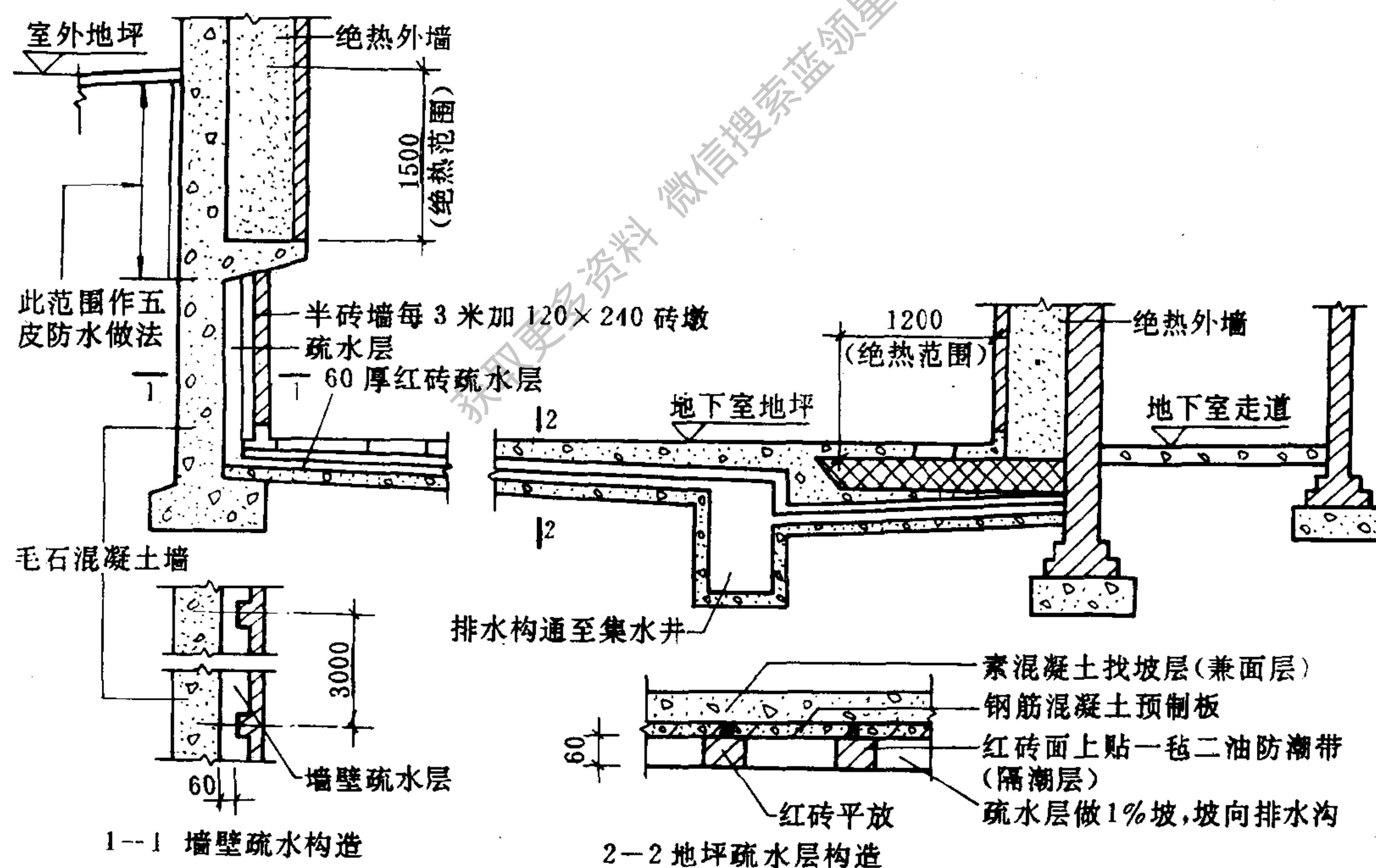


图2-18 地下室作高温库的绝热与防水构造

注:以地下室作为高温库时,其需要做绝热处理的范围:

1. 凡地下室的走道穿堂与库房相邻的墙体,应为绝热外墙,距绝热外墙1.2m范围内的地坪需作绝热处理(见图示);
2. 地下室地坪与室内地坪高差 $>2.5\text{m}$ 时,与室外地坪相邻的外墙,其绝热处理的范围只做到室外地坪标高以下1.5m处即可,并要切实做好防水防潮处理,以保证地下室的干燥。

当地下室上面是冻结物冷藏间时,则其顶板必须设置足够厚的隔热层,以免产生冷凝滴水现象。但在南方一些地下水位较高的地区采用这种方法时,需要采取可靠的防水措施(如在冷库四周采用盲沟排,或做疏水层、集水井等防水构造),故投资较大,必须经过技术经济方面的分析比较才可确定是否采用。此外,地下室一定要经常保持使用温度,在寒冷地区,冬季时地下室还应设有采暖设备;地下室的门应避开冬季的主导风向。

冷却物冷藏间大都用于贮藏鲜蛋、果蔬,库温控制在 0°C 左右,因而不致会出现地坪冻胀问题。冷却物冷藏间处在一层时,其地坪做法较为简单。在大中型冷库的一层设冷却物冷藏间时,其地坪一般只要在靠外墙 $4\sim 6\text{m}$ 的范围内做隔热层,其余只做普通地坪,这种构造方案是经济可行的(见图2-19)。但当冷风机直接坐在地坪上时,机座下必须做隔热层。如果考虑到鲜蛋库采取 $-2\sim -2.5^{\circ}\text{C}$ 库温时,则一层地坪也必须作隔热层。

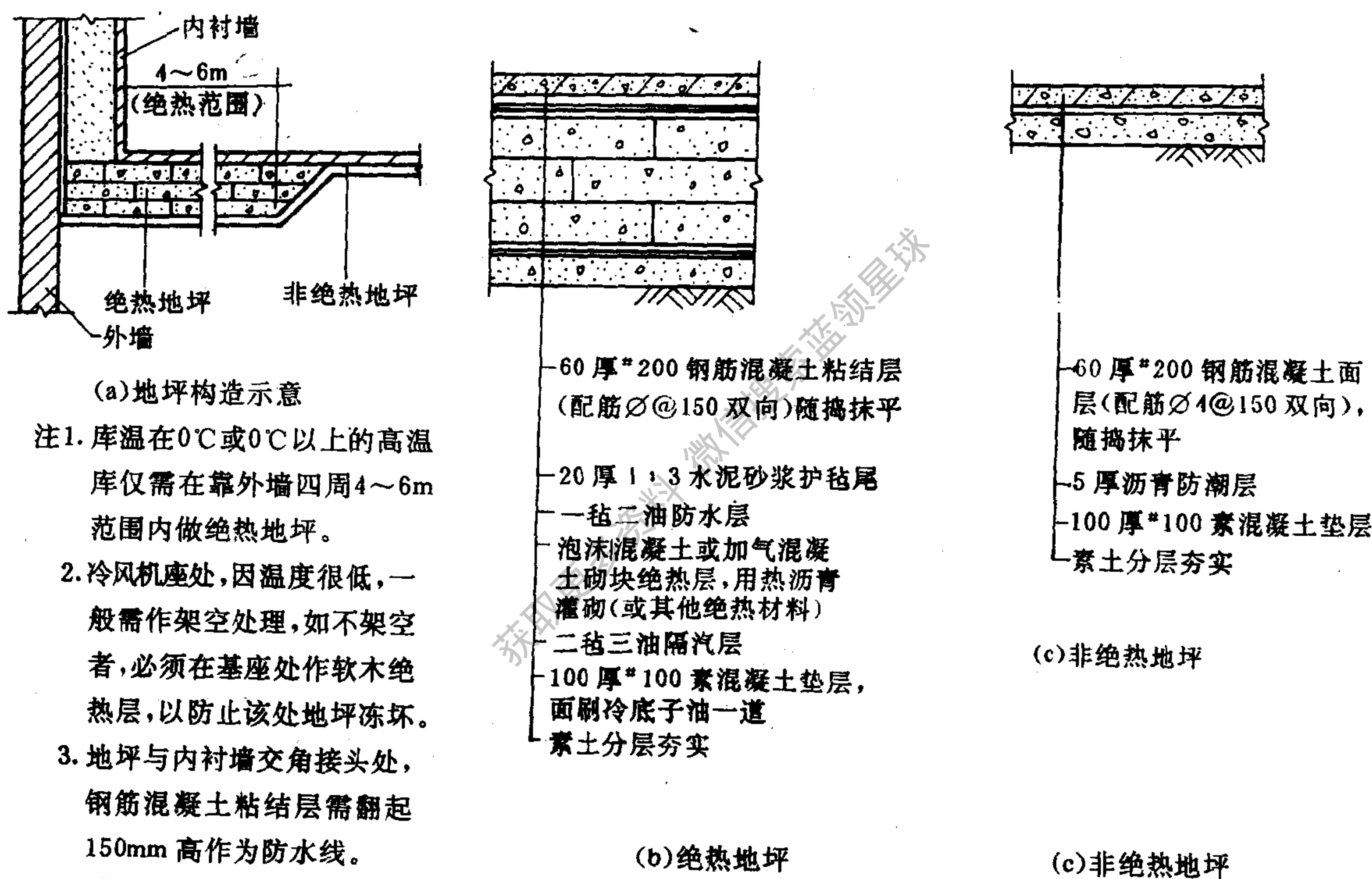


图 2-19 高温库地坪构造

2. 冻结物冷藏间及冻结间的地坪 这种地坪的构造一般由承重结构层(多采用钢筋混凝土,当采用板式基础时可兼作为结构层)、面层(采用钢筋混凝土粘结层)、隔热层(需用有较大承重力的材料,如软木、加气混凝土砌块、防水膨胀珍珠岩预制块、炉渣等)、防潮隔气层(采用炉渣隔热时,应避免炉渣对防潮隔气层的损坏)组成。在库温较低条件下,地坪的隔热层不足以防止地坪下土壤的冻结,只能延长土壤被冻结的时间,因此如何采取经济合理的地坪防冻措施是设计冻结物冷藏间和冻结间地坪必须考虑的问题。目前冷库地坪防冻所用的方法有如下几种:

(1) 架空地坪 一般用钢筋混凝土柱或砖将柱地坪架空,架空层的通风可以靠温差或风压差形成的空气自然对流来完成,也可以使用通风机通风,见图2-20。架空地坪的通风防冻效果好,且便于检修和清扫。架空地坪特别适应于南方一些地下水位较高的地区,在防冻和防水方面均有成效。由于受库内地坪标高的限制,架空地坪多采用软木和硬质聚苯乙烯泡沫塑料隔热,隔热层下还需做

钢筋混凝土结构基层,因此造价比一般通风管或油管防冻地坪高 25%左右。在地下水位较低的地区,不一定要采用架空地坪防冻。地坪架空又分为矮架空(0.8~1.8m)和高架空(2~2.8m)两种,高架空层还可用作普通仓库。

(2)在实铺地坪下埋设通风管进行自然通风或机械通风,通风防冻方法造价较低,采用比较普遍。采用自然通风方案(见图 2-21)时,最好使通风管(水泥管或缸瓦管)与夏季主导风向一致;通

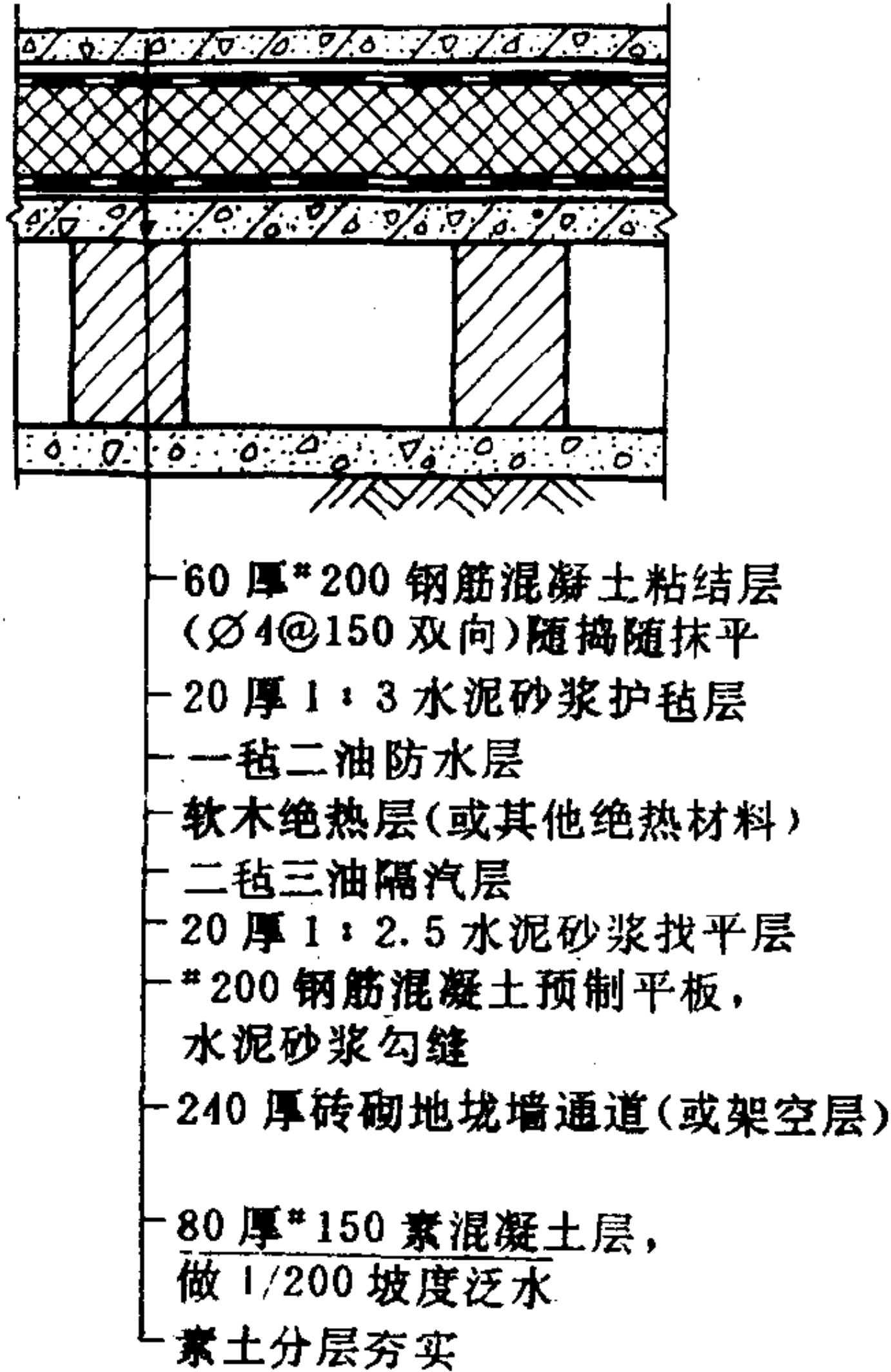


图 2-20 架空地坪

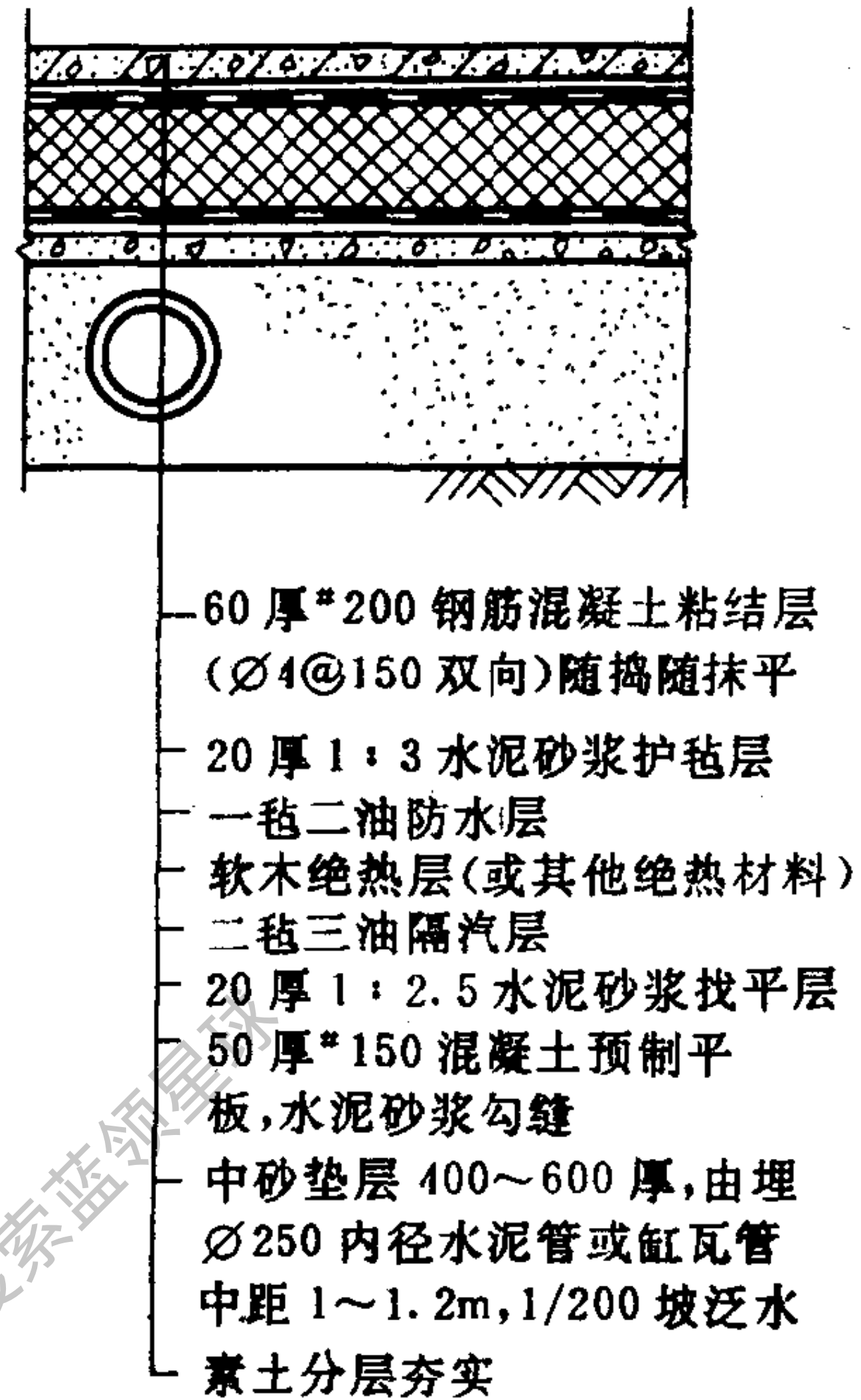


图 2-21 自然通风管地坪

风面要有开敞的场地,通风口前不能堆放物品以免堵住风口。自然通风管(管径 $\text{Ø}300$ 以内)的长度不能超过 30m,通风管的间距不可太大,以 0.8~1m 为宜。管道应有不小于 1/200 的排水坡,进出口应高出室外地坪 250mm 以上,以防地面积水进入通风管。自然通风防冻适应于中小型冷库,但在北方寒冷地区,冬季气温很低,低于 0°C 以下的季节很长,不宜采用自然通风方案。对于跨度超过 24m 的冷库或当地最低月平均气温在 0°C 以下的地区,应采用机械通风。

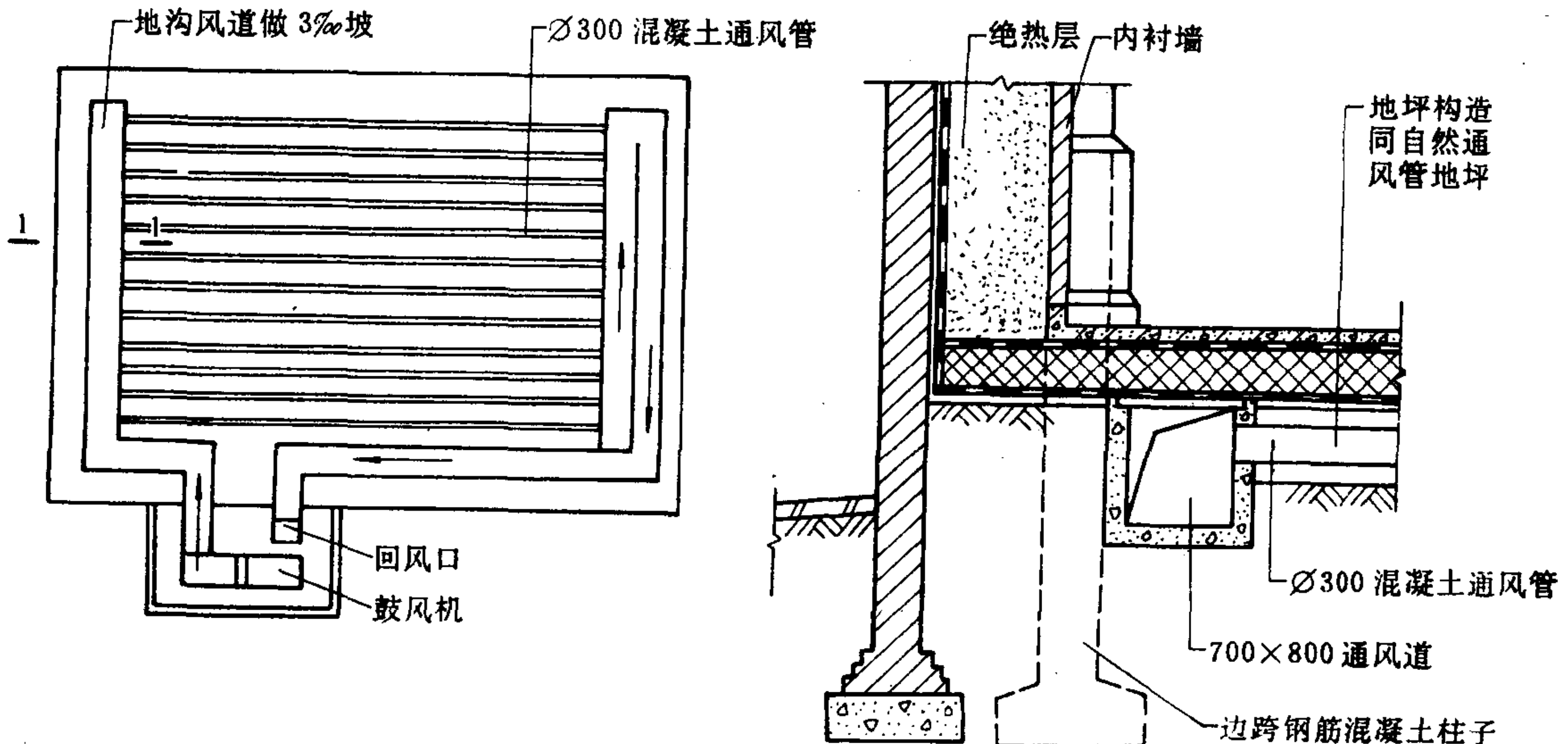


图 2-22 机械通风地坪管道平面布置及构造示意

采用机械通风方案(见图 2-22)时,应将通风机房布置在易于管理的地方,最好与机房相邻,以便于机房工人统一操作管理。从冷库地坪下抽回来的冷风,在夏季可送入机房作空调降温之用。在冬季则应把空气加热后再通入地下风道。机械通风防冻适用于大型冷库和北方地区的冷库。

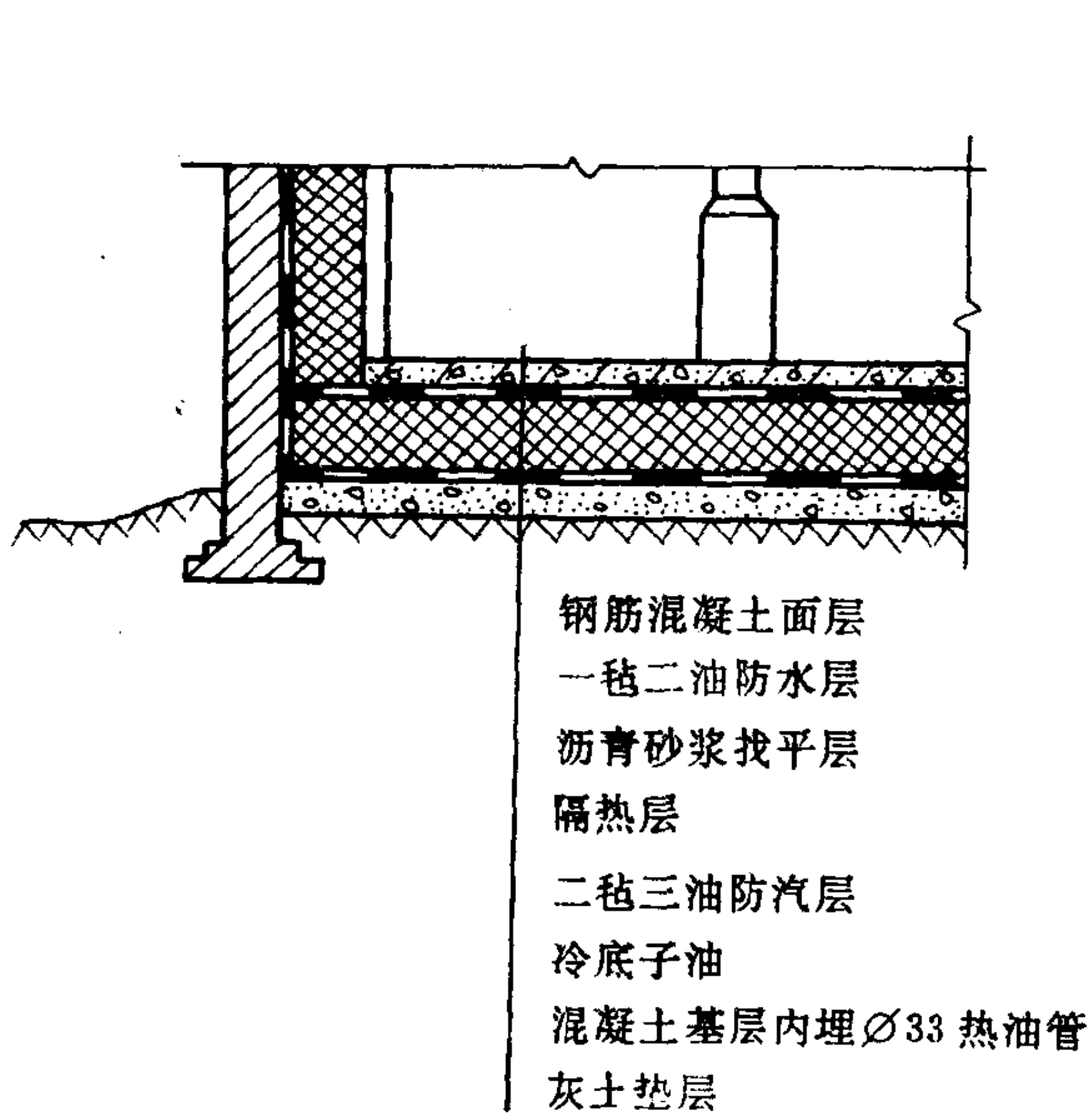


图 2-23 热油管地坪

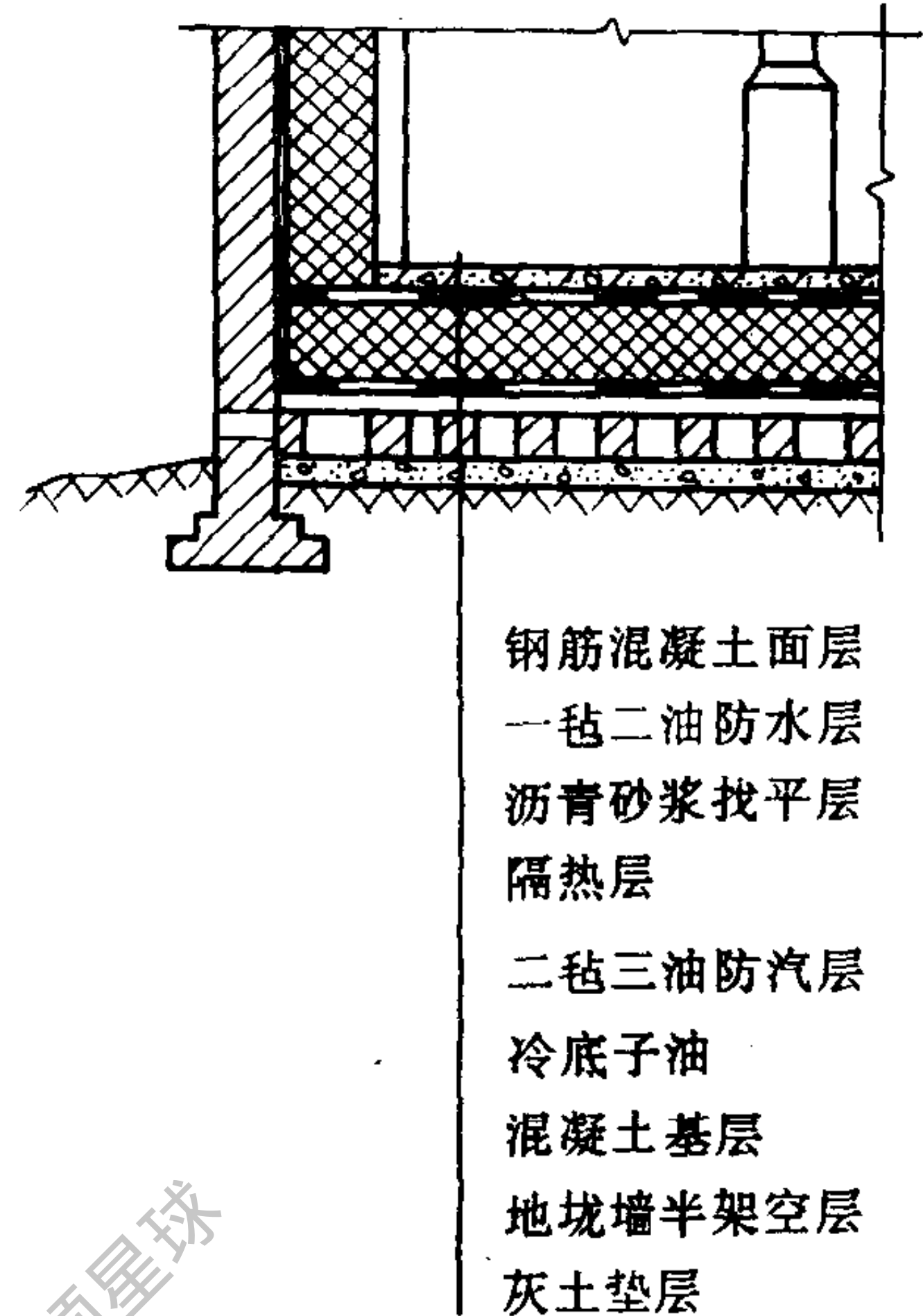


图 2-24 半架空地坪

(3)在实铺地坪中埋设蛇形油管,用热油循环加热防冻。利用氨压缩机排气的热量(或电热)来加热柴油或废冷冻机油,再用油泵将热油输入地坪的油管内循环流动,对地坪加热防冻,见图 2-23。油管可选用 $\varnothing 25$ 和 $\varnothing 38$ 的无缝钢管,管的中心距不大于 1.5m。油管的焊接质量要求较高,铺设于地坪隔热层下混凝土中时要绝对保证质量,管道装好后须用 0.5MPa 压缩空气或 2.5MPa 水压进行试漏,合格后再进行下道施工。使用时一般控制进油温度为 14°C ,回油温度高于 5°C 。油管加热防冻的优点是地坪造价低(比自然通风略高),防冻性可靠,易于管理,适于在北方寒冷地区使用。它的缺点是耗用无缝钢管多,焊接施工要求严格,且投产后一旦发生泄漏很难修理。

(4)地垄墙半架空地坪 这种方法是综合了架空地坪和通风地坪的优点设计而成的,见图 2-24。它的优点是造价低、防冻效果好,缺点是耗冷量较大,如果架空层排水不畅可能成为隐患。这种方法在中小型冷库采用较多。

(5)电热防冻 电热防冻是在地坪隔热层下的混凝土层内埋设电热钢筋网加热,见图 2-25。电热器可选用 $\varnothing 10\sim\varnothing 12$ 的钢筋,间距可按 500~750mm 布置,定时接通低电压(36V)交流电使其发热,达到地坪防冻目的。缺点是耗电量大,并须预防短路。一般在小型冷库,或在中大型冷库的门斗间的地坪下使用。

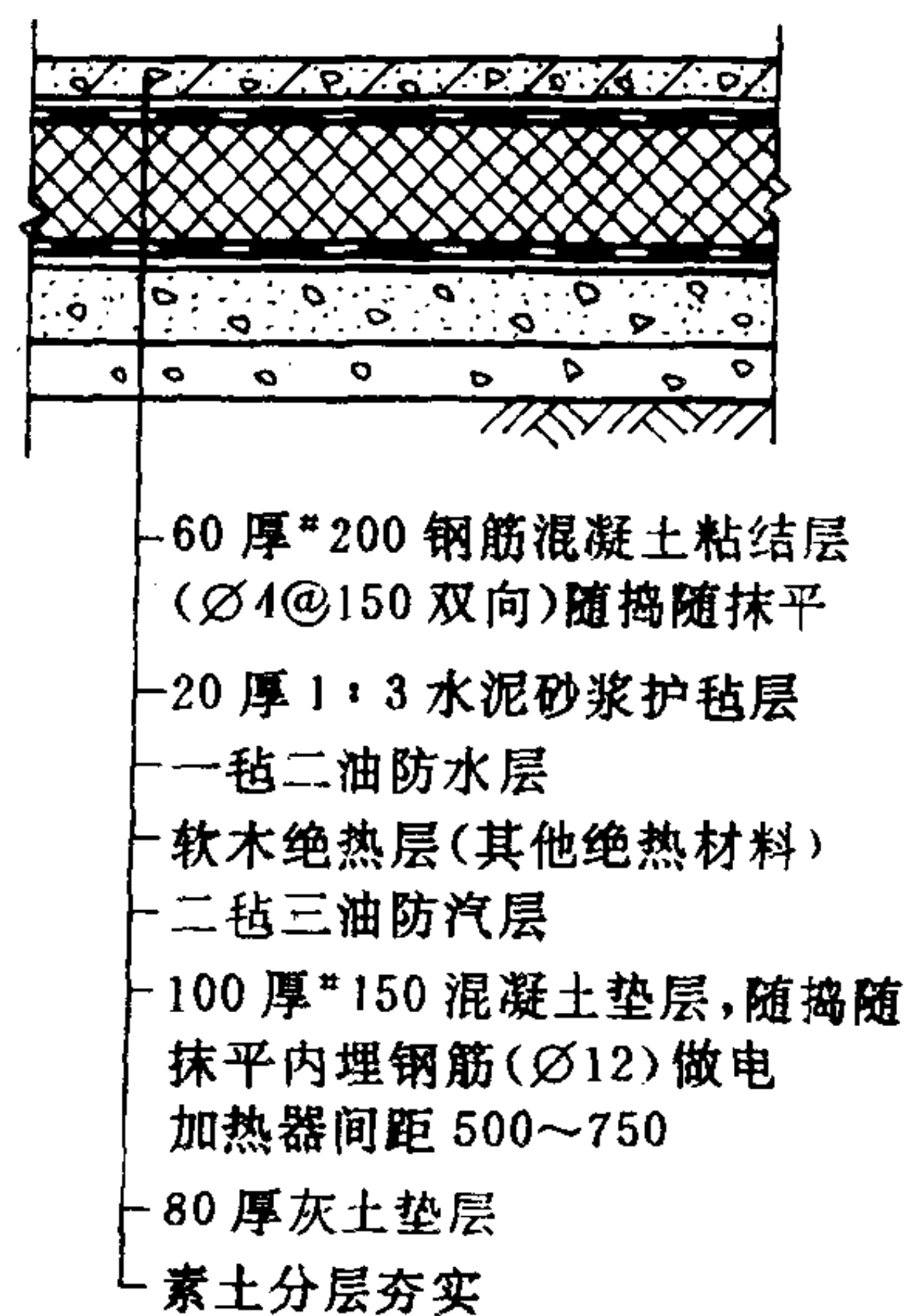


图 2-25 电加热地坪

第六节 屋盖和阁楼层

一、屋盖的作用和形式

屋盖是冷库顶部的外围护结构,它的作用除了避免日晒和防止风砂、雨雪对库内的侵袭外,还起着隔热和稳定墙身的作用。冷库屋盖应能满足如下要求:

1. 结构坚固耐久,自重较轻;
2. 耐火、防水,能长期抵抗自然侵蚀;
3. 施工方便,适于工业化施工;
4. 取材容易,造价经济,构造简单,便于维修;
5. 屋面的排水良好;
6. 应有合乎要求的隔热性能;
7. 造型美观。

屋盖的构造处理,可分为两类:一是将屋面防水构造与绝热层的隔气构造结合起来,类似普通的保温屋盖构造,这称之为“整体式绝热屋盖”;另一类是将两者分开,上面是普通的防水屋面,下面作一阁楼层,在阁楼层楼板面上铺设绝热材料(如散铺稻壳),这种构造方法称之为“阁楼式绝热屋盖”。阁楼式绝热屋盖优点较多,已普遍被采用。

不论采用哪一种构造形式,屋盖的顶面都应设置架空隔热层(特别是在南方地区)。这种间层能使屋面油毡温度大为降低,也降低了阁楼层的温度,这对减少库房的冷耗,减少屋顶板的伸缩开裂、防止油毡老化都是有利的。

二、整体式绝热屋盖

根据绝热层的铺设位置,这种屋盖构造可以分为上铺法与下贴法两种。

1. 上铺法 这种构造就是在钢筋混凝土屋面板上直接铺砌绝热材料(见图 2-26)。其优点是施工方便简单,对绝热材料的品种无苛刻的要求,如软木、泡沫混凝土等均可。其缺点是①防水隔气层实际上即是护面层,极易损坏、老化;②绝热层受潮难以检查,一旦发现受潮,翻修工程量较大;③屋顶与墙身交接处产生的冷桥不好处理,容易产生屋盖结构局部冻坏的现象;④施工时要有防雨设施,费用较高。

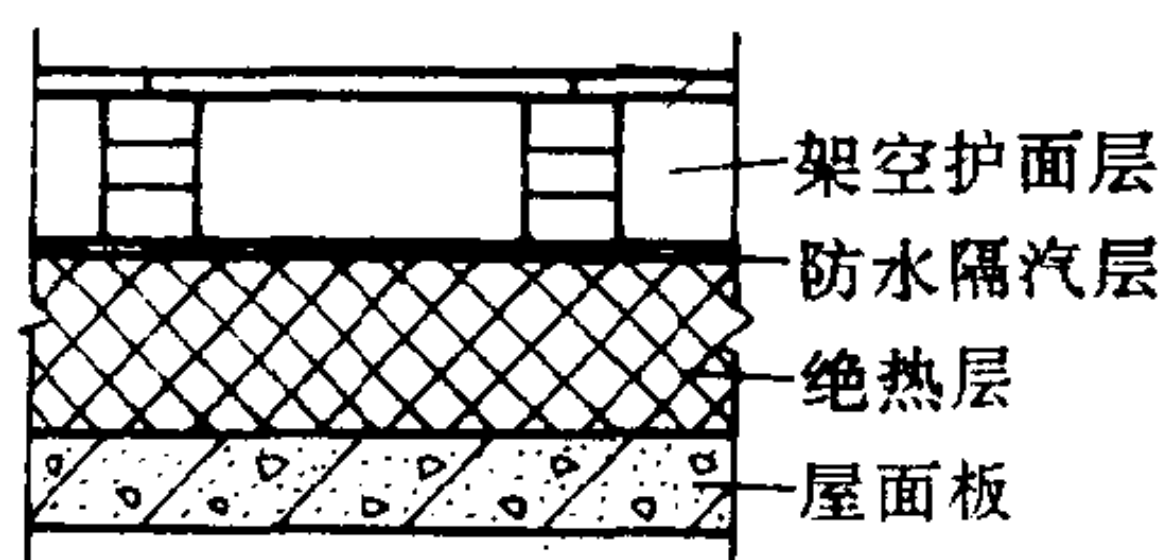


图 2-26 上铺法屋盖构造

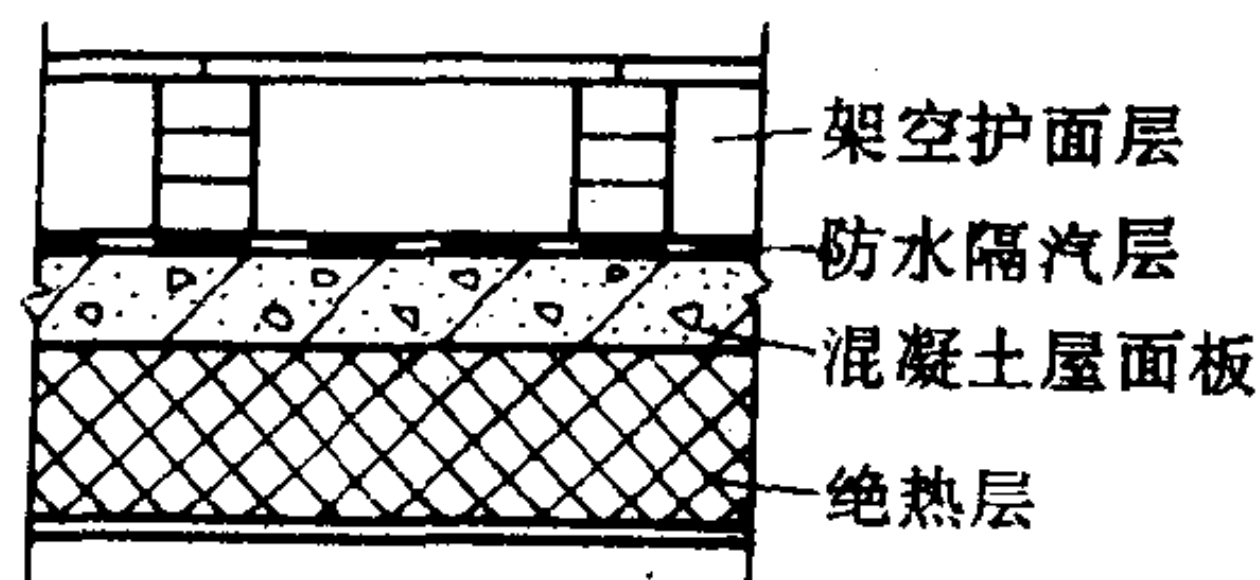


图 2-27 下贴法屋盖构造

因此,这种上铺法的绝热层在冷库中应尽量少用。

2. 下贴法 这种构造就是在钢筋混凝土屋面板底面粘贴绝热层(见图 2-27)。其优点是:①屋面油毡和现浇钢筋混凝土屋面板共同组成防水隔气层,所以它的蒸气渗透阻较大,对保护绝热材料

的干燥很有利；②屋盖的绝热层与外墙的绝热层易于连成整体，避免冷桥；③如绝热材料损坏，亦便于检查，便于翻修，更换屋面防水油毡时亦不致于影响绝热层。

这种做法的最大缺点是施工较困难，特别是用软木作绝热层时，施工条件较差。同时，用这种下贴法对绝热材料的品种要求较高，宜用质轻及导热系数小的材料，如泡沫塑料，软木等，因而造价相应增高。绝热层的施工参照图 2-28 进行。

三、阁楼式绝热屋盖

1. 热工方面的几点要求

(1) 外界空气不得通过阁楼层进入墙身，在過去的设计中，阁楼层的稻壳与墙身的稻壳是连通一起，这样阁楼层的空气就会进入墙身，引起墙身上部的绝热层严重受潮结露，通常以为，密闭的阁楼就能防止空气渗入，但实际情况是密闭的阁楼并不密闭，空气仍能大量渗入，并通过阁楼进入墙身使之产生水分凝结。为了避免这种情况，现在阁楼层设计时多采用密封带的办法来隔断阁楼与墙身的空气通路。实践证明，这种处理方法是成功的。

(2) 避免阁楼柱子周围的稻壳结露 由于对柱脚的冷桥处理不当，造成柱脚周围的大片稻壳受潮，这种情况在冷藏库中是很普遍的。有的阁楼柱脚包了 50mm 厚软木绝热层，但仍有较严重的受潮结露现象。如要达到较理想的效果，柱脚的软木层包覆的厚度不宜小于 100mm，包覆的高度宜不小于 1.5m。

(3) 避免和减少阁楼板顶面的结露 ①避免反梁，在采用梁板结构的冷库中，为了求得板底的光洁平滑，往往将梁向上翻起而突出于阁楼板面上。实践证明，这种反梁周围之稻壳结霜结露总是相当严重，这是因为在反梁附近形成了一个低温的空间温度场，它的表面温度低，起到了空气析湿器的作用，阁楼稻壳中的所含水蒸气都向这里集中，水分不断在此凝结。因此，在设计中，反梁的做法应当尽量避免。②阁楼板缝必须嵌实，阁楼层的楼板如采用预制平板，其板缝必须嵌实处理，在“大开敞、小封闭”的阁楼层中尤应如此。如板缝不严，则在板缝内外附近都会严重凝结冰霜，使稻壳潮湿结露严重。这是因为板缝处形成了空气渗透的良好通路，形成了一个低温温度场，外界空气通过缝隙进入库内时，空气中所含水分遇到低温的楼板和稻壳便大量结露，从而使缝隙周围的稻壳严重受潮、结露、结冰。板缝的嵌实通常是用高标号的水泥砂浆或 200 号细石混凝土充填密实，以保证阁楼面防止空气渗透的能力。③有足够的绝热层厚度，阁楼稻壳层的厚度不能纯粹只按热工理论计算求得，从许多的冷库实例观察，稻壳层的厚度对其内部的水分凝结程度影响很大，如果稻壳层厚（例如 1.2m 时），板面的结露就很轻微，如果厚度只是一般的计算厚度（例如 0.8~0.9m），则板面

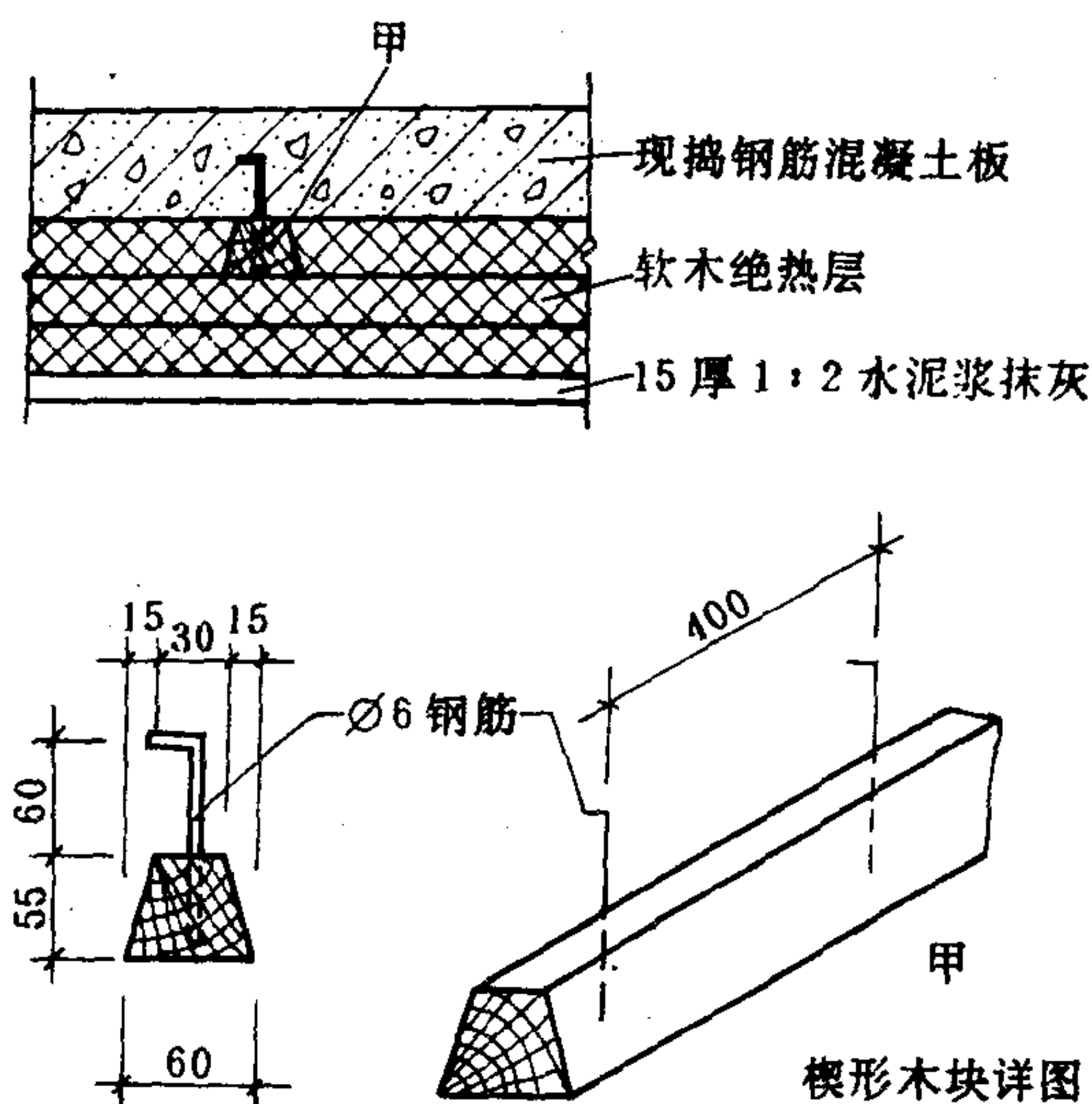


图 2-28 软木绝热吊(贴)顶构造施工程序

1. 在模板上潮湿铺水泥袋纸一层。
2. 在水泥纸袋上铺 1:2 水泥砂浆 15mm 厚，在铺水泥砂浆的同时铺贴第一层软木(该层软木的底面用热沥青预粘瓜米石一层)，并将软木压实于水泥砂浆上。
3. 第一层软木施工完毕后即在其面上整浇一层热沥青，随后用热沥青铺贴第二层及第二层以上的软木。
4. 在铺最上层软木前，将楔形木块用热沥青粘牢于软木上，楔形木块中距为 535(按软木规格 500 宽度考虑)楔形木块穿有 Ø6 钢筋，中距 400，以便与钢筋混凝土楼板锚固。
5. 铺最上层软木，该层软木与楔形木条接触处要割成斜口，并能卡牢于楔形木条上。
6. 软木绝热层施工完毕后浇热沥青一层(或贴一毡二油)并压入一层瓜米石，沥青冷却后，清除浮离瓜米石，接着便可绑扎钢筋及浇筑混凝土。
7. 拆除模板，清除水泥袋纸。

的结露情况就要严重些。

2. 阁楼形式的选择 根据阁楼对外的封闭程度,基本上可以分为三种,即全封闭式阁楼,半封闭式阁楼、开敞式(大开敞小封闭)式阁楼。

(1)全封闭式阁楼(即封闭式阁楼)用隔气层把阁楼封闭起来,仅设密闭采光窗(或不设窗)和密闭门,使不能通风,以杜绝外界空气和水蒸气的渗入。这种做法,按理说稻壳层就应能保持干燥,但事实并非如此,由于施工及使用的实际情况,兼之阁楼的面积又很大,要做到整个阁楼空间的完全密闭几乎是不可能的。因此,这种阁楼中的稻壳层往往受潮反而严重,同时,阁楼层内不通风,温度也高,亦是一大缺点。现基本不用。

(2)半封闭式阁楼 阁楼层上部空间可以通风对流,只在绝热层的上表面整个铺设防潮隔气层密封(见图 2-29)。这种阁楼由于其上部空间开敞,能对流通风,在夏季可以降低阁楼内的温差,减少耗冷量;同时,空气及水蒸气也难于向阁楼和墙身的绝热层内部渗透。这种阁楼的构造方法,如果设计及施工得当,效果是好的。但是,如当阁楼上的绝热层是采用松散材料时,欲在其上面直接敷设

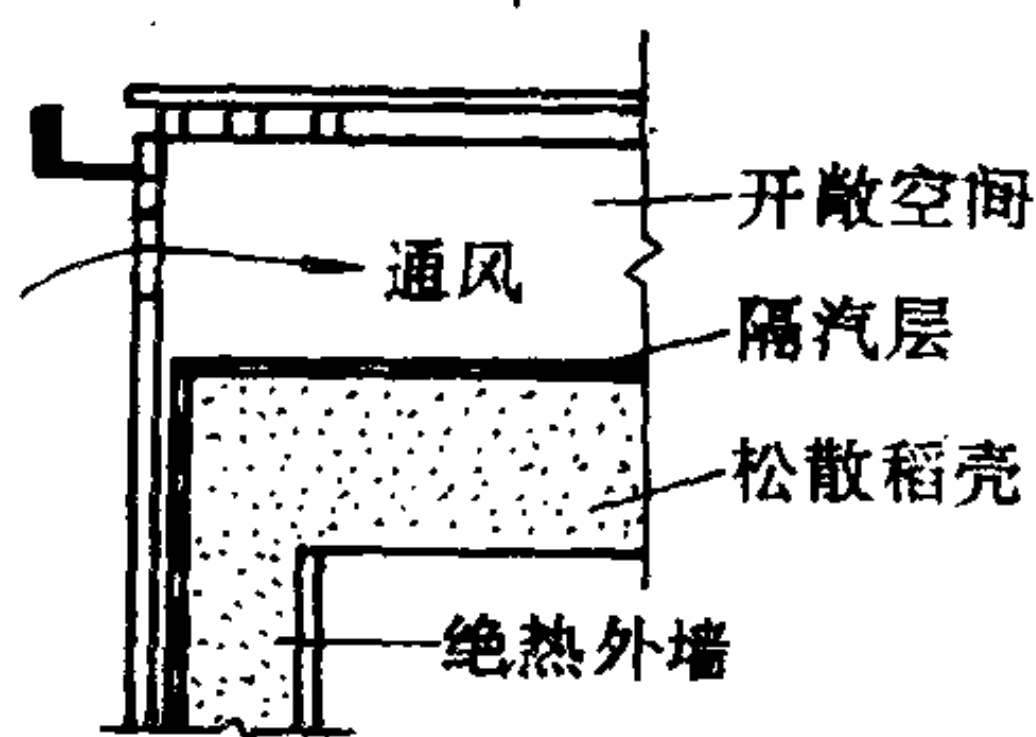


图 2-29 半封闭式阁楼构造示意

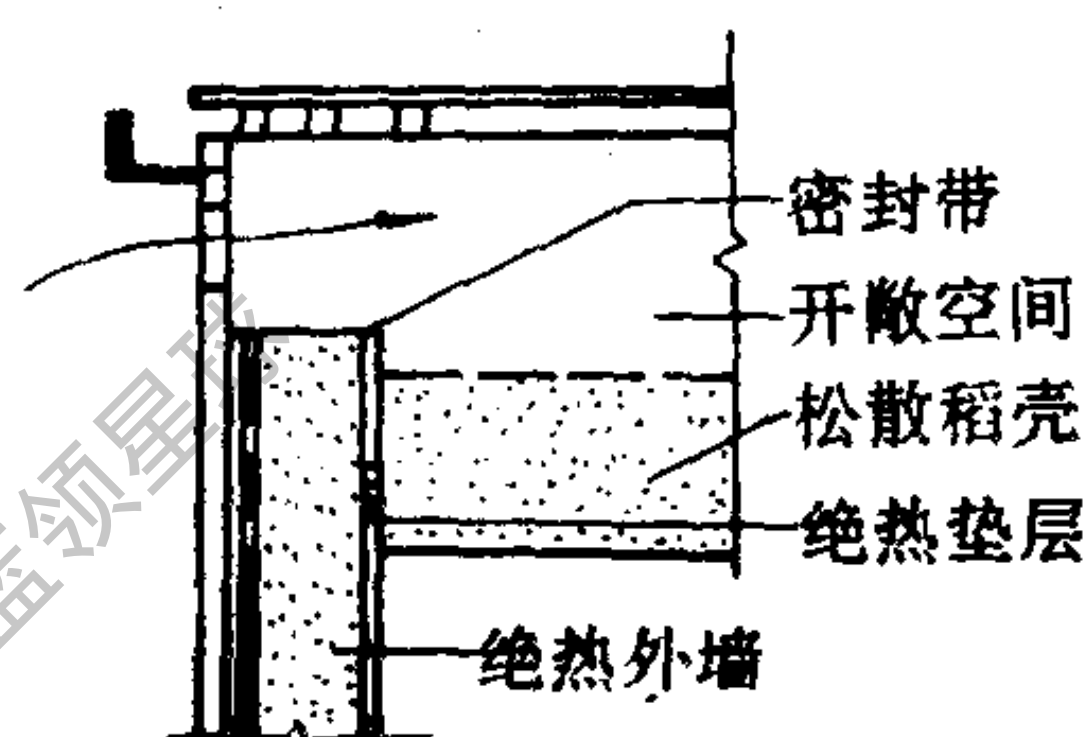


图 2-30 开敞式阁楼构造示意

隔气层则很困难,若在其表面上加敷块状材料作为隔气层的基层,则施工程序复杂、造价提高、而隔气层的工程质量也很难保证:

(3)开敞式阁楼(大开敞小封闭) 仅在墙身与阁楼交接处设置防气带(即密封带),使空气及水蒸气不能进入墙身,其余地方均为开敞通风。这种阁楼是从半封闭式阁楼发展而来,吸收了它的优点,避免其缺点(见图 2-30)。如果阁楼是整体式钢筋混凝土楼板面,它的空气渗透阻很大,外界空气没有通路可渗入库内。这时板面上的稻壳层受潮是很轻微的。即使时间长了,水分凝结受潮的情况有所增加,但受潮的厚度大都总是保持在 200mm 左右而不显著增加(有些冷库阁楼层稻壳的厚度达到 1.2m,板面上的稻壳基本上未发现受潮结冰的现象),即使发现受潮层增厚了也可以将受潮的稻壳从底翻到上面使其在自然通风作用下自然干燥,实践证明,这是简易可行且又经济节约的办法。

在南方沿海和湿度大的地区,这种设置防气带的开敞式阁楼仍是适用的,只是沿海地区经常受到台风的影响,阁楼层的通风窗要充分考虑到防止风雨,绝不能让雨水飘进阁楼稻壳中来。

3. 绝热吊顶 主要系指有木吊顶的阁楼层,其关键在于吊杆和平顶的处理。木吊顶的阁楼层一般仅适用于结冻间和冻结物冷藏库,在冷却物冷藏库中不宜采用。因冷却物冷藏库中木构造易长霉腐烂,易于发生塌落事故。

(1)吊杆的处理 吊平顶中的吊杆大多采用钢材制作,但是钢材的导热系数比稻壳大几百倍,因此,它的表面温度就比稻壳低得多,从而在其周围聚集了大量的凝结水,引起吊筋和螺栓锈蚀,木材腐烂,时间长了便严重影响平顶的结构安全,因此,吊杆的下部一定要做好绝热防潮处理。处理的方法是:①设置硬木绝缘子。用这个绝缘子把钢吊杆断开来避免冷桥。设置的位置在稻壳凝结区的上方,即平顶上方约 300~400mm 处(见图 2-31),设置得太高或太低都是不合适的。②硬木绝缘

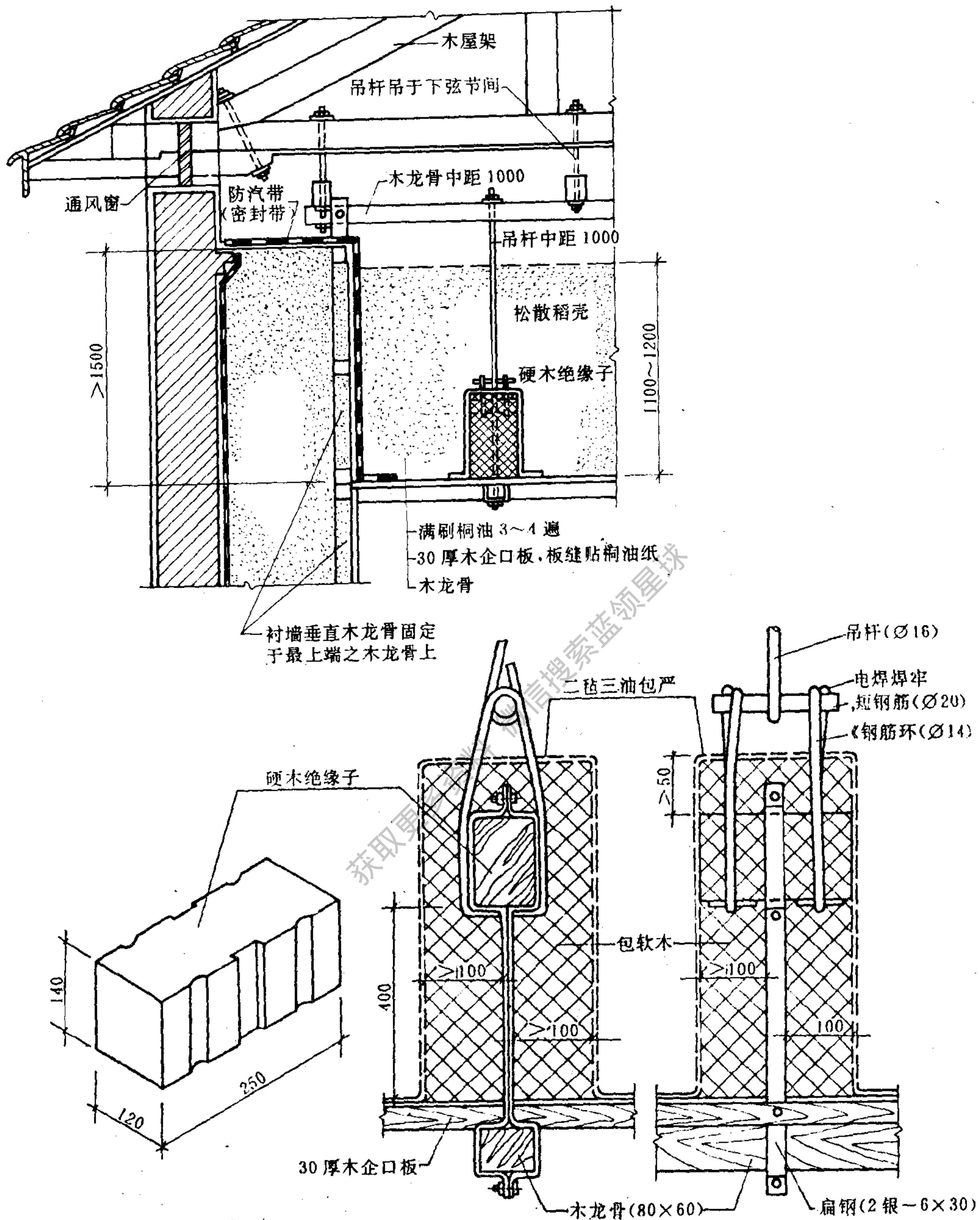


图 2-31 绝热吊顶构造详图(采用木吊顶的阁楼层)

- 注: 1. 防汽带(密封带)的构造原理与开敞式的钢筋混凝土阁楼层的防汽带构造原理相同。
 2. 硬木绝缘子的构造形式繁多, 本图仅按其构造原理绘出示意图, 硬木绝缘子需经干燥处理后, 再浸泡桐油防腐。
 3. 所有与低温部分接触的木料, 如木龙骨、企口板等均需经干燥处理, 并刷桐油 3~4 遍后方可拼装。特别是阁楼吊平顶处之木料。
 4. 所有铁件均需满涂沥青二遍以防腐蝕。
 5. 桐油纸用牛皮纸浸桐油制成, 用桐油粘贴。
 6. 木质吊顶及木质内衬墙只适用于低温库房。

子下方的吊筋要满包 100mm 厚软木绝热,软木四周用二毡三油满贴严封。③钢吊杆本身要作防锈处理。

(2)平顶板的处理 平顶板的上表面应当平滑(木龙骨、搁栅之类都应当避免),所有板缝都要嵌实严密,板底刷生桐油 2~3 遍。

4. 冷库屋盖的檐口处理 冷库建筑的表面部分常年暴露在大气中,它的构件受到太阳的直接照射和气温变化的影响,将产生热变形。从整个建筑物来说,屋面构件受阳光照射的时间比周围墙体要长,两者之间将因之出现伸缩与剪切变形。由于冷库屋面平面尺寸较大,而墙体的刚度较差,很容易在檐口部分产生水平裂缝。因此,处理好外墙的稳定性与屋面结构温度变形的关系是至关重要的。现将目前采用的一些做法和情况简单介绍如下:

(1)冷库外墙和屋面结构脱开,但未作伸缩缝或沉降缝处理,檐口现浇于外墙上,见图 2-32。这种做法过去在单层冷库中采用较多。建成后屋面因受热膨胀向外移动,外墙虽与屋面脱开,但两者接触面之间的剪应力仍将使外墙沿檐沟出现水平裂缝及库内边柱上端出现裂缝。为了改善这种情况,可采取取消边跨柱子和将大梁支承于外墙上的措施,见图 2-33。这样,当屋面结构受热膨胀时,使外墙一起向外移动,当屋面的变形和位移未超过砖墙的弹性范围时就不致产生裂缝。

(2)冷库外墙与屋盖完全脱开,檐沟支承在外墙上,檐沟和屋面间作伸缩缝处理,为了外墙的稳

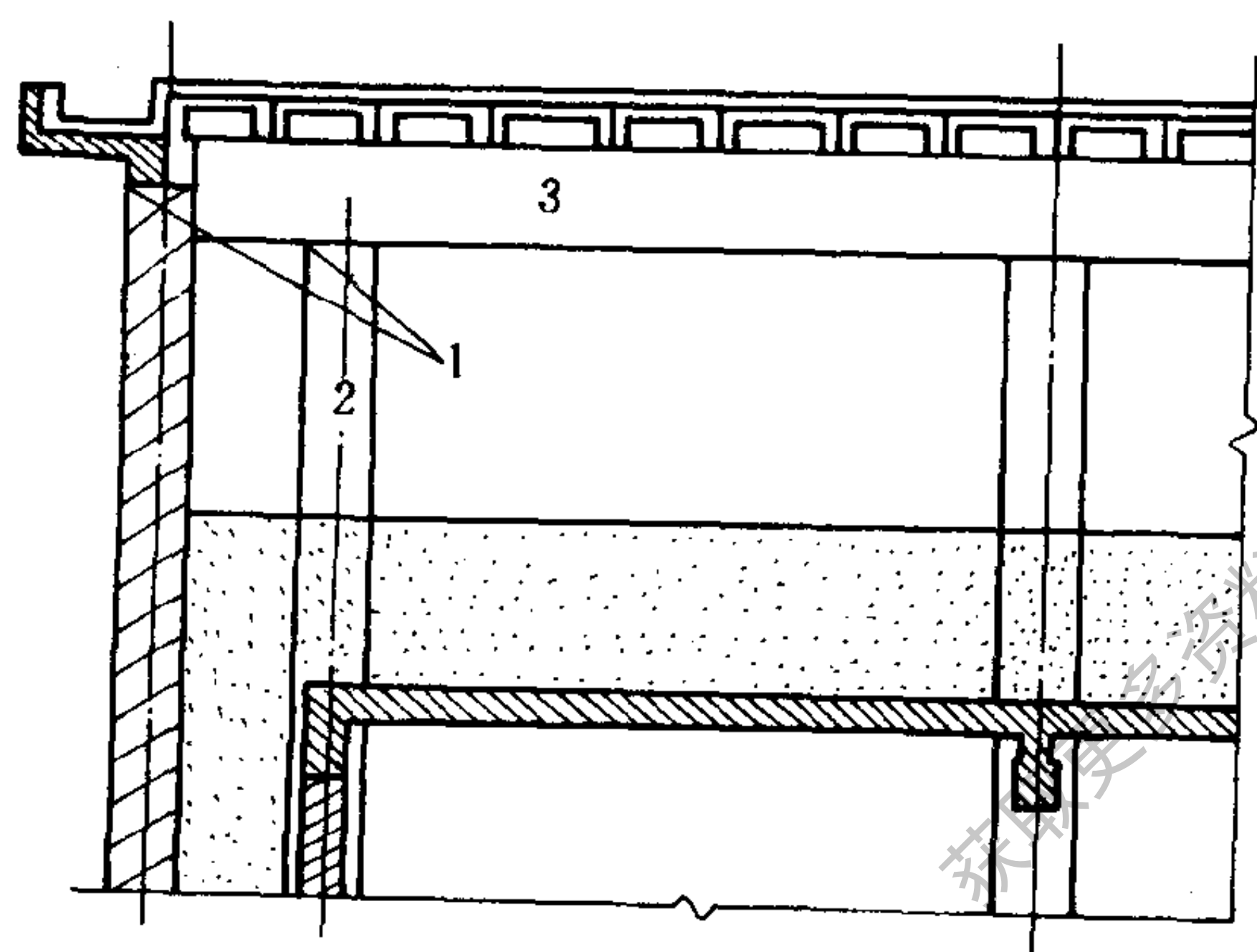


图 2-32 檐口的水平裂缝
1. 水平裂缝 2. 边柱 3. 大梁

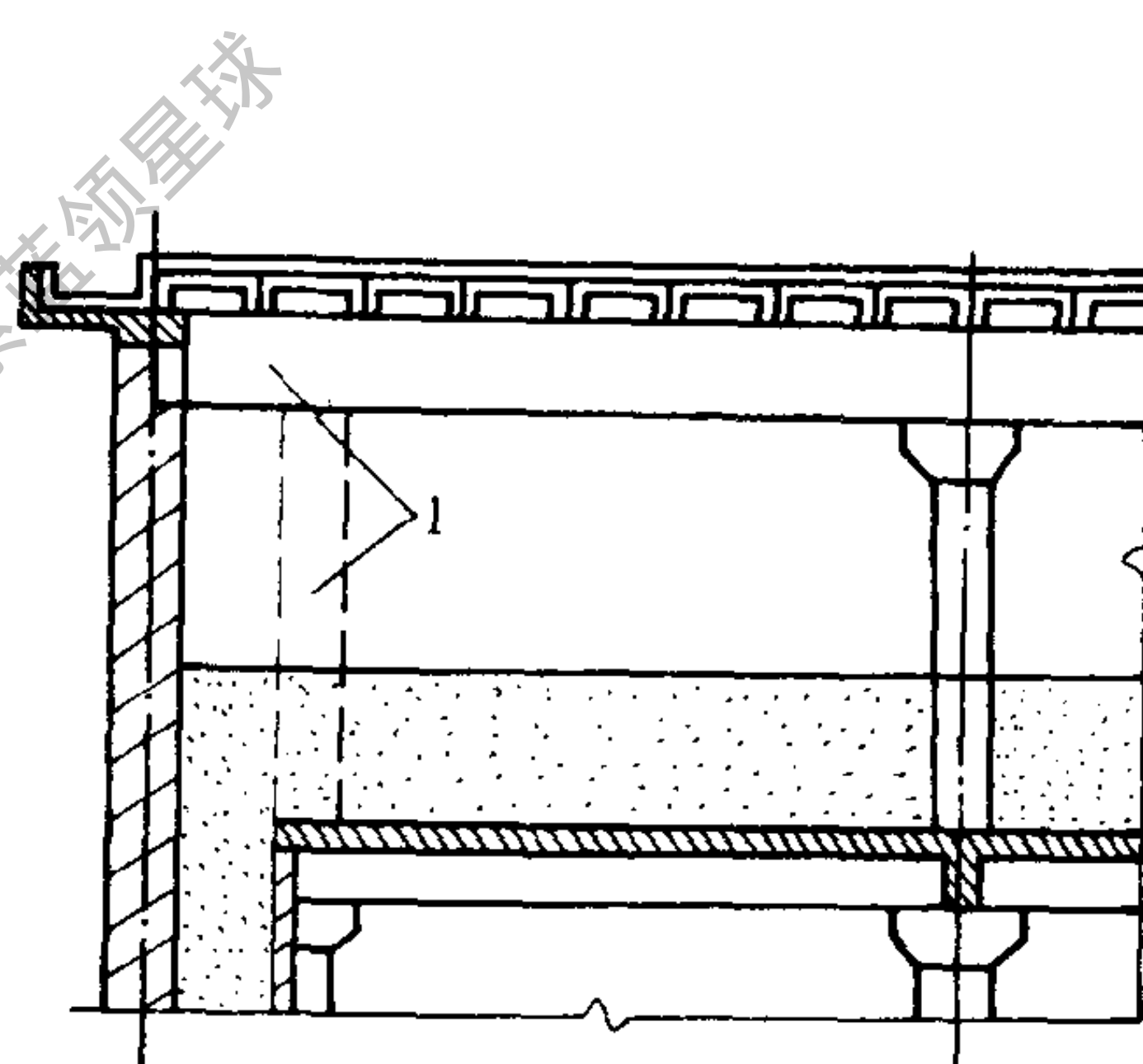


图 2-33 取消边柱的措施
1. 取消边跨柱子,大梁支承在外墙上

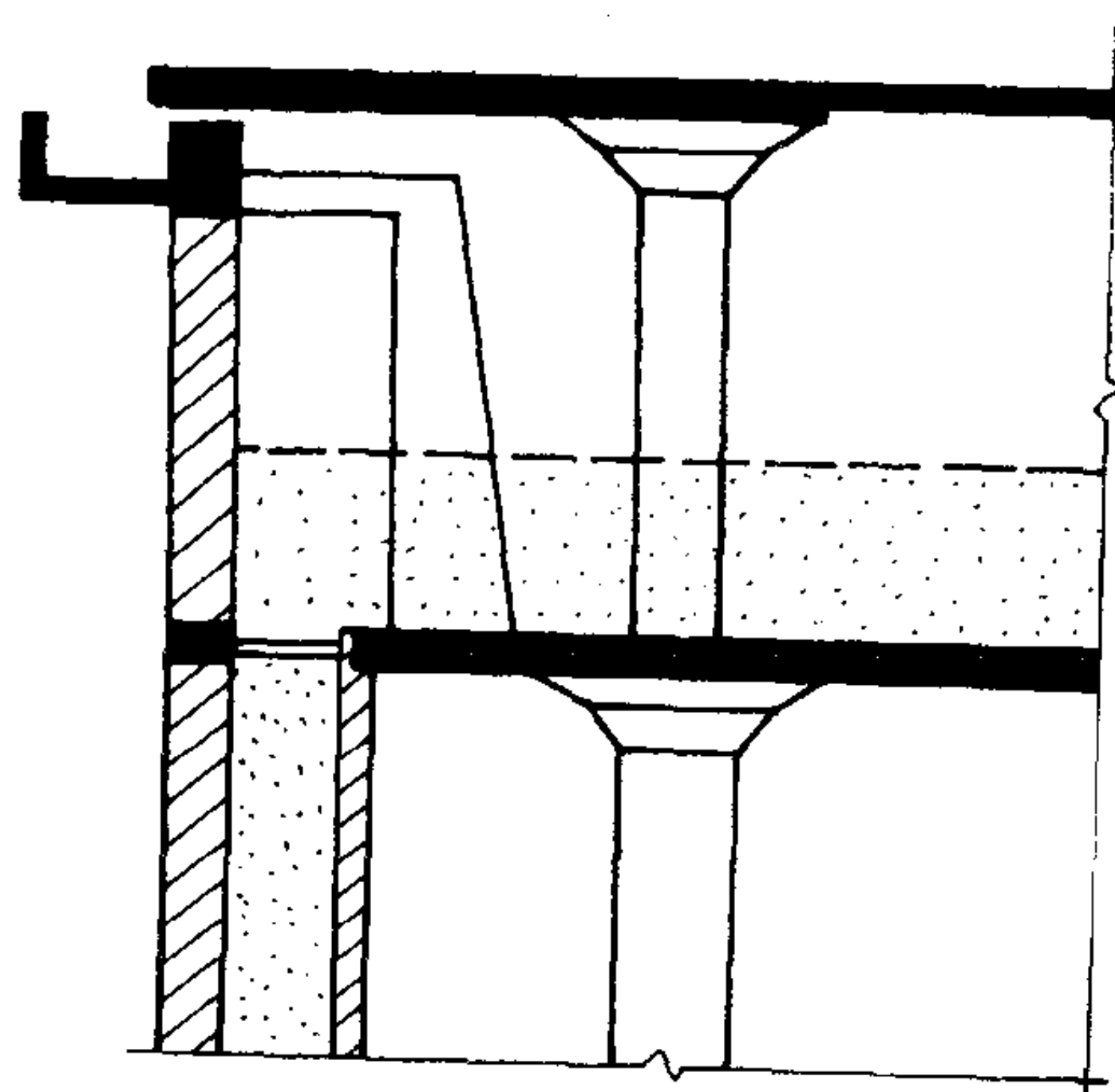


图 2-34 设扶壁柱

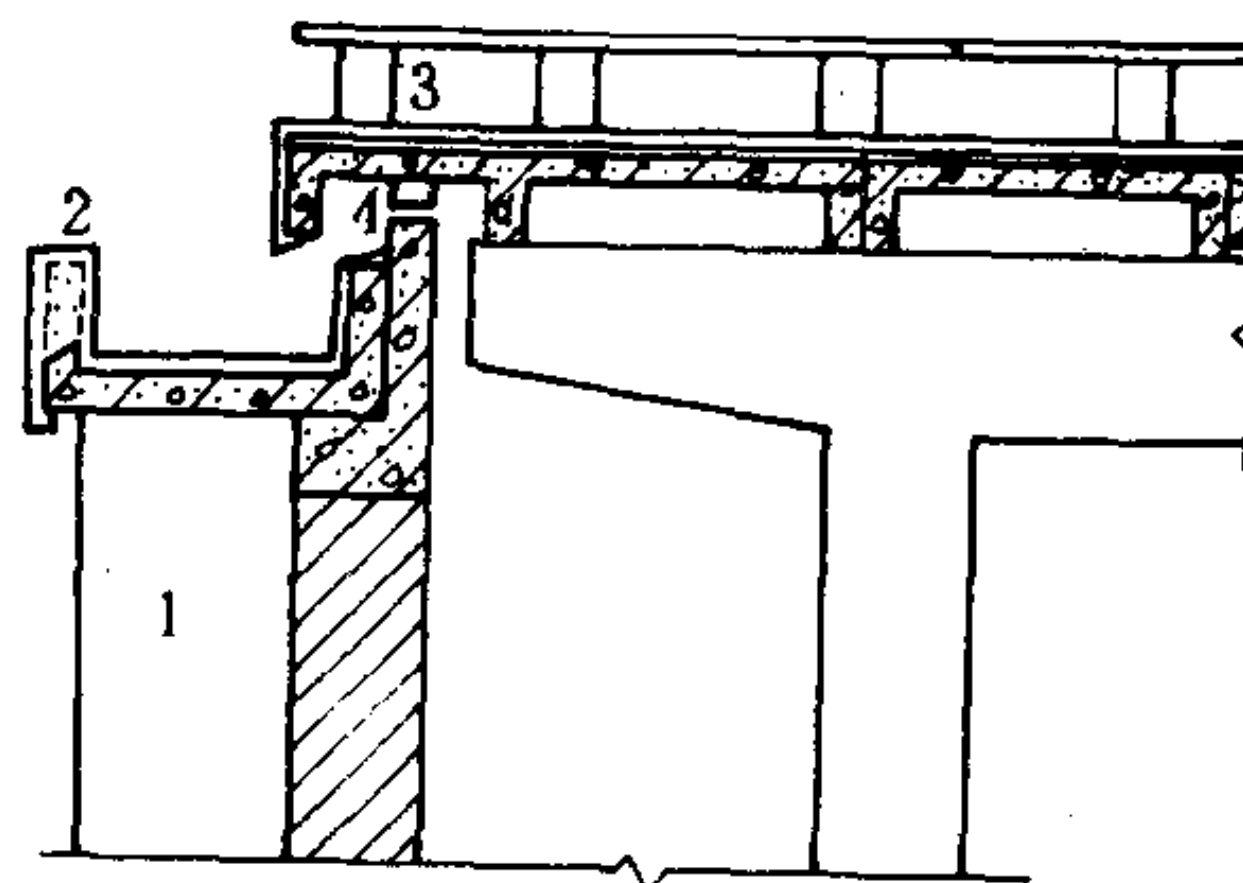


图 2-35 屋面与墙身脱开的方案
1. 砖壁柱 2. 预制檐沟 3. 悬壁板 4. 沥青麻丝

定,从阁楼板上每 3m 伸出一个钢筋混凝土扶壁柱(200×650mm),见图 2-34。这种做法使外墙和屋盖完全脱开,从而使檐口不可能产生水平裂缝。但是也有一些缺点,如:屋面的边跨部分作大悬臂处理,使顶板加厚,钢筋用量增多,施工也较困难。另外扶壁柱要耗费大量的钢筋、水泥,还形成了很多冷桥,有待处理。

也有采用砖壁柱来解决外墙的稳定问题,预制的檐沟可搁置其上。屋面和墙身完全脱开,用沥青麻丝嵌缝。屋面板最后一边的一块做悬臂板,参见图 2-35。

(3)将边跨部分的屋面降低,支承于外砖墙和边柱中部的牛腿上,边柱和屋面结构采用铰型连接,见图 2-36。采用这种作法时,边跨屋面不会对檐口产生较大的推力和位移,故檐口不产生水平裂缝。外墙因和边跨屋面形成一个整体,它的稳定性也好。

(4)在屋盖边跨部分做悬臂梁,墙身上部按不动铰设计来保证稳定,预制檐沟搁于悬臂梁上。墙身上部用 120mm 砖墙,它与悬臂梁四周各留 2cm 缝,用沥青麻丝嵌填,见图 2-37。

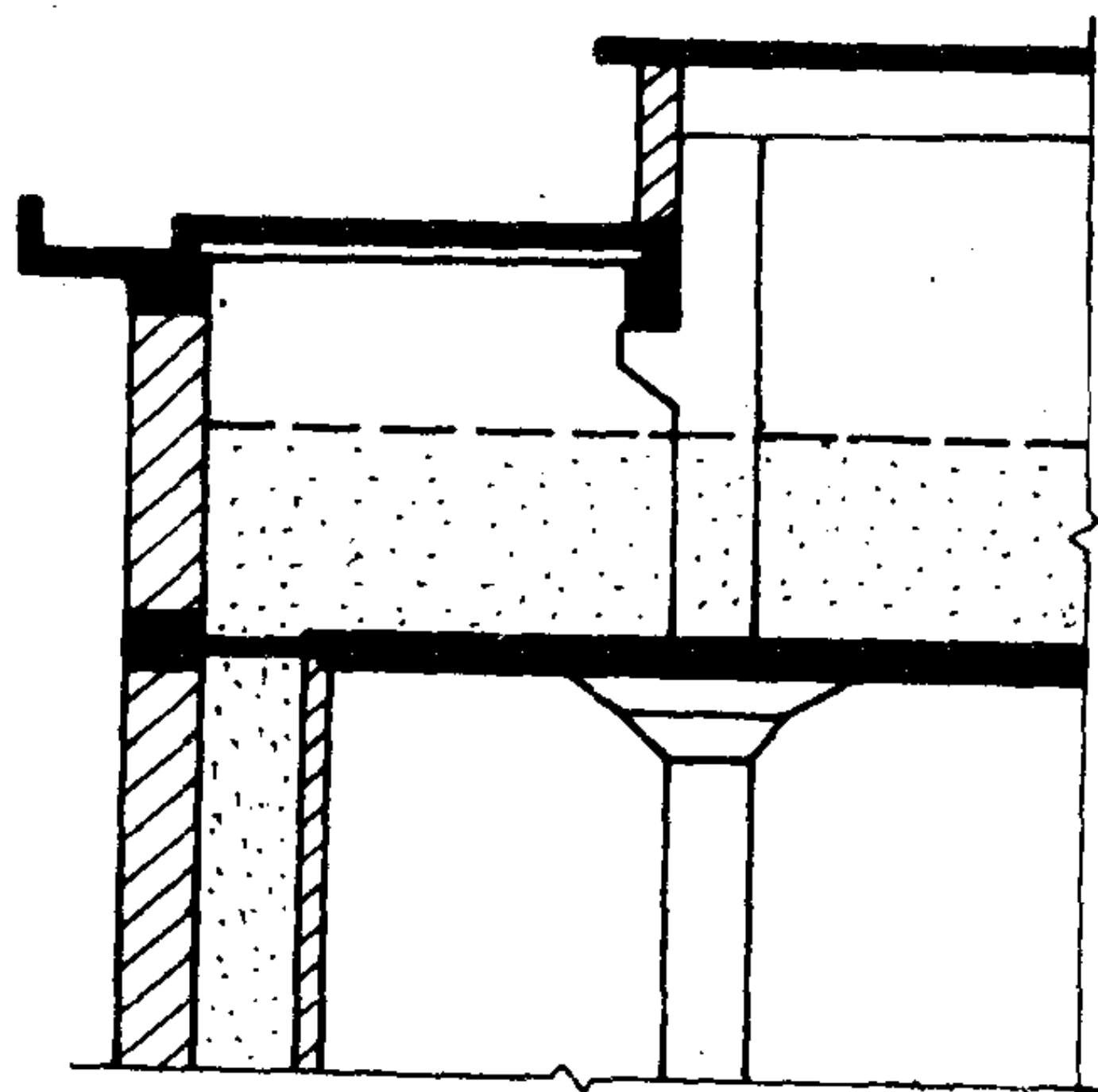


图 2-36 边跨屋面降低的方案

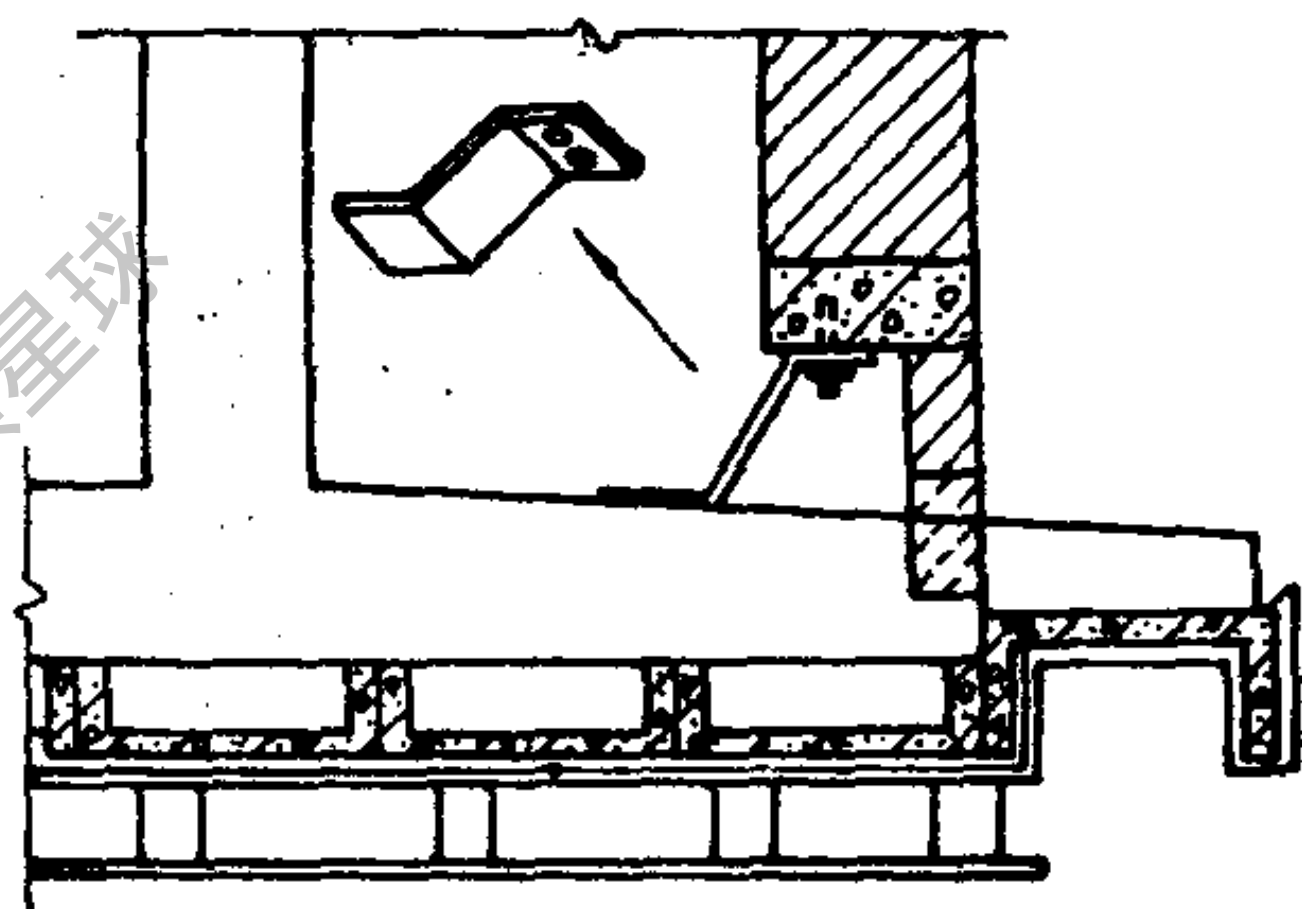
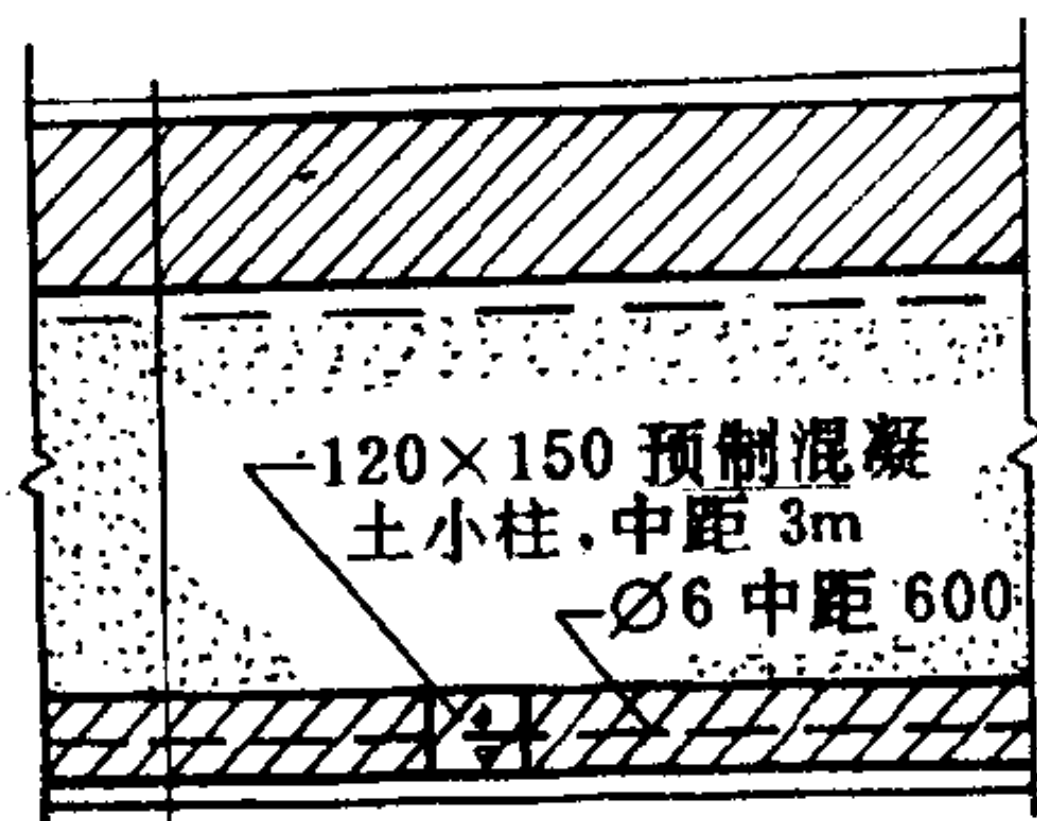


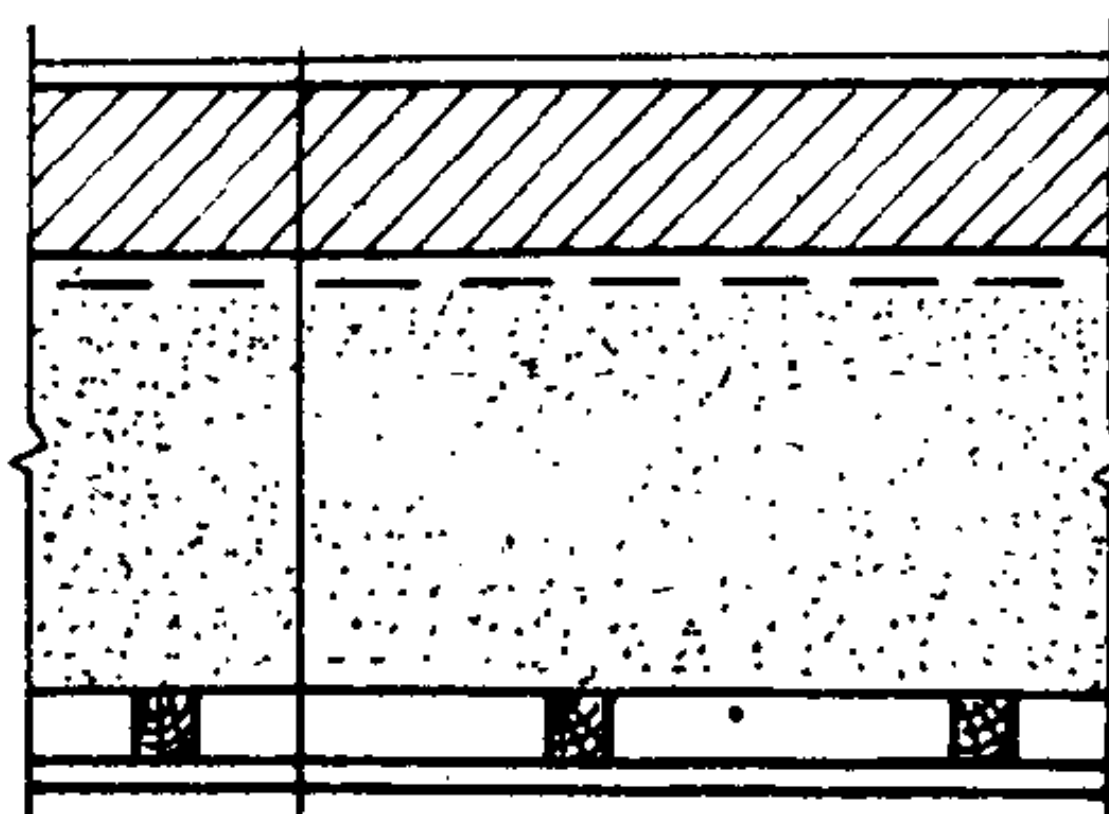
图 2-37 墙身上部按不动铰设计方案

5. 特殊节点的处理 除了上面所述库体的各种构造外,还有一些特殊节点的处理必须叙述如下:松散型隔热材料外墙与地、顶、楼板交接处的隔热节点,见图 2-38、2-39。块状型隔热材料外墙与地、顶、楼板交接处的隔热节点,见图 2-40、图 2-41。



- 刷石灰油浆两道
- 20 厚混合砂浆抹面
- 砖墙或其他砌块墙
- 20 厚 1:2.5 水泥砂浆找平层
- 冷底子油一道, 上贴二毡三油隔汽层
- 松散稻壳或其他松散绝热材料
- 120 厚 100 号红砖内衬墙, 1:2 水泥砂浆砌
- 20 厚 1:2 水泥砂浆粉面抹光
- 每 2 米分格
- 刷大白浆两道

(a) 砖内衬墙

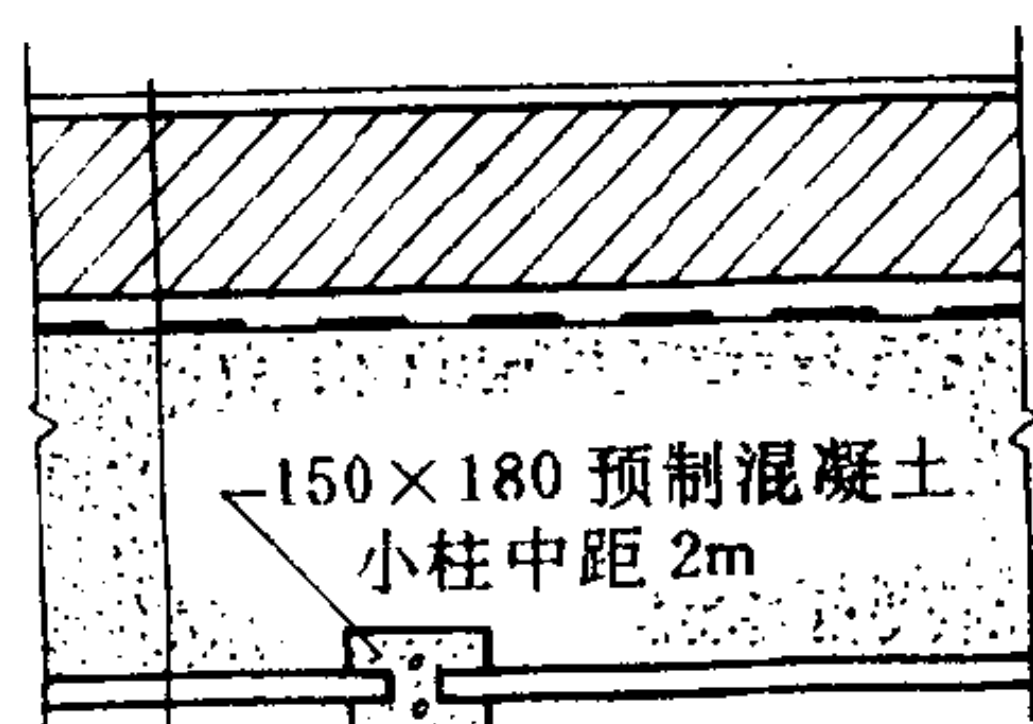


- 刷石灰油浆两道
- 20 厚混合砂浆抹面
- 砖墙或其他砌块墙
- 20 厚 1:2 水泥砂浆找平层
- 冷底子油一道, 上贴二毡三油隔汽层
- 松散稻壳或其他松散绝热材料
- 25 厚木企口板, 钉于木龙骨上
- 木龙骨, 纵向 60x100 中距 600
- 横向 50x50 中距 800
- 板缝用油膏嵌严, 板内壁刷热沥青
- 二道, 板外壁刷桐油 3~4 遍

(b) 木板内衬墙

- 注: 1. 预制钢筋混凝土小柱上下焊牢于地面及楼板底柱上, 每隔 600 留 Ø10 孔。以穿钢筋与半砖墙拉结。
2. 内衬墙缝隙要堵实, 特别是墙顶与楼板底的接缝。
3. 本方案适用于一般高低温库和结冻间, 不适用于季节性使用的低温冷库(如沿海地区水产冷库)。

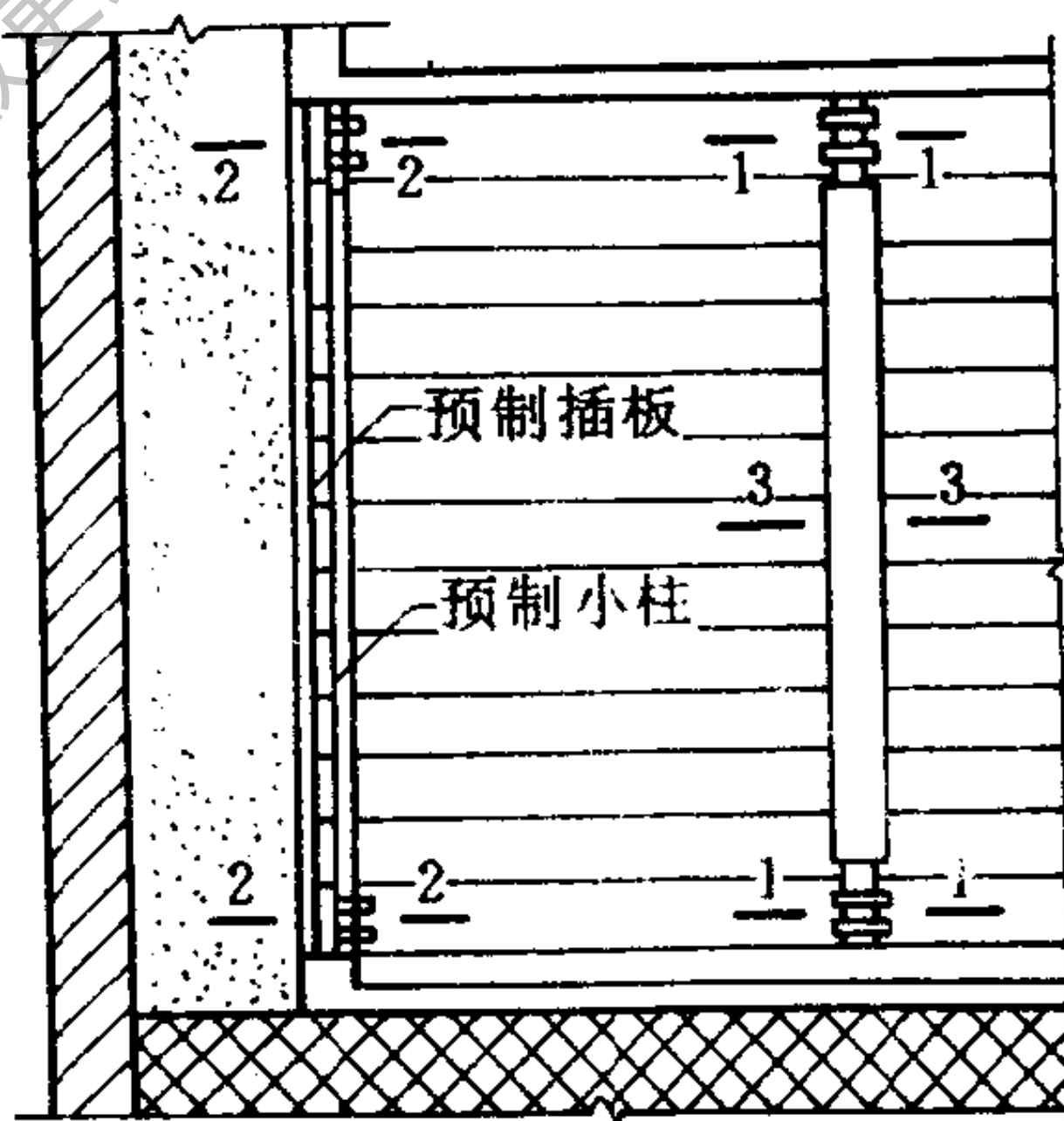
- 注: 1. 纵向搁栅固定于平顶(阁楼或屋顶)和地坪上。
2. 本方案因费木料较多, 非盛产木材的地区不宜采用。
3. 石灰油浆配比(重量比): 生石灰 100: 桐油 30: 滑石粉 50: 食盐 5: 血料或胶料 5, 水适量(胶料宜用皮胶或骨胶, 一份胶加四份水蒸熬而成)。
4. 本方案不适用于高温库。



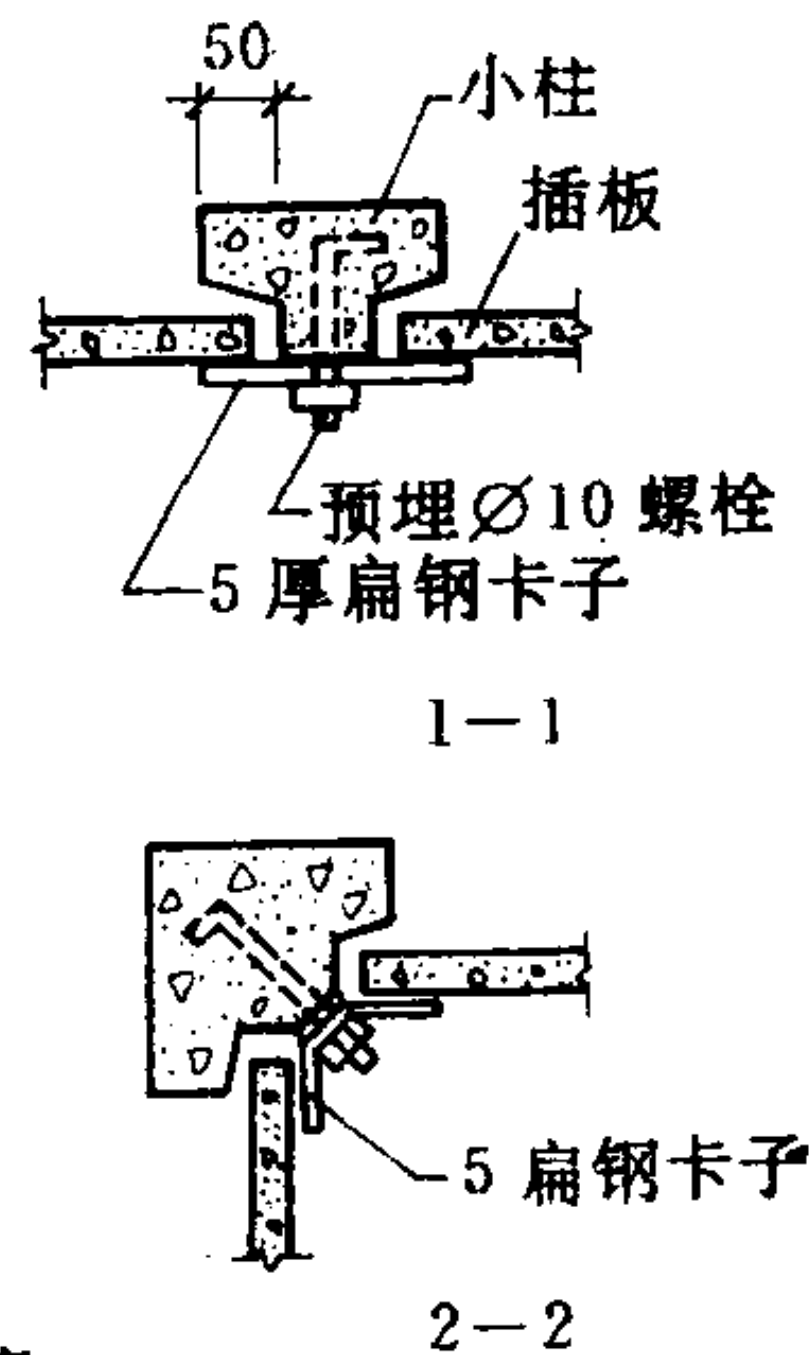
- 刷石灰油浆两道
- 20 厚混合砂浆抹面
- 砖墙或其他砌块墙
- 20 厚 1:2.5 水泥砂浆找平层
- 冷底子油一道, 上贴二毡三油隔汽层
- 松散稻壳或其他松散绝热材料
- 35 厚 200 号钢筋混凝土预制插板
- 板缝用 1:2 水泥砂浆封严
- 刷大白浆两道

3-3

(c) 混凝土插板内衬墙



库内立面及墙身剖面示意



2-2

- 注: 1. 本构造方案考虑混凝土板抗冻性较砖为优越, 又可预制装配, 特别适用于季节性的(如水产)冷库。
2. 柱子上下端做有缺口, 以便于检查及更换稻壳。
3. 混凝土小柱焊牢于楼板底和地面翻起的防水线顶面。
4. 管道穿过的地方可将混凝土插板改为木板, 以便于施工。
5. 目前国内有些地方采用 150# 混凝土预制块作冻结间的内衬墙, 亦是考虑混凝土的抗冻性较砖优越这一因素。

图 2-38 松散绝热材料外墙墙体构造

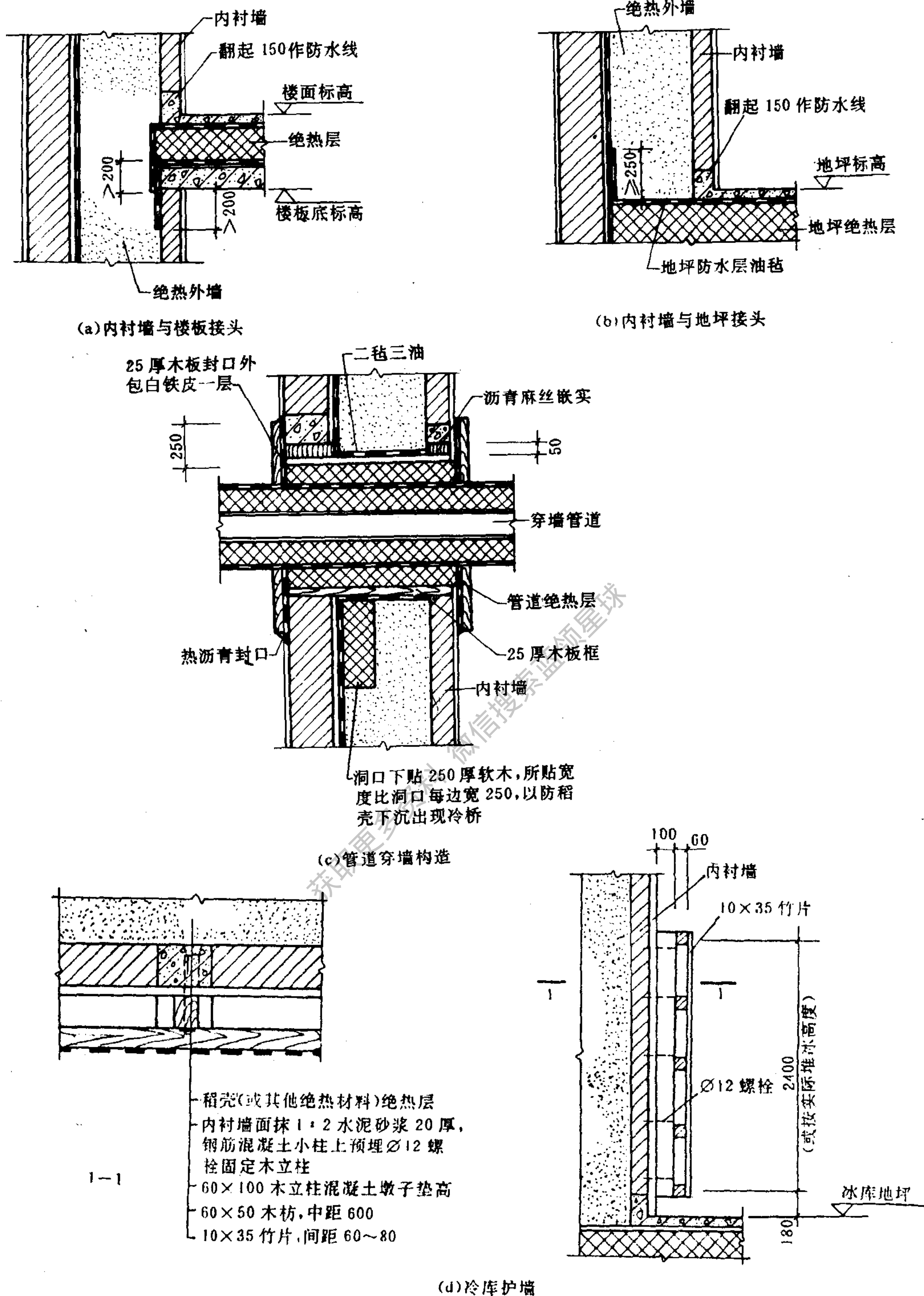


图 2-39 松散绝热材料外墙节点构造

注:(c) 1. 木板框四周可用圆钉固定于砖墙上,木板框内外四周均应满刷沥青一道。
 2. 墙身油毡到木板框处要将木板框包严,并搭接严密,以保证墙身隔汽层的效果。
 注:(d)如内衬墙无混凝土小柱,可在内衬墙上预埋有螺栓的混凝土预制块。

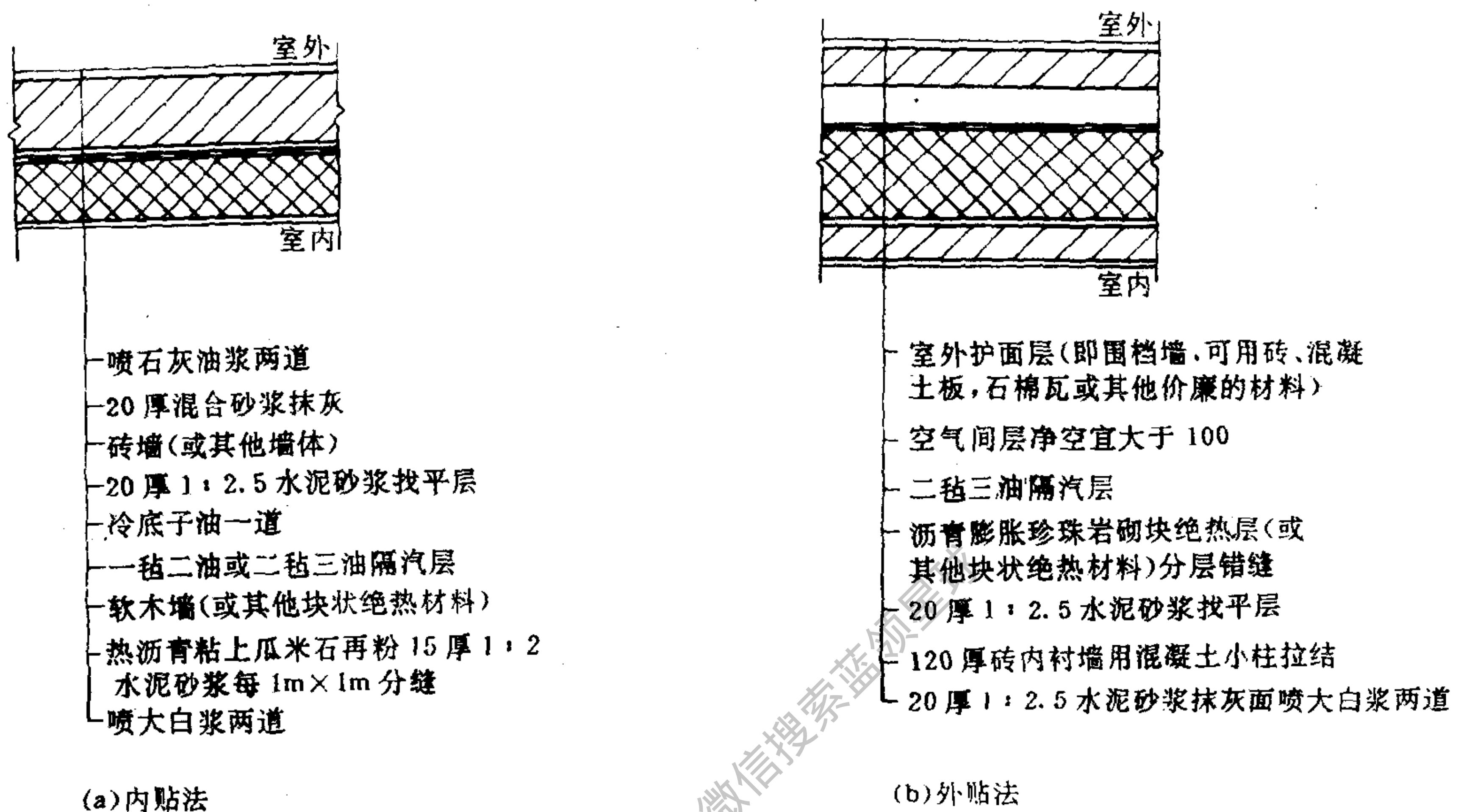
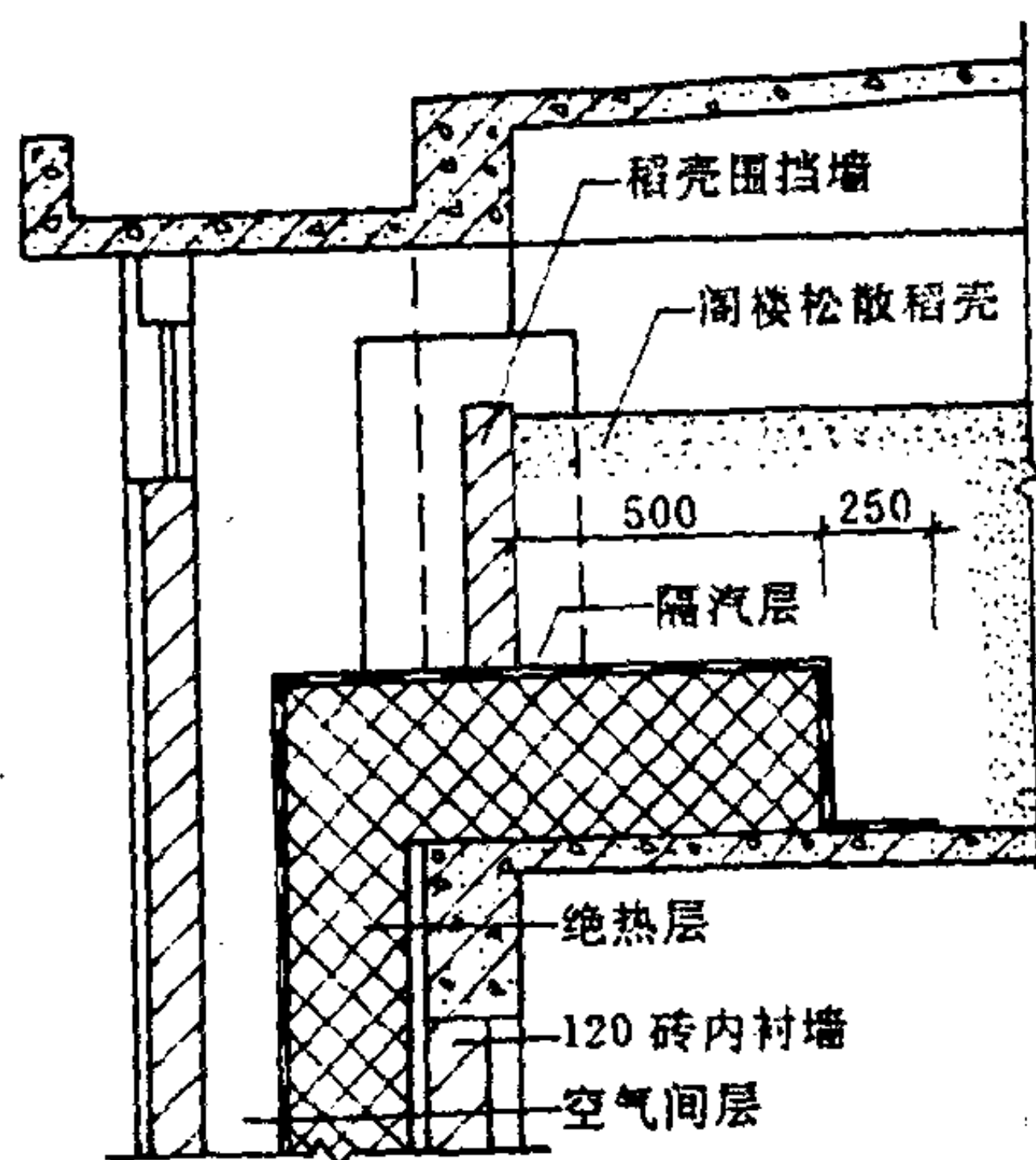


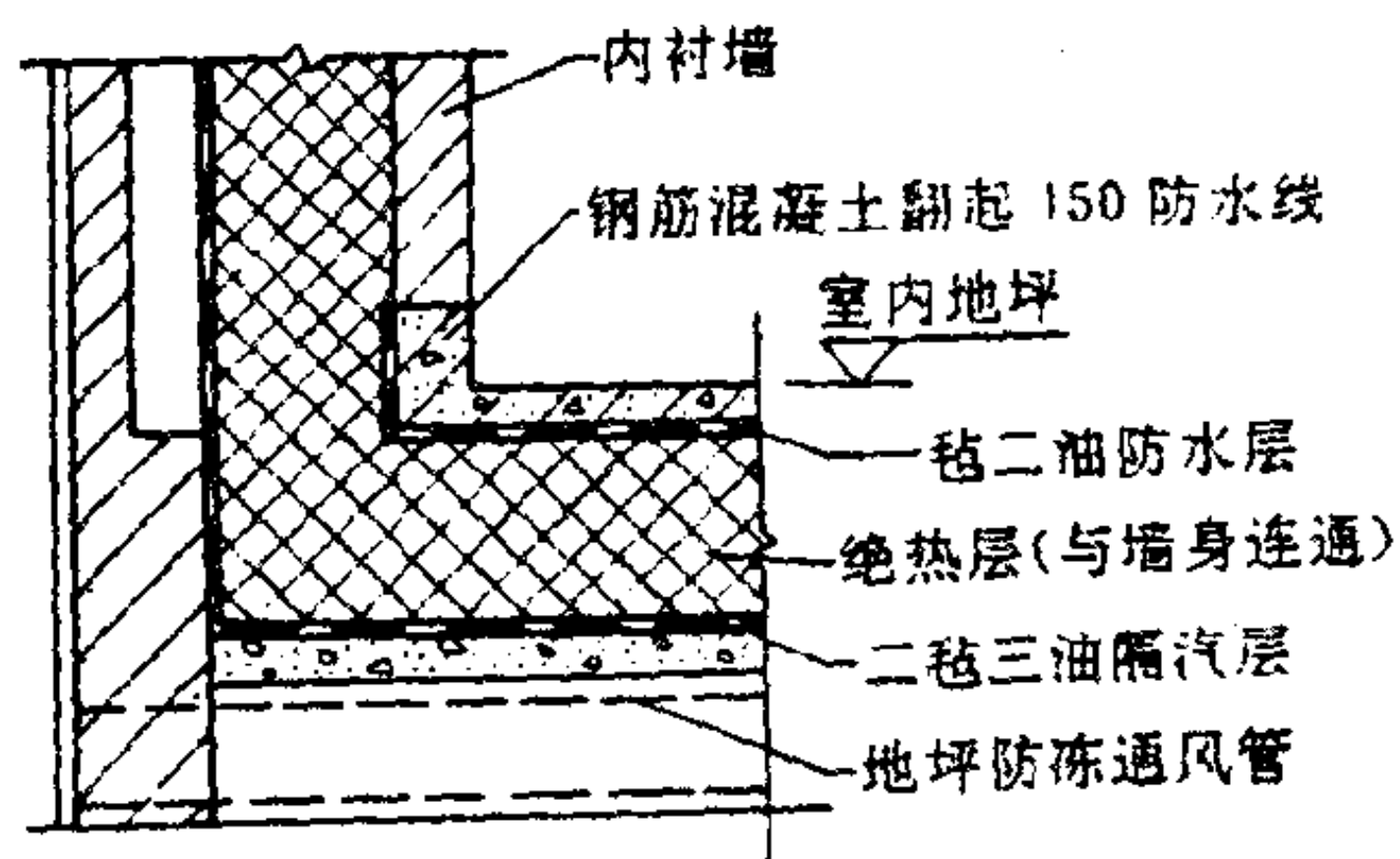
图 2-40 块状绝热材料外墙墙体构造

- 注(c): 1. 施工程序: 先砌承重外墙, 随后贴油毡隔气层。最后砌贴块状绝热材料; 这是过去以块状材料绝热常用的构造方法, 亦称“内贴法”。
2. 目前国内采用的外墙块状材料有软木、聚苯乙烯泡沫塑料, 泡沫混凝土, 沥青膨胀珍珠岩等。
3. 目前一些单独的小型食品冷藏间(如附属于餐厅、厨房的小冷藏间)多采用此方法。

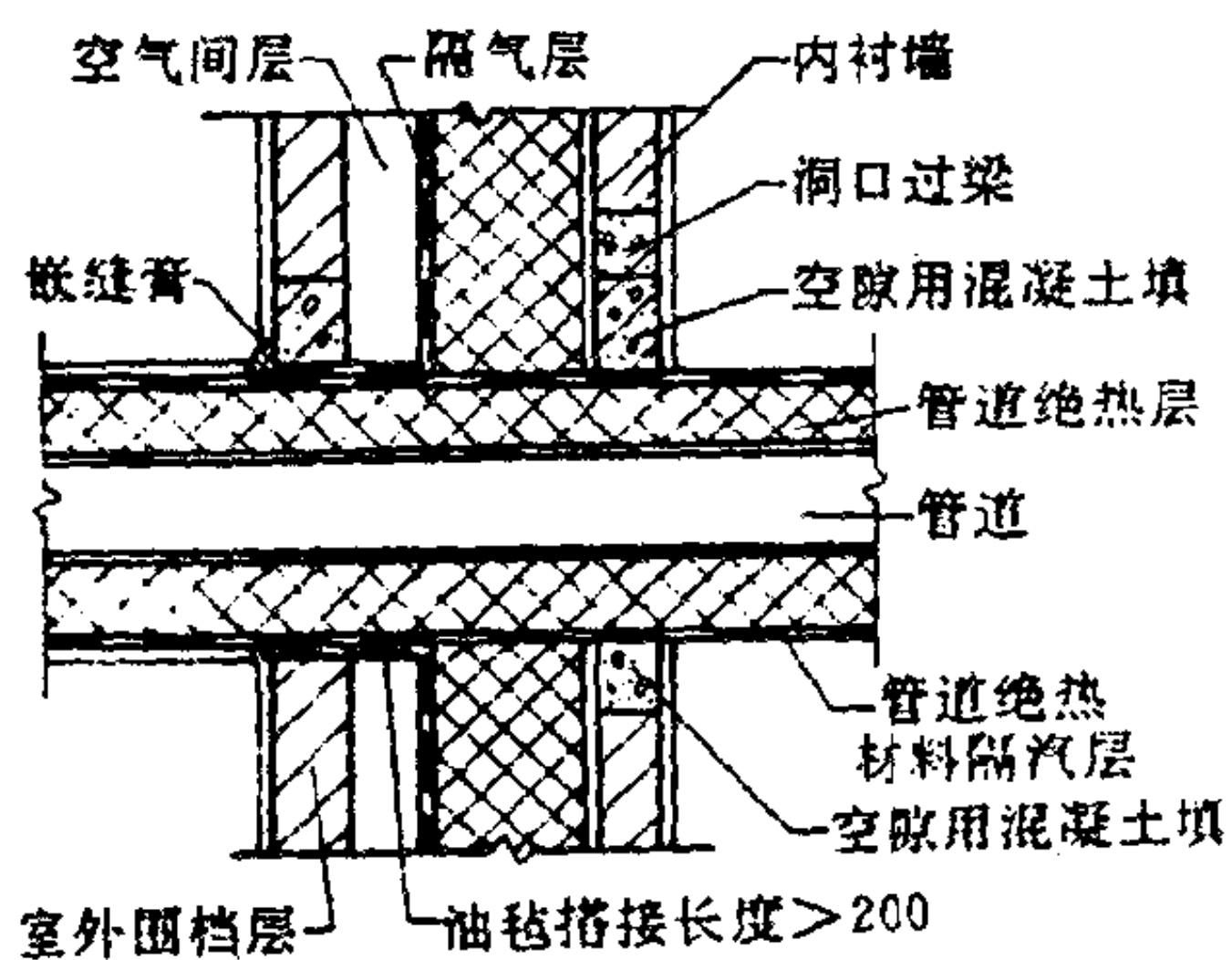
- 注(d): 1. 施工程序: 先砌内衬墙, 在内衬墙外面贴绝热材料, 绝热层施工完毕后再贴隔气层, 最后才在外面作围挡结构层。
2. 空气间层的设置是便于空气流通, 减少辐射热影响, 同时亦便于检查隔气层的效果, 如发现损坏可立即修补。
3. 湖北丹江 500t 冷库采用此法施工, 沥青膨胀珍珠岩采用厚度: -18°C 库外墙用 300 厚(计算导热系数 $\lambda = 0.08\text{kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$), 室外护面层(围挡墙)用 120 厚砖砌折板墙。
4. 此构造方案, 室内设备安装可与绝热外墙施工同时进行, 加快施工进度。



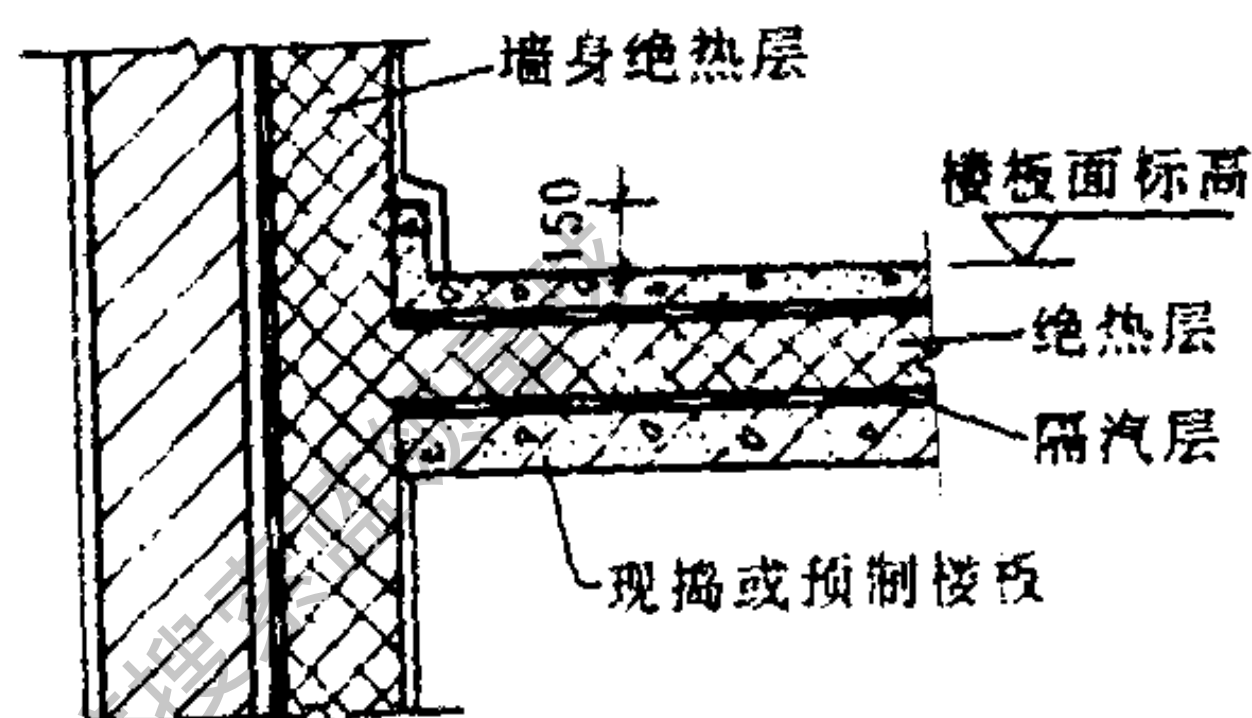
(a) 外贴法墙身与屋盖接头



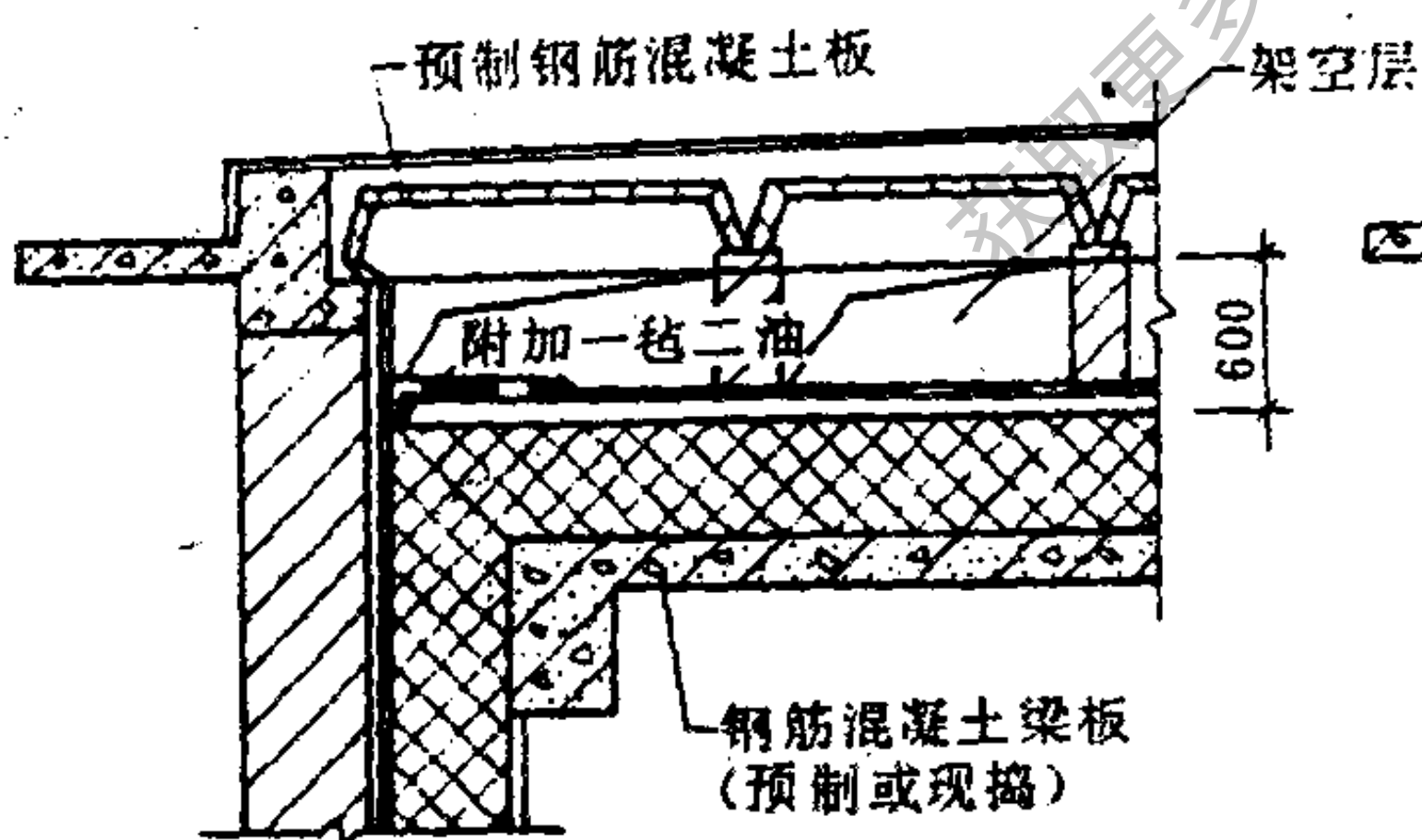
b) 外贴法墙身与地坪接头



(c) 外贴法管道穿墙



(d) 内贴法墙身与板板接头



(e) 内贴法墙身与屋盖接头

图 2-41 块状绝热材料外墙节点构造

- 注(c): 1. 在内衬墙洞口四周留 100~150 空隙以便施工操作, 管道施工完毕后, 空隙用混凝土填塞。
 2. 墙身隔气层与管道防气层的搭接要严密。
 3. 室外围挡层施工时先将管道绝热保温包好。
 4. 本图是外贴法的构造方案, 内贴法的穿墙构造可参考松散材料外墙的穿墙洞构造。
- 注(d): 图中楼板绝热层与隔气层仅为示意, 如果是整体式楼板, 不管相连库温如何, 该隔气层可取消。
- 注(e): 1. 本构造适用于小型冷藏间。
 2. 本构造的绝热材料宜采用软木或沥青膨胀珍珠岩。
 3. 通风架空层的高度采用 600 是考虑能进入, 以便检查隔气层的损坏情况。

第七节 变形缝

冷库建筑的变形缝可分为伸缩缝、沉降缝和抗震缝三种。

一、伸缩缝

当冷库建筑太长时,由于温度发生变化在冷库结构中会因材料热胀冷缩的变形而引起破坏,造成外墙和屋面裂缝,影响了使用,或把隔气层撕裂,使隔热材料受潮变质,降低了它的隔热功能。为此,应根据冷库建筑的不同材料和不同的结构形式,在一定的间距内设置伸缩缝,如图 2-42 所示。在钢筋混凝土结构中设置伸缩缝的最大间距可参阅《钢筋混凝土结构设计规范》TJ10-74 第 140 条的规定,如现浇式框架结构 55m 设一道,装配式框架结构 75m 设一道。冷库的长度或深度一般大于 50m 者应设一道伸缩缝。

伸缩缝的做法是从基础顶面开始完全断开,由墙身到屋面设一道缝。缝宽不小于 20~30mm,以便当温度变化时使结构在水平方向可以自由变形而不致破坏。在冷库伸缩缝两侧应设双柱(并列柱子),净距为 200cm,双柱的基础可以是共同的,一般不用断开,在双柱下可采用双杯口单独基础。该处的楼板、地坪和屋面都同样要分开。屋面伸缩缝应不让雨水侵入,处理方法可在屋面板端头钉防腐木砖,缝上铺以再生橡胶油毡,用镀锌铁皮盖住,见图 2-43。墙身伸缩缝位于双柱之间,可以做成企口缝或错缝,用沥青木丝或沥青麻丝填缝。砖墙的伸缩缝处,圈梁应该断开。

另外,当冷库车间面积很大时,库内建筑层面积过大,因温度变化,建筑物热胀冷缩会使整建筑层产生裂缝。因此,可将整筑层分成几块。

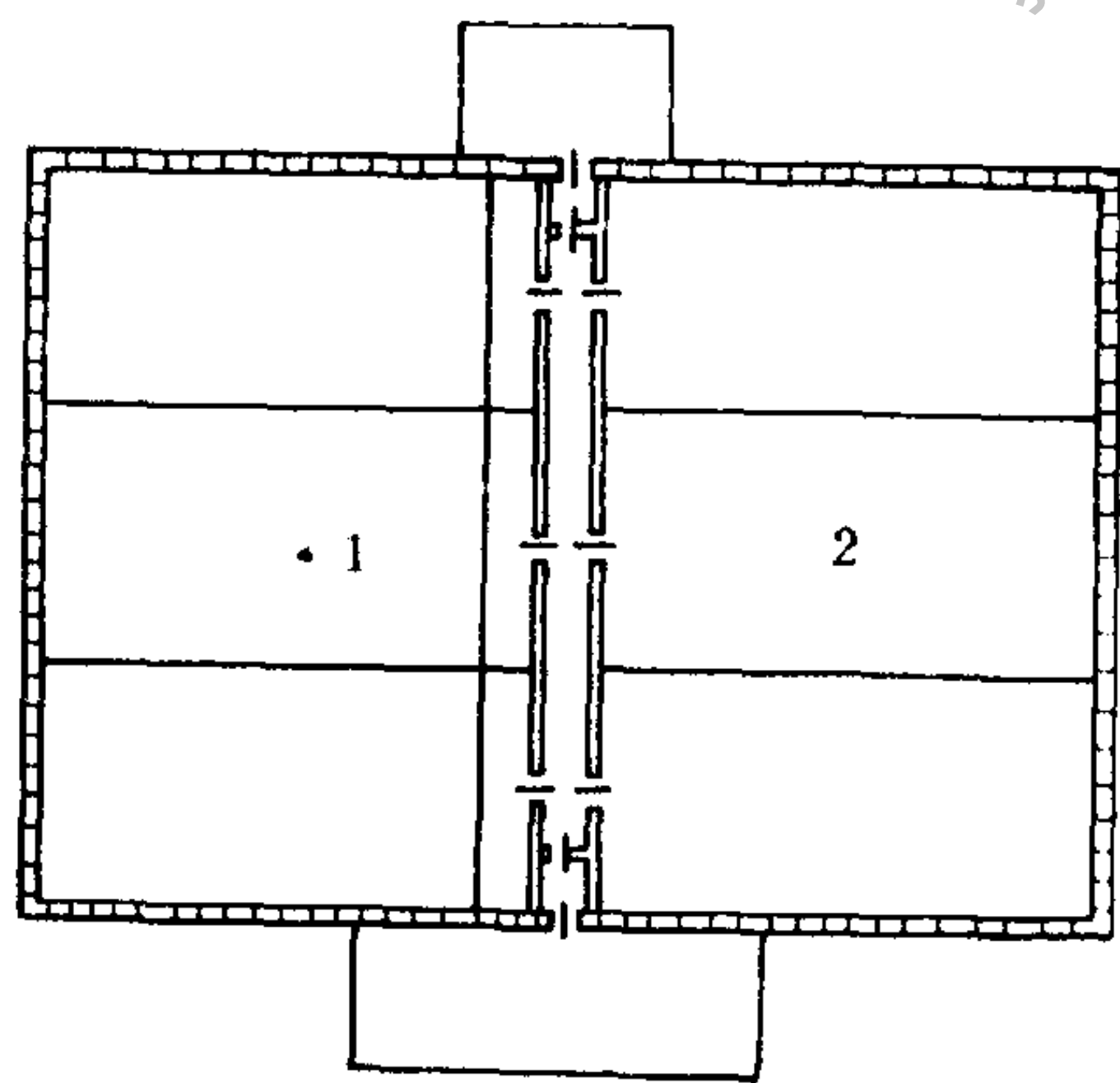


图 2-42 伸缩缝的位置
1. 伸缩缝 2. 冷藏间

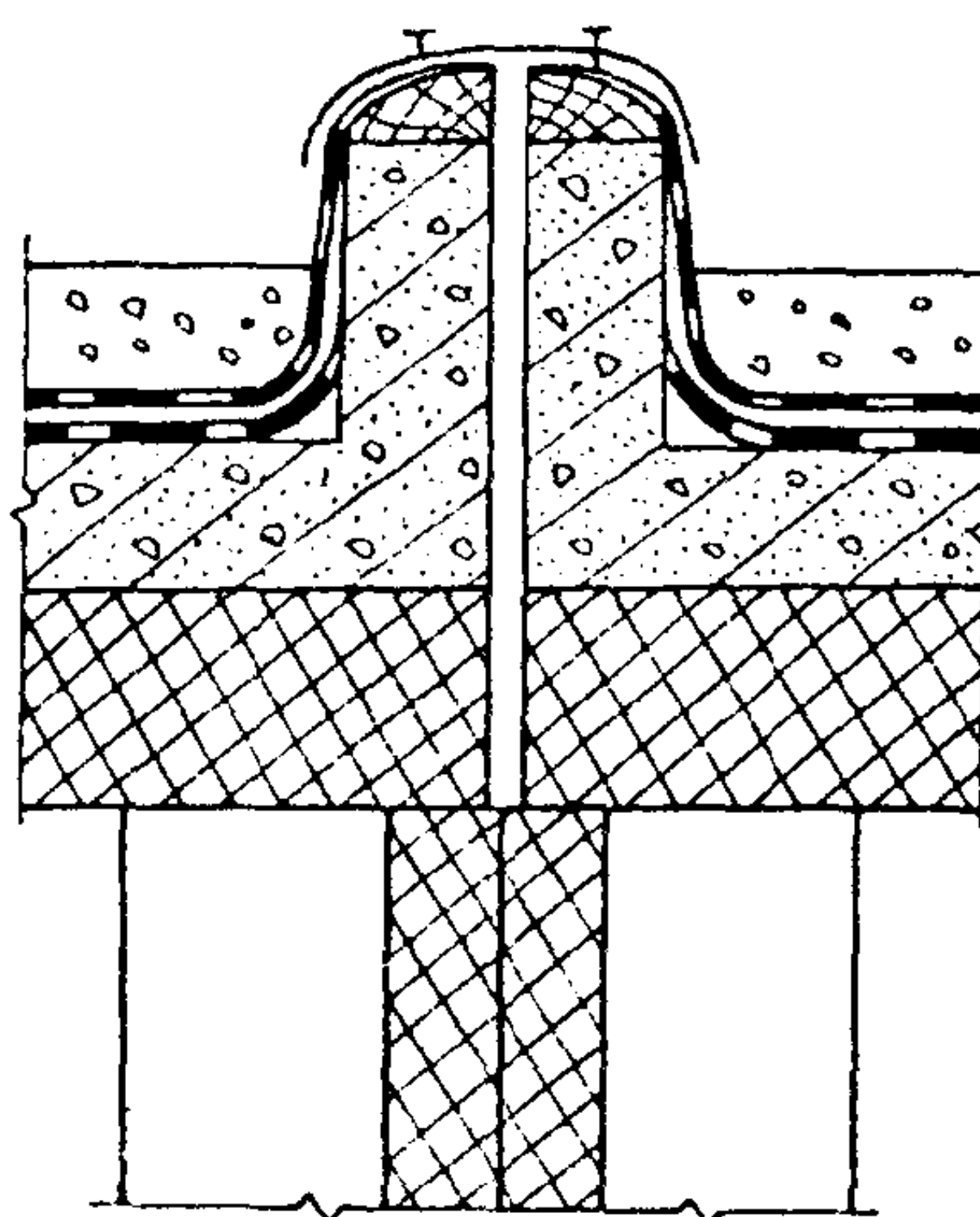


图 2-43 屋面伸缩缝构造

二、沉降缝

当相邻建筑的高差很大,或因结构类型不同,荷载相差很大、地基性质有明显差别时,为了避免

因不均匀沉陷而损坏建筑物,需要设置沉降缝。就冷库主体工程来说,在下列部位应设沉降缝。

1. 荷载相差较大的冷库与川堂的分界处。
2. 高度相差较大的多层冷库建筑与单层建筑(如冻结间、冰库、站台群房、机房等)的分界处。
3. 不同结构(或基础)类型的交接处。
4. 地基的土质有显著差异处。
5. 分期建造的冷库建筑的分界处。

沉降缝的做法是从屋面到基础全部断开,它的宽度应按国家现行的有关规范取值,一般采用20~30mm,缝内一般不填塞任何材料。沉降缝如果与伸缩缝一致,可以兼作伸缩缝。

三、抗震缝

在地震区,由于冷库主库和附属建筑的结构、刚度不同,它们的抗震性能不一样。所以不应将框架结构的冷库、川堂与混合结构的生产或生活用房连在一起,要用抗震缝把它们隔开。抗震缝的做法和沉降缝一样,从屋面到基础全部断开。抗震缝的宽度在任何情况下均不得小于50mm,缝内应留空;当建筑物高度超过10m时,每增加5m,缝宽增加20mm。

第八节 冷藏门

一、冷藏门使用和构造上的要求

1. 绝热性能好 为了保证冷藏门有良好的绝热性能,必须使用导热系数小的绝热材料,并保证有足够的厚度。

2. 坚固、耐用 手推车或电瓶车进出输送货物时,经常会与门樘碰撞,因此,冷藏门要在一定程度上能经得起这些碰撞。为了防止碰撞,可在门洞两旁做1.2m高的金属防护栏。

3. 轻便、灵活 冷藏门扇的尺度较大,并且容易产生冰霜凝结,如过于笨重,开启将极不方便,因此除门扇本身要用高强质轻的材料制作外,其门锁、门轴、铰链等也都要灵活轻便。

4. 门扇与门樘的密封性要好 门扇与门樘之间要用压缩性大、隔热性好、密封性强的特制橡胶密封圈密封。为了防止门扇与门樘的接缝冻结,可在门扇周边或门樘四周装设电热丝加热装置。

5. 门洞尺度符合生产使用要求 根据库房储存货物和运输方式的不同,门洞尺寸、门扇尺寸可参照表2-6选用。

表 2-6 门洞尺寸选用参考表

库房名称	运输方式	净尺寸(宽×高)mm
冷藏间	手推车	1200×2000
	叉车(电瓶车)	1450×2600(单扇门)
		1800×2500(双扇门)
冻结间	吊轨	1200×2600
	手推车(搁架)	1200×2600
冰库	手推车	1200×2000
	冰块进出小门	600~800×500~700

二、冷藏门形式

1. 嵌入式冷藏门(包括半嵌入式) 门扇嵌入门洞内(见图 2-44),如果门扇、门樘制作准确,骨架材料又不变形时,其密闭性能将是很好的,但实际上往往很难密闭好,主要有下列几个原因:

(1)门扇制作的尺寸不可能非常准确,制作、安装的误差与材料的变形(主要是木材)难以避免。

(2)使用时间长了,门扇变形,门扇与门樘的接缝有松有紧,加上缝隙中易结冰,使得门扇的开启有时很吃力。

(3)此种冷藏门不论门樘门扇构造均较复杂。

由于上述缺点,在新建的冷库中已很少采用。

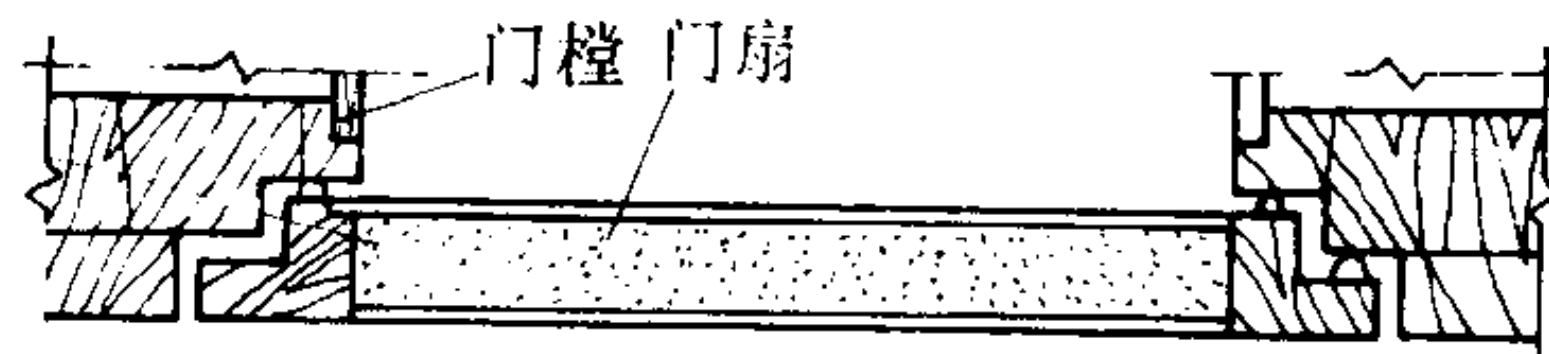


图 2-44 嵌入式冷藏门示意图

2. 外贴式冷藏门

外贴式冷藏门具有构造简单,制作安装及管理都很方便,有专业厂家生产,质量可靠。外贴式冷藏门又分为门轴式平开门,铰链式平开门,水平推拉门,水平电动门四种。

(1)门轴式平开门 此种门主要是依靠门轴承重、旋转,见图 2-45。在设有吊轨的冷库内,这种门还可带动自动接断吊轨小门,见图 2-46。

(2)铰链式平开门 此种门主要是依靠铰链承重、旋转,见图 2-47。

(3)水平推拉门 此种门主要是依靠门上方的导轨承重、运动,见图 2-48。

(4)水平电动门 此种门主要是依靠门上方的导轨承重,依靠电动链条装置运动。设有库内、外两地开门开关,不论在库内、库外都可开门和关门,设有释放装置,当电动系统不能运行时,可用手动开启。并设有安全保护装置,当库外人员把门锁上后,库内人员可通过安全装置推开车门安全离库。见图 2-49。

冷库门拉手、铰链规格表

序号	名称	长度 L (mm)	单位	简图	附注
1	冷库大拉手	260	付		一付共三件 小拉手仅适用于 600 以下宽的门洞
2	冷库小拉手	300	付		
3	冷库铰链	600	对		有滚珠轴承
4	冷库铰链	450	对		
5	冷库铰链	350	对		
6	冷库铰链	250	对		

注:上列拉手及铰链大多用在老式的木门或一些小型冷藏库门上,各地不少冷冻厂都自行设计与生产。上海宁波路锦艺五金总店有成品出售。

该拉手目前存在的问题是推把处易跑冷,并且易于与门扇冰冻在一起,使在库内开门(从推把处推门)时很吃力。

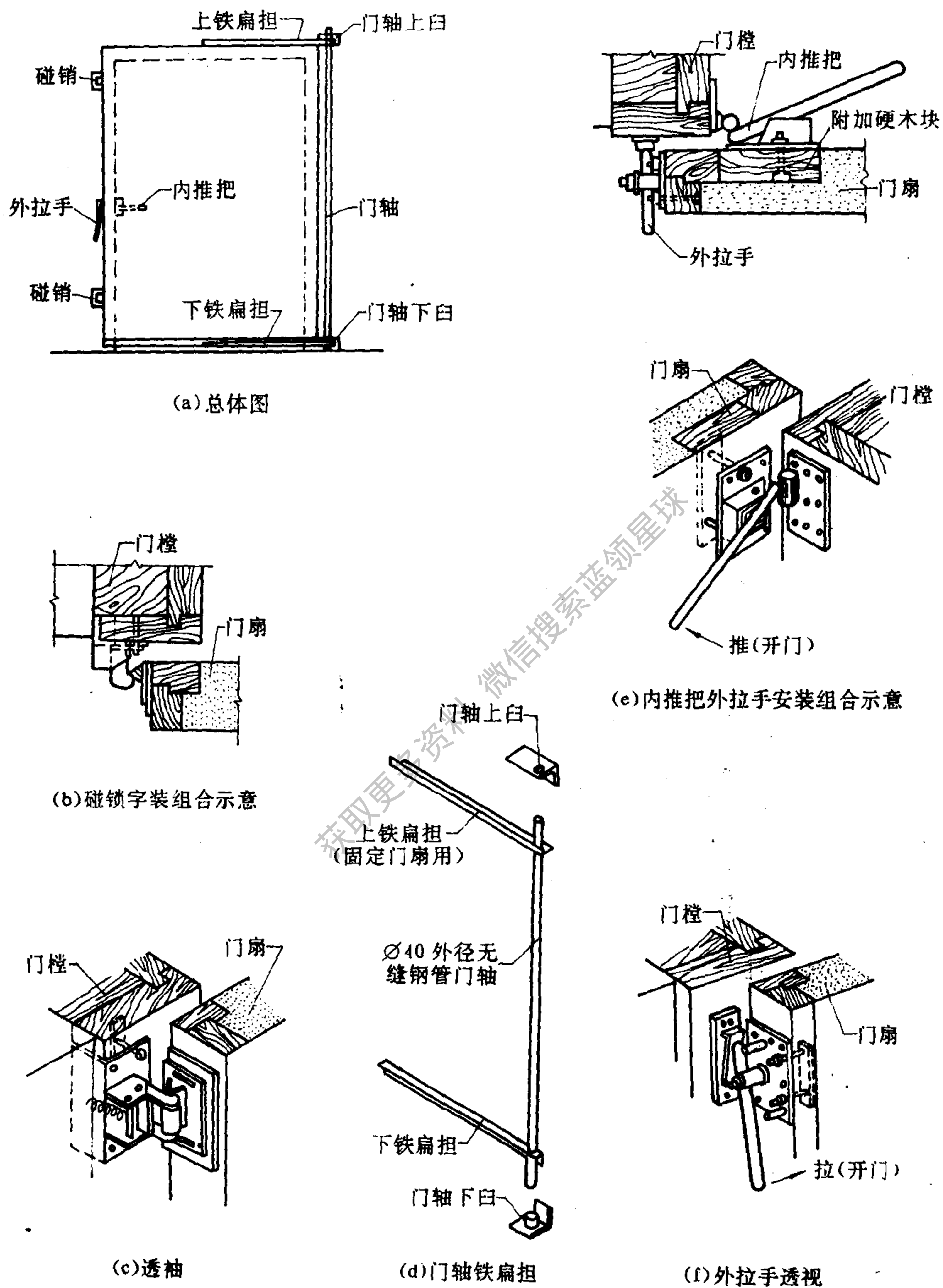
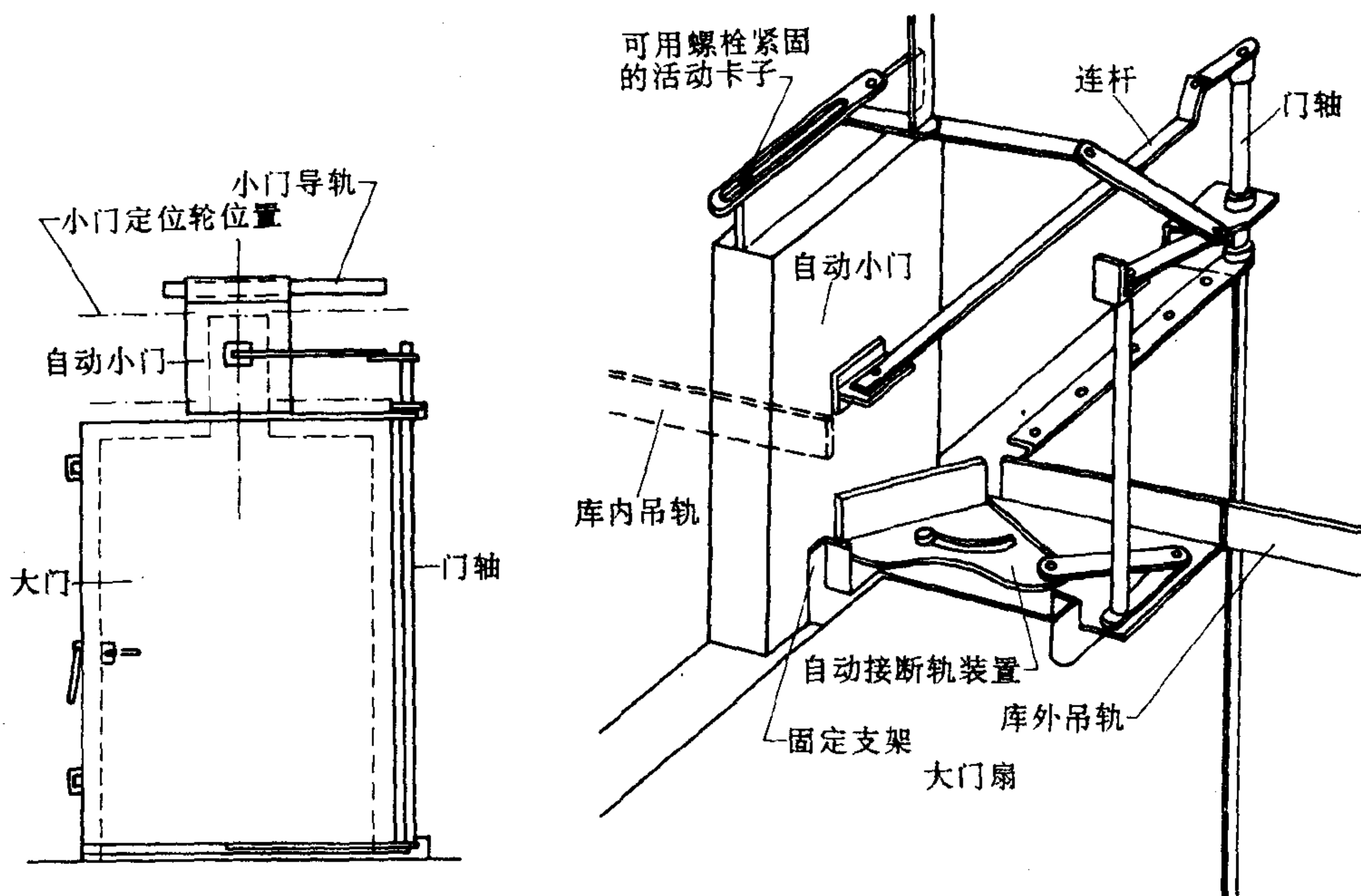


图 2-45 门轴式冷藏门五金(一)

注:五金构造详图可参阅商业部设计院编的 J641(一)、(二)冷藏库门及广东省冷冻厂编的冷藏库门。

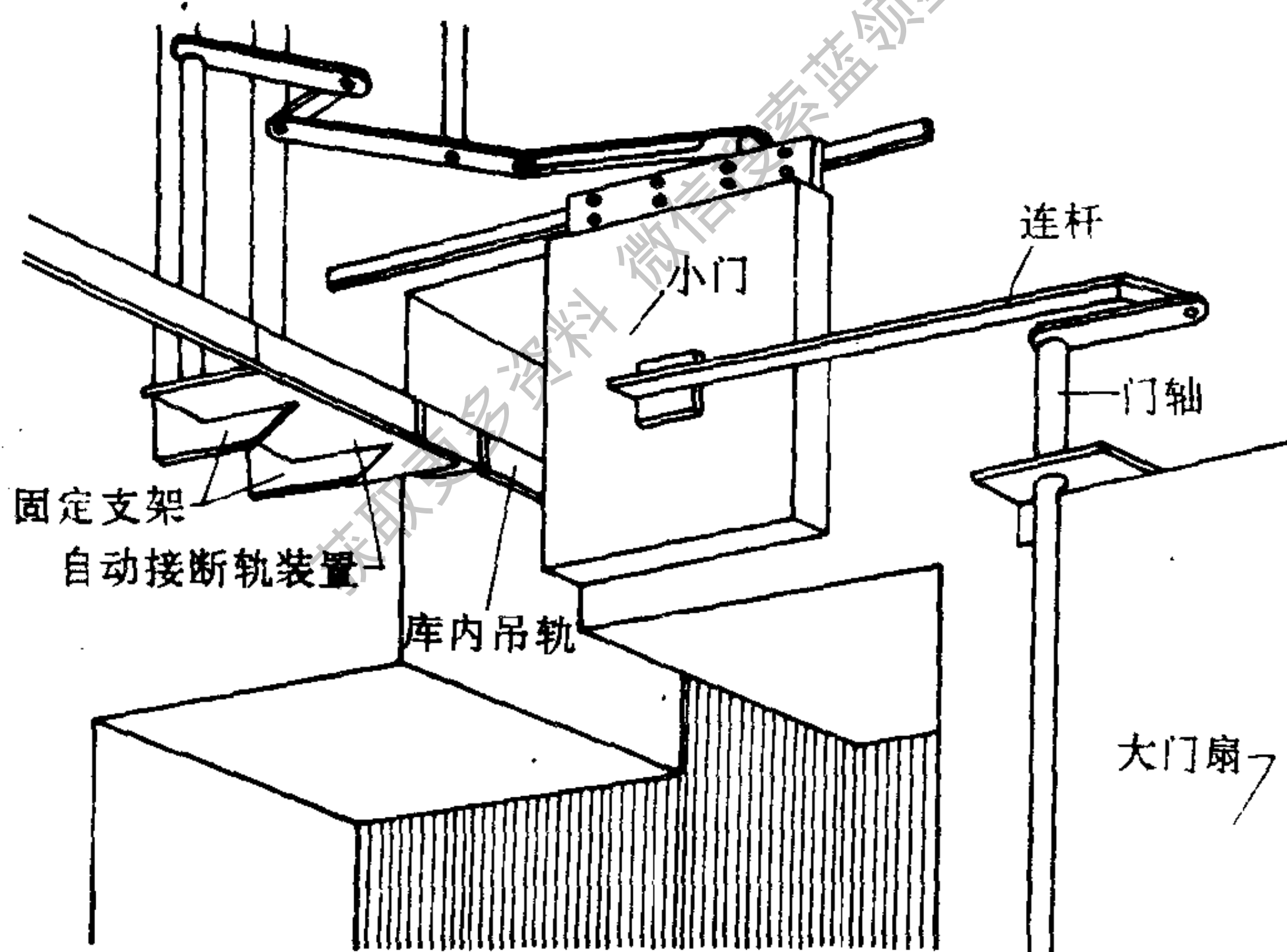


(a)

(a)自动小门与大门组合示意

(b)

(b)大小门关闭吊轨断开



(c)

(c)大小门开启,吊轨自动接通

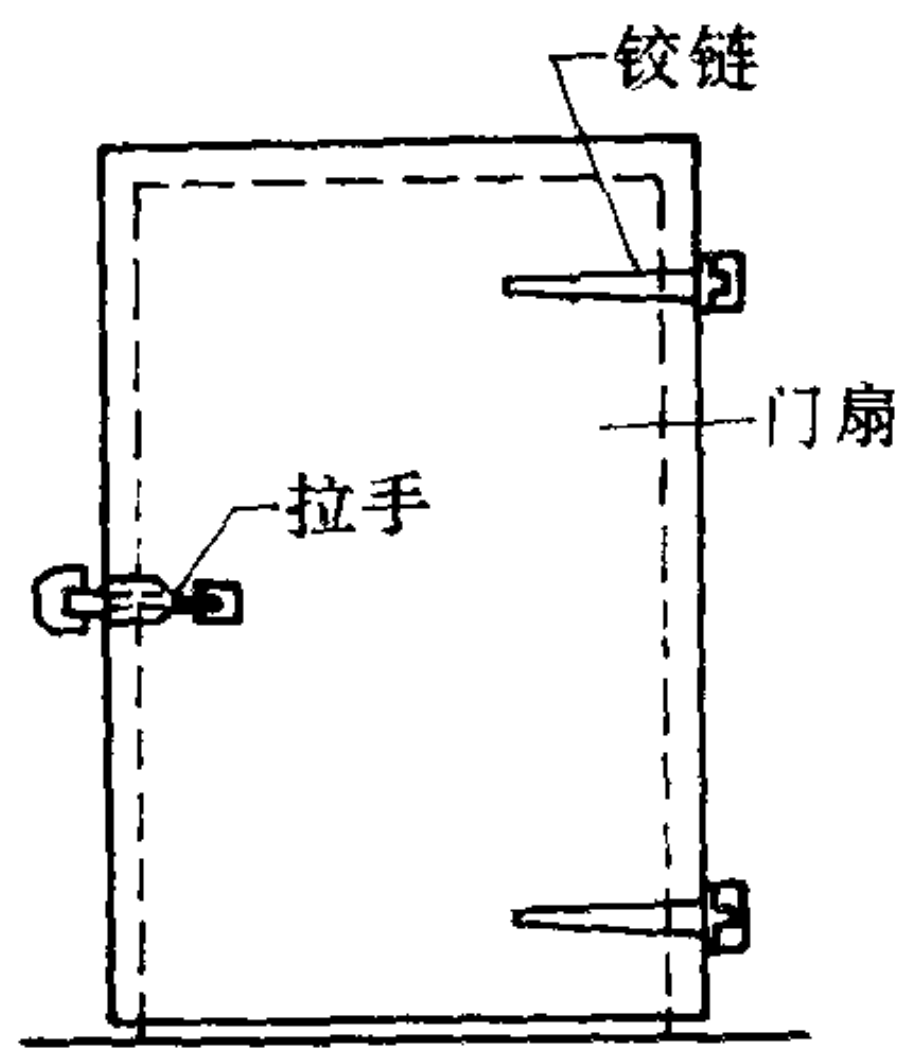
图 2-46 门轴式冷藏门五金(二)——带自动接断吊轨小门

注(a):自动接断吊轨小门要与门轴式冷藏门配合使用。

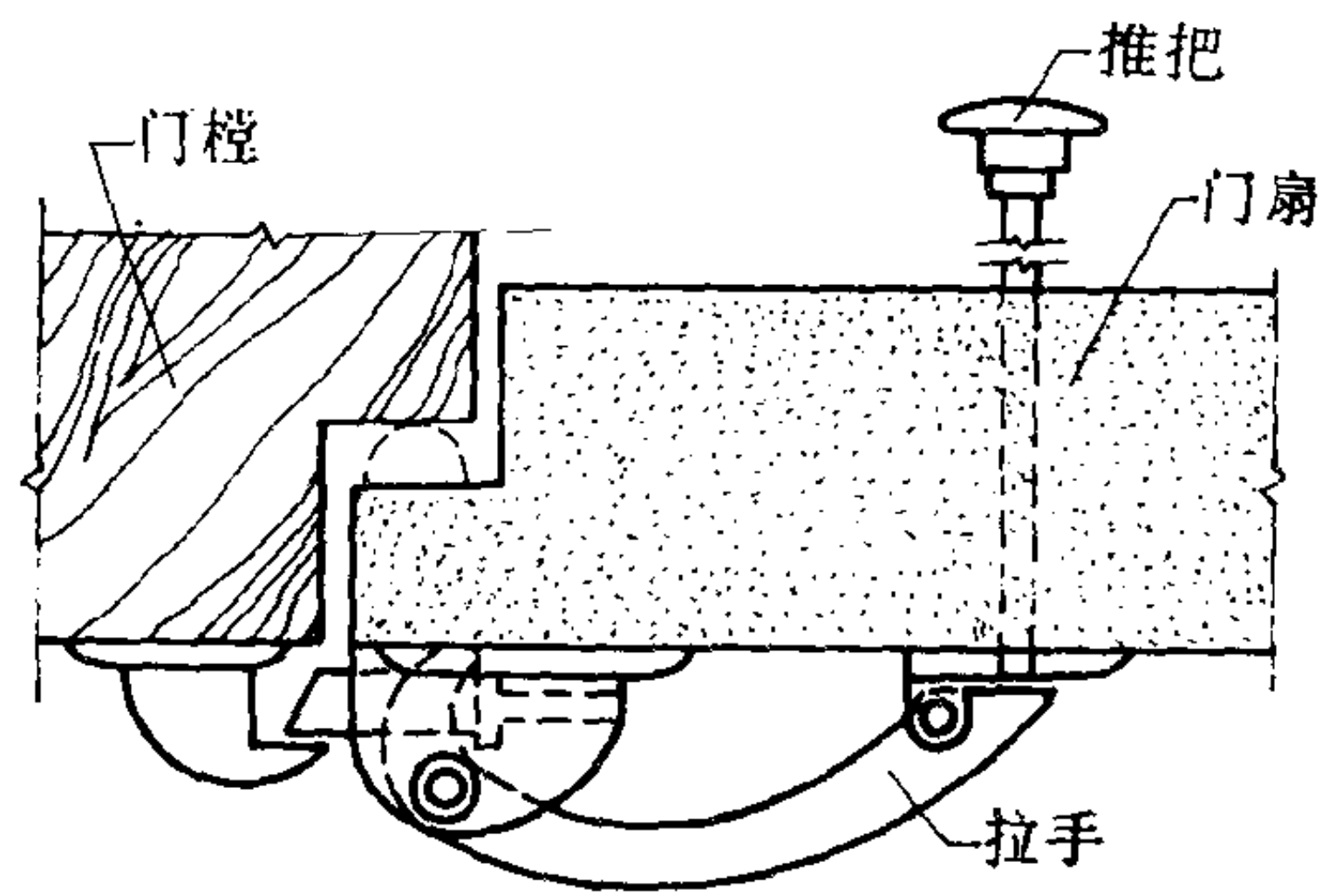
注(b):1. 自动接断吊轨小门适用于吊架式冻结间。该大门打开时,小门同时打开,并自动接通库内外吊轨;关大门时,小门亦同时关闭,吊轨随即断开,省去人工接断吊轨这一工序。

2. 小门有关机械连动部分请参阅上海轻工业设计院图纸,采用该图纸时,在 2 号件——拉杆所开的槽内应增加一活动卡子,以便作为安装时调整拉杆行程之用(见上图所示。)

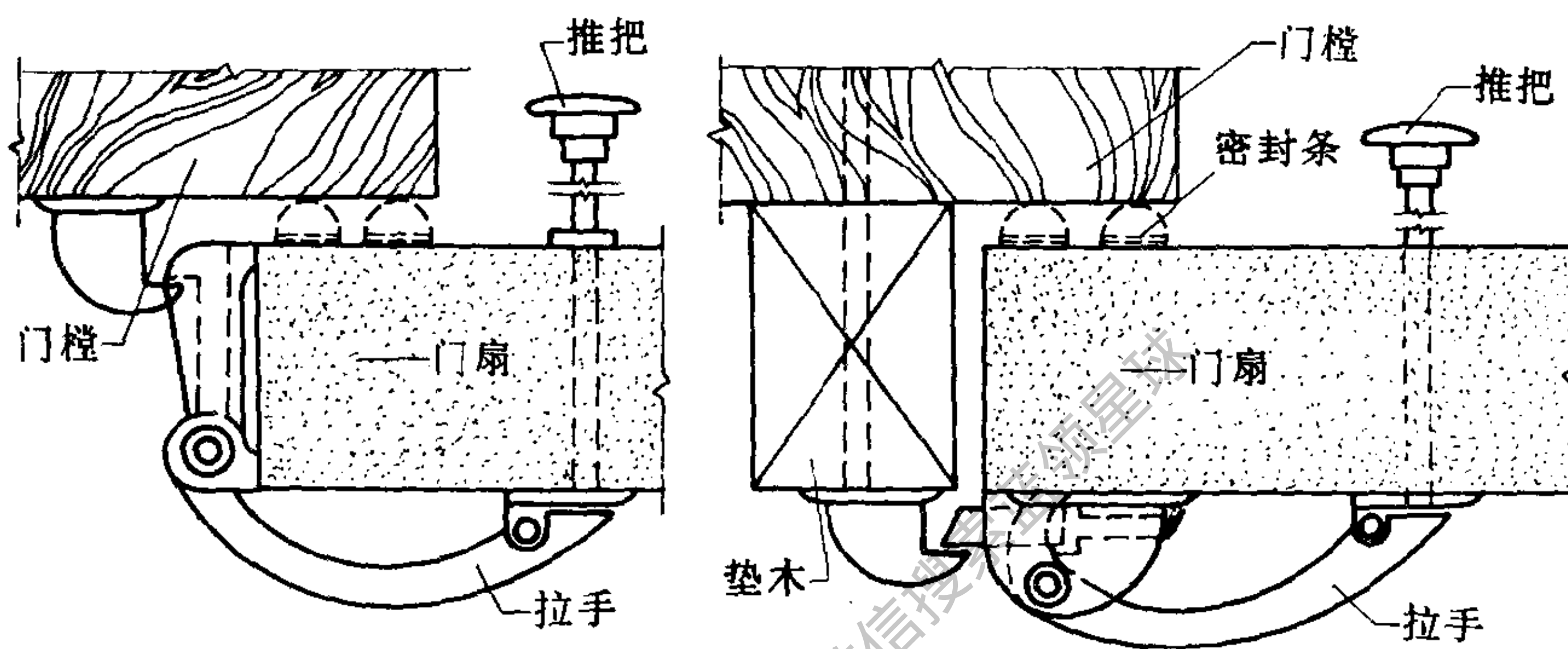
3. 自动断轨机未考虑冷风幕的安装,如安装冷风幕时,固定板(4号)、支架(17号)应稍作修改,以免妨碍风幕的安装。



(a)五金安装示意



(b)拉手安装示意(用于嵌入式门或双扇门)



(c)拉手安装示意(两种,用于外贴式门)

图 2-47 铰链式冷藏门五金

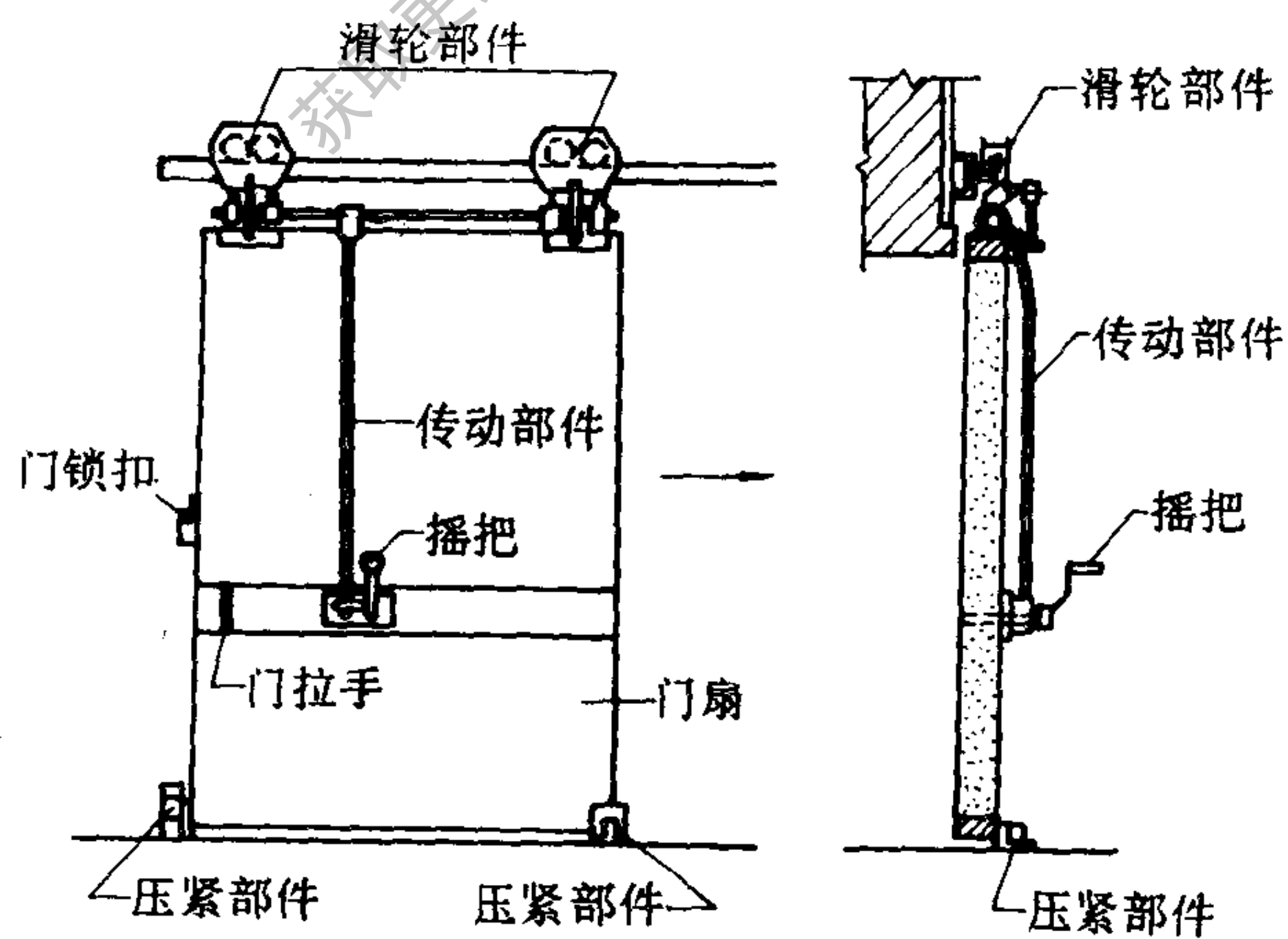


图 2-48 手动推拉悬挂式冷藏门五金

注:1. 为悬挂式推拉门。转动传动部件的摇把,可将门压紧或提起,提起后再向水平方向推拉。它的门扇四角均能压紧,因此密闭性能较好。推摇把处易跑冷。

2. 门洞净空尺寸为 $1450 \times 2350\text{mm}$,木骨架门扇,门扇总厚度为 190mm ,适用于一般高、低温冷藏间。

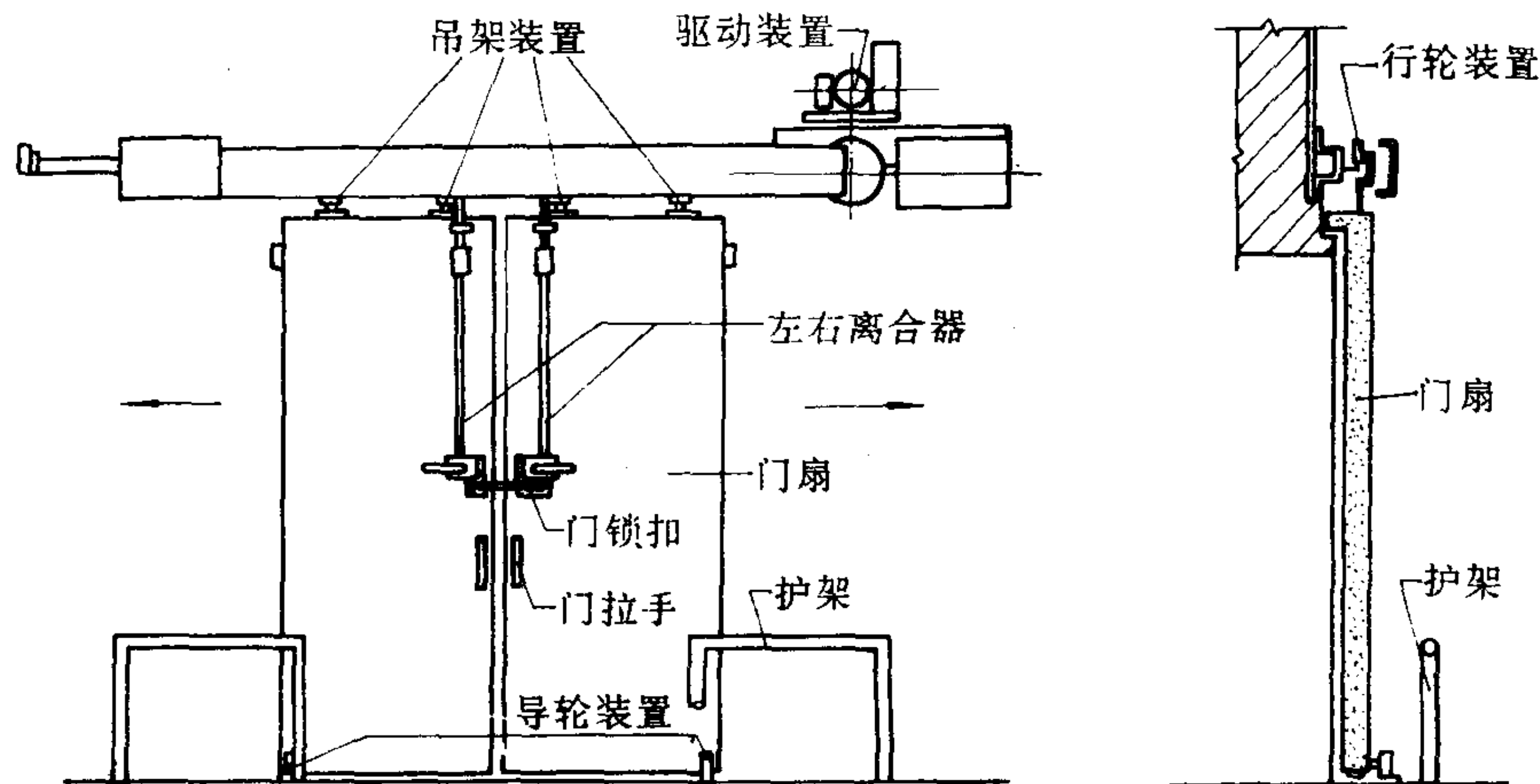


图 2-49 电动推拉悬挂式冷藏门五金

注:1. 为悬挂双开门,用电力驱动,门洞净尺寸为 $1800 \times 2500\text{mm}$,可通行电瓶车。

2. 驱动装置所选电动机型号为 TLO22-4,功率为 400W。

3. 木骨架门扇,面钉七夹板,外再钉 2 厚铝板护面,门扇保温材料用 150 厚聚苯乙烯泡沫塑料。门密封条用 2 厚硅橡胶卷成。

三、冷藏门、门樘常用材料

1. 门扇 门扇由骨架、隔热层、面层、橡胶密封条和电热丝等构成。骨架可用方木(红松)、扁钢或普通热轧型钢加方木、玻璃钢(玻璃纤维增强塑料)、工程塑料框架等制作。隔热层最好采用轻质材料,以减轻门扇重量。目前采用的有 100~150mm 厚聚苯乙烯泡沫塑料、100mm 厚聚氨酯泡沫塑料等。为了保护隔热层不受潮,泡沫塑料可用吹塑薄膜热焊密封包裹,所用木料刷生桐油二遍,面层可用 0.7~1.0mm 不锈钢板、0.8~1.2mm 镀锌钢板、1.2~1.5mm 厚冷轧钢板(钢木混合骨架门扇)、1.5~3mm 厚玻璃钢板等制作。用钢板制作时表面应喷漆两道。几种门扇的构造可见图 2-50。密封条和电热丝的安装见图 2-52。

2. 门樘 它由毛樘、净樘和企口板(筒子板)组成。毛樘与墙壁相接,一般用硬木制作,作为承重构件。净樘一般用红松等质地较好的木料制作,用以安装门五金及门扇,企口板保护隔热材料及作为贴面,见图 2-51。门樘的宽度视墙的厚度而定。采用玻璃钢门扇时,防冻电热丝宜安装在门樘上。为了保护门樘,防止车子碰撞损坏,大都在门樘表面包罩不锈钢板、镀锌钢板等。

3. 门五金 根据门扇开启方式的不同,使用不同的门五金,例如:

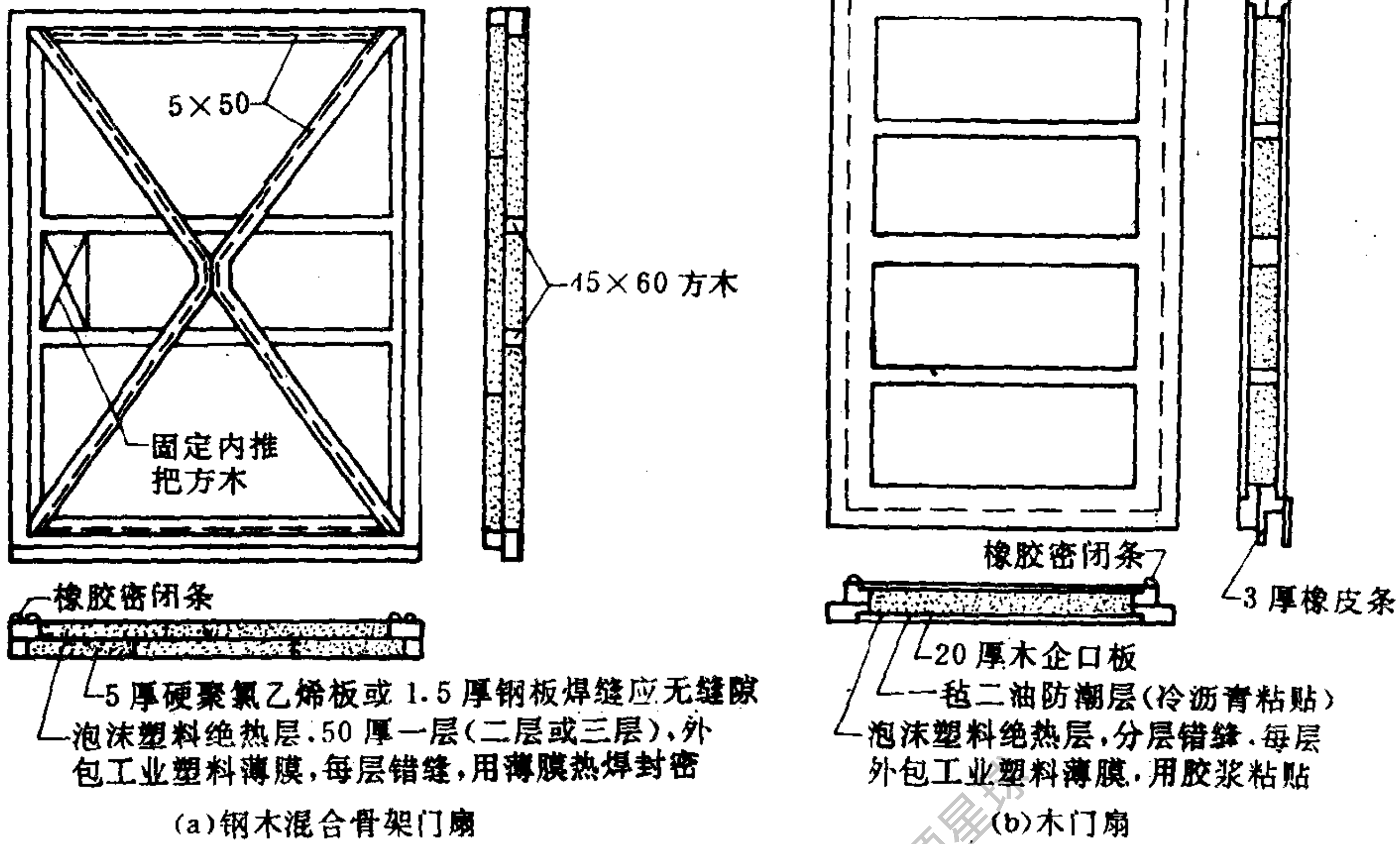
(1) 门轴式冷藏门:门扇与门樘用门轴联系,所用的门五金有门轴、铁扁担、外拉手、内推把、碰锁等。如配合使用自动接断吊轨小门时,还应设接断吊轨的装置,见图 2-45、2-46。

(2) 铰链式冷藏门:门扇与门樘用铰链联系,这种冷藏门主要用于小型冷库,所用的五金有拉手、铰链等。见图 2-47。

(3) 滑动式冷藏门:除拉手、门锁外,还有滑动部件、传动部件(链轮、链条)、手动装置(离合器、手柄)、压紧装置等,电动门还有电动元件等。见图 2-48、2-49。

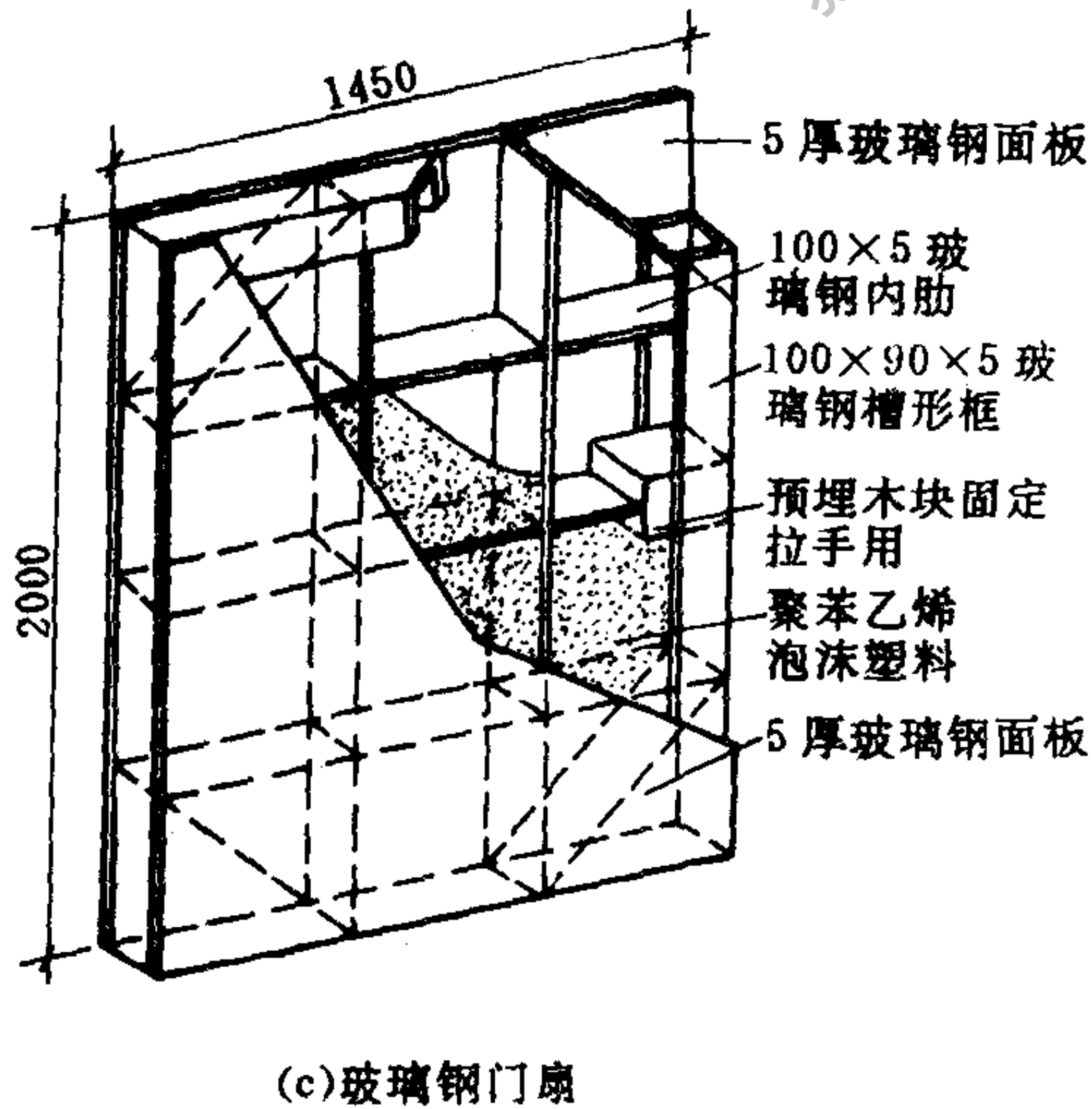
四、冷藏门节点构造

详见图 2-50 冷藏门扇构造详图



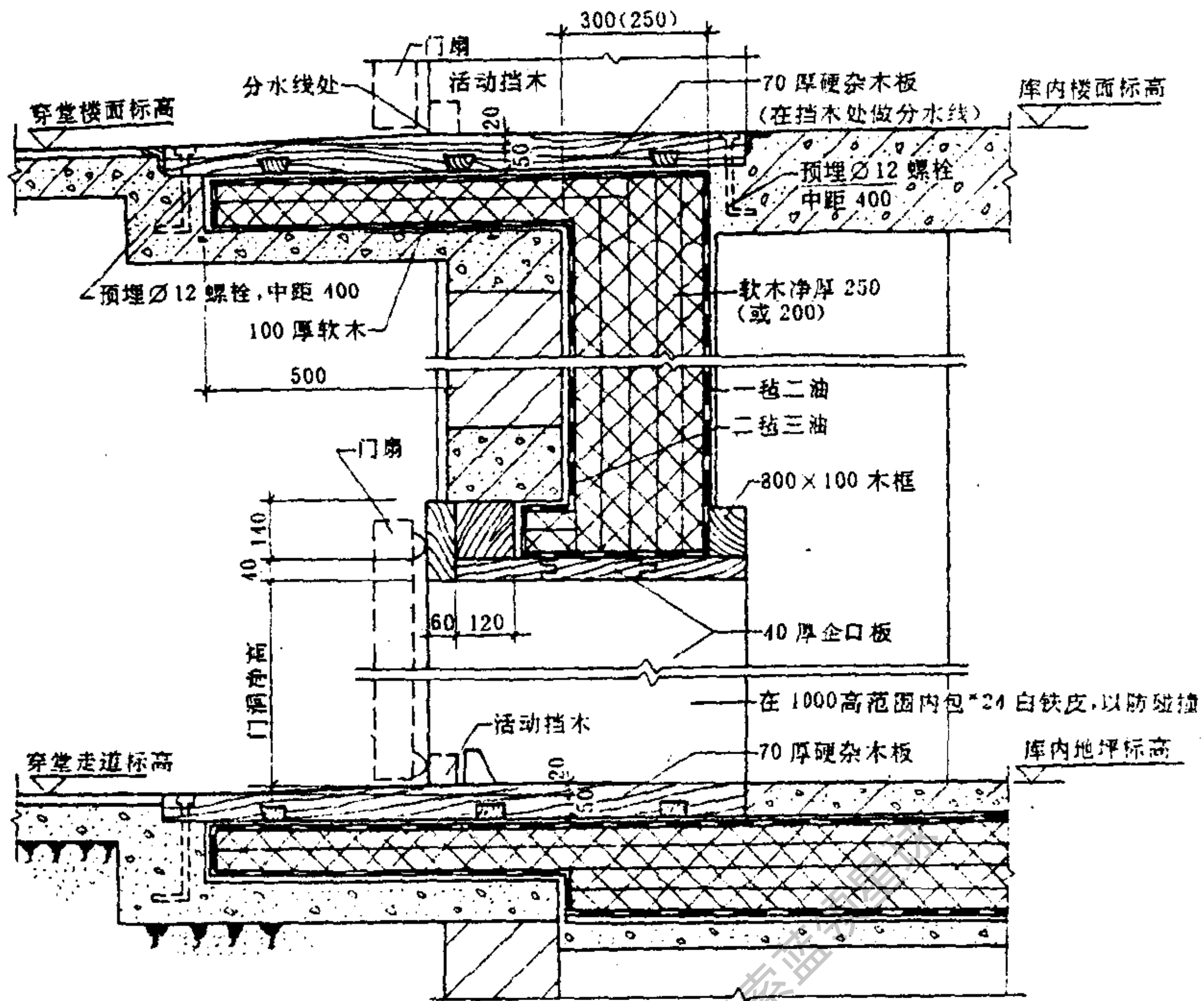
- 注: 1. 材料: 钢材用普通热轧型钢; 木材选用经干燥的一般红松或杉木; 角钢与方木固定, 用 1 1/2" 木螺丝, 中距 200。
2. 绝缘层厚度: ①采用聚苯乙烯泡沫塑料 ($\lambda \leq 0.04$) 门扇两侧温差小于 40℃ 时用 100 厚, 门扇两侧温差大于 40℃ 时用 150 厚; ②采用聚氨酯泡沫塑料 ($\lambda = 0.02 \sim 0.03$) 时, 不论温差, 均用 100 厚 (以上均错缝粘贴)。

- 注: 1. 同“(a) 钢木混合骨架门扇”之说明。
2. 木门扇易于制作, 翻修方便, 缺点是易变形碰损, 且笨重、费木材, 此门扇只适用于小型冷藏间。
3. 门扇档料及面板应刷桐油 3~4 遍后, 再行安装。
4. 门扇下部的密闭处理有用橡皮 (如图) 或活动挡木, 橡皮条摩擦力大, 门扇启闭费力, 活动挡木较好。

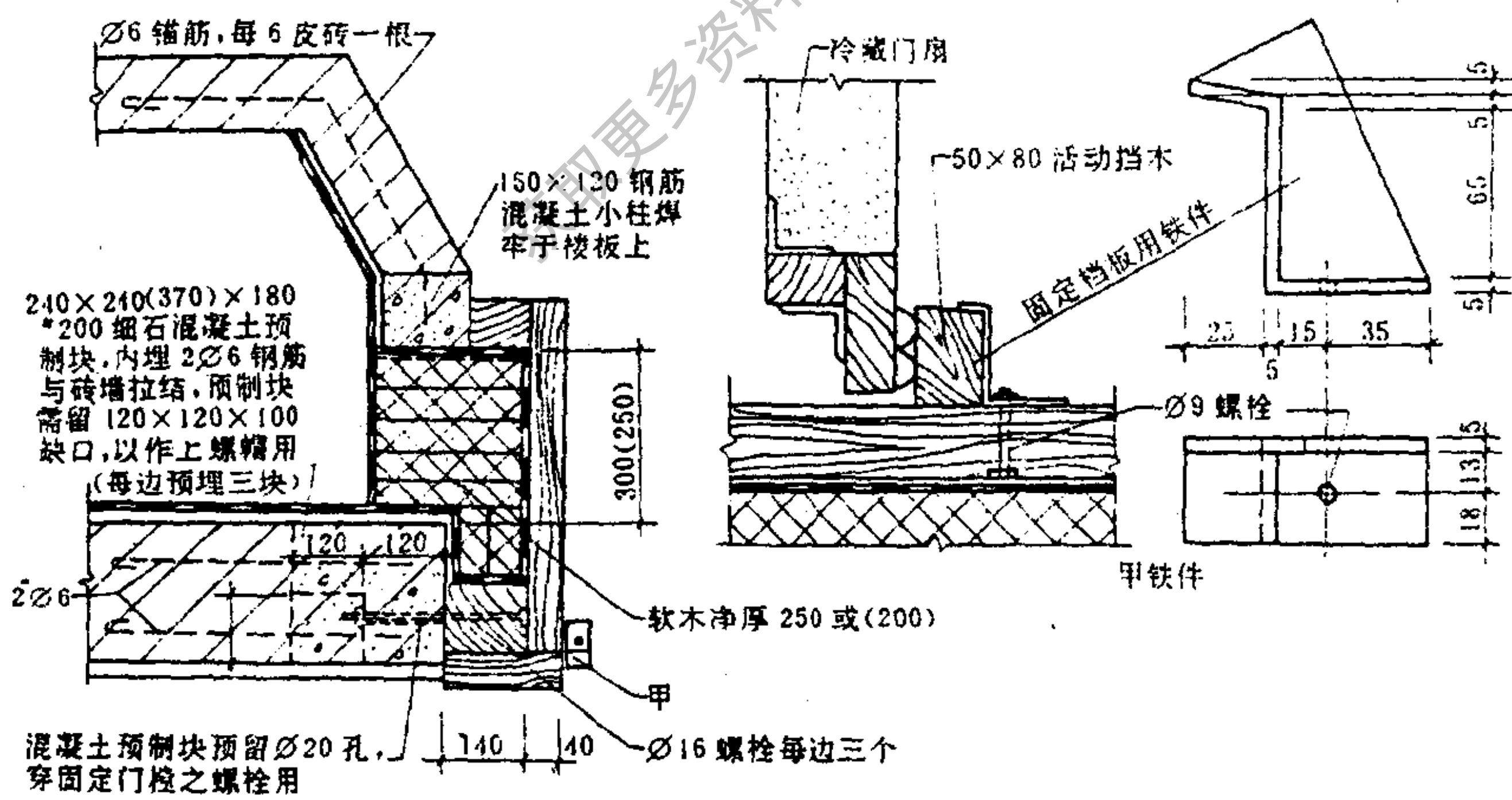


- 注: 1. 玻璃钢门扇的特点是①隔热防潮性能好, 面板可兼作绝热材料的隔气层; ②重量轻, 左图门扇总重仅 100kg; ③表面光滑美观, 无需油漆, 冰霜水不易附着; ④门扇刚度好, 机械强度高, 不易变形。
2. 此种门扇尚属试验研究性质, 造价偏高, 门扇骨架冷桥问题还需进一步研究解决。
3. 采用此种门扇时, 防冻电热丝宜安装在门框上。

图 2-50 冷藏门扇构造详图



(a) 门洞顶及门洞底构造

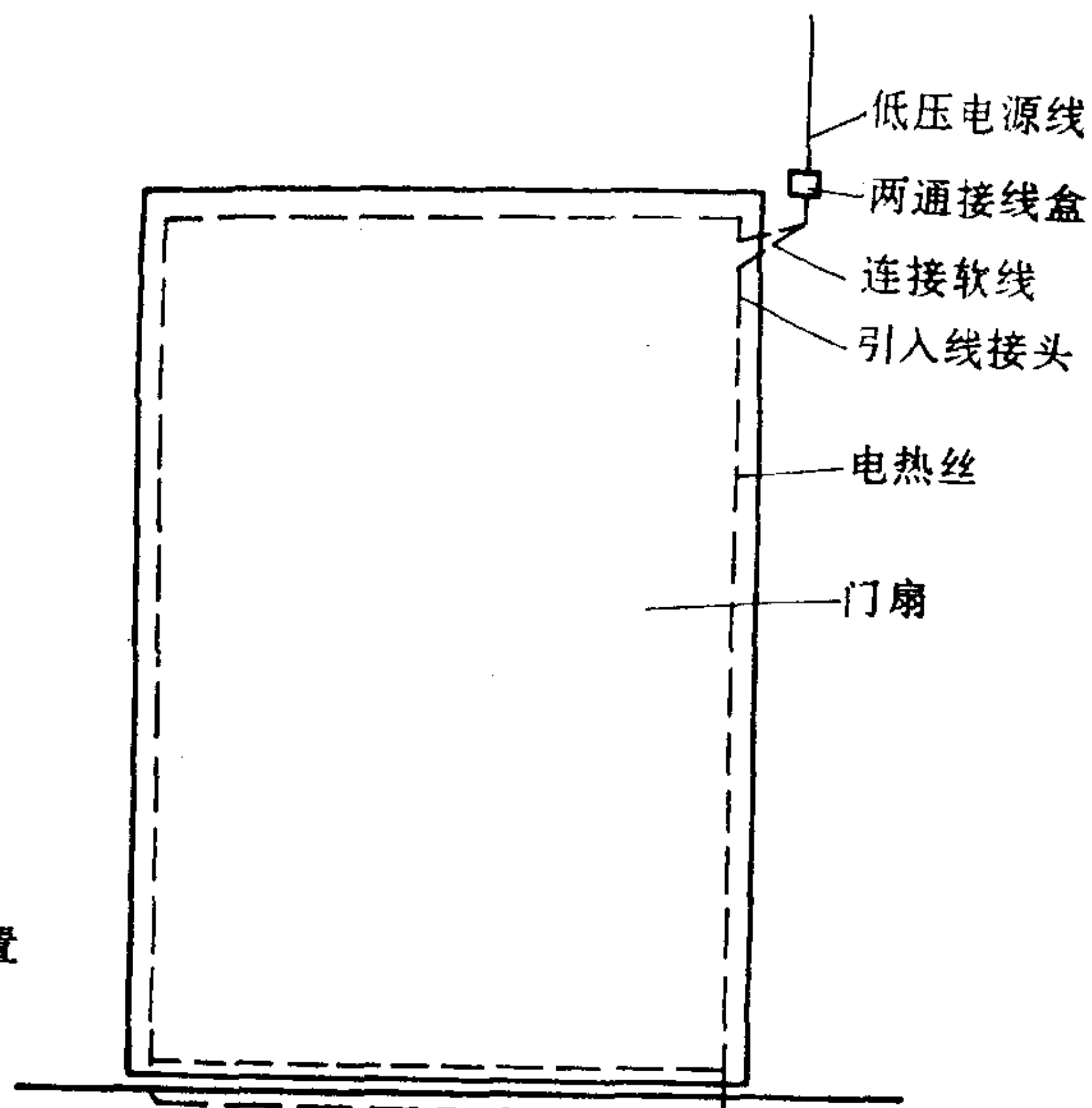


(b) 门洞侧壁构造

图 2-51 门框及门洞构造

注: 用活动挡木及固定铁件

1. 铁件安装紧靠门框。
2. 固定挡木用的铁件亦可用木块做, 木块用螺栓固定在硬杂木板上。

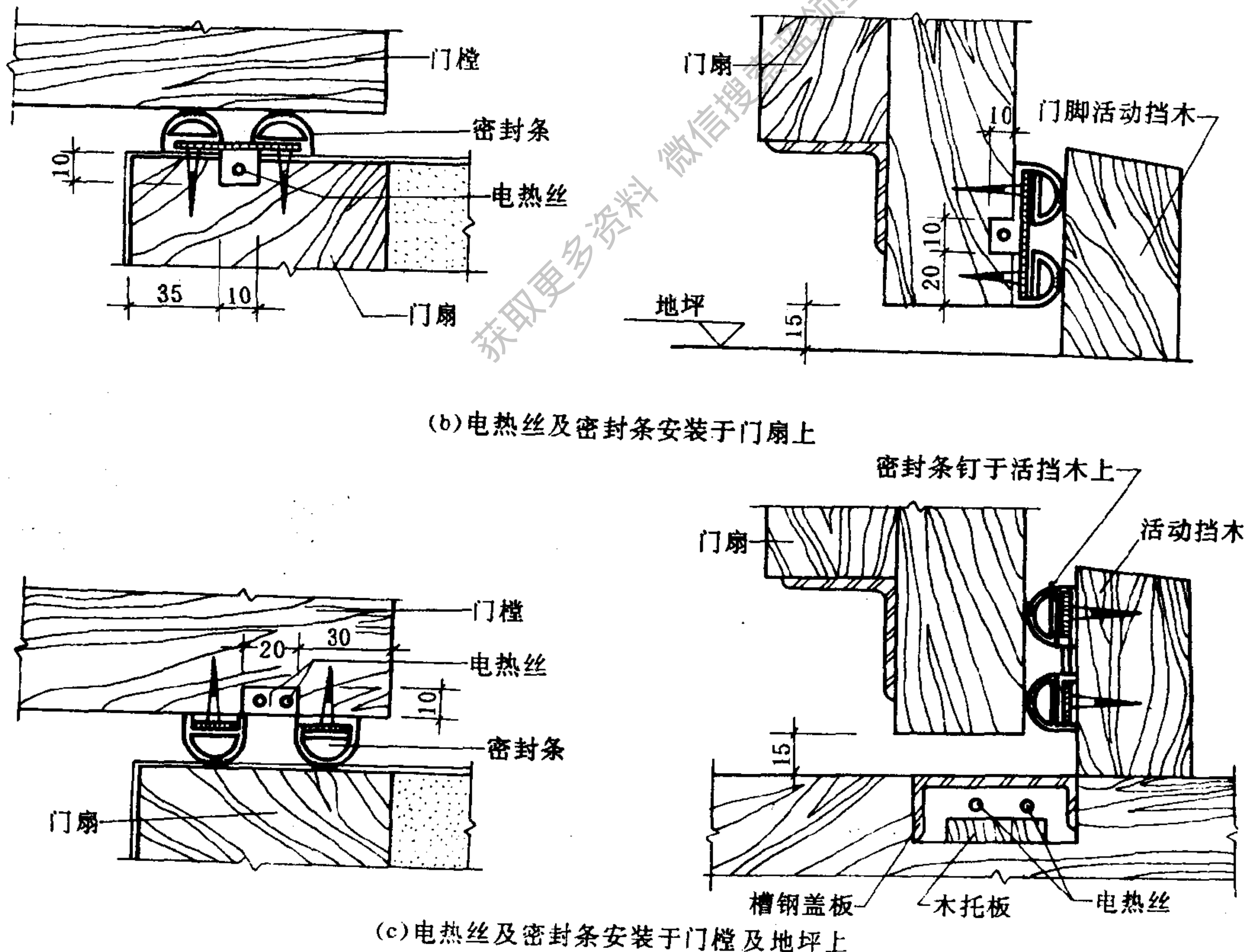


(a) 电热丝的布置

注: 1. 电热丝适用于低温冷藏门。

2. 电热丝用料: 铁铬铝合金丝, 电阻 1.4Ω , 直径 $2\sim 4.5$, 电源电压 $15\sim 24V$ 。

3. 电热丝的布置应该是在门脚地坪处的用量大于上门框处的用量, 这是因为门脚处温度较低。如采用温度控制继电器, 从控制门脚处(全门扇及门框温度最低处)温度不低于 $0^{\circ}C$ 为宜。如果采用时间控制继电器, 其通电与停电周期以控制停电后至重新通电前, 门脚处不出现挂霜、结冰为原则。



(b) 电热丝及密封条安装于门扇上

(c) 电热丝及密封条安装于门框及地坪上

图 2-52 电热丝及密封条安装

注: 本方案优点是电热丝不易拉脱、折断。

第九节 防冷桥处理

当导热系数较大的构件(如柱、梁、板、管道等)穿过或嵌入冷库围护结构的隔热层时,便形成了导热的通道——“冷桥”。冷桥的存在不仅破坏了围护结构的隔热效果,更严重的是由于冷桥表面凝水结霜,如日渐扩展或发生冻融循环,将会影响冷库的使用和安全。

下面对主要构件的冷桥处理方法进行说明。

一、柱、墙的冷桥处理

柱、墙所形成的冷桥可使地下土壤冻胀,危及冷库建筑的安全,应予以高度重视。穿过底层地坪隔热层的柱子,应从地下的防潮隔气层开始,用块状隔热材料(如软木板、泡沫塑料板)加以包覆。包覆高度从库内地坪算起 1.5m,一般先将防潮层包贴于柱子表面(或刷冷底子油一道)然后再贴 100~150mm 厚软木(分三层用沥青错缝粘贴),沥青细石找面,分二次施工做 20mm 厚 1:2 水泥砂浆粉刷。在此外围用角钢 L40×4 焊接,并加 40×4 扁钢三道做成保护设施,以防隔热层被货物碰撞受损(见图 2-53)。上下层库温差 $\geq 5^{\circ}\text{C}$ (包括阁楼层)时,楼上柱子离楼面 1.5m 范围也应做如上的处理。

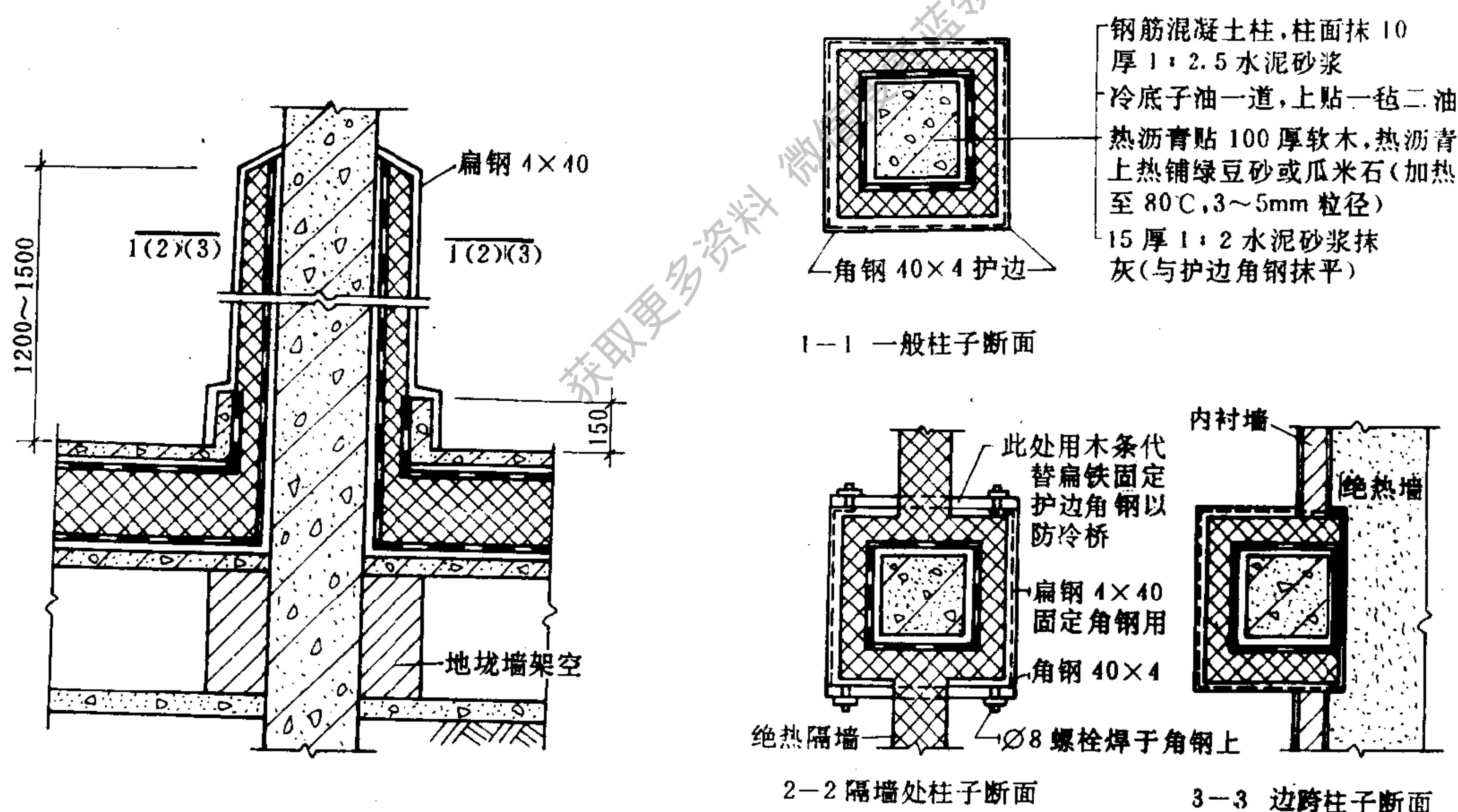
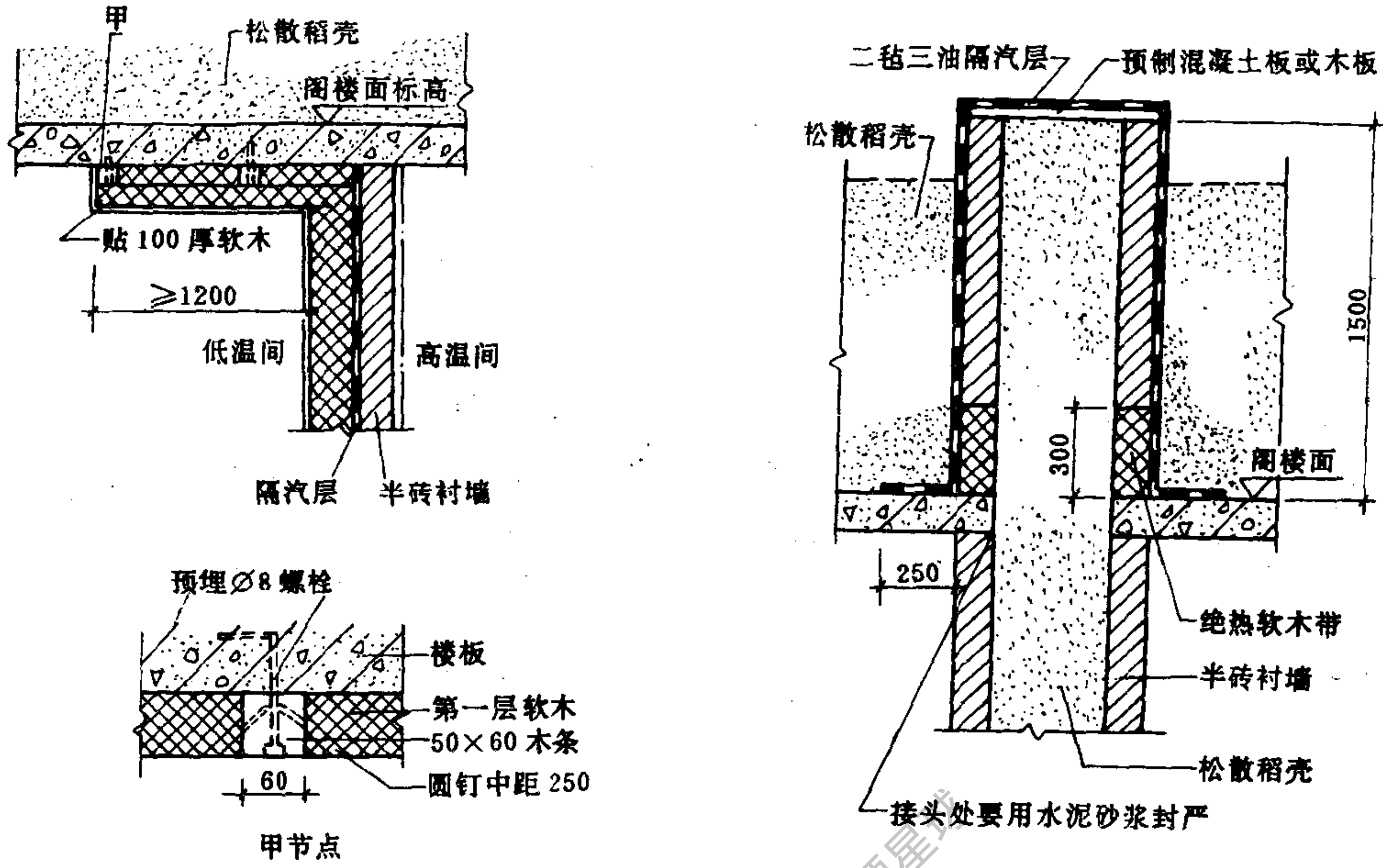


图 2-53 低温库下柱子穿地坪构造

若采用地坪下埋设通风管或热油管防冻时,柱脚两侧都应布置通风管或热油管,以免柱基下的土壤被冻胀。

为了消除锚系梁形成的冷桥,楼板与外墙拉结改用 $\text{Ø}28$ 镀锌圆钢拉杆。它的一端做在圈梁内(间距 6m 一根),另一端固定在楼板内。外涂环氧树脂漆两道,再用沥青胶结两层 50mm 厚的软木,一毡二油防潮,最后用 18 号铁丝扎牢。

内隔墙必须砌在地坪的钢筋混凝土面层之上,不允许穿过隔热层。在同一楼层内,当相邻两间库温 $\geq 5^{\circ}\text{C}$ 时,内隔墙的隔热材料应与楼地面的隔热材料相连,并在高温侧的平顶上距内隔墙 1.2m 范围内设隔热带,如图 2-54。



(a) 墙身与阁楼板底接头(块状材料)

(b) 墙身与阁楼板底接头(松散材料)

注:1. 贴顶软木有两种施工方案,本图介绍的方案是在楼板底预埋 $\varnothing 8$ 螺栓来固定木条,木条间距按软木规格而定(按 500mm 或两块 305mm 宽度考虑)木条固定后再用热沥青粘贴软木,第一层软木需用圆钉斜钉于木条上(见图示),下层软木用热沥青直接粘贴便可。

2. 软木应贴在低温侧。

3. 此种楼板接头不宜采用木板衬墙,因木板在高温侧会因潮湿结露而影响使用寿命。

注:1. 本图隔墙伸出阁楼面(即阁楼板断开)并采用防气带的构造方法是为了解决冷桥问题,亦为了保证隔墙稻壳干燥。

2. 图中防气带的高度采用 1500 是考虑稻壳下沉后仍有足够的绝热厚度。

3. 如果隔墙顶部不是阁楼,则内隔墙不宜采用松散绝热材料,否则下沉出现的冷桥(即绝热材料脱空)不易处理。

(c) 墙身与楼(地)面接头(块状材料)

(d) 墙身与楼(地)面接头(松散材料)

图 2-54 内隔墙节点构造

二、管道穿墙的处理

管道穿过隔热外墙的防冷桥处理比较复杂,故在管道布置时应尽可能减少穿墙的处数。穿墙洞必须预先留好,洞口上设过梁,四周用木板封闭成盒,做一毡二油防潮层,原墙中隔热材料的切口处用沥青油毡封住,待管道安装完后用软木屑拌沥青填实。为了防止盒底稻壳下沉而形成空洞,可用装稻壳的塑料袋在盒下堆成倒三角形,外用12号铁丝扎牢,见图2-39、图2-41。也有采用贴软木的办法。

三、冲霜排水管的隔热措施

冻结间(或冷藏库)的冲霜排水管应做好隔热、排水管与冷风机下的钢板水盘接口务必做到严密不渗漏,否则将导致地坪隔热层受潮。排水管的地下部分或经过冷却物冷藏库部分,必须外包隔热防潮材料,见图2-55。

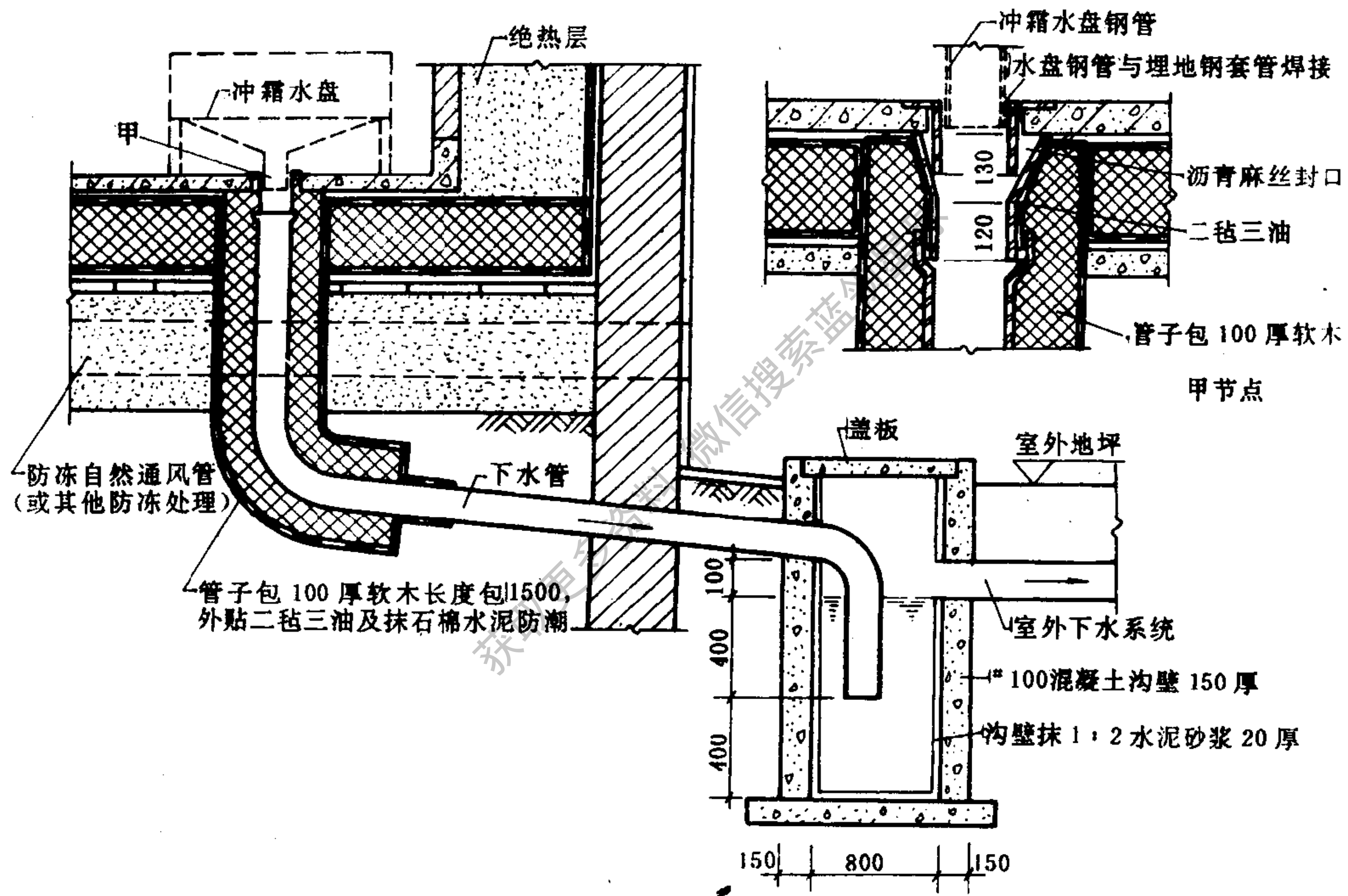


图2-55 低温库下水管穿地坪构造

注:1. 敷设下水道的全部工序,都必须在地坪施工之前完成。

2. 冲霜水盘与下水管的接头必须严密,不能漏水,否则将导致地坪绝热层受潮。

3. 水封井必须保证水封效果,以防室外热空气进入库内,在寒冷地区,水封井应设在能防冻的地方。

4. 下水管穿楼板构造可参照本图处理(高温库亦同)。

第三章 冷库围护结构的隔热与防潮

第一节 围护结构传热系数 K_0 值的确定

通过冷库围护结构的传热,实际上是导热,对流换热和辐射换热的综合作用。而且其传热的过程是一不稳定过程,但为了简化计算工作,我们可按稳定传热考虑。

一、围护结构的传热阻和传热系数

根据传热学原理,围护结构的传热量可表示为

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n}} F(t_w - t_n), (W) \quad (3-1)$$

式中: α_w ——室外空气对单层墙壁的放热系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$;

α_n ——单层墙壁对室内空气的放热系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$;

λ ——墙壁材料的导热系数, $W/m^2 \cdot ^\circ C$;

δ ——墙壁材料的厚度, m ;

t_w, t_n ——单层墙壁外壁面及内壁面温度, $^\circ C$;

F ——墙壁传热面积, m^2 。

对于由多层不同材料组成的围护结构,其传热量 Q 为:

$$Q = \frac{F(t_w - t_n)}{\frac{1}{\alpha_w} + \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right) + \frac{1}{\alpha_n}}, (W) \quad (3-2)$$

式中: $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots$ ——各种建筑材料的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

$\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots$ ——各层材料的厚度, m 。

通常把上式中的 $\frac{1}{\alpha_w + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n}}$ 表示为传热系数 K , 把 $\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n}$ 表示为热阻 R 。

冷库围护结构绝热性能的主要指标是总传热阻 R_0 或传热系数 K_0 值的大小。 R_0 是表示围护结构阻止热流通过的能力,其因次是 $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$ 。 R_0 值越大,通过围护结构传递的热量越小。 K_0 是表示围护结构、传递热量的能力,其因次是 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。 K_0 表示当围护结构两侧的空气温度相差 $1^\circ C$ 时,一平方米围护结构表面积在一小时内所通过以瓦为单位的的热量。

围护结构传热系数 K_0 与围护结构总热阻 R_0 互为倒数,即:

$$K_0 = \frac{1}{R_0}; \quad R_0 = \frac{1}{K_0}$$

二、围护结构传热系数 K_0 值的简便计算

围护结构 K_0 值是冷库建筑的重要技术经济指标之一。确定 K_0 值应根据围护结构绝热层费用

——造价和折旧率,制冷设备费用——制冷成本和设备运转率(小时/年),货物干耗损失,以及库内外温差等因素进行综合分析,选择一个最经济合理的 K_0 值。精确计算这 K_0 值工作很复杂,很费时。简便的方法是规定出单位表面积耗冷量控制指标来确定 K_0 值,即:

$$q = \frac{t_w - t_n}{R_0} = \frac{\Delta t}{R_0} = K_0 \Delta t \quad \text{W/m}^2 \quad (3-3)$$

亦即:
$$K_0 = \frac{q}{\Delta t}$$

关于单位表面积耗冷量控制指标 q ,过去国外一般用 $K_0 \Delta t = 11.6 \text{ W/m}^2$ 左右,近年来为了节约能源,此值日趋取小。有的还小于 8.1 W/m^2 (轻型结构除外)。过去我国设计中用廉价稻壳时按 $K_0 \Delta t = 10.4 \text{ W/m}^2$ 用聚苯乙烯泡沫塑料也近似此值,用软木或聚氨酯泡沫塑料时,一般用到 $K_0 \Delta t = 12.8 \text{ W/m}^2$ 。对外围护结构中外墙、屋顶,可根据不同情况在 $K_0 \Delta t = 8.1 \sim 12.8 \text{ W/m}^2$ 范围内选用。但是 Δt 相同时, $K_0 \Delta t$ 值越小,造价越高,围护结构越厚,占地面积越多。

根据库内外温差不同和隔热材料、隔热构造不同,其控制指标的值也不同,见下表 3-1。

表 3-1

部 位	温差 Δt °C	稻壳隔热	软木隔热	聚苯乙烯隔热	聚氨酯预制板隔热
		单位面积传热 W/m ²	单位面积传热 W/m ²	单位面积传热 W/m ²	单位面积传热 W/m ²
冻结间外墙	55	10.5	12.8	10.5	10.5
冷藏间外墙	50	8.1	8.1	8.1	8.1
屋顶通风阁楼	49	8.1	8.1	8.1	8.1
屋顶无阁楼	49		12.8	12.8	12.8
地 坪	49		12.8	12.8	12.8

根据分析可知,库内外温差越大,相应的传热系数就越小,库内外温度每差 7°C , K_0 值可递增或递减 $0.058 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 由此可以建立一个确定与单位面积耗冷量控制指标相适应的 K_0 值简便计算公式,即:

$$K_0 = 0.638 - 0.0081 \Delta t \quad \text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \quad (3-4)$$

上式适用于库内温度为 $+10 \sim -30^\circ\text{C}$ 的范围。

根据式(3-4),库内外温差 Δt 与围护结构传热系数 K_0 值的关系如图 3-1。

三、绝热层厚度的计算

围护结构传热系数 K_0 值确定以后,总热阻 R_0 值便为已知。总热阻为围护结构各构造层(包括绝热层)的热阻与围护结构两侧表面换热阻的总和。构造层设计确定以后,除绝热层以外的其他各层材料的热阻 可以按下式求出:

$$R = \sum \frac{\delta}{\lambda} \quad (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{W}$$

式中 δ ——材料厚度, m;

λ ——材料的导热系数, $\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$

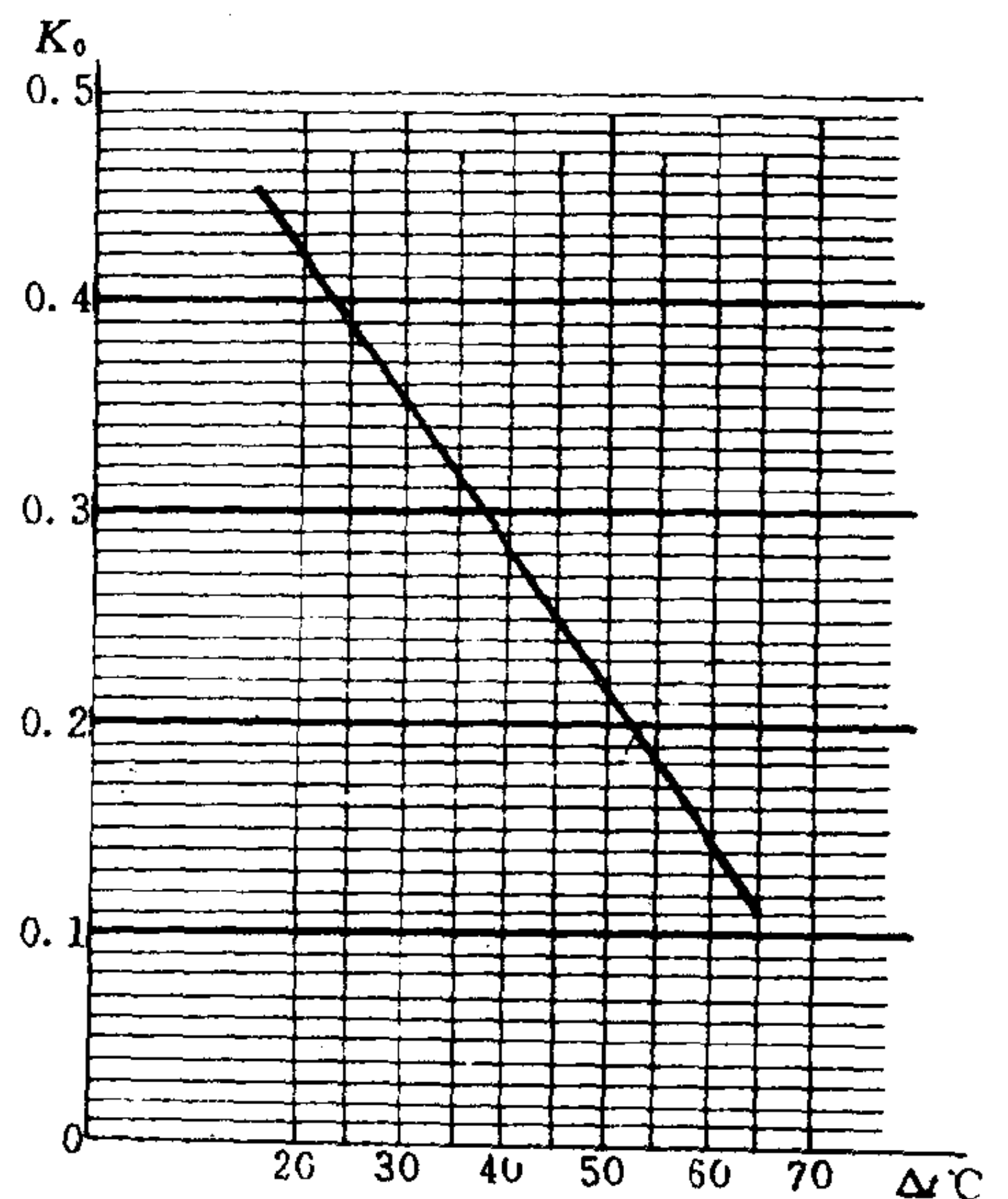


图 3-1 Δt 与 K_0 值的关系

围护结构两侧表面换热阻是表面吸热或放热过程中阻止热流通过的能力,一般采用表 3-2 的经验数据。

表 3-2 冷库围护结构的表面放热系数 α_w, α_n 及放热阻 R_w, R_n

结构部位及工作条件	α_w 或 α_n ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)	R_w 或 R_n ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
屋面及外墙的外表面,无防雨设置时	23.26	0.043
外墙外部紧邻其他建筑物或有防风设置时	11.63	0.086
外墙及屋顶内表面,内墙的表面		
1. 冻结间有强力通风装置	29.08	0.034
2. 冷藏间有冷风机	17.45	0.057
3. 库房内无强力通风装置	8.14	0.123
冷库内楼板上下的表面	8.14	0.123
冷库地坪下为土壤时	8.14	0.123

从总热阻 R_0 中减去除绝热层以外其他各层的热阻,则为绝热材料所应具有的热阻,即:

$$R_{绝} = \frac{1}{K_0} - \left(\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n} \right) \quad (3-5)$$

式中 $\sum \frac{\delta}{\lambda}$ —— 除绝热层外各构造层热阻之和;

α_w —— 外表面换热系数,按表 3-2 采用;

α_n —— 内表面换热系数,按表 3-2 采用。

绝热层厚度 δ 即可按下式求出:

$$\delta_{绝} = \lambda_{绝} \cdot R_{绝} \quad (3-6)$$

在设计选用绝热层隔热材料的导热系数 $\lambda_{绝}$ 值时,应按下式计算确定:

$$\lambda_{绝} = \lambda'_{绝} \times b \quad (3-7)$$

式中 $\lambda_{绝}$ —— 设计采用的导热系数, $W/m \cdot ^\circ C$;

$\lambda'_{绝}$ —— 正常条件下测定的异热系数, $W/m \cdot ^\circ C$;

b —— 导热系数的修正系数。

隔热材料导热系数的修正系数 b 值可按表 3-3

表 3-3 修正系数 b 值

序号	材料名称	b	序号	材料名称	b
1	软木	1.2	8	聚氨酯泡沫塑料	1.4
2	稻壳	1.7	9	矿棉	1.8
3	膨胀珍珠岩	1.7	10	沥青珍珠岩	1.2
4	炉渣	1.6	11	泡沫混凝土	1.3
5	聚苯乙烯泡沫塑料	1.3	12	加气混凝土	1.3
6	玻璃棉	1.8	13	水泥膨胀珍珠岩	1.3
7	岩棉	1.8	14	水玻璃膨胀珍珠岩	1.3

注:泡沫混凝土、加气混凝土、水泥膨胀珍珠岩及水玻璃膨胀珍珠岩的修正系数,为经过烘干的块状材料用沥青等不含水粘结材料贴铺、砌筑时的数值。

对于围护结构任何一层的表面温度,可按下式计算:

$$t_x = t_w - \frac{t_w - t_n}{R_0} (R_w + \sum_{i=1}^{x-1} R_i) \quad (3-8)$$

式中 t_x ——某层的边界表面温度, °C;

t_w, t_n ——室外、室内计算温度, °C;

R_0 ——总热阻, $m^2 \cdot C/W$;

R_w ——外表面热阻, $m^2 \cdot C/W$;

$\sum_{i=1}^{x-1} R_i$ ——计算层前面各层材料热阻之和, $m^2 \cdot C/W$;

围护结构内部的温度也可用图解法来确定。如图 3-2 所示, 画一水平轴作为温度的零度线。在此水平轴上, 按某一比例尺依次截取围护结构各部分的热阻, 从 R_w 到 R_n , 通过各截点引出相互平行的垂线。在两边最外侧的垂线上, 按某一比例尺的零度线以上表示正温、以下表示负温, 分别截取室外计算温度 t_w 和室内计算温度 t_n , 得交点 A 和 B。用直线连接 A 和 B 两点, 根据此连线与各垂线的交点即可得出各层界面处的温度。

为了防止空气中水蒸汽在冷库围护结构外表面上凝结, 必须保证其热阻 R_0 大于或等于低限热阻 R_{min} , 低限热阻可按下式计算:

$$R_{min} = \frac{(t_w - t_n)nb}{\Delta t_w \alpha_w} \quad (3-9)$$

式中:

R_{min} ——低限热阻, $m^2 \cdot C/W$;

t_w ——室外空气温度, °C;

t_n ——室内空气温度, °C;

α_w ——围护结构外表面的放热系数, $W/m^2 \cdot C$;

n ——围护结构特性系数, 如:

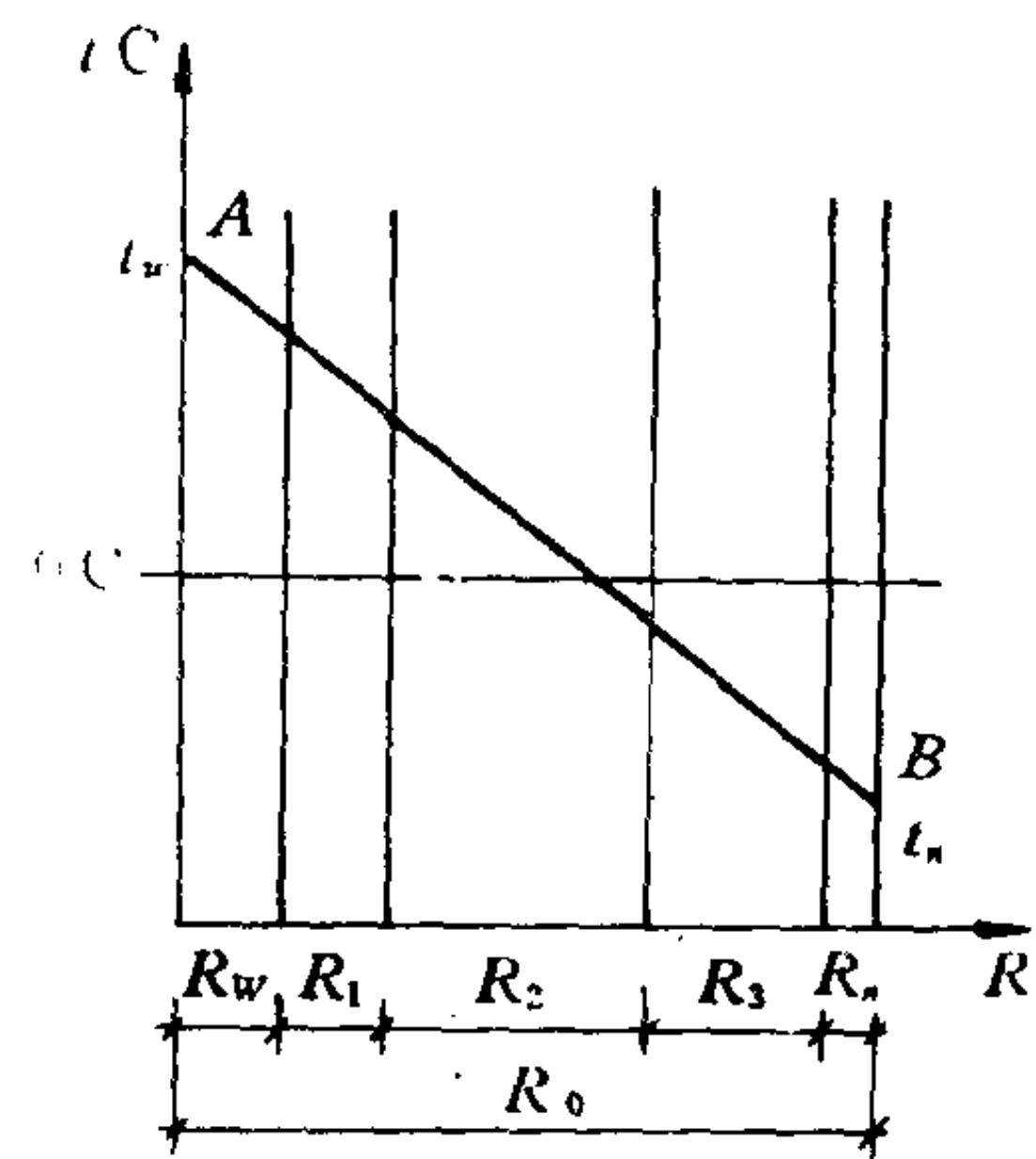
外墙和无阁楼屋盖	$n=1$;
带通风间层的屋盖	$n=0.9$;
地下室上的楼板	$n=0.75$;

b ——围护结构隔热层的品质系数, 如:

各种泡沫塑料、矿棉	$b=1.2$;
容量小于 $400kg/m^3$ 的其他隔热材料	$b=1.1$;
其他围护结构	$b=1.0$;

Δt_w ——室外空气温度与室外空气露点温度之间的温度差,

$\Delta t_w = t_w - t_p, C$ 。



3-2 围护结构内部温度图解法

同样, 为防止表面结露的围护结构最大容许传热系数 K_{max}

可由下式确定:

$$K_{max} = \frac{1}{R_{min}} = \frac{\alpha_w \Delta t_w}{(t_w - t_n)nb}$$

如果围护结构的 $K \leq K_{max}$, 表明隔热层有足够厚度, 围护结构表面不会凝结水分。

通常在热工计算时, 采用的 K 和 R_0 值可参考表 3-4、表 3-5、表 3-6。

表 3-4 冷库外墙、屋盖、顶棚、内隔墙的传热系数 K 和总热阻 R_0

两侧温差 (°C)	$K\Delta t=10.5$		$K\Delta t=11.6$		$K\Delta t=12.8$	
	K (W/m ² ·k)	R_0 (m ² ·k/W)	K (W/m ² ·k)	R_0 (m ² ·k/W)	K (W/m ² ·k)	R_0 (m ² ·k/W)
80	0.13	7.69	0.14	7.14	0.16	6.25
70	0.15	6.61	0.16	6.25	0.19	5.26
60	0.17	5.88	0.20	5.00	0.21	4.76
50	0.21	4.76	0.23	4.35	0.26	3.85
40	0.27	3.70	0.29	3.45	0.33	3.03
30	0.35	2.86	0.38	2.63	0.43	2.32
20	0.43	2.32	0.47	2.15	0.52	1.92
10	0.52	1.92	0.58	1.72	0.70	1.43

表 3-5 库房楼面的传热系数 K 和总热阻 R_0

楼板上下温度差 (°C)	K (W/m ² ·°C)	R_0 (m ² ·°C/W)	软木隔热层推荐厚度 (m)
33-35	0.2	5.0	0.3
23-28	0.23	4.35	0.25
15-20	0.29	3.45	0.20
8-12	0.37	2.70	0.15
5	0.52	1.92	0.10

表 3-6 库房地坪的传热系数 K 和总热阻 R_0

库房温度 (°C)	K (W/m ² ·°C)	R_0 (m ² ·°C/W)	软木隔热层推荐厚度 (m)
-35	0.22	4.55	0.30
-28	0.26	3.85	0.25
-18~-23	0.31	3.23	0.20
-10~-15	0.41	2.44	0.15
-5	0.58	1.72	0.10

四、围护结构的热惰性

库外空气温度的昼夜波动和围护结构外表面温度受太阳辐射引起的昼夜波动,都是周期性的温度波动。这种周期性温度波动会引起围护结构内部和内表面温度也产生波动。围护结构抵抗热流波动作用的能力称为热惰性。热惰性指标用“ D ”表示。热惰性指标的大小,是围护结构热稳定性的特征。一般按热惰性指标的大小将围护结构分为重体性、中体性、轻体性三种。 $D \geq 6$ 的称重体性结构; $3 < D < 6$ 的称中体性结构; $D \leq 3$ 的称轻体性结构。一般土建式冷库的墙体其 D 都 ≥ 6 ,属重体性结构;装配式组合冷库的墙体其 D 都 ≤ 3 ,属轻体性结构。

表层温度波动的激烈程度以及温度波在围护结构内部的衰减程度,与构造材料的蓄热系数有关。

材料的蓄热系数以 S 表示,单位是 $W/m^2 \cdot ^\circ C$ 。建筑材料一般采用以 24 小时为热作用波动周期的 S 值(S_{24})。当采用这一周期时,材料的蓄热系数:

$$S_{24} = 0.5 \sqrt{\lambda \cdot c \cdot \gamma} \quad (3-10)$$

式中 λ ——材料的导热系数, $W/m \cdot ^\circ C$;

c ——材料的比热, $W/kg \cdot ^\circ C$;

γ ——材料的容重, kg/m^3 。

热惰性指标 D 为构造层的热阻 R 与该层材料蓄热系数 S 的乘积。对于单层材料:

$$D = R \cdot S \quad (3-11)$$

对于多层材料构成的围护结构:

$$D = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2 + R_3 \cdot S_3 + \dots = \sum R_i \cdot S_i \quad (3-12)$$

式中 $i=1, 2, 3, \dots$ 表示层次。

冷库围护结构 D 值愈大,热流波在围护结构中衰减愈大,围护结构内表面温度波动就愈小,库内温度也易于稳定。反之,当制冷系统停止运行时,容易引起库内温度的波动。轻体性结构的冷库停止供冷时,库温回升的速度要比重体性结构的冷库大得多,两者比较其热稳定性相差很大。

第二节 冷库中常用的隔热材料

一、隔热材料的种类

冷库建筑用的隔热材料种类很多,按其组成可分为有机和无机两大类。

(一)有机隔热材料 天然有机隔热材料是由各种植物纤维、树皮等加工制成,也包括一类高分子有机合成物。

1. 炭化软木及制品 它是世界公认的优良隔热材料,具有抗压强度高、无毒、容重小、导热系数小、富有弹性、难燃、不易腐烂等优点。其缺点是,会被虫蛀鼠咬,且产量少,价格高。

2. 稻壳 稻壳产地广、价格便宜,是国内以前使用最广泛的松散隔热材料。它的缺点是由于比容大,隔热层占用了较多的建筑面积,运输不便,而且容易受潮霉烂下沉,受潮后导热系数显著增大,故使用 3~5 年后需要翻晒或更换。由于稻壳在其他方面的用途日益广泛,因此,在近几年以来新建的冷库很少使用。

3. 聚苯乙烯泡沫塑料 它是用聚苯乙烯树脂为基料,加入发泡剂(丁烷或戊烷),并用水蒸气加热形成具有无数微小气孔的发泡小球,在常压下进行熟化,然后在模具中进行加热,便融合成硬质泡沫塑料。在产品制造过程中加入阻燃剂、自熄增效剂、抗氧化剂和紫外线吸收剂等成分,产品具有自熄性和较强的耐气候性。这种泡沫塑料的特点是质轻、隔热性能好、吸水性小,耐低温性能好,耐酸耐碱,有一定的弹性。

4. 聚胺酯泡沫塑料 它是用聚醚树脂与多元异氰酸酯在催化剂(二月桂酸二丁基锡、三乙烯二胺或三乙醇胺)、稳定剂(硅油)、发泡剂(R_{13} 、 R_{11} 和水)等的作用下,经发泡反应而制得的闭孔型泡沫塑料。常用作隔热材料的是硬质聚胺酯泡沫塑料,可在现场发泡直接喷涂或在模具中灌注成型。它的优点是容重和导热系数较小、强度高、吸水率低、有自熄性、耐低温($-100^\circ C$)耐油、耐酸、耐碱。它能在常温下发泡、设备简单、施工效率高,可直接与金属、非金属材料粘结(粘结强度 $1-3 \times$

10⁵Pa)。它是一种很有发展前途的隔热材料。其主要技术性能如下：

容重	25~50kg/m ³ ;
导热系数	0.02~0.024W/m·°C;
抗压强度	>2.5×10 ⁵ Pa;
吸水性	0.118kg/m ² ;
使用温度	-100~120°C;
自熄性	离火1~2s即熄。

5. 聚氯乙烯泡沫塑料 它是由聚氯乙烯树脂加入发泡剂、稳定剂和溶剂,经加热塑化发泡而制成。可作成开孔、闭孔和软质、硬质多种。硬质聚氯乙烯泡沫塑料具有较好的抗压强度(>1.8×10⁵Pa)和耐腐蚀性,不吸水、不燃烧、隔热性能好($\lambda \geq 0.043$ W/m·k)。

6. 铝箔波形纸板 它是以三层或五层的波形纸板为基层,在纸板两表面贴上铝箔作成的一种轻型隔热材料。它的特点是重量轻(16Pa)、刚度好、有较好的隔热性能(导热系数0.063W/m·c),并有良好的反辐射热,防潮的效果。铝箔波形纸板可用于冷却物冷藏库。

(二)无机隔热材料 无机隔热材料的特点是不腐烂、不燃烧、机械强度大、经久耐用,有一些还有耐高温性能,但它们的容重和导热系数一般都较大。

1. 矿渣棉及其制品 矿渣棉是以铁矿渣为主要原料,经熔化、用高压蒸气喷吹冷却而成的无机纤维材料。它的主要成分是SiO₂(占36~39%)、CaO(占38~42%)及Al₂O₃及MgO。矿渣棉具有质轻、导热系数小、不燃、不蛀、不腐烂、不易受潮、化学稳定性强的优点。它的缺点是在施工时纤维对人的皮肤及呼吸道有刺激,因此各生产单位多加工成各种规格的板、毡、管壳等矿棉制品。

2. 玻璃棉及制品 玻璃棉是把熔化的玻璃液用压缩空气(或蒸气)以极高的速度喷吹而成。玻璃也是一种定长玻璃纤维,但纤维较短。玻璃棉具有导热系数小、弹性好、不燃、不霉烂、不腐蚀,防虫鼠,化学稳定性好等优点。普通玻璃纤维对皮肤和呼吸道有刺激,施工时要有特殊的劳动保护,如制成制品(板、毡、管壳),对施工条件可有所改善。玻璃棉直径小于1~3 μ m的称为超细玻璃棉,由于它直径细、纤维长,比较柔软,对皮肤无刺激,是一种很好的隔热材料。

3. 火山岩棉及制品 它是以火山玄武岩为主要原料,加入一定数量的辅料(石灰石),经高温熔化,用蒸气(或压缩空气)喷吹而成的人工无机短纤维。火山岩棉产品只有散装岩棉、沥青岩棉毡两种。火山岩棉具有经济耐用,耐低温,容重小、导热系数小、吸水率低、不燃、不霉烂的优点。它也有刺激皮肤和呼吸道的缺点。

4. 防水膨胀珍珠岩 珍珠岩(包括松脂岩、黑曜岩、流纹岩等)是一种酸性岩浆喷出的玻璃熔岩,因具有珍珠裂隙结构而得名。经膨胀后的珍珠岩为原体积的8~30倍,质量很轻,风吹可以飞扬,其化学成分主要是SiO₂和Al₂O₃。它具有容重小、导热系数小、无毒、无臭、无刺激、不霉烂、不燃烧、抗冻性好、资源丰富、价格低廉、施工方便安全等优点。普通的膨胀珍珠岩吸水率很高,可达本身重量的2~9倍,不能用于低温隔热。但用憎水性强的胶粘剂制成的防水膨胀珍珠岩制品,其吸水率很低(<6%),可用于低温隔热。

5. 加气混凝土 它用水泥、生石灰、矿渣、砂、铝粉(加气剂,为水泥重量的0.8%左右)等作为原料。它的产品种类有素砌块、配筋屋面板、外墙板及隔墙板等几种。加气混凝土制品的特点是容重小、隔热性能好、强度高、外形尺寸准确、加工性好、拼接安装方便,在建筑中可同时起承重和隔热作用。缺点是加气混凝土内部的可溶性盐类常沿着毛细孔在制品表面析出,造成表层剥落,影响其耐久性,对酸碱的耐蚀性也较差。

6. 炉渣 炉渣可用作冷却物冷藏库地坪的隔热材料,应选用粒径10~40mm的炉渣,当容重为

800~1000kg/m³时导热系数为0.19~0.29W/m·°C。使用时,最大重量湿度应不大于8%,含硫量不超过2%。用前要过筛,清除杂质,曝晒干燥。其优点是废物利用、易采购、价格便宜,但它的导热系数较大,不易保持干燥,冻结物冷藏库地坪已不采用。

7. 泡沫玻璃 它是用玻璃纤维下脚料磨成粉状,与发泡剂混合后,烘干和在发泡炉内发泡,再经退火而制成。容重为128~200kg/m³,完全闭孔,体积湿度在0.2%以下,抗压强度可达0.7MPa,抗弯强度0.53MPa,能适应430~-270°C的温度变化,导热系数小(0°C时0.05~0.054W/m·°C)。泡沫玻璃主要用于地坪和屋顶的隔热及构筑防火带。

8. 泡沫混凝土 泡沫混凝土用水泥加起泡剂(水胶、松香及碳酸钾的混合物)制成。它的优点是抗压强度较大(0.6~0.85MPa),抗冻性和耐火性都较好;其缺点是吸湿性大,易受潮而降低隔热效果,施工时宜用沥青砌结。

冷库中常用的绝热材料列于表3-7。

表3-7 建筑材料的热工计算指标

材料名称	容重 (kg/m ³)	导热系数 (W/m·°C)	比热 (kJ/kg·°C)	蓄热系数 (W/m ² ·°C)	蒸气渗透系数 (g/m·h·KPa)
一、混凝土					
钢筋混凝土	2400	1.547	0.83	14.94	0.03
碎砖混凝土	2000	1.047	0.83	11.40	0.053
大孔隙的无沙混凝土	1900	1.00	0.83	10.64	0.21
矿渣和炉渣混凝土	1600	0.756	0.83	8.55	0.83
膨胀珍珠岩混凝土	1000	0.326	0.83	4.44	0.19
加气混凝土(硅酸盐)	800	0.29	0.83	3.72	0.14
二、石材					
石灰岩	2000	1.163	0.92	12.56	0.06
形状整齐的石砌体	1960	1.128	0.92	12.1	0.065
三、砖砌体					
重砂浆粘土砖砌体	1800	0.814	0.88	9.65	0.105
重砂浆多孔砖砌体	1400	0.64	0.88	7.56	0.14
四、砂浆及抹灰					
水泥砂浆	1800	0.93	0.83	10.0	0.09
水泥矿渣砂浆	1200	0.523	0.83	6.16	0.135
五、木材及其制品					
松和云杉(顺木纹)	550	0.35	2.5	5.8	0.323
水泥纤维板 木丝板	400	0.163	2.1	3.14	0.26
无水泥纤维板	250	0.076	2.5	1.86	0.24
胶合板	600	0.174	2.5	4.36	0.023
六、矿棉和玻璃棉					

(续表)

材料名称	容重 (kg/m ³)	导热系数 (W/m·°C)	比热 (kJ/kg·°C)	蓄热系数 (W/m ² ·°C)	蒸气渗透系数 (g/m·h·KPa)
沥青矿棉板	300	0.093	0.21	1.23	0.41
玻璃棉	100	0.058	0.21	0.56	0.49
七、膨胀珍珠岩					
防水珍珠岩(FSG-87)	220	0.062	0.67	0.58	
膨胀珍珠岩	120	0.058	0.67	0.58	
沥青膨胀珍珠岩	350	0.093	0.67	0.58	
水泥膨胀珍珠岩	350	0.116			
八、膨胀蛭石及其制品					
沥青蛭石板	150	0.087	1.34	1.13	
水泥蛭石板	500	0.14			
九、塑料和多孔聚合物					
脲醛泡沫塑料	20	0.047	1.47	0.31	0.56
聚氨酯泡沫塑料	40~50	0.029			
聚苯乙烯泡沫塑料	30	0.047	1.47		0.06
聚氯乙烯泡沫塑料	50	0.058	1.47		
十、石棉制品					
石棉水泥板	1900	0.35	0.84	6.34	0.026
石棉水泥隔热板	500	0.13	0.84	1.98	0.39
十一、炉渣、矿渣					
锅炉炉渣	700	0.22	0.84	3.02	0.22
矿渣砖	1400	0.58	0.75	6.69	
十二、石膏制品					
纯石膏板	1250	0.47	0.84	5.93	0.105
石膏炉渣混凝土	1300	0.56	0.84	6.45	0.105
十三、玻璃制品					
普通玻璃	2500	0.76	0.84	10.7	
加气玻璃、泡沫玻璃	500	0.16	0.84	2.21	
十四、金属					
钢	7850	58.15	0.48	126	
铝	2600	221.0	0.48	141	
十五、布、纸料					

(续表)

材料名称	容重 (kg/m ³)	导热系数 (W/m·°C)	比热 (kJ/kg·°C)	蓄热系数 (W/m ² ·°C)	蒸气渗透系数 (g/m·h·KPa)
漆布	1600	0.33	1.47	7.44	0.015
厚纸板	1000	0.23	1.47	4.94	
石油沥青油毡、油纸、焦油纸	600	0.17	1.47	3.31	
建筑用毡	150	0.06	1.88	1.02	0.34
十六、沥青					
石油沥青	1050	0.17	1.67	4.71	0.0075
十七、土质材料					
夯实粘土墙或土坯墙	2000	0.93	0.84	10.58	0.098
粘土——砂抹面	1800	0.70	0.84	8.72	0.098
干砂填料	1600	0.58	0.84	7.50	0.17
十八、农副产品					
稻壳	135~160	0.09	1.88	1.76	0.45
芦苇板	350	0.14	1.67	2.44	0.45
十九、其他					
橡皮	2200	0.041	1.51	0.30	0.56

二、影响隔热材料导热性能的因素

(一) 隔热材料的湿度 绝大多数建筑材料与潮湿空气接触时,都会从空气中吸收水气,所以隔热材料或多或少都含有一定的水分。材料在低温高湿的环境里比较容易吸收水汽。材料内所含水分增加,其导热系数将显著增大;这是因为原先在材料的孔隙中充满了导热系数为 $0.029\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ 的空气,当水蒸气和水侵入材料孔隙后,由于水的导热系数为 $0.58\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$,是静止空气的 20 倍,于是引起了材料隔热性能的恶化。如果材料孔隙中的水冻结成冰,因冰的导热系数更大 ($\lambda=2.32\text{W}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$),材料的隔热性能就更差了。因此,为了保证隔热层的隔热性能,一定要使用干燥的材料(控制施工时材料的重量湿度),并应做好隔热结构的隔汽防潮。

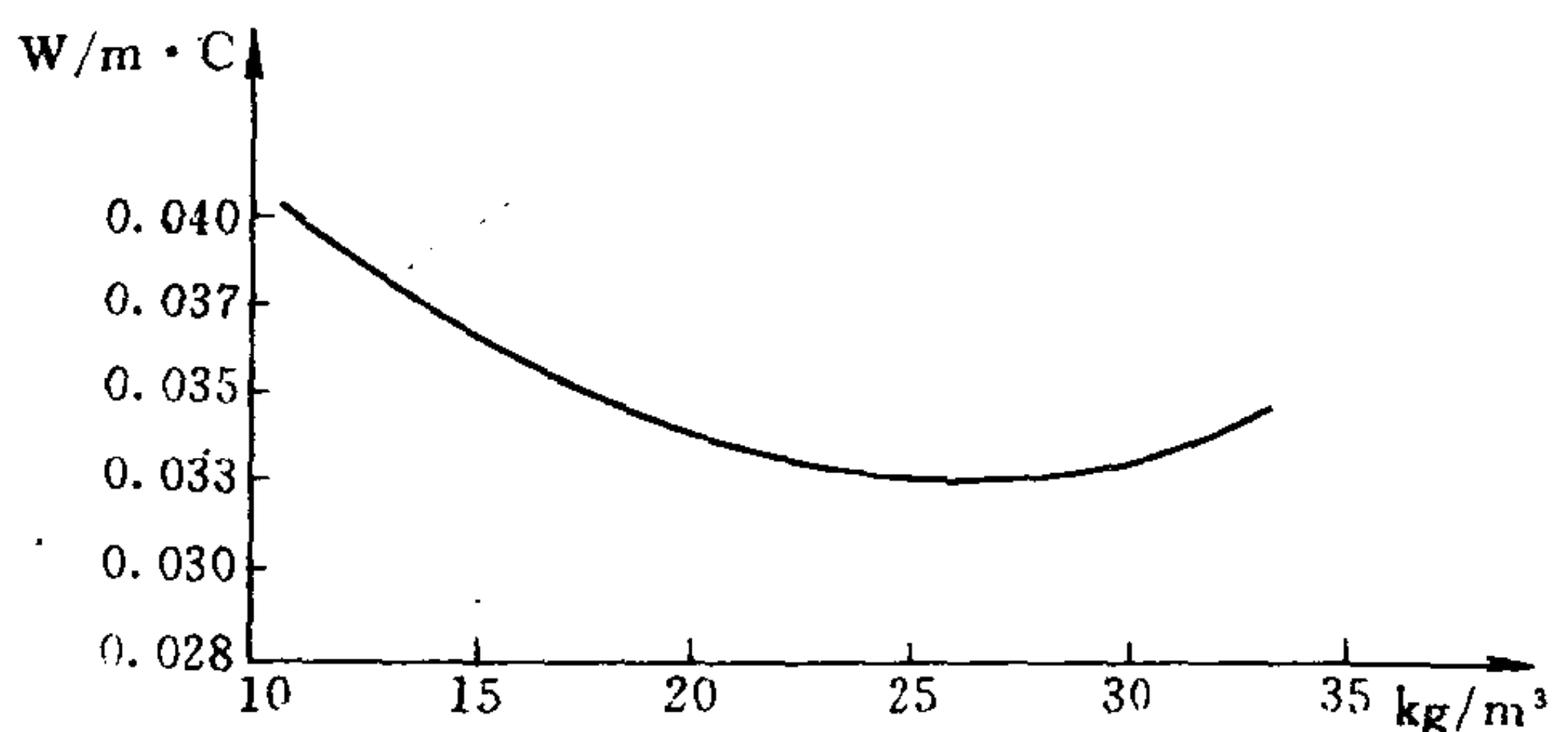


图 3-3 聚苯乙烯泡沫塑料导热系数与容重的关系

(二) 隔热材料的容重 容重是指单位体积的材料重量,用 $\gamma(\text{kg}/\text{m}^3)$ 表示;隔热材料的容重是影响导热系数的一个重要因素。隔热材料内部都存在一定的孔隙,它们由材料骨架和孔隙中的空气组成。由于材料骨架的导热系数比静止空气的要大得多,所以孔隙率大(亦即容重小)的材料,其

导热系数较小。此外,材料的导热性能也与孔隙的大小和形状有关。泡沫材料内含有无数封闭的微小气泡,气泡内空气的对流非常微弱,隔热性能就好。如果材料内的气泡较大或气泡之间的空气能相互流通时,导热系数就较大。所以,优良的隔热材料不但应具有较大的孔隙率,而且其中的气孔应直径细小,分布均匀和各自封闭。但是对于某些容重很小的材料,当容重低于某个极限时,导热系数反而增大,这是因为孔隙过大甚至互相串通而使对流换热加强的缘故。所以,这类材料存在一个最佳的容重——导热系数最小的容重,当容重超过或低于此值时,导热系数将增大。如图 3-3 所示,聚苯乙烯泡沫塑料的最佳容重约为 27kg/m^3 , 此时导热系数为 $0.032\text{W/m}\cdot\text{C}$ 。

第三节 冷库围护结构的隔气防潮

一、蒸气渗透的基本概念

在一般情况下,我们所接触到的空气都是湿空气,即干空气与水蒸气的混合物。空气中的水蒸气越多,水蒸气分压力 e 值也越大。当大气压力和空气湿度一定时,水蒸气分压力总不能越过某一极限值——水蒸气最大分压力 $E(\text{kPa})$, 见表 3-8。在这种情况下,该空气中所含水蒸气量已达到饱和,故 E 又称为水蒸气饱和压力。

已知水蒸气分压力和空气温度,该空气的绝对湿度可由下式求得:

$$f = 1.058e / (1 + \frac{t}{273}) \quad (3-13)$$

式中: f ——空气的绝对湿度, g/m^3 ;

e ——空气中的水蒸气分压力, kPa ; e 与 f 的关系可用近似公式表示: $e = f \cdot \frac{T}{289}$

t ——空气温度 $^{\circ}\text{C}$ 。

空气的相对湿度 φ 则可表达如下:

$$\varphi = \frac{e}{E} \times 100\% \quad (3-14)$$

当空气中水蒸气含量达到完全饱和状态时的温度称为露点温度 t_d , 如进一步冷却空气(温度低于露点), 空气中的水蒸气将开始凝结成水析出。露点在评价围护结构的潮湿状况时具有很大的意义。已知空气的温度和相对湿度, 就可确定它的露点。例如, 空气的温度为 28°C , 相对湿度为 75% 时, 查表 3-8, 得到 $E = 3.78$, 则其水蒸气分压 $e = E \times 75\% = 3.78 \times 0.75 = 2.84$, 与此水蒸气分压相对应的温度 23°C , 即为该点空气的露点温度。在各种的气温、湿度条件下, 达到露点的表面温度可由表 3-9 查得。

空气中水蒸气分压力随气温升高而增大, 因此在围护结构的高温侧与低温侧之间会造成水蒸气分压力差, 此时水蒸气将从分压力较高的一侧通过围护结构向压力较低的一侧渗透。对于冷库来说, 由于外界空气的水蒸气分压力总是高于库内空气的水蒸气分压力, 故水蒸气总是向冷库内渗透。例如当室外气温为 30°C 时, 水蒸气分压力为 4.24kPa , 如冷间温度为 -30°C , 其水蒸气分压力只有 0.037kPa , 这就形成了导致水蒸气渗透的分压力差。当水蒸气通过围护结构遇到结构内部温度达到或低于露点的某个冷区时, 水蒸气就在该处凝结或结冰。

表 3-8 大气压力 $P=0.1\text{MPa}$ 时,不同空气温度 t 时的最大水蒸气分压力 E 值 (kPa)

$t(^{\circ}\text{C})$	E	$t(^{\circ}\text{C})$	E	$t(^{\circ}\text{C})$	E	$t(^{\circ}\text{C})$	E	$t(^{\circ}\text{C})$	E
38	6.6	4	0.81	-6.0	0.368	-12.8	0.201	-19.6	0.107
37	6.27	3	0.76	-6.2	0.363	-13.0	0.199	-19.8	0.104
36	5.94	2	0.71	-6.4	0.356	-13.2	0.195	-20.0	0.102
35	5.62	1	0.66	-6.6	0.351	-13.4	0.191	-20.5	0.098
34	5.32	0	0.61	-6.8	0.344	-13.6	0.187	-21.0	0.094
33	4.98	-0.2	0.60	-7.0	0.337	-13.8	0.183	-21.5	0.090
32	4.75	-0.4	0.59	-7.2	0.332	-14.0	0.179	-22.0	0.085
31	4.49	-0.6	0.58	-7.4	0.327	-14.2	0.176	-22.5	0.089
30	4.24	-0.8	0.57	-7.6	0.321	-14.4	0.173	-23.0	0.078
29	4.00	-1.0	0.56	-7.8	0.315	-14.6	0.169	-23.5	0.073
28	3.78	-1.2	0.55	-8.0	0.309	-14.8	0.167	-24.0	0.069
27	3.56	-1.4	0.54	-8.2	0.304	-15.0	0.165	-24.5	0.065
26	3.36	-1.6	0.53	-8.4	0.300	-15.2	0.163	-25.0	0.061
25	3.17	-1.8	0.527	-8.6	0.293	-15.4	0.161	-25.5	0.059
24	2.98	-2.0	0.517	-8.8	0.289	-15.6	0.158	-26.0	0.056
23	2.81	-2.2	0.509	-9.0	0.284	-15.8	0.156	-26.5	0.053
22	2.64	-2.4	0.500	-9.2	0.279	-16.0	0.153	-27.0	0.051
21	2.49	-2.6	0.492	-9.4	0.274	-16.2	0.151	-27.5	0.048
20	2.34	-2.8	0.484	-9.6	0.269	-16.4	0.148	-28.0	0.045
19	2.20	-3.0	0.476	-9.8	0.264	-16.6	0.146	-28.5	0.042
18	2.06	-3.2	0.468	-10.0	0.259	-16.8	0.144	-29.0	0.040
17	1.94	-3.4	0.460	-10.2	0.254	-17.0	0.142	-29.5	0.037
16	1.82	-3.6	0.452	-10.4	0.251	-17.2	0.139	-30.0	0.035
15	1.71	-3.8	0.445	-10.6	0.245	-17.4	0.136	-31	0.032
14	1.60	-4.0	0.437	-10.8	0.241	-17.6	0.134	-32	0.031
13	1.50	-4.2	0.429	-11.0	0.237	-17.8	0.131	-33	0.027
12	1.40	-4.4	0.423	-11.2	0.233	-18.0	0.129	-34	0.025
11	1.31	-4.6	0.415	-11.4	0.229	-18.2	0.127	-35	0.023
10	1.23	-4.8	0.408	-11.6	0.225	-18.4	0.124	-36	0.020
9	1.15	-5.0	0.401	-11.8	0.221	-18.6	0.122	-37	0.017
8	1.07	-5.2	0.395	-12.0	0.217	-18.8	0.119	-38	0.015
7	1.00	-5.4	0.388	-12.2	0.213	-19.0	0.113	-39	0.013
6	0.93	-5.6	0.381	-12.4	0.209	-19.2	0.111	-40	0.012
5	0.87	-5.8	0.375	-12.6	0.205	-19.4	0.109		

表 3-9 各种气温、相对湿度下的露点温度 (°C)

空气温度 (°C)	露 点 空 气 的 相 对 湿 度 (%)								
	60	65	70	75	80	85	90	95	100
36	26.5	28.0	29.3	30.5	31.7	33.9	34.0	35.1	36.0
34	24.6	26.1	27.4	28.6	29.8	31.0	32.1	33.1	34.0
32	22.7	24.2	25.4	26.7	27.8	29.0	30.0	31.1	32.0
30	20.9	22.3	23.6	24.8	25.9	27.0	28.1	29.1	30.0
28	19.0	20.4	21.7	22.9	24.0	25.1	26.1	27.1	28.0
26	17.2	18.5	19.8	21.0	22.1	23.1	24.1	25.1	26.0
24	15.2	16.6	17.8	19.0	20.1	21.1	22.1	23.1	24.0
22	13.4	14.7	15.9	17.0	18.1	19.1	20.1	21.1	22.0
20	11.5	12.8	14.0	15.1	16.2	17.2	18.2	19.1	20.0
18	9.6	10.9	12.1	13.2	14.2	15.2	16.2	17.1	18.0
16	7.7	9.0	10.2	11.3	12.3	13.3	14.3	15.2	16.0
14	5.8	7.0	8.2	9.3	10.3	11.3	12.3	13.2	14.0
12	3.9	5.1	6.3	7.4	8.4	9.4	10.3	11.2	12.0
10	2.1	3.3	4.4	5.4	6.4	7.4	8.3	9.2	10.0
8	+0.3	+1.4	2.5	3.5	4.5	5.4	6.3	7.2	8.0
6	-1.5	-0.4	+0.7	+1.7	2.7	3.6	4.4	5.2	6.0
4	-3.2	-2.1	-1.1	-0.2	+0.7	+1.6	2.5	3.3	4.0
+2	-4.9	-3.9	-3.0	-2.1	-1.2	-0.3	+0.5	+1.3	2.0
0	-6.5	-5.5	-4.6	-3.7	-2.9	-2.1	-1.3	-0.6	0
-2	-8.4	-7.4	-6.4	-5.6	-4.8	-4.0	-3.3	-2.6	-2.0
-4	-10.3	-9.3	-8.3	-7.5	-6.7	-6.0	-5.3	-4.6	-4.0
-6	-12.1	-11.2	-10.3	-9.5	-8.7	-8.0	-7.3	-6.6	-6.0
-8	-13.9	-13.0	-12.2	-11.4	-10.7	-10.0	-9.3	-8.6	-8.0
-10	-15.4	-14.8	-14.1	-13.3	-12.6	-11.9	-11.2	-10.6	-10.0
-12	-17.7	-16.7	-15.9	-15.1	-14.4	-13.8	-13.2	-12.6	-12.0
-14	-19.8	-18.8	-17.9	-17.1	-16.4	-15.8	-15.2	-14.6	-14.0
-16	-21.9	-20.9	-20.0	-19.2	-18.5	-17.8	-17.1	-16.5	-16.0
-18	-24.1	-23.0	-22.2	-21.4	-20.9	-19.8	-19.1	-18.5	-18.0
-20	-26.2	-25.2	-24.2	-23.4	-22.6	-21.8	-21.1	-20.5	-20.0

二、隔气防潮的意义

实践证明,隔气防潮层的有无与好坏对于围护结构的隔热性能起着决定性的作用,而且隔气防潮层设置得不合理,同样会对围护结构造成严重的后果。如果隔气防潮层处理不当,那末不管隔热层采用什么材料和多大的厚度,都难以取得良好的隔热效果。隔热层做得薄一些,还可以采取增加制冷装置的容量加以弥补;而防潮层设计和施工不良的话,外界空气中的水蒸气就会不断侵入隔热层以至库内,并产生如下的后果:

1. 降低隔热层的隔热性能;
2. 引起隔热材料的霉烂和崩解;
3. 引起建筑材料的锈蚀和腐朽;
4. 使冷间内和蒸发器表面结霜增多,增加了融霜次数,影响库温的稳定和贮藏商品的质量;
5. 使冷间温度上升加快,增加了电耗和制冷成本。

水蒸气长期渗透的最终结果,将导致围护结构的破坏,严重时甚至使整个冷库建筑报废。因此,在冷库建筑的设计施工中,对围护结构的隔气防潮应给予足够的重视。

三、隔气防潮的计算

如上所述,当围护结构两侧存在水蒸气分压力差时,就会发生水蒸气渗透现象。实际上水蒸气的渗透过程是一不稳定的过程,为了便于分析和计算,我们均按稳定过程来考虑。

在稳定条件下,通过围护结构的蒸气渗透量 P ,与冷库内外的水蒸气分压力差成正比,与渗透过程中受到的阻力成反比,即

$$P = \frac{1}{H_0} (e_w - e_n) \quad (\text{g/m}^2 \cdot \text{h}) \quad (3-15)$$

式中: P ——水蒸气渗透量 $\text{g/m}^2 \cdot \text{h}$;

H_0 ——围护结构的总蒸气渗透阻 $\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{kPa/g}$;

e_w ——室外空气的水蒸气分压力 kPa ;

e_n ——室内空气的水蒸气分压力 kPa 。

由 m 层材料组成的围护结构,其总蒸气渗透阻可按下式确定:

$$H_0 = H_1 + H_2 + H_3 + \dots + H_m = \frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \frac{\delta_3}{\mu_3} + \dots + \frac{\delta_m}{\mu_m} \quad (3-16)$$

式中: H_1, H_2, H_3, \dots ——围护结构各层的蒸气渗透阻 $\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{kPa/g}$;

$\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots$ ——各层材料的厚度 m ;

$\mu_1, \mu_2, \mu_3, \dots$ ——各层材料的蒸气渗透系数 $\text{g/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{kPa}$ 。

由于围护结构内外表面附近空气边界层的蒸气渗透阻与结构材料层相比是很微小的 ($H_n = 0.008$ 和 $H_w = 0.004 (\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{kPa/g})$),所以在计算总蒸气渗透阻 H_0 时可忽略不计,而围护结构内外表面的水蒸气分压力也近似地取为 e_n 和 e_w 。材料的蒸气渗透系数 μ 说明了材料的透气能力,它表示当材料两侧水蒸气分压力为 1kPa 时, 1h 内在 1m^2 面积中通过厚为 1m 的材料的蒸气渗透量 (g) 。

冷库中常用的隔气防潮材料的特性可见表 3-10

表 3-10

材 料 名 称	δ (mm)	λ (W/m ² ·°C)	R (m ² ·°C/W)	μ (g/m ² ·h·kPa)	H (m ² ·h·kPa/g)
石油沥青油毡	1.5	0.17	0.0088	0.0014	1.071
热沥青或玛蹄脂一道	2	0.26	0.0077	0.0075	0.267
一毡二油	6		0.024		1.644
二毡三油	9		0.040		3.021
三毡四油	13		0.057		4.386
油毡纸	0.4	0.17	0.0017		0.267
聚乙烯薄膜	0.07				3.466

冷库围护结构隔热层高温侧的蒸气渗透阻应不小于最低蒸气渗透阻,即:

$$H \geq H_{\min}$$

而

$$H_{\min} = 1.6(e_w - e_n) \quad \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{kPa}/\text{g}$$

设计冷库围护结构时,如采用混凝土材料的隔热层(如珍珠岩混凝土、泡沫混凝土和蛭石混凝土)时,负温冷间隔气层的最低蒸气渗透阻 $H_{\min} \geq 4 \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{kPa}/\text{g}$ 。如果用沥青矿棉制品和其他有沥青夹层的隔热材料时, H_{\min} 可以降低,但不得小于 $2.7 \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{kPa}/\text{g}$ 。

对于围护结构各层边界水蒸气的分压力可按下式求取:

$$e_x = e_w - \frac{e_w - e_n}{H_0} \cdot \sum_{i=1}^{x-1} H_i \quad (\text{kPa}) \quad (3-17)$$

式中: $\sum_{i=1}^{x-1}$ ——从外表面至 x 层之前各层材料的蒸气渗透阻之和。

各界面的相对湿度可由下式求出:

$$\varphi_x = \frac{e_x}{E_x} \times 100\%$$

如果某界面处的 $\varphi > 100\%$,则表示在该处结露或结冰。

为了判别围护结构在蒸气渗透过程中,内部是否会出现冷凝现象,可按下述步骤进行:

(1)根据库内外计算温度和湿度,确定 e_w 和 e_n ,然后按公式(3-17)算出围护结构各层的水蒸气分压力,并作出 e 的分布线。

(2)根据库内外计算温度 t_w 和 t_n ,确定各层的温度,并按表 3-8,作出相应的最大水蒸气分压力 E 的分布线。

(3)根据 e 分布线和 E 分布线是否相交来判别围护结构内部是否会出现冷凝现象。如 E 分布线与 e 分布线不相交,说明没有水份在其内部冷凝;若两条分布线相交,则会出现冷凝,如图 3-4 所示。这是因为相交点 $e = E, \varphi = 100\%$ 。

如果围护结构内部可能出现冷凝情况,则通过 e_w 和 e_n 点分别作与 E 分布线相切的线,可求得两个切点 1、2,在此两切点之间即为凝结区。

对于单种材料的围护结构,根据所确定的凝结区,可以按下式求得进入凝结区的水蒸气量 P_1 ;

$$P_1 = \frac{e_w - e_1}{\delta_x} \cdot \mu \quad \text{g}/(\text{m}^2 \cdot \text{h}) \quad (3-18)$$

式中: e_1 ——凝结区边界点 1 处的水蒸气分压力, kPa;

δ_x ——凝结区前的材料的厚度, m;

μ ——材料的蒸气渗透系数, $\text{g}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{kPa})$ 。

透过凝结区的水蒸气量 P_2 则为:

$$P_2 = \frac{e_2 - e_n}{\delta_y} \cdot \mu \quad \text{g}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \quad (3-19)$$

式中: e_2 ——凝结区边界点 2 处的水蒸气分压力 kPa ;

δ_y ——凝结区后的材料厚度 m 。

这样, 凝结在围护结构内的水分应为:

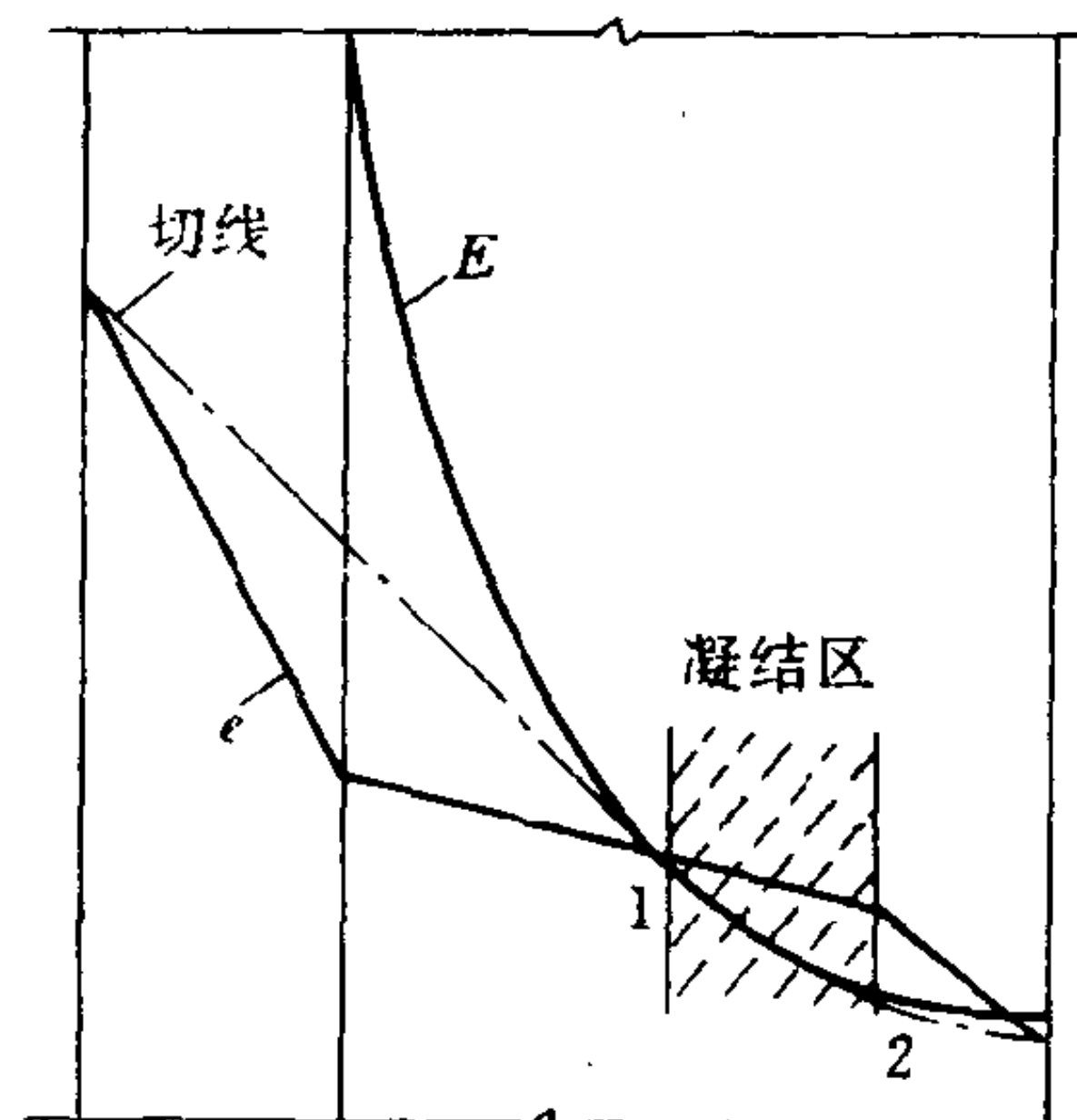
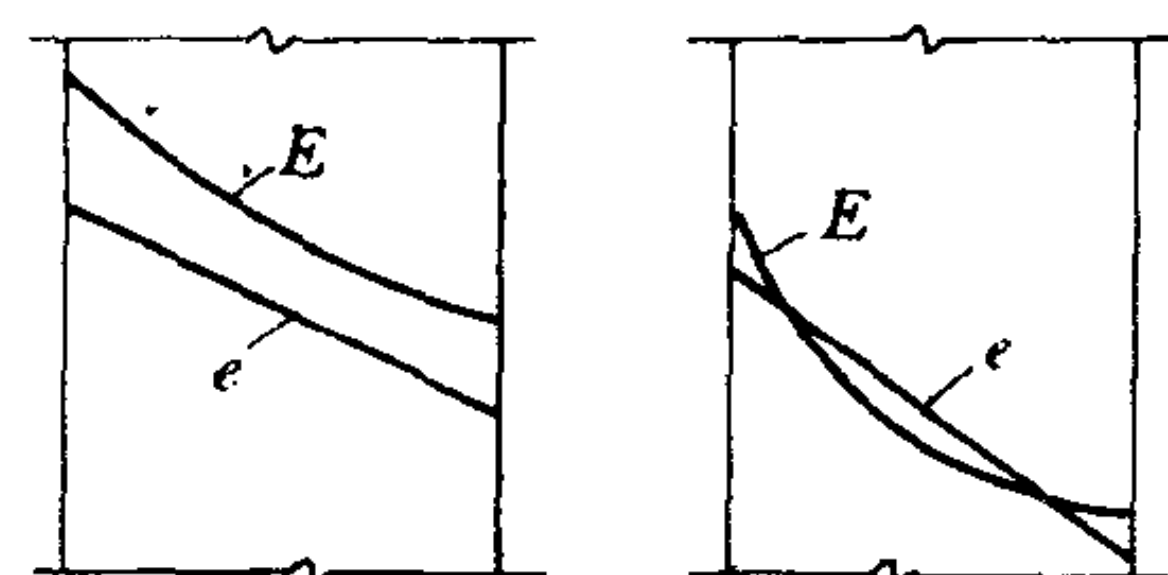
$$P = P_1 - P_2 \quad \text{g}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$$

或折算为:

$$P' = \frac{P \times 24 \times 30}{1000} \quad \text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{月}$$

考虑到围护结构都是多层结构, 可将公式 3-18 中的 e_w 用通过隔气防潮层后的水蒸气分压力代入, 公式 3-19 中的凝结区后的材料也可能有几层, 它们的厚度 δ 和蒸气渗透系数 μ 也应根据具体数据代入。

例 1 某建库地区的 $t_w = 30^\circ\text{C}$, $\varphi_w = 70\%$, 冷藏间温度 -18°C , $\varphi_n = 90\%$, 若冷库的外墙如图 3-5 所示, 试验算其 R_0 及 H_0 。是否符合要求; 并求出各交界层的温度、水蒸气分压力和相对湿度。



3-4 判别围护结构内部冷凝情况

结构层次	δ (m)	λ ($\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$)	μ ($\text{g}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{kPa}$)
(1)水泥砂浆抹面	0.03	0.93	0.09
(2)重砂浆砌砖墙	0.24	0.81	0.11
(3)水泥砂浆找平	0.02	0.93	0.09
(4)冷底子油及二毡三油	0.01	0.17	$H=3$
(5)稻壳	0.7	0.15	0.45
(6)钢筋混凝土插板	0.035	1.55	0.03

解: $\alpha_w = 24 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{k})$, $\alpha_n = 8 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, 该围护结构的总热阻为:

$$\begin{aligned} R_0 &= \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_n} \\ &= \frac{1}{24} + \frac{0.03}{0.93} + \frac{0.24}{0.81} + \frac{0.02}{0.93} + \frac{0.01}{0.17} + \frac{0.7}{0.15} + \frac{0.035}{1.55} + \frac{1}{8} \\ &= 0.042 + 0.032 + 0.3 + 0.022 + 0.056 + 4.7 + 0.023 + 0.125 \\ &= 5.3 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W} \end{aligned}$$

查表 3-4, 当 $\Delta t = 48^\circ\text{C}$ 时, 对于 $k\Delta t = 11$ 的外墙, 用插入法得总热阻标准为 $R_0 = 4.35 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ 。故外墙热阻符合设计规范的规定。

查表 3-8, 由 $t_w = 30^\circ\text{C}$ 得 $E_w = 4.24 \text{ kPa}$, 由 $\varphi_n = 70\%$ 得 $e_w = E_w \times \varphi_w = 4.24 \times 0.7 = 2.97 \text{ kPa}$ 。同法得 $e_n = 0.11 \text{ kPa}$ 。围护结构隔热层高温侧的最低蒸气渗透阻为:

$$H_{\min} = 1.6(e_w - e_n) = 1.6(2.97 - 0.11) = 4.576 \text{ m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{kPa}/\text{g}$$

该围护结构隔热层高温侧的蒸气渗透阻为:

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 = \frac{\delta_1}{\mu_1} + \frac{\delta_2}{\mu_2} + \frac{\delta_3}{\mu_3} + H_4$$

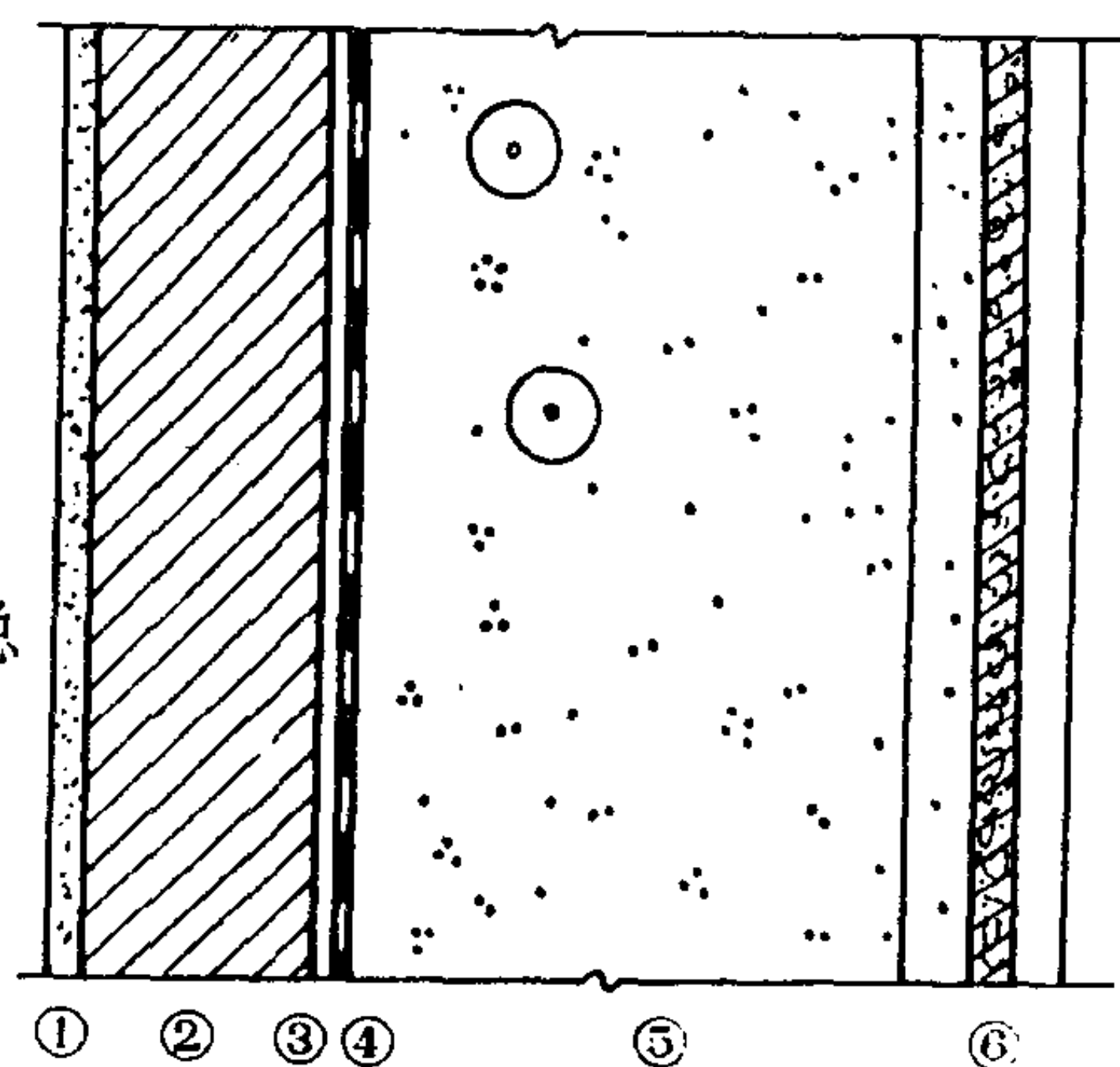


图 3-5 [例 1] 的附图

$$= \frac{0.03}{0.09} + \frac{0.24}{0.11} + \frac{0.02}{0.09} + 3 = 0.33 + 2.18 + 0.22 + 3$$

$$= 5.73 \text{ m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{kPa/g}$$

结果证明 $H > H_{\min}$, 故也符合要求。

将计算出的各层热阻和蒸气渗透阻列于下表:

次 序	热 阻 $R(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W})$	蒸气渗透阻 $(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{kPa}/\text{g})$
1	$R_w = 0.042$	1
1—2	0.032	0.33
2—3	0.30	2.18
3—4	0.022	0.22
4—5	0.059	3.0
5—6	5.38	1.56
6—7	0.023	1.17
8	$R_n = 0.125$	1
Σ	$R_o = 5.98$	$H_o = 8.46$

$t_w - t_n = 48^\circ\text{C}$, $R_o = 5.98 (\text{m}^2 \cdot \text{k}/\text{W})$, 计算各交界层的温度:

$$t_1 = 30 - \frac{48}{5.98} \times 0.042 = 29.66^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 30 - 8.03(0.042 + 0.032) = 29.41^\circ\text{C}$$

$$t_3 = 30 - 8.03(0.074 + 0.3) = 27^\circ\text{C}$$

$$t_4 = 30 - 8.03(0.374 + 0.022) = 26.82^\circ\text{C}$$

$$t_5 = 30 - 8.03(0.396 + 0.059) = 26.35^\circ\text{C}$$

$$t_6 = 30 - 8.03(0.455 + 5.38) = -16.86^\circ\text{C}$$

$$t_7 = 30 - 8.03(5.835 + 0.023) = -17.04^\circ\text{C}$$

再计算各交界层的水蒸气分压力:

$$e_{1-2} = 2.97 - \frac{2.97 - 0.11}{8.46} \times 0.33 = 2.86 \text{ kPa}$$

$$e_{2-3} = 2.97 - 0.338(0.33 + 2.18) = 2.12 \text{ kPa}$$

$$e_{3-4} = 2.97 - 0.338(2.51 + 0.22) = 2.05 \text{ kPa}$$

$$e_{4-5} = 2.97 - 0.338(2.73 + 3) = 1.03 \text{ kPa}$$

$$e_{5-6} = 2.97 - 0.338(5.73 + 1.56) = 0.51 \text{ kPa}$$

$$e_{6-7} = 2.97 - 0.338(7.29 + 1.17) = 0.11 \text{ kPa}$$

将各交界层的温度、水蒸气分压力和相对湿度列表于下:

次 序	$t(^{\circ}\text{C})$	$E(\text{kPa})$	$e(\text{kPa})$	$\varphi(\%)$
	$t_w = 30$	4.24	2.97	70
1	29.66	4.16	2.96	71
1—2	29.41	4.14	2.86	69
2—3	27.0	4.0	2.12	53
3—4	26.82	3.99	2.05	51
4—5	26.35	3.95	1.03	26
5—6	-16.86	0.49	0.55	>100
6—7	-17.04	0.47	0.11	23

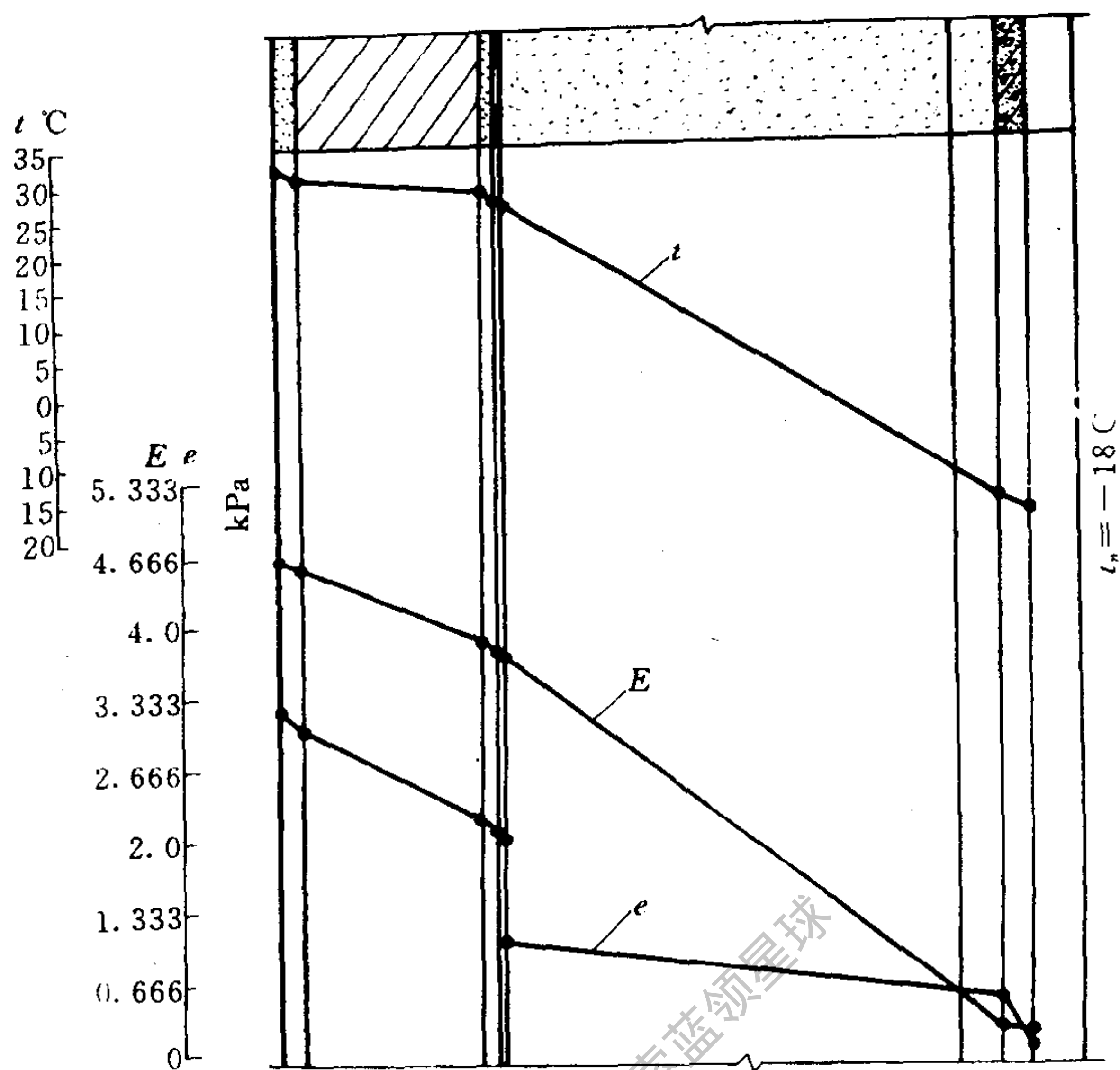


图 3-6 外墙温度湿度状况图解

根据以上计算可作图 3-6。

由图看出, E 分布线与 e 分布线相交, 隔热层内将出现水蒸气凝结区(计算表明 5—6 处 $\varphi > 100\%$)。如采用三毡四油隔气防潮层, 则根据计算可知:

$$\begin{aligned}
 e_{4-5} &= 2.97 - 0.338(2.73 + 4.39) \\
 &= 0.56 \text{ kPa} \\
 e_{5-6} &= 2.97 - 0.338(7.12 + 1.56) \\
 &= 0.04 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

e 分布线将始终在 E 分布线之下, 不会出现水蒸气凝结区。

四、冷库围护结构的隔气防潮

为了改善围护结构内部的湿度状况, 可以采取如下的措施:

1. 合理布置围护结构的各层材料 在围护结构设计中, 各层材料的布置次序对围护结构湿度状况的影响是很大的。为了保证围护结构内不产生水分凝结, 必须把密实的 (μ 小的) 材料层布置在高温侧, 而把热阻 R 和 μ 大的材料层布置在低温侧, 尽量做到使水蒸气“难进易出”。

2. 合理地布置隔气防潮层 空气中的水蒸气总是由高温侧向低温侧渗透。在南方地区的冷库, 常年的室外气温高于库温, 因此应在外墙隔热层的高温一侧布置隔气防潮层, 而在低温侧则要求结构材料能起透湿作用。因为, 防潮层并不能百分之百地防止水蒸气的渗透, 渗入围护结构的水分以及建筑材料的施工水分最好能通过低温侧向库内扩散, 并经由冷分配设备的冷却表面而排除。

但是在高温侧设单面防潮层时, 当冷热面发生变化时(如北方地区的冷却物冷藏库, 冬季室外温度低于库温)就会产生相反的作用, 因此应在它的外墙隔热层的两侧均设隔气防潮层, 一般可在

外侧做二毡三油,而在内侧再做一毡二油。

对于低温侧比较潮湿的地方(冷却间、冻结间、水产准备间),其外墙和内隔墙隔热层的两侧均宜设防潮层。为了防止地坪下地下水及土壤中水分的渗透,在其隔热层的上下均应设防潮层。库房隔热外墙外侧为砖墙时应作外粉刷,其底部作水平防潮层。外墙、内墙隔热层的底部均应作防潮层。

3. 做好相应的防水处理 有的冷库由于屋顶排水处理不好,投产不久后因雨水从屋顶流至外墙和楼板内部,使隔热层受潮甚至霉烂失效,因此要做好屋顶、地下室、地面和墙脚处的防水措施。另外,在施工过程中应预防雨水淋湿隔热材料。

4. 围护结构隔气防潮层的构造应符合下列规定:

- (1) 砖外墙外侧应抹面;
- (2) 外墙的隔气层应与地面隔热层上下的隔气层或防潮层搭接;
- (3) 冷却间或冻结间隔墙的隔热层两侧均宜设置防潮层;
- (4) 隔墙隔热层底部应设防潮层;
- (5) 楼面、地面的隔热层上、下、四周应作防潮层或隔气层。

第四节 冷库用隔气防潮材料

冷库用防潮隔气材料要求蒸气渗透系数较小,并要有足够的粘结性,能牢固地粘合在隔热结构上,常用的有:

一、石油沥青及其制品

1. 石油沥青 它是用石油原油炼制各种油品时产生的残渣,再经加工而成,系一种有机胶结材料,并有很好的防水性能。用作防潮层的有建筑石油沥青和普通石油沥青,它们的牌号和性质可见表 3-11。处于不同温度条件下的各种围护结构隔气防潮层,要求采用不同标号的石油沥青(或与此相应配制的玛蹄脂)来粘贴。用于库内低温部分的,要求针入度大、软化点低,使其在低温环境中不脆裂,在潮湿环境中不改变性能,如冷库内楼板、地面等处,宜采用 60 号石油沥青。但用于屋顶、外墙处,则要求其针入度小、软化点高,以免在较高的外界气温下发生流淌。冷库工程中不得采用多蜡沥青材料。

表 3-11 石油沥青性能指标

名称及标准号码	标 号	针入度(0.1mm) 25°C, 不小于	伸长度(cm) 25°C, 不小于	软化点(°C) 不 小 于
道路石油沥青 (SYB1661-62)	140(旧 1)	121-160	100	25
	100(旧 2)	81-120	60-80	40
	60(旧 3)	41-80	40-60	45
建筑石油沥青 (GB494-65)	30(旧 4)	21-40	3	60-70
	10(旧 5)	5-20	1	90-110

2. 冷底子油(沥青底漆) 冷底子油是用石油沥青与挥发性溶剂(如轻柴油、汽油或苯)配制而成。在施工时将它涂布在防潮层的基层材料(如水泥、混凝土)上,由于它有良好的流动性和渗透能力,故能很好地掺入基层材料内,当溶剂挥发后形成一层沥青薄膜,提高了防潮层与基层材料的粘结能力;或涂于金属、木材表面,用于防锈防腐。它的配比如表 3-12 所示。

3. 玛蹄脂(沥青胶) 为了提高沥青的耐热性,改善低温时的脆性和节约沥青用量,常在沥青中掺加一些填充料(如碱性矿物粉、石棉等,一般 10~30%)、增韧剂(如桐油)和溶剂,这样配制出来的材料叫玛蹄脂。根据使用温度的不同,可分为热用和冷用两种。隔热结构中一般都使用热用玛蹄脂,它是将石油沥青加热熔化后加入填充料配制而成,必须在熔化状态下(约 180°C)使用,主要用于粘贴油毡和玻璃布。冷用玛蹄脂是由石油沥青加入溶剂(如轻柴油)及填充料制成,可在常温下不加热而用于粘贴多层油毡或聚苯乙烯泡沫塑料。

表 3-12 冷底子油的用料配比(重量%)

用 途	成 分		溶 剂	
	10 号、30 号	60 号	轻 柴 油	苯
喷刷在终凝前的水泥基层上	40	/	60	/
	/	55	45	/
喷刷在终凝后的水泥基层上	50	/	50	/
	/	60	/	40
涂刷在金属表面上	30	/	70	/
	35	/	65	/
	/	45	/	55
	45	/	/	55

4. 石油沥青油毡 石油沥青油毡(简称油毡)是用低软化点石油沥青浸渍原纸,然后用高软化点石油沥青涂盖油纸两面,再撒以撒布材料所制成的一种纸胎防水卷材。按原纸重量(g/m²)的不同,分为 200 号、350 号和 500 号三种标号;在冷库隔热结构中,应选用不低于 350 号(宜用 500 号)的粉状撒布材料面油毡,它的技术性能指标见表 3-13。

表 3-13 石油沥青油毡技术指标

指 标 名 称	350 号 粉 毡	500 号 粉 毡
每卷重量(kg)不小于	28.0	39.0
每卷总面积(m ²)	20±0.3	20±0.3
浸涂材料量(g/m ²)不小于	1000	1400
不透水性 压力(MPa)不小于	0.1	0.15
保持时间(分)不小于	30	30
吸水率(%)浸水 24 小时后 不大于	1.0	1.0
抗热稳定性 85°C 加热 5 小时	涂盖层应无流淌和集中性气泡	
拉力(N)18±2°C 时,纵向不小于	440	520
柔度 18±2°C 时	绕在∅20mm 圆棒上无裂纹	绕在∅25mm 圆棒上无裂纹

围护结构所用油毡要求外形整齐,无孔洞、裂纹、折皱、水渍及影响不透水性的其他外观缺陷,尺寸和重量均应符合规格。使用时,须将油毡表面的防粘撒布物清扫干净,以免影响粘贴。

5. 乳化沥青 它是石油沥青在乳化剂水溶液的作用下,经乳化机强力分散(沥青颗粒 1~6μm)而成的乳化液。在涂刷后,水分蒸发,凝聚成密实的膜状防水层。它的配比是(重量比):60 号沥青 37.5、10 号沥青 12.5、平平加 1.5、聚乙烯醇 2、烧碱 0.5、水玻璃 0.8 和水 50。这种涂料成膜快,与基层粘结牢固,涂膜的强度较大,主要用于冷库地下室防渗和屋面防水。它还可与玻璃毡片配合使

用,做成二毡三乳屋面防水层;与二毡三油相比,工料费可节省 50%以上,防水层重量减轻 79%。

6. 再生橡胶沥青油毡 它是一种不用原纸作基层的无胎油毡,系用废橡胶粉、高标号石油沥青和掺合料(轻质碳酸钙)经脱硫、在炼胶机上混炼,然后在压延机上压延而成的卷材。它的特点是具有良好的低温柔性、耐热性、耐水性及较好的化学稳定性和抗霉性。一层再生橡胶沥青油毡能代替一般的二毡三油;它主要用于冷库工程的防水层和建筑物变形缝的防水等。

7. 沥青防水油膏及稀释涂料 防水油膏是以石油沥青为基料配制而成的一种黑色冷用嵌缝防水材料,主要用作各种预制屋面板接缝和大型墙板拼缝的防水处理。按不同的耐热度要求,分为南方用、北方用两种,其配比见表 3-14。

表 3-14 沥青防水油膏的重量配比

种 类	60号石油沥青	松 焦 油	硫化鱼油	重松节油	石 棉 绒	滑 石 粉
南 方 用	100	5~15	20	60	87.4	131.3
北 方 用	100	5~15	30	60	66.5	155

沥青防水油膏也可用松节油(汽油或柴油)作溶剂,稀释成涂料使用。涂于屋面防水时一般可刷 2~3 道。它的重量配比是:

配 方	第 一 道	第 二 道	第 三 道
油膏:汽油	1:1	4:6	3:7
油膏:松节油	7:3	6:4	1:1

为防老化,涂最后一道时可掺 2%的云母粉或铝粉。施工时,先用冷底子油涂刷一次,再刷油膏稀释涂料,涂层厚度约为 2~3mm。这种涂料性能稳定,耐热抗冻、防水、耐老化,价格低廉,施工方便,效果较好。

二、塑料薄膜

在冷库建筑的防潮层施工中,粘贴聚乙烯薄膜的常温施工法(用双面胶带纸粘贴,施工简单,毋需加热处理)在我国已有使用,至于用在阁楼稻壳隔热层的隔汽防潮方面则更为普遍。常用的是 0.1~0.2mm 厚的聚乙烯薄膜,宽度宜大,这样可减少接缝。这类薄膜比重小,无毒,水蒸气渗透系数小,有一定的机械强度、柔软性和耐寒性较好。

三、其他防潮、防水材料

1. 水泥砂浆 防水砂浆一般以水泥和砂子按 1:2~1:3 配比制成,主要用于砖砌外墙的抹面,以保护墙体不受风雨、潮气的侵蚀,提高墙体防潮、防风化、防腐蚀的能力和耐久性。

2. 聚氯乙烯胶泥 它是以煤焦油为基料,加入聚氯乙烯树脂、增塑剂、稳定剂及填充料,经混合后在 130~140°C 塑化制成的一种热施工防水接缝材料。它的用料配比为:

材 料 名 称	重 量 比	
	I	II
煤 焦 油	100	100
聚 氯 乙 烯 树 脂	10	15
苯 二 甲 酸 二 丁 酯	10	15
硬 脂 酸 钙	1	1
填 充 料	10	15

这种胶泥配制简单,施工方便,且具有良好的防水性、粘结性、弹塑料和防寒性(-30°C),常用作屋面板防水嵌缝材料。

3. 过氯乙烯水泥地面涂料 它是以过氯乙烯树脂为基料,加入增塑剂(苯二甲酸二丁酯)、填充料(300目工业用滑石粉)等经混炼切片后,掺入210号松香改性酚醛树脂,溶于溶剂(丙酮、苯)中而制成的新型涂料。它的特点是干燥快,有很好的耐磨性,附着力强,有优良的防水、防潮和耐老化性,可涂于冷库水泥地面和楼面上,有防止地面起尘和防水作用,也可用于屋面防水。

4. 聚氨酯粘结剂(预聚体)也可用于隔气防潮材料的粘贴,粘贴时不需要加热,常温下即可施工。但应配调好固化时间,否则固化时间过长,影响施工。

5. 应特别注意,有许多防水材料不能用于冷库的隔气防潮(如建筑涂料851等),有些材料的异味会渗入食品内,有些材料的色素也会渗入食品内,这些异味、色素都会影响食品的质量。因此,在选用隔气防潮材料时,必须是经过使用证明是可用的材料,或是经过专家鉴定可用的材料。

第五节 隔热层和防潮层的施工

冷库的隔热结构是指使用了隔热材料的建筑物组成部分,主要包括地坪、外墙、内隔墙、楼板和屋盖等五大部分,以及地坪与外墙、地坪与内隔墙、楼板与内隔墙、外墙与屋盖等连接处。对隔热结构的基本要求是:

- ①隔热层要有足够厚度,能维持所要求的库温,使冷库能稳定地连续工作。
- ②隔热结构应是连续的,不能有间隙和缝隙,避免出现冷桥。
- ③具有足够的隔气防潮性能。
- ④使用松散隔热材料时,要便于更换。
- ⑤不易燃烧或设有防火带。
- ⑥隔热层应能很好地固着在围护结构上,并能防止虫蛀和鼠害。
- ⑦经久耐用。

鉴于在第三章有关各节中已经介绍了这些构件的隔热防潮构造,故在本章不再赘述,必要时可以配合阅读一些剖面图和节点详图,以资补充。

一、隔热层的施工

首先必须按设计规定采用隔热材料,它的物理性能如抗冻性、导热系数、吸水率、容重和机械强度等均应满足设计要求。在施工之前,必须做好防雨措施,防止雨水淋湿隔热层,这在雨季施工时尤应注意。在充填稻壳等易燃性隔热材料时,在同一房间内严禁吸烟和进行电气焊作业,以免引起火灾。

1. 软木板的铺贴 为了保证软木隔热层的质量,必须选用合格的软木和适当配比的石油沥青作粘结剂。软木板的容重应不大于 $210\text{kg}/\text{m}^3$,干燥状态下的导热系数不大于 $0.058\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$,铺贴时其重量湿度应不大于4%。对于冷库楼地面宜采用针入度为60的石油沥青,外墙、屋面则宜采用10~30号的。如遇沥青标号不适时,可用两种不同标号的沥青混合配制。融化沥青的温度不得超过 220°C ,也不能低于 160°C 。使用时将已融化的沥青注入沥青盘内,盘下用木炭(或电炉)加热,使沥青温度保持在 $160\sim 200^{\circ}\text{C}$ 之间。

铺贴地坪、楼板的施工

- ①准备工作:铺贴前先检查基层的平整度,要求防潮层必须贴实,无高低凹凸现象,并将预埋件

按位置做好,注意不漏做或做错。

②预拼:为使软木在铺贴时能与基层(或互相之间)紧密接触,不留空隙,铺贴前要进行预拼。预拼时,遇到柱脚、设备基础等突出物时,应将软木板锯成能与突出部分吻合的形状。软木之间接缝的缝隙不超过3mm,如果缝隙过大,要进行刨光,以保证缝隙严密。如发现基层不平时,可将软木板加工,使之能与基层凹凸处相适应,达到粘贴密实。预拼时每层软木间都要错缝铺贴,错缝的形式可见图3-7,其中以第一种型式预拼及铺贴较为方便,软木板锯断量较少,故采用较广。

③铺贴:当软木板预拼已进行一定距离,上下工序已能连续操作时,即可开始铺贴。先将预拼好的软木板依次每四块堆成一叠,放在一边以便铺贴。然后用150~170℃左右的热沥青浇在要铺软木的防潮层上,厚度约1.5~2mm(沥青用量1.5~2kg/m²),用橡皮刮板将热沥青刮平。在此同时,用铁叉将软木板浸入热沥青盘内(盘比板略大),使软木板五面均粘满沥青,然后取出铺贴到地坪(或楼板)的已刮好沥青的部位上,使上下两层热沥青结合,并经挤压使缝隙达到设计要求后取下铁叉。每铺好一块后应放两组压块(每组用四块红砖扎在一起),压实约15分钟。铺贴时缝间挤出的沥青必须随时趁热扫净,以免冷却后形成疙瘩,影响平整。当沥青冷却后,可用木锤敲击,如发现空鼓声即为铺贴不实,当超过一块软木板的1/3面积时,则应进行返工。

④刨光:当第一层软木板贴妥后,如有高低不平情况须用木刨刨平,由木工持靠尺检查,凹凸不超过0.5cm即为合格。

⑤灌缝:刨平后,对超过规定的缝隙,用碎软木拌沥青塞紧缝隙。

⑥然后在上面涂刷一遍热沥青,如上述方法错缝铺贴第二层。当最后一层软木板贴妥后,同样在外面涂刷一遍热沥青,使每块软木板的六面都有一层沥青包裹,软木板之间则有两层沥青。

铺贴内隔墙的施工

①铺贴软木前应先立木龙骨(例如竖向木龙骨60×100mm、中距800mm,横向木龙骨50×50mm,中距1000mm,再将20mm厚木板钉固在木龙骨上,面刷冷底子油两道。

②预拼过程中要保证软木平整,缝隙严密,同样要求平直错缝。每预拼好一块立即进行铺贴。先在铺贴部位用棕刷沾160℃热沥青刷一道,在此同时如上法将软木沾上沥青后铺贴于此部位上。铺贴完后用斜撑压实,经检验合格后进行刨平,并对超过3mm的缝隙用软木片沾热沥青塞缝。

③根据木龙骨位置,用竹钉将软木钉牢,以增强墙面隔热层的整体性。

④作一毡二油隔汽防潮层,刷上热沥青,然后洒上中砂或瓜米石,再粉15mm厚1:2水泥砂浆,最后刷大白浆两道。

⑤过去的作法是在软木层上做钢丝网水泥砂浆抹面,在拉钢丝网时,应注意不能将隔汽防潮层碰破。

楼板倒贴软木施工

①在模板上湿铺水泥纸袋一层,在袋纸上铺15mm1:2水泥砂浆,同时铺贴第一层软木(这层软木的每一块底面都用热沥青沾一层瓜米石),将它压实于水泥砂浆上。

②第一层软木铺贴完毕后,在上面涂刷一遍热沥青,然后用热沥青铺贴第二层及以上各层的软木,视隔热层的厚度而定。

③在铺最后一层软木前,将楔形木块用热沥青粘牢于软木上。楔形木块中距视软木规格的宽度考虑,楔形木块穿有中距为400mm的∅6钢筋,用于与钢筋混凝土楼板锚固。然后铺该层软木,软木与楔形木块的接触面要割成斜口,以便卡在楔形木块上。

④软木全部铺贴好后,在它的上面浇热沥青一道(或贴一毡二油),并压入一层瓜米石,沥青冷却后清除浮离瓜米石,然后绑扎钢筋及浇筑混凝土楼板。

⑤拆除模板,清除水泥袋。

由于冷库是密闭建筑,而库内铺贴软木又要使用大量沥青,因此在施工过程中必须防止沥青中毒。除了强调施工人员配备安全防护用品和工间休息换气外,在现场必须采取积极的通风措施。

2. 铺贴聚苯乙烯泡沫塑料 聚苯乙烯泡沫塑料吸水后,隔热性能下降,故铺贴时应尽量使用原块。如要裁割,一定要用电热丝切割,采用19号电阻丝、电压5~12V,温度一般控制在200~250°C,这样在切割口表面可形成一层封闭性熔融硬膜。只有在条件不许可时才采用锯割(最好用高速无齿锯),但其锯割口表面要均匀涂布防水材料。

用热沥青粘贴聚苯乙烯时,热沥青的温度应控制在55~70°C(采用水浴),如温度过高会使泡沫塑料烧融。如果用冷汽油沥青作粘合剂,汽油与沥青的重量配比不应低于0.3:1,稠度过小时汽油挥发后干缩较大,会使粘结层形成空隙,降低了隔热效果。用冷沥青粘贴泡沫塑料后,应放置24小时,待汽油充分挥发后再做隔汽防潮层。

粘贴聚苯乙烯泡沫塑料的材料,尚有以下几种化学粘结材料,它施工方便,但费用较贵。

①环氧树脂粘结剂:它的重量配比为:634号环氧树脂100,增塑剂(DBP)30,二乙烯三胺6(夏天)、8(冬天)。

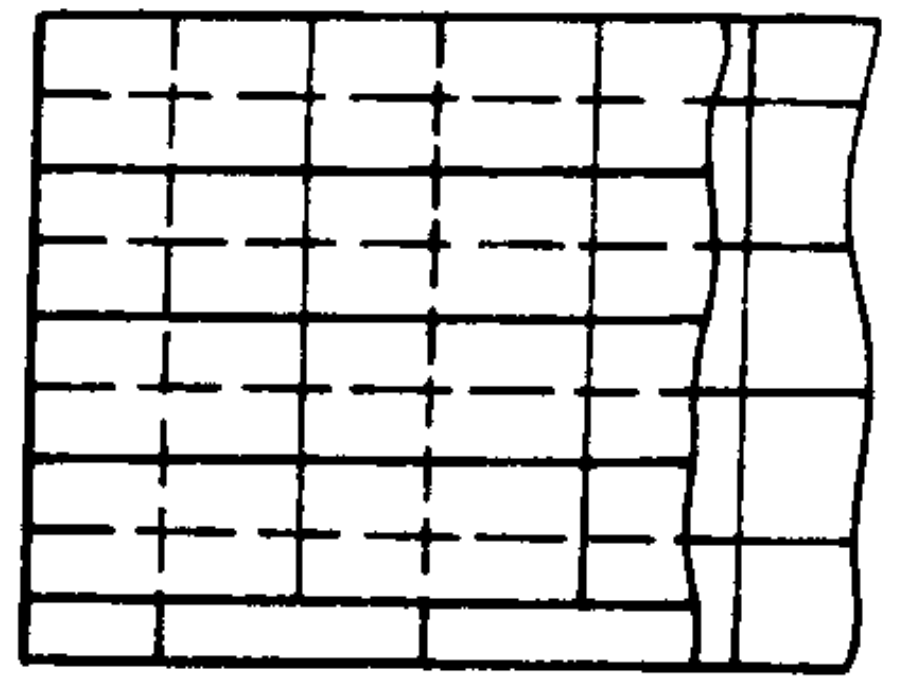
②环氧胶泥:它的重量配比为:6101环氧树脂100,苯二甲酸二丁脂12,乙二胺14,二甲苯或乙醇等20,石英粉80。在环氧树脂中先加入二甲苯或乙醇,再加苯二甲酸二丁酯,拌匀后撒入粉料,搅拌均匀,用前加入乙二胺,待作用5~10分钟即可使用,须在1小时内用完。

③聚醋酸乙烯乳液。

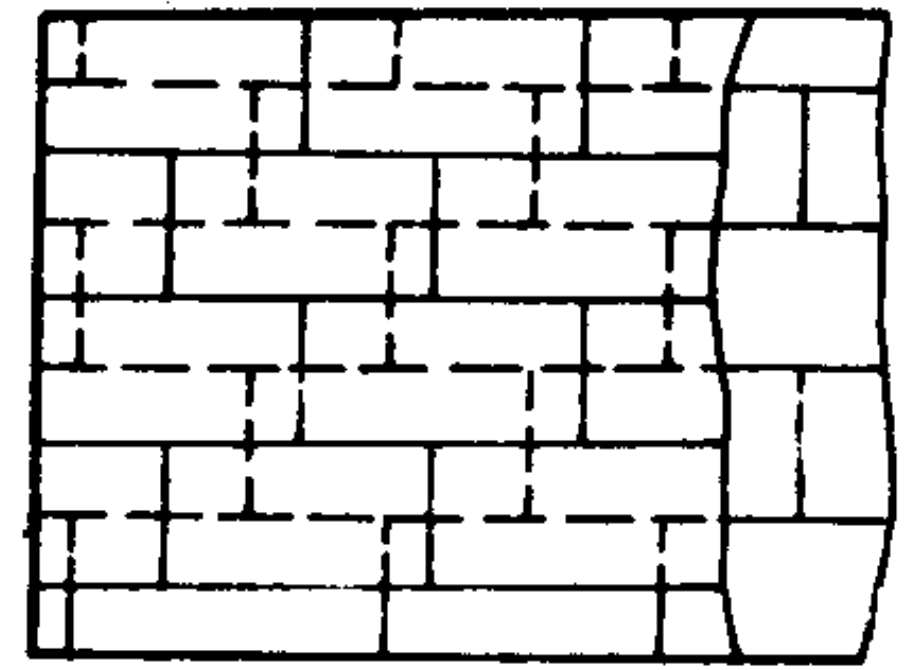
④聚胺酯粘合剂——101胶:它是一种由甲、乙两个组分调合的室温固化粘合剂,适用于潮湿场合。为了降低费用,可在胶水中掺入为胶水重量1.5~2倍的500号水泥,搅拌均匀后,用以粘贴聚苯乙烯泡沫塑料。粘贴时可用点粘法,即在每m²泡沫塑料上粘20点,以节约用料。

3. 铺砌泡沫混凝土和加气混凝土 砌块应力求干燥,在制造过程中尽量避免产生裂纹。锯割砌块时应事先划线,锯口要求整齐平直。砌块应按设计规定采用石油沥青铺砌,每层砌体之间在纵横方向均应错缝,不得有直通缝。砌缝宽度应控制在5~6mm内,并应灌满沥青不留空隙。在竖缝灌热沥青时,应把砌块加以支撑,以免造成位移不齐。

4. 膨胀珍珠岩混凝土屋面隔热层做法 先按体积比将膨胀珍珠岩和水泥(12:1)干拌均匀后,再加水(1.6)重新拌合均匀,运到屋面直接浇灌,用铁锹和木夯轻度夯实达6cm厚。等珍珠岩混凝土强度达50%时,在面上用1:2.5水泥膨胀珍珠岩浆作2cm找平层。待找平层干透后即可在其面上铺贴油毡防潮层。



1



2

图3-7 软木板错缝形式

二、隔气防潮层的施工

1. 准备工作

①使用的石油沥青及油毡必须符合质量要求。

②防潮层的基层应符合抹面工程的要求,表面要光滑平整。施工时基层的重量湿度不得超过6%(抹面后约一星期),基层表面温度宜不低于15°C,以防止日后防潮层脱落。基层在转折变化时应作成圆弧形,以免油毡折断。在此基层上先刷冷底子油一道。

③在铺贴前,应将油毡边缘部面的浮面污物及表面上的云母粉或砂粒扫除干净。

④融化沥青时先在锅内加入 50%的沥青,加热至融化后再加入 30%的沥青,待融化后再将其余的陆续加入。融化沥青时要注意安全,在融化处设置泡沫灭火机、湿草包及锅盖等。万一沥青燃烧时,应先用锅盖将锅盖上,上面再铺湿草包,并马上撤火。待炉灶内全部熄火后,慢慢打开锅盖,再加入一些沥青块,使锅内温度降低,就可恢复正常工作。

2. 铺贴油毡

①施工时气温应不低于 5°C,露天施工时应避免日光曝晒,引起沥青粘结材料流淌。

②铺贴油毡时,应从下往上贴,这样可做到顺水。反水的作法是不允许的。贴毡时如遇门、洞,应将油毡剪开,弯进去 15cm,以便安装门樘和洞框时可以卡牢密闭。

③铺贴油毡时,各层油毡的搭接宽度不得小于 10cm,并应注意碾平压实,使油毡和基层紧密粘贴(最好用喷灯烤热压实),油毡搭接缝口需用热沥青仔细封严。

④屋面采用油毡铺绿豆砂时,必须将绿豆砂炒热并用滚子压实,将豆砂压入沥青内,防止流失。

3. 验收 冷库的防潮层施工特别重要,因此在每一工序完毕后应按规定进行验收,必须合格后才得进行下一工序。验收时应注意下列各点:

①层次是否密实,是否连续而无中断处。

②防潮层上有没有起泡、起壳、裂缝、脱层等现象。

③在转角处有无锐角及折损现象。

④接头处是否密实,油毡是否压实。

⑤有无机械损伤及塌落等现象。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第四章 装配式冷库

装配式冷库的发展虽然已有 60 多年的历史,但最近 30 年才得到了较快的发展。它的发展主要是由于化学工业和冶金工业的迅速发展,工程师们从中找到了可靠耐久的钢板表面涂层。因此,各种优质价廉的耐候防腐金属板材和具有优良隔热性能的保温夹心板开始得到了广泛的应用。而把这些材料应用于冷库建筑,开始使冷库建筑走上了工厂化生产的道路。最近 30 年来,装配式冷库在世界各地得到迅速发展,主要是它符合了冷库建筑工厂化生产的发展方向。

与传统的土建式冷库相比,其独特之处,叙述如下。

第一节 建筑特点和结构形式

一、建筑特点

(一) 装配式冷库复合隔热板的特点 装配式冷库的建筑特点主要是由复合隔热板的性能所决定的,这些新型的复合隔热板具有下列诸多优良的性能。

1. 保温隔热、防潮性能好 用聚氨酯泡沫塑料为隔热层时,其导热系数为 $0.023\text{W}/\text{m}\cdot\text{C}$;用聚苯乙烯泡沫塑料为隔热层时,其导热系数为 $0.04\text{W}/\text{m}\cdot\text{C}$ 。而软木的导热系数是 $0.052\text{W}/\text{m}\cdot\text{C}$ 。由于复合隔热板两面有 $0.7\sim 0.8\text{mm}$ 的涂塑钢板为面板,钢板的蒸气渗透阻 $H\rightarrow\infty$,因此,防潮隔汽性能非常好。

2. 抗弯强度高 两面为 0.7mm 镀锌钢板,中间为 100mm 聚氨酯泡沫塑料的复合隔热板,在通常 2.8m 的跨度下,板面承载能力为 1.47kPa ,板的最大挠度为 7.2mm 。经过实测其弯曲极限为 7.24kPa ,强度安全系数达 4.9。

3. 具有极好的弹性 当复合隔热板发生很大变形后仍能完全恢复;在板承受 90% 极限载荷后,跨中残余变形仍小于 5% 总挠度值。

4. 重量轻 复合隔热板自重仅 $12\text{kg}/\text{m}^2$ ($\delta=100\text{mm}$)。

5. 不霉烂、不虫蛀鼠咬、阻燃性好,耐温范围大,使用温度范围为 $-50\sim +100\text{C}$ 。

6. 抗压强度高 两面为 0.8mm 镀锌钢板,中间为 100mm 聚氨酯泡沫塑料的复合隔热板,其抗压强度为 $210\text{kPa}/\text{cm}^2$ 。

7. 吸水率低 用聚氨酯泡沫塑料测试,其吸水率为 $<2\text{g}/100\text{cm}^2$ 。

(二) 装配式冷库的建筑特点 由复合隔热板拼装而成的装配式组合冷库。具有下列建筑特点。

1. 抗震性能好 由于复合隔热板的抗弯强度高,弹性好,重量轻,所以由这种板构成的库体,使建筑物重量大大减轻,对基础的压力也大大减小,整体的抗震性能也就好。

2. 库体组合灵活,随意 由于整个冷库是由一块一块复合隔热板拼装而成,因此,可根据不同的安装场地拼装成不同的外形尺寸和高度的冷库。而且可安装在楼上、地下室、船上、试验室等各种不同要求的场地。

3. 可拆装搬迁 这种冷库安装起来方便,拆除、搬迁、重新安装也很方便。拆迁时可做到不损

坏或基本不损坏,并可根据安装场地重新组合。

4. 可长途运输 由工厂预制的复合隔热板,可通过火车、汽车、轮船等交通工具运到远离工厂的地方,只需要具备电力和简单的工具,就能把冷库安装好。

5. 施工方便、简捷 由工厂预制的复合隔热板,其安装只需要简易的设备和工具,一般小型冷库全部安装调试完毕只需7天左右时间。一般人员只需培训几天就可进行施工安装工作。

6. 可成套供应 对于确定了型号、规格的装配式冷库,可以象购买机器设备一样全套供应。其中制冷设备、电控元件等都已设计配置完整,用户只要供给符合要求的电源和水源,便可使用。

二、结构型式

(一) 根据安装场地分类 装配式冷库可根据安装场地的不同分成两大类:室内型和室外型。由于环境不同,两种类型冷库的设计条件、结构型式、检验标准都有所不同。下面将分别介绍。

1. 室内型 一般情况下这种类型的冷库贮藏容量较小(2~20t),安装条件要求不高(只要满足荷载要求),地下室、底层、楼层都能安装。这种冷库大多数都是采用可拆装结构,冷库顶、底、墙板都可拆装(见图4-1),冷

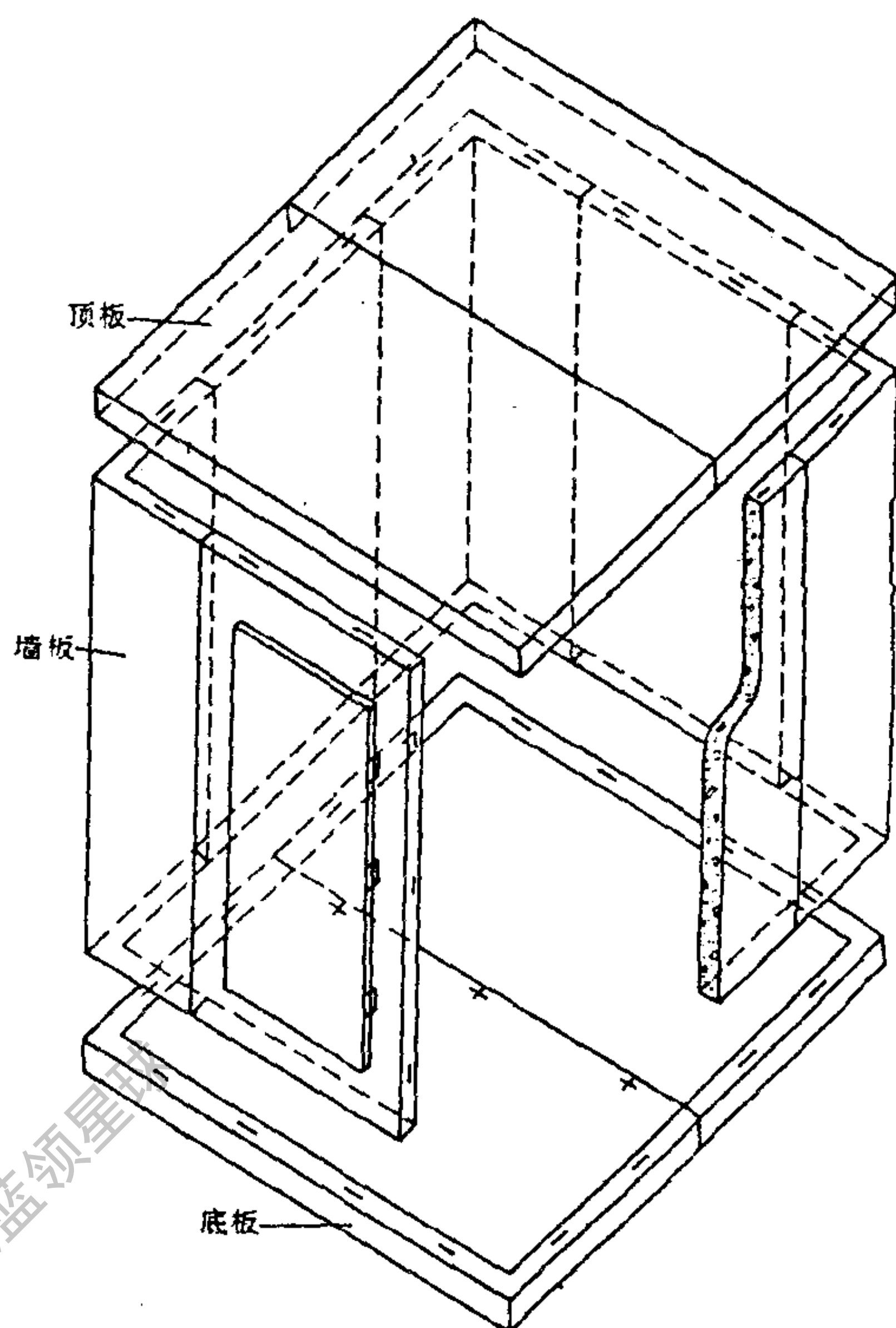


图4-1 可拆卸式装配式冷库

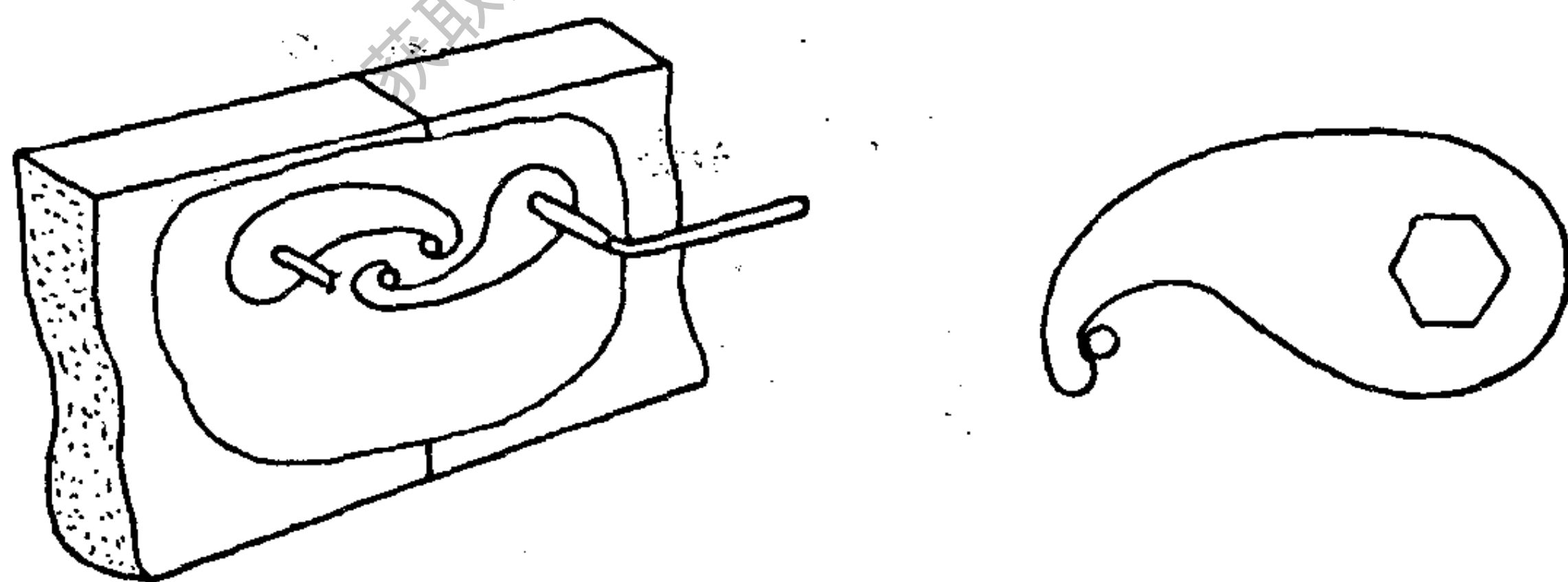


图4-2 双钩板缝连接及钩子示意

库的板缝采用偏心钩连接(见图4-2)。另外也有采用粘结装配的,但这种结构拆卸时比较困难。

室内型又可分为标准型和非标准型。标准型是由装配式冷库制造厂根据复合隔热板的规格,按一定模数确定冷库的外形尺寸。这种冷库选用时,必须根据现场的实际情况,从制造厂的产品样本中选择合适的规格。非标准型可根据场地,使用要求的不同,进行较灵活的组装和布置。非标准型冷库中,大多数复合隔热板是采用标准板,根据需要配置少量非标准板。非标准型组装时大多数采用粘结装配,这样有利于板缝密封的处理。

2. 室外型 室外型一般贮藏容量较大(>20t),建成独立建筑,应具有基础、地坪、站台、防雨棚、机房等辅助设施,库内的净高一般都在3.5m以上。

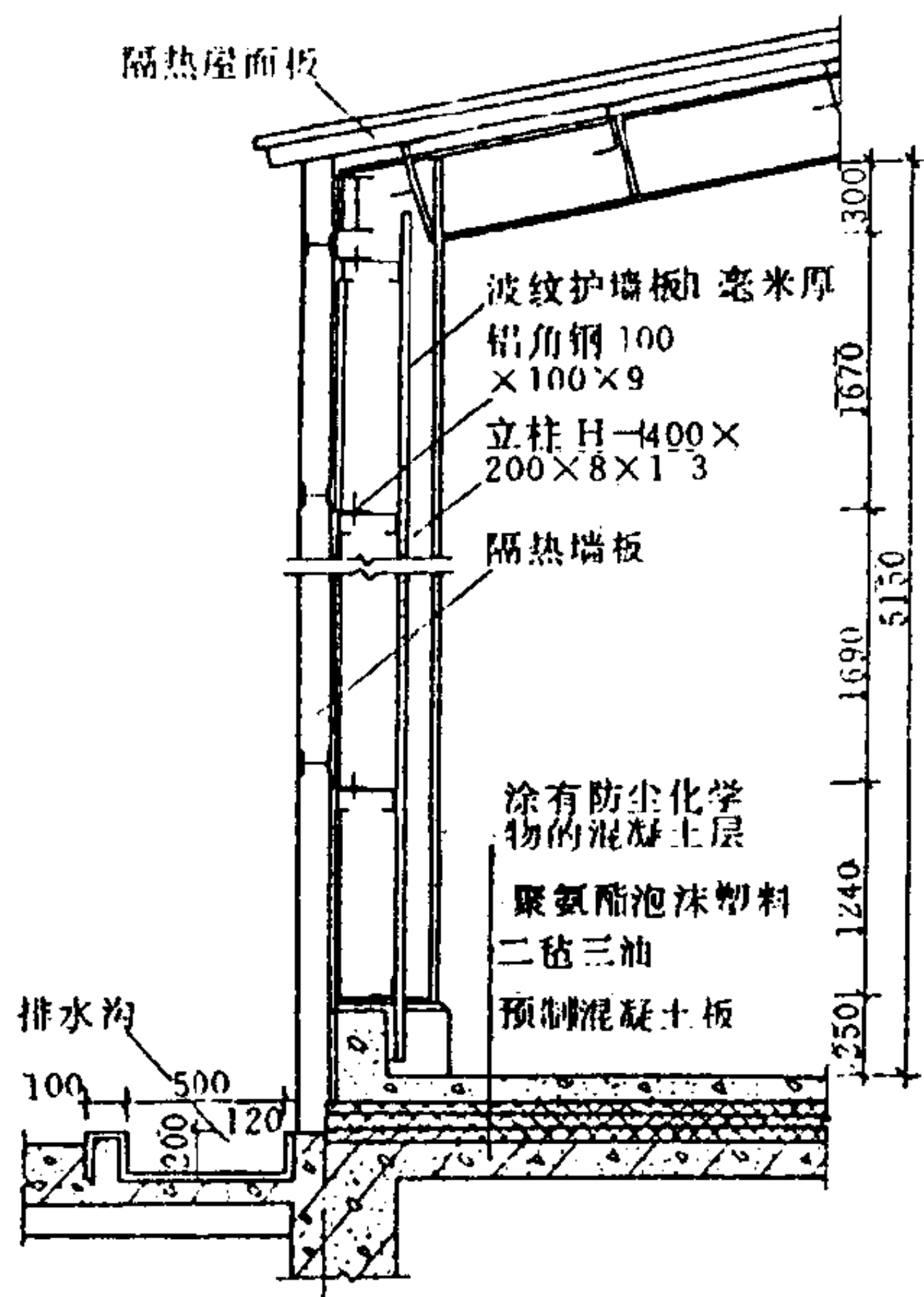
室外型由于容积较大,板缝的连接一般不采用偏心钩,而是采用其他方法。

冷库地坪的荷载随冷库高度的不同而变化,其选用值见表 4-1。

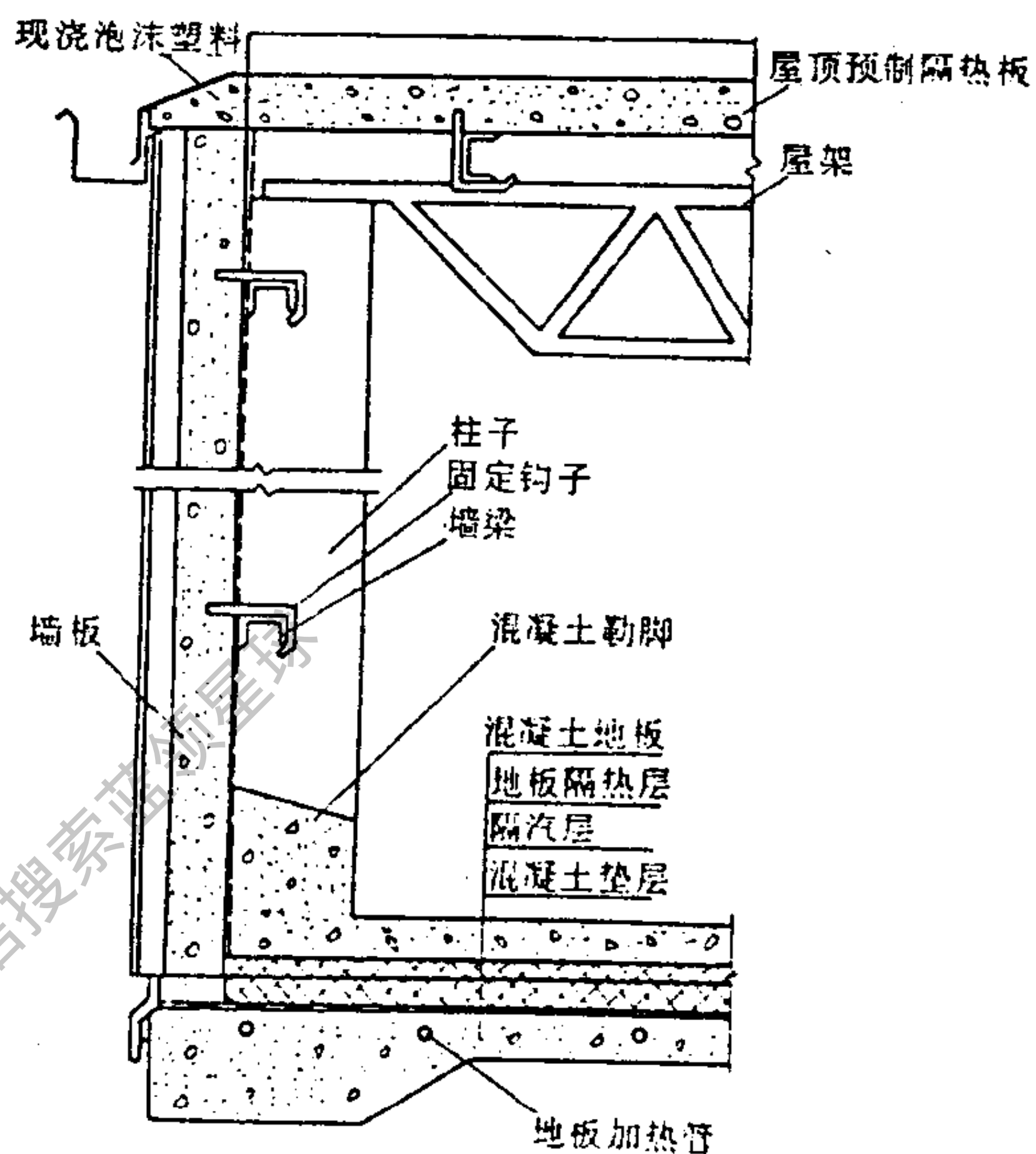
表 4-1

冷库净高 m	<2	<3.5	<4.8	<9
地坪荷载 N/m ²	10000	15000	20000	30000

(二) 根据结构承重方式分类 装配式冷库根据结构承重方式的不同可分为三种:内承重结构,(见图 4-3(a)(b));外承重结构(见图 4-4(a)(b));自承重结构。

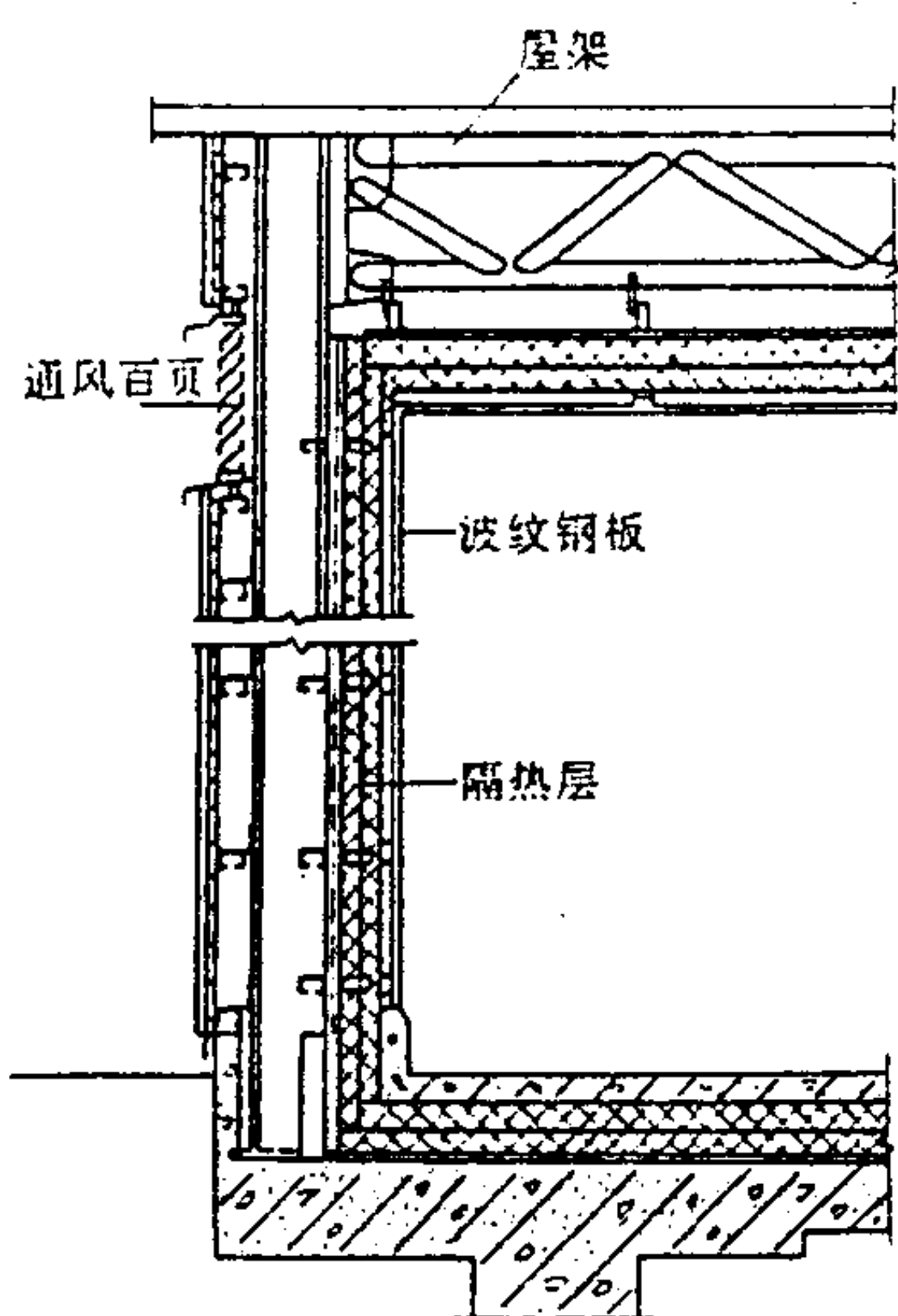


(a)

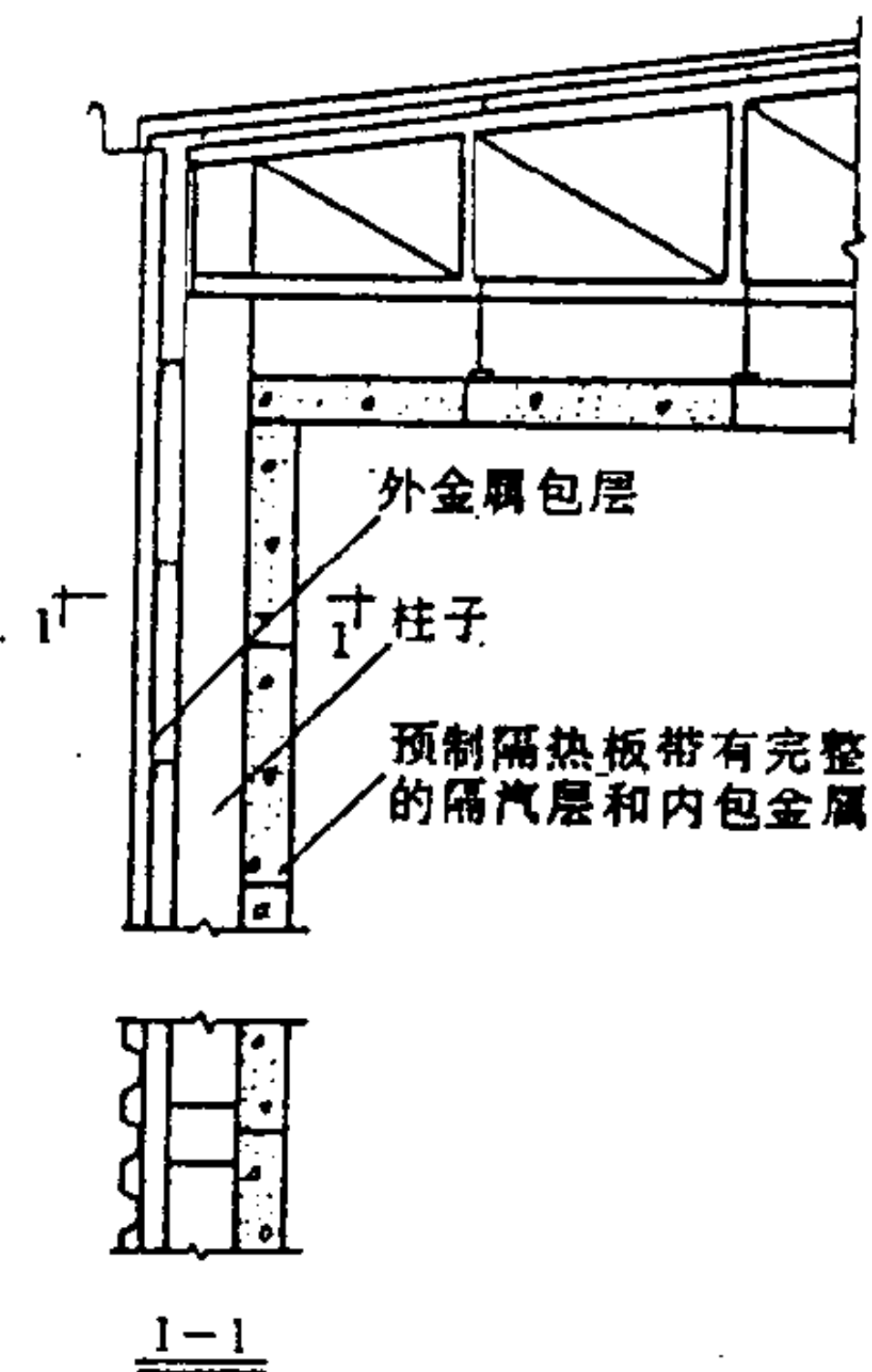


(b)

图 4-3 内承重结构



(a)



(b)

图 4-4 外承重结构

结构框架有金属框架,钢筋混凝土框架和预应力钢筋混凝土框架,最常用的是金属框架。

1. 内承重结构 内承重结构的技术特点是,库内侧设钢柱、钢梁,利用库内的钢框架支撑隔热板、安装制冷设备,并支撑屋顶防雨棚。内承重结构的优点是:

- (1)降温后框架处于恒温,框架变形稳定;
- (2)结构维修工作量小;
- (3)便于冷却管、照明设备和送风假顶的安装。

缺点是:

- (1)库房的利用率较低;
- (2)框架采用耐低温钢材,价格较贵;
- (3)内框架的隔热围护面积较大,相应冷耗也较大;
- (4)隔热工程,特别是顶棚要经受日晒雨淋;
- (5)需直接在预制板上做防水层,并做好相应的防水保险措施;
- (6)为了防止冷桥,框架柱不应直穿隔热层,需用半隔热体(通常为硬木垫块)固定在基础上;
- (7)在大型冷藏间内,不能通过屋架直接送风,需增设送风管道。

2. 外承重结构 外承重结构的技术特点是,库外侧设柱、梁,利用库外的框架结构支撑隔热板,安装制冷设备,支撑屋顶防雨棚。外承重结构的优点是:

- (1)库房的利用率较高,外围护隔热面积较小,相应冷耗也较小;
- (2)比较容易做合适的防雨屋面,这种屋面也可减少预制板所受的日晒雨淋;
- (3)便于安装挡雨檐板,在站台部位也便于安装护壁板或装饰板;
- (4)框架处在常温下可用普通钢材。

缺点是:

- (1)框架要经受恶劣的天气,因而需要加强防护,维修工作量较大;
- (2)框架要经受住温度的变化;
- (3)选用外框架时,库内蒸发器、照明设备、送风管道的安装固定较复杂。

3. 自承重结构 自承重结构的技术特点是,利用隔热板自身良好的机械强度,构成无框架结构,库体隔热板既用作隔热,又用作结构承重。自承重结构的优点是:

- (1)无框架,可节省钢材;
- (2)安装简便、灵活,对安装场地要求低;
- (3)对别的建筑物不产生影响;
- (4)拆迁方便,重复使用次数多;
- (5)管理维修方便。

缺点是:

- (1)高度不能太高,一般应 $\leq 3\text{m}$;
- (2)重量大的蒸发器不能吊在顶板上,只能坐在地板上,防雨棚需采用轻质材料;
- (3)顶板跨度不能过大,一般应 $\leq 4\text{m}$ 。

自承重结构多用于室内型,而室外型则大多用外承重结构。

第二节 预制复合隔热板的制造及其性能

新的隔热材料的发现,并把这些材料用于预制复合隔热板(以下简称预制板)的制造,使得冷库建筑的隔热设计能够形成一种新的形式,即隔气层和隔热层粘合在一起成为一个单元构件,在工厂

制造,而在现场用这些基本构件拼装成冷库。

预制板至少有三层相互粘贴的材料组成。由于生产方式的不同,预制板可以分为两大类:

——粘贴预制板:将二层面板与芯材粘贴在一起而制成。

——浇注预制板:在压力成型机下将二块压型或平整的钢板放在模具里,在板间浇注聚氨酯而制成。

一、材料

(一) 面板 预制板的面板从作用上来讲,外面板起着隔气层的作用,在外界风吹雨淋的作用下,它的耐气候性要好,在海边有盐雾的情况下,要能防腐蚀,对芯材起到保护作用。内面板处在低温下,不受外界气候影响,某些性能要求可以低一些。所以有的预制板二面采用不同的材料,但大部分预制板二面材料是相同的。使用不同的面板材料、对预制板的机械性能、使用寿命会有很大差异。一般要满足以下几个方面的技术要求:

1. 要有较好的机械强度、表面硬度和弹性,以确保预制板的整体结构强度;
2. 要有较好的耐气候性能和防腐蚀性能,使用温度范围大,确保正常情况下使用寿命在 20 年以上;
3. 制作加工方便,取材容易;
4. 符合食品卫生要求,价格低廉。

通常用作面板材料的有:

1. 二面镀锌钢板(0.63~1.2mm);
2. 二面镀锌钢板,一面再涂塑(0.63~1.2mm);
3. 2~3mm 厚的聚酯塑料板;
4. 1.2~2mm 厚的玻璃钢板;
5. 铝合金板(0.8~1.2mm);
6. 不锈钢板(0.5~0.8mm);
7. 预先涂漆的钢板(0.8~1.5mm),这种板两面先用 5 μ m 厚的底漆,然后在外面再刷一层 25 μ m 厚的聚丙烯或聚酯热固性漆,色彩可以选择。

在这些面板材料中,最常用的是镀锌钢板(表面涂漆)和涂塑钢板。这二种板材的规格是,厚度从 0.63~1.2mm,宽度一般为 1.25m,均为 3t 卷材,颜色有奶黄、奶白、灰色。国内也有用 1.0m 宽的镀锌钢板和不锈钢板。

在一些工业先进国家,所有的金属面板上都复有 60~80 μ m 厚的透明粘合聚乙烯塑料薄膜作保护层,在面板加工的全过程中起保护作用,待组装后再剥去此层,使库房有崭新的外观。

(二) 芯材 用于“粘贴预制板”的隔热芯材主要有硬质聚苯乙烯泡沫塑料和膨胀聚氯乙烯泡沫塑料。这些材料必须先特制的高温模具中发泡成形,然后用电热丝切割成所需要的长、宽、厚度,然后才能用来粘贴。用于“浇注预制板”的只有聚氨酯,因为它能在常温下发泡,其本身就可以与金属、非金属材料粘结,是用于浇注预制板的最理想材料。

二、预制板的加工

预制板的加工工艺有两种,浇注预制板加工工艺和粘贴预制板加工工艺。

(一) 浇注预制板加工工艺

1. 工艺流程及主要设备 预制板的加工工艺主要分二条线,1~6 号工序为面板的加工线,

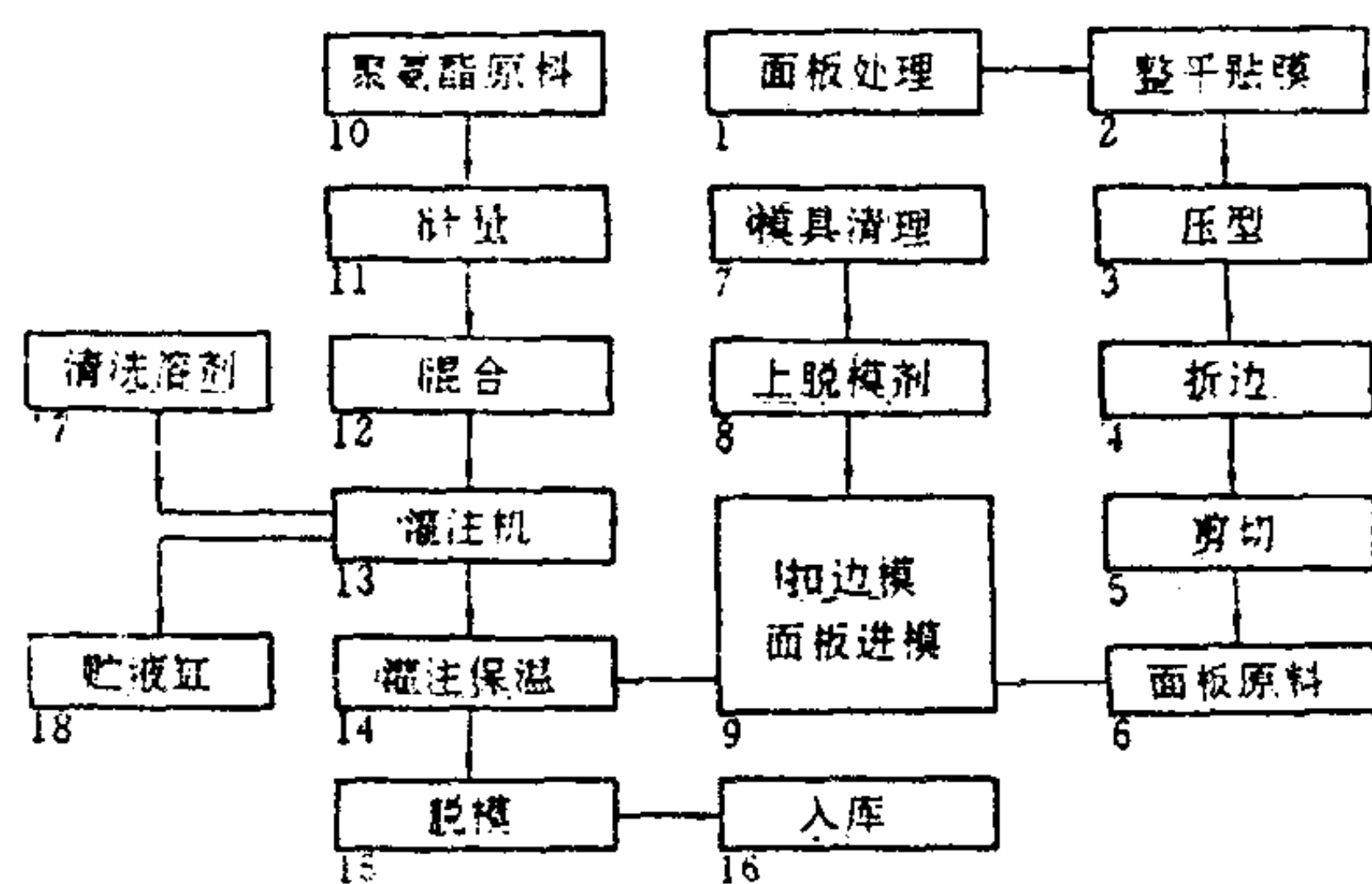


图 4-5 聚氨酯预制板的加工工艺流程图

7~16号工序为聚氨酯浇注线。工艺流程见图 4-5。

各工序的主要设备有：1号工序，叉式铲车一部(3~5t)；2号工序，整平机；3、4号工序，压型折边机；5号工序，剪板机；6、9号工序，简易的旋转悬臂吊车，吊杆上带有真空吸盘，把经处理的板吸放到9号工序上；7、8号工序，模具清理后，上好脱模剂(黄油)；在9号工序上，先在底面板上分散放置聚氨酯垫块以安放上面板，再扣边模，卡紧后进入14号工序。

在聚氨酯浇注的加工线上主要设备有：

10号工序，在空调的贮存间里，几种原料分桶贮存，并有料位控制装置；11号序，计量过磅设备，12、13号工序，移动式浇注机；14号工序，压力成型机。

浇注发泡后的预制板需要保温一段时间，然后脱模入库。

2. 预制板模具送入压力成型机的几种方式 成型机有卧式和立式两种，立式成型机一般只用于较小的尺寸，一次只能加工一块，卧式成型机用得较多，一次可加工数块，尺寸也较大。卧式成型机又可分为四种：

(1) 横向送入。一般用于板尺寸较小的加工车间，一次可浇注六块板。

(2) 轴向送入。一般加工大尺寸的预制板(12m)，一次浇一块，压力成型机共二层。

(3) 半边轴向送入。压力成型机有六层，一次浇三块，另三层准备下次的模具，工作台靠液压装置可以上下调节高度，配合送模和出模。

(4) 单层式通长送入。压力成型机为单层，长度是46m，预制板可以根据需要的长度制作。

3. 预制板浇注时的一些技术问题

(1) 聚氨酯的配方及发泡倍率。聚氨酯配方一般采用：多元醇(100)：氟利昂 11(35)：异氰酸酯(140)，在需要时再加入适量的自熄剂。

如果改变其配方，可以得到不同比重的泡沫体以及合适的发泡反应时间，用于隔热板的聚氨酯泡沫体的容重为 $30\sim 50\text{kg}/\text{m}^3$ ，反应时间为半分钟至5分钟，发泡倍率在30倍左右。

(2) 面板及边模的准备。面板的准备，一般板面要除油，有的用粘结剂先进行点涂或在板面上先喷一层聚氨酯预发泡，再装模进行浇注。边模一般都用型钢，在边模上留有 $\varnothing 50\text{mm}$ 的浇注孔，还留有 $\varnothing 25\text{mm}$ 的出气孔，中距为50mm，有的工厂在边模上涂一层脱模剂，也有的工厂在边模上先放一层3cm厚的聚氨酯泡沫塑料条板。为了防止漏料，一般在二层面板和边模连接处都嵌有软质泡沫塑料条。

(3) 浇注时的各种技术参数。聚氨酯泡沫体的质量与各个工序的温度控制值有很大的关系，表4-2列出了这些温度的控制值。

表 4-2 预制板加工时的温度控制值(°C)

工序	贮料间室温	料温	模温	保温阶段·模温	车间室温	贮板仓库室温
数值	20~22	20~25	30~45	35~50	17~22	22

*保温时间(因厚度而异)为 25~60 分钟

在浇注后,混合头的清洗方法有三种:即高压空气清洗;拆开混合头清洗;用溶剂(氯乙烯溶液)清洗,这种溶液清洗后经料缸沉淀可重复使用。

(二) 粘贴预制板加工工艺

1. 工艺流程及主要设备 预制板的加工工艺为一条加工线,所有工序一次完成,加工速度较快。工艺流程见图 4-6。

各工序的主要设备有:1 号工序,叉式铲车一部(3—5t);2、3 号工序,压紧装置前设有压型滚

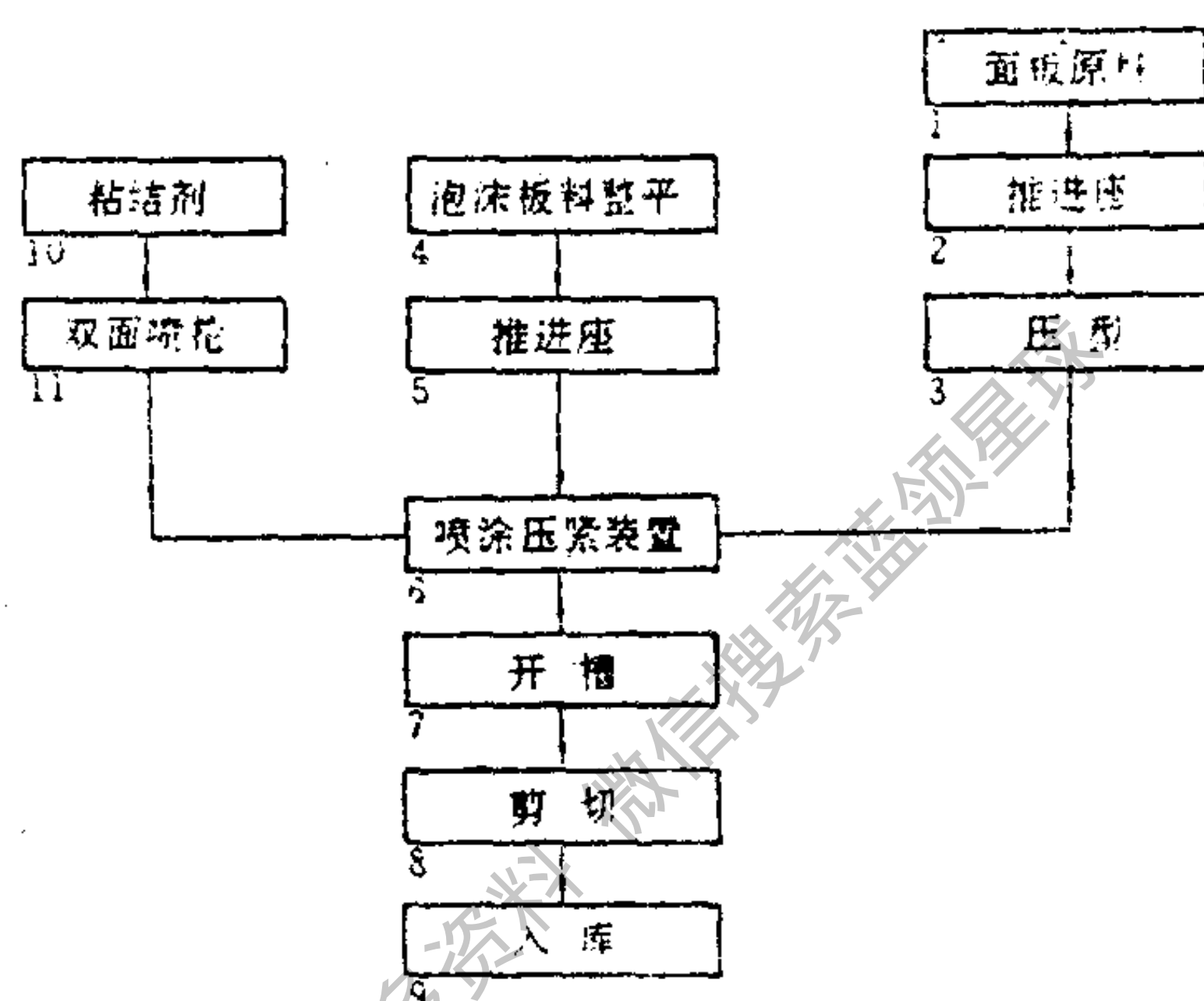


图 4-6

轮,两面板一边推进一边被滚压成 2mm 左右深的波纹形,4 号工序,按所需尺寸切割好板材;5 号工序,将板材抬上推进座,由推进轮推进;6 号工序,在压紧装置线上,两边设有喷粘剂剂的喷枪,当面板和泡沫板一起向前推进时,先喷上粘剂剂,然后由压紧装置压紧,粘剂剂成一体;7 号工序,上下两面设有开槽轮、在预制板两端面开出装配槽;8 号工序,电动切割机、按所需尺寸把预制板剪下;10、11 号工序,料桶二只,料泵二台,喷枪两支。

2. 预制板粘贴时的一些技术问题

(1) 聚苯乙烯泡沫板的表面应平整,尺寸应准确,(误差 1~2mm)两块板的接缝应严密并用粘剂剂粘牢,不允许漏缝。

(2) 面板应平整,尺寸应一致,波纹槽应一致,同一批板的色度应一致。

(3) 粘剂剂的选用要求是,粘剂剂强度要大于 100N/cm²,固化时间要短(12 秒左右),聚苯乙烯(或膨胀聚氯乙烯)与面板的粘剂剂铺盖率必须大于 85%。

(4) 粘剂剂一般使用聚氨酯混合料,料温要求 25°C 左右,车间温度要求 25°C 左右。

三、预制板的性能

预制板的性能要求,分为室内型和室外型。室内型冷库高度较小,受外界气候影响小,承受的外界作用力也小(风、雨、雪等);室外型冷库要求比较高,因此,其各方面的技术性能应优于室内型。目

前国内尚无室外型的标准,本书介绍一些国外标准和国际统一标准以供参考使用。

(一)室内型 预制板由内面板、外面板和硬质聚氨酯泡沫塑料隔热芯材组成时,隔热芯材性能必须符合表 4-3。

表 4-3

项 目	密 度 kg/m ³	导热系数 W/m·k (kcal/m·h·°C)	抗压强度 N/cm ² (kgf/cm ²)	抗弯强度 N/cm ² (kgf/cm ²)	抗拉强度 N/cm ² (kgf/cm ²)	吸水性 g/100cm ²	自熄性 sec
数 值	40~50	≤0.029 (0.025)	≥20.0 (2.0)	≥24.5 (2.5)	≥24.5 (2.5)	≤3	≥7

预制板如果用作库体地板,隔热材料的密度可以用到 55kg/m³。

上表中的导热系数是指实际使用值,应为测试值的 1.4 倍。

夹层隔热板的隔热层与内外面板粘结要均匀、牢固,不应有穿透性的孔洞和局部离泡现象。隔热层与面板的粘结力应大于 98.1N/cm²(10kgf/cm²)。

夹层隔热板在 490.5N/cm²(50kgf/cm²)均布荷载作用下,其挠度应不超过 1/250。

(二)室外型 室外型冷库的预制板在加工工艺上与室内型是相同的,对预制板隔热芯材的技术要求也是相同的。但对面板的材质、机械强度、耐腐蚀性能要求较高。所以一般中、大型装配式冷库用的预制板,面板材料的厚度要大些,面板的防腐蚀涂层考虑得比较周到,通常在镀锌钢板表面进行磷化处理,再进行涂塑处理。如果面板使用铝合金板,则先进行电化处理,再涂漆防腐蚀。为了增加预制板的抗弯强度,面板大都滚压成波纹形。

国内工厂生产的彩色镀锌钢板硬质聚氨酯泡沫夹芯板的性能测试数据见表 4-4。荷载极限值见图 4-7。

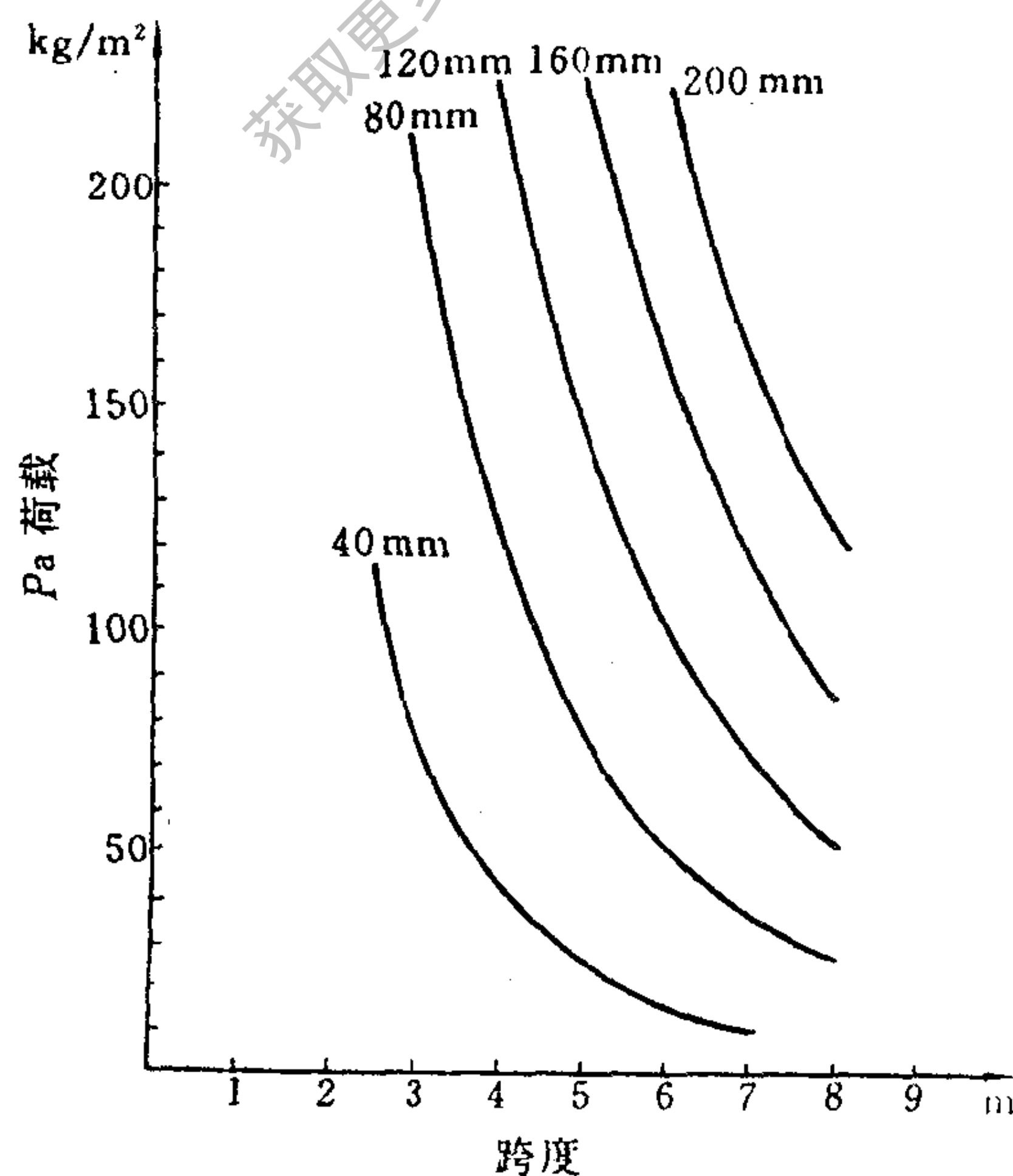


图 4-7 预制板能承受的均布荷载极限值

注:挠度为 1/200,面板为 0.63mm 钢板,芯材为 40kg/m³ 聚氨酯。

表 4-4

密度 kg/m ²	导热系数 W/m·K	抗压强度 kPa	抗拉强度 kPa	抗弯强度 kPa	粘结强度 kPa	吸水率 g/100cm ²
45	0.020	210	290	510	210	0.65

国际标准化组织对硬质聚氨酯泡沫塑料板用于装配式冷库的统一技术标准见表 4-5。

表 4-5 ISO4898—1984 泡沫塑料——建筑物隔热硬质材料规范

项 目	密度(kg/m ³)	压缩强度 (kPa)	导热系数 (W/m·K)	吸水性 (g/100cm ²)
标 准	>30	50—150	0.028—0.039	2.4

四、预制板的规格与型式

(一) 预制板的规格

厚度:40、60、80、100、120、160、(150)、200、250mm;

宽度:0.4、0.8、1.0、(0.98)、1.05、1.2m;

长度:1.98、2.00、2.40、3.00、6.00、8.00、12.00m。

(二) 预制板的型式

1. 平板(墙板) 平板的型式很多,主要是由横端面接口形式而异,最常用的见图 4-8(1)(2)

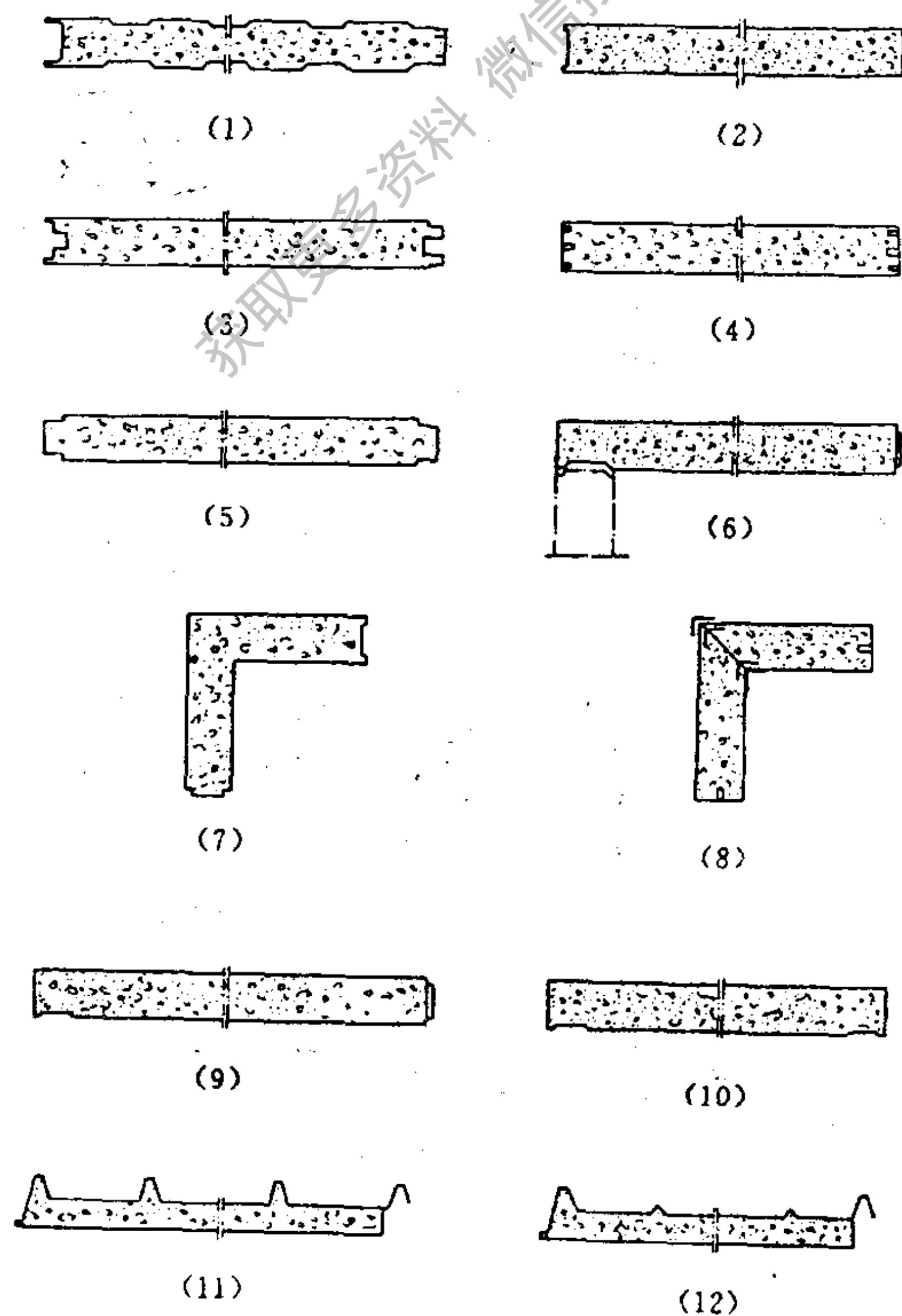


图 4-8

(3)(4)(5)。

2. 转角板 转角板的型式主要有三种,见图 4-8(6)(7)(8),浇注预制板采用前二种,粘贴预制板采用后一种。

3. 顶底板 这里是指采用偏心钩(或螺钉)连接的顶底板。这种顶底板与墙板全部由模具浇注发泡而成,不需要再进行制作,见图 4-8(9)、(10)。

4. 瓦楞形顶板 主要用于瓦楞板与顶层隔热板形成一体的冷库,见图 4-8(11)、(12)。

第三节 冷库的组合与装配

一、冷库平面布置

平面布置分室内型和室外型,两种布置有其特别之处

(一)室内型冷库的布置 冷库的布置应注意下列问题

表 4-6 中小型冷库平面组合表

L (m) \ F (m) \ W (m)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	50
2	4	6	8	10														
3		9	12	15	18	21	24	27	30									
4			16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60				
5				25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80			
6					36	42	48	54	60	66	72	78	84	90	96			
7						49	56	63	70	77	84	91	98	105	112	119		
8							64	72	80	88	96	104	112	120	128	136	
9								81	90	99	108	117	126	135	144	153	
10									100	110	120	130	140	150	160	170	
11										121	132	143	154	165	176	187	
12											144	156	168	180	192	204	
13												169	182	195	208	221	
14													196	210	224	238	
.....																		
20																	1000

注:1. 库内净高一般有 2m、2.4m、3m、3.5m、4.2m、4.8m; 2. L—长 W—宽 F—面积。

1. 应有合适的安装间隙,在需要进行安装操作的地方,冷库墙板外侧离墙的距离应 $\geq 400\text{mm}$;不需要进行安装操作的地方,冷库墙板外侧离墙的距离应在 50~100mm,冷库地面隔热板底面应比室内地坪垫高 100~200mm;冷库顶面隔热板外侧离梁底须有 $\geq 400\text{mm}$ 的安装间隙;冷库门口侧离墙需有 $\geq 1200\text{mm}$ 的操作距离。

2. 应有良好的通讯、采光条件。

3. 安装场地及附近场所应清洁,符合食品卫生要求。要远离易燃、易爆物品,避免异味气体进入库内。

4. 冷库门的布置应便于冷藏货物的进出。

5. 库内地面应放置垫仓板、货物应堆放在垫仓板上。
6. 制冷设备的布置应考虑振动、噪声对周围场所的影响,也应考虑设备的操作维修、接管长度等。
7. 冷库的平面布置需根据预制板的宽度、高度模数、根据安装场地的实际允许,进行综合考虑。冷库制造厂有其标准的冷库组合表供设计和使用选择。表 4-6 是一种模数的组合系列。

(二)室外型冷库的布置 其布置时除了食品卫生要求、安全要求、制冷设备布置要求与室内型冷库相同外,还应满足土建式冷库平面布置的一些要求。另外,尚有下列几点特别要求:

1. 只设常温川堂,不设高、低温川堂。冷库门可设不隔热门斗和薄膜门帘并设空气幕;
2. 门口设防撞柱,沿墙边设 600~800mm 高的防护栏;
3. 冻结间、冻结物冷藏间应设平衡窗;
4. 朝阳的墙面应采取遮阳措施,避免阳光直射;
5. 轻型防雨棚下应设防热辐射措施,并应考虑顶棚通风;
6. 机房、设备间也可采用预制板装配而成,与冷库成为一体;
7. 冷库的平面布置造型基本上与室内型相同,其冷库组合可在表 4-6 的基础上循模数增大。

(三)冷库的装配 冷库的装配分室内型和室外型,室内型装配比较简单,室外型装配比较复杂,有些还需对预制板进行再加工制作,使其满足安装要求。

1. 室内型 采用偏心钩和螺栓连接的冷库,只要根据装配式冷库制造厂的安装说明书进行安装即可。装配的程序是:

- (1)先做好冷库的垫座地坪(要求用水平仪校平);
- (2)根据冷库外形尺寸,划好安装线,然后装配底板(底座和预制隔热板);
- (3)安装墙板时需先装好一个转角板,然后依次安装;
- (4)安装顶板时,从一边依次安装;
- (5)安装门和空气幕;
- (6)安装制冷设备、照明灯、控制元件等。

2. 室外型 如果预制板是采用偏心钩和螺栓连接,其安装程序与室内型相同。如果预制板采用其他方法连接,其安装程序如下:

- (1)先做好冷库的基础和地坪(隔热底板以下);
- (2)按冷库平面尺寸放线,做好外框架,做好隔热墙板的固定用撑板;
- (3)安装墙板预制板。先安装一个转角板,然后依次进行;
- (4)做好顶板吊架、安装顶板;
- (5)用聚氨酯现场发泡,浇注顶板的预留浇注缝;
- (6)安装地坪隔热板,用聚氨酯现场发泡浇注底板的预留浇注缝;
- (7)安装隔墙板;
- (8)用钢筋混凝土浇注库内地坪(整筑层 80mm);
- (9)安装冷库门框、门、空气幕;
- (10)安装库内制冷设备、照明灯、控制元件等。

3. 板缝密封 板缝密封做得好与坏,对冷库的质量影响很大,如果材料使用不当,或安装施工密封做得不好,必定会增大冷库的冷耗,严重时会造成隔热板外侧严重结水或库板内结冰。板缝的密封材料应无毒、无臭、耐老化、耐低温、有良好的弹性和隔热、防潮性能。国内目前常用的密封材料有:聚氨酯软泡沫塑料、聚乙烯软泡沫塑料、硅橡胶、聚氨酯预聚体、丙烯酸密封胶。

装配时还要用到一些构件,如角铝、工字铝、连接板、螺栓等。

4. 现场接缝的浇注 在垂直板缝的情况下,浇注的接缝要受很大的压力,沿接缝增加浇注孔可控制聚氨酯的浇注,一般 1.2m 设置一个 $\varnothing 10$ 浇注孔,浇注后用一个塑料塞塞住,加固件与预制板面的连接一般采用拉铆钉,中距为 200mm。

5. 管道设备隔热层的现场浇注 制冷管道和设备的隔热大部分是用聚氨酯现场浇注。管道隔热前先涂防锈漆,在铝合金外壳与管子间放扇形聚氨酯隔热块以保持间距,在外壳上每隔一定距离留有浇注孔,浇毕后用塑料塞塞住。

6. 对冷库装配的整体要求:

- (1) 库体连接要牢固,连接机构不得有漏连、虚连现象,其拉力不得低于 1471.5N。
- (2) 库体板涂层要均匀、光滑、色调一致、无流痕、无泡孔、无皱裂和剥落现象。
- (3) 库体要平整、接缝处板间错位不大于 2mm。板与板之间的接缝应均匀、严密、可靠。

二、库体节点处理

库体节点处理得好坏是装配式冷库成功与否的关键,目前国内外普遍采用的节点处理方法有如下几种:

1. 平板接缝节点处理 平板接缝节点的处理,对不同型式的预制板,应采用不同的处理方法,见图 4-9。
2. 转角板的组装制做墙板与地坪、顶板的节点处理,见图 4-10。
3. 其他一些节点处理见图 4-11。

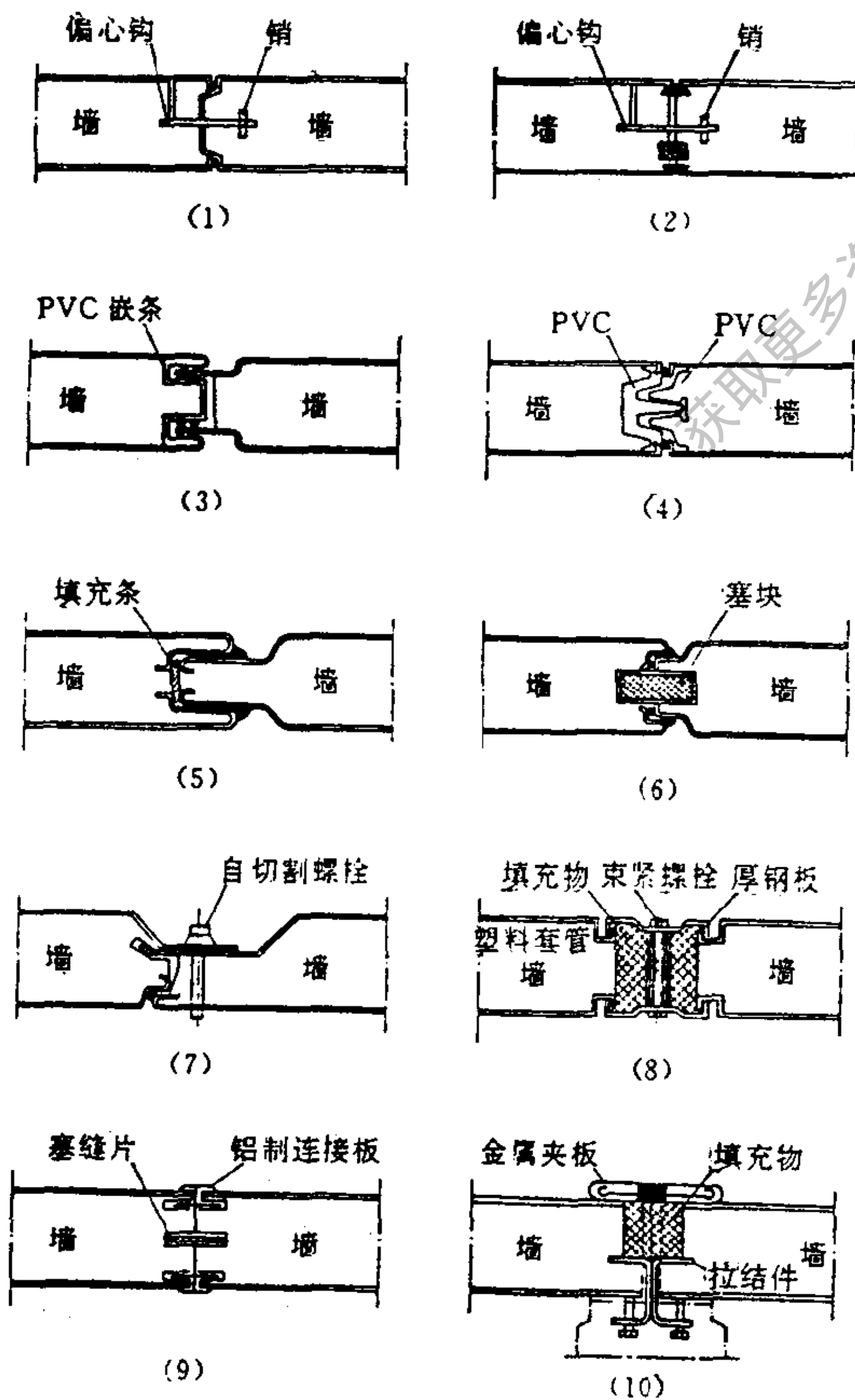


图 4-9

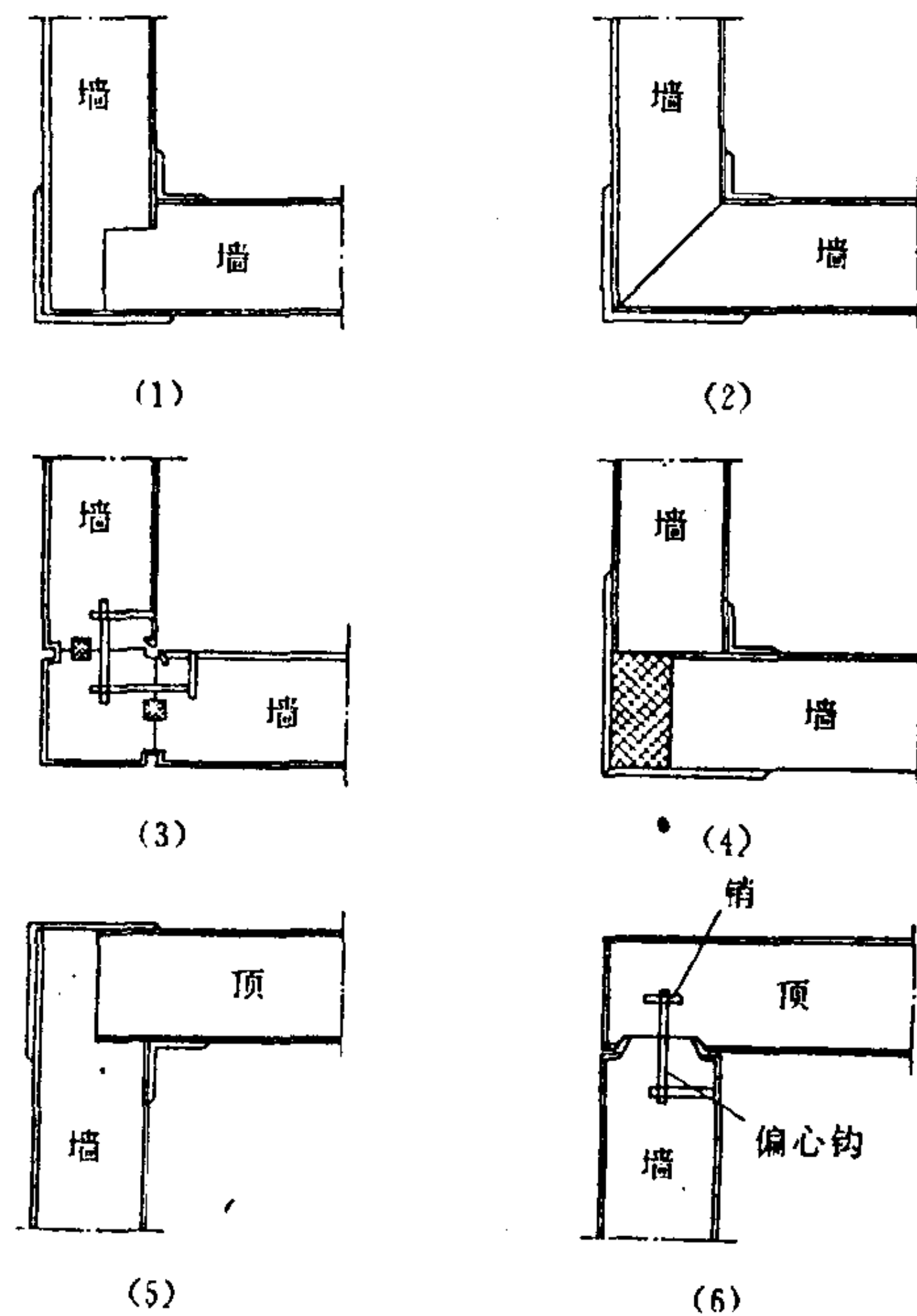
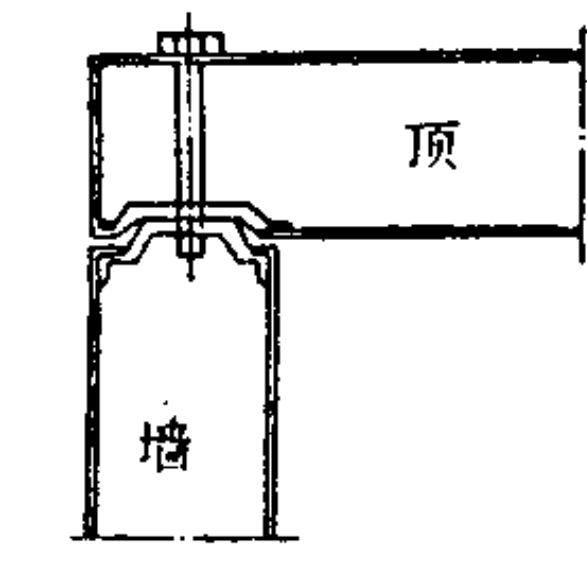
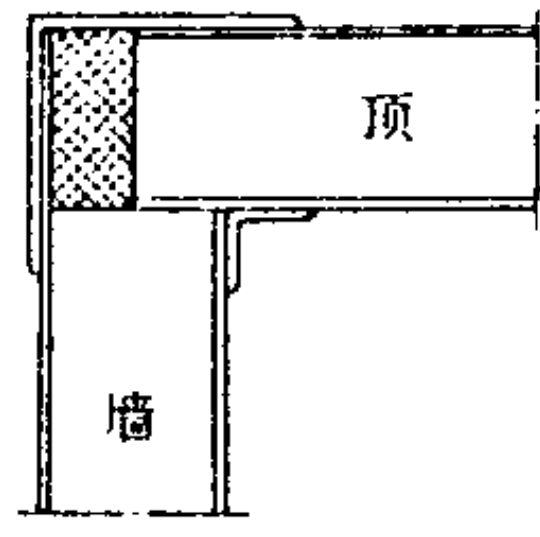


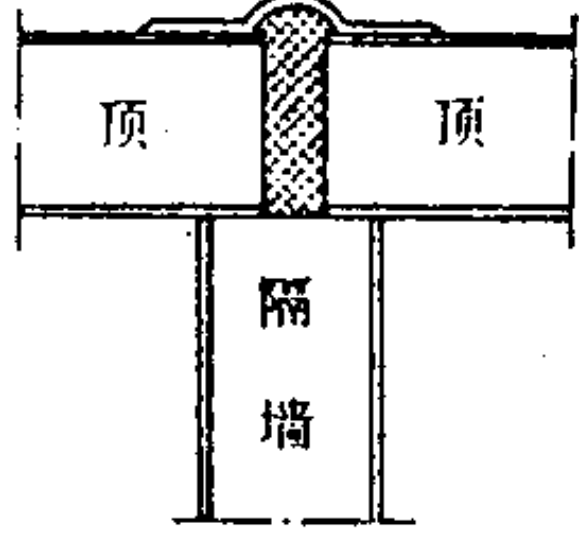
图 4-10(1)



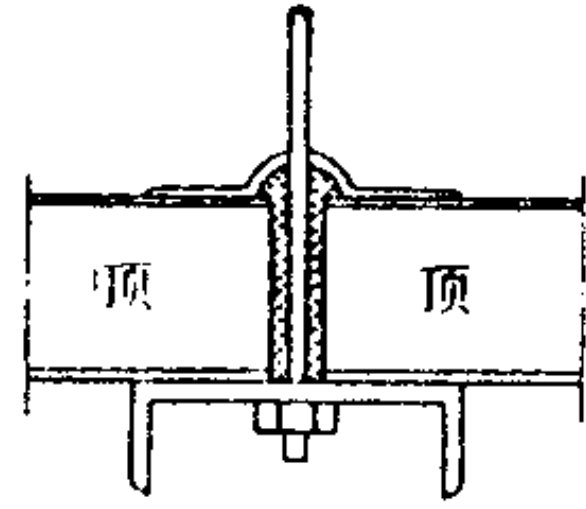
(7)



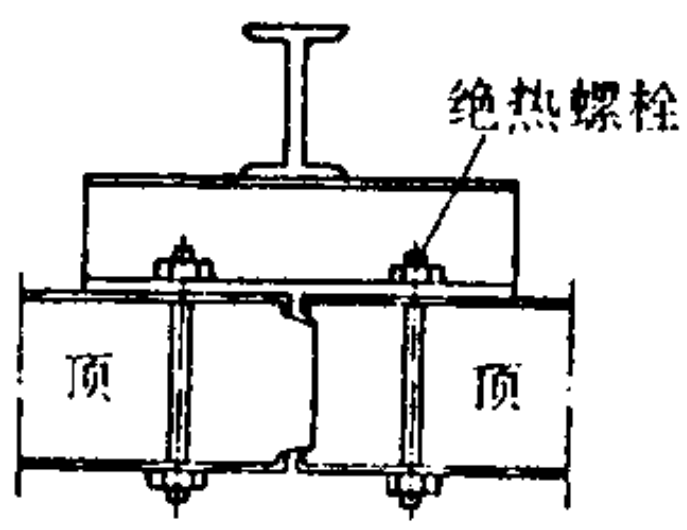
(8)



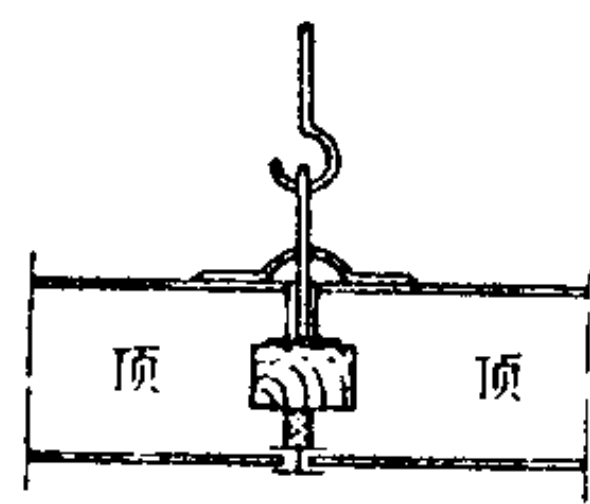
(9)



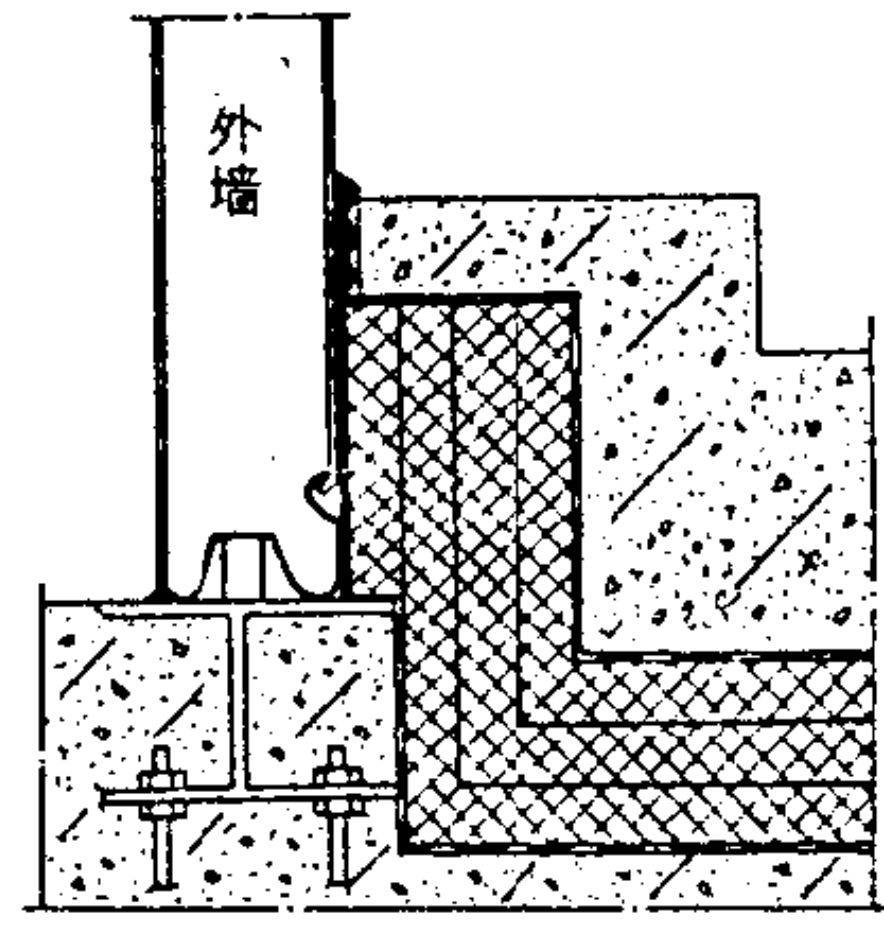
(10)



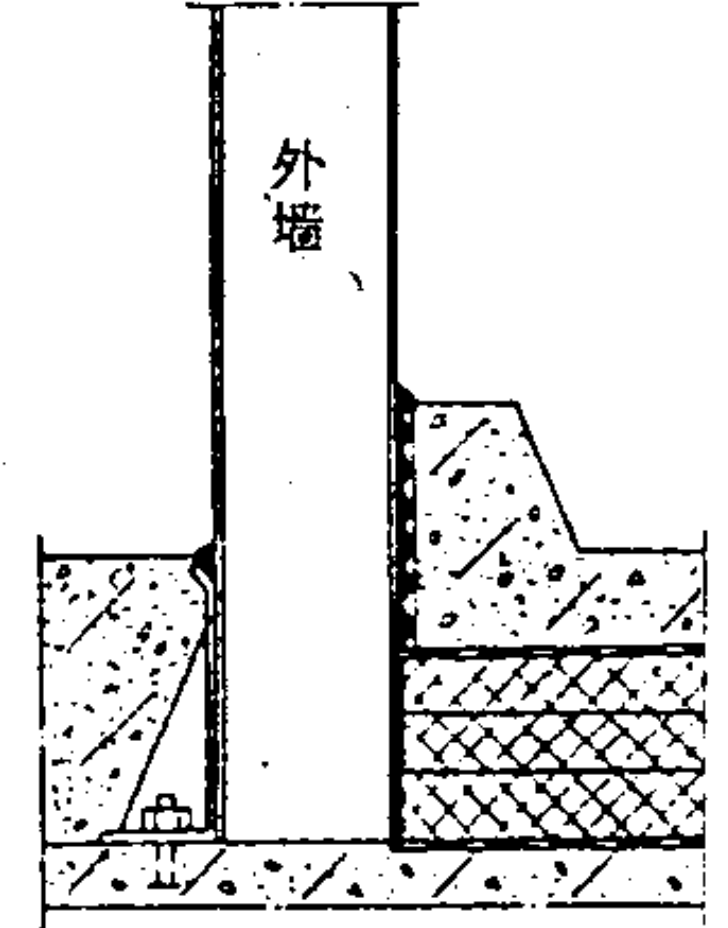
(11)



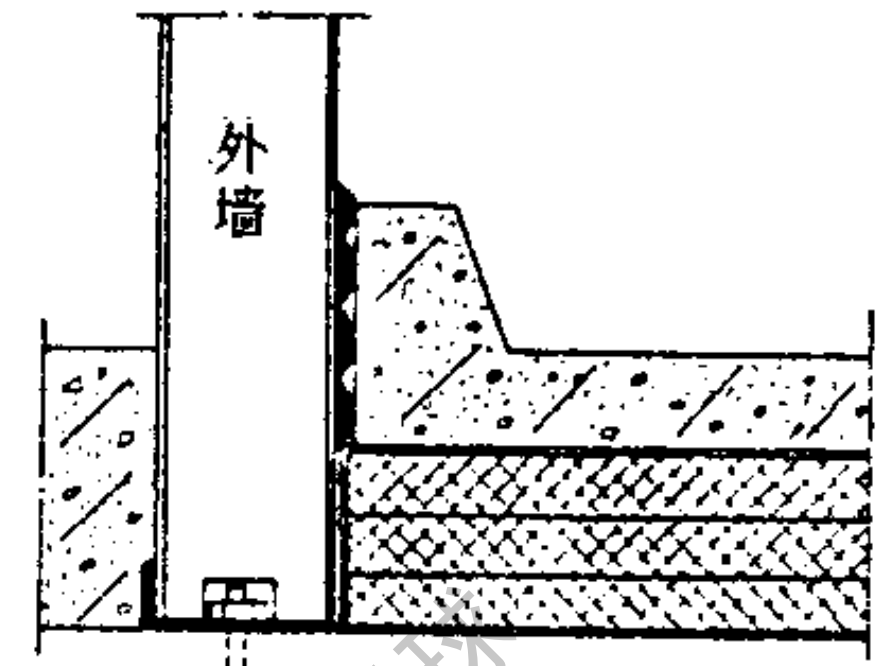
(12)



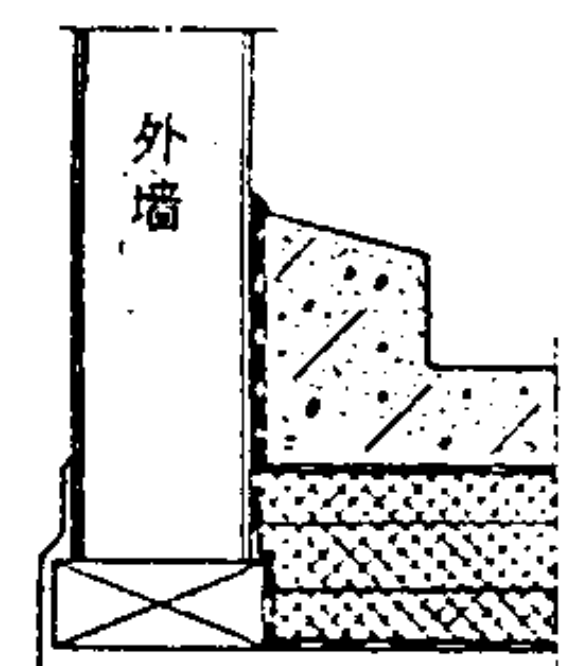
(13)



(14)



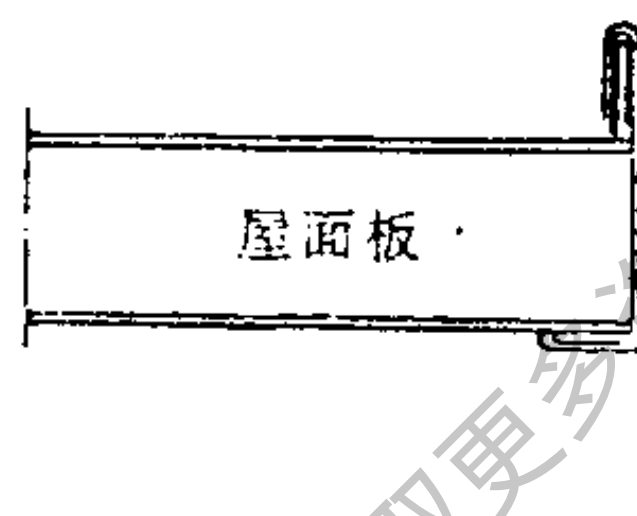
(15)



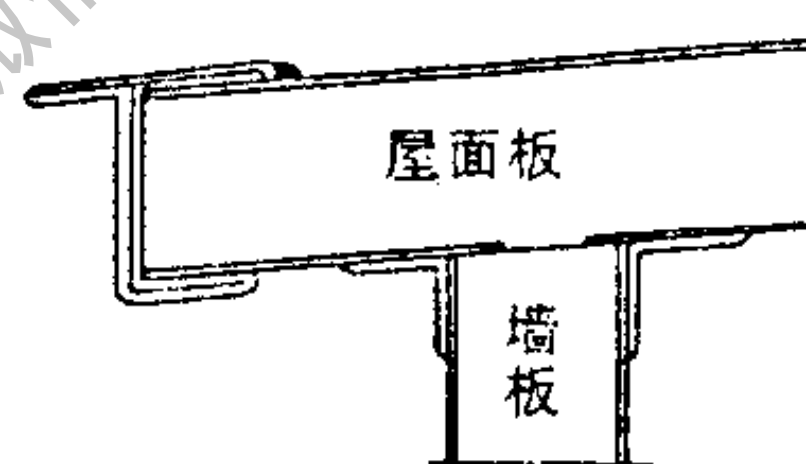
(16)

图 4-10(2)

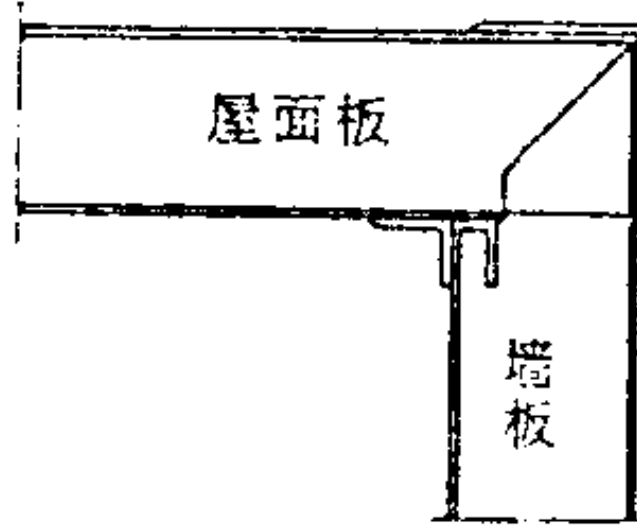
图 4-10(3)



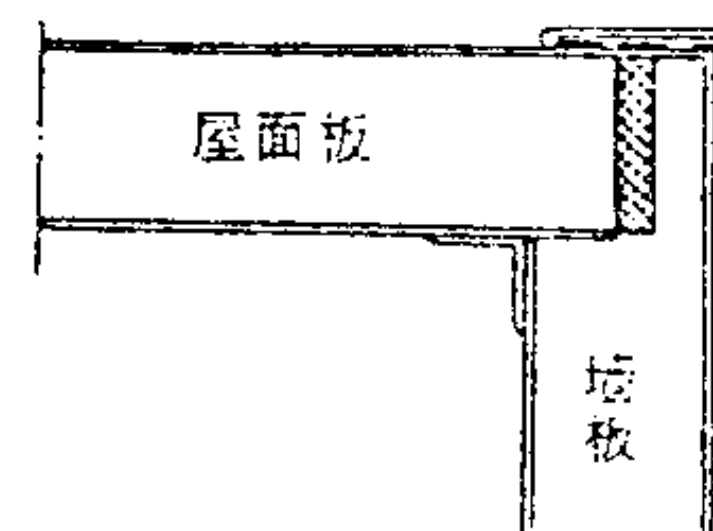
(1)



(2)

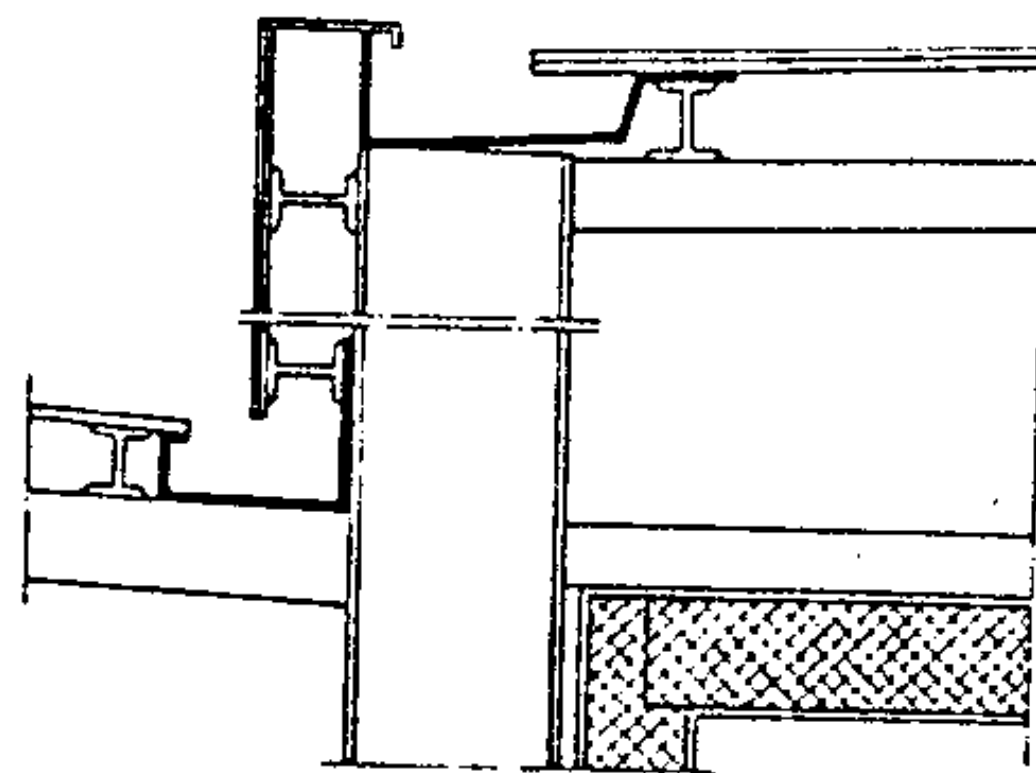


(3)



(4)

内结构檐口及山墙构造节点



(5)

外结构檐口节点

图 4-11

三、门框、库门

装配式冷库的门框、门与土建式冷库的有所不同，门框架固定在预制板上，既要牢固，又要轻巧，还要考虑防撞、防冻。门框架大都采用工程塑料、不锈钢板和硬质木材。对于用吊挂式平移门的门框架，其承受的力较大，需进行加强处理。见图 4-12、4-13、4-14。

库门应装配门锁和把手，并且应有安全脱锁装置，使工作人员在库内外都能开启。

门开启应灵活，关闭时密封条应紧贴门框四周。

冻结间和冻结物冷藏间的门或门框上应安装电压不大于 24V 的电加热器，以防止凝露和结冰。库门的安装见图 4-12。

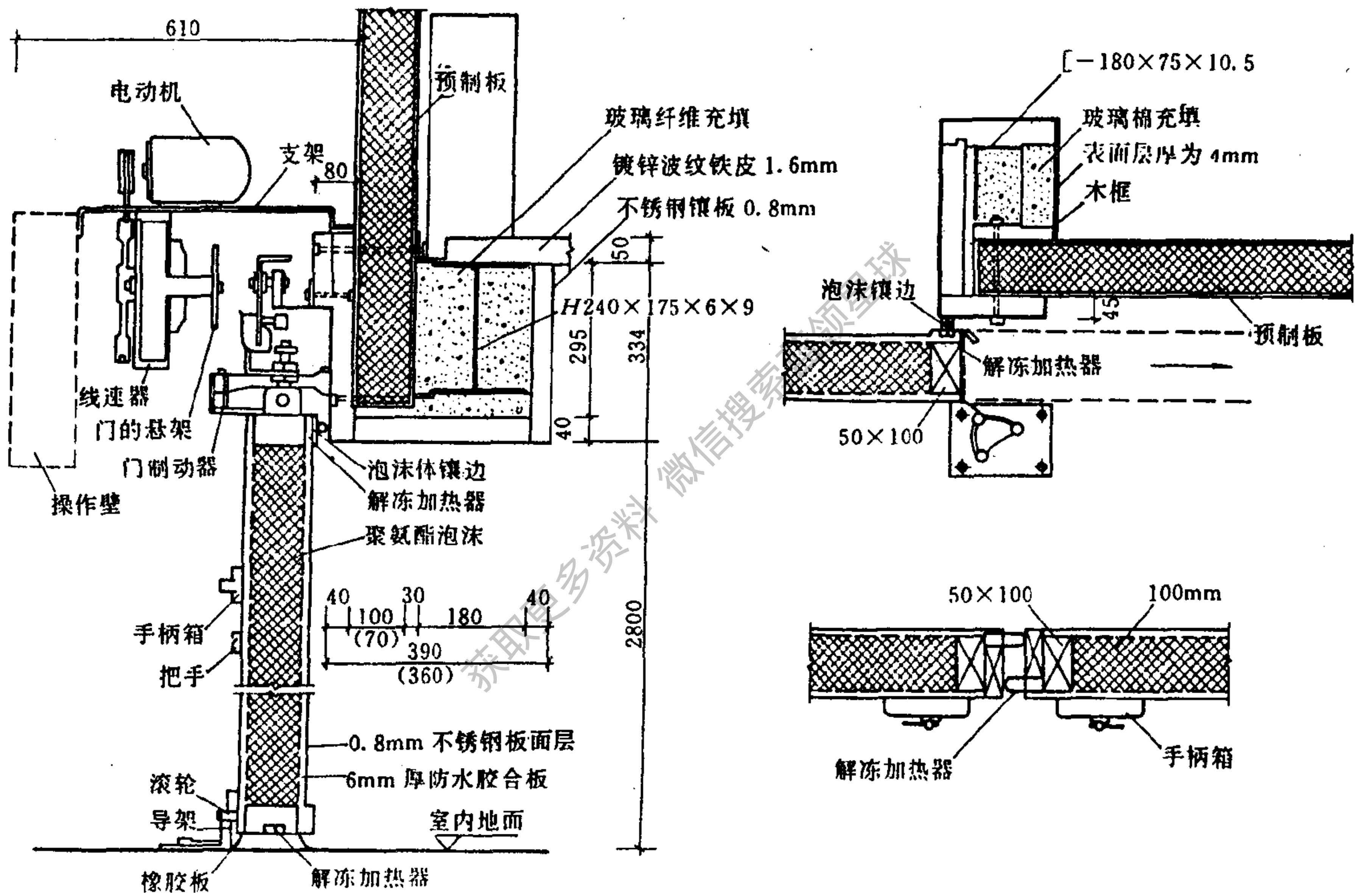


图 4-12 双扇电动平移门

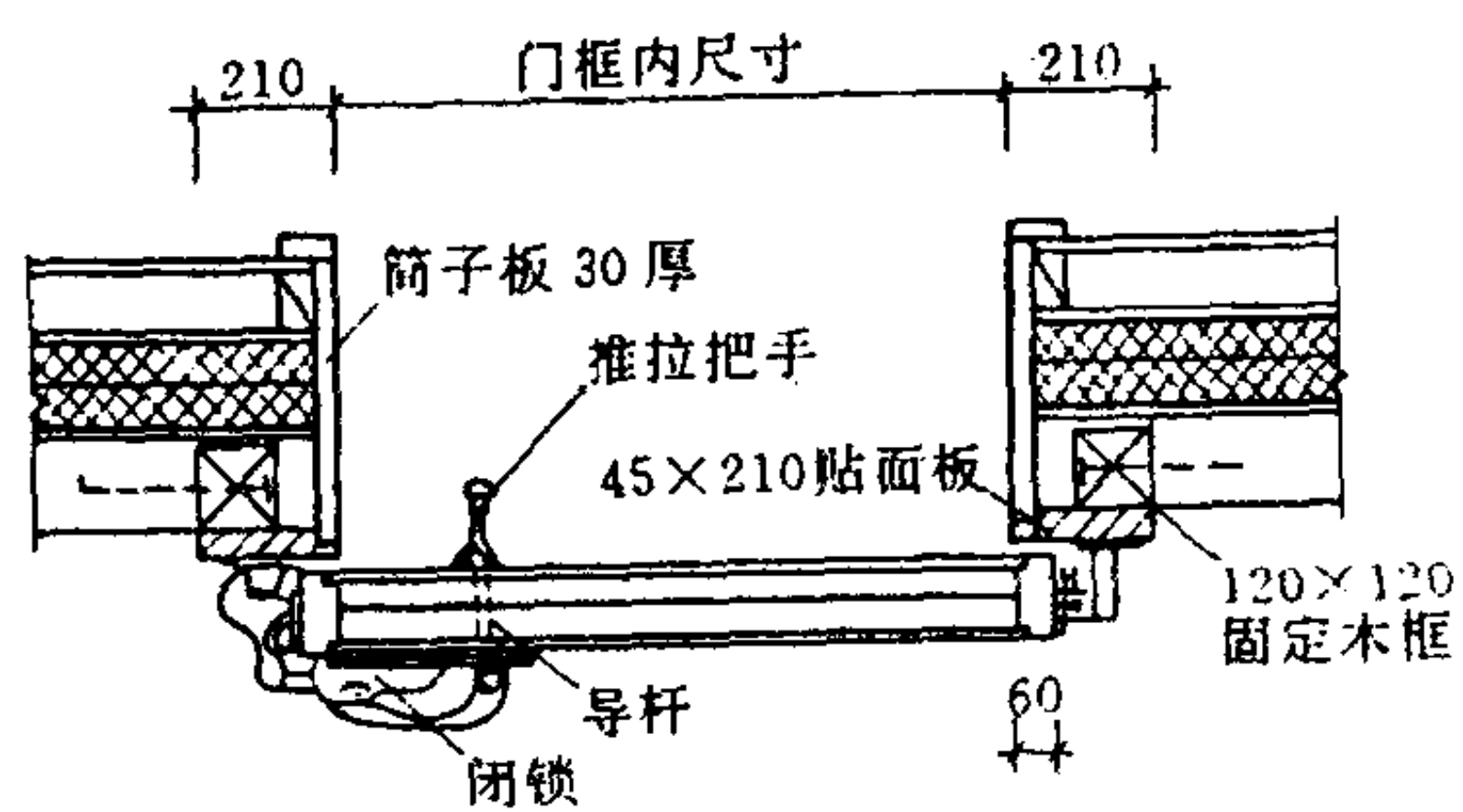
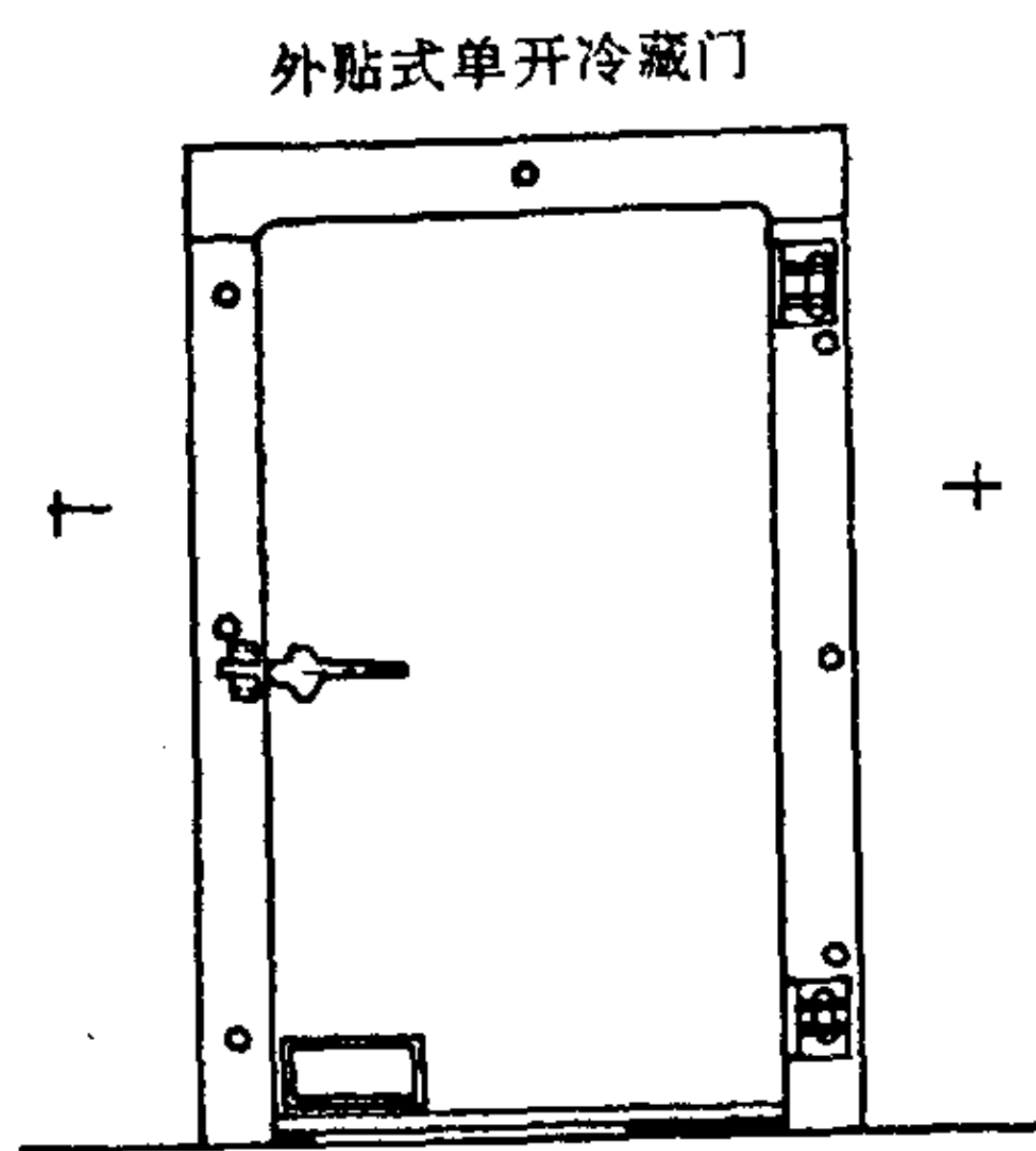


图 4-13 外贴式单开冷藏门

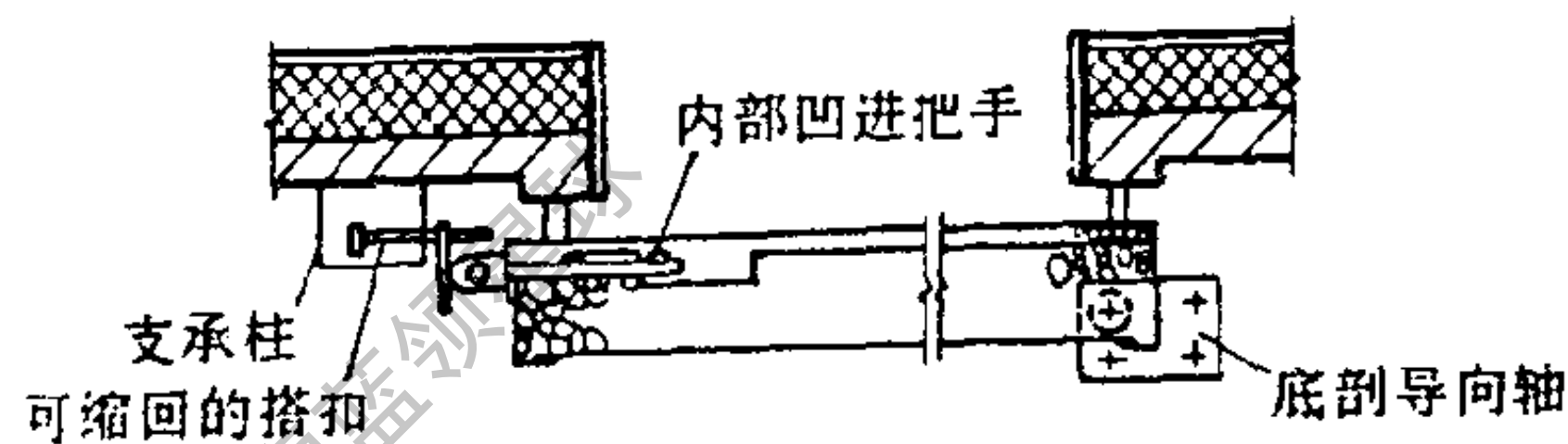
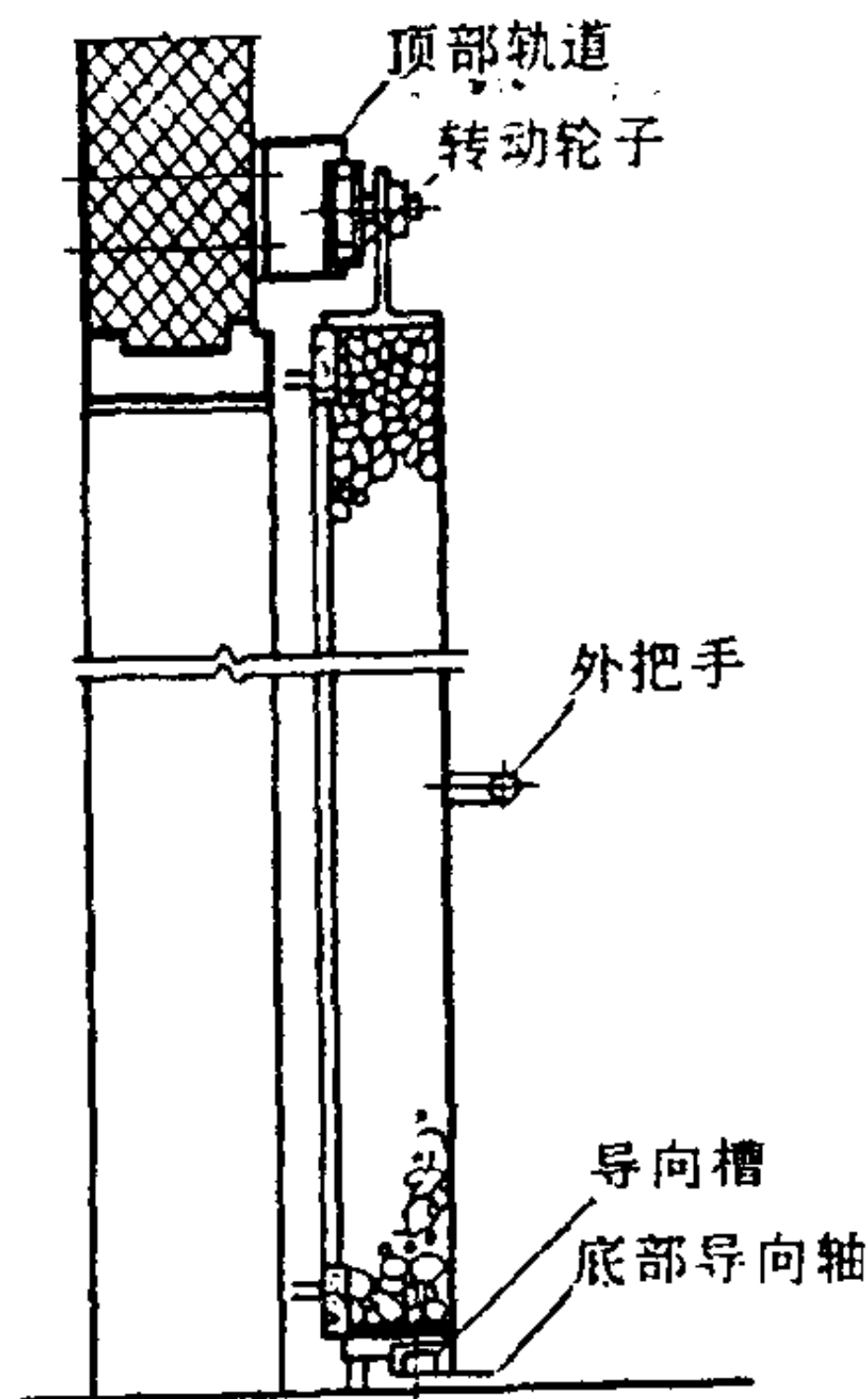


图 4-14 手动平移门

第四节 其他

一、压力平衡阀

由于冷库是一种密闭式房间，库内温度一般都比库外低，对于冻结物冷藏库和冻结间，其库内、外温差一般都在 40°C 左右。由于库内温度的降低，其空气压力也随之降低，库内外就形成了气压差。据资料介绍，当库内外温差 1°C 时，大气将对壁面产生 40Pa 的压力，如果温差 40°C ，则将对壁面产生 1600Pa 的压力。装配式冷库的预制板长期受到这样大的压力作用，容易引起板的变形，还容易使冷库门开启困难。因此，对于库内外温差长期 $\geq 20^{\circ}\text{C}$ 的库房，需要安装压力平衡阀。这种阀能使冷藏间内、外沟通，以控制冷藏间内空气压力与外界空气压力平衡。

目前平衡阀的种类较多，但就其作用原理而言，基本上是二大类。一类是一种较常用的液压平衡装置，这种装置在贮液罐内放入不冻液或挥发性小的液体，见图 4-15。要经常监视液位差 Δh ，因为液体的蒸发可改变这种液位差。

另一差压力平衡阀是阀片式平衡阀，见图 4-16。其构造有下列多种型式：同心阀片、二个水平阀片、重力平衡式阀片、弹簧式阀片及磁性阀片等。这些型式中，较常用的是弹簧式阀片和磁性阀片。

弹簧和磁力可使阀门保持关闭状态，弹力和磁性大小可改变开启压力，一般弹簧压力和磁力调定在 10Pa 左右。

对于弹簧式阀片平衡阀，目前常用的一种直径为 $\varnothing 100$ ，如果在大容量的冷库里使用，要增加阀

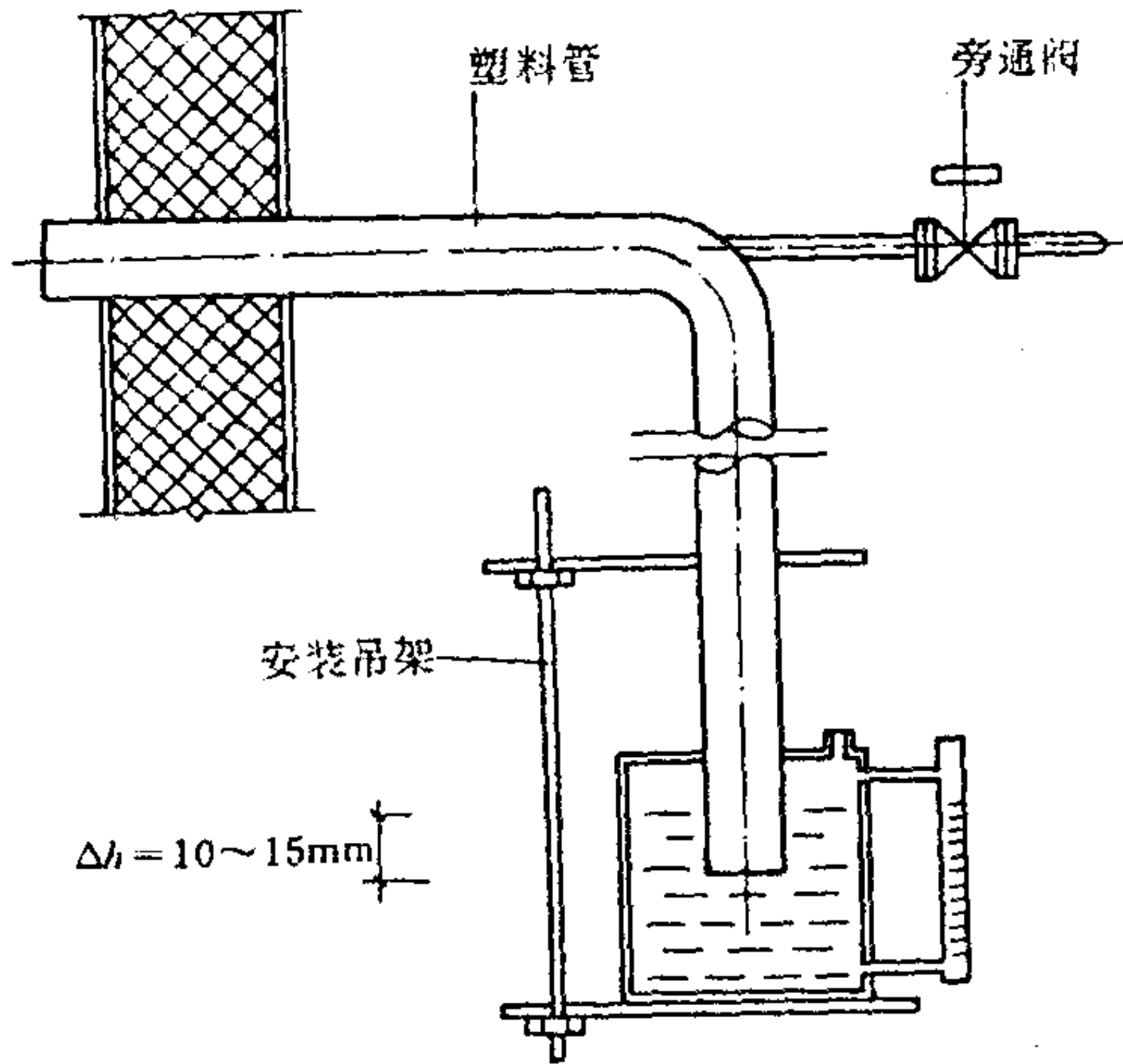


图 4-15 液压平衡装置

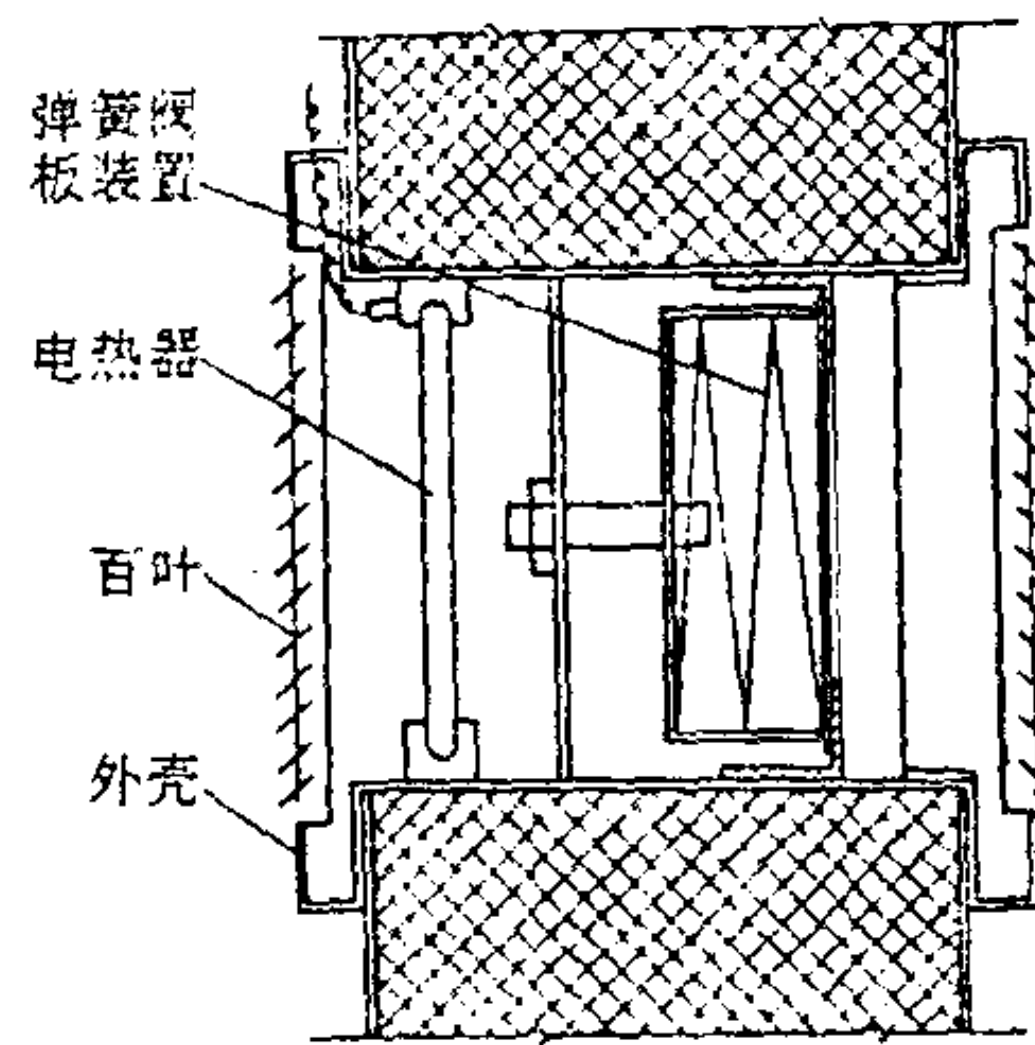


图 4-16 弹簧式压力平衡阀

的数目,可采用如下经验公式进行计算:

$$N = \frac{1.3V}{T(273 + t)} \quad (4-1)$$

式中 N ——阀的个数;

V ——库房容量, m^3 ;

T ——库内温度变化 $1^\circ C$ 的时间 (min), 冻结间一般取 2—3min, 冻结物冷藏间一般取 5~6min;

t ——库温, $^\circ C$ 。

对于压力平衡阀,它们安装的位置最好是库内空气压差变化较小的地方,要离开风机和墙角。以库房的半高处比较合适,这样库内上下温差造成的压差对阀门的影响就减少到最低限度。

需要安装这种压力平衡阀的库房如下:

- (1) 低温试验室,大型冻结间;
- (2) 气调贮存间(整库气调);
- (3) 大型冻结物冷藏间。

对于土建式结构的冻结物冷藏间和所有冷却物冷藏间可不装压力平衡阀。

二、薄膜门帘

这是一种聚氯乙烯薄膜,厚 3~4mm,宽度 400mm,搭接 50~150mm。在 $-50^\circ C$ 下不会硬化,呈半透明状。这种门帘虽在使用日久后透明度不良,但隔热效果相当显著,几乎普遍使用。表 4-7 为此种门帘隔热效果的测定值。

表 4-7 门帘的隔热效果测定值

库房温度 ($^\circ C$)	-28	0
门全部打开 (kW)	4.00	0.73
门上有空气幕(效率为 60%) (kW)	1.60	0.26
设门斗,有二道塑料门帘 (kW)	0.50	0.10
室外温度($^\circ C$)、相对湿度(%)	25、50	

安装门帘时要紧贴墙面,以防漏气,在有门斗的情况下也有做两道薄膜门帘的。

三、配套建筑

(一)地坪 室外型装配式冷库的地坪在隔热结构以下部分与土建式冷库相同,地坪隔热层的做法与土建式冷库略有不同。主要区别是:装配式冷库的安装通常都是先安装四周墙板,然后再做库内地坪的隔热层。地坪隔热层的外层隔汽层与内层防水层做成一个整体。靠四周墙边的缝隙用聚氨酯现场发泡密封处理,库内地坪混凝土整筑层的四周墙边用胶粘剂密封。

(二)防雨棚 室外型装配式冷库的防雨棚大都采用轻型瓦楞结构,必须满足下列几条要求:

1. 不漏雨。
2. 遮挡太阳辐射热,通常在瓦楞板下再设一层反射系数很高的双层铝箔纸。
3. 顶棚内应保持空气流通,以降低顶棚内的温度。

(三)机房 装配式冷库、机房的布置一般有三种型式:

1. 对于小型(特别是室内型冷库,制冷机可以安装在冷库顶板上,也可以安装在墙板上,与冷库成为一体,不需要设机房。
2. 考虑冷库整体构造的统一、美观,机房紧靠冷库,用预制板装配而成。
3. 在制冷压缩机台数较多的情况下,也可另外设置机房间,把所有制冷设备(除蒸发器)集中在机房间,以便于维修管理。

四、设计要求中的特殊点

(一)设计条件选用的特点 对于室内型装配式冷库,设计条件选用如下:

1. 冷库外的环境温度为 $+32^{\circ}\text{C}$,相对湿度为80%。
2. 冷库内设计温度:L级冷藏库: $+5^{\circ}\text{C}\sim-5^{\circ}\text{C}$
D级冷藏库: $-15^{\circ}\text{C}\sim-20^{\circ}\text{C}$
J级冷藏库: -25°C
3. 食品进货温度 :L级冷藏库: $+30^{\circ}\text{C}$
D、J级冷藏库: $+15^{\circ}\text{C}$
4. 冷藏库的堆货有效容积是库内公称容积的60%,贮藏果蔬时再乘以0.8的修正系数。
5. 每天的货物进库量为冷库容量的8~10%。
6. 制冷压缩机工作时间系数为50~75%。

对于室外型装配式冷库,有效容积的计算与室内型相同,其他设计条件与土建式冷库相同。

(二)冷负荷计算中的特点

1. 库房冷却设备的负荷计算 装配式冷库冷却设备负荷的计算原理同土建式冷库基本相同。但其中有些内容应根据装配式冷库的特点进行修正。其计算公式:

$$Q_q = \frac{1}{3}Q_1 + PQ_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (\text{W}) \quad (4-2)$$

式中 Q_q ——冷间冷却设备负荷,W;

Q_1 ——围护结构传热量,W;

$\frac{1}{3}$ ——板缝计算系数,取1.1;

Q_2 ——货物热量,W;

Q_3 ——通风换气热量;

Q_4 ——电动机运转热量；

Q_5 ——操作热量；

P ——负荷系数。

冷却间和冻结间的负荷系数 P 应取 1.3, 其他冷间取 1。

对于室内型装配式冷库, 食品均为短期贮藏, 通风换气热量可以略去, 所以库房的冷却设备负荷按下式计算:

$$Q_q = \frac{1}{3}Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_5 \quad (\text{W}) \quad (4-3)$$

室内型冷库可以不考虑太阳辐射热, 因此 Q_1 可按下式计算:

$$Q_1 = K \cdot F(32 - t_n) \quad (\text{W}) \quad (4-4)$$

式中 K ——围护结构的传热系数；

F ——围护结构的传热面积 m^2 ；

t_n ——库内的计算温度 $^{\circ}\text{C}$ ；

对于室外型装配冷库, 渗入热 Q_1 按下式计算:

$$Q_1 = K \cdot F \cdot \alpha(t_w - t_n) \quad (\text{W}) \quad (4-5)$$

式中 K ——围护结构的传热系数；

F ——围护结构的传热面积；

α ——温差修正系数, 对于围护结构的外侧加设通风空气层, 外墙 $\alpha=1.3$, 屋顶 $\alpha=1.6$; 对于外侧不加设通风空气层, 外墙 $\alpha=1.53$, 屋顶 $\alpha=1.87$ 。

t_w ——室外计算温度 $^{\circ}\text{C}$ ；

t_n ——库内计算温度 $^{\circ}\text{C}$ 。

2. 冷库制冷压缩机负荷的计算 对于室内型装配式冷库, 由于进出货频繁, 进货温度较高, 导致了冷负荷变化较大。在负荷计算中对各项热量可不进行折减或修正, 并把制冷装置和管道等冷损耗补偿系数取为 1.1。因此制冷压缩机的负荷可按下式进行计算:

$$Q_j = 1.1\left(\frac{1}{3}Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_5\right) \quad (\text{W}) \quad (4-6)$$

3. 室内装配式冷库冷负荷的估算

(1) 库房冷却设备所需的传热面积可按冷库建筑净面积进行估算。

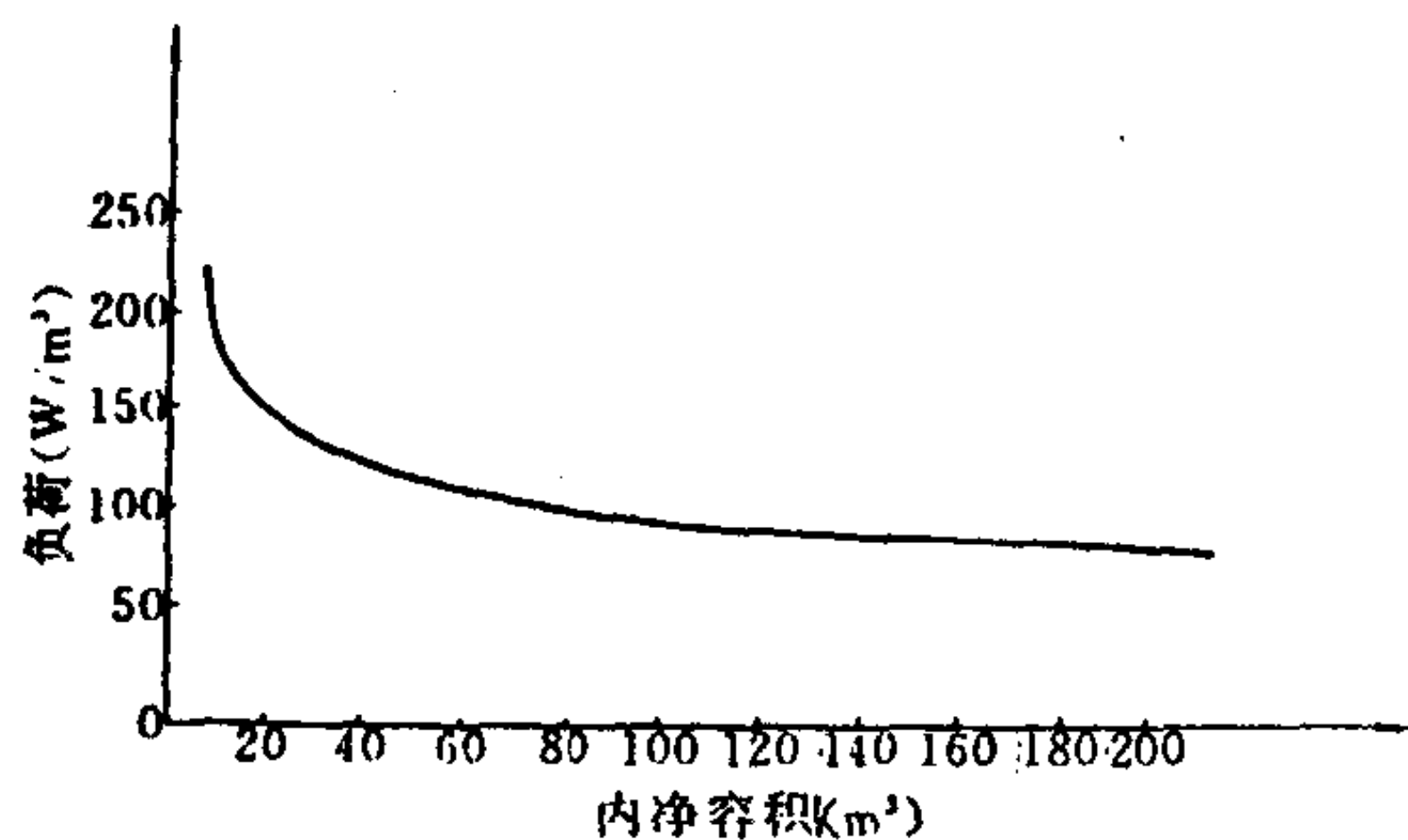


图 4-17 $-5 \sim +5^{\circ}\text{C}$ 冷藏库机器冷负荷估算图

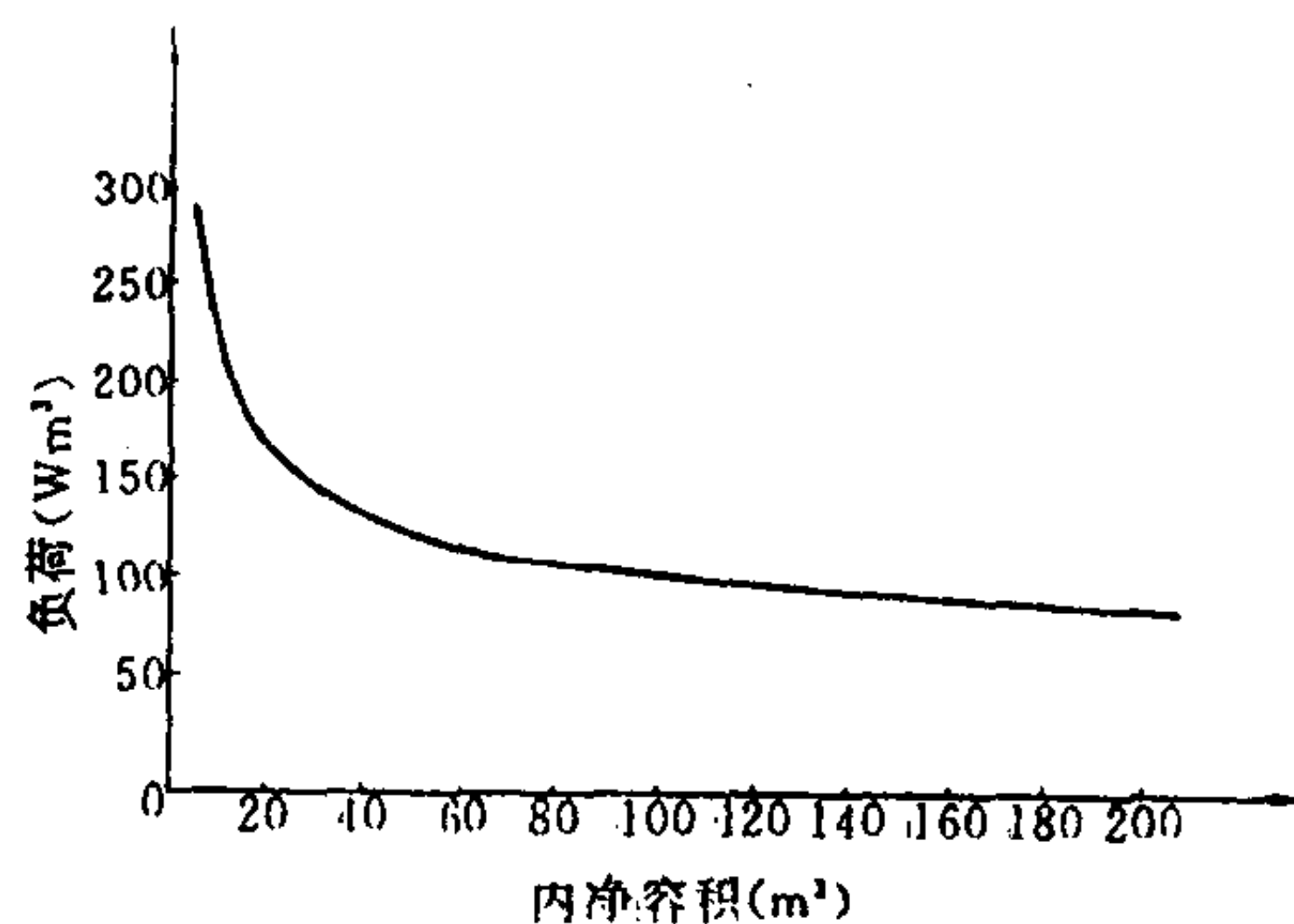


图 4-18 $-15^{\circ}\text{C} \sim -18^{\circ}\text{C}$ 冷藏库机器负荷估算图

采用光管式蒸发排管时,冷库建筑净面积与蒸发器传热面积之比可取为 1 : 1.1~1.3。

采用冷风机时,其比值为 1 : 1.5~2.0。

(2)制冷压缩机的冷负荷可按冷库公称容积进行估算,公称容积较小时,单位公称容积所需的冷负荷就较大,其变化曲线见图 4-17,图 4-18。

五、制冷设备的配置

装配式冷库制冷设备的配置应与其特点相适应,通常的作法有如下几个方面:

1. 制冷系统采用直接膨胀供冷;
2. 制冷设备采用全自动控制;
3. 对库容量较大的冷库,宜用多套(各套独立)制冷设备;
4. 室内型冷库使用的一般制冷工质为 F12、F22、F502。

六、冷库空载降温要求

装配式冷库的库体结构采用金属薄板和轻质泡沫塑料为隔热体,抗冻能力强,可进行快速降温。从常温降到设计温度可一次性完成,一般只需要几个小时。而且库温也可从设计温度快速回升到常温。一般情况下冷库空载降温时间应符合表 4-8 的要求。

表 4-8

冷 库 类 别			L	D	J
室内型	降温时间 (h)	冷风机	≥2	≥3	≥4
		排 管	≥3	≥6	≥8
室外型	降温时间 (h)	冷风机	≥3	≥5	≥6
		排 管	≥4	≥7	≥9

第五章 气调式冷库

第一节 气调贮藏工艺

一、气调保鲜的原理

果蔬采收后,仍保持着旺盛的生命活动能力,呼吸作用就是这种生命活动最明显的表现。果蔬在贮藏期间的呼吸作用,消耗了果蔬组织中的糖类、酸类和其他有机物质,这种呼吸作用越强,果蔬的衰老就越快。其呼吸作用按下列公式进行:



因此,在贮藏工作中应设法减弱果蔬的呼吸强度。低温贮藏可以减弱果蔬的呼吸强度,大约每降低 10℃ 可减弱呼吸强度一半,低温的作用还可以抑制微生物的繁殖、减缓果蔬的氧化和腐败速度。但如果贮藏温度过低,反而会造成果蔬冻伤。因此,只进行低温贮藏还不能获得理想的保鲜效果。

人们通过实践发现,在果蔬贮藏环境中适当降低空气中氧的含量和提高二氧化碳的浓度,可有效地抑制果蔬的呼吸强度、延缓成熟,达到延长贮藏期的目的。因此,采用低温气调贮藏对某些果蔬可以获得较理想的保鲜效果。

众所周知,新鲜空气的标准组成是:氧 21%、氮 78%、其他 1%(其中二氧化碳 0.03%)。气调贮藏中应控制的**最佳气体组分为:氧 5%、二氧化碳 3~5% 或 5~8%、氮 87~92%。这种气体组分对各种气调贮藏的果蔬都适应。

在采用气调法贮藏中,掌握好氧与二氧化碳的气体成分是极为重要的。不同的 CO₂ 浓度对贮藏效果影响很大,见表 5-1。

表 5-1 不同 CO₂ 浓度对贮藏效果的影响 (蒜苔)

CO ₂ 浓度(%)	0~5	5~10	10~15
好苗(%)	90.9	60.5	—
次苗(%)	1	6.8	—
烂苗(%)	1.1	28.7	95.3
自然耗(%)	7	4	4.7

从表 5-1 可以看出,CO₂ 浓度超过了 10%,蒜苔就出现明显的二氧化碳损伤的现象,表现为类似水症状,逐渐腐烂。可以认为,蒜苔在气调贮藏中,二氧化碳长期超过 10% 则发生严重的二氧化碳中毒现象,不能贮藏。

不同的 O₂ 含量对贮藏效果也影响很大,可见表 5-2。

表 5—2 不同氧含量对红星苹果品质的影响

气 体 组 分		硬 度 (pound/cm ²)	
O ₂	CO ₂	当天	84 天
3~5	2~4	13.3	13
12~16	2~4	13.2	12
21		13.3	11

另外, O₂ 浓度的降低和 CO₂ 浓度的增加, 会抑制果蔬的成熟, 也会抑制乙烯气体的生成。乙烯 (C₂H₄) 有使果蔬呼吸增强和促进果蔬后熟的作用, 所以除去贮藏环境气体中的乙烯, 是抑制果蔬后熟的关键。为了消除乙烯气体, 可在贮藏的环境中预先放入以高锰酸钾溶液浸泡过的碎砖块, 用来吸收乙烯。

二、气体成分的调节方法

(一) 自然降氧法 在密闭的贮藏环境中, 利用果蔬本身呼吸作用的耗氧能力, 逐渐减少空气中的氧, 使其达到要求的含量(5%)范围, 然后加以调节, 并控制在需要的范围内。这个方法的优点是操作简便, 成本低。但由于贮藏初期果蔬呼吸强度较高, 产生的二氧化碳较多, 所以开始时可放入消石灰或利用塑料薄膜和硅窗对气体的渗透性来吸收或排除过高的二氧化碳, 消除它对果蔬的生理毒害。同时由于呼吸强度高, 贮藏环境中的温度也高, 如果不注意消毒防腐, 就难免引起微生物对果蔬的危害。

(二) 人工改变空气组合法 人工改变空气组成的方法通常有二种。一种利用催化燃烧装置降低贮藏环境中的空气含氧量, 用二氧化碳脱除装置, 降低空气的二氧化碳含量。另一种是用制氮机(或氮气源)直接对贮藏室充入氮气, 把含氧量高的空气排出, 以造成低氧环境。由于果蔬在贮藏期间的呼吸作用, 贮藏室内的气体组成将不断变化其总趋势是氧的含量逐渐减少, 二氧化碳含量逐渐增加, 一旦贮藏间缺氧, 果蔬的呼吸作用就会停止, 异致果蔬死亡, 腐烂。这就需要在贮藏过程中进行调节, 如通过充入新鲜空气来提高氧含量。这个方法效果很好, 操作也较方便。这二种快速降氧方法, 已被普遍采用。

(三) 混合法或半自然降氧法 实践证明, 采用快速降氧法把空气的氧含量从 21% 降到 10% 比较容易, 而从 10% 降到 5% 就需耗费较大的能量, 大约是前者的两倍。为了节约能源, 降低成本, 开始时可用快速降氧法把氧含量迅速降到 10% 左右, 然后依靠果蔬自身的呼吸作用来消除氧气, 直到降至规定的空气组成范围后, 再根据气体成分的变化而进行调节控制。

第二节 气调方式

目前常用的气调方式有塑料薄膜袋(或帐)气调、硅窗气调、催化燃烧快速降氧、充氮气快速降氧四种。

一、塑料薄膜袋(或帐)气调

塑料袋(或帐)是用 0.12mm 无毒聚氯乙烯薄膜或 0.075~0.2mm 的聚乙烯塑料薄膜等制做而成。这是一种利用各种塑料薄膜对氧和二氧化碳有较好的渗透性和透水率小来抑制果蔬在贮藏过程中的呼吸作用和水分蒸发的贮藏方法, 能使果蔬达到较长时间保质和保重。如果要求塑料薄膜有

较强的透湿性能,可用聚乙烯醇塑料薄膜。塑料包装贮藏分成冷库贮藏和常温贮藏两种。冷库贮藏可降低蔬菜呼吸作用和耗氧量,放慢二氧化碳积累速度,由于其对气体具有选择性渗透,可使袋内的气体组成自然地形成气调贮藏状态,从而推迟果蔬营养成分的损耗和成熟速度。而常温贮藏时,包装薄膜必须扎针孔以提高其透气性。因为高温下呼吸量大的叶菜类,密封1~2天后氧就消耗殆尽,二氧化碳却急骤增多。这样不仅不能保鲜,反而会由此产生生理性中毒,使果蔬迅速变质。薄膜密封贮藏的二重性决定了常温贮藏的薄膜必须开孔。薄膜开孔虽然降低了贮藏效果,但可提高安全性。塑料包装贮藏可使某些以前不宜贮藏的果蔬用于贮藏,取得了一定的保鲜效果。

采用塑料薄膜进行冷库贮藏时,其贮藏方法如下:

(一)小包装贮藏方法 将一定量(15kg左右)的果蔬(一般为30℃左右)放在一定大小、厚度为0.075~0.2mm的塑料袋(聚乙烯)内密封起来,再将袋放到冷库的货架上,然后根据袋内气体成分的变化情况(定期抽样分析)定期开袋通风(一般O₂含量下降到2%时),起到补充氧气除去过多二氧化碳的作用,大约7~15天开袋放风一次。

(二)大帐子贮藏方法 用0.075~0.23mm的聚乙烯薄膜做成帐底和帐子,入货之前先把帐底铺好,放上垫仓板,然后把箱(或筐)装的果蔬堆码成垛,垛位齐好后,待货温降至5℃以下即扣帐并在垫仓板下边放上消石灰(约13t苹果放50kg)帐底和帐边用铁夹夹紧。

对于快速降氧的塑料帐,扣帐密封后,用制氮机(或催化燃烧降氧机)快速充氮降氧至5~8%,但由于果蔬的呼吸作用,使帐内氧气下降,二氧化碳上升,故需定期对气体进行检测分析(一般用奥氏气体分析仪)。当氧低于5%以下时,即从袖筒气孔补氧或用硅窗调气,使氧含量维持在设定值;当二氧化碳高于10%以上时即可用消石灰吸收或用二氧化碳脱降机脱除,使二氧化碳维持在设定值(5~10%);同时为了消除帐内因果蔬的生命活动而产生的促进衰老的气体——乙烯,在帐内预先放入以高锰酸钾溶液浸泡过的碎砖块吸收乙烯,则可延长保鲜期。

二、硅窗气调

硅橡胶薄膜具有优异的透气性和选择性渗透作用,其透气量要比常用的聚乙烯、聚氯乙烯薄膜大得多。由于硅橡胶膜对O₂和CO₂具有合适的透气比,因此可用于果蔬保鲜,主要是利用其调节果蔬贮藏环境的气体成分达到控制呼吸的目的,从而有效地延缓后熟,提高贮藏质量,起到保鲜作用。用合适的硅窗面积制作的包装袋,其气体成分可自动衡定在O₂——3~5%、CO₂——3~5%。

由上海橡胶制品研究所研制的D₄₅M₂₋₁型和复38—4型两种气调膜的透气性如下:

透 气 性		D ₄₅ M ₂₋₁	复 38—4
q_{CO_2}	L/(d · m ² · at)	≥800	≥1100
q_{O_2}	L/(d · m ² · at)	≥100	≥150

硅橡胶织物膜是由聚甲基硅氧烷为基料,涂复于织物上而成,它对O₂和CO₂具有良好的透气性和适当的透气比,它不但可以自动排出贮藏帐内的CO₂、乙烯和其他有害气体,防止贮藏商品中毒,而且还具有适当的O₂量透入,避免贮藏商品的断氧呼吸。

硅窗帐(袋)的制作,可根据不同果蔬品种的呼吸强度及贮藏仓库的温湿度等因素的差异裁剪成大小不等的硅胶膜,热合于用聚乙烯或聚氯乙烯制成的贮藏帐、贮藏袋的周围,作为气体交换窗(简称硅窗)

硅窗面积的确定可参考下列公式进行计算。

$$\frac{S}{M} = \frac{r_{CO_2}}{q_{CO_2} \cdot Y} \quad \text{或} \quad \frac{S}{M} = \frac{r_{O_2}}{q_{O_2} (0.21 - X)} \quad (5-2)$$

式中 S ——硅窗面积 (m^2);
 M ——果蔬重量 (kg);
 r_{CO_2} ——果蔬呼出 CO_2 的强度 ($L/kg \cdot d$);
 r_{O_2} ——果蔬吸收 O_2 的强度 ($L/kg \cdot at$);
 q_{CO_2} ——硅膜渗透 CO_2 的数量 ($L/m^2 \cdot d \cdot at$);
 q_{O_2} ——硅膜渗透 O_2 的数量 ($L/m^2 \cdot d \cdot at$);
 X ——帐内氧的分压 (%);
 Y ——帐内二氧化碳的分压 (%).

在实际使用中,公式中 r_{CO_2} 和 r_{O_2} 很难精确测定,因此还需要在特定的贮藏条件下进行不同面积实验筛选,以寻求最适宜的硅窗面积。

使用经验表明,在常温库($20^\circ C$ 以下)每 0.5kg 苹果用 $1.5 \sim 2.0cm^2$ 压延膜,在冷库和窑洞中,则用 $0.5 \sim 1cm^2$ 压延膜,如用 $D_{45}M_{2-1}$ 则硅窗面积加倍。

中国科学院兰州化学物理研究所研制的 FC—8 布基硅橡胶膜是专为果品保鲜贮藏用的一种塑料贮藏帐透气窗材料。它是把一种硅橡胶涂敷于布面硫化而成的棉布底材膜。这种硅橡胶膜透气性能良好,制造工艺简单,强度高,使用方便,安全可靠。

FC—8 布基硅橡胶膜的制造可分为如下步骤:

(一) 硅橡胶制造

1. 市售硅橡胶原料蒸馏;
2. 原料按所需比例配合,加水水解;
3. 水解产物加催化剂聚合,即为产品;
4. 所需生产设备:玻璃蒸馏装置一套(可自制),耐酸反应釜一只,配搅拌马达。

(二) 硅橡胶膜的制造 将制得的硅橡胶用溶剂(种类较多,可选择价廉易购者用之)溶解,制成胶浆,在一般刀式刮浆机上,刮涂于布面而成。

所需设备:刀式刮浆机一套。

(三) 硅橡胶膜透气性的测定 可用测纸张透气性的设备,或自制简易透气装置测定膜对氧和二氧化碳的透气量。

FC—8 布基硅橡胶膜可以直接热压到贮藏苹果的塑料帐上,结合牢固,贮藏苹果时硅膜的使用面积为 $0.25 \sim 0.35m^2/t$,使用面积小,投资省。

采用自然降氧的硅窗大帐(2500kg 左右)贮藏方法如下:扣帐后,将袖口,抽气口密封,持续 48 小时后,帐内 O_2 可达 $2 \sim 4\%$, CO_2 $10 \sim 14\%$,基本达到要求指标。这时安上硅窗和消石灰袋,以保持这样的气体成分。以后根据所要求的指标,用下列措施进行控制。

1. 帐内 O_2 高, CO_2 低时,缩小硅窗袖口或减少硅窗面积;
2. 帐内 O_2 低, CO_2 高时,增大硅窗面积;
3. 帐内 O_2 符合指标, CO_2 偏低时,缩小硅窗面积;
4. 帐内 CO_2 , 符合指标, O_2 高时,缩小透气量,如仍偏高就需检查帐子是否漏气,必要时封闭帐子;
5. 帐内 O_2 符合指标, CO_2 高时,加大硅窗面积或在袖口边加消石灰。

对于用硅窗帐贮藏的各种苹果在不同阶段所要求的气体指标见表 5—3。

表 5-3 不同品种苹果要求的气体指标

品种	第一阶段			第二阶段			第三阶段		
	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	天 数	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	天 数	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	天 数
青香蕉	12~14	2~4	10	10~12	2~4	30	6~8	3~5	
红 星	12~14	2~4	15	10~12	2~5	30	4~6	2~5	
金 冠	12~14	3~5	20	6~8	3~5	30	4~6	3~5	
国 光	12~14	2~4	10	6~8	2~4	30	4~6	3~5	

采用塑料薄膜小包装袋和硅窗帐贮藏的苹果,取得了明显的保鲜效果和经济效益。见表 5-4、表 5-5。

表 5-4 品种为青香蕉苹果

项目 \ 贮藏方法	窑洞篓藏	窑洞小包装贮藏	窑洞硅窗帐藏	窑洞消石灰帐藏
贮藏天数	120	120	120	120
硬 度 (pound/cm ²)	14	17	19.3	19
折光糖 (%)	16.5	16	16	16.5
自然损耗(%)	4	3	0.5	0.5
腐烂果(%)	5	2	1	1
好 果(%)	91	95	98.5	98.5
果 色	底色发黄 果梗发枯	果色绿 果梗青	色青绿 新鲜	色青绿 新鲜
质 地	发绵、汁少	脆、汁多	脆硬、汁多	脆硬、汁多

表 5-5 苹果不同贮藏方法保鲜价值比较

项目 \ 贮藏方法	窑洞篓藏	窑洞小包装贮藏	窑洞硅窗帐藏	窑洞消石灰帐藏
贮藏天数	150	180	180	180
自然损耗(%)	4	3	0.5	0.6
腐烂果(%)	5	2	1	1
好 果(%)	91	95	98.5	98.4
投 资(元)	105	122.5	22.0	19.0
库容量(5t)	6.4	6.4	8	8
出口率(%)	无	56	72	72

为了便于在变温条件下使用硅橡胶薄膜,可制作立体活动硅窗。具体作法是,用边长约 1.5cm 的方形木条做窗架,在窗架的一面粘合塑料薄膜袖口,其余五面粘硅橡胶薄膜,硅橡胶薄膜用 704

胶粘合,塑料薄膜用塑料胶粘合。贮藏初期温度 10℃左右,2500kg 帐需上海橡胶制品所研制的 GE₄0.08 型压延硅膜 0.5~0.75m²,可制作 0.5m² 和 0.25m² 的立体活动硅窗各一个。

立体活动硅窗制作简易、使用方便、效果稳定、不用动力,使用时先打开塑料帐的下袖口,迅速把一个直径约 20cm 的薄钢板套筒套入下袖口,再把活动硅窗的袖口套入塑料帐的袖口内,用绳子绑牢密封好。

用立体活动硅窗调节帐内气体成分,其气调过程可分为四个阶段。

1. 降氧阶段。一般在扣帐后 48 小时左右帐内氧可降到 2~4%,二氧化碳升到 10~14%。

2. 低氧、高二氧化碳阶段。降氧后维持 7~10 天低氧和高二氧化碳(O₂ 2~4%、CO₂ 10~14%)。主要利用立体活动硅窗排除帐内多余的二氧化碳,硅窗面积为 0.5kg 果实 0.5~1cm² GE₄0.08 型压延硅膜。补氧的方法是在上袖口加直径 0.5~2.0cm 的竹管或玻璃管,根据帐内氧含量变换上孔的孔径,氧低时孔径大些,氧高时孔径小些或去掉上孔。

3. 库温 5℃以上。帐内氧维持 2~4%,二氧化碳 4~8%,O₂:CO₂=1:1.5~2.0,调气方法仍然是用上孔补氧,用硅窗排除二氧化碳。由于这一阶段要求二氧化碳较低,硅窗面积为 0.5kg 果实 1.0~1.5cm²。

4. 库温 5℃以下。由于果实呼吸强度下降,硅窗面积可相应减小。如因硅窗面积的减小造成帐内二氧化碳偏高,可适当提高帐内氧含量,这一阶段帐内氧维持 2~6%,二氧化碳 4~10%,O₂:CO₂=1:1.5~2.0。调气方法同上。

对于硅窗大帐(帐架容量 2500kg)堆藏气调技术,把我国传统的堆藏与先进的气调贮藏结合起来,形成了一种新的贮藏方法,具有节约能源,贮藏效果好、经济效益高等优点。

硅窗塑料大帐贮藏的特点如下:

- (1) 适合于多品种同库贮藏;
- (2) 适合于多批量进出库的货物贮藏;
- (3) 对库体的气密性要求低;
- (4) 管理安全、方便;
- (5) 气调体积小,设备投资少,运行费用低。

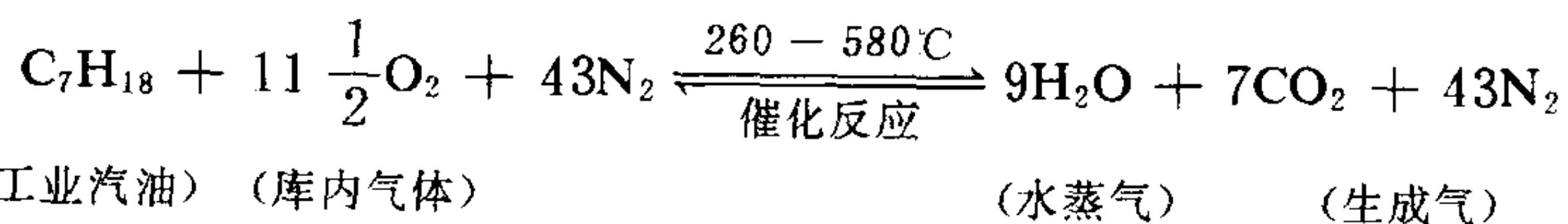
三、催化燃烧快速降氧

催化燃烧降氧是果蔬气调贮藏实现快速降氧的有效方法,在国内外已普遍采用。

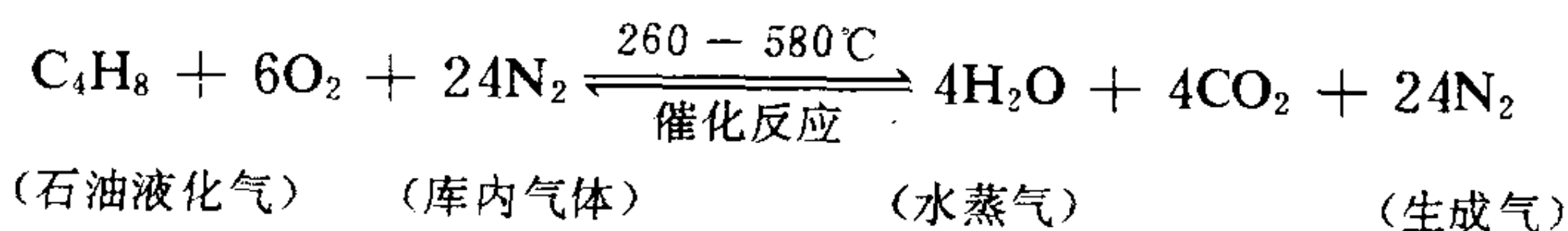
(一)工作原理 催化燃烧降氧是以燃料(如工业汽油)与空气混合进行催化燃烧反应(氯化反应)。在进行催化反应时,空气中的氧气(O₂)与燃料中的碳(C)和氢(H)化合生成二氧化碳(CO₂)和水蒸气(H₂O)。

化学反应方程式如下:

1. 燃料为工业汽油(C₇H₁₈)



2. 燃料为石油液化气(C₄H₈)



由反应方程式可见,空气中氮气在催化燃烧反应时不参与反应,式中的 H₂O 是蒸气状态的水,

生成后在冷却塔中被冷凝后随下水道排出,因此排出的气体中主要是氮气(N₂)和二氧化碳(CO₂)气体。催化燃烧,可采用铂或复方铬为催化剂。采用铂为催化剂时,起燃温度 320℃,反应温度为 780℃。采用复方铬为催化剂时,起燃温度 260℃,反应温度 580℃。如果催化剂温度低于起燃温度,空气中的氧气与燃料在催化剂中不能进行催化反应,当催化剂温度超过反应温度时,如机器作长期连续运行,催化剂易被烧坏,活性降低,影响机器的降氧效率。

催化燃烧降氧机的工艺流程见图 5-1。

(二)工作过程 (以 DR-4-20 型为例)机器运

行时,首先由按装在催化反应器内部的电热元件把催化剂预热到起燃温度 260℃,然后才能把燃料投入机器,与空气混合后在催化剂中进行反应。它们之间是放热反应,有热量产生(无火焰)。此时催化剂反应温度上升很快,当反应温度升到 580℃时,电热元件自动停止工作,往后不再工作。为避免催化剂烧坏,燃料也自动停止投入机器。此时,由于反应产生的热量,反应温度有高温冲击过程,当温度降到 580℃以下时,燃料又自动投入机器,继续进行催化燃烧反应(降氧)。

经催化反应器反应的热气体,随后进入冷却塔,用常温冷却水冷却,热气体与冷却水逆向流过拉四环填料层,使热气体温度降低,一般比冷却水温度高出 1~2℃,经冷却后的气体排往库房。被热气体加热后的冷却水排入地下蓄水池或直接排放至室外。

(三)控制与计量 机器在运行时,催化燃烧反应温度一般控制在 500~580℃之间(DR-4-20 型),其反应温度为稳定工作状态。为了控制好反应温度达到工作状态稳定。必须调节好空气与燃料流量的混合比例。应控制在 100 : 0.5~0.6 之间(空气流量为 100m³/h,燃料流量必须控制在 0.5~0.6m³/h)。如燃料比例过低,反应不能平稳,过高易形成爆炸性混合气体,影响设备使用安全。因此,对空气与燃料的计量、调节要求很高。

1. 空气的计量与调节。空气计量由孔板流量计附 U 型压差计进行计量。空气流量与压差的关系见图 5-2。

调节空气流量由安装在旋涡泵风机中的回流阀进

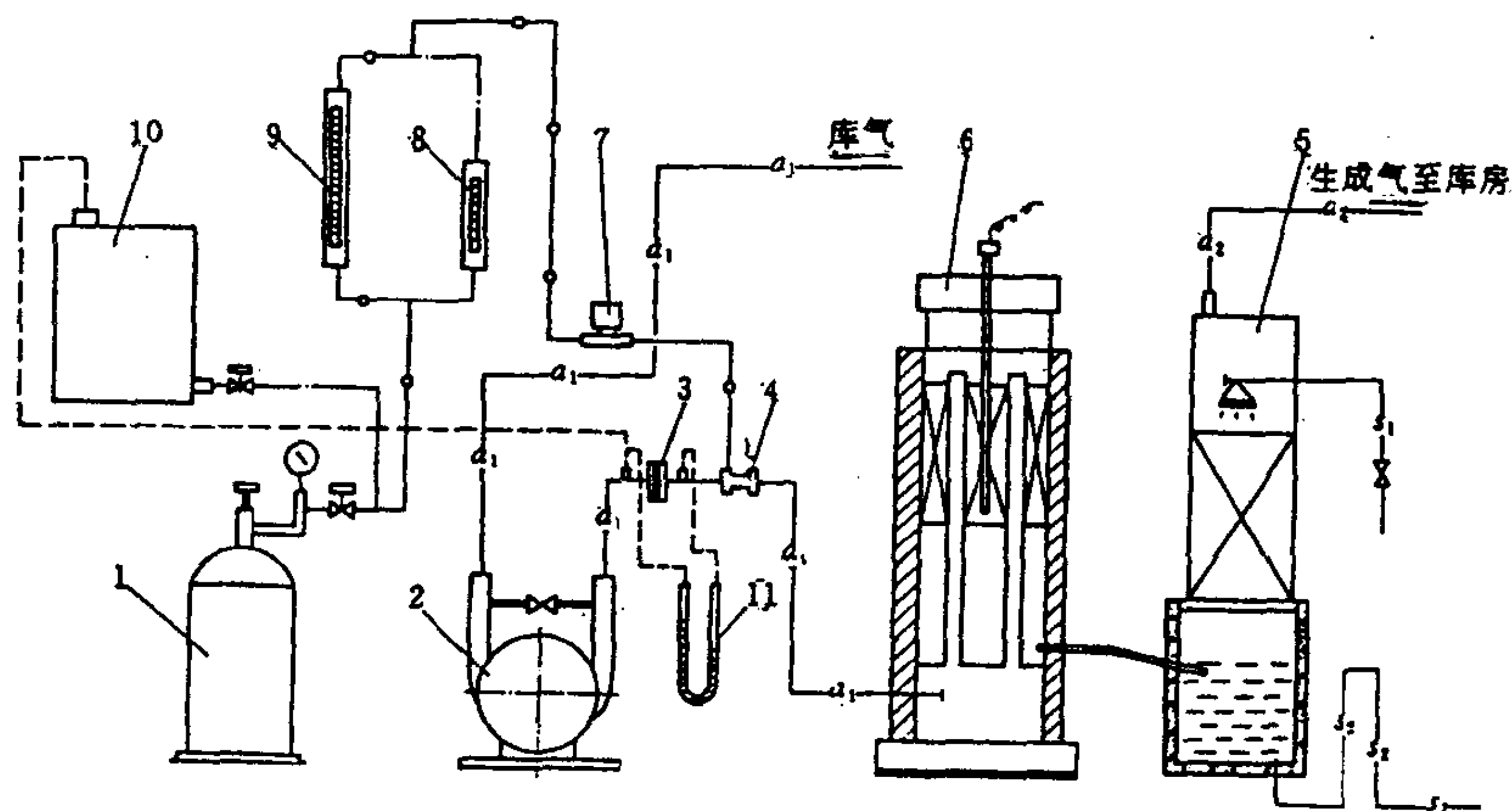


图 5-1

1. 石油液化器 2. 旋涡式风机 3. 孔板 4. 混合器 5. 冷却塔
6. 催化反应器 7. 电磁阀 8. 转子流量计(液) 9. 转子流量计(气)
10. 燃料油箱 11. U 形压差计

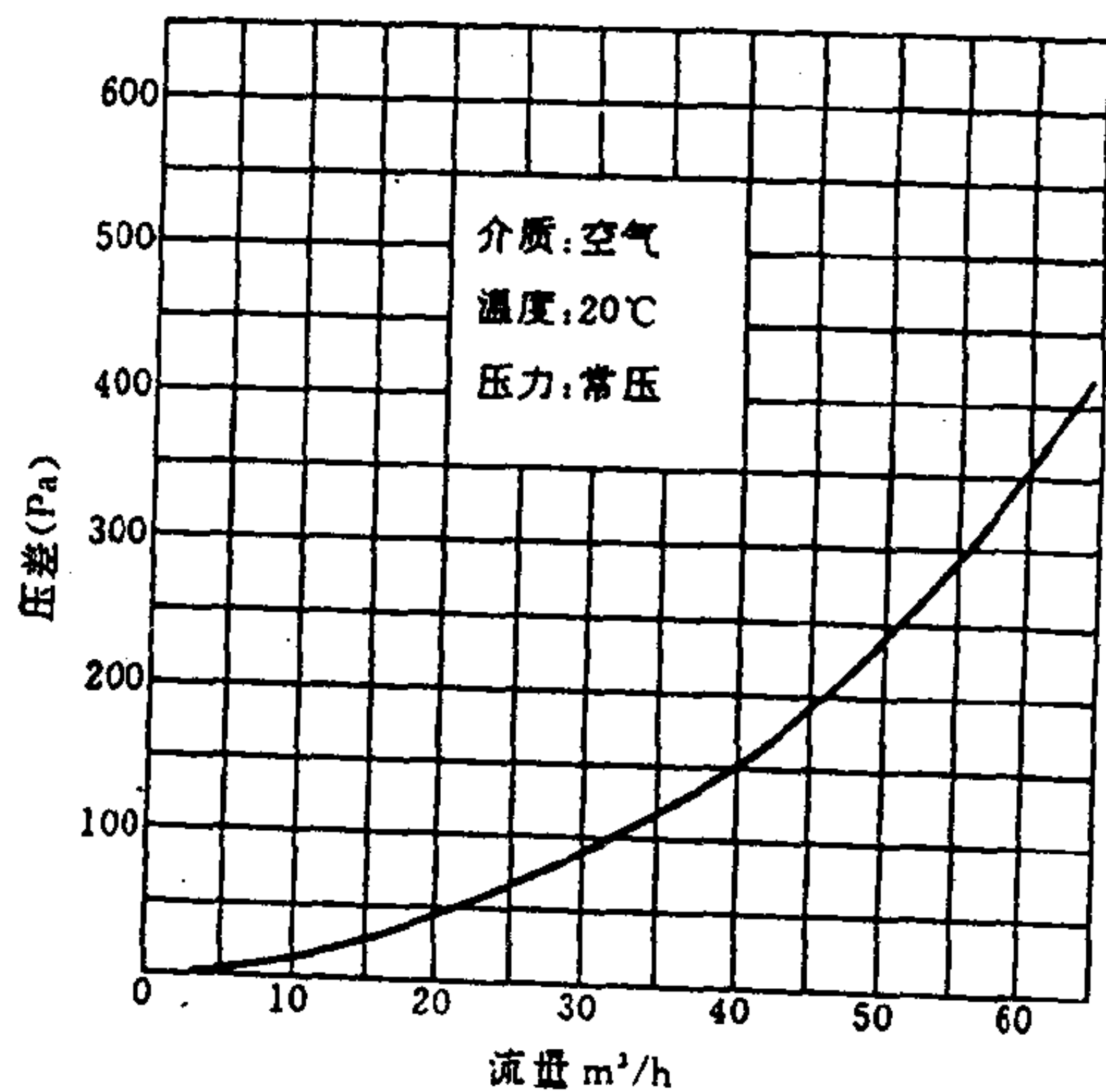


图 5-2 空气流量曲线表

行调节,当催化燃烧反应温度在 500~580℃时,空气流量应控制在 60~70m³/h,压差在 350~480Pa(机器出厂一般已调节好)。

2. 燃料的计量与调节。燃料如用工业汽油,可使用 LZB-2.5 型转子流量计计量,如用石油液化气,可使用 LZB-6 型转子流量计计量。燃料流量曲线见图 5-3。

在调节燃料流量时,首先调节好空气流量,再调节燃料流量。空气流量在 60~70m³/h,燃料流量应调节在 0.3~0.42m³/h。用工业汽油为燃料时,转子流量计刻度为 7~12 之间。用石油液化气为燃料时,转子流量计刻度为 300~400 之间。

(四)选型计算 贮藏果蔬用的气调库房(或帐)的容积确定后,即可进行催化燃烧降氧机的选型计算。先按下列公式计算出库内(或帐内)气调实际气体体积。

$$V_q = V_j - V_h \quad (5-3)$$

式中: V_q ——实际气体体积 (m³);
 V_j ——库内(或帐内)净容积 (m³);
 V_h ——货物所占的容积 (m³)。

在计算降氧机的能力时,应考虑到实际运行时,库内气体的氧含量是逐渐降低的过程。刚开始时,可把库内的气体成分看作是新鲜空气,其气体成分 O₂ 21%,N₂ 78%。随着降氧机不断地从库内抽出含氧量高的气体,送回不含氧的气体,库内气体的含氧量不断下降,直降到所要求的值(5%)为止。由此可见,实际降氧过程是一不稳定的过程。为了简化计算,可采用算术平均法进行。

$$V_o = \frac{V_q \times (5\% + 21\%) / 2}{Z} \quad (5-4)$$

式中: V_o ——降氧机的降氧量(m³/h);
 V_q ——实际气体体积(m³);
 5%、21%——终了气体含氧量,初始气体含氧量;
 Z ——允许降氧时间(h)。

对于降氧机,实际运行时其降氧能力也随着气体含氧的变化而变化,气体含氧量高,其降氧能力大些,气体含氧量低,其降氧能力小些。选用时可按其最小值进行计算。

(五)气体调节过程 货物进库完成后,封闭好门洞,做到不漏气。然后按操作程序开启催化燃烧降氧机,抽取库内的高氧气体进行催化反应,并将反应后的无氧气体送回库内,如此循环工作,直至把库内气体含氧量降到要求值(5~10%)。在降氧过程中,需开启库内的通风机搅拌空气。降氧的同时,气体的二氧化碳含量有所上升,一般从 0.03%上升到 6%左右。初次降氧结束后,一般不需再进行降氧。果蔬的呼吸作用会使库内气体氧含量继续降低,二氧化碳含量上升。为了不使果蔬发生缺氧呼吸,需及时对库内补充适量的氧气。补氧的方法有两种,一种是用硅窗自动补氧(这种方法多用在大气调),另一种是用通风机向库内补充适量的新鲜空气,以调节库内气体氧含量。

由于果蔬的呼吸作用,库内二氧化碳含量不断上升,需及时对二氧化碳气体进行调节,调节的方法有两种,一种简易的方法是用消石灰吸收,但使用时需经常更换,很麻烦。另一种是用二氧化碳脱除机,可有效地控制其含量。气调系统的连接见图 5-4。

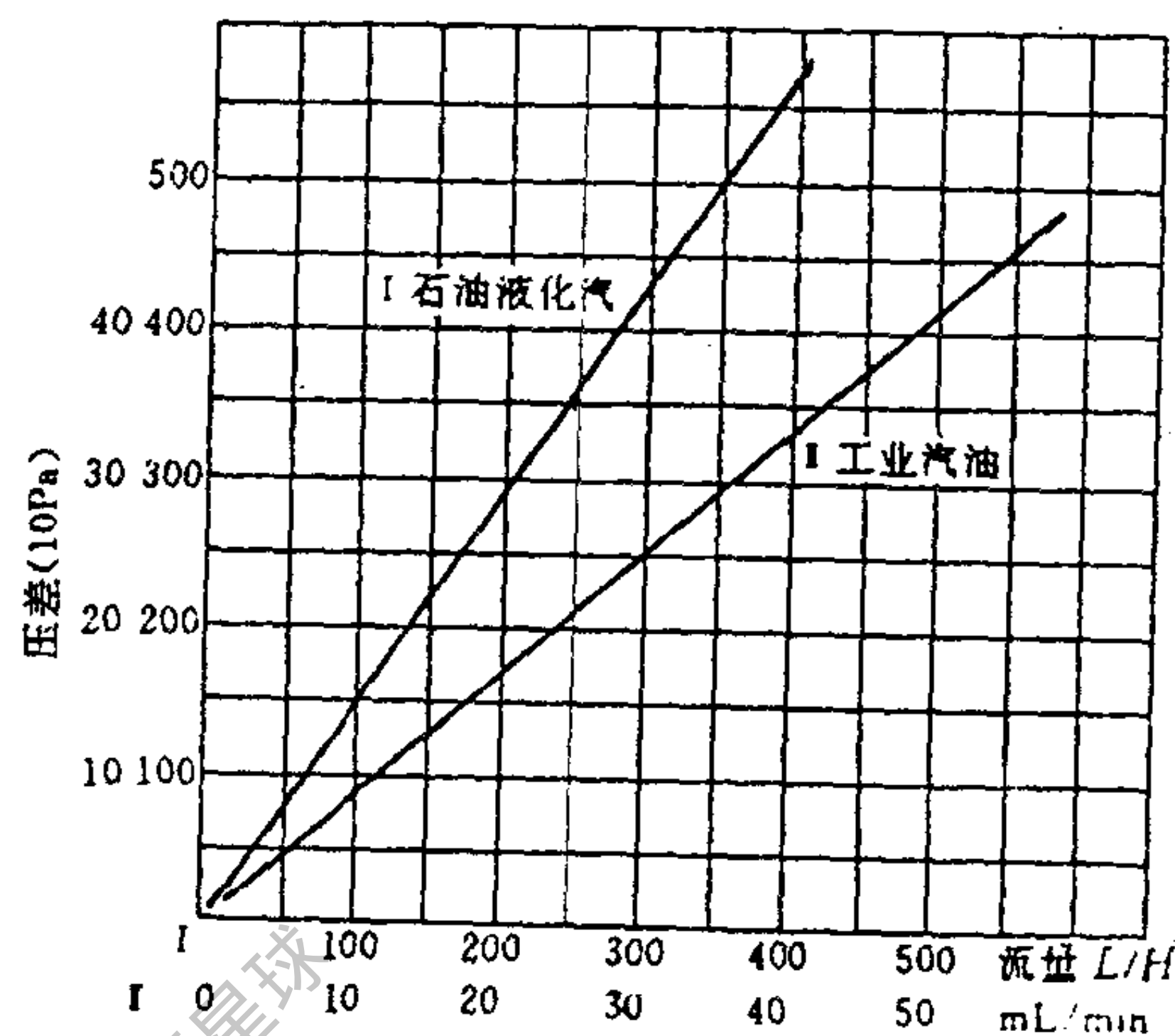


图 5-3 燃料流量曲线表

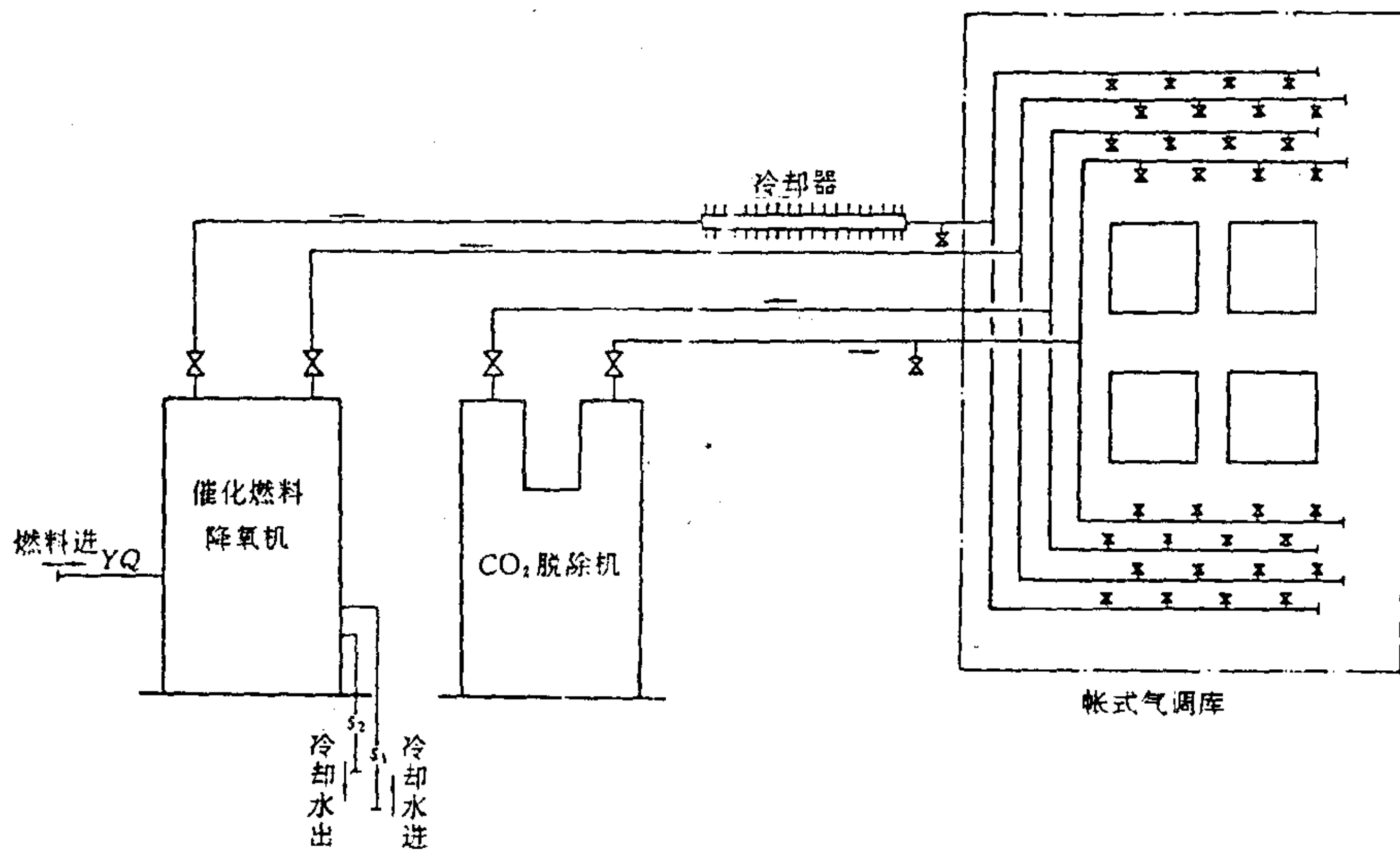


图 5-4 催化燃烧降氧气调系统连接图

四、充氮气快速降氧

充氮气快速降氧也是实现果蔬保鲜的有效方法之一。氮气的来源一般有两种：一种是利用制氧厂排放的氮气。另一种是用碳分子筛制氮机制氮。后一种方法不受条件的限制，可获得广泛的应用。这里主要介绍后一种方法。

(一)碳分子筛制氮机的工作原理 碳分子筛主要是利用吸附分离作用进行制氮。在吸附分离过程中包含有吸附、脱附两个过程。所谓吸附就是当气相和固相组成一个吸附体系时，固相界面与相内部组成不同，相界面处的成分产生了积聚，这种现象称之为吸附。而被固相吸附的原子或分子返回气相称之为脱附(或叫解吸)。而在气相和固相的界面处被吸附的物质叫吸附质，而吸附相称为吸附剂。在一般吸附剂表面，由于具有多晶面和缺陷面等活性中心，与气体分子间相互作用，因此凡是接触气体的固体表面一般都存在吸附现象。固体表面的吸附通常分为物理吸附和化学吸附，而碳分子筛对空气中氧的吸附现象属物理吸附。

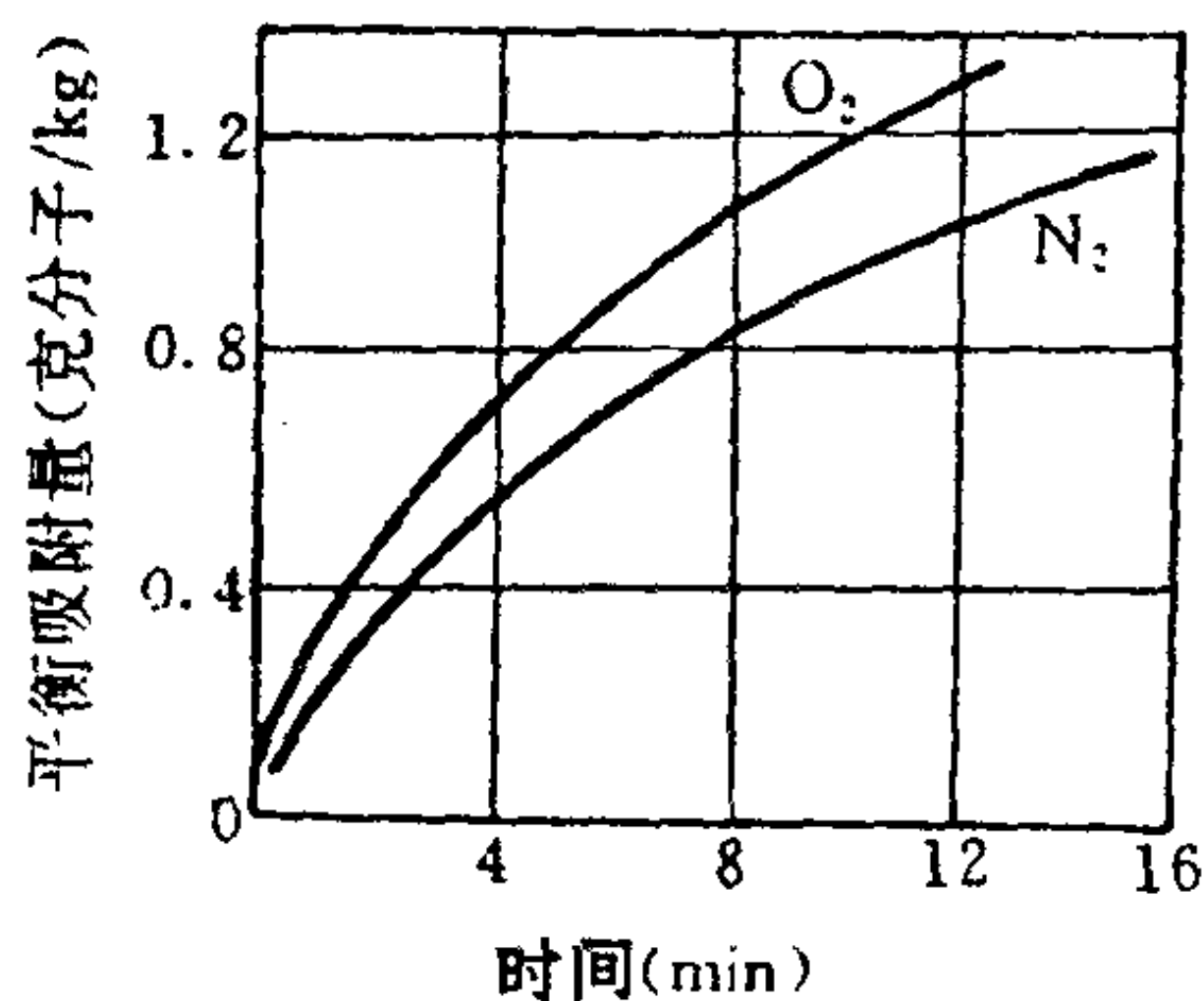


图 5-5 碳分子筛等温平衡曲线

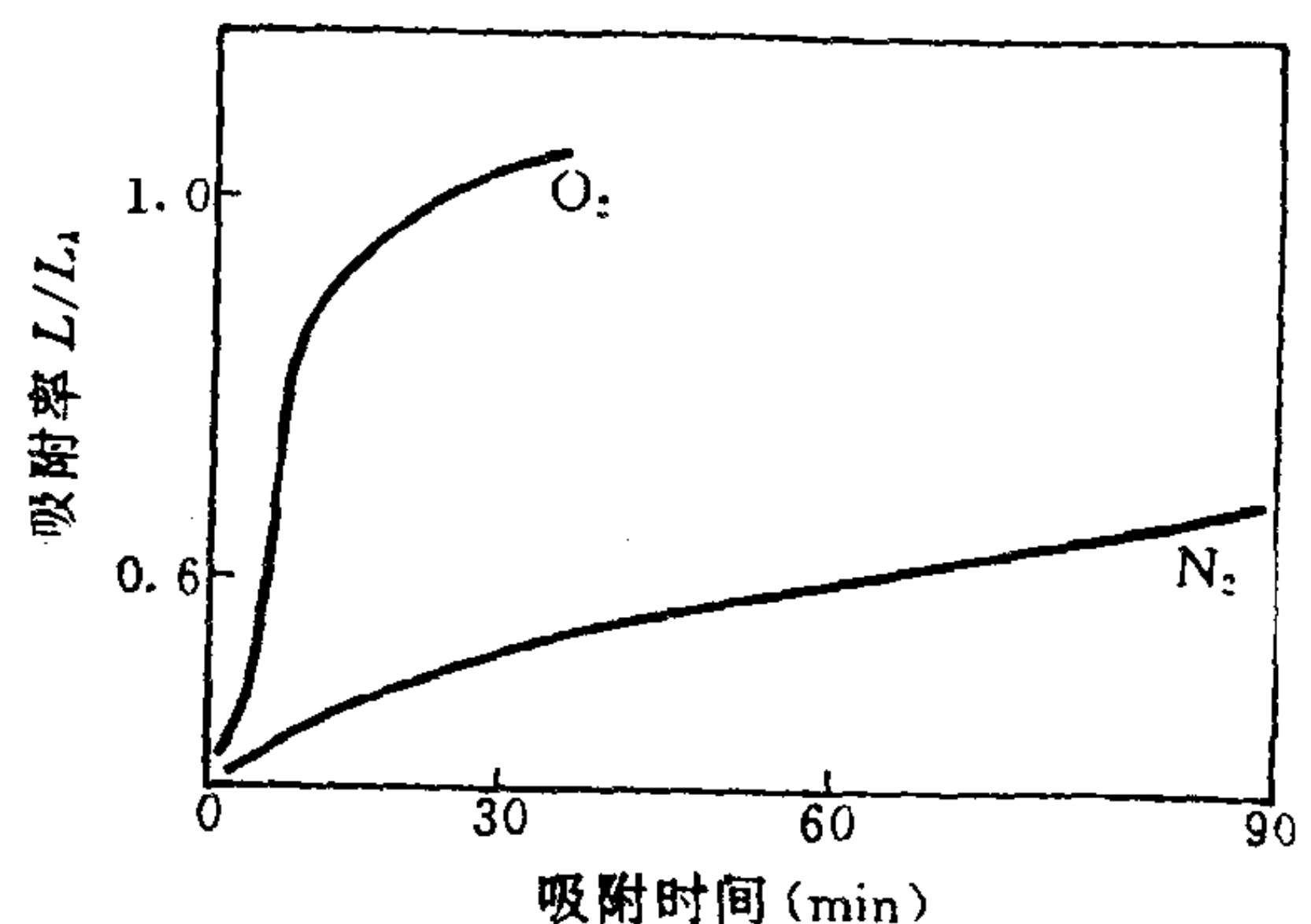


图 5-6 扩散速度

碳分子筛是由煤经精选、粉碎、成型、造孔、活化等方法加工而成。它具有发达的孔径,特别是具有与氧、氮分子直径相近的超微孔。如果从平衡吸附角度看,碳分子筛吸附氧、氮的能力并无多大差别,如图 5-5 所示。因为氧分子的运动学直径是 3.5\AA ,氮分子运动学直径为 3.7\AA 都比碳分子筛超微孔的孔径小,所以碳分子筛对氧、氮的平衡吸附量相差不大。因此碳分子筛对氧、氮的吸附分离是利用气体分子的扩散速度不同来实现的。也就是说,氧、氮的一般性质相差不大,但氧、氮的运动学直径不同,在一般性质相差不大时,较小的气体分子扩散速度较快,较大的气体分子扩散速度慢(见图 5-6)。从图 5-6 可以看出,氧在碳分子筛上的吸附速度较氮快得多。所以,在短时间内氧被大量吸附,几乎接近平衡,数分钟后氧的吸附量就可达到 80% 以上,而氮的吸附量仅为 5%,从这一现象出发,以短时间切换吸附的方法,使之在碳分子筛内部先吸附氧,而在气相中富集氮。这富集的氮就是分离出来我们所需要的氮。但在吸附过程中,固体表面的活性中心被一定量的吸附质所占据,吸附过程便达到平衡,此时吸附剂需要再生(即脱附)。一般吸附剂的再生方法有四种:(1)温度转换再生、(2)压力转换再生。(3)冲洗解吸再生。(4)置换再生。

而碳分子筛吸附分离制氮采用的是压力转换再生。即压缩空气在 0.3MPa 的压力下通过碳分子筛,吸附了空气中的氧,氮就在气相中富集。当吸附过程达到平衡时,则用真空泵抽,降低压力到几十千,使吸附质脱附出来达到再生。可设置双塔往复交替的吸附、脱附而源源不断的产出氮气。

如果在碳分子筛制氮设备中增加裂解塔和净化器,则可以脱除空气中的乙烯和二氧化碳气体。

(二)工作过程 碳分子筛气调机由下列部分组成:1. 空气压缩机,2. 空气过滤器,3. 贮气罐,4. 吸附塔 A、B,5. 缓冲贮气罐,6. 真空泵,7. 电控气动阀门,8. 程序控制的微处理机,9. 氧分析仪。

本机采用双塔变压吸附的流程(见图 5-7)。两个吸附塔内充填有碳分子筛,机器运转时由吸附、均压和脱附三单元操作组成。大气或气调库内气体由空气压缩机的进口吸入,压缩后经空气过滤器、贮气罐进入吸附塔 A,在吸附塔 A 内,碳分子筛将氧吸附,产生的低氧高氮的产品气由塔顶放出送入气调库(或贮藏帐内)。同时,吸附塔 B 由真空泵减压,吸附在碳分子筛上的氧气被脱附下来,排放到大气中,使 B 塔内碳分子筛再生恢复吸附能力。当 A 塔经过一段时间吸附达到平衡,B 塔再生结束时,应使两塔之间进行均压操作,以回收一部分浓度较高的氮气和减少动力消耗,然后 A 塔进入再生,B 塔进入吸附。A、B 两塔交替工作即可连续获得低氧高氮的产品气。全部切换过程由时间程序控制器自动控制电磁阀的开闭来完成。

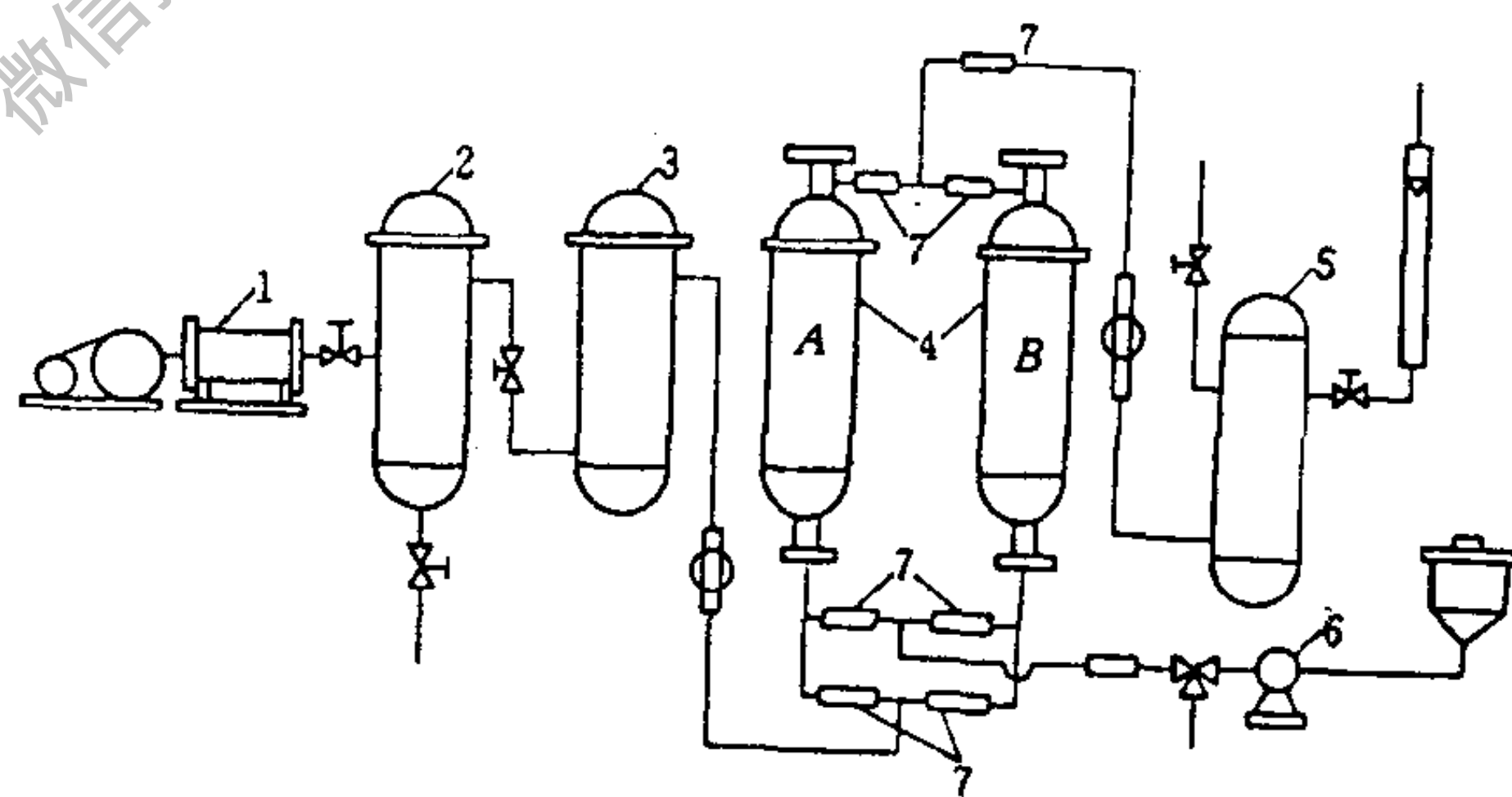


图 5-7

1. 空气压缩机 2. 空气过滤器 3. 贮气罐
4. 吸附器 5. 缓冲储气罐 6. 真空泵
7. 电控气动阀门

(三)选型计算 一般碳分子筛气调机的产气量是以空气为原料气所设计的,气调贮藏中只有开始的瞬间原料气含氧量是 21%,随着气调机的运转,进入气调机的原料气含氧量逐渐下降,产品气含氧量逐渐降低,如果保持产品气的含氧量,产气量会逐渐增大。为了便于计算,原料气中含氧量按 21% 的不变值考虑。

不同型号的分子筛制氮机,产品气的氮气浓度有所不同,一般在 95~99.9%,果蔬气调用的制氮机,氮气浓度 95% 即可。

设备选用时,所需制氮机的产气量可按下式计算:

$$V_N = V_a(21\% - \varphi_1\% + \varphi_2\%)/Z \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (5-5)$$

- 式中: V_N ——所需制氮机产气量, m^3/h ;
 V_a ——气调库空气容积, m^3 ;
 21%——开始空气含氧量;
 $\varphi_1\%$ ——终了空气含氧量(通常取 5%);
 $\varphi_2\%$ ——产品气的含氧量(取 5%);
 Z ——开机时间(通常取 24h)。

(四)使用碳分子筛制氮机的气调系统与气体调节过程

1. 气调系统的设计要求 气调系统应分别设置进气管和抽气管,如果采用帐式气调,则在库内进、抽气管上加设塑料帐接口阀(见图 5-8)。在冷库内的进气总管上应加设翅片散热器,以冷却产品气。所有管道、阀门、接口应保证密封,在 150mm 水柱风压下无泄漏现象。管内的气体流速应小于 10m/s。

2. 气体调节过程 果蔬气调贮藏中调节气体成分有两种情况。即贮藏开始的快速降氧和贮藏

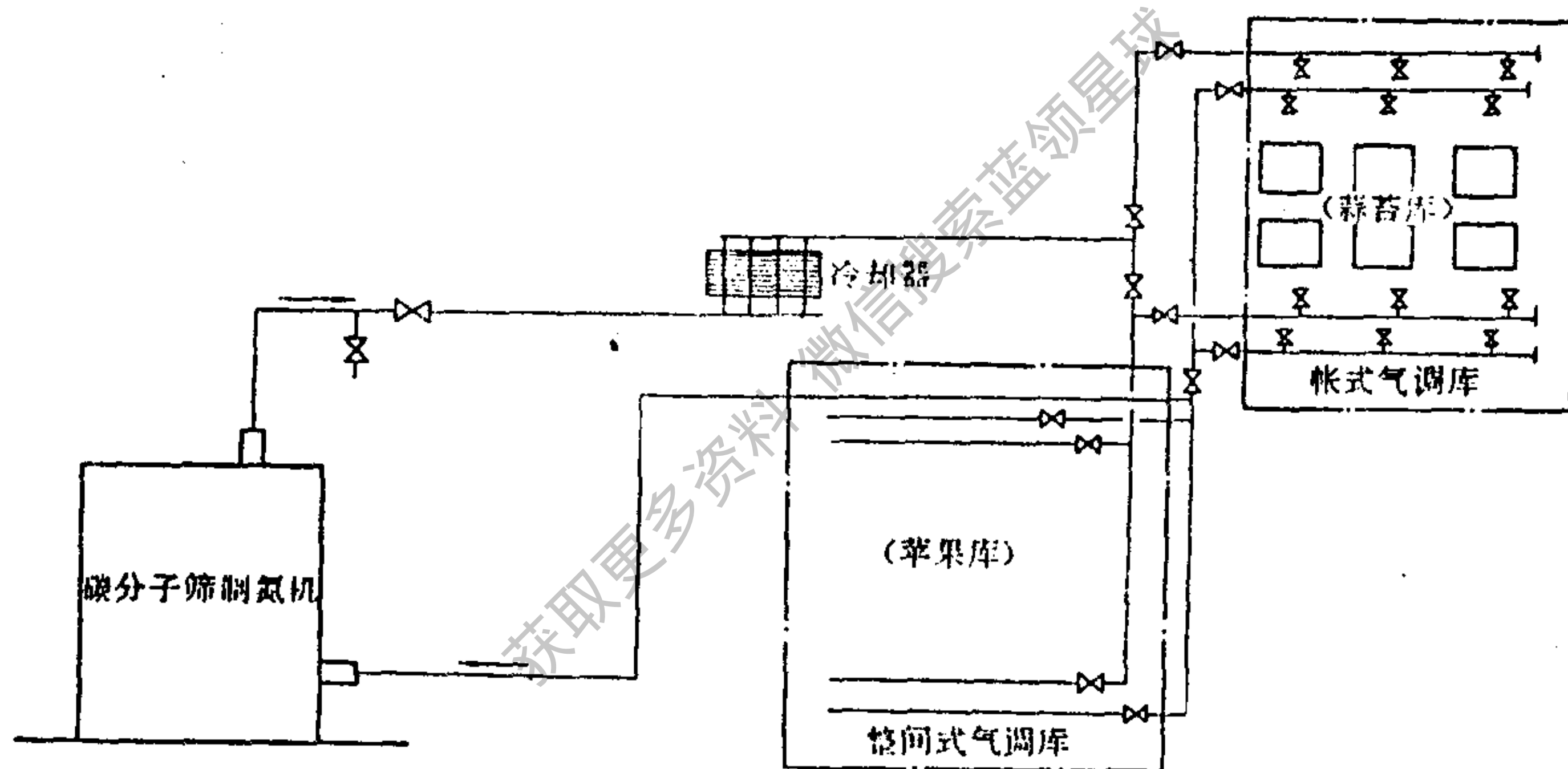


图 5-8 碳分子筛制氮机气调系统连接图

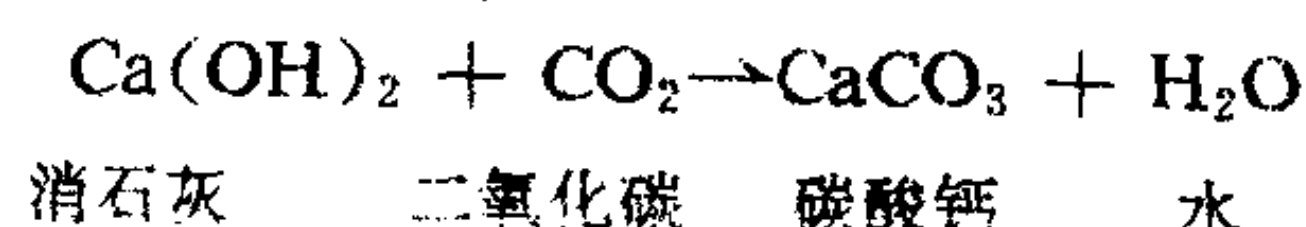
过程中随时调整氧和二氧化碳的浓度。由于果蔬的呼吸作用,贮藏库中的含氧量会逐渐降低,必须补充新鲜空气使氧的浓度控制在所要求的范围内。当库内二氧化碳含量超过所要求的范围时,也可用碳分子筛制氮机脱除二氧化碳。还可用制氮机脱除库内的乙烯,可脱至 10PPM 以下。

五、二氧化碳脱除

当前气调库脱除 CO_2 普遍使用的方法有两种:新鲜消石灰和 CO_2 脱除机。

(一)消石灰吸附 CO_2 新鲜消石灰 $\text{Ca}(\text{OH})_2$ 可以吸附来自气调库中的 CO_2 ,在目前使用的气调库房中,有完全用消石灰进行吸附 CO_2 的,也有用消石灰作为其他 CO_2 调节方法(塑料薄膜、硅窗等)的辅助手段。

消石灰吸附 CO_2 的化学反应方程式如下:



高钙氢氧化物比含有大量镁的氧化物更有活性,一般以 CaO 和 MgO 的百分数表示钙和镁的含

象,出口浓度与进口浓度相等,失去吸附作用。

为了使吸附剂重新获得吸附能力,必须对吸附剂进行解吸,也称再生。活性炭吸附二氧化碳时,可用新鲜空气对活性炭进行再生。

2. 以活性炭为吸附剂的二氧化碳脱除机工作原理 脱除机一般都设有两个吸附罐,A罐和B罐。工艺流程见图5-10。

脱除机运行时,离心鼓风机①抽出气调库里CO₂含量高的气体,进入B罐,气体中的二氧化碳被活性炭吸附,再把被吸附后不含或只含少量二氧化碳的气体送回气调库房,这样就达到了脱除CO₂的目的。一般新鲜干净的活性炭在经过数分钟吸附之后,即达到饱和状态或吸附平衡状态。为了使活性炭重新获得吸附CO₂的能力,必须进行再生。B罐进行再生时,A罐进行吸附。

再生运行时,离心鼓风机②把新鲜空气(CO₂含量低于0.5%)送入B罐,由于新鲜空气中只含有微量CO₂,被活性炭吸附的CO₂将释放到空气中,然后排到大气中。经过一段时间的脱附后,活性炭中只留下极微量的CO₂,重新获得了吸附CO₂的能力。

两个活性炭罐按一定的时间间隔(4~6min)交替吸附和脱附,气调库中气体的CO₂含量即可控制在所要求范围内。

在两个活性炭罐吸附和脱附交替进行时,不可避免会把少量氧气带入库中,机器运转过程中带氧量按下式计算:

$$V_{O_2} = \xi_1 \cdot \xi_2 [0.21(V_E + V') \frac{t}{Z}] \times 100\% \quad (5-6)$$

式中 ξ_1 ——计算修正值近似由 $(0.21 - CO_2)/0.21$ 计算,CO₂为开机时库中O₂的起始浓度;

ξ_2 ——置换效率系数,可取0.12~0.15;

V ——库内气体空间体积 (m³);

t ——机器运转时间 (min);

E ——活性炭填充层的空隙率 (取0.5);

Z ——两活性炭罐的切换时间 (取4~6min);

V' ——活性炭装填体积以外的气体空间, (取0.05m³)。

3. 脱除机的选型计算 脱除机的选型,应根据贮藏货物的呼吸强度,贮藏库的气体空间体积,贮藏库的容量,库内要求达到的CO₂气体成分,确定脱除机的工作能力。可参照下列公式进行计算:

$$V_{CO_2} = \frac{V(C_1 - C_2)}{Z} + g \cdot C \quad (5-7)$$

式中 V_{CO_2} ——CO₂脱除能力 m³/h;

V ——库内气体空间体积 m³;

C_1 ——脱除前气体的CO₂含量%;

C_2 ——脱除后气体的CO₂含量%;

Z ——脱除机工作时间 h;

g ——库房贮藏的货物量 kg;

C ——每kg货物每小时排出的CO₂量, L/h·kg,见表5-6。

也可按经验数据进行选用,一般300t容量以下的气调库,用一台TXF-100A脱除机即可。

表 5-6 部分果蔬排出的二氧化碳量

名 称	温 度 (°C)	CO ₂ 排出量(mg/kg·h)
苹 果	0	3~4
	4.4	5~8
	15.6	20~30
	29.4	30~70
梨	0	3~4
	15.6	40~50
桃	1.7	7~9
	15.6	30~40
	26.7	70~100
桔 子	1.7	2
	15.6	3
	26.7	15
土 豆	0	2~5
	10	4~8
	21.1	10~16
洋葱	0	3~5
	10	8~9
	21.1	14~19
香 蕉(青)	10.2	15
香 蕉(熟)	20	38
已熟香蕉	20	42
草 莓	0	15~17
	4.44	22~35
	15.6	49~68

4. 设备及系统安装要求(以 TXF—100A 型为例)

(1)设备间温度不得低于 0℃。

(2)设备间不允许放置煤油、石油液体气、油漆之类物质,因为活性炭很容易吸附硫化物及有机物质,而且不容易用新鲜空气在常温条件下获得再生,一旦吸附硫化物会造成活性炭中毒失效。

(3)脱除系统的管道不宜太长、太细、弯头不宜过多,管道阻力过大会降低循环气量,严重影响机器的使用效率。对于 TXF—100A 型,管道直径在 $\varnothing 60 \sim \varnothing 80\text{mm}$, $\varnothing 60\text{mm}$ 管来回长度不超过 50m, $\varnothing 80\text{mm}$ 管不超过 200m。

(4)为防止管道中积存冷凝水堵塞气体的流通,铺设管道时不应有存水点或在存水点装放水阀,并及时排除积水。

(5)管道连接要求密封,应在 1500Pa 气压试验下无泄漏现象。

(6)吹扫再生活性碳的空气,要求干净新鲜,CO₂ 含量应低于 0.5%,最好直接利用室外新鲜空气。

(7)在脱除机工作时,应把库内的通风机打开,以搅拌空气,使库内气体成分保持均匀。

5. 脱除机的工作特点 同用消石灰吸附 CO₂ 的方法相比,脱除机有下列优点:

- (1) 自动化程度高, 吸附和再生全部自动切换, 操作管理方便;
- (2) 能源消耗低, 使用寿命长;
- (3) 可以任意控制气调库内 CO₂ 的含量, 也可以分帐、分间分别进行控制。
- (4) 工作时无“三废”排放。

第三节 气调设备、材料及测控仪表

一、催化燃烧降氧机

(一) 用途 利用燃烧作用除去空气中的氧, 达到降氧的目的, 可用于水果、蔬菜、干果、粮食、药材、茶叶、烟草、油脂、肉类、蛋类、棉花等农副产品及其制成品的低氧储存(气调储存)。可以达到长期保鲜, 防霉防哈、杀虫防虫。

(二) 结构 一般由下列部件组成:

1. 催化燃烧反应器: 装催化剂部分及换热管由不锈钢制成, 其余用碳钢;
2. 水洗冷却塔: 内装瓷环(拉西环);
3. 循环风机: 多级离心风机;
4. 管件阀门
5. 自控系统及测量仪表。

(三) 主要技术性能指标 国内外部分产品的主要技术性能指标见表 5-7。

表 5-7 催化燃烧降氧机主要技术性能指标

序号	型号 指标	DR-4A (中国)	DR-4-20 (中国)	COB-1 (美)	CR-20(澳)
1	降氧量(m ³ /h)	0.4	>1.5	1.13	2.0
2	降氧下降(%)	≤1.5%	2.3	3	3
3	催化剂 成本(元/kg)	复方铬 24	复方铬 20 升 24	铂 298	铂 20 升 298
4	反应温度(°C)	450-580	450-580	700	780
5	起燃温度(°C)	250-270	250-270	316	320
6	空间速度	3000/h	3000/h		3000/h
7	燃料	石油液化气 汽油 甲醇	石油液化气 汽油 甲醇	丙烷	丙烷
8	功率(kW)	0.37	0.8	6	0.8
9	冷却用水(kg/h)	120	500	500	500
10	风量(m ³ /h)	10	60	33	56
10	外形尺寸(mm) 长×宽×高	800×400×950	1220×620×1450	790×620×1630	
12	机重(kg)	80	370	270	
13	安装电容量(kW)		8.1		

二、二氧化碳脱除机

(一)用途 主要用于水果、蔬菜等的气调贮存,用以控制气调库或塑料帐中的 CO_2 浓度。也可用于其他需要脱除 CO_2 而又能提供再生用新鲜空气的场合。

(二)结构 一般由下列部件组成:

1. 吸附罐:内装活性炭,共二个罐,工作时一罐吸附,一罐再生,定时切换;
2. 离心风机:二台,用同一电机驱动,一台作吸附循环风机用,另一台作再生用空气的鼓风机;
3. 切换阀:二个三角形三通阀联接成一套,共三套。
4. 程序控制系统:包括定时讯号系统及执行机构。

(三)主要技术性能指标 国内外部分产品的主要技术性能指标见表 5-8。

表 5-8 二氧化碳脱除机主要技术性能指标

序号	型号 指标	TXF-100A (中国)	Charcosob-25 (美)	AD-20 (澳)
1	CO_2 脱除能力 (l/h)	$21000 \times (\text{CO}_2\%)$ $\text{CO}_2=2\%, 420$	570	420
2	吸附剂 装入量(kg/罐)	活性炭	活性炭	活性炭
		50		90
3	电功率(kW)	0.8	1.3	0.8
4	鼓风机 风量(m^3/h) 风压(Pa)	36-72 820	103	70 380
5	脱除效果	$\text{CO}_2 < 0.5\%$		
6	外形尺寸(mm) 长×宽×高	1148×620×1350	1524×711×711	
7	机重(kg)	300	230	

三、碳分子筛制氮机

(一)用途 在工业上可广泛用于冶金、烧结、金属处理、化工生产等方面;在农业、商业方面可用于粮食、良种、茶叶、中草药的常温贮藏,可用于水果、蔬菜在冷藏温度条件下的长期保鲜贮藏即气调保鲜技术,还可用于生产、贮运、销售等部门。

(二)结构

1. 空气压缩机;
2. 空气过滤器;
3. 贮气罐;
4. 吸附塔(A、B塔);
5. 缓冲贮气罐;

6. 真空泵;
7. 电控气动阀门;
8. 程控微处理机。

(三)主要技术性能指标

1. 吸附压力:0.3MPa;
2. 吸附周期:2min;
3. 脱附真空度:-0.04MPa;
4. 露点:-50℃;
5. 脱乙烯:可脱至10PPM以下;
6. 工作电压:380V,200V;50Hz;
7. 产气量

型 号	纯 度	规 格(m ³ /h)
TD-R	N ₂ =99.999%	5,10,26
TD-G	N ₂ ≥98.5%	12,24,36
TD-Q	N ₂ >95%	4,8,15,25,35,50,70

8. 外形尺寸、装机容量和重量

型 号	外 形 尺 寸 m			装 机 容 量 kW	重 量 t
	长 L	宽 W	高 H		
TD-Q4/95	1.2	0.6	1.0	8	0.4
TD-Q15/95	1.4	0.8	1.7	11.5	0.8
TD-Q35/95	2.2	1.8	2.1	27.5	1.2
TD-Q70/95	2.4	1.8	2.7	28	1.7
TD-G24/99	2.2	1.8	2.7	30	1.9
TD-R10/595	4.4	1.8	2.3	33	2.2

四、塑料薄膜

(一)塑料薄膜的种类、规格 用于气调包装贮藏的塑料薄膜主要有二种:聚乙烯薄膜和无毒聚氯乙烯薄膜。有些要求透湿性强的果蔬可用聚乙烯醇薄膜。

聚乙烯薄膜的厚度常用的有0.015、0.03、0.04、0.07、0.08、0.1、0.12、0.2、0.23mm。

无毒聚氯乙烯常用的有:太原塑料研究所研制的,75-1# 0.12mm 无毒聚氯乙烯压延薄膜,75-3# 0.07mm 无毒聚氯乙烯吹塑薄膜,80-无-25# 0.12mm 无毒聚氯乙烯无滴薄膜。

(二)果蔬品种,包装方式对塑料薄膜的要求 对塑料薄膜的通用要求是,耐低温,强度大,有一定的透气率和透气比。塑料大帐,一般要求厚度0.2~0.23mm,塑料袋一般用厚度0.07~0.15mm,

单只苹果、桔子、梨的包装一般用厚度 0.015~0.04mm。果蔬品种不同,所用塑料薄膜的厚度也不同,由使用经验得知:菜花贮藏,单只包装时塑料薄膜的厚度为 0.04mm。蒜苔袋装贮藏,厚度为 0.08~0.1mm。哈密瓜贮藏,用聚乙烯醇薄膜,厚度 0.04mm。香蕉包装,聚乙烯薄膜厚度 0.03~0.04mm。

五、测定、控制仪表

对气调冷库气体成分的测定,主要是对气体中氧含量和二氧化碳含量的测定。用来测定的仪表主要有下面几种:

(一)奥氏气体分析器 奥氏气体分析器是利用化学吸收法按容积测定气体成分的仪器。

奥氏气体分析器的装置系统如图 5-11 所示。主要包括有:吸收瓶、量管(100ml)、平衡瓶(水准瓶)、过滤器和梳形管等,皆由玻璃制成。吸收瓶内填有等孔径的毛细玻璃管以增加药液与气体的接触面。

通常用氢氧化钾的水溶液吸收 CO_2 ,用焦性没食子酸的碱溶液吸收 O_2 。

吸收剂的配方如下:

氢氧化钾溶液:将 100g 的氢氧化钾(化学纯试剂)溶于 200ml 的蒸馏水内(注意勿使氢氧化钾接触皮肤或衣服)。

焦性没食子酸碱溶液:在 130ml 蒸馏水中加入 190g 氢氧化钾;另取 20g 焦性没食子酸(二级化学试剂)溶于 60ml 蒸馏水中。将这两种溶液混合并立刻将容器封闭(最好利用三角瓶),存于避光之处。也可以按上述比例先将配好的焦性没食子酸溶液倾入吸收瓶内,并在缓冲瓶内注入密封油,然后再将氢氧化钾溶液经插入缓冲瓶密封液下的玻璃管徐徐注入。

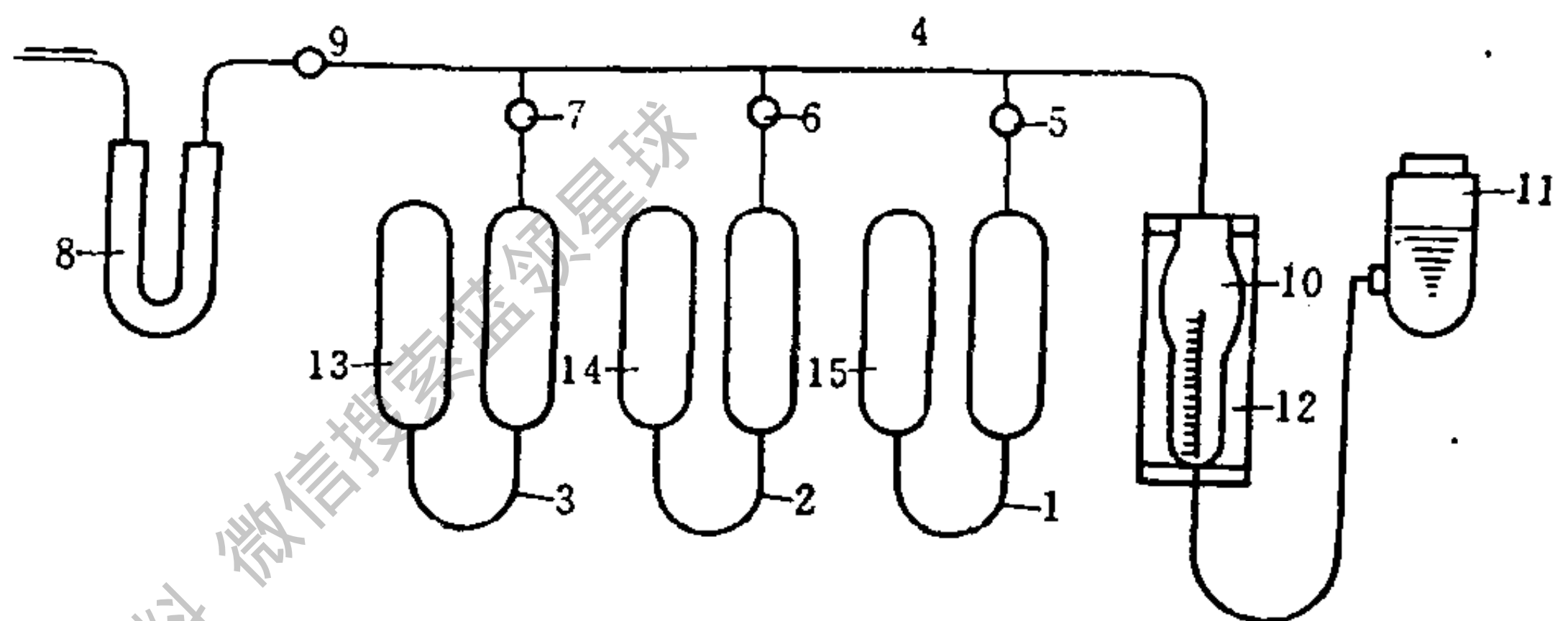


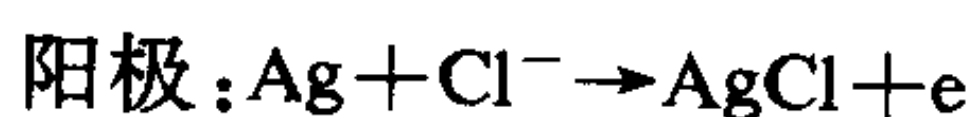
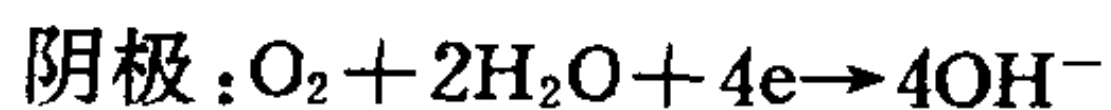
图 5-11 奥氏分析器示意图

1. 2. 3—吸收瓶 4—梳形管 5. 6. 7—旋塞

8—过滤器 9—三通旋塞 10—墨管

11—平衡瓶(水准瓶) 12—水套管 13. 14. 15—缓冲瓶

(二)CY-87A 型测氧仪 该仪器由氧电极、放大器与数字显示电路组成。其氧电极为极谱隔膜式,采用纯铂为阴极、纯银为阳极,氯化钾作为电解液,以 $10\mu\text{m}$ 聚四氟乙烯膜为渗透隔膜。气样中的氧分子透过隔膜到达阳极,在 650mv 的极化电压下发生如下反应:



反应可迅速达到平衡,同时产生一个极化扩散电流,此电流的大小正比于气样中的百分氧含量(氧分压)。此电流经运算放大器放大,由数字显示器直接读出氧含量的百分比。

主要技术性能指标如下:

测量范围:0~25% (O_2);

测量精度: $\leq \pm 2\%$;

电 源:6F22 型电池 9 (V);

采样方式:手动抽气式或扩散式

反应时间:20 (S)。

(三)CH-6 型二氧化碳测定仪 该仪器的参比值是以空气的热导系数为 1,而二氧化碳的热

导系数为 0.605。当测试二氧化碳时,会发生电桥不平衡,电流通过集成电路放大经显示器指示出被测气体中二氧化碳的含量。

主要技术性能指标如下:

量 程:0~25%,0~5%;

精 度:5%;

使用环境:温度 0~40℃,相对湿度<85%;

响应时间:<2min;

取样方法:自动取样(内有电子气吸泵);

电 源:5号电池6节。

第四节 气调式冷库建筑特点

对于采用整库气调方式的冷库来说,库体的密封是非常重要的,如果库体密封不好,库内就不能保持所要求的低氧、高二氧化碳的气体成分,也就达不到气调保鲜的目的。

由于冷库建筑方式的不同,其库体的密封处理方法也不同,但对气密性要求是相同的。

库体的密封技术措施主要包括下列几个方面。

一、土建式气调冷库的库体密封处理

(一)墙体板和顶板的处理 对于我们通常所用的冷库隔热结构,只起到隔热防潮作用,达不到气调库的密闭要求,因此,在满足隔热防潮作用的基础上,再采取特殊的密封措施。通常采取的措施有下列三种:

1. 冷库的隔热墙体和顶板全部用聚氨酯现场喷涂发泡。这种方法施工可以做到无缝隙,喷涂的聚氨酯泡沫既可做为隔热防潮层,又可用作气体密闭层,可以达到理想的气密效果。

2. 按传统方法施工的冷库隔热墙体和顶板,可采用 0.1mm 厚的波纹形铝箔,用沥青玛蹄脂(层厚 5mm)将其铺贴在围护结构库内表面,作为库房的密闭层。

3. 按传统方法施工的冷库隔热墙体和顶板,可采用 0.8~1.2mm 厚的镀锌钢板,固定在库内表面,钢板缝用气焊连接,形成一个整体的钢板密闭层。

(二)墙与地板交接处的处理 墙和地板交接处往往是最不容易做好气密的地方,特别要注意

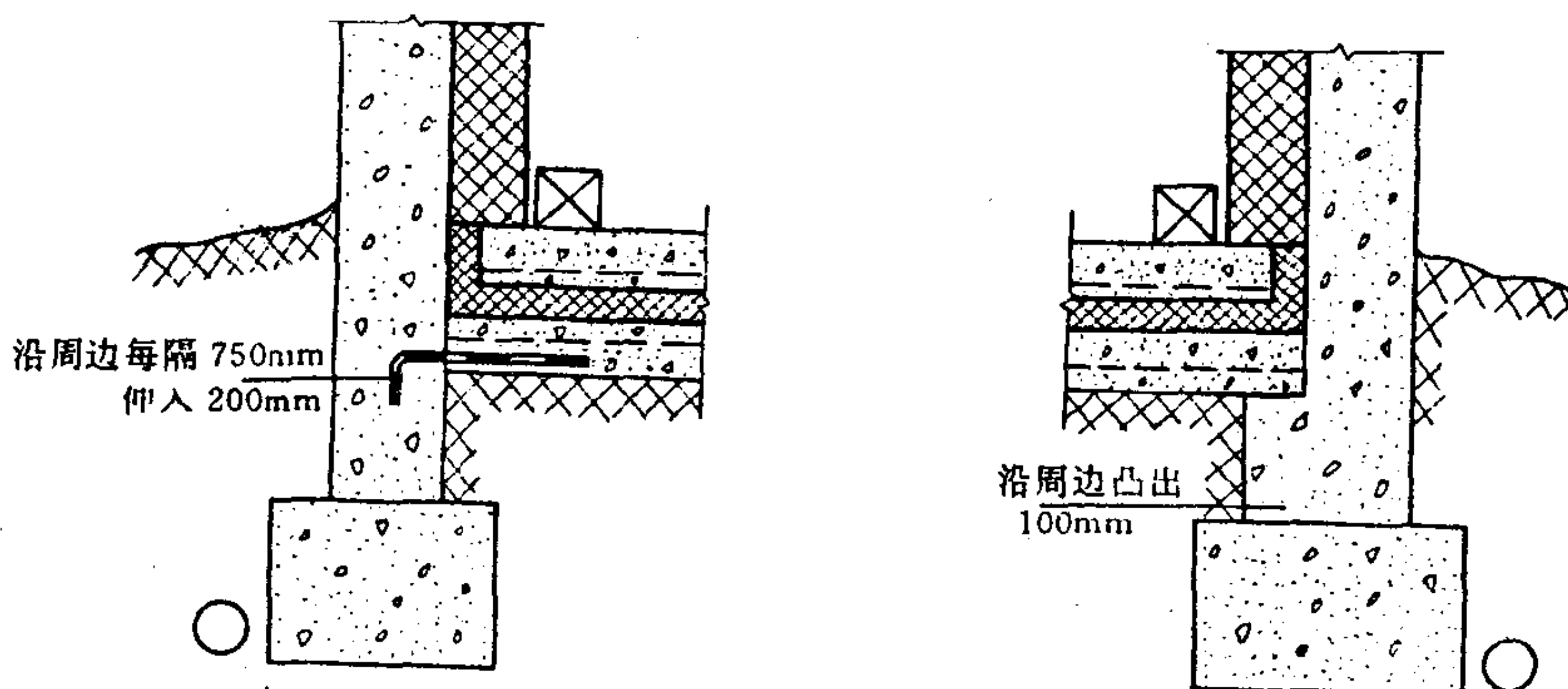


图 5-12 墙与地板处气密处理的两种方法

防止由于底层地板的下沉而造成墙与地板气密层的分离。为防止地板下沉,对地板下的回填土必须分层夯实,并应使地板不铺设在墙与地板交接处(见图 5-12)。

为了保证在地板略有下沉时,能保持完整的气密性,可设置靴形气密设施。常见的三种靴形气

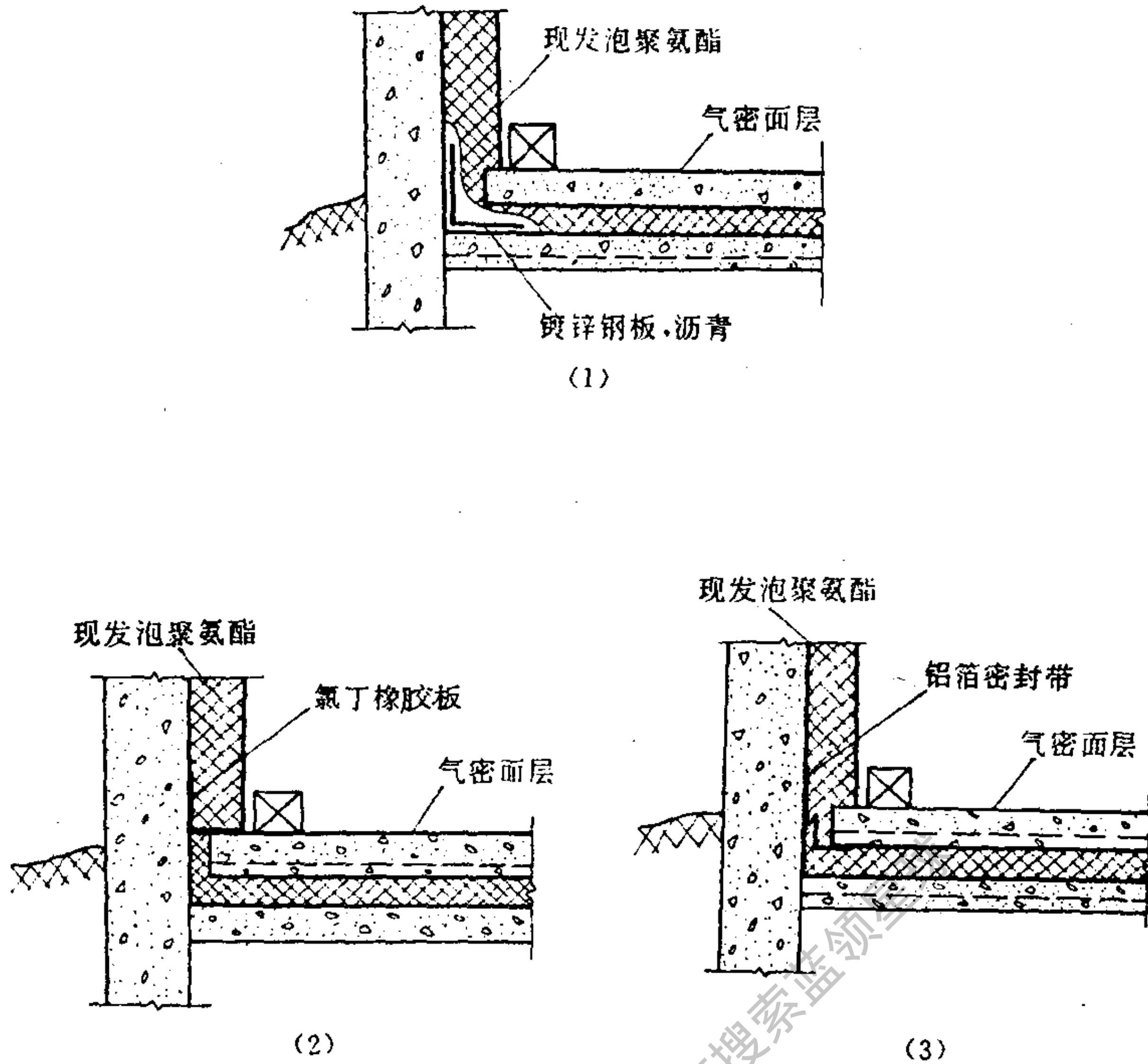


图 5-13 常见的地板—墙三种气密层作法

密形式见图 5-13(1)(2)(3)。第(1)种形式是用 28# 镀锌钢板涂上热的沥青,用钻钉将其固定在地板上。第(2)种形式是在墙与地板气密层交接处用铝箔树脂薄板和软质马蹄脂形成一条“可伸缩带”,沿着库房四周用外包马蹄脂密封,把铝箔树脂固定在墙上,聚氨脂发泡时,将其全部盖住。这种形式既可以用作面层也可以用作底层地板的气密。第(3)种形式是在墙和地板交接处采用氯丁橡胶板,在做墙的隔热层以前将其粘接在墙和地板上。

目前,大部分已采用墙和地板连续地进行现场聚氨酯发泡来代替金属靴和地板气密层的作法(见图 5-14)。

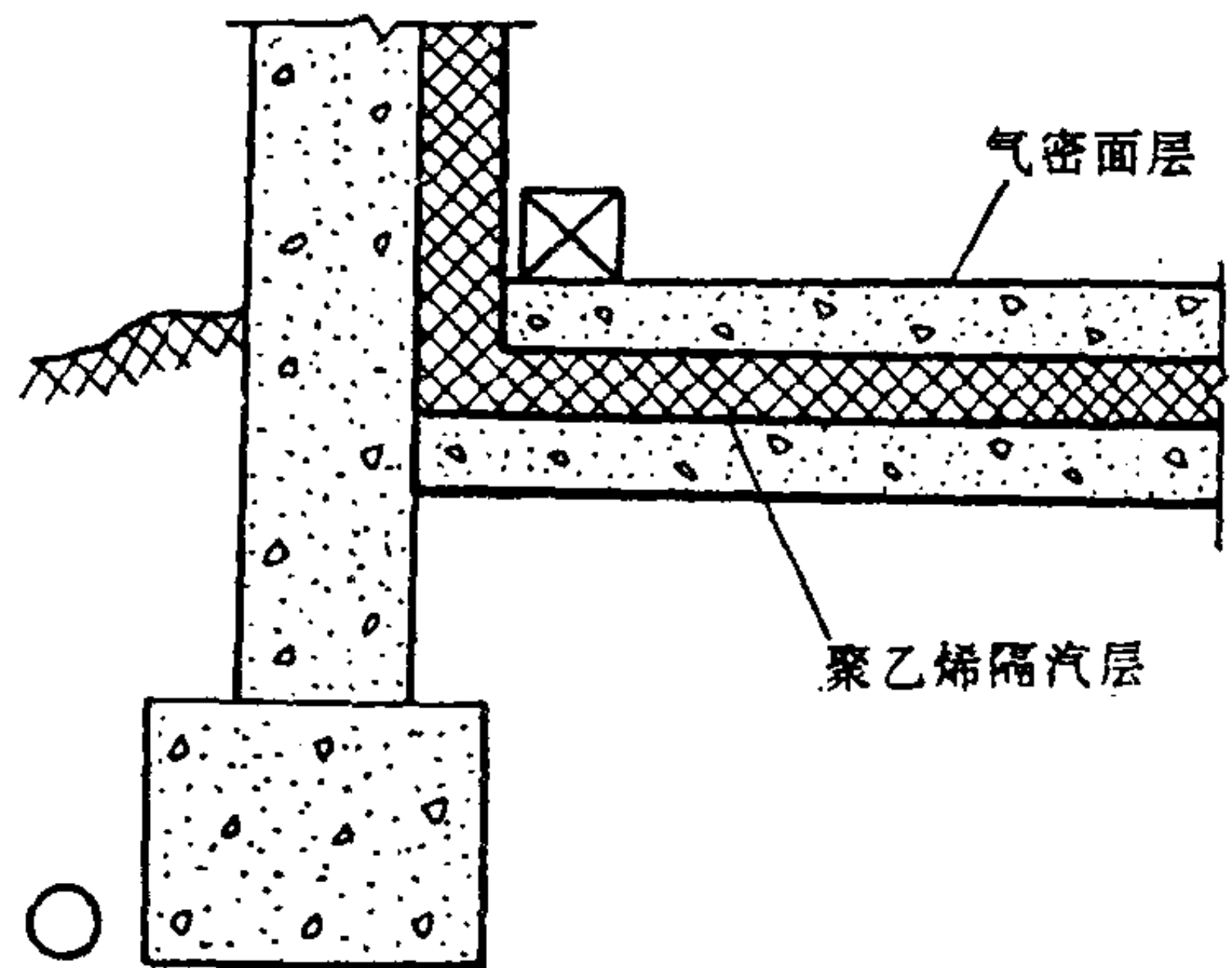


图 5-14 现场聚胺酯发泡

二、装配式气调冷库的库体密封处理

装配式冷库是用预制复合隔热板拼装而成,预制板通常是由两面 0.5~0.12mm 镀锌涂塑钢板,中间聚氨酯泡沫构成。预制板本身气密性非常好,拼装成冷库时,主要对墙板与地板交接处、墙板与顶板交接处、板与板之间的拼缝进行密封处理。

(一)墙板与地板交接处的处理 地坪隔热层四周离墙板留出 50~100mm 间隙,用聚氨酯现场发泡,墙板与库内地坪四周的缝隙用铝箔马蹄脂密封,见图 5-15

(二)墙板与顶板交接处的处理 顶板与墙板拼接时,留出 50mm 宽的预留槽,顶板全部定位

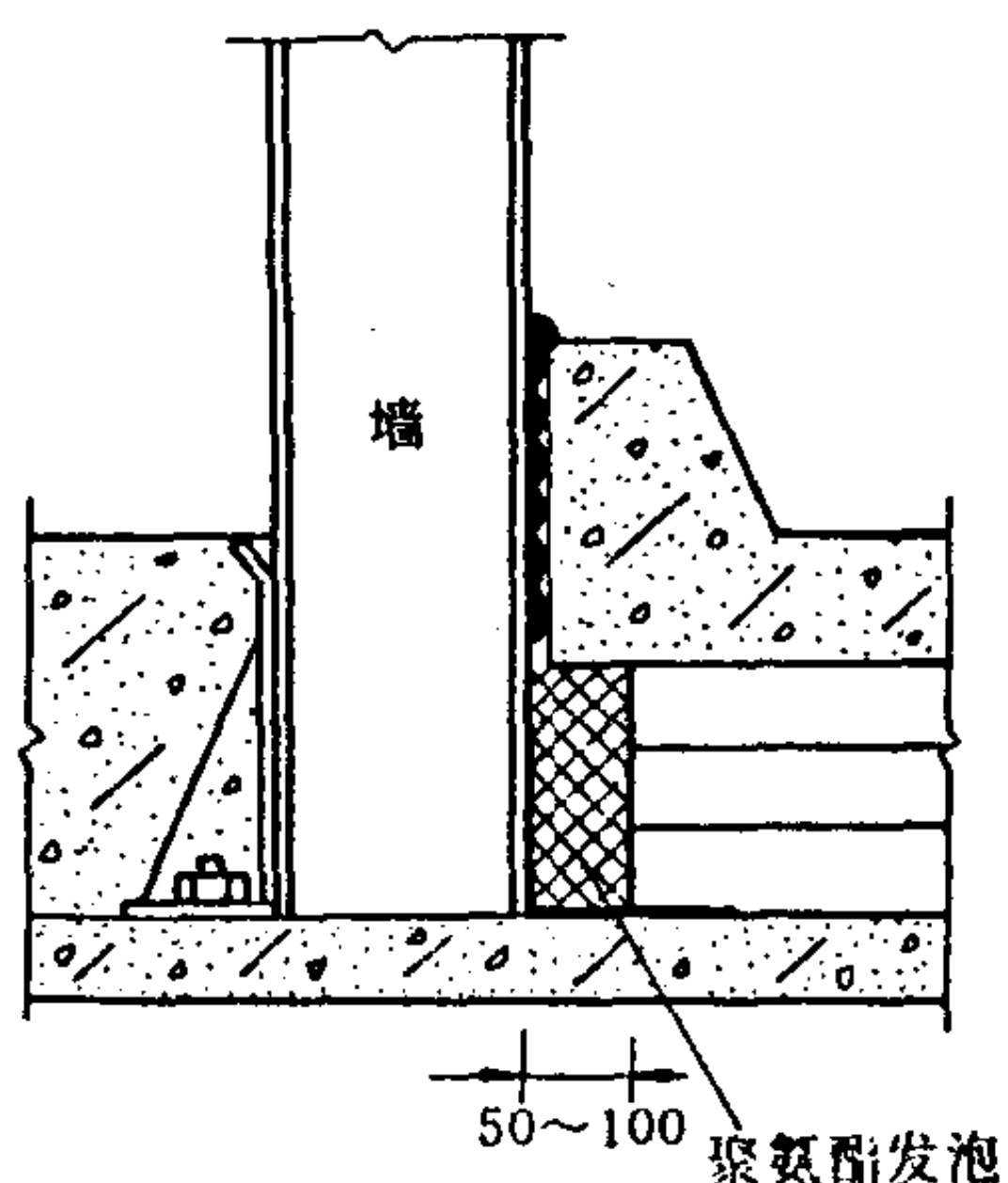


图 5-15

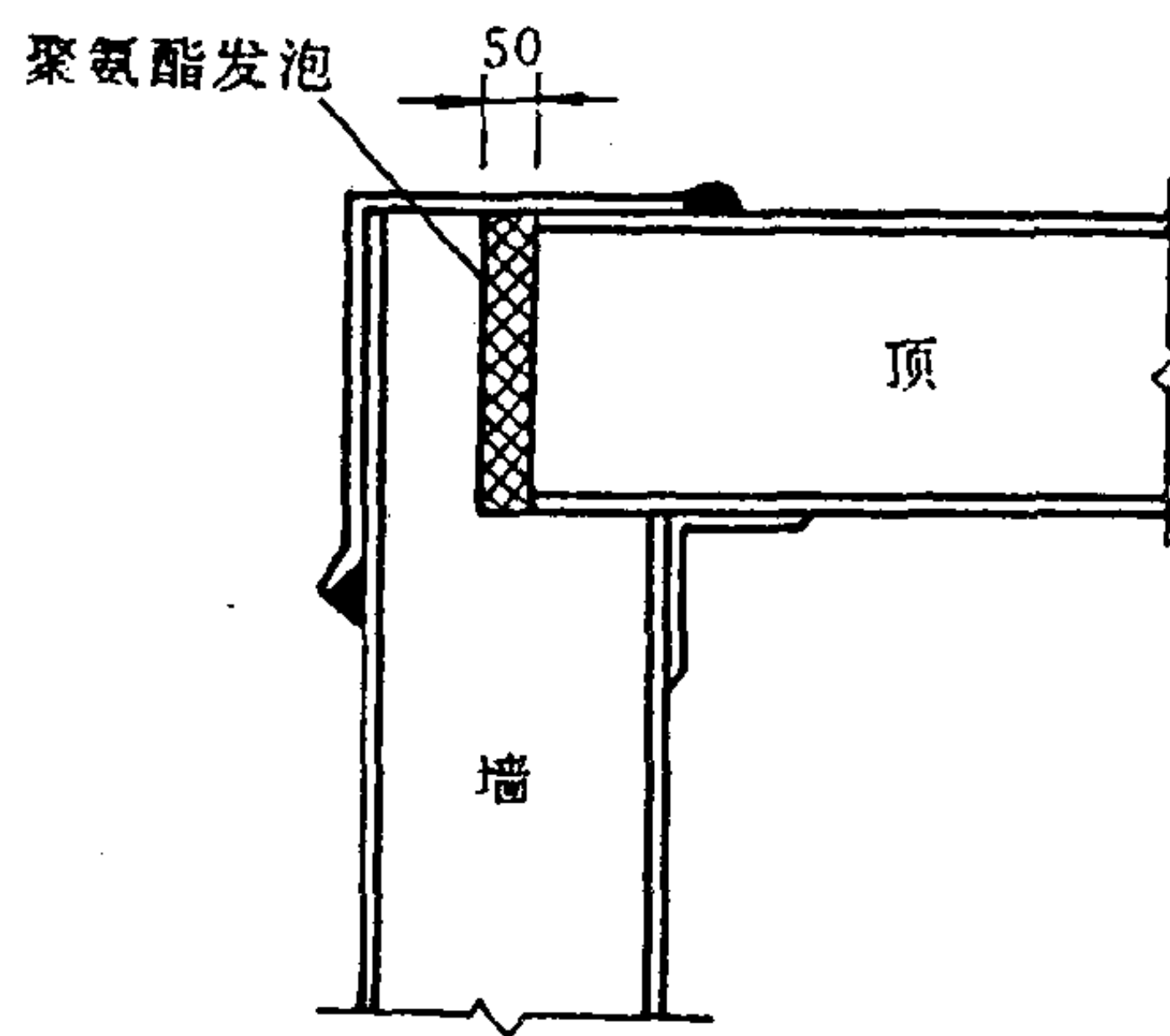


图 5-16

后,用聚氨酯现场发泡填满预留槽,然后用 0.7mm 镀锌涂塑钢板封面,专用密封胶密封,见图 5-16。

(三)板与板之间的拼缝处理 板缝的处理根据预制板的结构型式各不相同,但其原则是要达到密封效果,因此,要求所使用的密封胶必须气密性好,板缝中应填饱满,能采用聚氨酯现场发泡的地方尽量采用。板缝的内外表面还可用铝箔不干胶粘贴密封,见图 5-17。

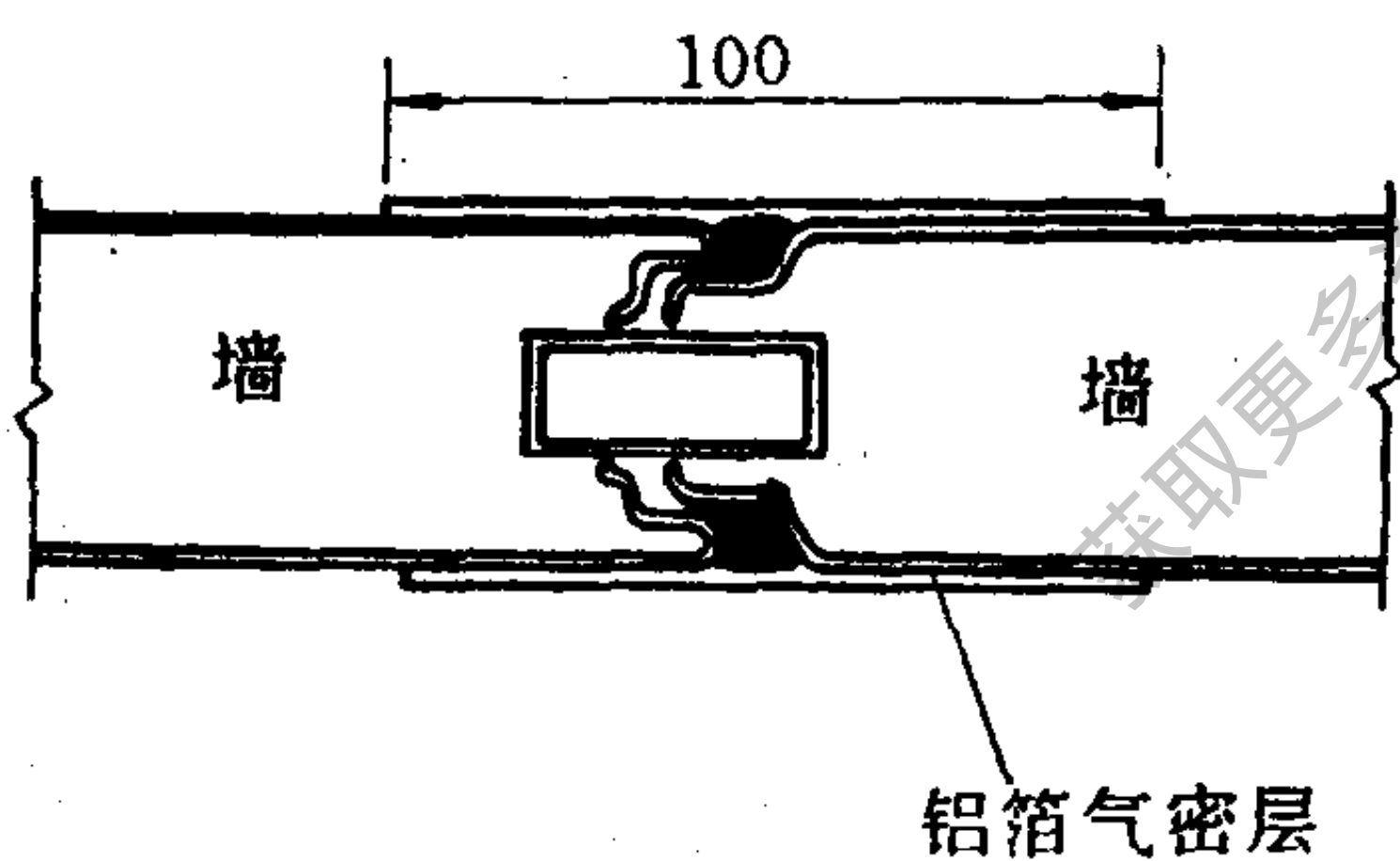


图 5-17

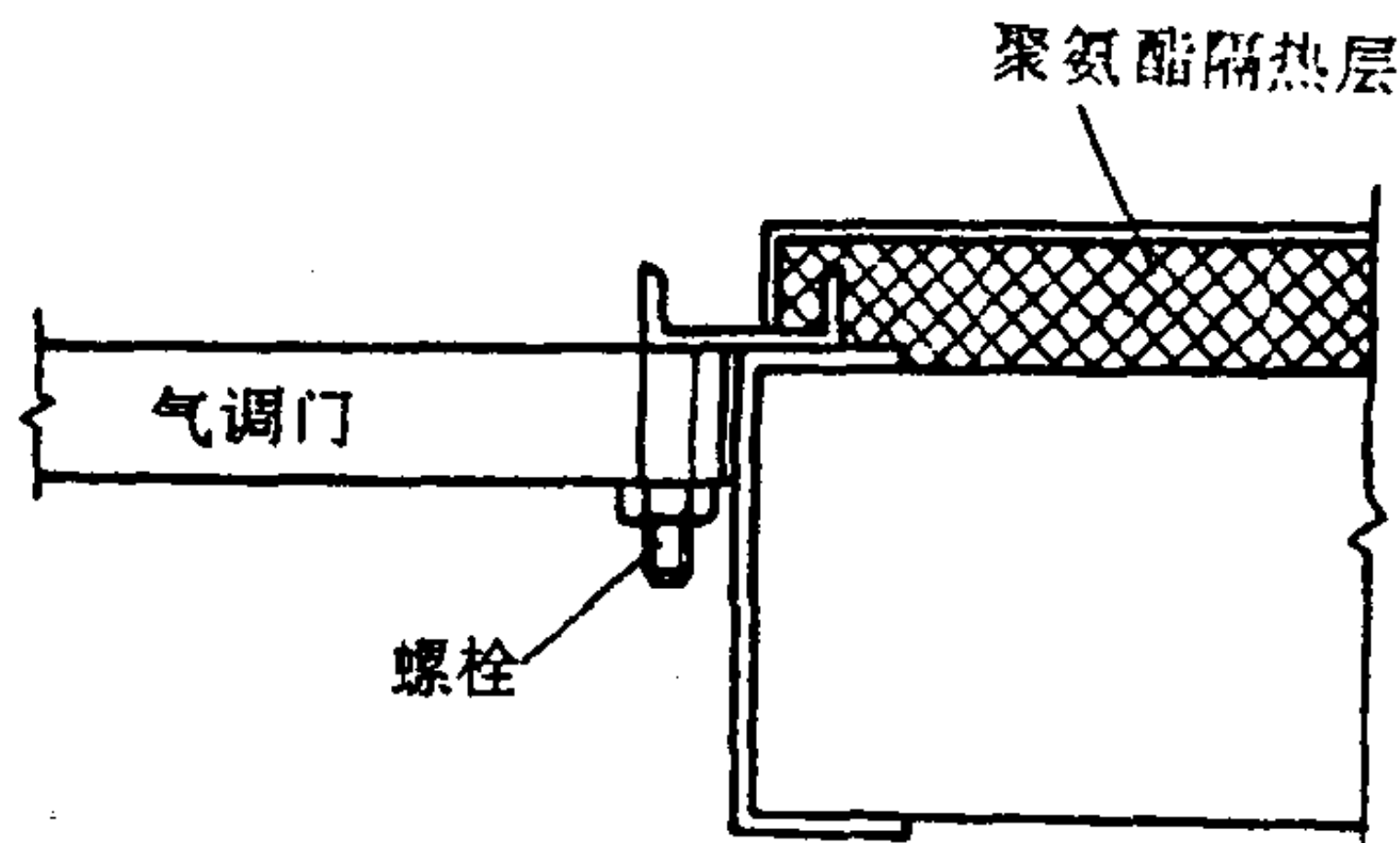


图 5-18

三、气调库门

气调库门必须是气密的,一般的冷库隔热门达不到气密要求。对气调库门进行密封处理的方法一般有二种:第一种方法是在冷库隔热门里再设置一道活动的气密门,这种门可用金属和木材制作,可以是隔热的,也可以是不隔热的。用铝合金材料制作可得到既牢固又轻巧的门。气密门的安装见图 5-18、图 5-19。

气密门的底座与地板交接处用合成密封胶密封,也可用一根角钢铆接在地板上,并涂上密封胶,以保持门底部良好的气密性。

第二种方法是把冷库隔热门与气密门合为一体使用,封门时用预先设置在门框板上的压紧装置,将门压紧,达到气密效果。见图 5-20。

在气密门上应设一个检修门,尺寸为宽 600mm,高 760mm,以供人们在压力测试期间和气调库运行期间进库取贮藏样品、添加石灰袋以及进行简单的维修等工作之用。该门一般用丙烯板或玻璃

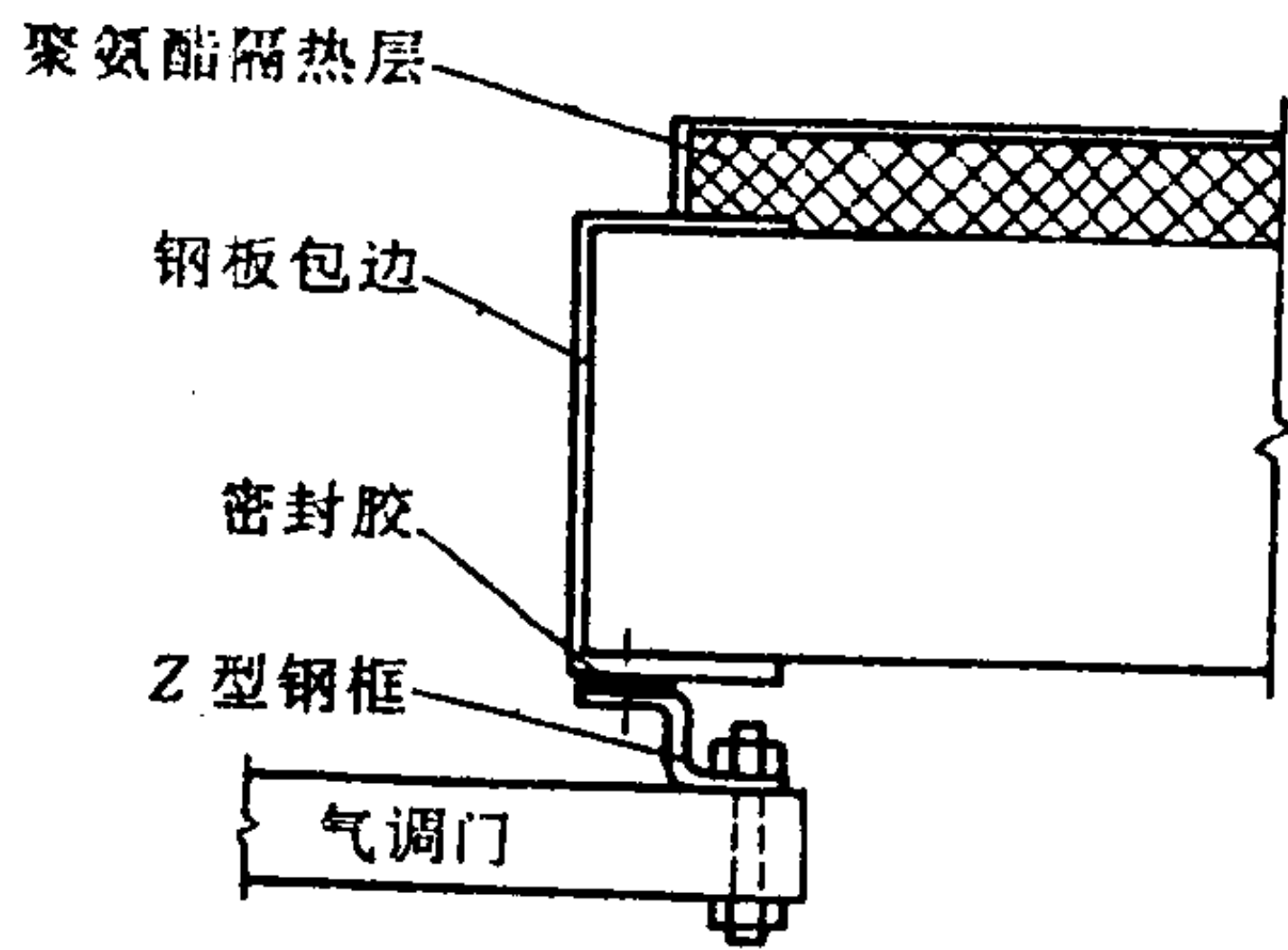


图 5-19

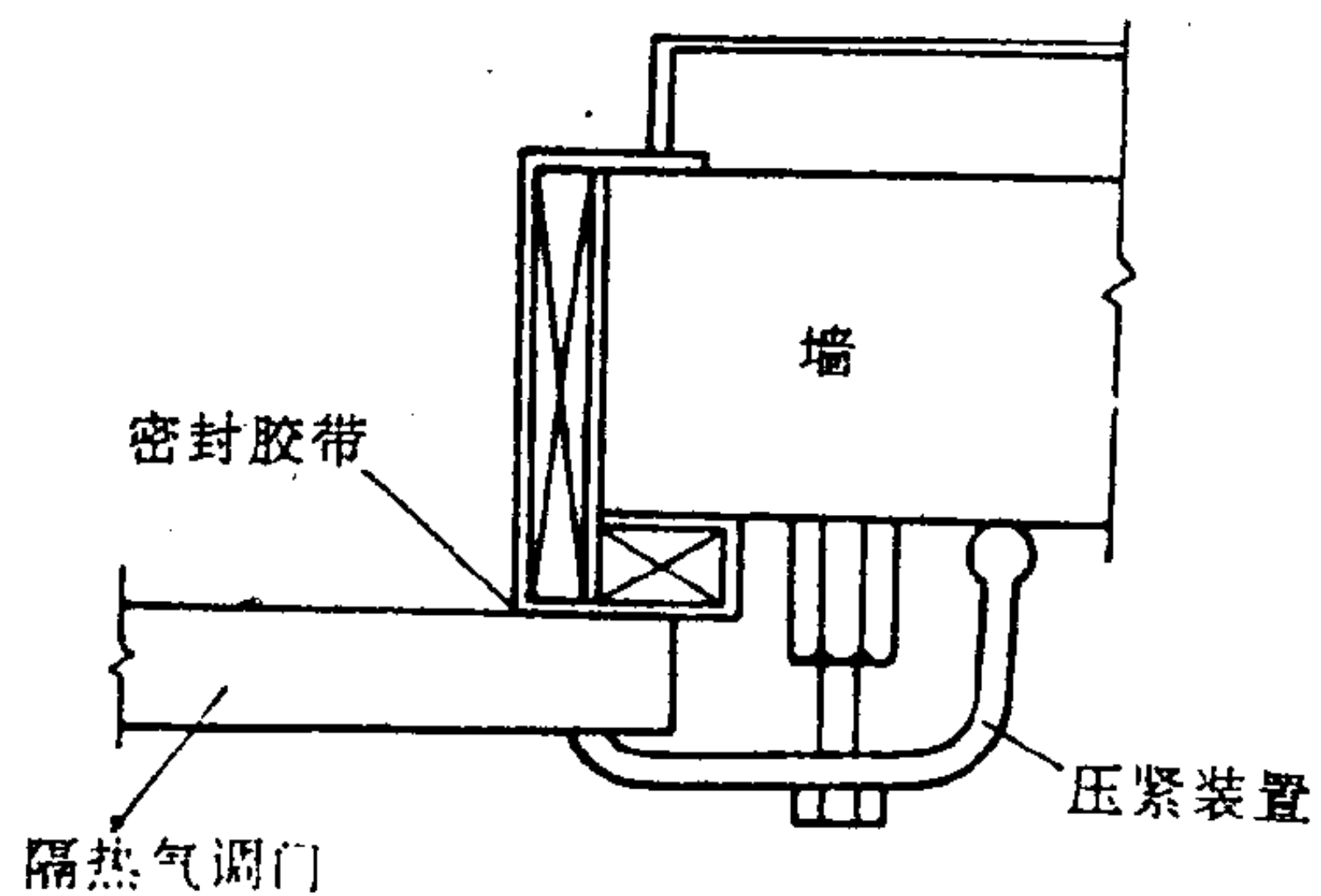


图 5-20 采用压紧装置的气调门

窗通过双头螺栓和蝶形螺母扣紧在气调门的面上。还有一种铰式检修门,用密封垫圈密封。使用比较方便。

四、观察窗

观察窗可以用来观察贮藏的产品情况,观察冷风机的运行情况,可在蒸发器的出风口处安装一个塑料风标,有助于确定气流通风盘管的程度。还可以观察冷风机冲霜周期的长短和冲霜效果。当维修人员进入库内检修时,还可用作安全监护。

观察窗一般用聚丙烯制做成拱形,可以扩大观察视线,见图 5-21。

五、压力安全装置

压力安全装置可以防止库内产生过大的正压和负压,使建筑结构及其气密性免遭破坏。在 CO₂ 脱除机阀门失灵时和碳分子筛制氮机运行期间,如果没有压力安全装置或者压力安全装置的通气口没有打开,气调库的建筑结构就会遭到破坏。

水封(图 5-21)是常用的压力安全装置,结构简单、工作可靠,但要防止水的冻结和蒸发,必须定期进行加水。在气调库中允许的水位差是 25mm。

弹簧式加载止回阀(图 5-22)也可以作为压力保护装置,该阀在 25mm 水柱压差下动作,不需要像水封那样经常调整、维护。

选用压力安全装置时要与库房容积成比例,如果水封的横断面积过小,不能及时释放库内的压力,容易造成建筑结构破坏。对于用于碳分子筛和 CO₂ 脱除机的气调库尤为重要。根据气调贮藏水果的经验表明:28m³库容积,压力安全装置的敞口面积为 6.45cm²。

气调库在运行期间会出现微量压力失衡。引起微量压力变化的原因有:CO₂ 脱除机脱除了 CO₂、制冷盘管除霜、室外大气压力的变化、冷风机周期性的开停。

气囊可以降低气调库出现的微量压力失衡,用一根 $\varnothing 100$ 聚氯乙烯管将气囊与库房连接起来(图 5-23),该管从蒸发器的后上角处伸入库内 600~900mm,使管口处在无压区,气囊对来自库房的正的和负的两种压力变化都能适应。气囊吊装在邻近气调库房的过道上。

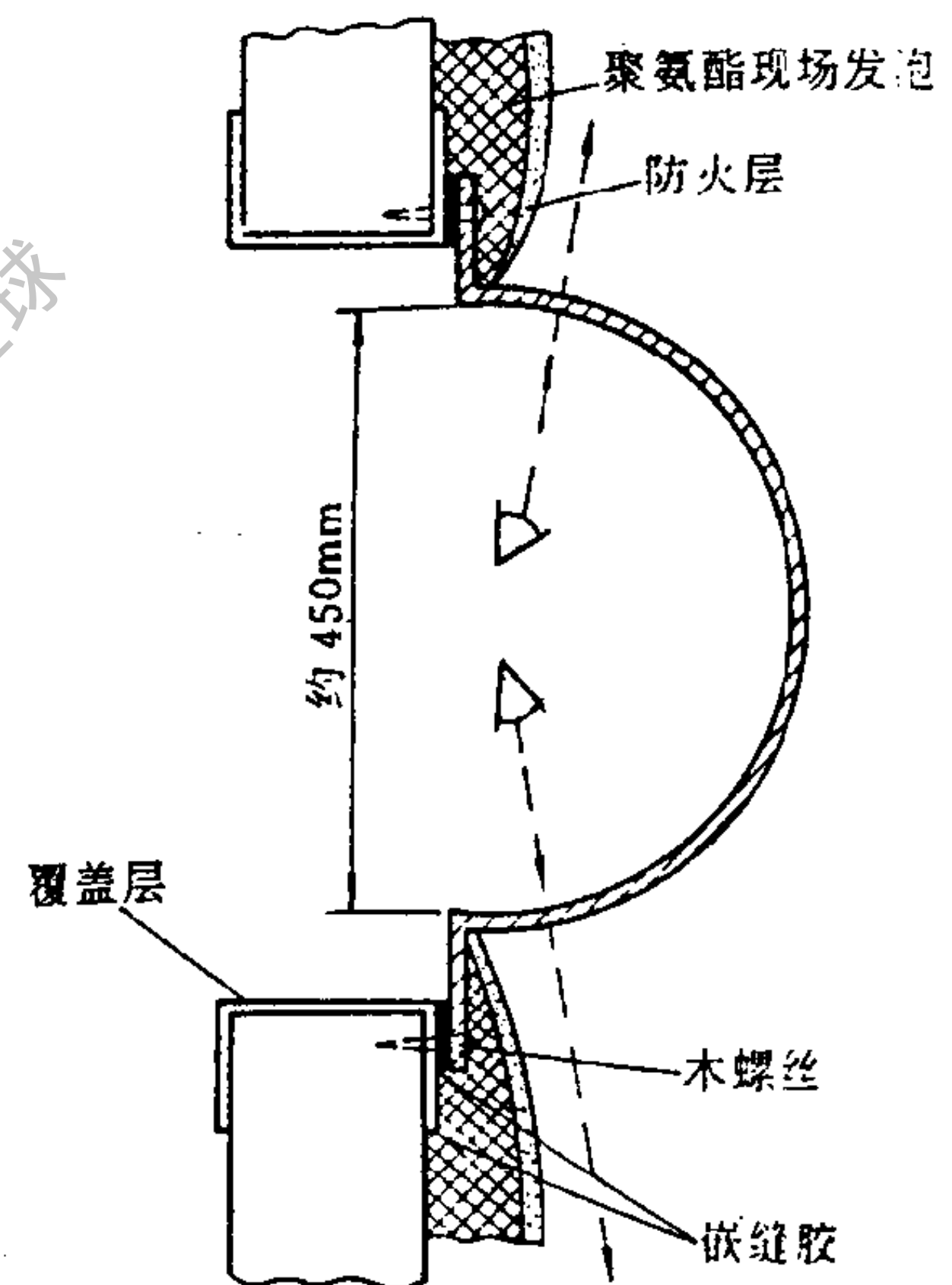


图 5-21 采用聚丙烯拱形观察窗可以观察到库内全景

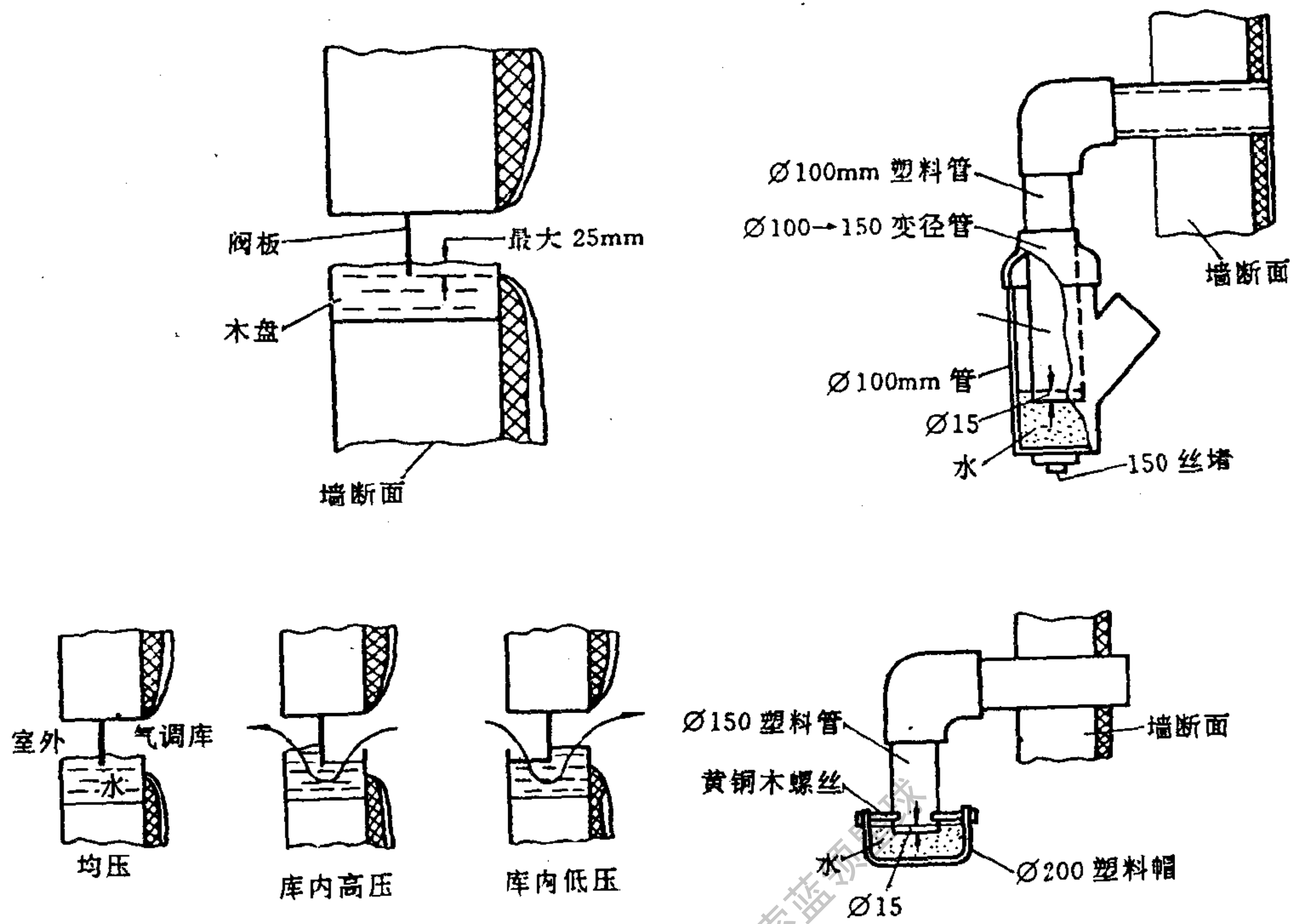


图 5-22 气调库压力安全装置

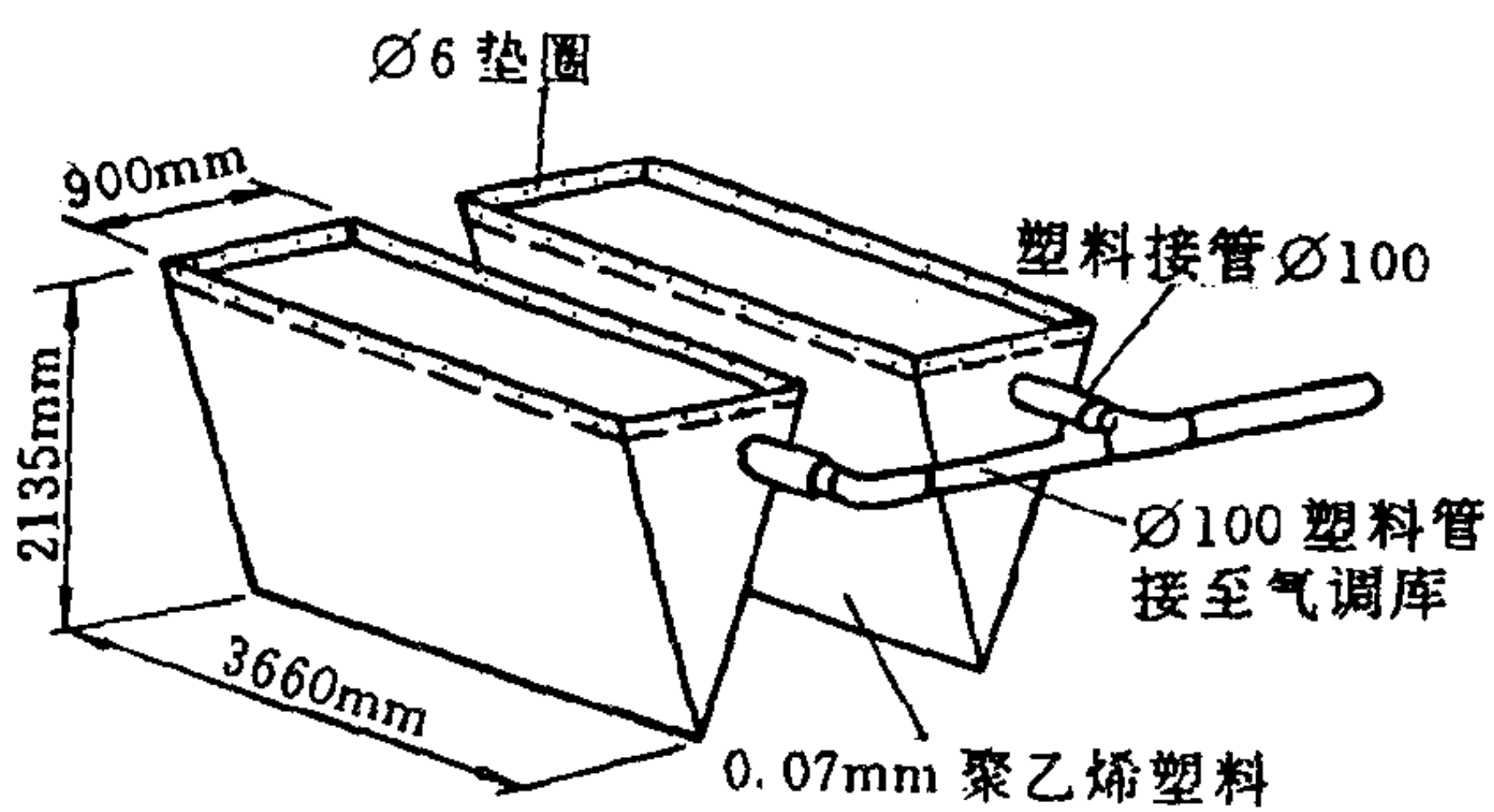


图 5-23 连接气调库的气囊

气囊用 0.07mm 的聚乙烯薄膜塑料制作,其尺寸见图 5-23。一般一个气囊可供 560~850m³ 的气调库使用,如果需要更大容量的气囊,可将 2 个或 2 个以上的气囊集中使用。

六、管道穿透洞的处理

管道穿透墙洞时,除了应做好隔热处理,还应做好气密处理。通常是先预置好穿墙塑料套管,套管与墙洞用聚氨酯发泡密封。穿透件与塑料套管之间应有 6mm 以上空隙,套管内用硅树脂充填密

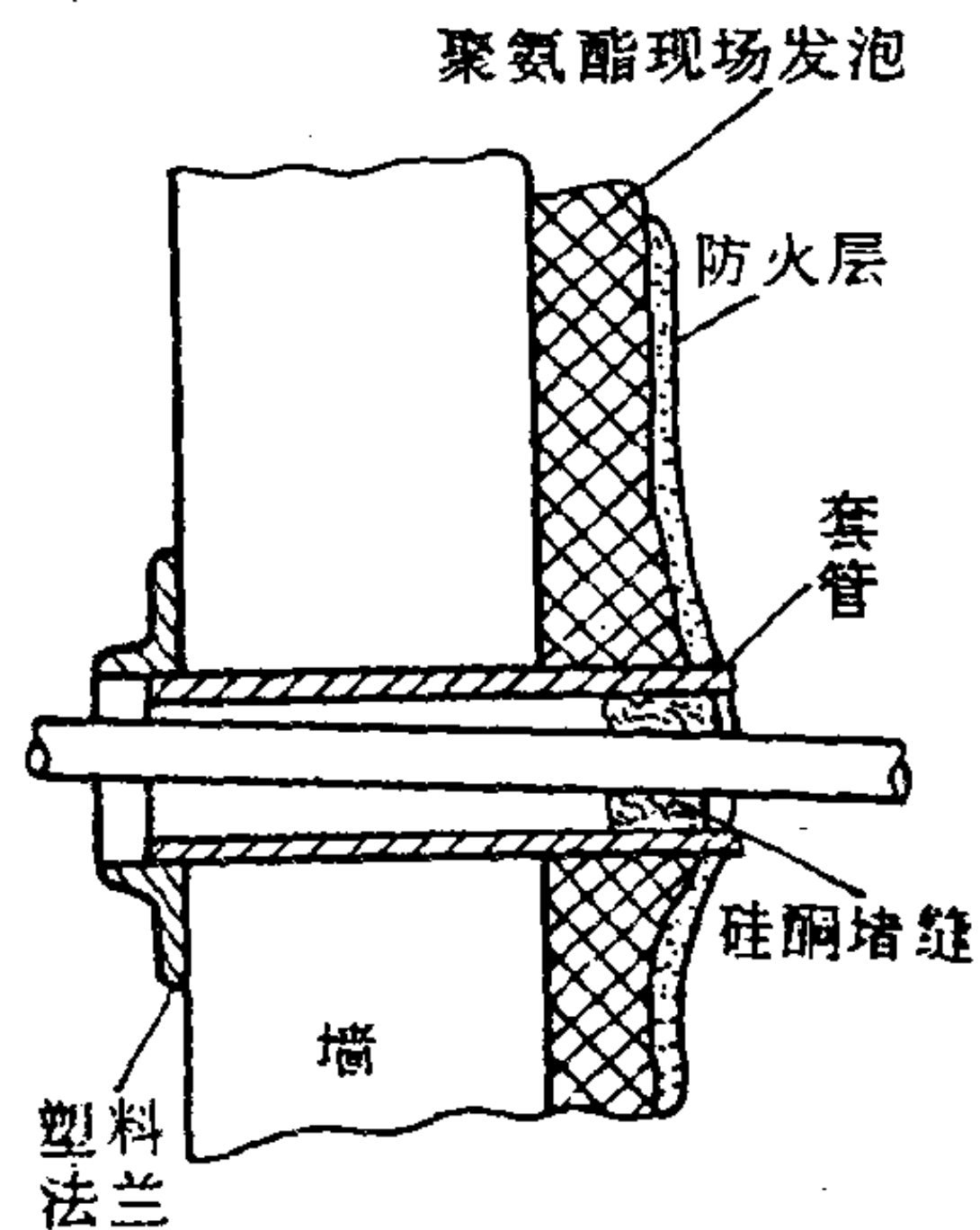


图 5-24 气密穿透件

封。见图 5—24。

七、压力测试要求

对于一间新建的气调库，为了确定其气密程度，必须进行压力测试。试验前封住所有的敞口(门、检修门、通气口、压力安全装置通气口、套管、穿透件、管线等)，将库房加压到一定值(25mm 水柱)，然后注意压力随时间的变化，每隔 10min 读一次压力表上的数值，根据读数绘出时间压力曲线，线的斜率表示压力降的速度，也代表了库房的气密程度，(见图 5—25)。气密较好的库房，压力降的速度比较缓慢，在贮藏期间可以维护库内所要求的气体成分。

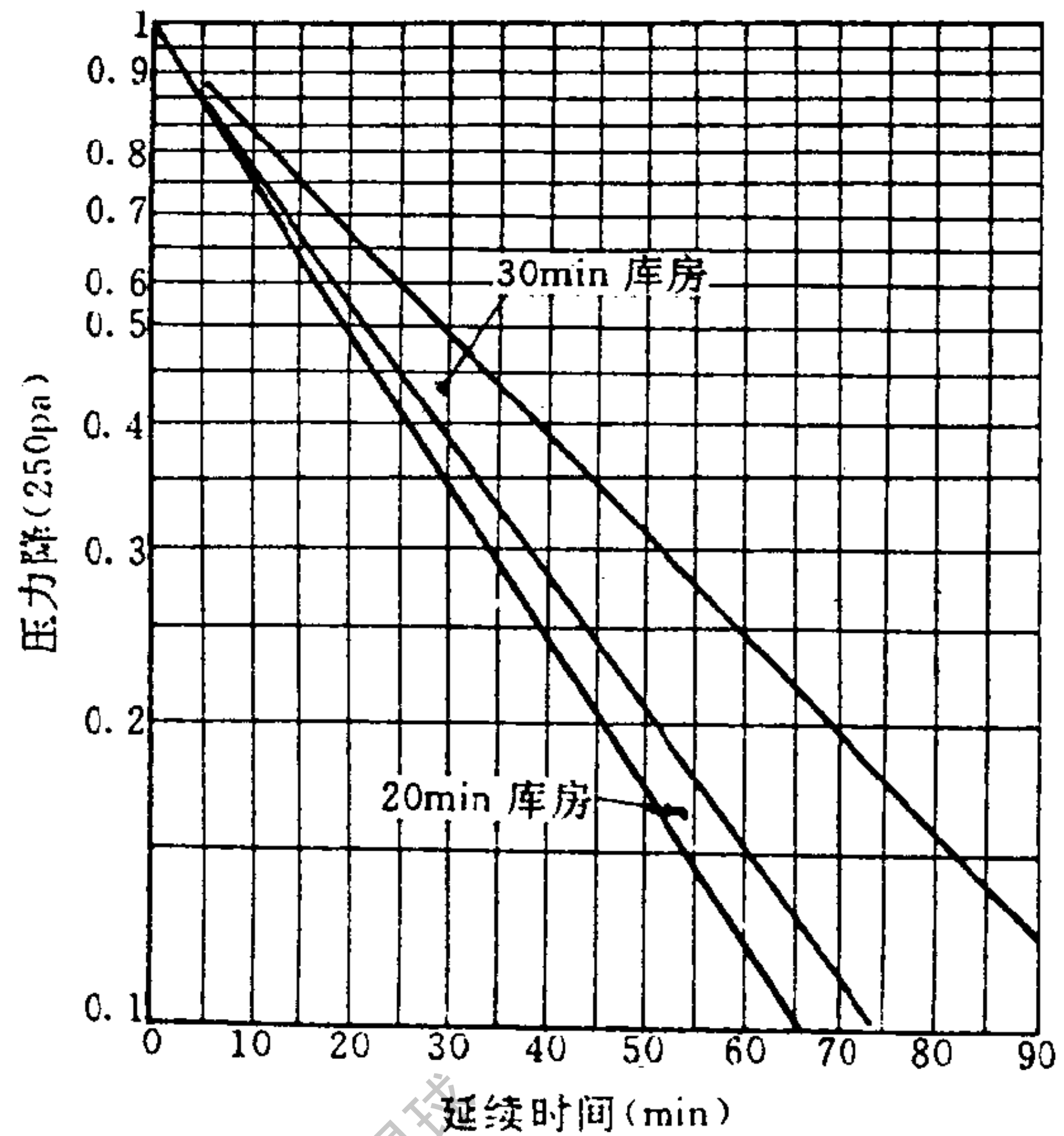


图 5—25 压力—时间关系线

成功的气调贮藏所需的气密程度(最小压力时间的曲线斜率)与该库所采用的 CO_2 脱除方法、库内每单位容积货物贮藏量以及库内维持的 O_2 含量有关。图 5—25 是当前根据库内压力降 50% 时所需时间的长短推荐的

两种压力标准，一种是“20min”标准库房，即当库内压力由 25mm 水柱下降到 12.5mm 水柱时所需的时间是 20min。另一种是“30min”标准库房，即当库内压力由 25mm 水柱降到 12.5mm 水柱时所需的时间为 30min。同样，压力从 12.5mm 水柱降到 6.3mm 水柱时相应所需的时间也分别是 20min 和 30min。

20min 的压力标准对库内 O_2 含量要求维持在 3%，采用任意手段脱除 CO_2 的所有库房都能适用。经验表明，20min 压力标准对要求 O_2 维持在 1.25%，采用消石灰脱除 CO_2 的水果气调库也可适用。采用活性炭脱除 CO_2 时，低氧(O_2 小于 1.25%)库房则应满足 30min 压力标准，因为脱除机在运行中会把少量的 O_2 带入库内，因此，需要更严格一些的气密标准。

第五节 果蔬气调要求

一、果蔬对气体成分的要求

不同品种的果蔬气调贮藏时，对气体成分的要求有所不同，部分品种的果蔬贮藏时的气体成分要求见表 5—9。

表 5—9 果蔬对气体成分要求情况表

果蔬名称	贮藏温度 ℃	相对湿度 %	O_2 含量 %	CO_2 含量 %	贮藏期 天	气调方式 (参考)
櫻桃	-1	85~90	7~16	4~10		硅膜
胡萝卜	1	95	3	5~7	180	帐式

(续表)

果蔬名称	贮藏温度 ℃	相对湿度 %	O ₂ 含量 %	CO ₂ 含量 %	贮藏期 天	气调方式 (参考)
樱 桃	-1	85~90	7~16	4~10		硅 膜
胡 萝 卜	1	95	3	5~7	180	帐 式
香 菜	1	95	3	5~7	90	帐 式
生 菜	1	95	3	5~7	10	帐 式
芹 菜	1	95	3	5~7	90	帐 式
西红柿	12	90	4~8	0~4	60	硅 膜
蒜 苔	0	95	5~8	5~10	240	帐式或硅膜袋
青 椒	7~10	95				
菜 花	0~2	95			60	0.04mm 薄膜袋
哈密瓜	3~4	80	3	1	120	帐式或硅膜
山 楂	-1	85				
香 蕉	15	85				
葡 萄	2	85			120	塑料袋
香 梨	-1	90	3~5	1~1.5	240	硅膜或帐式
鸭 梨	±0.5	90				
砀山梨	2	90				
苹 果	-1	85	3~5	2~4	120	整 库

二、气调贮藏的操作要点

(一)果蔬的药剂处理 众所周知,保鲜贮藏是一门综合技术,它联系着育种、采收、采后处理、贮藏等各个生产环节,涉及化工、制冷、建筑等多种行业。在这个综合技术中,防腐保鲜剂的使用具有重要意义。为了防止水果、蔬菜在贮藏过程中失水萎蔫,就必须保持贮藏库内的高湿度,而较高的湿度有利于霉菌的繁殖,霉菌的大量繁殖就可能造成果蔬的腐烂。防腐剂的使用可保护果蔬在高湿度环境中不受霉菌侵害。而保鲜剂则可防止果蔬衰老,延长贮藏期。上述两种措施统称为药剂处理。

药剂处理可分为采前处理和采后处理。采前处理是在果蔬采收前一段时间,用药剂对果蔬进行喷布。例如四川生产的红星、红冠、红元帅苹果采收前1个月喷200ppm 萘乙酸钠或2000ppm Bg,效果非常好。

采后处理是采收后用药剂水溶液浸没果实2~3min,待药液干后包装贮藏。

目前用于果蔬的防腐剂有:过碳酸钠、萘乙酸钠、仲丁胺、克霉灵、保果灵、桔腐净、托布津、多菌灵、抑霉唑、苯来特、特克多等。

用于果蔬的保鲜剂有:液态膜保鲜剂(SM 保鲜剂)、紫胶涂料、Cm(中草药)保鲜剂、6#洗果剂、保鲜凝乳、复方卵磷脂等。

不论是防腐剂还是保鲜剂都必须与适当的贮藏条件相配合才能发挥它的作用。并应对贮后的果蔬风味和内含营养物均无不良影响。

药剂的适用品种,处理方法见表 5—10。

表 5—10

药剂名称	适用品种	处理方法
过碳酸钠	苹果	喷布
萘乙酸钠	苹果	喷布
仲丁胺	柑桔、苹果、梨、葡萄	熏蒸
克霉灵	水果、蔬菜	熏蒸
保果灵	水果、蔬菜	熏蒸
桔腐净	柑桔	浸洗 30—50S
托布津	柑桔	浸洗
多菌灵	梨	喷布
抑霉唑	水果、蔬菜	浸洗
苯来特	柑、橙	浸洗
特克多	柑、橙	浸洗
SM 保鲜剂	柑、橙、苹果、梨、番茄	浸洗
紫胶涂料	水果、蔬菜	涂布
Cm 保鲜剂	柑橙、沙田柚	浸洗
6# 洗果剂	甜橙	浸洗
保鲜凝乳	水果	浸洗
复方卵磷脂	柑、橙、苹果、荔枝、香蕉、菠萝	浸洗
复方百菌清	柑桔	浸洗

(二)适采期的选择 任何果蔬都有一个从始熟期到完熟期的过程,果实的成熟过程大体可分为绿熟、坚熟、软熟和过熟四期。绿熟期果实已充分长成,但尚未显出色彩,仍为绿色(绿色品种除外),果肉硬,缺乏香味和风味。坚熟期果实已充分长成,适当地表现出应有的色彩、香味和风味,肉质坚密而不软。果实到软熟期,色、香、味已充分表现,肉质变软。过熟的果实,组织细胞解体,肉质开始腐烂。为了提高果蔬贮藏的保鲜效果,延长贮藏期,选择适当的时期采收是非常重要的。大多数果蔬从坚熟期到软熟期都有一个呼吸跃变期,应在呼吸跃变期之前采收。例如,苹果、梨的适采期,应在坚熟期。番茄的适采期,应控制在 80~90%的成熟度。葡萄的适采期,应控制在 80~90%的成熟度。香蕉的适采期,应控制在 50~60%的成熟度。总之,有后熟能力的果蔬,采收期可适当早些。

三、气调方式的选择

对于果蔬的气调贮藏,应根据具体情况选择合适的气调方式。可根据下列几条原则进行选择:

1. 多品种,小批量应选择硅窗薄膜袋或硅窗薄膜大帐进行气调贮藏;

2. 多批进出、整进零出、零进整出应选择硅窗薄膜大帐进行气调贮藏；
3. 整进整出、品种单一，应选择整库快速降氧气调；
4. 要进行果蔬不同贮藏方式的经济效益比较，选择经济效益高者。

根据多年的气调贮藏经验，把几种常见果蔬的气调贮藏方式介绍如下：

1. 蒜苔大都采用硅窗薄膜袋和硅窗薄膜大帐；
2. 苹果、梨大都采用整库快速降氧和大帐快速降氧；
3. 柑桔、橙等大都采用单个薄膜包装整库气调；
4. 西红柿大都采用硅窗薄膜袋和硅窗薄膜大帐。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第六章 冷库库容量及制冷负荷的计算

第一节 冷库库容量的计算

冷库容量的计算,应以公称容积作为计算标准,公称容积是指冷藏间或贮冰间的净面积(不扣除柱、门斗和制冷设备所占的面积)乘以房间净高。

冷库贮藏吨位与公称容积的换算可按式(6-1)进行计算:

$$G = \frac{\sum V \cdot r \cdot \eta}{1000} \quad (6-1)$$

式中 G ——冷藏贮藏吨位(t);

$\sum V$ ——冷藏间或贮冰间的公称容积(m^3);

η ——冷藏间或贮冰间的容积利用系数;

r ——食品的计算重度(kg/m^3);

1000——1t 换算成 kg 的数值(kg/t)。

对于公称容积 $500m^3$ 以上的冷藏间,容积利用系数不应小于表 6-1 的规定值。

表 6-1 冷藏间容积利用系数

公称容积(m^3)	容积利用系数 η
500~1000	0.40
1001~2000	0.50
2001~10000	0.55
10001~15000	0.60
>15000	0.62

对于仅贮藏冻结食品或冷却食品的冷库,表 6-1 内公称容积为全部冷藏间公称容积之和;对于同时贮藏冻结食品和冷却食品的冷库,表 6-1 内公称容积分别为冻结食品冷藏间和冷却食品冷藏间各自的公称容积之和。

对于蔬菜冷库的容积利用系数应按表 6-1 数值乘以 0.8 的修正系数。

对于贮冰间容积利用系数不应小于表 6-2 的规定值。

表 6-2 贮冰间容积利用系数

贮冰间净高(m)	容积利用系数 η
≤ 4.20	0.4
4.21~5.00	0.5
5.01~6.00	0.6
> 6.00	0.65

对于食品计算重度应按表 6-3 的规定采用。

表 6-3 食品计算重度

序号	食品类别	重度 (kg/m^3)
1	冻肉	400
2	冻鱼	470
3	鲜蛋	260
4	鲜蔬菜	230
5	鲜水果	230
6	冰蛋	600
7	机制冰	750
8	其他	按实际重度采用

对于同一冷库同时存放猪、牛、羊肉(包括禽兔)时,其重度均按 $400\text{kg}/\text{m}^3$ 计;当只存放冻羊腔时,重度按 $250\text{kg}/\text{m}^3$ 计;只存冻牛、羊肉时,重度按 $300\text{kg}/\text{m}^3$ 计。

对于小型土建式冷库和装配式冷库,容积利用系数不应小于表 6-4 的规定值。

表 6-4

公积容积(m^3)	装配式冷库(η)	土建式冷库(η)
2001~3000	0.60	0.55
1001~2000	0.55	0.50
501~1000	0.50	0.45
101~500	0.45	0.40
≤ 100	0.50	0.45

对于公积容积 100m^3 以下的冷库,大都采用人工堆垛,通道空留面积小,容积利用系数有所提高。

第二节 制冷负荷计算的基础资料

一、冷藏库制冷工艺基础资料

冷藏库是用来延长易腐食品的贮藏期,但不同的贮藏对象、不同的冷加工方法,都应在各自适宜的温湿度条件下,配置恰当的冷分配设备。根据以往的使用经验,在表 6-5 中列出了冷藏库制冷工艺基础资料,以供参考。

表 6-5 食品冷藏库制冷工艺基础资料

序号	室名	室温 (°C)	相对湿度 (%)	冷分配设备	温度 (°C)		冷加工 时间 (h)	每米吊轨 载货量 (kg)	备注	
					进货	出货				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	冷却间	-2 ±0	90	干式冷风机	+35	+4	20/10	200/250	分母为快速冷却	
	肉 副产品、 分割肉		90	干式冷风机	+30	+4	20		内销副产品不需冷却	
2	冻结间	-23/-30		干式冷风机	30/4	-15	20/10	200/250	分子为一次冻结,分母为快速冻结	
	肉			吹风式搁架排管或冷风 机或冻结装置	30/4	-15	20/24		60/80	分子为未经冷却的,分母为分割 肉的冷加工时间
	副产品、 分割肉			干式冷风机或冻结装置	30/25	-15	40/80		60/80	分子为铁盘装,分母为纸盒装冷 加工时间
	禽、兔			干式冷风机或冻结装置		-15	24		60/80	
	盘装冰蛋			干式冷风机或冻结装置		-15	52			
	听装冰蛋			干式冷风机或冻结装置		-15				
	鱼虾	-23/-30		干式冷风机或冻结装置	+15	-15	12/4~8	540*	分子为鱼,分母为虾。* 包括吊 笼、吊挂的总重	
3	冷却物冷藏间	±0/-2	85	干式冷风机	4	0/-2	24/72			
4	冻结物冷 藏间	-15/-25	95/100	墙、顶管或干式冷风机	-15/-23	-15/-25	24/48		用冷风机时货间风速不应大于 0.5 米/秒	
5	冰库	-4		光滑顶管	0/-10	-4			分子为盐水制冰,分母为桶式快 速制冰	
6	晾肉间	+20		(用空调方式)						
7	脱盘间	常温								
8	包装间	-5		干式冷风机						
	川堂	常温								
		±0		干式冷风机						
		-10		干式冷风机						
9	准备间	0/-5		干式冷风机	15		暂存	540*	专为鱼虾冻结前设置*	
10	卸盘间	-10		干式冷风机			暂存	540*	专为鱼虾冻结前设置*	

* 包括吊笼吊挂的总重;

注:1.9 栏中 60--80 指每米² 搁架载货量;

2. 进货温度 -15°C 以下一般指冻结装置冻货

二、食品的主要物理特性和生物特性

(一) 食品的主要物理特性 主要物理特性是指食品的含水量、冰冻点、比热、潜热等,可见表 6-6。

对于不同品种的食品要求有其不同的贮藏温度、相对湿度和贮藏期,见表 6-6。

对于同一种食品,随着温度的降低,其体内水分的冻结量会逐渐增大,见表 6-7。

对于食品在不同温度时具有的不同焓值,可见表 6-8。

表 6-6 食品的冷藏要求和物理特性

食品名称	冷藏温度 (°C)	相 对 湿 度 (%)	贮藏期 天(月)	含水量 (%)	冰冻点 (°C)	比热(kJ/kg·°C)		潜 热 (kJ/kg)	贮 藏 容 积 m ³ /t
						冰点以上	冰点以下		
苹 果	-1~+1	85~90	(2~7)	85	-2	3.85	2.09	281	7.5
杏 子	-0.5~+1.6	78~85	7~14	85.4	-2	3.68	1.93	285	7.5
芦 笋	0~+2	85~90	21~23	94	-2	3.89	1.93	314	
樱 桃	+0.5~+1.0	80	7~21	82	-4.5	3.64	1.93	276	15.6
香 蕉	+11.7	85	14	75	-1.7	3.35	1.76	251	15.6
桔 子	0~+1.2	85~90	56~70	90	-2.2	3.77	1.93	289	9.4
桃 子	-0.5~+1.0	80~85	14~28	86.9	-1.5	3.77	1.93	289	7.5
梨 子	-0.5~+1.5	85~90	1~6	83	-2	3.77	2.00	281	7.5
柿 子					-2.1	3.52	1.80		
菠萝(青)	+10~+16	85~90	14~23		-1.5				8.1
菠萝(熟)	+4~+12	85~90	14~23	85.3	-1.2	3.68	1.88	285	8.1
草 莓	-0.5~+1.5	75~85	7~10	90	-1.3	3.85	1.97	301	
柠 檬	+5~+10	80~90	(2)	89	-2.1	3.85	1.93	297	9.4
西 瓜	+2~+4	75~85	14~21	92.1	-1.6	4.06	2.00	301	
蕃茄(青)	+10~+20	85~90	21~28	94	-0.9	3.98	2.00	310	
蕃茄(熟)	+1~+5	80~90	7~21	94	-0.9	3.98	2.00	310	
南 瓜	0~+3	80~85	(2~3)	90.5	-1.0	3.85	1.97	301	
无花果	-2.2~0	65~75	7	78	-2.7	3.43	1.80		
柚	0~+10	85~90	(3~12)	89	-2	3.85	2.00	297	8.7
栗 子	+0.5	75	(3)						12.5
椰 子	-4.5	75	(12)	83	-2.8	3.43			7.5
茄 子					-0.9	3.94	2.00		
莴 苣	0~+1	85~90	(1~2)	94.8	-0.3	4.02	2.00	318	
韭 菜	0	85~90	(1~3)	88.2	-1.4	3.77	1.93	293	
土 豆	-3~+6	85~90	(6)	77.2	-1.8	3.43	1.80	260	12.5
葡 萄	-1~+3	85~90	(1~4)	82	-4	3.60	1.84	272	9.4
洋 葱	-1.5	80	(3)	87.5	-1	3.77	1.93	289	9.4
芹 菜	-0.6~0	90~95	(2~4)	94	-1.2	3.98	1.93	314	9.4

(续表)

食品名称	冷藏温度 (°C)	相 对 湿 度 (%)	贮藏期 天(月)	含水量 (%)	冰冻点 (°C)	比热(kJ/kg·°C)		潜 热 (kJ/kg)	贮 藏 容 积 m ³ /t
						冰点以上	冰点以下		
花 菜	0~+2	80~90	14~21	92	-1.1	3.85	1.97	306	15.6
卷心菜	0~+1	85~90	(1~3)	91	-0.5	3.89	1.97	306	15.6
青 椒	+7~+10	85~90	7~21	92.4	-1.0	3.94	1.97	306	
青豌豆	0	80~90	7~21	74	-1.1	3.31	1.76	247	8.1
蘑 菇	0~+2	80~85	7~14	91.1	-1	3.89	1.97	301	
胡 萝 卜	0~+1	80~95	(2~5)	83	-1.7	3.64	1.88	276	
黄 瓜	+2~+7	75~85	10~14	96.4	-0.8	4.06	2.05	318	7.5
鲜 蛋	-1~-0.5	80~85	(8)	70	-2.2	3.18	1.67	226	
牛肉(冷却)	-1~0	86~90	21	72	-0.6~ -1.2	3.18	1.76		
猪肉(冷却)	0~+1.2	85~90	3~10	35~42	-2.2~ -1.7	2.26	1.34	126	
鲜 鱼	-0.5~+4	90~95	7~14	73	-1~-2	3.43	1.80	243	12.5
牛 乳	0~+2	80~85	7	87	-2.8	3.77	1.93	289	
鲜家禽	0	80	7	74	-1.7	3.35	1.80	247	6.2
兔 肉	0~+1	80~90	5~10	60	-1.7	3.35			
冻 蛋	-18		(12)	73	-2.2		1.76	243	
冻 鱼	-20~-12	90~95	(8~10)						8.1
冻野味	-12	80	(3)						8.7
冻猪肉	-24~-18	85~95	(2~8)						
冻家禽	-30~-10	80	(3~12)	60		2.85			6.2
冻兔肉	-24~-12	80~90	(6)	60		2.85			6.9
冻羊肉	-12~-18	80~85	(3~8)						6.2
冻牛肉	-23~-18	90~95	(9~12)						
腊 肠	-4~+5	85~90	7~21						
乳 油	0~+2	80	7	59		2.85		193	7.5
野 味	+0.5	70	14	74	-1.7	3.27	1.72	247	
羊 肉	0	80	10	60~70	-1.7				
对 虾	-7	80	(1)	76		3.39			
米	+1.5	65	(6)	10	-1.7	1.09			7.5
糖	+7~+10	低于60	(12~36)	0.5	0.20	0.84	1.67		
啤 酒	0~+5		(6)	89~91	-2	3.77	1.88	301	6.2 ~10.6
血 浆	+3.5	75	(2)						5.6

6-7 食品在不同温度下有含水冻结率(%,按重量计)

食品名称	食品温度(°C)												
	-1	-2	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-12.5	-15	-18
肉类、家禽	0~25	52~60	67~70	72~77	75~80	77~82	79~84	80.5~85.5	81.0~86.5	82.5~87.5	85~89	87.5~90.0	89~91
鱼类	0~45	0~68	32~77	45~82	53~84	58.0~85.5	62~87	65~88.5	68~89.5	70.5~90.5	72.5~92	74~93.5	76~95
蛋类、菜类	60	78	84.5	87	89	90.5	91.5	92	92.5	93	94	94.5	95
乳类	45	68	77	82	84	85.5	87	88.5	89.5	90.5	92	93.5	95
西红柿	30	60	70	76	80	82	84	85.5	87	88	89	90	91
葱、豌豆	10	50	60	71	75	77	79	80.5	82	83.5	86	87.5	89
蚕豆、萝卜	0	28	50	53	64.5	68	71	73	75	77	80.5	83	84
苹果、梨、土豆	0	0	32	45	53	53	62	65	68	70	74	78	80
橙、柠檬、葡萄	0	0	20	32	41	48	54	58.5	62.5	65.5	60	72	75
櫻桃	0	0	0	20	32	40	47	52	55.5	58	63	67	71

6-8 食品的焓值表(kJ/kg)

食品温度(°C)	牛肉各种禽类	羊肉	猪肉	肉类副产品	去骨牛肉	少脂鱼	多脂鱼	鱼片	鲜蛋	蛋黄	纯牛奶	炼制奶油	奶油冰淇淋	牛奶冰淇淋	葡萄杏子	水果及其他浆果	水果及糖浆	加糖的浆果	
-25	-10.9	-10.9	-10.5	-11.7	-11.3	-12.2	-12.2	-12.6	-8.8	-9.6	-12.6	-9.2	-8.8	-16.3	-14.7	-17.2	-14.2	-17.6	-22.2
-20	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
-19	2.1	2.1	2.1	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.1	2.9	1.7	1.7	3.4	2.9	3.8	3.4	3.8	5.0	
-18	4.6	4.6	4.6	5.0	5.0	5.0	5.0	5.4	4.2	4.6	5.4	3.8	3.4	7.1	6.3	7.5	6.7	8.0	10.0
-17	7.1	7.1	7.1	8.0	8.0	8.0	8.0	8.4	6.3	6.7	8.4	5.9	5.0	11.3	9.6	11.7	10.0	12.0	15.5
-16	10.0	9.6	9.6	10.9	10.5	10.9	10.9	11.3	8.4	8.8	11.3	8.0	7.1	15.5	13.4	15.9	13.4	16.8	21.0
-15	13.0	12.6	12.2	13.8	13.4	14.2	14.2	14.7	10.5	11.3	14.2	10.1	9.2	19.7	17.6	20.5	17.2	21.4	26.8
-14	15.9	15.9	15.1	17.2	16.8	17.6	17.2	18.0	12.6	13.8	17.6	12.6	11.3	24.3	22.2	25.6	21.0	26.4	33.1
-13	18.9	18.4	18.0	20.5	20.1	21.0	20.5	21.8	15.1	15.9	21.4	15.1	13.4	29.3	27.2	31.0	25.1	31.4	39.8
-12	22.2	21.8	21.4	24.3	23.5	24.7	24.3	25.6	17.6	18.4	25.1	17.6	15.9	34.8	33.1	36.5	29.7	36.9	46.9
-11	26.0	25.6	25.1	28.5	27.2	28.9	28.1	29.7	20.1	21.4	28.9	20.5	18.0	40.6	39.8	42.7	34.4	43.2	54.9
-10	30.2	29.7	28.9	33.1	31.4	33.5	32.7	34.8	22.6	24.3	32.7	23.5	20.5	46.9	47.3	49.9	39.4	49.4	63.7
-9	34.8	33.9	33.1	38.1	36.0	38.5	37.3	40.2	25.6	28.5	37.3	26.4	23.5	54.1	55.7	57.8	44.8	56.6	73.7
-8	39.4	38.5	37.3	43.2	41.1	43.6	42.3	45.7	28.5	31.0	42.3	29.3	26.0	62.4	65.4	66.6	51.1	64.9	85.9
-7	44.4	43.6	41.9	48.6	46.1	49.4	47.8	51.5	31.8	34.4	48.2	32.7	28.5	72.9	77.1	78.8	58.7	75.8	101.0
-6	50.7	49.4	47.3	55.3	52.4	56.6	54.5	58.7	36.0	39.0	54.9	36.5	31.4	86.7	92.2	93.9	68.7	89.7	120.3
-5	57.4	55.7	54.5	62.9	59.9	64.2	61.6	67.0	41.5	44.8	62.9	40.6	34.4	105.6	111.9	116.1	82.1	108.1	147.5
-4	66.2	64.5	62.0	72.9	69.1	80.9	71.2	77.5	47.8	52.0	73.7	44.8	36.9	132.0	138.7	150	104.3	135.3	169.7
-3	75.4	77.1	73.7	88.0	83.0	89.2	85.5	93.9	227.9	63.3	88.8	50.7	39.8	178.9	181.4	202.8	139.1	180.6	173.5
-2	98.9	96.0	91.8	109.8	103.5	111.9	106.4	117.7	230.9	83.4	111.5	60.3	43.2	221.2	230.0	229.2	211.2	240.1	176.4
-1	186.0	179.8	170.1	204.5	194.4	212.4	199.9	225.0	234.2	142.0	184.4	91.8	49.0	224.6	233.4	233.0	268.2	243.9	179.8
0	232.5	224.2	212.0	261.5	243.0	266.0	249.3	282.0	237.6	264.4	319.3	95.1	52	227.9	236.7	236.3	271.9	247.2	182.7
1	235.9	227.5	214.9	264.8	246.4	269.8	253.1	285.8	240.5	267.7	323.0	98.0	55.3	231.3	240.1	240.1	275.7	250.1	186.0
2	238.8	230.5	217.9	268.6	249.7	273.2	256.4	289.1	243.9	271.1	326.8	101.4	58.2	234.6	243.4	243.4	279.5	254.3	189.0

(续表)

食品 温度 (℃)	牛肉 各种 禽类	羊 肉	猪 肉	肉类 副产品	去骨 牛肉	少 脂 鱼	多 脂 鱼	鱼 片	鲜 蛋	蛋 黄	纯 牛 奶	奶 油	炼制 奶油	奶油 冰淇淋	牛奶 冰淇淋	葡萄 杏子 樱桃	水果及 其他 浆果	水果及 糖浆 浆果	加糖的 浆果
3	242.2	233.8	221.2	271.9	253.1	277.0	259.8	392.9	246.8	274.4	331.0	104.8	61.2	238.0	247.2	249.7	283.2	258.1	192.3
4	245.5	236.7	224.2	275.3	256.4	280.3	263.1	296.7	250.1	277.8	334.8	107.7	64.1	241.3	250.1	250.6	287.0	261.5	195.3
5	248.5	240.1	227.1	297.1	259.8	283.7	266.5	300.4	253.1	281.6	339.0	111.5	67.5	244.7	253.9	254.3	290.8	266.5	198.6
6	251.8	243.0	230.0	282.4	263.1	287.4	269.8	303.8	256.4	284.9	342.7	114.4	70.8	248.0	257.3	257.7	294.6	286.6	201.5
7	255.2	246.4	233.4	285.8	266.5	290.8	273.2	307.5	259.4	288.3	346.5	117.7	74.2	251.4	260.6	260.6	298.3	272.4	204.9
8	258.5	249.3	236.3	289.5	269.4	295.4	277.0	311.3	252.7	291.6	350.7	121.5	77.5	254.8	264	264.8	302.1	275.7	207.8
9	261.5	252.6	239.2	292.9	272.8	297.9	280.3	315.1	265.6	295.0	354.5	125.7	81.3	258.1	267.3	268.6	305.9	279.5	211.2
10	264.8	255.6	242.2	296.2	276.1	301.3	283.7	318.4	269.0	298.7	358.7	129.9	85.5	261.5	270.7	271.9	309.6	282.8	214.1
11	268.2	258.9	245.5	300.0	279.5	305.0	287.0	322.2	271.9	302.1	362.4	134.1	90.1	264.8	274.4	275.7	313.4	286.6	217.5
12	271.1	261.9	248.5	303.4	282.8	308.4	290.4	326.0	275.3	305.5	366.6	138.7	95.1	268.2	277.8	279.1	317.2	289.9	220.4
13	274.4	265.2	251.4	306.7	286.2	312.2	293.7	329.3	278.6	308.8	370.4	144.1	100.6	271.5	281.1	282.8	321.0	293.7	223.7
14	277.8	268.2	254.3	310.5	289.5	315.5	297.1	333.1	281.6	312.2	374.6	149.6	106.4	274.9	284.5	286.2	324.7	297.1	226.7
15	280.7	271.5	257.3	313.8	292.9	318.9	300.8	336.9	284.9	315.9	378.8	155.4	112.3	278.2	287.9	289.9	328.5	300.8	230.0
16	284.1	274.4	260.6	317.2	296.2	322.6	304.2	340.6	287.9	319.3	382.5	161.3	118.6	281.6	291.2	293.3	332.3	304.2	233.0
17	287.4	277.8	263.6	321.0	299.6	326.0	307.5	344.0	291.2	322.6	386.7	166.8	124.9	284.9	294.6	291.7	336.5	208.0	236.3
18	290.4	280.7	266.5	324.3	302.9	329.8	310.9	347.8	294.1	326.0	390.9	172.2	130.3	288.3	297.9	300.4	339.8	313.4	239.2
19	293.7	284.1	260.4	327.7	306.3	331.1	314.3	351.5	297.5	329.3	394.7	177.7	136.2	291.6	301.3	304.2	343.6	315.1	242.6
20	297.1	287.0	272.8	331.4	309.6	336.5	317.6	355.3	300.4	333.1	398.9	182.7	141.2	295.0	304.6	307.5	347.4	318.4	245.5
21	300.0	290.4	275.7	334.8	313	340.2	321.4	358.7	303.8	336.5	402.7	187.7	146.2	298.3	308.0	311.3	351.1	322.2	248.9
22	303.4	293.3	278.6	338.1	315.9	343.6	324.7	362.4	307.1	339.8	406.8	192.3	150.8	301.7	311.3	315.1	354.9	325.6	251.8
23	306.7	296.7	281.6	341.9	319.3	346.9	328.1	366.2	310.1	343.2	410.6	196.5	155.4	305.0	314.7	318.4	358.7	329.3	255.2
24	310.31	299.6	287.9	340.9	326.0	354.1	334.8	373.3	316.3	350.3	418.6	204.9	163.8	311.4	321.4	325.6	366.2	336.5	261.5
25	313.0	302.9	287.9	349.0	326.0	354.1	334.8	373.3	316.3	350.3	418.6	204.9	163.8	311.4	321.4	325.6	366.2	336.5	261.5
26	316.4	305.9	290.8	352.4	329.3	357.8	338.1	377.1	319.7	—	422.8	208.7	167.6	315.1	325.1	328.9	370.0	339.8	264.4
27	319.7	309.2	293.7	356.2	332.7	361.2	341.5	380.9	322.6	—	426.5	212.4	171.0	318.4	328.5	332.7	373.8	343.6	267.3
28	322.6	312.2	297.1	359.5	336.0	365.0	345.3	384.2	326.0	—	430.7	215.8	174.3	321.8	331.9	336.0	377.5	344.4	270.7
29	326.0	315.5	300.0	362.9	339.4	368.3	346.8	388.0	329.8	—	434.5	219.1	177.7	325.1	335.2	339.8	381.3	350.7	273.6
30	329.2	318.4	302.9	366.6	342.7	371.7	352.0	391.8	332.3	—	438.7	222.9	181.4	328.5	338.6	343.2	385.1	354.1	277.0
31	322.7	321.8	305.9	370.0	346.1	375.4	355.3	395.5	335.2	—	442.5	226.7	185.2	231.9	341.9	346.9	388.8	357.8	280.0
32	335.6	324.7	309.2	373.3	349.5	378.8	358.7	398.9	338.6	—	446.2	230.45	189.0	335.2	345.3	350.3	392.6	361.2	382.2
33	339.0	328.1	312.2	377.1	352.8	382.6	362.0	402.7	341.5	—	450.4	234.2	192.3	338.6	348.6	354.1	396.4	365.0	286.2
34	342.3	331.0	315.1	380.5	356.2	385.9	365.8	406.4	344.8	—	454.2	237.6	195.7	341.9	352.0	357.4	400.2	368.3	290.0
35	345.7	334.4	318.0	384.2	359.1	389.3	369.1	409.8	347.8	—	458.4	240.5	189.6	345.3	355.7	361.2	403.9	372.1	292.5
36	348.6	337.3	321.4	387.6	362.4	393.0	372.5	413.6	351.1	—	462.2	243.4	201.1	348.6	359.1	364.5	407.7	3754	295.8
37	352.0	340.7	324.3	390.9	365.8	396.4	375.8	417.3	354.1	—	465.9	246.4	203.6	352.8	362.4	368.3	411.5	379.2	298.8
38	355.3	343.6	327.2	394.7	369.1	400.2	379.2	421.1	357.0	—	470.1	248.9	206.2	355.3	365.8	371.7	415.2	382.6	302.1
39	358.7	347.0	330.2	398.1	372.5	403.5	381.3	424.5	360.3	—	473.9	251.4	208.2	358.7	369.1	375.4	419.0	386.3	305.0
40	361.6	349.9	333.5	401.4	375.8	406.9	385.9	428.2	363.3	—	477.4	253.9	210.8	362.0	372.5	378.8	422.8	389.7	308.4

(二)食品的生物特性 果蔬在贮藏期间是有生命的活体,一直在进行呼吸活动,果蔬的呼吸热可见表 6-9。

6-9 水果、蔬菜的呼吸热

名称	温度 (°C)	呼吸热 (w/kg)	名称	温度 (°C)	呼吸热 (w/kg)
苹果	0	0.008~0.0107	芹菜	0	0.0220
	4.4	0.0133~0.0212		4.44	0.0331
	15.6	0.0531~0.0789		15.6	0.0531
	29.4	0.0798~0.1856	玉米	0	0.0887
梨	0	0.008~0.0107		4.44	0.1281
	15.6	0.106~0.160		15.6	0.5243
桃	1.7	0.0186~0.0237	黄瓜	0	0.0231
	15.6	0.0531~0.160		4.44	0.0348
	26.7	0.1856~0.266		15.6	0.1937
桔子	1.7	0.0053	蕃茄	0	0.0139
	15.6	0.0212		4.44	0.0172
	26.7	0.0399		15.6	0.0769
土豆	0	0.0053~0.0133	白薯	0	0.0324
	10	0.0107~0.0212		4.44	0.0457
	21.1	0.0266~0.0426		15.6	0.5846
洋葱	0	0.008~0.0133	茺青	0	0.0264
	10	0.0212~0.0244		4.44	0.0293
	21.1	0.0372~0.0505		15.6	0.0719
香蕉(青)	10.2	0.0429	草莓	0	0.0452
香蕉(熟)	20	0.0391		4.44	0.0940
已熟香蕉	20	0.112		15.6	0.1821
豆类(青)	0	0.0795~0.0841	柚	0	0.0063
	4.44	0.1247~0.1557		4.44	0.0146
	15.6	0.4388~0.6041		15.6	0.0378
甜菜	0	0.0363	柠檬	0	0.0079
	4.44	0.0508		4.44	0.0110
	15.6	0.0991		15.6	0.0406
花菜	0	0.0435	莴苣	0	0.1543
	4.44	0.1586		4.44	0.2181
	15.6	0.4620		15.6	0.6287
卷心菜	0	0.0065	西瓜	0	0.0180
	4.44	0.0277		4.44	0.0268
	15.6	0.0566		15.6	0.1160
樱桃	0	0.0179~0.0240	蘑菇	0	0.0841
	4.44	—		4.44	0.3
	15.6	0.150~0.153		15.6	0.7807
胡萝卜	0	0.0169	豌豆(青)	0	0.1114
	4.44			4.44	0.1798
	15.6			15.6	0.5371

第三节 冷间耗冷量的计算

一、室外计算参数的确定

室外计算参数除应采用现行的《采暖通风和空气调节设计规范》的规定外,还应符合下列规定:

1. 冷间围护结构传入热量计算的室外计算温度,应采用夏季空气调节日平均温度。计算冷间围护结构最小总热绝缘系数的室外空气相对湿度,应采用最热月的月平均相对湿度。

2. 开门热量和冷间换气热量计算的室外温度,应采用夏季通风温度,室外相对湿度应采用夏季通风室外计算的相对湿度。

3. 蒸发式冷凝器计算的湿球温度应采用夏季室外平均每年不保证 50h 的湿球温度。

4. 鲜蛋、水果、蔬菜及其包装材料的进货温度以及计算水果、蔬菜冷却时呼吸热量的初始温度,均按当地进货旺月的月平均温度计算。如建设单位未提供确切的旺月的月平均温度时,可按夏季空气调节平均温度乘以季节修正系数 n_1 采用。季节修正系数 n_1 可见表 6-10、

全国各主要城市的气象资料见表 6-10。

表 6-10 季节修正系数(n_1)值表

纬度	月份 n_1 值 库温	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
北纬 40° 以上	0℃	-0.70	-0.50	-0.10	0.40	0.70	0.90	1.00	1.00	0.70	0.30	-0.10	-0.50	合 40°
	-10	-0.25	-0.11	0.19	0.59	0.78	0.92	1.00	1.00	0.78	0.49	0.19	-0.11	
	-18	-0.22	0.10	0.33	0.64	0.82	0.93	1.00	1.00	0.82	0.58	0.33	0.10	
	-23	0.08	0.18	0.40	0.68	0.84	0.94	1.00	1.00	0.84	0.62	0.40	0.18	
	-30	0.19	0.28	0.47	0.72	0.86	0.95	1.00	1.00	0.86	0.67	0.47	0.28	
北纬 35~40° 以上	0℃	-0.30	-0.20	0.20	0.50	0.80	0.90	1.00	1.00	0.70	0.50	0.10	-0.20	合 35°
	-10	0.05	0.14	0.41	0.65	0.86	0.92	1.00	1.00	0.78	0.65	0.35	0.14	
	-18	0.22	0.29	0.51	0.71	0.89	0.93	1.00	1.00	0.82	0.71	0.38	0.29	
	-23	0.30	0.36	0.56	0.74	0.90	0.94	1.00	1.00	0.84	0.74	0.40	0.36	
	-30	0.39	0.44	0.61	0.77	0.91	0.95	1.00	1.00	0.86	0.77	0.74	0.44	
北纬 30~35°	0℃	0.10	0.15	0.33	0.53	0.72	0.86	1.00	1.00	0.83	0.62	0.41	0.20	合 30°
	-10	0.31	0.36	0.48	0.64	0.79	0.86	1.00	1.00	0.88	0.71	0.55	0.038	
	-18	0.42	0.46	0.56	0.70	0.82	0.90	1.00	1.00	0.88	0.76	0.62	0.48	
	-23	0.47	0.51	0.60	0.73	0.84	0.91	1.00	1.00	0.89	0.78	0.65	0.53	
	-30	0.53	0.56	0.65	0.76	0.85	0.92	1.00	1.00	0.90	0.81	0.65	0.58	
北纬 25~30°	0℃	0.18	0.23	0.42	0.60	0.80	0.88	1.00	1.00	0.87	0.65	0.45	0.26	合 25°
	-10	0.39	0.41	0.56	0.71	0.85	0.90	1.00	1.00	0.90	0.73	0.59	0.44	
	-18	0.40	0.51	0.63	0.76	0.88	0.92	1.00	1.00	0.92	0.78	0.65	0.53	
	-23	0.54	0.56	0.67	0.78	0.89	0.93	1.00	1.00	0.92	0.80	0.67	0.57	
	-30	0.59	0.61	0.70	0.80	0.90	0.93	1.00	1.00	0.93	0.82	0.72	0.62	
北纬 25° 以下	0℃	0.44	0.48	0.63	0.79	0.94	0.97	1.00	1.00	0.93	0.81	0.65	0.49	
	-10	0.58	0.60	0.73	0.85	0.95	0.98	1.00	1.00	0.95	0.85	0.75	0.63	
	-18	0.65	0.67	0.77	0.88	0.96	0.98	1.00	1.00	0.96	0.88	0.79	0.69	
	-23	0.68	0.70	0.79	0.89	0.96	0.98	1.00	1.00	0.96	0.89	0.81	0.72	
	-30	0.72	0.73	0.82	0.90	0.97	0.98	1.00	1.00	0.97	0.90	0.83	0.75	

表 6—11 各主要城市部分气象资料

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年不保证 50 小时的湿球温度(°C)	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东径	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均		最热月平均	夏季通风				冬季	夏季
北京市													
北京	39°48'	116°26'	31.2	30	20	26.4	77	63	-27.4	40.6	85	102.391	100.125
密云	40°23'	116°50'	71.6	29	29	26.1	77	62	-27.3	40.0	69	101.725	99.592
天津市													
天津	39°06'	117°10'	3.3	30	29	27.2	79	66	-22.9	39.7	69	102.658	100.525
武清	39°24'	117°06'	6.1	30	29	27.0	79	65	-22.0	39.9	62	102.658	100.525
塘沽	38°59'	117°43'	5.4	29	29	26.7	78	69	-18.3	39.9	59	102.658	100.525
上海市													
上海	31°10'	121°26'	4.5	32	30	28.3	68	67	-9.4	38.9	8	102.658	100.525
崇明	31°37'	121°27'	2.2	31	30	28.0	85	73	-10.5	36.9	-	102.658	100.525
松江	31°00'	121°15'	4.3	31	30	28.5	85	72	-9.2	38.2	-	102.658	100.525
金山	30°54'	121°10'	4.0	32	30	28.2	85	71	-9.2	38.3	9	102.658	100.525
河北省													
石家庄	38°04'	114°26'	81.8	31	30	26.7	75	55	-26.5	42.7	53	101.725	99.592
保定	38°50'	115°34'	17.2	31	30	26.9	75	61	-23.7	43.3	55	102.525	100.258
唐山	39°38'	118°10'	25.9	29	28	26.3	79	64	-21.0	38.9	73	102.391	100.258
承德	40°58'	117°50'	375.2	28	27	24.3	72	57	-23.3	41.5	126	98.125	96.258
邯郸	36°36'	114°30'	57.2	32	31	27.6	75	53	-19.0	42.5	37	101.991	99.725
张家口	40°47'	114°53'	723.9	28	27	22.4	67	51	-26.2	40.9	132	93.992	92.392
秦皇岛	30°51'	119°37'	1.8	28	27	25.8	80	71	-21.5	39.9	80	102.658	100.525
邢台	37°04'	114°30'	76.8	31	30	27.4	76	56	-22.4	41.8	44	101.725	99.592
沧州	38°20'	116°55'	11.4	30	30	27.4	77	63	-20.6	42.9	52	102.658	100.391
遵化	40°12'	117°57'	54.9	29	28	26.3	79	64	-25.7	40.36	106	101.991	99.858
昌黎	39°43'	119°10'	13.3	29	28	26.3	80	67	-20.9	40.3	72	102.391	100.391
定县	38°31'	115°01'	54.5	31	30	27.1	76	58	-20.3	42.4	59	101.991	99.858
山西省													
太原	37°47'	112°33'	777.9	28	27	23.3	71	57	-25.5	39.4	77	93.325	91.859
运城	35°02'	111°00'	367.8	32	32	26.2	70	50	-18.5	42.7	43	98.258	96.258
大同	40°06'	113°20'	1067.6	26	25	20.7	66	50	-29.1	37.7	179	89.859	88.792
长治	36°12'	113°07'	926.5	27	26	23.1	76	57	-29.3	37.6	73	91.592	90.392
临汾	36°03'	111°30'	449.0	31	30	25.5	70	50	-25.6	41.9	62	97.192	95.325
侯马	35°39'	111°22'	434.4	31	30	25.8	72	55	-20.1	42.0	56	97.453	95.592
阳泉	37°51'	113°33'	741.9	29	28	23.4	71	51	-19.1	40.2	68	93.592	91.859
离石	37°30'	111°06'	950.8	27	26	21.9	68	53	-24.4	38.9	95	91.326	89.992
隰县	36°47'	110°54'	1206.2	26	25	21.5	72	54	-24.0	36.1	103	888.392	87.459
忻县	38°25'	112°43'	791.1	28	26	23.4	73	55	-27.8	38.8	83	93.192	91.726
五寨	38°56'	111°49'	1400.0	25	23	19.7	70	51	-38.1	35.2	140	86.393	85.593
兴县	38°28'	110°08'	1012.6	28	27	22.0	62	48	-29.3	38.9	111	90.392	89.459

(续表)

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东径	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均	不保证50小时的湿球温度(°C)	最热月平均	夏季通风				冬季	夏季
榆社	37°04'	112°59'	1041.4	27	25	22.0	72	54	-24.1	37.0	76	90.259	89.192
内蒙古自治区													
呼和浩特	40°49'	111°41'	1063.0	26	25	20.8	65	50	-32.8	37.3	120	90.126	88.926
锡林浩特	43°57'	116°04'	989.5	25	25	19.8	62	44	-42.4	38.3	289	90.526	89.592
磴口	40°20'	107°00'	1055.1	28	28	21	53	37	-32.4	38.2	108	90.259	88.926
博克图	48°46'	121°55'	738.7	23	21	12.4	79	57	-37.5	35.6	250	92.925	92.259
赤峰	42°16'	118°58'	571.1	28	27	22.5	66	49	-31.4	42.5	201	95.459	94.125
集宁	40°58'	113°03'	1416.5	24	23	19.2	65	49	-33.8	35.7	191	85.993	85.326
海拉尔	40°13'	119°45'	612.9	26	23	19.9	72	48	-48.5	36.7	241	94.650	93.459
通辽	43°36'	122°16'	178.5	28	27	24.3	73	57	-30.9	39.1	149	100.258	98.392
乌兰浩特	46°05'	122°03'	274.7	26	26	22.7	71	52	-33.9	39.9	245	98.925	97.325
满州里	49°34'	117°26'	666.8	24	23	19.3	71	54	-42.7	37.4	257	94.125	93.059
二连浩特	43°39'	112°00'	964.8	28	27	19.2	49	36	-40.2	39.6	337	91.059	89.859
正镶白旗	42°18'	115°00'	1345.6	23	23	18.6	66	48	-35.1	34.9	285	86.659	85.993
四子王旗	41°33'	111°38'	1489.1	24	23	18.4	61	42	-38.8	34.5	250	85.059	84.393
正蓝旗	42°15'	115°59'	1300.1	23	22	18.9	71	53	-35.4	33.6	-	87.059	86.526
多伦	42°11'	116°28'	1245.4	23	22	19.4	73	53	-39.8	35.4	198	87.726	87.059
包头麻池	40°36'	109°50'	1044.2	27	26	21.0	59	40	-31.4	38.4	175	90.392	89.059
阿拉善左旗	38°50'	105°40'	1561.4	25	27	19	45	33	-31.4	36.6	-	84.526	83.993
乌海	39°54'	106°48'	1093.4	29	29	20.9	45	32	-28.6	39.4	178	89.726	88.526
苏尼特右旗	42°43'	112°42'	1102.0	27	27	19.2	50	37	-35.8	37.8	250	89.459	88.392
额济纳旗	41°14'	101°34'	956.0	31	30	20.5	36	25	-35.3	41	-	91.592	89.992
辽宁省													
沈阳	41°46'	123°26'	41.6	28	28	25.5	78	64	-30.6	38.3	148	102.125	99.992
本溪	41°19'	123°47'	212.8	28	28	24.4	75	62	-32.3	37.3	149	100.525	98.658
锦州	41°08'	121°07'	66.3	28	27	25.4	79	66	-24.7	37.3	113	101.725	99.725
营口	40°40'	122°12'	3.5	28	28	25.5	76	67	-27.3	35.3	111	102.658	100.525
丹东	40°03'	124°20'	15.1	27	26	25.1	86	75	-28.0	34.3	88	102.391	100.525
大连	38°54'	121°38'	93.5	26	26	25.1	84	77	-21.1	35.3	93	101.325	99.458
抚顺	41°50'	123°54'	81.7	28	27	25.2	79	64	-35.2	36.9	143	100.925	99.325
盘锦	41°11'	122°01'	4.6	27	27	25.4	81	69	-28.2	35.2	117	102.525	100.525
鞍山	41°07'	122°55'	21.6	29	28	25.5	77	64	-30.4	36.9	118	102.391	100.258
海城	40°53'	122°43'	25.1	28	28	25.5	78	67	-33.7	36.5	118	102.258	100.258
绥中	40°21'	120°21'	15.2	27	27	25.8	82	71	-26.3	39.8	125	102.525	100.525
岫岩	40°17'	123°17'	79.3	27	26	25.0	85	70	-31.5	37.3	99	101.591	99.725
锦西	40°44'	120°53'	17.5	27	27	25.1	82	69	-25.0	41.5	112	102.391	100.258
熊岳	40°10'	122°09'	20.4	28	27	25.5	78	68	-28.5	36.6	105	102.391	100.258

(续表)

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年不保证50小时的湿球温度(°C)	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东经	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均		最热月平均	夏季通风				冬季	夏季
凤城	40°28'	124°04'	73.1	27	26	25.1	85	70	-32.6	36.7	114	101.591	99.725
吉林省													
长春	43°54'	125°13'	236.8	27	26	24.2	78	63	-36.5	38.0	169	99.458	97.725
四平	43°11'	124°20'	164.2	27	27	24.5	78	64	-34.6	36.6	145	100.391	98.658
延吉	42°53'	129°28'	176.8	26	25	24.0	81	66	-32.2	37.1	200	99.992	98.658
通化	41°41'	125°54'	402.9	26	25	23.4	80	64	-36.6	35.0	118	97.458	95.992
双辽	43°30'	123°32'	114.9	28	26	24.7	77	60	-35.0	36.7	132	101.058	99.129
安图	42°32'	128°15'	591.4	25	23	22.8	85	66	-42.6	34.4	186	95.059	94.125
白城	45°38'	122°50'	155.4	27	27	24.0	74	55	-36.0	40.6	243	100.391	98.659
敦化	43°22'	128°12'	523.7	24	23	22.6	83	68	-38.3	33.4	177	95.725	94.659
松江	42°32'	128°15'	591.4	25	23	22.8	85	66	-42.6	34.4	186	95.059	94.125
长白	41°21'	128°12'	711.2	24	22	21.2	84	63	-35.9	33.2	-	89.859	89.459
海龙	42°32'	125°38'	339.9	26	25	23.8	81	65	-38.4	36.1	152	98.125	96.658
吉林九站	43°57'	126°28'	183.4	26	26	24.6	80	65	-40.2	36.6	190	100.125	98.525
黑龙江省													
哈尔滨	45°41'	126°37'	171.7	26	26	23.9	77	62	-38.1	36.4	197	100.125	98.392
海伦	47°26'	126°58'	239.4	25	24	22.8	78	54	-38.4	37.0	231	99.058	97.725
齐齐哈尔	47°23'	123°55'	145.9	27	26	23.1	74	54	-39.5	39.9	186	100.391	98.792
牡丹江	44°34'	129°36'	241.4	26	25	23.6	77	58	-38.3	36.5	189	99.129	97.858
佳木斯	46°49'	130°17'	81.2	26	26	23.5	80	65	-41.4	35.4	200	101.058	99.591
爱辉	50°15'	127°27'	165.8	25	24	22.2	80	66	-40.7	37.7	298	99.992	98.525
鸡西	45°17'	130°57'	233.1	26	25	23.3	77	58	-35.1	37.1	255	99.129	97.858
伊春	47°43'	128°54'	231.3	25	24	22.4	79	62	-43.1	34.3	290	99.129	97.858
安达	46°24'	125°21'	150.5	27	26	24.1	74	60	-37.3	38.2	207	100.391	98.658
呼玛	53°29'	122°21'	279.6	24	21	20.7	80	59	-52.3	35.5	-	98.658	97.058
北安	48°17'	126°31'	269.7	25	24	22.2	79	63	-42.2	37.6	250	98.658	97.325
鹤岗	47°22'	130°20'	227.9	24	25	22.4	79	65	-33.6	35.4	238	99.058	97.858
铁力	46.59°	128°01'	210.5	25	24	23.0	80	64	-42.6	34.2	167	99.458	97.992
绥芬河	44°23'	131°09'	496.7	23	23	22.3	83	66	-37.5	34.6	216	95.859	95.059
陕西省													
西安	34°18'	108°56'	396.9	31	31	26.6	71	57	-20.6	41.7	45	97.858	95.859
榆林	38°14'	109°42'	1057.5	28	26	21.7	62	45	-32.7	38.6	147	90.259	89.0
延安	36°36'	109°30'	957.6	28	26	23.0	73	53	-25.4	39.7	79	91.326	89.992
略阳	33°19'	106°09'	793.8	28	27	24.7	78	61	-9.8	36.4	11	93.059	91.726
汉中	33°04'	107°02'	508.3	29	29	26.5	81	65	-10.1	38.0	-	96.392	91.726
铜川	35°05'	109°04'	978.9	28	27	23.4	73	65	-18.2	37.7	54	91.059	89.859
陇县	34°54'	106°50'	850.0	28	27	23.4	74	57	-17.0	40.3	28	91.726	90.259
渭南	34°30'	109°28'	348.4	31	31	26.3	71	58	-15.8	42.2	20	98.258	96.258

(续表)

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年不保证50小时的湿球温度(°C)	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东经	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均		最热月平均	夏季通风				冬季	夏季
宝鸡	34°21'	107°09'	916.2	20	29	24.8	70	54	-16.7	41.4	26	95.325	93.592
凤县	33°57'	106°36'	970.0	28	25	23.2	77	58	-15.5	37.3	32	90.659	89.459
安康	32°43'	109°02'	328.8	31	31	27.1	74	59	-9.5	41.7	7	98.658	96.658
华山	34°29'	110°05'	2064.9	19	21	18.6	74	76	-25.3	27.7	—	79.460	79.060
甘肃省													
兰州	36°03'	103°53'	1517.2	27	26	20.1	60	42	-21.7	39.1	103	85.059	84.260
敦煌	40°08'	94°47'	1138.7	30	28	19.9	41	29	-27.6	43.6	144	89.326	87.993
酒泉	39°46'	98°31'	1477.2	26	24	18.9	50	38	-31.6	38.4	132	85.593	84.659
山丹	38°48'	101°05'	1764.6	26	24	17.1	50	34	-33.3	36.7	141	82.526	81.860
平凉	35°25'	106°38'	1346.6	25	24	21.0	72	50	-22.5	35.0	62	86.926	85.993
天水	34°35'	105°45'	1131.7	27	25	22.2	73	51	-19.2	37.2	61	81.192	88.126
武都	33°23'	104°41'	1079.1	28	28	23.6	68	53	-6.3	39.9	11	89.592	88.526
张掖	38°56'	100°35'	1482.7	27	25	19.1	56	37	-28.7	38.1	123	85.459	84.659
玉门镇	40°16'	97°11'	1526.0	26	24	17.4	44	32	-27.7	36.7	150	85.059	84.126
安西	40°30'	95°55'	1170.8	29	28	19.3	38	30	-29.3	42.8	116	88.926	87.593
临洮	35°23'	103°51'	1886.6	23	22	19.3	74	54	-29.6	34.6	82	81.193	80.793
庆阳	36°05'	107°52'	1100.0	27	26	22.1	71	53	-21.3	37.9	79	89.726	88.526
宁夏回族自治区													
银川	38°29'	106°13'	1111.5	27	26	22.2	64	46	-30.6	39.3	103	89.859	88.392
盐池	37°47'	107°24'	1347.8	27	26	20.2	59	37	-29.6	38.1	128	86.659	85.993
石咀山	39°11'	106°46'	1092.0	27	26	20.8	58	42	-28.4	37.0	104	89.859	88.526
固原	36°00'	106°16'	1753.2	24	22	18.6	72	46	-26.9	34.6	102	82.926	82.126
中卫	37°32'	105°11'	1225.7	27	26	21.8	67	45	-27.8	36.5	83	87.993	86.659
中宁	37°29'	105°40'	1184.6	28	27	20.9	59	43	-26.7	38.5	80	89.192	88.126
海原	36°34'	105°39'	1853.7	24	23	18.0	62	45	-22.7	34.2	116	81.326	80.660
同心	36°59'	105°55'	1343.9	27	26	20.0	57	36	-27.3	37.9	137	87.059	85.993
青海省													
西宁	36°35'	101°55'	2261.2	22	21	16.4	66	47	-26.6	33.5	134	77.460	77.327
共和	36°17'	100°37'	2835.0	19	19	14.4	64	48	-28.9	31.1	133	71.994	72.261
格尔木	36°12'	94°38'	2807.7	22	21	12.8	36	26	-33.6	33.1	88	72.394	72.394
乌图美仁	36°54'	93°10'	2842.9	21	19	12.3	43	31	-30.1	33.1	—	71.861	71.861
玉树	33°06'	96°45'	3702.6	17	15	12.8	70	52	-26.1	28.7	82	64.661	65.061
扎多	32°54'	95°19'	4067.5	15	13	10.2	68	49	-33.1	25.5	229	61.061	62.261
班玛	33°03'	100°25'	3750.0	17	14	13.6	77	54	-29.7	28.1	137	65.994	66.394
都兰	36°20'	98°02'	3191.1	19	19	11.7	44	35	-29.8	31.9	201	68.927	69.194
大柴旦	37°50'	95°17'	3173.2	19	19	11.3	40	30	-33.6	29.7	150	69.061	69.194
冷湖	38°50'	93°23'	2743.0	22	21	11.7	32	20	-34.3	34.2	174	72.394	72.794
民和	36°35'	102°56'	1813.9	25	24	18.5	62	45	-21.7	34.7	98	81.993	81.460

(续表)

地 名	台 站 位 置			室外计算 温度(°C)		夏季室外 平均每年 不保证 50 小时的湿 球温度(°C)	室外计算相 对湿度(%)		极端最 低温度 (°C)	极端最 高温度 (°C)	最大冻 土深度 (cm)	大气压力(kPa)	
	北 纬	东 经	海拔(m)	夏季 通风	夏季空 气调节 日平均		最热 月月 平均	夏季 通风				冬季	夏季
新疆维吾尔自治区													
乌鲁木齐	43°54'	87°28'	653.5	29	30	18.7	38	31	-32.0	40.9	162	95.192	93.459
伊 宁	43°57'	81°20'	662.5	27	25	21.4	60	44	-40.4	37.4	62	94.659	93.325
叶 鲁 香	42°56'	89°12'	34.5	36	36	23.8	30	23	-28.0	47.6	74	102.791	99.725
哈 密	42°49'	98°31'	737.9	31	30	19.9	32	26	-32.0	43.6	112	93.992	92.162
喀 什	39°28'	75°59'	1288.7	29	29	20.0	39	27	-24.4	40.1	90	87.593	86.526
和 田	37°08'	79°56'	1374.6	29	28	20.4	41	31	-21.6	40.5	67	86.659	85.593
鄯 善	42°51'	90°14'	377.8	34	32	21.3	35	24	-28.7	43.9	111	98.525	96.125
库 尔 勒	41°45'	86°08'	931.5	30	30	21.6	40	30	-28.1	39.0	63	91.726	90.126
石 河 子	44°19'	86°03'	442.9	30	28	21.6	53	36	-39.8	40.0	140	97.325	95.725
克拉玛依	45°36'	84°51'	427.0	30	30	19.3	34	33	-35.9	42.9	197	98.125	95.859
阿 勒 泰	47°44'	88°05'	735.1	26	27	18.8	47	41	-43.5	37.6	146	94.259	92.525
塔 城	46°44'	83°00'	548.0	27	26	20.3	5	39	-39.2	39.2	146	96.392	94.792
阿 克 苏	41°10'	80°14'	1103.8	29	26	21.0	57	33	-27.6	40.7	62	89.859	88.259
拜 城	41°47'	81°54'	1229.2	27	25	19.9	59	38	-32.0	37.3	86	88.392	87.193
山东省													
济 南	36°41'	116°59'	51.6	31	32	26.8	73	56	-19.7	42.5	44	101.991	99.858
潍 坊	36°37'	119°07'	62.8	30	30	26.8	80	58	-21.4	40.5	43	101.858	99.858
青 岛	36°09'	102°25'	16.8	28	28	26.8	86	73	-17.2	36.9	42	102.525	100.391
荷 泽	35°15'	115°26'	49.7	31	31	27.7	78	64	-20.4	42.3	35	102.125	99.858
龙 口	37°37'	120°19'	3.5	28	20	26.5	81	71	-18.6	38.3	41	102.658	100.525
烟 台	37°32'	121°24'	46.7	27	29	25.9	81	74	-13.1	37.2	43	102.125	100.125
惠 民	37°30'	117°32'	11.3	30	30	27.0	79	54	-22.4	42.2	50	102.525	100.391
德 州	37°26'	116°19'	21.2	31	31	26.9	75	60	-27.0	43.4	48	102.525	100.258
莱 阳	36°56'	120°42'	39.5	29	28	26.8	84	66	-24.0	38.9	45	102.258	100.258
兖 州	35°34'	116°51'	51.6	31	31	27.4	79	64	-19.0	41.0	45	101.991	99.858
泰 安	36°10'	117°09'	128.8	30	30	26.9	79	63	-22.4	40.7	46	101.058	98.925
淄 博	36°50'	118°00'	32.8	31	31	26.7	74	60	-21.8	42.1	48	102.258	99.992
海 阳	36°46'	121°12'	23.2	28	28	26.4	86	74	-16.3	36.4	49	102.258	102.391
益 都	36°43'	118°30'	80.2	30	30	27.2	77	61	-19.3	40.9	45	101.325	99.129
泰 山	36°15'	117°06'	1533.7	20	21	20.1	87	84	-27.5	28.6	-	84.659	84.126
江苏省													
南 京	32°00'	118°48'	8.9	32	32	28.5	81	64	-14.0	40.7	-	102.525	100.391
徐 州	34°17'	117°18'	43.0	31	31	28.1	82	65	-23.3	40.6	24	102.258	100.125
连 云 港	34°36'	119°10'	3.0	31	31	27.9	81	67	-18.1	40.0	22	102.658	100.525
镇 江	32°13'	119°28'	26.4	32	32	27.7	82	65	-12.0	40.9	-	102.125	100.391
扬 州	32°25'	119°25'	7.2	31	31	28.5	85	70	-17.7	39.1	-	102.525	100.391
南 通	32°01'	120°54'	5.3	31	30	28.7	86	72	-10.8	37.1	11	102.528	100.391

(续表)

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年不保证50小时的湿球温度(°C)	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东经	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均		最热月月平均	夏季通风				冬季	夏季
常州	31°46'	119°54'	9.2	32	32	28.2	82	66	-15.5	38.5	10	10.258	100.525
苏州	31°19'	120°38'	6.2	32	31	28.6	83	69	-9.8	38.6	-	102.525	100.391
无锡	31°35'	120°19'	5.6	32	31	28.4	83	68	-12.5	38.6	-	102.791	100.391
盐城	33°23'	120°08'	2.3	30	30	27.6	85	73	-14.3	39.1	-	102.925	100.525
高邮	32°48'	119°27'	5.4	31	31	28.5	86	72	-18.5	38.5	14	103.058	99.992
泰州	32°29'	119°52'	5.4	31	31	28.3	84	64	-19.2	39.4	-	102.658	100.391
如皋	32°23'	120°30'	5.1	31	30	28.1	85	69	-12.1	38.9	13	102.658	100.525
江阴	31°55'	120°18'	4.7	32	31	28.4	84	71	-11.4	38.0	7	102.658	100.525
太仓	31°26'	121°07'	6.0	31	30	28.7	83	70	-9.3	37.9	-	102.658	100.525
安徽省													
合肥	31°51'	117°17'	23.6	33	32	28.2	81	62	-20.6	41.0	11	102.391	100.258
蚌埠	32°57'	117°22'	21.0	32	32	28.1	79	60	-19.4	41.3	15	102.391	100.258
安庆	30°31'	117°02'	44.0	32	32	28.1	79	61	-12.5	40.6	10	101.901	99.992
亳县	33°53'	115°47'	37.1	32	32	27.8	79	63	-20.6	42.1	16	102.391	99.591
芜湖	31°20'	118°21'	14.8	32	32	38.3	81	63	-13.1	39.3	-	102.391	100.258
巢湖	31°37'	117°52'	22.4	32	32	28	79	66	-12.7	39.6	9	102.391	101.058
铜陵	30°57'	117°48'	37.2	32	32	27.9	76	62	-11.9	40.2	-	101.991	99.992
屯溪	29°43'	118°17'	146.7	33	31	27.5	78	57	-10.9	41.0	-	100.791	99.058
阜阳	32°56'	115°50'	31.2	32	32	27.3	80	62	-20.4	41.4	13	102.391	100.258
六安	31°45'	116°29'	60.5	33	32	27.8	79	62	-18.9	41.0	12	101.858	99.725
杨山	34°25'	116°21'	43.3	32	31	27.0	80	64	-19.9	41.6	28	101.858	99.458
宣城	30°56'	118°45'	32.4	32	32	27.3	79	64	-13.7	40.7	-	102.391	99.992
祁门	29°55'	117°50'	140.4	33	30	27.1	83	58	-12.4	41.0	-	100.658	99.129
黄山	30°08'	118°09'	1840.4	20	20	18.7	91	83	-22.0	27.1	-	81.726	81.326
浙江省													
杭州	30°19'	120°12'	7.2	33	32	28.6	80	61	-9.6	39.7	-	102.525	100.258
定海	30°02'	122°07'	35.7	31	29	27.8	82	74	-6.1	39.1	-	102.125	99.992
衢县	28°58'	118°51'	66.1	34	32	27.9	76	58	-10.4	40.5	-	101.591	99.992
温州	28°01'	120°40'	6.0	31	30	28.7	83	73	-4.5	39.5	-	102.391	100.525
嘉兴	30°47'	120°44'	4.8	32	31	28.7	83	68	-9.8	39.4	-	102.125	100.525
绍兴	30°00'	120°38'	6.5	33	32	28.8	77	64	-10.1	39.5	-	102.258	100.258
宁波	29°55'	121°35'	4.2	32	30	28.3	83	65	-8.8	38.7	-	101.325	99.992
金华	29°07'	119°39'	64.1	34	32	27.1	74	56	-9.6	41.2	-	101.858	99.725
嵊泗	30°44'	122°27'	79.6	29	29	26.0	84	77	-8.1	36.7	-	101.325	99.992
海门	28°38'	121°25'	1.3	31	29	28.0	85	72	-6.8	39.1	-	102.658	99.992
宁海	29°18'	121°26'	25	31	30	28.2	85	71	-9.4	39.5	-	102.125	100.391
江西省													
南昌	28°40'	115°58'	46.7	33	32	28.0	75	57	-9.3	40.6	-	101.858	99.858

(续表)

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年不保证50小时的湿球温度(°C)	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东径	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均		最热月月平均	夏季通风				冬季	夏季
景德镇	29°10'	117°15'	46.3	33	31	28.0	79	53	-10.9	41.8	-	101.858	99.858
吉安	27°05'	114°55'	78.0	34	32	27.4	73	57	-8.0	40.3	-	101.458	99.592
赣州	25°50'	114°50'	123.8	33	32	26.8	71	56	-6.0	41.2	-	100.791	99.058
九江	29°45'	115°55'	32.2	33	33	28.5	76	60	-9.7	40.2	-	101.991	99.992
宜春	27°48'	114°23'	129.0	33	31	27.5	77	57	-9.2	41.6	-	100.925	99.058
萍乡	27°39'	113°51'	108.8	33	31	27.8	75	56	-8.6	38.8	-	101.191	99.325
广宁	26°48'	116°11'	143.9	33	31	27.0	74	54	-9.8	39.5	-	100.658	98.925
岗	26°50'	114°00'	236.1	33	30	27.2	79	57	-8.5	40.0	-	99.325	97.529
清江	28°05'	115°31'	30.4	34	32	28.0	76	57	-9.3	40.9	-	102.125	100.125
玉山	28°40'	118°15'	108.5	34	32	27.1	75	53	-8.9	43.3	-	101.191	99.325
庐山	29°35'	115°59'	1164.0	25	25	23.0	82	78	-16.8	32.0	-	88.926	87.992
福建省													
福州	26°05'	119°17'	48.0	33	31	28.1	78	61	-1.2	39.3	-	101.325	99.592
永安	25°58'	117°21'	208.3	33	30	26.7	75	54	-7.6	40.5	-	99.725	98.258
长汀	25°51'	116°22'	317.5	32	29	26.5	78	59	-6.5	39.4	-	98.525	97.058
漳州	24°30'	117°39'	30.0	33	31	28.0	80	63	-2.1	40.9	-	101.725	100.528
厦门	24°27'	118°04'	63.2	31	30	27.4	80	69	2.0	38.4	-	101.458	99.992
南平	26°39'	118°10'	127.2	34	31	27.3	76	56	-5.8	41.0	-	100.791	99.192
三明	26°16'	117°37'	167.3	34	31	26.7	74	51	-5.5	40.6	-	100.258	99.658
龙岩	25°06'	117°01'	341	32	29	25.9	77	57	-5.6	38.1	-	98.125	96.792
上杭	25°03'	116°25'	205.4	32	30	26.7	77	57	-4.8	39.7	-	99.725	98.392
晋江	24°49'	118°43'	21.2	32	30	27.4	80	66	0.1	38.7	-	-	-
宁化	26°14'	116°38'	358.9	32	29	26.4	79	59	-8.3	38.3	-	97.992	96.525
清流	26°12'	116°51'	310.6	33	29	25.6	76	59	-7.9	39.2	-	98.658	97.192
台湾省													
台北	25°02'	121°31'	9.0	31	30	27.3	79	-	-2.01	37.0	-	101.991	100.658
河南省													
郑州	34°43'	113°39'	110.4	32	31	27.9	75	44	-17.9	43.0	18	101.325	99.129
卢氏	34°00'	110°01'	568.8	31	29	25.3	74	52	-19.1	42.1	27	95.859	94.125
驻马店	32°58'	114°03'	83.7	32	32	28.2	80	55	-17.4	41.9	16	101.725	99.458
信阳	32°07'	114°05'	75.9	32	32	27.9	80	60	-20.0	40.9	7	101.725	99.592
安阳	36°07'	114°22'	76.4	32	31	27.6	78	49	-21.7	41.7	31	101.725	99.592
新乡	35°19'	115°35'	72.7	32	31	27.7	77	50	-21.3	42.7	28	101.725	99.592
开封	34°46'	114°23'	72.5	32	31	27.8	79	51	-14.7	42.9	26	101.825	99.592
南阳	33°02'	112°35'	129.8	32	31	27.8	79	54	-21.2	40.8	12	101.058	98.925
平顶山	33°43'	113°17'	84.7	33	32	28.0	77	43	-18.8	42.6	14	101.591	99.458
漯河	33°35'	114°00'	60.8	33	32	28.2	79	55	-15.9	42.1	-	101.858	99.725
洛阳	34°40'	112°25'	154.3	33	31	27.3	74	45	-18.2	44.2	21	100.925	98.792

(续表)

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东经	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均	不保证50小时的湿球温度(°C)	最热月平均	夏季通风				冬季	夏季
商丘	34°27'	115°40'	50.1	32	31	28.0	80	54	-18.9	43.0	32	101.991	99.858
许昌	34°01'	113°50'	71.9	33	32	28.2	78	49	-17.4	41.9	18	101.725	99.592
三门峡	34°48'	111°11'	389.9	31	31	25.9	71	44	-16.5	43.2	45	97.992	95.992
湖北省													
武汉	30°38'	114°04'	23.3	33	32	28.2	79	62	-17.3	39.4	-	102.391	100.125
光化	32°25'	114°40'	91.1	32	31	28.1	78	55	-15.7	41.0	-	101.458	99.325
宜昌	30°42'	111°05'	131.1	33	32	28.2	81	59	-8.9	41.4	-	101.725	99.592
恩施	30°16'	109°22'	437.2	32	30	26.4	80	59	-6.5	41.2	-	97.192	95.592
襄阳	32°03'	112°10'	68.7	32	31	28.1	79	62	-13.1	42.5	-	101.725	99.592
荆州	30°24'	112°05'	34.7	32	31	28.6	83	67	-14.8	38.6	8	102.258	99.992
黄石	30°15'	115°01'	22.2	33	33	28.5	77	60	-11.0	40.3	6	102.258	100.125
竹溪	32°14'	109°43'	446.2	31	30	27.1	80	63	-12.2	40.0	-	97.058	95.459
郧西	32°59'	110°21'	252.5	32	31	27.3	76	58	-11.9	41.9	-	99.592	97.725
嘉鱼	29°58'	113°50'	26.3	33	32	28.3	76	61	-12.0	39.7	-	102.391	100.125
随县	31°43'	113°20'	96.2	32	31	27.5	79	62	-16.3	41.1	-	101.458	99.325
湖南省													
长沙	28°12'	113°04'	44.9	34	32	28.0	75	61	-11.3	40.6	-	101.591	99.458
藏江	27°27'	109°38'	266.5	32	30	26.7	80	59	-7.7	39.9	-	99.325	97.458
零陵	26°14'	111°36'	174.5	32	31	26.8	71	56	-9.0	43.7	-	100.391	98.525
常德	28°55'	111°33'	36.7	32	32	28.3	79	64	-11.2	40.1	-	100.125	99.992
株洲	27°50'	113°10'	57.5	34	32	27.6	72	55	-8.0	40.5	-	100.925	99.725
湘潭	27°51'	112°55'	40.6	33	32	28.5	75	58	-8.5	40.4	-	101.991	99.992
邵阳	27°15'	111°23'	249.8	33	31	26.8	74	56	-7.7	39.5	-	99.458	97.592
彬州	25°45'	112°59'	184.9	34	31	26.5	70	53	-9.0	41.3	-	100.391	98.392
岳阳	29°23'	113°05'	51.6	32	32	28.3	75	67	-11.8	39.9	-	101.858	99.858
益阳	28°34'	112°06'	32.9	33	32	28.4	77	64	-13.2	43.6	-	102.125	99.992
沅陵	28°27'	110°23'	143.2	33	31	27.6	80	58	-7.3	40.3	-	100.791	98.792
韶山	27°56'	112°28'	137.4	33	31	28.0	74	58	-10.4	39.5	-	100.925	98.928
衡阳	26°56'	112°30'	100.6	34	32	27.4	71	54	-7.9	40.8	-	101.325	98.792
南岳	27°15'	112°45'	1265.9	24	24	22.5	86	81	-16.0	31.0	-	87.726	86.793
广东省													
广州	23°08'	113°19'	9.3	31	30	28.0	84	68	0.0	38.7	-	101.325	99.992
阳江	21°52'	111°58'	23.3	31	30	27.6	85	72	-1.4	37.0	-	101.725	99.992
海口	20°02'	110°21'	14.1	32	30	27.8	82	67	2.8	38.9	-	101.591	100.258
韶关	24°48'	113°35'	69.3	33	31	26.9	75	57	-4.3	42.0	-	101.325	99.725
汕头	23°24'	116°41'	1.2	31	30	27.6	84	73	0.4	37.9	-	101.858	100.525
宝安	22°33'	114°06'	18.2	31	30	27.0	83	70	0.2	36.7	-	101.325	99.992
茂名	21°41'	110°49'	27.2	31	30	27.3	82	67	1.7	37.8	-	101.458	100.258

(续表)

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年不保证50小时的湿球温度(°C)	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东经	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均		最热月月平均	夏季通风				冬季	夏季
湛江	21°13'	110°24'	26.4	31	30	27.7	81	71	2.8	38.1	—	101.325	99.992
琼海	19°14'	110°28'	23.5	32	30	27.5	82	66	5	39.8	—	101.458	99.992
西沙	16°50'	112°20'	4.9	30	30	28.0	84	80	15.3	34.9	—	101.458	100.658
惠阳	23°05'	114°25'	21.5	31	30	27.3	83	68	-1.9	38.9	—	101.858	100.525
高要	23°03'	112°26'	6.7	32	31	27.5	82	64	-1.0	37.9	—	101.325	99.992
梅县	24°18'	116°07'	77.5	33	30	27.1	78	59	-7.3	39.3	—	101.191	100.525
琼中	19°02'	109°50'	250.9	31	29	26.5	83	64	0.9	38.2	—	98.658	97.325
广西壮族自治区													
南宁	22°49'	108°21'	72.2	32	30	27.3	82	62	-2.1	40.4	—	101.191	99.591
桂林	25°20'	110°18'	166.7	32	30	26.9	78	60	-4.9	39.4	—	100.258	98.525
百色	23°55'	106°32'	173.1	33	31	27.6	79	62	-2.0	42.5	—	99.858	98.258
梧州	23°29'	111°18'	119.2	33	30	27.6	80	62	-3.0	39.2	—	100.658	99.192
北海	21°29'	109°06'	14.6	31	30	27.7	83	74	2.0	37.1	—	101.725	100.258
钦州	21°57'	108°36'	4.0	30	30	27.9	86	77	-3.0	40.5	—	101.858	100.391
玉林	22°38'	110°10'	81.8	31	30	27.1	80	67	-2.1	38.0	—	100.058	99.592
龙州	22°22'	106°45'	128.3	32	30	27.9	83	66	-3.0	40.5	—	100.391	98.925
东兴	21°32'	107°58'	21.0	30	30	27.7	87	77	0.9	37.8	—	101.725	100.258
灵山	22°25'	109°17'	65.6	31	30	27.4	81	71	-0.2	38.2	—	101.191	99.725
柳州	24°21'	109°24'	96.9	32	31	26.7	78	64	-3.8	39.2	—	101.058	99.325
贺县	24°25'	111°31'	108.0	32	31	27.3	77	62	-4.0	39.7	—	100.925	99.325
四川省													
成都	30°40'	104°04'	505.9	29	28	26.7	85	69	-5.9	37.3	—	96.392	94.792
重庆	29°31'	106°29'	351.1	32	32	26.7	74	57	-1.8	40.2	—	97.992	96.392
宜宾	28°49'	104°32'	340.8	31	30	27.6	83	65	-3.0	39.5	—	98.125	96.525
西昌	27°58'	102°18'	1590.7	27	27	21.7	76	58	-3.4	36.5	—	83.860	83.460
甘孜	31°38'	99°59'	3393.5	19	17	14.3	72	52	-28.7	31.7	95	67.061	67.461
南充	30°48'	106°05'	297.7	32	32	27.0	78	55	-2.6	41.3	—	98.658	96.925
渡口	26°30'	101°44'	1108.0	31	31	21.5	45	41	-1.3	40.4	—	88.926	88.126
自贡	29°21'	104°41'	354.9	31	31	27.1	81	64	-2.8	40.0	—	97.992	96.258
乐山	29°30'	103°45'	424.2	29	29	26.2	84	69	-4.3	38.1	—	97.192	92.592
泸州	28°52'	105°25'	334.8	31	31	26.9	82	63	-0.8	40.3	—	84.926	83.193
剑阁	32°01'	105°28'	694.8	29	28	24.8	80	62	-7.8	36.6	—	94.125	92.659
绵阳	31°28'	104°40'	470.8	30	28	26.2	83	65	-7.3	37.0	—	96.792	95.192
广元	32°26'	105°48'	487.0	30	29	25.1	74	59	-8.2	38.5	—	96.525	94.925
达县	31°16'	107°28'	311.2	33	32	27.7	79	54	-4.7	42.3	—	98.525	96.792
大足	29°14'	105°42'	401.7	31	31	26.9	80	62	-3.4	40.0	—	97.592	95.992
涪陵	29°45'	107°25'	273.0	33	33	27.2	74	54	-2.7	42.2	—	99.058	97.192
康定	30°05'	102°02'	2615.7	20	18	15.7	79	59	-14.9	28.9	—	74.127	74.127

(续表)

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年不保证50小时的湿球温度(°C)	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东经	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均		最热月平均	夏季通风				冬季	夏季
内江	29°35'	105°03'	352.3	31	31	27.2	82	63	-3.0	41.1	-	98.125	96.392
万县	30°48'	108°25'	186.7	33	32	28.5	80	57	-3.7	42.1	-	100.125	98.258
峨嵋山	29°31'	103°21'	3047.4	14	14	13.0	88	87	-20.9	23.4	-	69.861	70.261
贵州省													
贵阳	26°35'	106°43'	1071.2	28	26	23.0	77	61	-7.8	37.5	-	89.72	88.792
兴仁	25°26'	105°11'	1378.5	25	25	22.2	83	67	-7.8	34.6	-	86.393	85.726
遵义	27°42'	106°53'	843.9	29	28	24.4	76	59	-7.1	38.7	-	92.392	91.192
毕节	27°18'	105°14'	1510.6	26	25	21.9	78	61	-10.9	33.8	-	85.059	84.393
赤水	28°35'	105°42'	293.0	32	32	27.7	75	61	-1.9	41.3	-	98.792	96.925
习水	28°20'	106°12'	1180.6	27	26	23.2	80	67	-8.3	34.4	-	88.659	87.726
金沙	27°28'	106°14'	920.0	29	28	24.1	75	59	-6.8	36.7	-	91.450	90.392
凯里	26°36'	107°59'	722.6	29	28	24.4	76	61	-9.7	37.0	-	93.859	92.525
都匀	26°16'	107°31'	760.0	28	27	23.9	80	64	-6.9	36.3	-	92.925	91.726
安顺	26°14'	105°55'	1392.2	25	24	21.8	81	67	-7.6	34.3	-	86.259	85.593
兴义	25°06'	104°56'	1299.6	26	25	23.0	86	69	-4.9	35.7	-	87.193	86.526
水城	26°35'	104°52'	1813.6	23	22	20.6	84	68	-11.7	31.6	-	82.126	81.460
铜仁	27°43'	109°11'	283.5	33	31	26.8	78	57	-9.2	42.5	-	99.192	97.325
黔西	27°02'	106°01'	1272.1	27	26	22.4	78	62	-10.4	35.4	-	87.859	87.059
云南省													
昆明	25°01'	102°41'	1891.4	23	23	19.7	83	64	-5.4	31.5	-	81.193	80.793
蒙自	23°23'	103°23'	1300.7	26	25	21.8	79	64	-4.4	36.0	-	87.059	86.393
楚雄	25°01'	101°32'	1772.0	24	24	19.8	81	59	-4.8	33.4	-	82.260	81.860
瑞丽	24°01'	97°50'	775.6	26	26	24.2	87	75	1.2	36.6	-	92.659	91.859
景洪	21°52'	104°04'	552.7	29	28	25.4	88	69	2.7	41.0	-	99.192	94.295
大理	25°43'	100°11'	1990.5	23	22	20.3	81	53	-3.0	34.0	-	80.127	79.860
下关	25°35'	100°10'	1997.2	23	23	18.9	79	63	-1.6	31.7	-	80.127	79.860
腾冲	25°07'	98°29'	1647.8	23	23	20.3	90	72	-4.2	30.5	-	83.593	83.060
昭通	27°20'	103°45'	1949.5	24	23	18.8	78	60	-13.3	33.5	-	80.526	80.127
临沧	23°57'	100°13'	1463.5	25	23	21.3	87	69	-1.3	34.6	-	85.059	84.393
芒市	24°25'	98°35'	913.8	26	26	23.8	87	72	-0.6	36.2	-	91.326	90.526
思茅	22°40'	101°24'	102.1	25	24	22.6	89	72	-3.4	34.9	-	87.193	86.526
维西	27°13'	99°31'	2315.6	22	20	17.9	80	60	-6.8	31.7	-	77.060	76.793
勐腊	21°29'	101°29'	639.1	28	27	25.0	80	71	3.2	38.1	-	94.259	93.459
西藏自治区													
拉萨	29°42'	91°08'	3658.0	19	18	13.5	53	43	-16.5	29.4	26	65.061	65.194
林芝	29°33'	94°21'	3000.0	20	18	15.3	76	59	-15.3	30.2	9	70.661	70.527
日喀则	29°13'	88°55'	3836.0	19	17	12.3	50	41	-25.1	27.5	67	63.595	63.861
昌都	31°11'	96°59'	3240.7	22	19	14.8	65	50	-19.3	32.7	71	67.994	68.128

(续表)

地名	台站位置			室外计算温度(°C)		夏季室外平均每年不保证50小时的湿球温度(°C)	室外计算相对湿度(%)		极端最低温度(°C)	极端最高温度(°C)	最大冻土深度(cm)	大气压力(kPa)	
	北纬	东经	海拔(m)	夏季通风	夏季空气调节日平均		最热月平均	夏季通风				冬季	夏季
噶尔	32°30'	80°05'	4278.0	16	16	9.0	40	30	-33.9	25.7	176	60.262	60.528
察隅	28°39'	97°28'	2050.0	23	21	—	78	54	-4.5	30.9	7	76.927	76.660
波密	29°52'	95°46'	2750.0	21	18	14.8	77	57	-20.3	31.0	20	73.060	72.794
泽当	29°15'	91°47'	3500.0	20	18	12.8	50	42	-17.6	29.0	91	65.861	65.994

本表摘自《暖通空调气象资料集》冶金工业部北京有色冶金设计研究总院暖通规范管理 1979.12。

二、冷间设计温度和相对湿度

冷间设计温度和相对湿度应根据各类食品冷藏工艺要求确定,一般可按表 6-12 规定选用。

6-12 冷间设计温度和相对湿度

序号	冷间名称	室温(°C)	相对湿度(%)	适用食品范围
1	冷却间	0		肉、蛋等
2	冻结间	-18~-23 -23~-30		肉、禽、兔、冰蛋、蔬菜、冰淇淋等 鱼虾等
3	冷却物 冷藏间	0 -2~0 -1~+1 0~+2 -1~+1 +2~+4 +7~+13 +11~+16	85~90 80~85 90~95 85~90 90~95 85~90 85~95 85~90	冷却后的肉、禽 鲜蛋 冰鲜鱼 苹果、雅梨等 大白菜、蒜苔、葱头、菠菜、香菜、胡萝卜、甘蓝、芹菜、莴苣等 土豆、桔子、荔枝等 柿子椒、菜豆、黄瓜、蕃茄、菠萝、柑等 香蕉等
4	冻结物 冷藏间	-15~-20 -18~-23	85~90 90~95	冻肉、禽、兔和副产、冰蛋、冰蔬菜、冰淇淋、冰棒等 冻鱼、虾等
5	贮冰间	-4~-6		盐水制冰的冰块

对于冷却物冷藏间设计温度一般取 0°C,贮藏过程中应按照食品的产地、品种、成熟度和降温时间等调节其温度和相对湿度。

三、围护结构两侧温差修正系数 α 值的确定

对于温差修正系数 α 值的确定,主要考虑下列几个方面的因素:

(一)已考虑太阳辐射的影响 外墙太阳总辐射强度昼夜平均值 J_p 采用《暖通规范》中 8 个不同纬度城市各朝向的 J_p 平均值。同时也考虑了许多影响内外传热的因素,比如:风速的影响;围护

结构外侧相邻有房间还是露天；是不通风阁楼还是通风阁楼；地面是直接铺于土壤还是架空等。

(二)考虑了库体的结构形式 对于重型结构,由于墙体的热惰性指标 $D > 6$,其衰减度很大,延迟时间较长(20h 以上),可按稳定传热方法计算。

对于中型结构,热惰性指标 $6 > D > 4$,其衰减度也很大,延迟时间也在 10h 以上,也可按稳定传热方法计算。

对于轻型结构,热惰性指标 $4 > D > 1.5$,蓄热系数小,衰减度较小,延迟时间只有 3~4h,修正系数 α 是按不稳定传热计算得来的。

设计时 α 值的选取可按表 6-13。

表 6-13 围护结构两侧温差修正系数 α 值

序号	围护结构部位	α	序号	围护结构部位	α
1	$D > 4$ 的外墙 冻结间、冻结物冷藏间 冷却间、冷却物冷藏间、储冰间	1.05	5	$D > 4$ 的无阁楼屋面,屋面有通风层: 冻结间、冻结物冷藏间 冷却间、冷却物冷藏间、储冰间	1.20
		1.10			1.30
2	$D > 4$: 相邻有常温房间的外墙: 冻结间、冻结物冷藏间 冷却间、冷却物冷藏间、储冰间	1.00	6	$D \leq 4$ 的外墙 冻结物冷藏间	1.30
		1.00			
3	$D > 4$ 的冷间顶棚,其上为通风阁楼,屋面有隔热层或通风层: 冻结间、冻结物冷藏间 冷却间、冷却物冷藏间、储冰间	1.15	7	$D \leq 4$ 的无阁楼屋面: 冻结物冷藏间	1.60
		1.20			
4	$D > 4$ 的冷间顶棚,其上为不通风阁楼,屋面有隔热层或通风层: 冻结间、冻结物冷藏间 冷却间、冷却物冷藏间、储冰间	1.20	8	半地下室外墙外侧为土壤时	0.20
		1.30	9	冷间地面下部无通风等加热设备时	0.20
			10	冷间地面隔热层下有通风等加热设备时	0.60

四、围护结构传热量的计算(Q_1)

围护结构传热量应按下式计算:

$$Q_1 = K \cdot F \cdot \alpha(t_w - t_n) \quad (6-2)$$

式中: K ——围护结构的传热系数($W/m^2 \cdot C^\circ$);

F ——围护结构的传热面积(m^2)

α ——围护结构两侧温差修正系数;

t_w ——围护结构外侧的计算温度(C°)

t_n ——围护结构内侧的计算温度(C°)

围护结构的传热面积 F 的计算应符合下列规定。

屋面、地面和外墙的长、宽度应按图 6-1 中 l_1, l_2, l_3, l_4 计算。

外墙的高度:地下室应按图 6-2 中 h_1, h_2 计算,底层应按 h_3 ,中间层应按 h_4, h_5 计算,顶层应按 h_6, h_7 计算。

内墙的高度:地下室、底层和中间层应按图 6-2 中 h_8, h_9 计算,顶层应按 h_{10}, h_{11} 。

对于围护结构外侧的计算温度 t_w 应按下列规定值取:

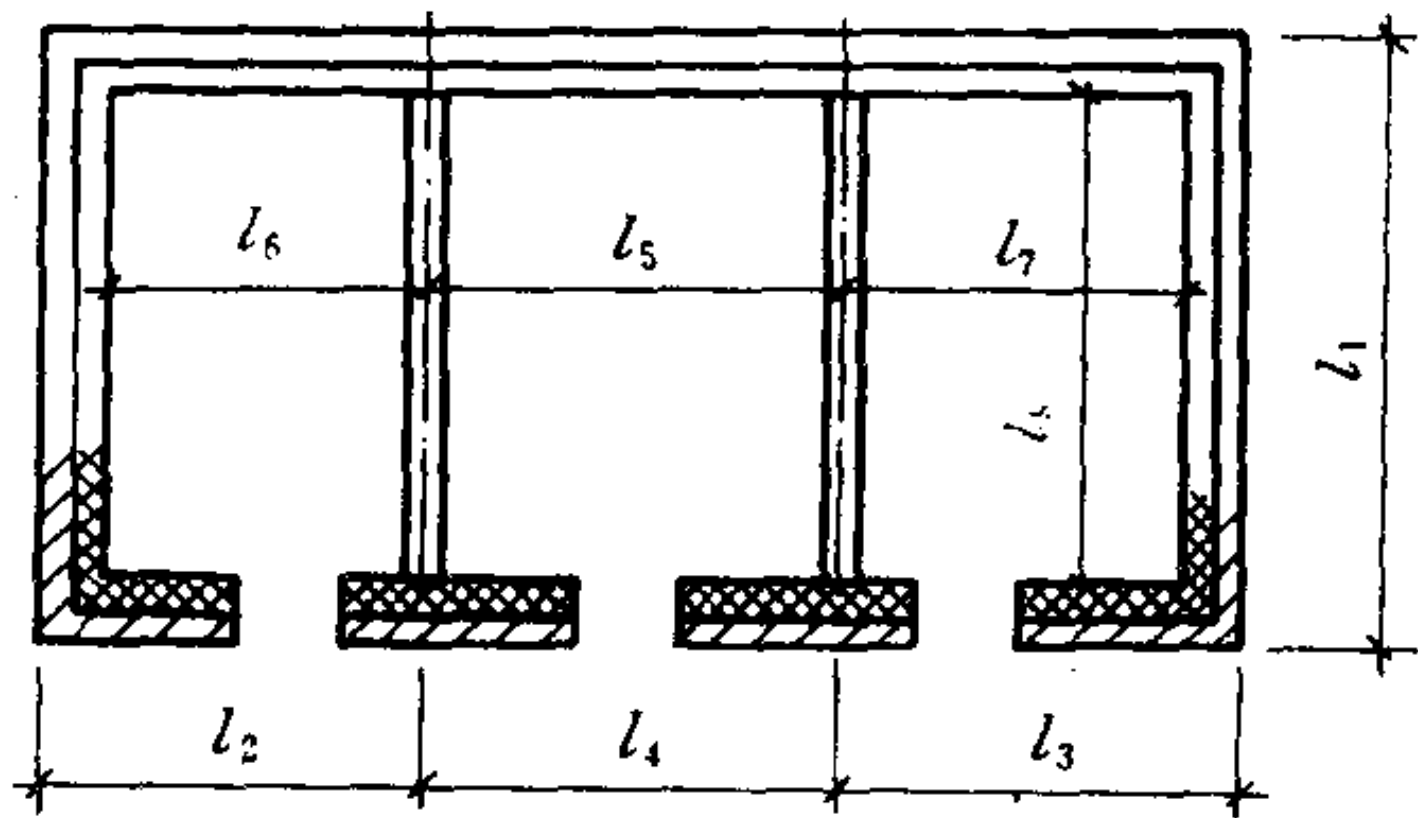


图 6-1 层面、地面、楼面、外墙和内墙长、宽度示意图

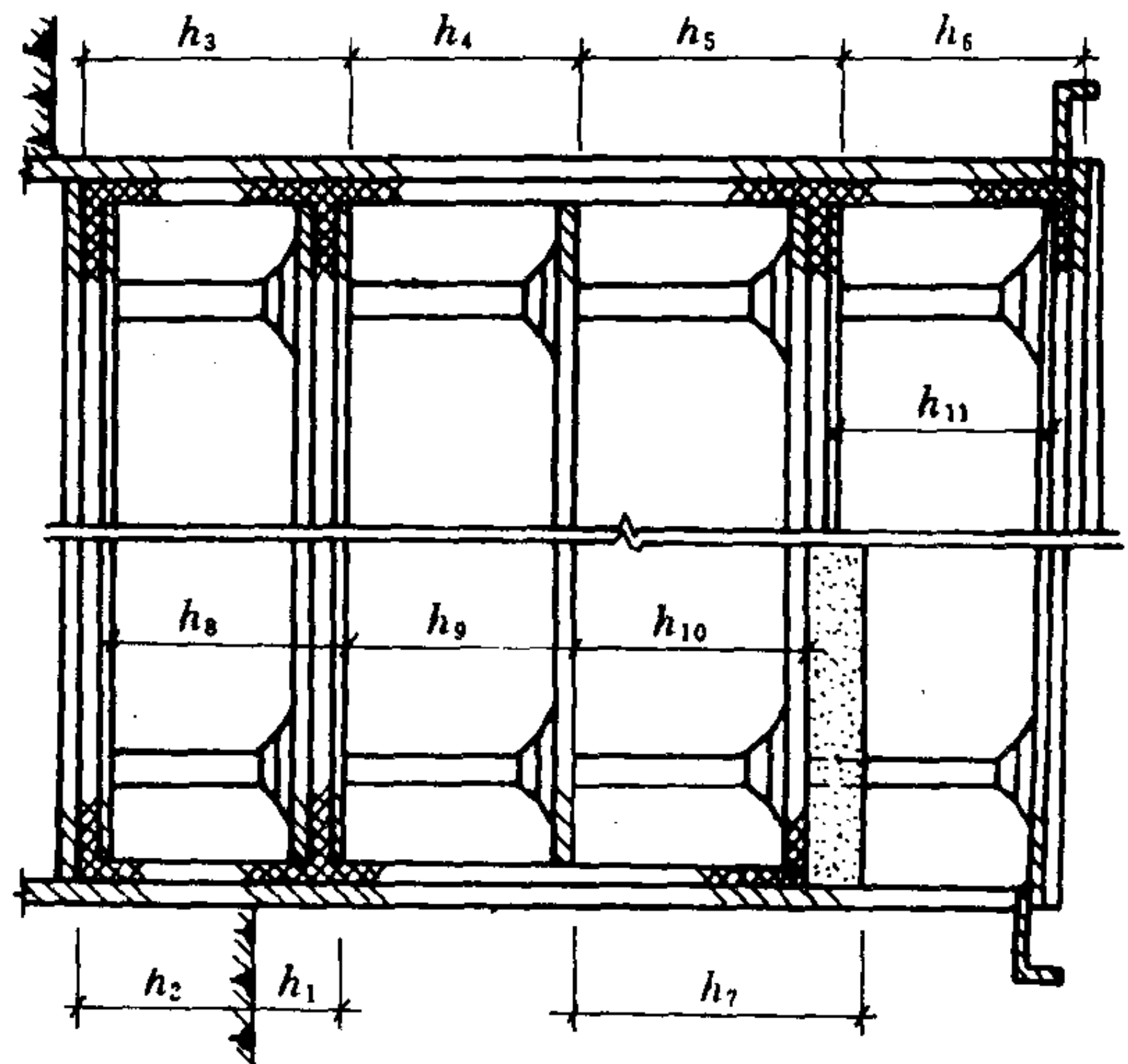


图 6-2 外墙和内墙高度示意图

- (一) 计算外墙、屋面和顶棚时 围护结构外侧的计算温度应采用夏季空气调节日平均温度。
- (二) 计算内墙和楼面时 围护结构外侧的计算温度应取其邻室的室温。当邻室为冷却间或冻结间时,应取该类冷间空库保温温度。空库保温温度,冷却间应按 10°C ,冻结间应按 -10°C 计算。
- (三) 冷间地面隔热层下设有通风加热装置时 其外侧温度按 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 计算;如地面下部无通风等加热装置或地面隔热层下为通风架空层时,其外侧的计算温度应采用夏季空气调节日平均温度。

五、货物热量的计算(Q_2)

货物热量应按下式公式计算:

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= Q_{2a} + Q_{2b} + Q_{2c} + Q_{2d} & (6-3) \\
 &= \frac{1}{3.6} \left[\frac{G'(h_1 - h_2)}{T} + G'B \cdot \frac{(t_1 - t_2)C_b}{T} \right] \\
 &\quad + \frac{G'(q_1 + q_2)}{2} + (G_n - G') \cdot q_2
 \end{aligned}$$

式中: Q_{2a} ——食品热量 (W);

Q_{2b} ——包装材料和运载工具热量 (W);

Q_{2c} ——货物冷却时的呼吸热量 (W);

Q_{2d} ——货物冷藏时的呼吸热量 (W);

G' ——冷间的每日进货量 (kg);

h_1 ——货物进入冷间初始温度时的含热量 (kJ/kg);

h_2 ——货物在冷间内终止降温时的含热量 (kJ/kg);

T ——货物冷却时间(h),对冷藏间取 24h,对冷却间、冻结间取设计冷加工时间;

B ——货物包装材料或运载工具重量系数;

C_b ——包装材料或运载工具的比热容 (KJ/kg $^{\circ}\text{C}$);

t_1 ——包装材料或运载工具进入冷间时的温度 ($^{\circ}\text{C}$);

t_2 ——包装材料或运载工具在冷间内终止降温时的温度,一般为该冷间的设计温度($^{\circ}\text{C}$);

q_1 —— 货物冷却初始温度时的呼吸热量 (W/kg);

q_2 —— 货物冷却终止温度时的呼吸热量 (W/kg);

G_n —— 冷却物冷藏间的冷藏量 (kg);

$\frac{1}{3.6}$ —— 1kJ/h 换算成 W 的数值。

注:(1) 仅鲜水果、鲜蔬菜冷藏间计算 Q_{2c} 、 Q_{2d} ;

(2) 如冻结过程中需加水时(如冻对虾),应把水的热量加入上式。

冷间的每日进货量 G' 应按下列规定取值:

1. 冷却间或冻结间应按设计冷加工能力计算。

2. 存放果、蔬的冷却物冷藏间按不大于该间冷藏吨位的 8% 计算。

3. 存放鲜蛋的冷却物冷藏间,应不大于该间冷藏吨位的 5%。

4. 有从外地调入货物的冷库,其冻结物冷藏间每间每日进货量应按该间冷藏吨位的 5% 计算。

5. 无外地调入货物的冷库,其冻结物冷藏间每间每日进货量一般宜按该库每日冻结量计算,如进货的量大于按该冷藏间吨位 5% 计算的进货量时,则应按该间冷藏吨位的 5% 计算。

6. 冻结量大的水产冷库,其冻结物冷藏间的每日进货量可按具体情况确定。

食品的焓值可按表 6-8 采用。该表内食品未考虑具体品种和含水量等影响,故采用时应附加 10% 的值。

货物包装材料和运载工具重量系数表可按表 6-14 采用。

表 6-14 货物包装材料和运载工具重量系数表

食品包装运输方式	重量系数 B	食品包装运输方式	重量系数 B
肉、鱼类冷藏	0.1	肉、鱼、蛋类(吊笼、手推车)	0.6
猪肉冻结(单轨叉档式)	0.1	鲜蛋类	0.25
(双轨叉档式)	0.3	鲜水果	0.25
肉、鱼、蛋冻结(搁架式)	0.3	鲜蔬菜	0.25

包装材料或运载工具的比热容应按表 6-15 采用。

表 6-15 包装材料或运载工具的比热容表

名称	C_0 (kJ/kg $^{\circ}$ C)	名称	C_0 (kJ/kg $^{\circ}$ C)
木板类	2.51	黄油纸类	1.51
黄铜	0.39	布类	1.21
铁皮类	0.42	竹器类	1.51
铝皮	0.88	马粪纸、瓦楞纸类	1.47
玻璃容器类	0.84		

包装材料或运载工具进入冷间时的温度应按下列规定取值:

1. 在本冷间进行包装的货物,其包装材料或运载工具温度的取值应按夏季空气调节日平均温度乘以生产旺月的温度修正系数,该系数见表 6-16。

表 6-16 包装材料或运载工具进入冷间的温度修正系数

进入冷间月份	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
温度修正系数	0.10	0.15	0.33	0.53	0.72	0.86	1.00	1.00	0.83	0.62	0.41	0.20

2. 自外地调入已包装的货物,其包装材料温度应为该货物进入冷间时的温度,其运载工具温度的取值也是按夏季空气调节日平均温度乘以生产旺月的温度修正系数。

货物冷却时及冷藏时的呼吸热量可按表 6—9 的数值采用。

货物进入冷间的温度,应按下列规定的温度计算:

1. 未经冷却的鲜肉温度应按 35℃ 计算,已冷却的鲜肉温度按 4℃ 计算。
2. 从外地调入的冻肉温度按 -8℃ ~ -10℃ 计算。
3. 无外地调入货品的冷库,进入冻结物冷藏间的货物温度按该冷库冻结间终止降温时的货物温度计算;需脱盘、镀冰衣的冻结货物,进货温度比冻结终止温度高 3℃。
4. 冰鲜鱼虾整理后的温度按 15℃ 计算。
5. 鲜鱼虾整理后进入冷加工间的温度按整理鱼虾用水的水温计算。
6. 鲜蛋、水果、蔬菜的进货温度,按当地食品进入冷间生产旺月的月平均温度计算。

六、通风换气热量的计算(Q_3)

$$Q_3 = Q_{3a} + Q_{3b} = \frac{1}{3.6} \left[\frac{(h_w - h_n)nV\rho_n}{24} + 30n_r\rho_n(h_w - h_n) \right] \quad (6-4)$$

式中: Q_{3a} ——冷间换气热量(W);

Q_{3b} ——操作人员需要新鲜空气热量(W);

h_w ——室外空气的含热量(kJ/kg);

h_n ——室内空气的含热量(kJ/kg);

n ——每日换气次数,一般可采用 2~3 次;

V ——冷藏间内净容积(m^3);

ρ_n ——冷藏间内空气密度(kg/m^3);

24——每日小时数(h);

30——每个操作人员每小时需要的新鲜空气量(m^3/h);

n_r ——操作人员数量;

$\frac{1}{3.6}$ ——1kJ/h 换算成 W 的数值。

注:(1)通风换气热量只适用于贮存有呼吸的食品的冷藏间。

(2)有操作人员长期停留的冷间如加工间、包装间等,应计算操作人员需要新鲜空气的热量 Q_{3b} ,其余冷间可不计。

(3)计算室外空气的含热量时,应按夏季通风室外计算温度及夏季通风室外计算相对湿度取值。计算室内空气的含热量时,应按冷间设计温度和相对湿度取值。

七、电动机运转热量的计算(Q_4)

$$Q_4 = 1000 \Sigma P \cdot \xi \cdot \rho \quad (6-5)$$

式中: P ——电动机额定功率(kW);

ξ ——热转化系数、电动机在冷间内时应取 1,电动机在冷间外时应取 0.75。

ρ ——电动机运转时间系数,对冷风机配用的电动机取 1,对冷间内其他设备配用的电动机可按实用情况取值,一般可按每昼夜操作 8h 计,则 $\rho = \frac{8}{24} = 0.33$;

1000——1kw 换算成 W 的数值。

八、操作热量的计算(Q_5)

$$Q_5 = Q_{5a} + Q_{5b} + Q_{5c} \quad (6-6)$$

$$= q_a \cdot F + 0.2778 \frac{V \cdot n \cdot (h_w - h_n) \cdot M \cdot \rho_n}{24} + \frac{3}{24} n_r \cdot q_r$$

式中： Q_{5a} ——照明热量 (W)；

Q_{5b} ——开门热量 (W)，当每间的冷藏门超过两樘时，应按两樘门的开门热量计算；

Q_{5c} ——操作人员热量 (W)；

q_a ——每平方米地板面积照明热量，冷藏间可取 $1.8 \sim 2.3 \text{ w/m}^2$ ，操作人员长时间停留的加工间、包装间等可取 5.8 w/m^2 ；

F ——冷间地板面积 (m^2)；

n ——每日开门换次数，见图 6-3；

V ——冷间内公称容积 (m^3)；

h_n, h_w ——冷间内、外空气的含热量 (KJ/kg)；

M ——空气幕效率修正系数，可取 0.5，如不设空气幕时，则取 1；

24——每日小时数 (h)；

ρ_n ——冷间空气密度 (kg/m^3)；

$\frac{3}{24}$ ——每日操作时间系数，按每日操作 3 小时计；

n_r ——操作人员数，可按冷间内公称容积每 250 m^3 增加 1 人；

q_r ——每个操作人员产生的热量 (w/h)，冷间设计温度高于或等于 -5°C 时取 280 W/h ，冷间设计温度低于 -5°C 时取 410 W/h 。

注：冷却间、冻结间不计算 Q_5 这项热量。

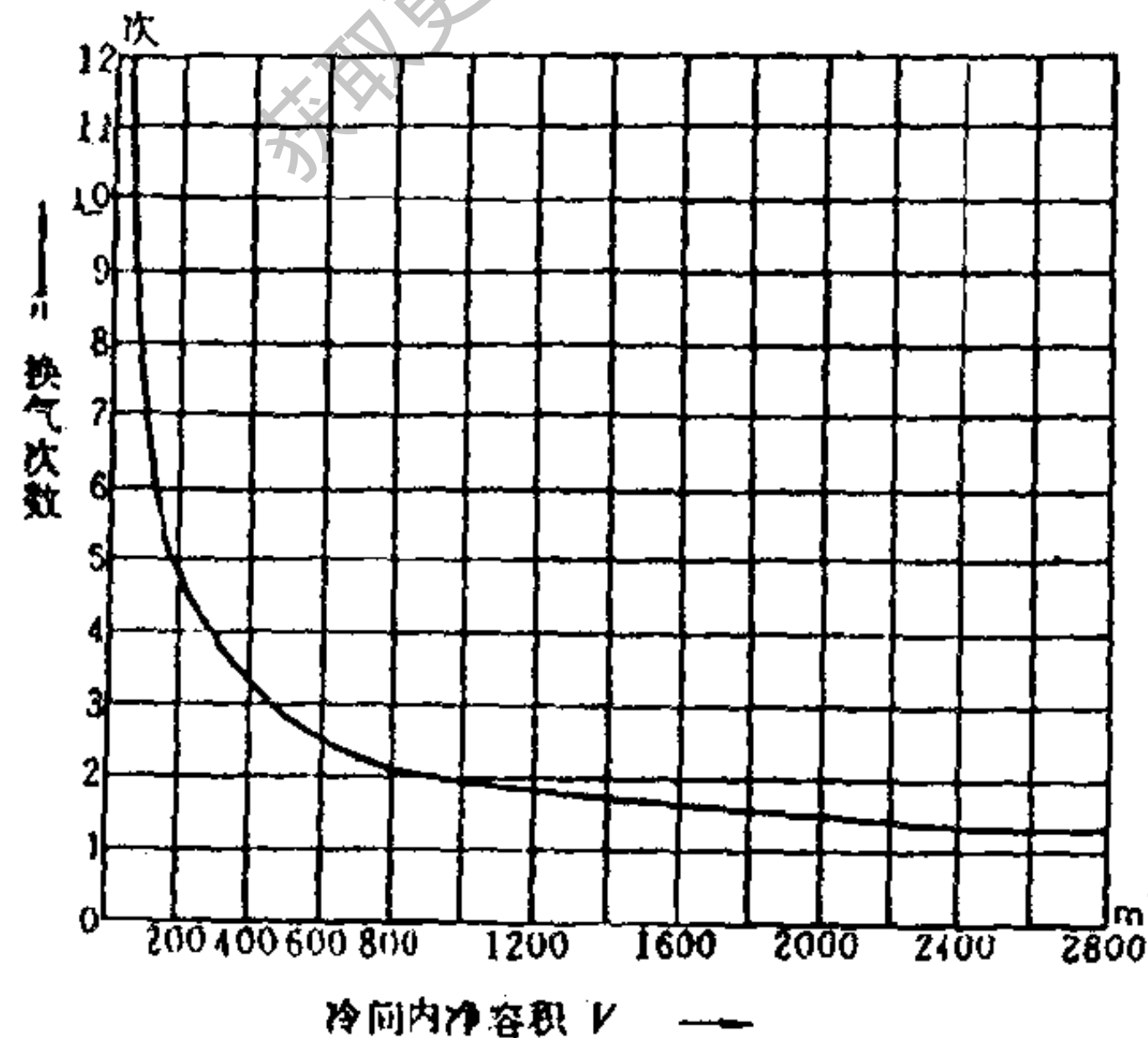


图 6-3 冷间开门换气次数图

第四节 冷间冷却设备负荷计算

冷间冷却设备负荷应按下式计算：

$$Q_c = Q_1 + PQ_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (6-7)$$

式中： Q_c ——冷间冷却设备负荷 (W)；

- Q_1 ——围护结构传热量 (W);
- Q_2 ——货物热量 (W);
- Q_3 ——通风换气热量 (W);
- Q_4 ——电动机运转热量 (W);
- Q_5 ——操作热量 (W);
- P ——负荷系数。

冷却间和冻结间的负荷系数 P 应取 1.3, 其他冷间取 1。

第五节 冷间机械负荷计算

冷间机械负荷应分别根据不同蒸发温度按下式计算:

$$Q_j = (n_1 \Sigma Q_1 + n_2 \Sigma Q_2 + n_3 \Sigma Q_3 + n_4 \Sigma Q_4 + n_5 \Sigma Q_5) R \quad (6-8)$$

式中: Q_j ——机械负荷 (W);

n_1 ——围护结构传热量的季节修正系数;

n_2 ——货物热量的机械负荷折减系数;

n_3 ——同期换气系数, 一般取 0.5 ~ 1.0 (同时最大换气量与全库每日总换气量的比数, 大时取大值);

n_4 ——冷间用的电动机同期运转系数;

n_5 ——冷间同期操作系数;

R ——制冷装置和管道等冷损耗补偿系数, 一般直接冷却系数取 1.07, 间接冷却系统取 1.12。

围护结构传热量的季节修正系数 n_1 , 一般应根据生产旺季出现的月份, 按表 6-10 规定采用。当全年生产无明显淡旺季区别时, 应取 1。

货物热量的机械负荷折减系数 n_2 , 应根据冷间的性质确定, 冷加工间和其他冷间应取 1。冷却物冷藏间宜按下列数值取值: 公称容积为 1000m³ 以下时取 0.6, 公称容积为 1001~3000m³ 时取 0.45, 公称容积为 3001m³ 时取 0.3。冻结物冷藏间宜按下列数值取值: 公称容积为 7000m³ 以下时取 0.5, 公称容积为 7001~20000m³ 时取 0.65, 公称容积为 20000m³ 以上时取 0.8。

冷间用的电动机同期运转系数 n_4 和冷间的同期操作系数 n_5 , 应按表 6-17 规定采用。

表 6-17 冷间用电动机同期运转系数 n_4 和冷间同期操作系数 n_5

冷间总间数	n_4 或 n_5	冷间总间数	n_4 或 n_5
1	1	≥5	0.4
2~4	0.5		

注: (1) 本表中冷间用电动机同期运转系数 n_4 , 冷却间、冻结间中的冷风机, 其值取 1, 其他冷间则按本表取值。

(2) 冷间总间数应按同一蒸发温度且用途相同的冷间数计算。

第六节 小型冷库制冷负荷计算

一、室外计算参数及冷间设计温湿度的确定

1. 室外计算温度取 32℃, 相对湿度取 80%。

2. 冷库的温湿度, 由于小型冷库贮藏的周期均较短, 故库内温度可取 -15℃ ~ -18℃; 相对湿

度取 80~90%。

二、围护结构传热量的计算(Q_1)

由于小型冷库大多数在室外,不受太阳辐射的直接影响,传热量的计算可按下列公式:

$$Q_1 = q_A \cdot F \quad (6-9)$$

式中: q_A ——单位面积传热量 (W/m^2);

F ——围护结构的传热面积 (m^2)。

单位面积热量应按表 6-18 中规定取值。

表 6-18 传热系数及单位面积热量 q_A

冷间温度($^{\circ}C$)		+5~-5	-10~-18	-23
装配式冷库	传热系数 $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$	0.4	0.27	0.23
	单位面积热量 W/m^2	不大于 12.8		
土建冷库	传热系数 $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$	0.33	0.22	0.19
	单位面积热量 W/m^2	不大于 10.5		

三、货物热量的计算(Q_2)

货物热量 Q_2 的计算见公式 6-3,对于冷却或冻结加工的时间可适当延长,一次性进库冷却的气调库,加工时间可按果品种类不同,降温时间延长到 3~5 天。冷藏间每天进货量可按贮藏量的 10% 计算。进货温度,对冷却物冷藏间取 15~25 $^{\circ}C$,冻结物冷藏间取 -5 $^{\circ}C$ 。

四、电动机运转热量的计算(Q_4)

电动机运转热量 Q_4 的计算见公式 6-5,电动机一昼夜运转时间取 16 小时,电动机运转时间系数为:

$$\rho = 16/24$$

五、操作热量的计算(Q_5)

操作热量 Q_5 的计算见公式 6-6,每平方米冷间内净面积的照明热量 q_d 对于冷藏间取 5~10 W/m^2 ,对于冷却、冻结间取 15~20 W/m^2 。冷藏间开门换气次数 n 按表 6-19 取值。

表 6-19 每天换气次数(n)

公称容积(m^3)		10	15	20	25	30	40	50	75	100	125	150
n	0 $^{\circ}C$ 以上	31.3	25.3	21.2	18.7	16.7	14.3	12.8	10.1	8.7	7.7	7.0
	0 $^{\circ}C$ 以下	24.2	19.6	16.9	14.9	13.5	11.7	10.7	8.0	6.7	6.0	5.4
公称容积(m^3)		200	250	375	500	625	750	1000	1250	1800	2400	3000
n	0 $^{\circ}C$ 以上	5.9	5.3	4.2	3.7	3.3	2.9	2.5	2.2	1.6	1.4	1.3
	0 $^{\circ}C$ 以下	4.6	4.1	3.2	2.8	2.5	2.3	1.9	1.7	1.4	1.2	1.1

六、冷间冷却设备负荷计算

冷间冷却设备负荷计算时,公式 6-7 中通风换气热量 Q_3 可不考虑,见下列公式。

$$Q_c = Q_1 + \rho Q_2 + Q_4 + Q_5 \quad (6-10)$$

式中： Q_0 ——冷间冷却设备负荷 (W)；

Q_1 ——围护结构传热量 (W)；

P ——负荷系数，取 1.3；

Q_4 ——电动机运转热量 (W)；

Q_5 ——操作热量 (W)。

七、冷间机械负荷计算

冷间机械负荷计算时，公式 6-11 中通风换气热量 Q_3 可不考虑，见下列公式：

$$Q_i = (Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_5) \frac{24}{T} \quad (6-11)$$

式中： Q_i ——机械负荷 (W)；

Q_1 ——围护结构传热量 (W)；

Q_2 ——货物热量 (W)；

Q_4 ——电动机运转热量 (W)；

Q_5 ——操作热量 (W)；

T ——压缩机每天运转时间数，可按 12~18h 计算。

八、制冷负荷估算

小型冷库单位容量制冷负荷估算见表 6-20。

装配式冷库单位容量制冷负荷可按表 6-20 值再乘以 1.2 的修正系数。

表 6-20 小型冷库单位容量制冷负荷估算表

序号	冷间名称	冷间温度 (°C)	单位容量制冷负荷 (W/t)	
			冷却设备负荷	机械负荷
一、肉、禽、水产品				
1	50° 以下冷藏间	-15--18	390	320
2	50~100° 冷藏间		300	260
3	100~200° 冷藏间		240	190
4	200~300° 冷藏间		164	140
二、水果、蔬菜				
1	100° 以下冷藏间	0-2	390	350
2	100~300° 冷藏间		360	320
三、鲜 蛋				
1	100° 以下冷藏间	0-2	320	290
2	100~300° 冷藏间		280	250

注：(1)本表内机械负荷，已包括管道等冷损耗补偿系数 7%。

(2)-15~-18°C 冷藏间进货温度按 -5°C，进货量按 10%。

第七章 冷库制冷设备的选型

第一节 基本参数的确定

一、蒸发温度 t_0 的确定

蒸发温度主要取决于被冷却环境或介质所要求的温度。

在间接冷却系统中,蒸发温度一般采用比载冷剂温度低 5°C ;在采用排管为蒸发器的冷藏间中,蒸发温度比冷藏间温度低 10°C ;在采用冷风机为蒸发器的冷藏间中,蒸发温度比冷藏间温度低 8°C 。对于要求温度变化幅度小($\pm 0.5^{\circ}\text{C}$)的冷藏间,蒸发温差比冷藏间温度低 $7\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。当一些冷却物冷藏间对相对湿度要求较严时,蒸发温度可按下列温差选用:

相对湿度要求在 90% 左右时,温差可在 $5\sim 6^{\circ}\text{C}$ 范围内选用;

相对湿度要求在 80% 左右时,温差采用 $6\sim 7^{\circ}\text{C}$;

相对湿度要求在 75% 左右时,温差采用 $7\sim 9^{\circ}\text{C}$ 。

二、冷凝温度 t_k 的确定

冷凝温度主要取决于冷凝器的型式、冷却方式和冷却介质的温度,以及制冷压缩机允许的排气温度和压力。

用 R_{22} 和 R_{717} 为制冷剂时,一般冷凝温度不得超过 40°C ,设计冷凝温度不宜超过 39°C 。用 R_{12} 为制冷剂时,冷凝温度可以允许高达 50°C ,但一般应控制在 45°C 以下。

当冷凝器型式及冷却方式确定后,冷凝温度 t_k 主要取决于冷却介质的温度。

(一) 立式、卧式、淋浇式冷凝器 t_k 的确定 立式、卧式、淋浇式冷凝器的冷却介质主要为冷却水,考虑到冷却水在流过冷凝器的整个过程中其温度是变化的,可按下式计算其对数平均温差 Δt_m :

$$\Delta t_m = \frac{(t_k - t_1) - (t_k - t_2)}{2.3 \lg \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}} \quad (\text{C}) \quad (7-1)$$

式中: t_k —— 冷凝温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_1 —— 冷凝器进水温度,由当地水文资料查得, $^{\circ}\text{C}$;

t_2 —— 冷凝器出水温度, $^{\circ}\text{C}$ 。立式冷凝器 $t_2 = t_1 + (2\sim 2.5)^{\circ}\text{C}$;

卧式冷凝器 $t_2 = t_1 + (4\sim 6)^{\circ}\text{C}$;

淋浇式冷凝器 $t_2 = t_1 + (2\sim 3)^{\circ}\text{C}$ 。

一般情况下, $t_1 \geq 30^{\circ}\text{C}$ 时取较小值, $t_1 \leq 25^{\circ}\text{C}$ 时较大值。

根据经验,在水冷式氨制冷系统中, Δt_m 一般取 $5\sim 7^{\circ}\text{C}$ 。氟系统中, Δt_m 取 $7\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。

在水冷式冷凝器中,由于 Δt_m 较小,为了简化计算,可采用算术平均温度 Δt_m :

$$\Delta t_m = t_k - \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (^\circ\text{C})$$

整理得:
$$t_k = \Delta t_m + \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (7-2)$$

式中: Δt_m ——算术平均温度差,一般为 $5\sim 7^\circ\text{C}$ 。冷却水进出口温差较大时取大值。

(二)、蒸发式冷凝器 t_k 的确定 在蒸发式冷凝器中,光滑管或翅片管润湿表面的水分蒸发而引起的换热约占全部换热量的 80% 左右,因此水分蒸发的快慢直接与冷凝温度有关。在一定风速下,水分蒸发速度取决于室外空气的相对湿度,因此以湿球温度为基准,考虑适当温差而确定 t_k ,其计算式为:

$$t_k = t_s + (5 \sim 10) \quad (^\circ\text{C}) \quad (7-3)$$

式中: t_s ——与室外计算温度相对应的夏季湿球温度。热湿地区不宜采用蒸发式冷凝器。

(三)空气冷却式冷凝器 t_k 的确定 空冷式(或称风冷式)冷凝器是以空气为冷却介质的冷凝器。制冷剂在冷却管内流动,而空气则在管外掠过,吸收冷却管内制冷剂热量把它散发于周围大气中。为了加强空气侧的传热性能,通常都在管外加肋片(也称散热片),增加空气侧的传热面积。同时,采用通风机来加速空气流动,增加空气侧的传热效果。

其对数平均温差的计算与(7-1)式相同。

空冷式冷凝器的最大特点是不需要冷却水,因此特别适用于供水困难的地区。近年来中小型氟利昂制冷系统采用空冷式冷凝器比较多。

空冷式冷凝器放置于室内时,冷凝温度一般比进风温度(32°C)高 $8\sim 15^\circ\text{C}$ 。

三、中间冷却温度 t_{zj} 的确定

中间冷却温度是由中间压力所决定的,它与双级压缩机的低压级汽缸容积和高压级汽缸容积之比以及蒸发温度、冷凝温度有关。两级压缩所消耗的总功率最小,此时的中间温度和中间压力称为最佳中间温度和最佳中间压力。最佳中间温度可用下述方法求得:

(一)由理想的中间压力确定

$$P_{zj} = \sqrt{P_0 \cdot P_k} \quad (\text{MPa}) \quad (7-4)$$

式中: P_{zj} ——理想中间压力,MPa;

P_0, P_k ——蒸发压力和冷凝压力,以绝对压力计,MPa。

求得 P_{zj} 后,查制冷剂性质表,即可得到与 P_{zj} 所对应的 t_{zj} 值。

(二)利用拉赛经验公式确定 在温度范围内为 $+40\sim -40^\circ\text{C}$ 以内的氨制冷系统中,可用拉赛经验公式确定最佳中间温度,计算式为:

$$t_{zj} = 0.4t_k + 0.6t_0 + 3 \quad (^\circ\text{C})$$

$$(7-5)$$

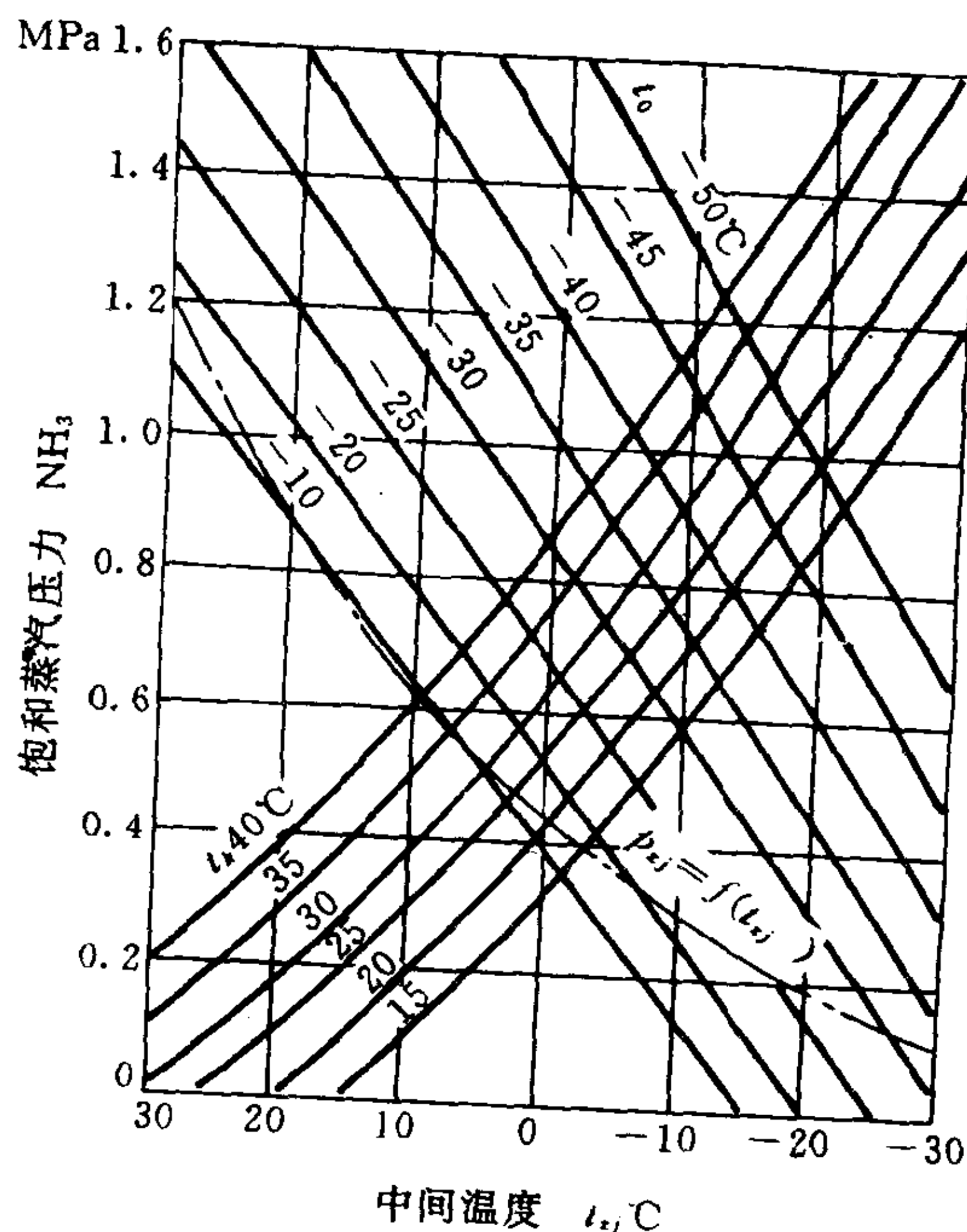


图 7-1 确定最佳中间压力、温度的线图

(三)图解法 图解法是根据 t_0 和 t_k 由图 7-1 中查得 t_{zj} 。图解方法为:由已确定的 t_0 、 t_k 得出 t_0 、 t_k 两条线的交点,从交点引垂线与图中点划线(与中间温度相对应的饱和压力线即中间压力线)和横坐标分别相交的点,与横座标交点处的数值为 t_{zj} ,由点划线上的交点引水平与纵座标交点处的数值为最佳中间压力。

确定 t_{zj} 后可据此假定两个中间温度,求两组高低压机理论排气量之比,并考虑其他因素来选定高低压级压缩机。然后再根据实际选定的高低压机的理论排气量之比,用图解法求得中间温度 t_{zj} 。

四、吸气温度 t_x 的确定

吸气温度主要受下列几个方面因素影响:

1. 由于吸入管受周围气温的影响,压缩机吸入气体的温度较蒸发温度都有不同程度的提高(过热),其幅度随吸入管道的长短和环境温度的高低以及蒸发温度的高低而不同。
2. 与制冷系统供液方式有关。在氨泵供液系统中,从冷分配设备至低压循环桶的回汽管内为气液两相流体,正常情况下不会产生过热,只有在低压循环桶至压缩机的吸入管上才产生过热。在氨重力供液系统中,冷分配设备至气液分离器的回气管内可能会出现过热。
3. 直接膨胀供液对管道过热的要求,在氟利昂制冷系统中,大多采用内平衡热力膨胀阀,膨胀阀靠回气过热度调节其流量,因此,要求回气管有适当的过热度,一般应有 5°C 以上过热度。外平衡热力膨胀阀的要求过热度可小些。

氨压缩机的允许吸气温度,一般情况下可参照表 7-1 确定吸气温度。

表 7-1 氨压缩机允许吸气温度

蒸发温度 t_0	± 0	-5	-10	-15	-20	-25	-28	-30	-33	-40
吸气温度 t_x	+1	-4	-7	-10	-13	-16	-18	-19	-21	-25

五、排气温度的确定

排气温度取决于制冷剂的蒸发压力、冷凝压力以及吸入气体的干度和缸套冷却介质温度。

排气温度的高低同吸入压力与排出压力之比成正比,同吸气温度过热度成正比。压力比越大,吸气时过热度越高,则排气温度就越高。

排气温度还与压缩机的性能和操作有关,且与运行工况的变化有直接关系。通常氨压缩机排气温度应 $< 150^{\circ}\text{C}$, 正常运行时一般在 $100 \sim 130^{\circ}\text{C}$ 。

六、过冷温度的确定

制冷剂液体在冷凝压力下冷却到低于冷凝温度后的温度,称为过冷温度。制冷剂液体在节流阀前经过过冷后,其单位重量制冷量有所增加。

对于双级制冷压缩机,液体制冷剂经过中间冷却器的冷却盘管后,一般较中间冷却温度高 $3 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

第二节 活塞式制冷压缩机的选型计算

制冷压缩机是制冷系统中的主要设备,犹如人体的心脏,在制冷系统中起着关键性作用。正确

合理地选配压缩机的型号、台数,对冷库的正常生产,对整个制冷系统运行的高效、节能起着重大影响。

国产新系列活塞式压缩机按气缸直径分为 50、70、100、125、170 五种基本系列,其基本参数见表 7-2。按结构型式特点分为开启式和半封闭式两种类型。

表 7-2 活塞式制冷压缩机基本参数表

缸 径 (mm)	活塞行程 (mm)	缸数 (个)	转速 (r/m)	活塞行程 容积 (m ³ /h)	标准产冷量 (kw)	标准轴功率 (kw)	气缸布置 型 式
50	40	2	1440	13.6	(R ₁₂) (R ₂₂) 3.24 5.578	R ₁₂ R ₂₂ 1.088 1.585	V
		3		20.3	5.206 8.366	1.63 2.38	W
		4		27.2	6.84 11.156	2.2 3.2	S
		6		40.7	9.575 14.99	3.33	W
		8		54.3	13.68 22.312	4.5	S
70	55	2	1440	36.3	(R717) 15.28	4.52	V
		3		54.9	22.891	6.75	W
		4		73.2	30.561	8.88	S
		6		109.8	45.282	13.40	W
		8		146.4	61.122	17.80	S
100	70	2	960	63.4	(R717) 27.075	8.12	V
		4		126.8	54.056	16.00	V
		6		190.2	81.224	23.80	W
		8		353.6	108.298	31.60	S
125	100	2	960	141.5	(R717) 61.005	18.30	V
		4		283.0	122.01	36.10	V
		6		424.5	183.596	53.90	W
		8		566.0	244.02	71.20	S
170	140	2	720	275.0	(R717) 127.81	36.40	V
		4		550.0	255.64	71.90	V
		6		820.0	383.46	107.10	W
		8		1100.0	511.28	142.00	S

新系列活塞式压缩机具有下列主要特点:

1. 高速,多缸,逆流式,体积小,重量轻,效率高,占地面积小;
2. 同一系列压缩机零部件互换性强,通用化程度高;
3. 转速高、平衡性能好,振动小;
4. 装有卸载装置和能量调节机构,可以保证空载启动,又可根据制冷负荷的大小,通过能量调节机械增减投入工作的气缸数,相应地改变压缩机的制冷量。由于保证空载启动,有条件采用普通鼠笼式电动机,可以简化启动装置,便于自动化操作。
5. 部分压缩机可以用一台机器进行双级压缩(单机双级),以适应低温制冷的要求,如 S8-17, S8-12.5, S8-10 型等。
6. 只需要更换部分零件,即可实现三工质通用(NH₃、R12、R22)。

单级压缩机的限定工作条件见表 7-3。

表 7-3 压缩机限定工作条件

工作条件	工质	NH ₃	R22	R12
蒸发温度 t_{oc}	(°C)	+5~-30	+5~-40	+10~-30
冷凝温度 t_{kc}	(°C)	≤40	≤40	≤50
压缩比 $\frac{P_{kc}}{P_{oc}}$		≤8	≤10	≤10
压力差 (MPa)		≤1.4	≤1.4	≤1.2
压缩机吸气温度 (°C)		蒸发温度+(5~8)	+15	+15
压缩机排气温度 (°C)		≤150	≤150	≤130
安全阀开启压力差 (MPa)		1.6	1.6	1.4
油压高于曲轴箱压力 (MPa)		0.15~0.3	0.15~0.3	0.15~0.3
油温	(°C)	≤70	≤70	≤70

一、选型的一般原则

1. 压缩机的制冷量应能满足冷库生产旺季高峰负荷的要求。一般在选择压缩机时,按一年中最热季节的冷却水温度确定冷凝温度,由冷凝温度和蒸发温度确定压缩机的运行工况,但是,冷库生产的高峰负荷并不一定恰好就在大气温度最高的季节,秋、冬、春三季冷却水温比较低(深井水除外),冷凝温度也随之降低,压缩机的制冷量有所提高。因此,选择压缩机应考虑季节修正系数。

2. 对于生活服务性小冷库,压缩机可选用单台。对于较大容量的冷库,较大冷加工能力的冻结间,压缩机台数不宜少于两台,总的制冷量以满足生产要求为准,一般情况下可不考虑备用。

3. 尽可能采用相同系列的压缩机,以利于机械零件的互换和操作管理的方便。

4. 为不同蒸发温度系统配备的压缩机,应适当考虑机组之间有互相备用的可能性。

5. 新系列压缩机带有能量调节装置,可以对单机制冷量作较大幅度的调节。但只适宜于用作运行中负荷波动的调节,不宜用作季节性负荷变化的调节,季节性负荷或生产能力变化的负荷调节应另行配置制冷能力相适应的机器,才能取得较好的节能效果。

6. 在制冷系统压力比的选择和运用时,氨制冷系统的压力比 $\frac{P_k}{P_o} > 8$ 或 $P_k - P_o > 1.4 \text{MPa}$ 时用双级压缩;氟利昂制冷系统用 R12 为制冷剂时, $\frac{P_k}{P_o} > 10$ 或 $P_k - P_o > 1.2 \text{MPa}$,用 R-22 为制冷剂时, $\frac{P_k}{P_o} > 10$ 或 $P_k - P_o > 1.4 \text{MPa}$ 则采用双级压缩。

二、蒸发温度系统的划分

制冷系统蒸发温度的确定,是根据食品冷加工工艺对库房的温度,相对湿度的不同要求来确定的。如果库房温度与蒸发温度相差过大,库内相对湿度就可能偏低,食品的干耗将增大,并对食品的品质指标造成不良影响。在同一冷库中,同时对多种食品进行冷加工。假如要求的库房温度和相对湿度各不相同,分别按要求设置制冷系统,就会使制冷系统变得复杂,这无论在技术上、经济上和管

理上都是不可取的。目前,在同一制冷系统中,可以通过自控元件对蒸发温度进行控制,使得有几个不同的蒸发温度同时运行,得到不同的库房温度和相对湿度。但是,在不同要求的库房、温差或冷负荷相差较大时,这种做法并不经济。因此,根据不同的库房温度和相对湿度要求合理划分蒸发温度系统,是制冷工艺设计的主要内容之一。它对冷库建设在技术上、经济上、生产管理上的合理与否,关系重大。

在考虑划分蒸发温度系统时,首先考虑保证食品冷加工质量,其次是尽量简化制冷系统,降低经营管理费用。

在划分蒸发温度系统时,会遇到以下几种情况:

1. 根据食品的不同种类,通常冷库的生产工艺主要有以下几种,(1)水产冷库,包括有冻结、冻结物冷藏、制冰三大内容。(2)肉类冷库,包括有冻结、冻结物冷藏,冷却、冷却物冷藏四大内容。(3)果、蔬、蛋品库,包括有冻结、冷却、冷却物冷藏三大内容。对上述冷库,可以根据生产工艺的需要,分别采用三个或者二个蒸发温度。

在什么情况下冻结与冻结物冷藏可共用一个蒸发温度呢?主要在下列情况下可以考虑共用:冻结间温度与冷藏间温度相差较小,冻结加工能力小,冷藏容量较大时。如果冻结间温度与冷藏间温度相差较大,则不能共用一个蒸发温度,否则很不经济。如果冻结加工能力较大,冷藏容量也较大,也不能共用一个蒸发温度。冷却与冻结,冷却物冷藏与冻结物冷藏,不能共用一个蒸发温度。

2. 果、蔬等冷却食品的冷藏温度一般不低于 0°C ,鲜蛋冷藏温度不低于 -2.5°C ,其共同的特点是相对湿度的要求都比较严格,应注意选择比较合适的蒸发温度。蒸发温度与库房温度之差以 $6\sim 8^{\circ}\text{C}$ 为宜。

水果、鲜蛋等冷却、冷藏制冷系统应与制冰系统分开,以确保货物冷藏的质量。

3. 有些以生产冻肉、冻鱼为主要的小冷库,有的要求附带冷藏小量的鲜蛋和果蔬,可以利用自动化控制元件(恒压阀)控制鲜鱼、蔬菜间的蒸发温度。

蒸发温度系统确定后,按不同蒸发温度系统计算压缩机的产冷量,然后分别选用压缩机。

三、选型计算

(一)单级压缩机的选型计算

1. 以压缩机的理论排气量选型 单级压缩制冷循环在压焓图上的表示见图 7-2。

在选配压缩机时,压缩机制冷量应和计算所得的压缩机总负荷 Q_0 相匹配。因此,利用制冷和需冷的平衡关系,即可求出压缩机理论排气量 V_p ;

$$V_p = \frac{Q_0 \cdot V_2 \cdot 3.6}{(h_1 - h_5) \lambda_q} = \frac{Q_0 \cdot 3.6}{\lambda \cdot q_2} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (7-6)$$

式中: Q_0 ——该蒸发温度系统压缩机总负荷, W;

V_2 ——吸入气体的比容, m^3/kg ;

h_1 ——蒸发器出口干饱和蒸气的焓值, kJ/kg ;

h_5 ——节流阀后制冷剂液体的焓值, kJ/kg ;

λ_q ——压缩机吸气系数;

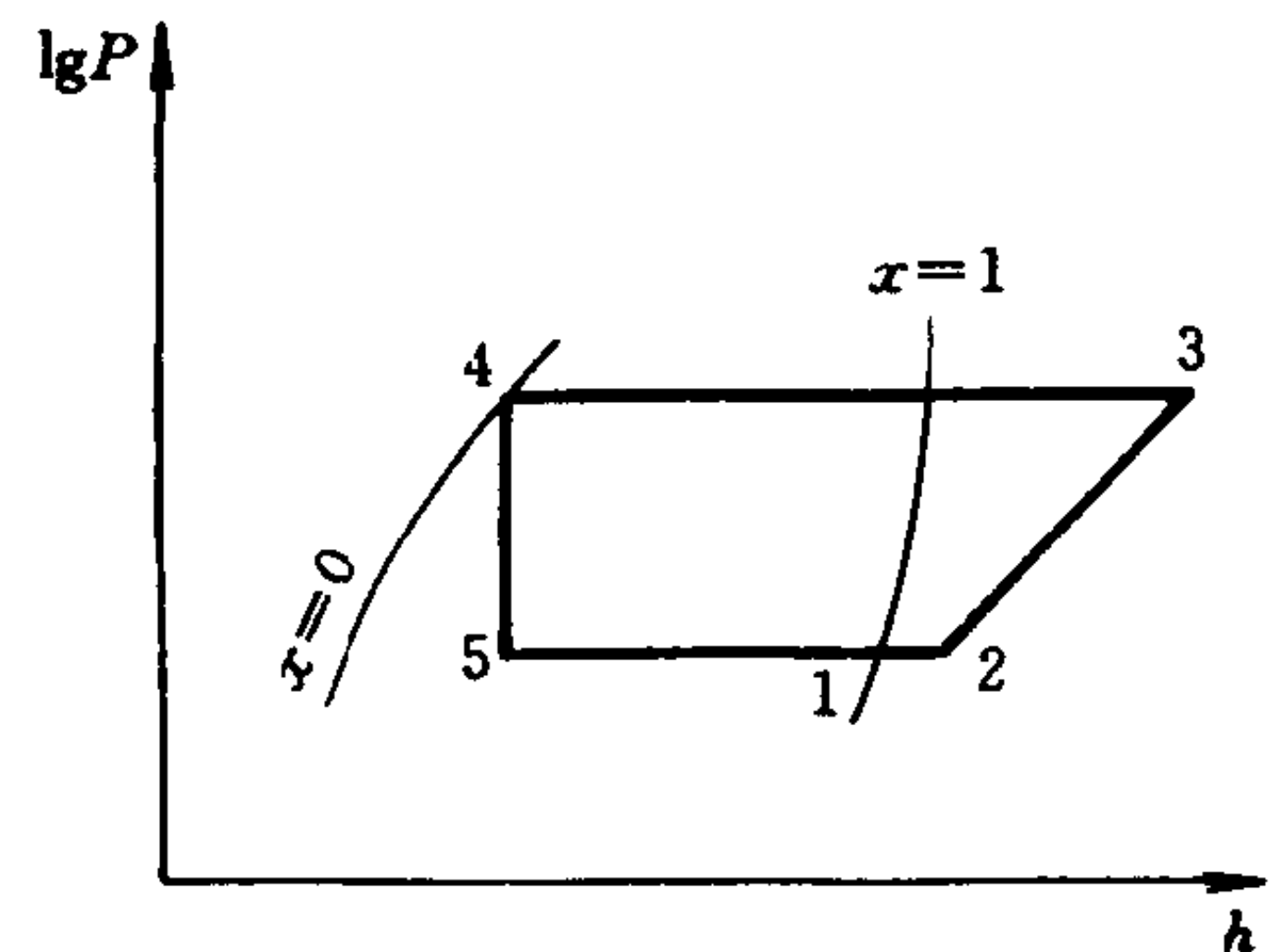


图 7-2 单级压缩制冷循环

q_v ——制冷剂单位容积冷量, kJ/m^3 ;

3.6—— $1\text{kJ}/\text{h}$ 化为 1W 。

压缩机的吸气系数 λ , 一般应按制造厂给定值选用, 也可由表 7-4 或图 7-3、图 7-4、图 7-5 查得, 还可按下列公式进行计算。

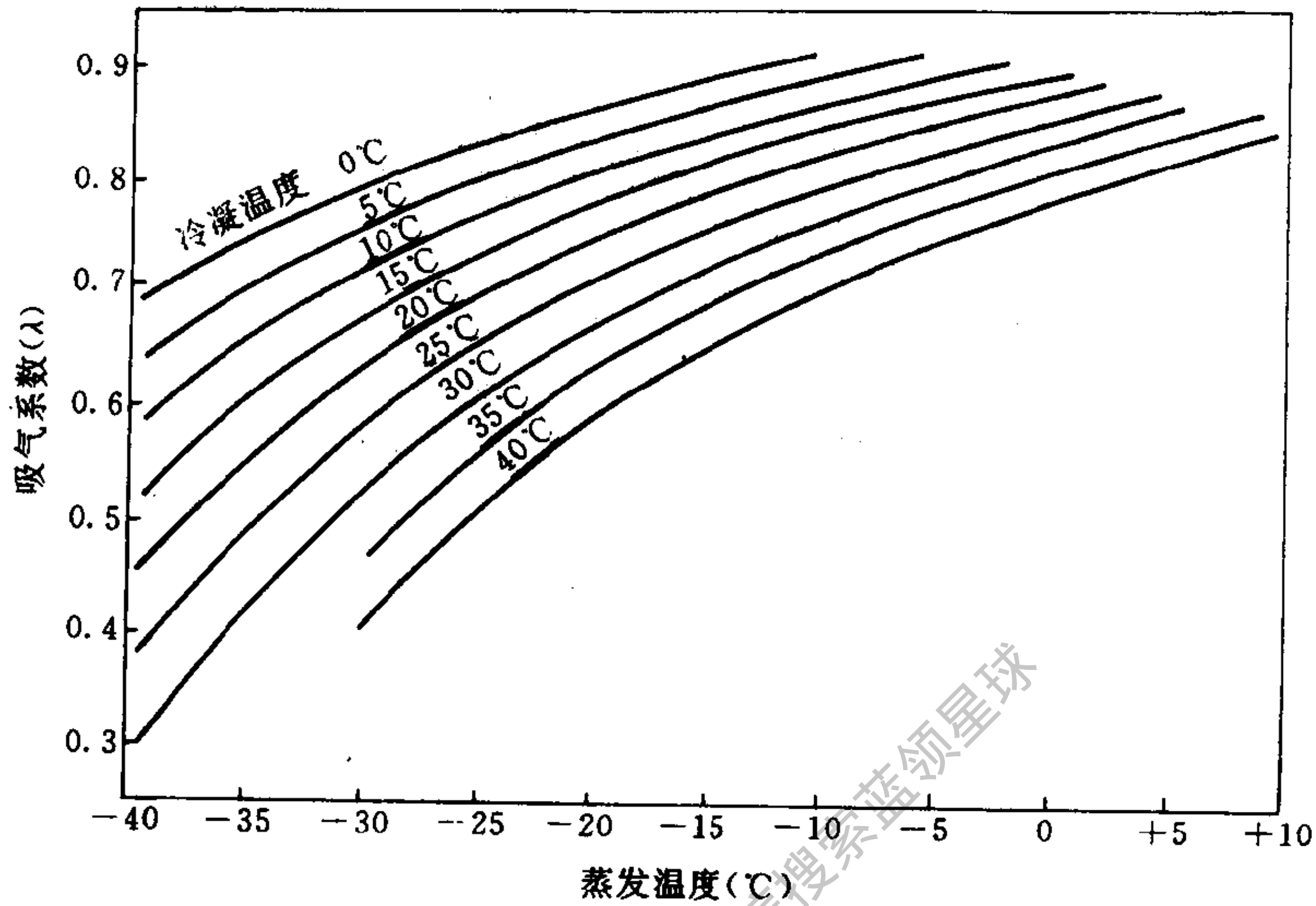


图 7-3 NH_3 制冷压缩机供给系数

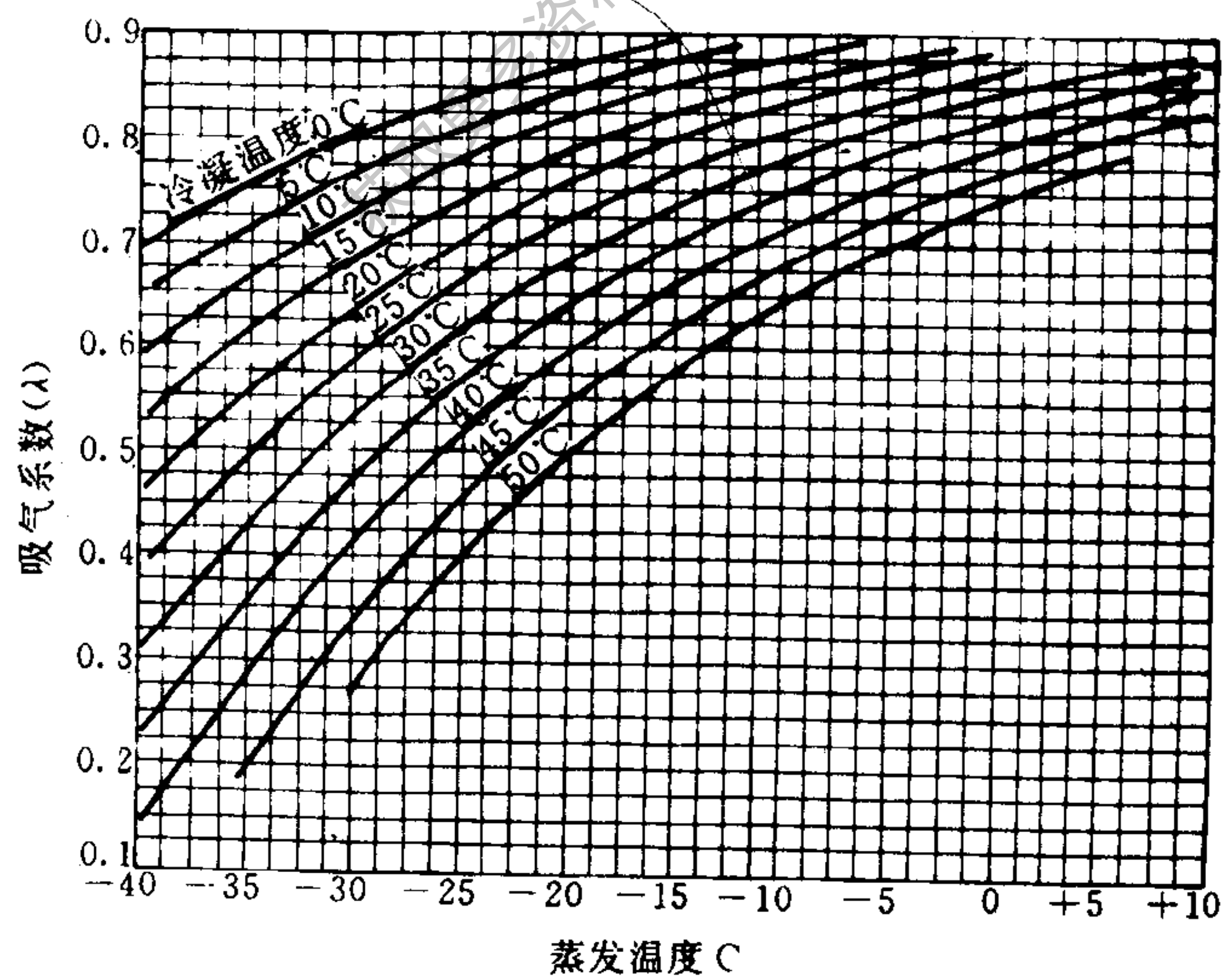


图 7-4 R12 制冷压缩机供给系数

$$\lambda = 0.94 - 0.085 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{1.28}} - 1 \right] \quad (7-7)$$

式中: P_k ——冷凝压力(绝对), MPa ;

P_0 ——蒸发压力(绝对), MPa 。

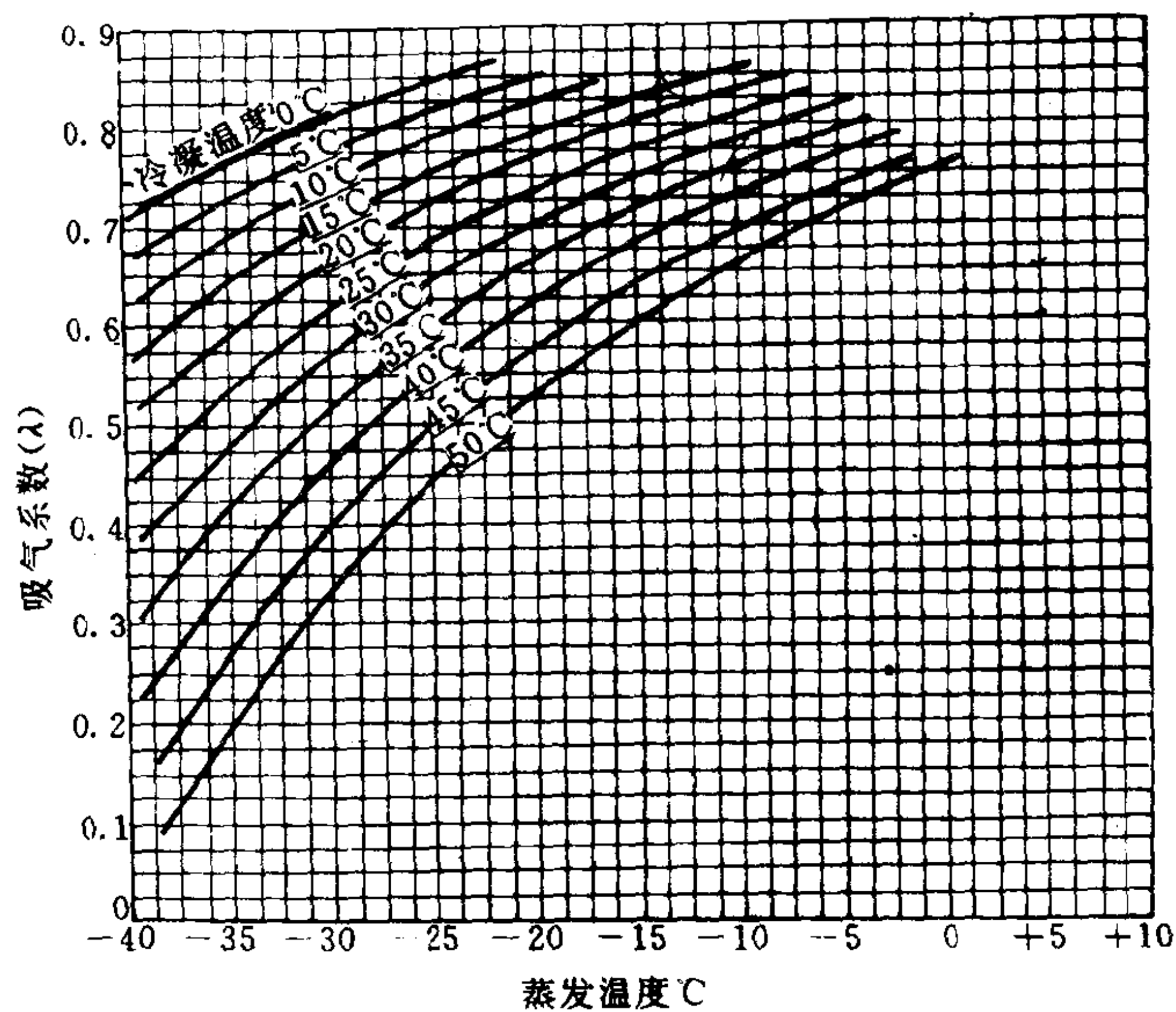


图 7-5 R22 制冷压缩机供给系数

表 7-4 立式、V 型、W 型氨压缩机吸气系数 λ 值

蒸发温度 t_0 (C)	中间温度 t_m (C)						冷凝温度 t_k (C)					
	-20	-15	-10	-5	± 0	+5	15	20	25	30	35	40
+5								0.90	0.85	0.82	0.80	0.77
± 0							0.90	0.88	0.81	0.80	0.77	0.74
-5							0.88	0.85	0.79	0.76	0.74	0.71
-10							0.85	0.83	0.76	0.73	0.70	0.67
-15							0.81	0.79	0.71	0.69	0.65	0.62
-20							0.78	0.75	0.68	0.64	0.61	0.57
-25			0.86	0.83	0.80	0.77	0.75	0.70	0.62	0.58		
-28			0.85	0.81	0.77	0.74	0.70	0.66	0.59			
-30			0.83	0.79	0.76	0.72						
-33		0.86	0.80	0.77	0.73	0.69						
-35		0.85	0.79	0.75	0.71	0.67						
-40	0.84	0.81	0.74	0.70	0.66	0.61						
-45	0.80	0.76	0.71	0.66	0.60	0.53						

制冷剂的单位容积冷量见表 7-5、表 7-6、表 7-7、表 7-8。

表 7-5 单级压缩机氨单位容积制冷量(kJ/m³)

蒸发温度 (°C)	冷凝温度或再冷却温度(°C)											
	20	25	26	28	30	32	34	35	36	37	38	39
5	4568.2	4475.5	4459.2	4422.6	4386.0	4349.3	4312.4	4294.0	4275.5	4257.0	4238.4	4219.8
0	3962.4	3883.3	3867.5	3835.6	3803.7	3771.7	3739.6	3723.5	3707.4	3691.2	3675.1	3658.8
-5	3324.0	3257.4	3244.0	3217.1	3190.3	3163.3	3136.2	3122.7	3109.1	3095.5	3081.9	3068.2
-10	2756.0	2700.5	2689.3	2666.2	2644.5	2622.0	2599.5	2588.2	2576.9	2565.6	2554.2	2542.8
-15	2172.3	2128.3	2119.4	2101.7	2084.0	2066.1	2048.3	2039.3	2030.4	2021.4	2012.4	2003.3
-20	1761.2	1725.3	1718.1	1703.6	1689.1	1674.6	1660.0	1652.7	1645.4	1638.1	1630.8	1623.4
-25	1422.4	1393.2	1387.3	1375.6	1363.8	1352.0	1340.2	1334.3	1328.3	1322.4	1316.4	1310.4

表 7-6 双级压缩机氨单位容积制冷量(kJ/m³)

蒸发温度 (°C)	中间冷却蛇形管出液温度(°C)											
	-16	-14	-12	-10	-8	-6	-5	-4	-3	-2	-1	±0
-28	1366.7	1357.2	1347.7	1338.1	1328.6	1319.1	1314.3	1309.5	1340.7	1299.9	1295.1	1290.3
-30	1282.6	1273.7	1264.7	1255.8	1246.8	1237.8	1233.3	1228.8	1224.3	1219.8	1215.3	1210.8
-33	1075.9	1068.3	1060.8	1053.2	1045.7	1038.2	1034.4	1030.5	1026.7	1023.0	1019.2	1015.4
-35	954.1	974.4	940.7	934.0	927.3	920.6	917.2	913.8	910.4	907.1	903.7	900.3
-40	766.6	761.2	755.8	750.4	744.9	739.5	736.8	734.1	731.3	728.6	725.9	723.2
-45	669.2	665.1	661.0	656.9	652.7	648.6	646.6	644.5	642.4	640.4	638.3	636.2

表 7-7 R12 的单位容积制冷量(kJ/m³)

蒸发温度 (°C)	冷凝温度或过冷温度(°C)										
	-20	-15	-10	-5	±0	5	10	15	20	25	30
±0	3057	2995	2899	2818	2738	2655	2571	2486	2400	2312	2224
-5	2585	2513	2441	2373	2302	2232	2160	2088	2014	1939	1864
-10	2157	2100	2042	1984	1924	1864	1803	1742	1680	1616	1552
-15	1792	1743	1694	1645	1595	1545	1494	1442	1389	1336	1281
-20	1480	1439	1398	1357	1315	1273	1230	1187	1143	1097	1052
-25	1211	1178	1143	1110	1074	1039	1004	968	931	894	856
-30	972	945	917	889	861	832	803	774	744	713	682
-35	792	770	747	724	700	677	652	628	603	578	553
-40	629	611	593	574	555	536	516	497	477	456	436

表 7-8 R22 的单位容积制冷量(kJ/m³)

蒸发温度 (°C)	节流阀的液温(°C)												
	-10	-6	-2	±0	6	10	16	20	22	26	30	34	38
+6					5179	5045	4844	4710	4643	4497	4354	4212	4070
+2					4564	4438	4262	4145	4087	3961	3827	3710	3579
±0				4401	5254	4145	3973	3856	3793	3685	3559	3446	3324
-2			4170	4142	3993	3869	3722	3609	3597	3446	3333	3220	3111
-6		3710	3630	3588	3458	3366	3232	3136	3094	2998	2893	2801	2701
-10	3299	3232	3161	3123	3006	2931	2805	2722	2680	2604	2512	2428	2345
-16	2646	2592	2533	2504	2412	2345	2253	2186	2150	2081	2006	1939	1867
-20	2253	2207	2156	2131	2056	1997	1913	1859	1826	1767	1708	1650	1587
-26	1784	1746	1704	1683	1620	1574	1512	1465	1445	1390	1344	1298	1248
-30	1520	1486	1453	1432	1378	1340	1285	1244	1223	1181	1143	1101	1059
-36	1168	1143	1114	1101	1059	1030	984	955	938	892	825	824	808
-40	976	955	934	921	883	858	821	796	783	758	729	699	674

2. 以压缩机的标准工况制冷量选型 压缩机的制冷量随运行工况的变化而不同,为了以统一的工况表示压缩机的制冷量,因此规定了标准工况,见表 7-9。在标准工况下的制冷量即为标准工况制冷量 $Q_{标}$ 。由耗冷量计算所求得的压缩机总负荷 Q_j ,是设计工况下所需的制冷量,不是 $Q_{标}$ 。因此,不能用 Q_j 直接选取压缩机,而应把 Q_j 折算成标准工况下的制冷量 $Q'_{标}$ 。

表 7-9 活塞式制冷压缩机标准工况

工 况 \ 制冷量	氨	R-22	R-12
冷凝温度 t_k (°C)	30	30	30
蒸发温度 t_0 (°C)	-15	-15	-15
过冷温度 (°C)	25	25	25
吸气温度 (°C)	-10	+15	+15

压缩机在标准工况和设计工况下制冷量可分别按照 $Q_{标} = V_p \cdot \lambda_{q标} \cdot q_{r标}$ 和 $Q_{计} = V_p \cdot \lambda_{q计} \cdot q_{r计}$ 求出。由于同一压缩机的 V_p 是一定的,因此可得出设计制冷量和标准制准量的换算公式:

$$Q'_{标} = \frac{\lambda_{q标} \cdot q_{r标}}{\lambda_{q计} \cdot q_{r计}} \cdot Q_{计} \quad (W) \quad (7-8)$$

式中: $Q'_{标}$ ——折算成的标准工况制冷量, W;

$Q_{计}$ ——设计工况制冷量,数值等于 Q_j , W;

$\lambda_{q标} \cdot \lambda_{q计}$ ——分别为标准、设计工况下的吸汽系数;

$q_{r标} \cdot q_{r计}$ ——分别为标准、设计工况下的单位容积制冷量, kJ/m³。

上式经过简化,可直接写成:

$$Q'_{标} = \frac{Q_{计}}{A} \quad (W) \quad (7-9)$$

式中: A ——制冷量换算系数, $\frac{\lambda_{q计} \cdot q_{r计}}{\lambda_{q标} \cdot q_{r标}}$, 其值可见表 7-10。

表 7-10 单级氨压缩机制冷量换算系数 A

蒸发温度 (°C)	冷凝温度或过冷温度 (°C)														
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35	40
-35	0.670	0.645	0.620	0.584	0.546	0.505	0.472	0.430	0.392	0.350	0.308	0.266	0.244		
-30		0.836	0.815	0.775	0.737	0.692	0.646	0.595	0.553	0.490	0.442	0.388	0.352	0.331	
-25			1.032	1.005	0.970	0.920	0.863	0.805	0.750	0.700	0.630	0.563	0.505	0.453	0.406
-23			1.150	1.092	1.064	1.022	0.960	0.900	0.851	0.785	0.720	0.640	0.610	0.538	0.475
-22			1.200	1.160	1.110	1.076	1.006	0.950	0.895	0.852	0.787	0.703	0.635	0.575	0.516
-20				1.263	1.230	1.180	1.120	1.064	1.010	0.930	0.865	0.777	0.720	0.650	0.580
-18				1.410	1.340	1.300	1.250	1.180	1.110	1.040	0.970	0.890	0.813	0.750	0.672
-15					1.550	1.490	1.430	1.370	1.304	1.235	1.154	1.057	0.980	0.890	0.818
-13					1.680	1.630	1.570	1.510	1.430	1.350	1.270	1.190	1.080	1.030	0.950
-12					1.770	1.700	1.640	1.580	1.523	1.430	1.345	1.265	1.180	1.128	1.005
-10						1.860	1.780	1.718	1.650	1.560	1.470	1.380	1.300	1.205	1.115
-8						1.999	1.950	1.870	1.790	1.720	1.625	1.540	1.430	1.300	1.243
-6						2.184	2.112	2.050	1.965	1.864	1.770	1.670	1.585	1.460	1.390
-5							2.210	2.140	2.060	1.960	1.855	1.750	1.660	1.565	1.467
-4							2.297	2.230	2.140	2.050	1.980	1.870	1.780	1.650	1.540
-3							2.384	2.322	2.250	2.165	2.055	1.970	1.860	1.740	1.620
-2							2.494	2.425	2.340	2.250	2.160	2.040	1.930	1.820	1.700
-1							2.592	2.560	2.447	2.350	2.240	2.130	2.015	1.900	1.785
0								2.620	2.520	2.470	2.330	2.210	2.115	2.000	1.885

注：此表摘自《氨制冷装置设计标准及技术规定》，1964年

把设计工况下的制冷量换算成 $Q'_{标}$ 后，就可直接选配压缩机。

用上述两种方法求得压缩机所需的制冷量后，再根据压缩机产品样本中的技术数据，选择合适型号和数量的压缩机。

(二) 双级压缩机的选型计算 双级压缩制冷循环的压焓图见图 7-6。

选择双级压缩机时，首先要确定中间温度。而中间温度又和高、低压压缩机的气缸容积比直接有关。因此，双级压缩机的选择需要通过试算才能最后确定，其步骤如下：

1. 根据已知的冷凝温度及蒸发温度，按公式(7-5)计算最佳中间温度 t_{2j} ；
2. 以 $t_{2j} \pm 5^\circ\text{C}$ 假定两个中间温度，作出在 $\lg P-h$ 图上的过程线，并查出各状态点的有关参数，见图 7-7。
3. 分别求出高、低压压缩机在假定中间温度下的吸气系数 λ ；
4. 按双级压缩机试算表(表 7-11)的格式，对照图 7-7 进行试算；

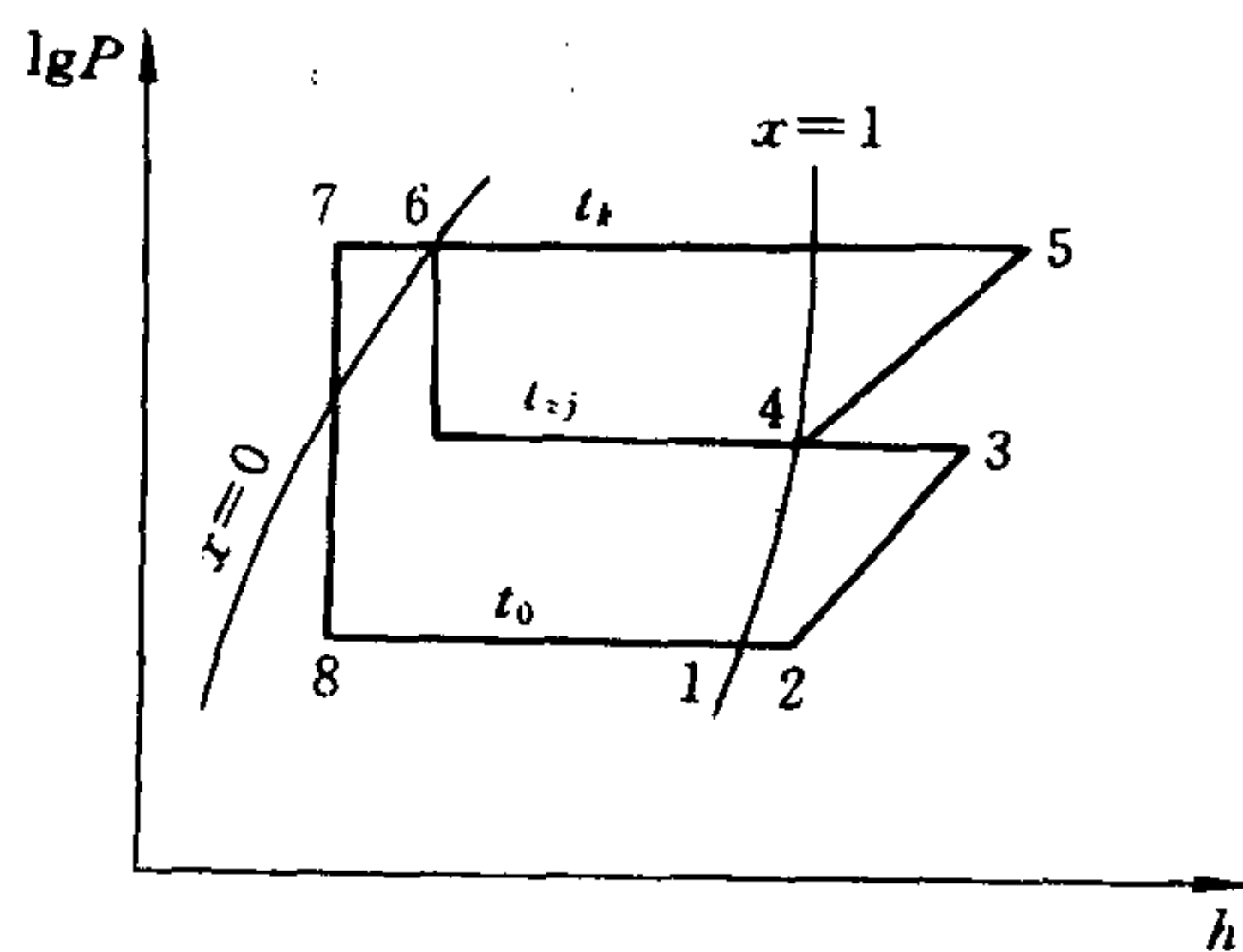


图 7-6 双级压缩制冷环循图

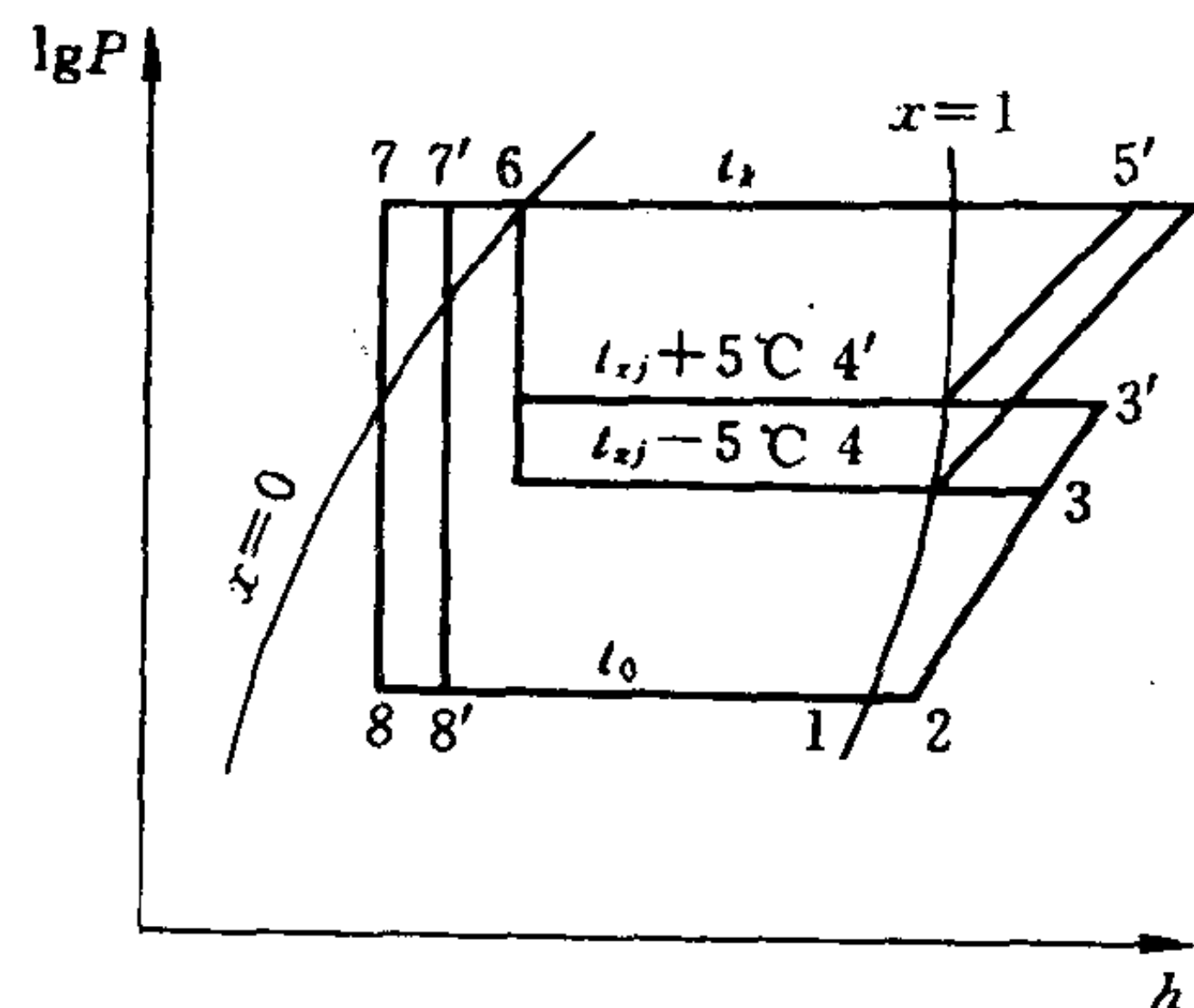


图 7-7 单级压缩制冷环循图

5. 以中间温度为纵坐标,以气缸容积比为横坐标,根据试算表 7-11 计算所得的两组数据,在坐标图中确定相应的两个点,并作两点之间的直线,此直线反映气缸容积比与中间温度之间的关系(见图 7-9)。

表 7-11 双级压缩机试算表

序号	计算项目	中间温度 °C	
		$t'_{zy} = t_{zj0} - 5$	$t''_{zy} = t_{zj0} + 5$
1	低压级氨循环量(kg/h)	$G'_d = \frac{3600 \cdot Q_j}{h_1 - h_8}$	$G''_d = \frac{3600 \cdot Q_j}{h_1 - h'_8}$
2	低压级活塞行程容积 m ³ /h	$V'_{pd} = \frac{G'_d v_2}{\lambda'_d}$	$V''_{pd} = \frac{G''_d v_2}{\lambda''_d}$
3	高低压级流量比	$\alpha' = \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_6}$	$\alpha'' = \frac{h'_3 - h'_7}{h'_4 - h'_6}$
4	高压级氨循环量(kg/h)	$G'_s = \alpha' \cdot G'_d$	$G''_s = \alpha'' \cdot G''_d$
5	高压级活塞行程容积(m ³ /h)	$V'_{ps} = \frac{G'_s v_4}{\lambda'_s}$	$V''_{ps} = \frac{G''_s v_4}{\lambda''_s}$
6	气缸容积比 低/高	V'_{pd}/V'_{ps}	V''_{pd}/V''_{ps}

6. 在坐标图上求出在最佳中间温度下时气缸容积比,参照选择高、低压级压缩机,使实际的气缸容积比尽可能与之接近,而后按实际气缸容积比求解其相应的中间温度。

7. 以求得的中间温度作 $\lg P-h$ 图,查出各状态点的参数,复核双级压缩机的产冷量,并计算各级电动机的功率。

[例 7-1] 蒸发温度 $t_0 = -30^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_k = 35^\circ\text{C}$, 压缩机总负荷 $Q_j = 93\text{kW}$, 试为该双级制冷系统选配高、低压级压缩机。

解 (1) 用拉赛公式求最佳中间温度 t'_{zj} 。

$$t_{zj0} = 0.4t_k + 0.6t_0 + 3 = 0.4 \times 35 + 0.6 \times (-30) + 3 = -1^\circ\text{C}$$

(2) 假定两个中间温度:

$$t'_{zj} = (-1) - 5 = -6^\circ\text{C}$$

$$t''_{zj} = (-1) + 5 = 4^\circ\text{C}$$

(3) 确定过冷温度,吸气温度,作出制冷循环

压焓图,见图 7-8,查出各有关状态点的参数:

$$t'_s = (-6) + 5 = -1^\circ\text{C}$$

$$t''_s = 4 + 5 = 9^\circ\text{C}$$

吸气温度查表 7-1, 得 $t_x = -19^\circ\text{C}$

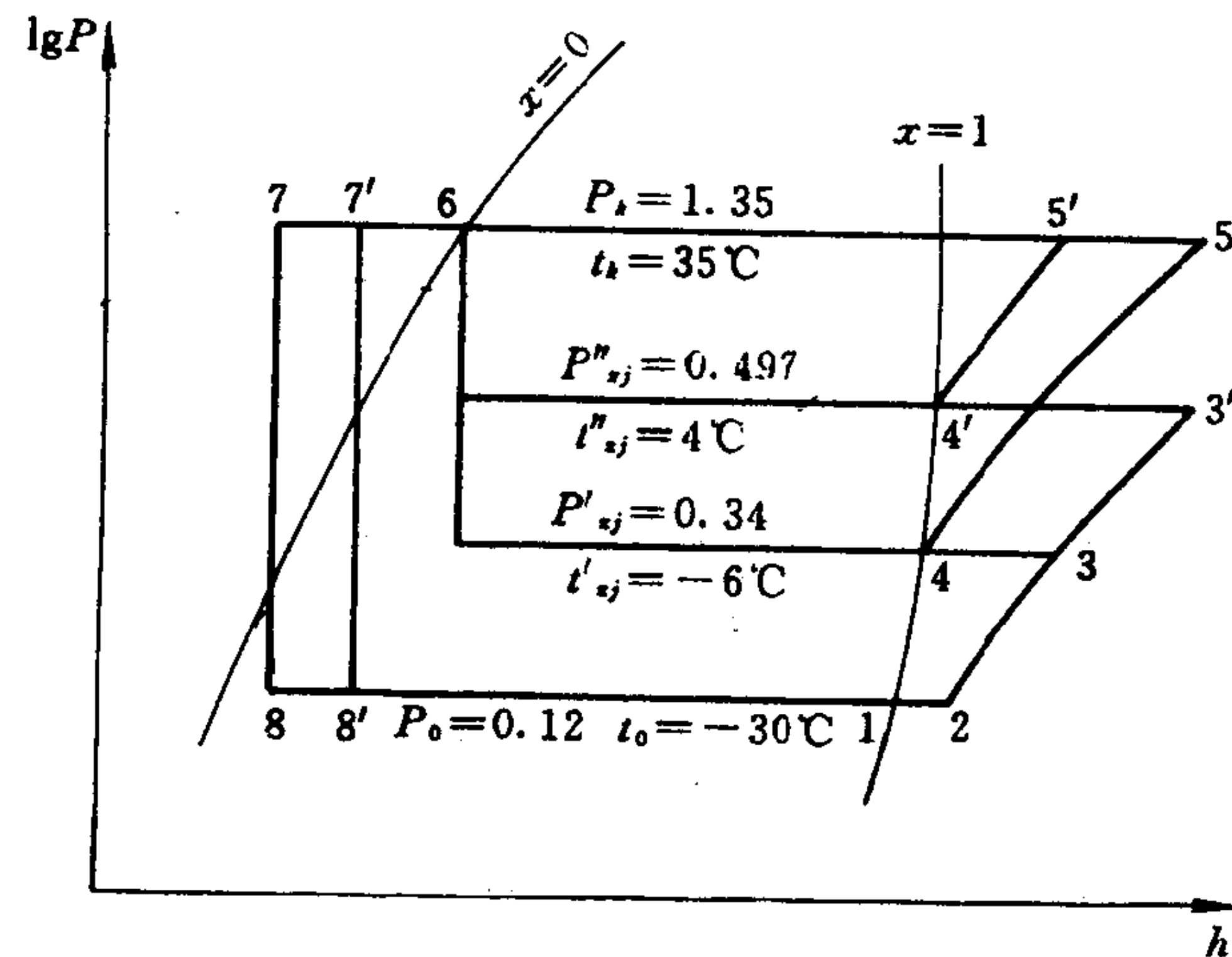


图 7-8

$t'_{zj} = -6^\circ\text{C}$	$t''_{zj} = 4^\circ\text{C}$
$h_1 = 1723$	$h_1 = 1723$
$h_2 = 1760 \quad v_2 = 1.01$	$h_2 = 1760 \quad v_2 = 1.01$
$h_3 = 1865$	$h'_3 = 1980$
$h_4 = 1754 \quad v_4 = 0.35$	$h'_4 = 1765 \quad v'_4 = 0.24$
$h_5 = 1835$	$h'_5 = 1880$
$h_6 = 663$	$h_6 = 663$
$h_7 = h_8 = 500$	$h'_7 = h'_8 = 535$

(4)由表 7-4 查出在假设中间温度下高、低压级压缩机的吸气系数:

$$\begin{aligned} t'_{zj} &= -6^\circ\text{C}, & P'_{zj} &= 0.34, \\ \lambda'_g &= 0.73, & \lambda'_d &= 0.80 \\ t''_{zj} &= 4^\circ\text{C}, & P''_{zj_2} &= 0.497 \\ \lambda''_g &= 0.79, & \lambda''_d &= 0.73 \end{aligned}$$

(5)按表 7-11 所列项目进行试算,得出两组数据:

	中间温度 $^\circ\text{C}$	
	$t'_{zj} = -6$	$t''_{zj} = 4$
1	$G'_d = \frac{3600 \cdot Q_j}{h_1 - h_8} = \frac{3600 \times 93}{1723 - 500} = 274$	$G''_d = \frac{3600 \cdot Q_j}{h_1 - h'_8} = \frac{3600 \times 93}{1723 - 535} = 282$
2	$V'_{pd} = \frac{G'_d \cdot v_2}{\lambda'_d} = \frac{274 \times 1.01}{0.8} = 346$	$V''_{pd} = \frac{G''_d \cdot v_2}{\lambda''_d} = \frac{282 \times 1.01}{0.73} = 390$
3	$\alpha' = \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_6} = \frac{1865 - 500}{1754 - 663} = 1.25$	$\alpha'' = \frac{h'_3 - h'_7}{h'_4 - h'_6} = \frac{1980 - 535}{1765 - 663} = 1.3$
4	$G'_g = \alpha' \cdot G'_d = 1.25 \times 274 = 343$	$G''_g = \alpha'' \cdot G''_d = 1.3 \times 282 = 367$
5	$V'_{pg} = \frac{G'_g \cdot v_4}{\lambda'_g} = \frac{343 \times 0.35}{0.73} = 164$	$V''_{pg} = \frac{G''_g \cdot v_4}{\lambda''_g} = \frac{367 \times 0.24}{0.79} = 111$
6	$\frac{V'_{pd}}{V'_{pg}} = \frac{346}{164} = 2.1$	$\frac{V''_{pd}}{V''_{pg}} = \frac{390}{111} = 3.5$

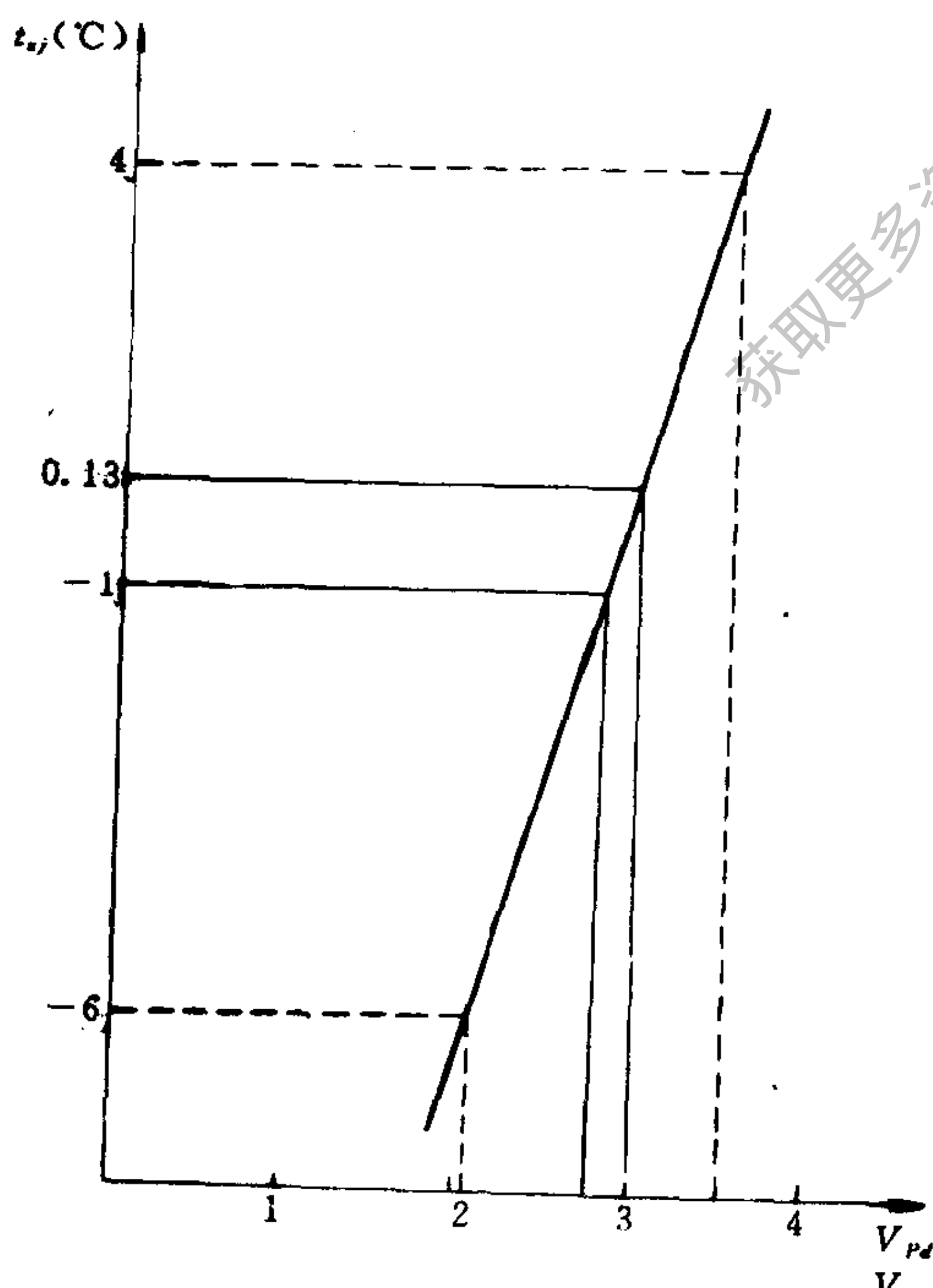


图 7-9

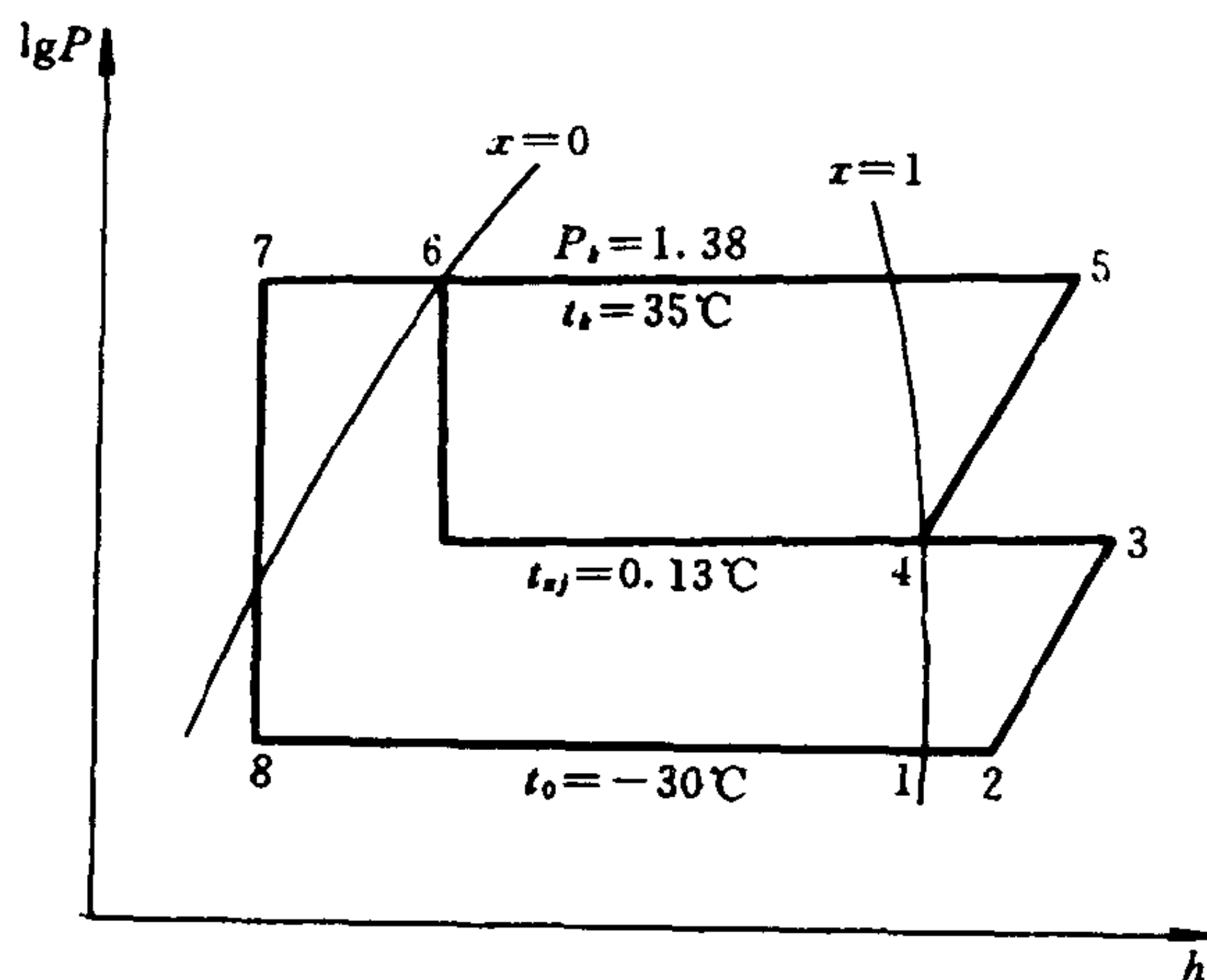


图 7-10 例 7-1 制冷循环过程图

(6)做坐标图,见图 7-9,当最佳中间温度为 -1°C 时,相应的高、低级气缸容积比为 2:7。参照比数及低压缸容积为 $346 \sim 390(\text{m}^3/\text{h})$ 之间选用高低压级压缩机。

(7) 选用三台 4AV10 型压缩机作低压级压缩机, $V_{pg} = 126.6 \times 3 = 379.8 \text{ m}^3/\text{h}$; 一台 4AV10 为高压级压缩机, $V_{pd} = 126.6 \text{ (m}^3/\text{h)}$ 。此时 $\frac{V_{pd}}{V_{pg}} = 3$ 。由图 7-9 可得出相应的中间温度 $t_{zj} = 0.13^\circ\text{C}$ 。

(8) 以中间温度 $t_{zj} = 0.13^\circ\text{C}$ 作 $\lg P-h$ 图(图 7-10), 并查出各状态点的参数, 及高、低压级压缩机的吸气参数。然后由式(7-6)校核选配的低压级压缩机的制冷量 Q'_j 。

$$h_1 = 1723 \text{ KJ/kg}, \quad h_8 = 500 \text{ kJ/kg},$$

$$v_2 = 1.01 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad \lambda_{qd} = 0.758$$

$$V_{pd} = 379.8 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\begin{aligned} Q'_j &= \frac{V_{pd} \lambda_{qd}}{3.6 v_2} (h_1 - h_8) \\ &= \frac{379.8 \times 0.758}{3.6 \times 1.01} (1723 - 500) \\ &= 96834 \text{ W} = 96.834 \text{ kW} \end{aligned}$$

Q'_j 稍大于 Q_j , 选型是合适的。

第三节 螺杆式压缩机的选型

螺杆式压缩机属一种容积型回转式压缩机, 与活塞式压缩机相比, 它具有某些特殊的优点。目前在冷库制冷系统中, 已得到广泛的应用。

一、螺杆式压缩机的特点

(一) 优点

1. 转速较高、结构简单紧凑、体积小、质量轻。螺杆式压缩机是回转机械, 运动机构没有往复惯性力, 而且汽缸上不设进、排气阀, 转速可以提高, 通常在 $15 \sim 50 \text{ r/s}$ 的范围内。此外, 构成压缩机的零部件种类和数量都较往复活塞式少, 因而机加工量少, 材料消耗低。

2. 排气温度低。可以在大压力比下单级运行, 活塞式压缩机, 由于受到排气温度等因素的限制, 一般单级压力比的数值不得大于 8, 螺杆压缩机由于在压缩过程中向压缩腔喷入大量的润滑油冷却, 使压缩过程接近等温压缩, 故在相同的压力比下运行, 排气温度较活塞式低得多。

3. 在大压力比下容积效率较高, 由于螺杆式压缩机不设进、排气阀, 吸、排气阻力损失小; 没有余隙容积, 因而在大压力比下运转时, 仍保持较高的容积效率。

4. 易损零件少, 运转周期长, 使用安全可靠。由于螺杆式压缩机没有如往复活塞式压缩机的阀片, 活塞环、气阀弹簧、连杆轴瓦之类的易损零件, 它的主要摩擦件(如转子、轴承等)强度和耐磨程度都比较高, 而且润滑条件良好, 故使用比较可靠。

5. 振动小、运转平稳。由于螺杆式压缩机的高速运动部件无往复运动, 转子亦经过平衡校验, 因而不平衡质量惯性力极小, 由此引起的振动也很小。

6. 能量可以无级调节。由于螺杆式压缩机采用滑阀调节, 因而能量可在 $10 \sim 100\%$ 无级调节。

7. 对少量进液不敏感, 运行时不存在液击损伤。

8. 带有经济器的螺杆制冷压缩机, 使用温度范围大, 可以代替双级机在较低温度下使用, 节能

效果好。

(二)缺点

1. 螺杆式压缩机由于压缩腔内喷入大量的润滑油,故需要设置体积较大,结构复杂的高效油分离器和油冷却器,使得整个机组的体积较大。
2. 噪音较高。
3. 由于流动损失等影响,在正常情况下,螺杆式压缩机的总效率一般比往复活塞式压缩机稍低。

二、选型计算

螺杆式压缩机的选型首先应根据生产厂家提供的产品样本中的技术数据进行,在无资料的情况下,可按下列方法进行计算:

1. 螺杆式压缩机的理论排气量

$$V_p = 60C_n \cdot L \cdot n \cdot D^2 \quad (7-10)$$

式中: V_p ——理论排气量, m^3/h ;

D ——主动转子的公称直径, m ;

L ——转子的工作长度, m ;

n ——主动转子的转速, r/min ;

C_n ——齿形系数,与型线、齿数有关。一般近似计算时, C_n 值为 $0.46 \sim 0.508$ (按阳转子名义直径计算),对称圆弧型线取小值,单边不对称型线取大值。

2. 螺杆式压缩机制冷量

$$Q_c = V_p \cdot \lambda \cdot q_z / 3.6 \quad (7-11)$$

式中: Q_c ——制冷量, W ;

V_p ——理论排气量, m^3/h ;

λ ——吸气系数,可从制造厂提供的图表中查得。如无资料时,可采用 $0.75 \sim 0.9$,对输气量小,压缩比大的螺杆压缩机取小值,反之取较大值。

q_z ——单位容积制冷量,见表 7-5、表 7-6、表 7-7、表 7-8。

3. 螺杆式压缩机轴功率

$$P_z = V_p \cdot \lambda (h_3 - h_2) / (3600\eta V_2) \quad (7-12)$$

式中: P_z ——轴功率, (kW) ;

h_2 ——压缩机吸入口制冷剂气体的比焓, kJ/kg ;

h_3 ——压缩机排出口制冷剂气体的比焓, kJ/kg ;

V_2 ——压缩机吸入口制冷剂气体的比容, m^3/kg ;

η ——压缩机的总效率,由制造厂提供。

国产螺杆式制冷压缩机的基本参数见表 7-12、表 7-13 和图 7-11 图 7-12、图 7-13。

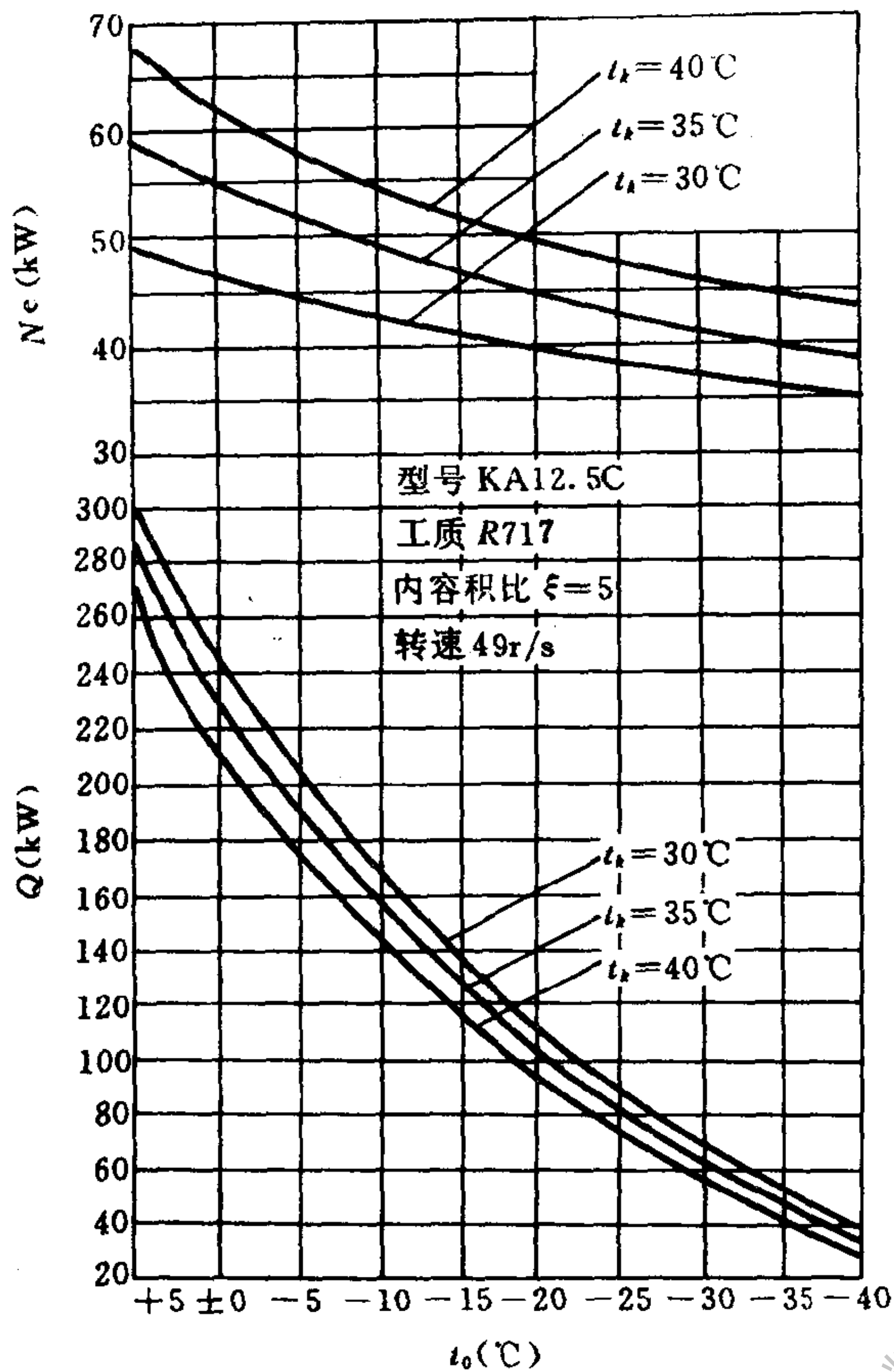


图 7-11 KA12.5C 螺杆式制冷压缩机的性能曲线

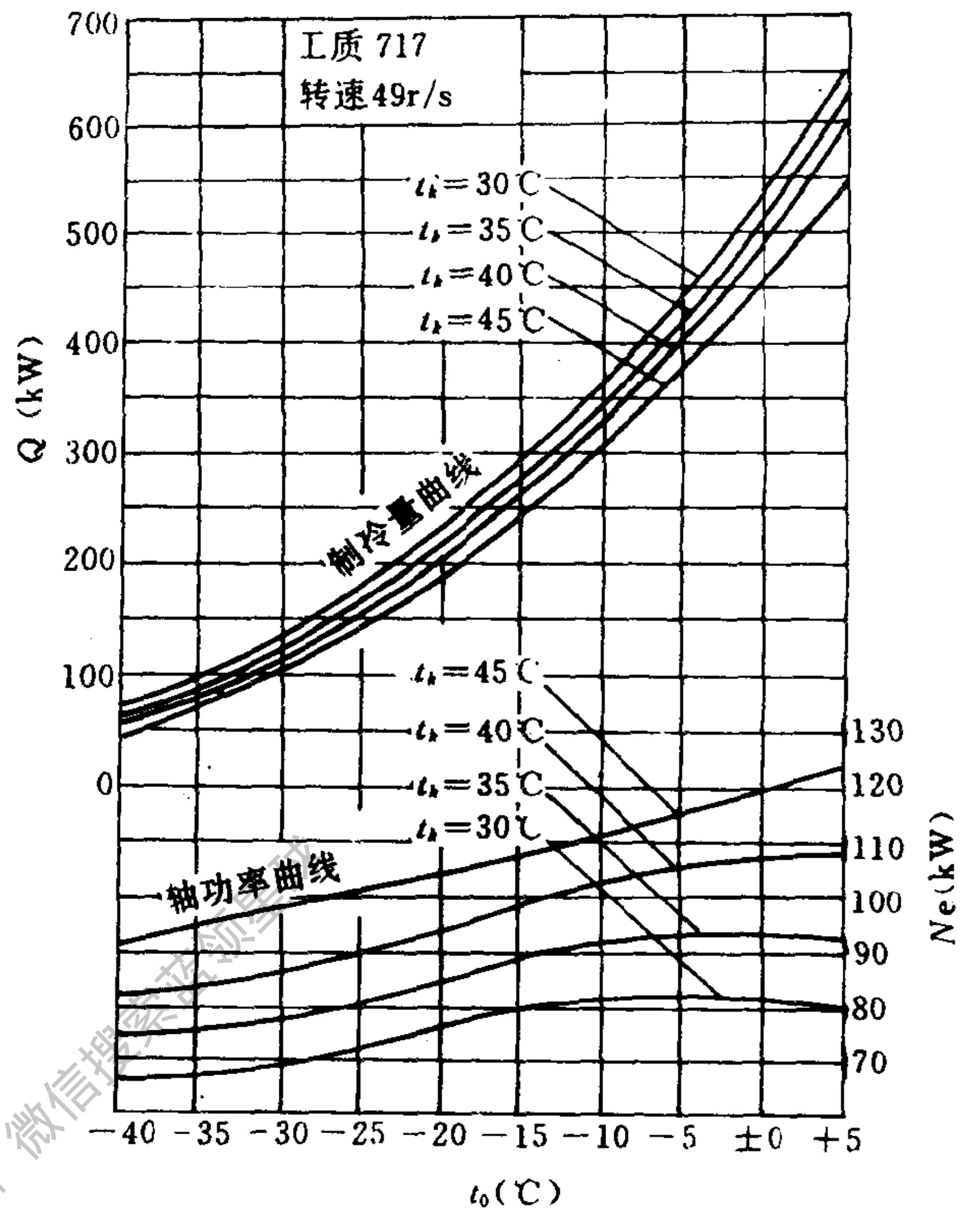


图 7-12 KA16C 螺杆式制冷压缩机的性能曲线

表 7-12 开启螺杆式制冷压缩机的基本参数

阳转子公称直径 D_n [mm]	阳转子转速 n [r/s]	长 径 比																	
		1		1.5		1		1.5		1		1.5		1		1.5			
		R717						R22						R12					
标准制冷量 Q_0 10 ⁴ [kJ/h]		轴功率 N_e [kW]		标准工况 K_0 [kJ/(kW·h)]		标准制冷量 Q_0 10 ⁴ [kJ/h]		轴功率 N_e [kW]		标准工况 K_0 [kJ/(kW·h)]		标准制冷量 Q_0 10 ⁴ [kJ/h]		轴功率 N_e [kW]		标准工况 K_0 [kJ/(kW·h)]			
63	71	5.44	8.79	4.7	7.2	11576	12209	5.44	8.37	4.9	7.3	11108	11468	3.35	5.02	3.00	4.4	11162	11417
80		12.14	18.42	10.1	15.2	12020	12117	11.80	17.17	9.9	14.8	11417	11597	7.12	10.89	6.0	9.3	11816	11702
100		24.70	37.68	20.2	30.9	12184	12192	23.45	35.59	19.9	30.2	11782	11782	14.24	32.66	12.2	18.1	11661	12024
125	50	19.40	74.10	40.4	60.5	12225	12246	47.31	71.59	39.0	58.9	12129	12154	28.89	43.54	23.9	35.9	12087	12125
160		32.24	19.40	26.6	40.3	12117	12259	30.98	47.31	26.3	39.7	11777	11916	18.84	28.89	15.9	24.1	11849	11986
200		69.08	104.25	56.6	81.8	12205	12745	66.57	100.48	54.8	82.4	12146	12192	40.61	61.13	33.2	49.7	12230	12297
250		138.58	208.92	110.2	161.9	12573	12904	133.56	201.39	108.9	160.3	12263	12560	81.64	123.51	66.0	97.8	12368	12672
315		273.40	417.01	211.4	317.3	12929	13142	263.35	401.51	207.5	312.3	12690	12853	161.19	245.77	126.5	190.8	12740	12679
		557.26	843.64	422.6	633.7	13184	13310	535.07	804.70	419.1	620.0	12745	12979	329.50	502.41	256.2	388.3	12858	12937

注：轴功率不包括油泵功率。

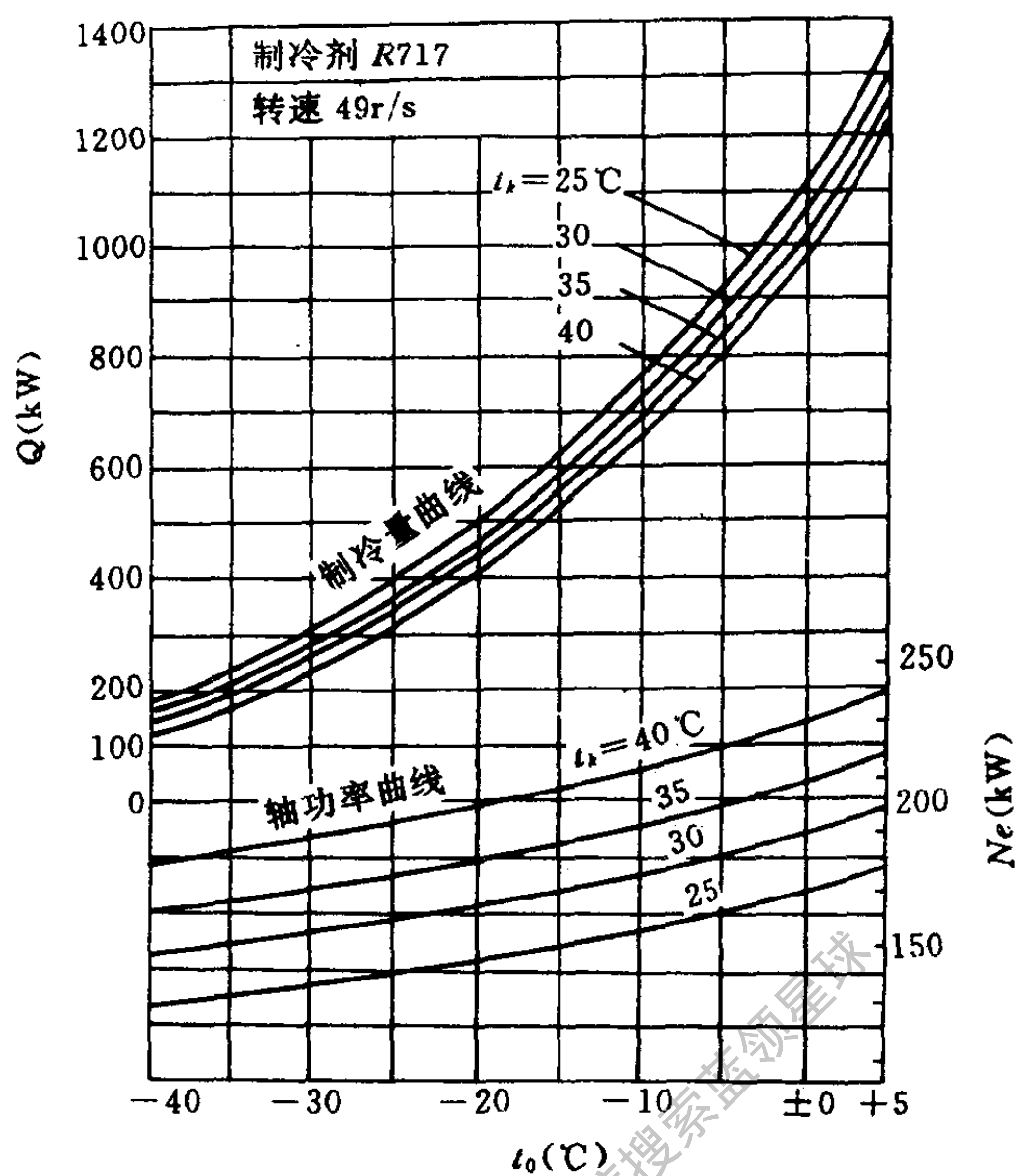


图 7-13 KA20C 螺杆式制冷压缩机的性能曲线

表 7-13 半封闭螺杆式制冷压缩机的基本参数

转子公称直径 D_n [mm]	阳转子转速 n [r/s]	长 径 比											
		1		1.5		1		1.5		1		1.5	
		R22						R12					
		标准制冷量 Q_0 [10^4 kJ/h]		轴功率 N_e [kW]		标准工况 K_0 [10^4 kJ/(kW·h)]		标准制冷量 Q_0 [10^4 kJ/h]		轴功率 N_e [kW]		标准工况 K_0 [10^4 kJ/(kW·h)]	
63	74	5.0	8.0	5.0	7.6	10050	10500	2.9	4.6	3.0	4.5	9756	10260
80		11.3	17.2	10.3	15.4	11000	11150	7.1	10.9	6.3	9.6	11297	11340
100		23.0	35.2	20.6	31.2	11180	11300	14.2	21.4	12.6	18.5	11297	11540
125	50	46.9	70.8	40.2	60.6	11700	11724	28.5	43.1	24.3	36.6	11720	11782
		30.6	46.5	27.2	41.1	11234	11305	18.4	28.5	16.3	24.7	11300	11544
160		65.7	98.7	56.4	84.9	11650	11740	40.2	60.7	33.9	50.6	11854	11996

注：轴功率不包括油泵功率。

第四节 冷凝器的选型

冷凝器是蒸气压缩式制冷系统中的主要设备之一。它的作用是将压缩机排出的高温高压制冷

剂蒸气冷凝成为高压饱和液体。在冷凝器里,高温制冷剂蒸气把热量传给冷却介质——水或者空气,因此冷凝器是一个热交换设备,制冷剂在冷凝器中放出的热量包括三部分:蒸发器里低温低压液体制冷剂沸腾时吸收的热量;制冷剂蒸气从蒸发器到压缩机在回气管中流通时,从管外吸收的热量;制冷剂蒸气在压缩机气缸内被压缩(从低温低压蒸气到高温高压蒸气)而消耗的机械功转化的热量。

在冷凝器中,制冷剂与冷却介质的换热主要受下列因素的影响:制冷剂冷凝时的放热系数,冷却介质——水(或空气)侧的放热系数,制冷剂传热面上油膜的影响,冷却介质传热面上污垢的影响,冷凝器的传热面积,制冷剂与冷却介质的温差。

一、冷凝器的形式

冷凝器的类型很多,冷库制冷系统中常用的有三类:

(一)水冷式冷凝器 水冷式冷凝器可以获得较低的冷凝温度,有利于提高制冷系统的制冷能力,降低运行费用,因而被广泛应用。

1. 立式冷凝器 立式冷凝器结构见图 7-14。它的桶体是由 8~16mm 的钢板(材质为 16MnR)卷焊而成的圆筒,桶体两端各焊有多孔的管板一块,两块管板之间焊接或胀接有无缝钢管数十根。冷凝器安装时竖立放置,冷却水自上进入管内,沿管壁往下流。制冷剂蒸气从壳体高度 2/3 处进入冷凝器管间空隙中,管内的冷却水与管外高温的制冷剂蒸气进行充分的热交换,水温升高后,排入下部的混凝土水池中,而制冷剂蒸气放出热量后,被冷凝成液体,逐渐地沉积在冷凝器底部,经液管流入贮液器。

冷凝器的顶部装有配水箱,箱内设置匀水板,通过配水箱能够均匀地将冷却水分配给各个管口。在每个钢管上部管口还装有一个带槽的导流套,水经过导流套头的斜槽沿钢管的内壁成螺旋状向下流动,构成膜状的水层。这样可以充分地吸收管外制冷剂蒸气的热量,提高冷却效果,节省用水。

此外,立式冷凝器桶体上还装有下列管接头,使之与制冷系统中的其他设备连接起来:冷凝器的进气管与油分离器连接;出液管、均压管与贮液器连接;放油管与集油器连接;顶部有放空气的接头,下部液面的上方有放不凝性气体的接头与空气分离器连接。其他还有装安全阀和压力表阀等的接头,混凝土水池同时是冷凝器基础,冷凝器的地脚螺栓就埋在混凝土内。

从传热角度分析,立式冷凝器立管下部的冷凝液膜,由于从上往下流动积聚而变厚,传热系数降低。为了使冷凝液尽快地脱离传热表面,在结构上要求进气管设在桶体的中上部、垂直于管壁,这样高速运动的制冷剂蒸气气流可以冲刷掉管壁上的冷凝液膜,从而提高传热系数,另外,立式冷凝器冷却水流量大,流速高,也提高了传热系数。

立式冷凝器冷凝温度与冷却水出水温度之差常取 $\Delta t = 3 \sim 5^\circ\text{C}$, 它的传热系数 K 值及单位面积热负荷 q_F 值等技术数据见表 7-15。

立式冷凝器的优点是:

(1) 垂直安装,占地面积小,可以安装在室外;

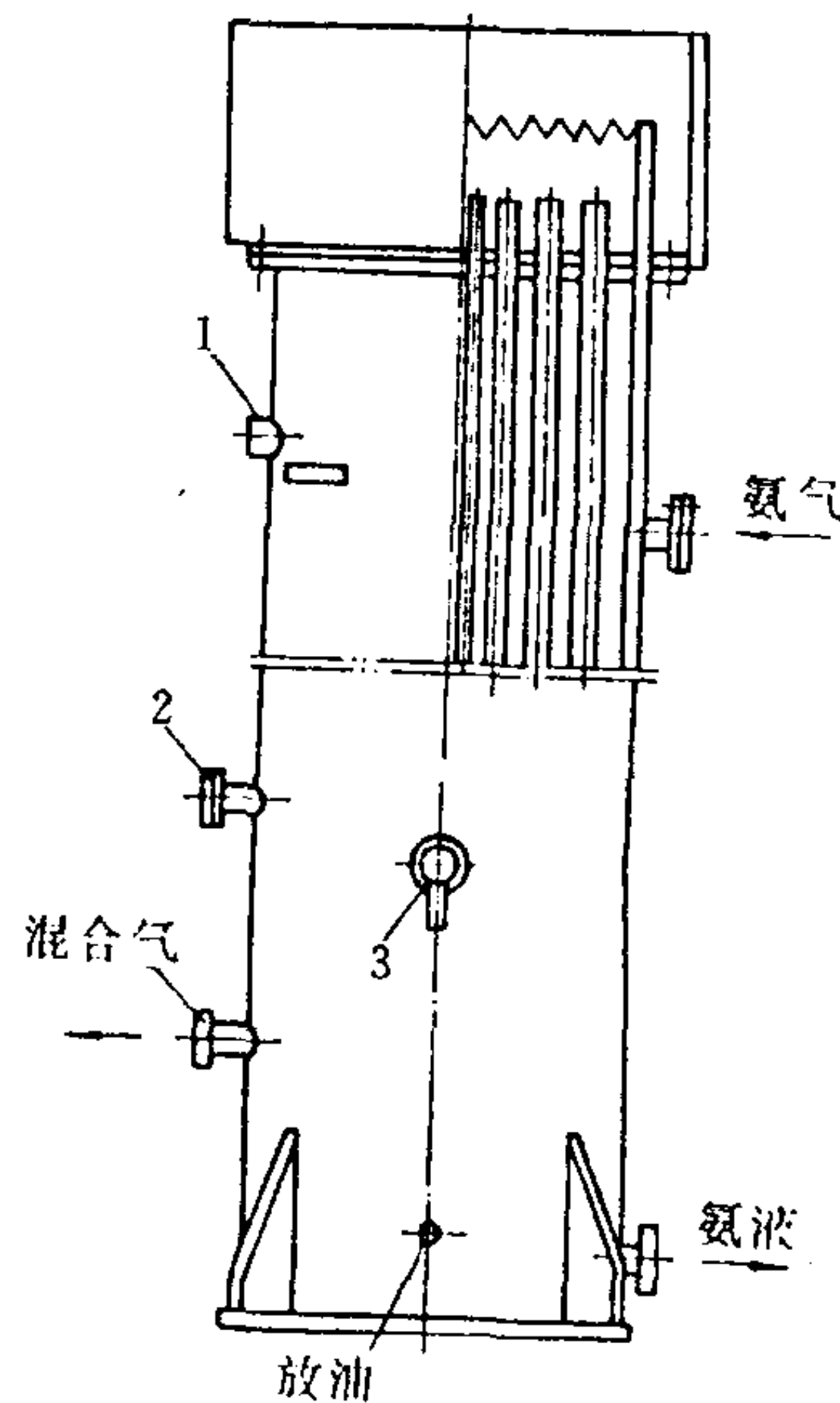


图 7-14 立式冷凝器

1. 安全阀管口 2. 均压管 3. 压力表

- (2)容易清除管内水垢,且不必停止工作;
- (3)对水质要求不高,一般水源都可以作为冷却水,不易发生堵塞。

缺点是:

- (1)耗水量大,水泵消耗功率大;
- (2)由于置露于空气中,管子容易被腐蚀,泄漏不易发现。

适用范围 立式冷凝器主要用于大型氨制冷系统。

2. 卧式冷凝器 卧式冷凝器结构

见图7-15所示。它是水平安置的,结构与立式冷凝器相似,由钢板卷焊成筒体,其两端各焊有一块多孔管板,管板上焊接或胀接着一束管簇。高温的制冷剂蒸气从冷凝器上部的进气管进入桶内管束之间,与管内冷却水进行热交换,冷凝液从下部出液管流入贮液器,此外,卧式冷凝器端部还有冷却水进出管接头,上部还有安全阀,压力表阀的管接头,放空气管接头和均压管接头等。

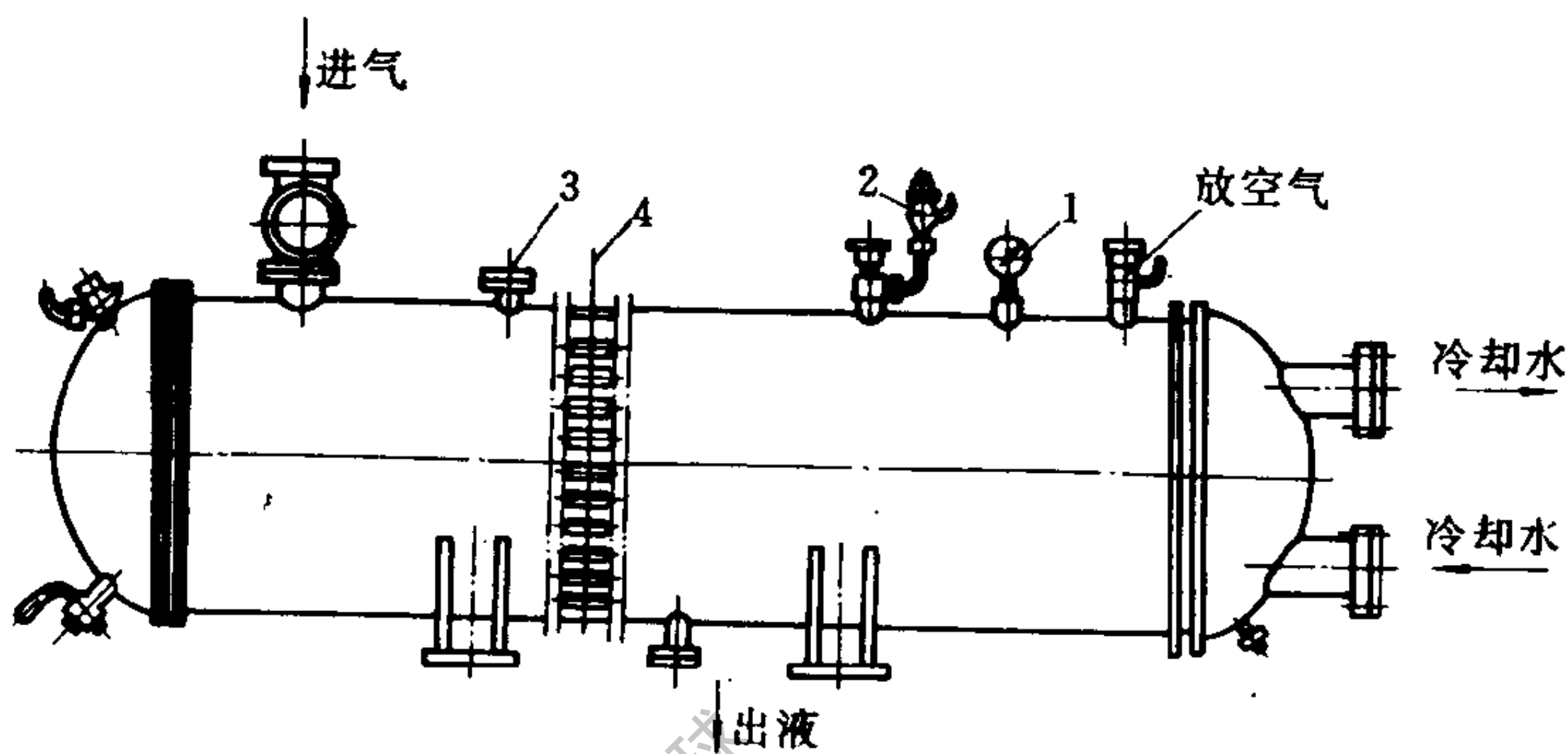


图7-15 卧式冷凝器

1. 压力表 2. 安全阀 3. 均压管接头 ; 4. 冷凝管簇

卧式冷凝器与立式冷凝器结构上不同点在于,它的两端管板的外面用

端盖封闭,端盖上铸有分水隔板,从而把全部管束分隔成几个管组(也称几个水程)。冷却水从一端端盖进入后,将顺序通过每个管组,最后从同一端盖上部流出,这样可以提高管内冷却水的流速,提高冷水一侧的放热系数。同时冷却水与制冷剂蒸气能进行较充分的热交换,使冷却水进、出水温差增大,可达 $4\sim 6^{\circ}\text{C}$,耗水量较省,但冷却水流动阻力损失较大。

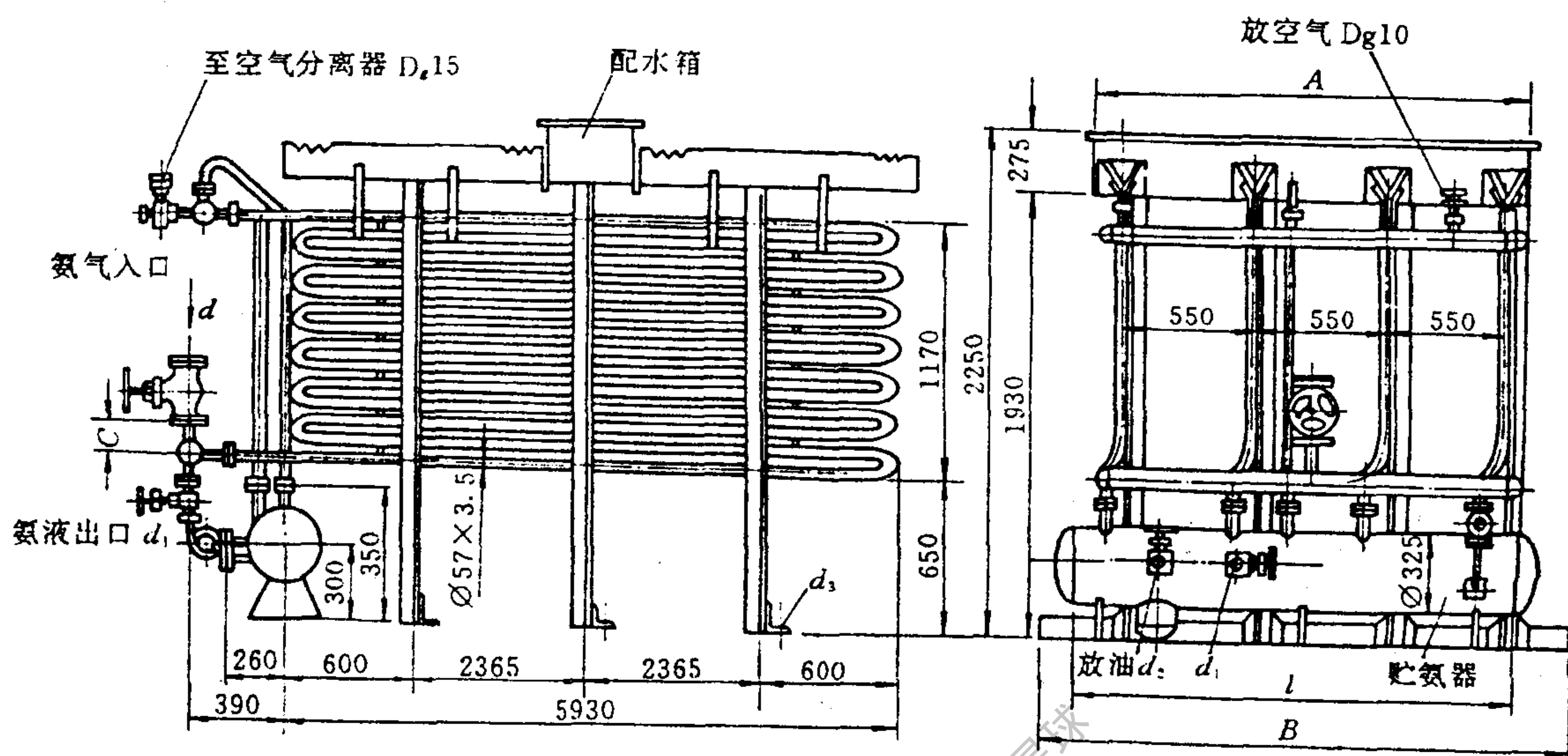
在冷凝器端盖上设有放空气和放水的旋塞。放空气旋塞在冷凝器投入运行时打开,以排尽冷却水管中的空气,使冷却水畅通地流动,放水旋塞供冷凝器停用时放尽冷却水管内的存水,避免冬季因水冻结而冻裂冷凝器。

卧式冷凝器可以用于氨,也可以用于氟利昂制冷系统,但其结构略有区别。氨卧式冷凝器的冷却管采用光滑钢管,而氟利昂卧式冷凝器的冷却管一般采用铜管(直径小于 25mm)。由于氟利昂的粘度较大,导热系数低,其制冷剂侧冷凝时的放热系数较氨低得多,为了强化氟利昂冷凝一侧的换热,这些铜管一般是采用经过滚轧的低肋铜管,肋高约 1.4mm ,肋节距为 $1-1.2\text{mm}$,肋化系数(外表面总面积与管内表面积之比)等于或大于 3.5 ,以提高传热系数,使冷凝器的体积缩小,耗水量和制冷剂充灌量也减少。

氨卧式冷凝器内冷却水流速 $w=0.8-1.2\text{m/s}$ (淡水),或 $<0.7\text{m/s}$ (海水)。冷凝温度比冷却水出水温度高 $\Delta t=3\sim 5^{\circ}\text{C}$,氟利昂卧式冷凝器的冷却水流速 $w=1.7-2.5\text{m/s}$,平均传热温差 $\Delta t=5\sim 7^{\circ}\text{C}$ 。卧式冷凝器的传热系数 K 值和单位面积热负荷 q_F 值等技术数据见表7-15。

这里应提出,若冷却水采用循环水时,循环水系统冷却塔的降温能力一般只有 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$,而卧式冷凝器的冷却水温可升达 $4\sim 6^{\circ}\text{C}$,故采用循环水时两者是不适应的,在确定冷凝器的类型和冷却水系统形式时,必须使冷却水温升与冷却塔的降温能力相适应,此时卧式冷凝器中冷却水温升只能考虑 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。

卧式冷凝器的优点是传热系数高,冷却水用量少,进出水温升易控制,同时可以装在室内,其缺点是冷却水流动阻力损失较大,对水质要求高,清洗时需停止工作,发生泄漏时也难于发现。



7-16 淋激式冷凝器

它适用于水质较好,水温较低,水量充足的地主,适用于中、小型氨或氟利昂制冷系统。

3. 淋激式冷凝器 淋激式冷凝器也称为淋浇式、淋水式、大气式冷凝器,如图7-16所示。多用于氨制冷系统,高温高压氨蒸汽自下而上的在分组式蛇形盘管内通过,冷凝后的饱和氨液自管组的端部被引出流至高压贮液器。冷却水自顶部配水槽流淌至蛇形管表面。与高温氨进行热交换,部分冷却水被蒸发,蒸发所需的热量取自水的本身,因而水受到冷却,依次往下,完成高温高压氨蒸汽的冷凝过程。

冷却水的分布必须均匀,为了促进冷却水的蒸发冷却过程,要求将冷凝器布置在通风良好的场所,一般都布置在屋顶上。

这种冷凝器便于清洗,可以分组检修,耗水量较少,适用于水量不足,大气湿球温度比较低的地区。

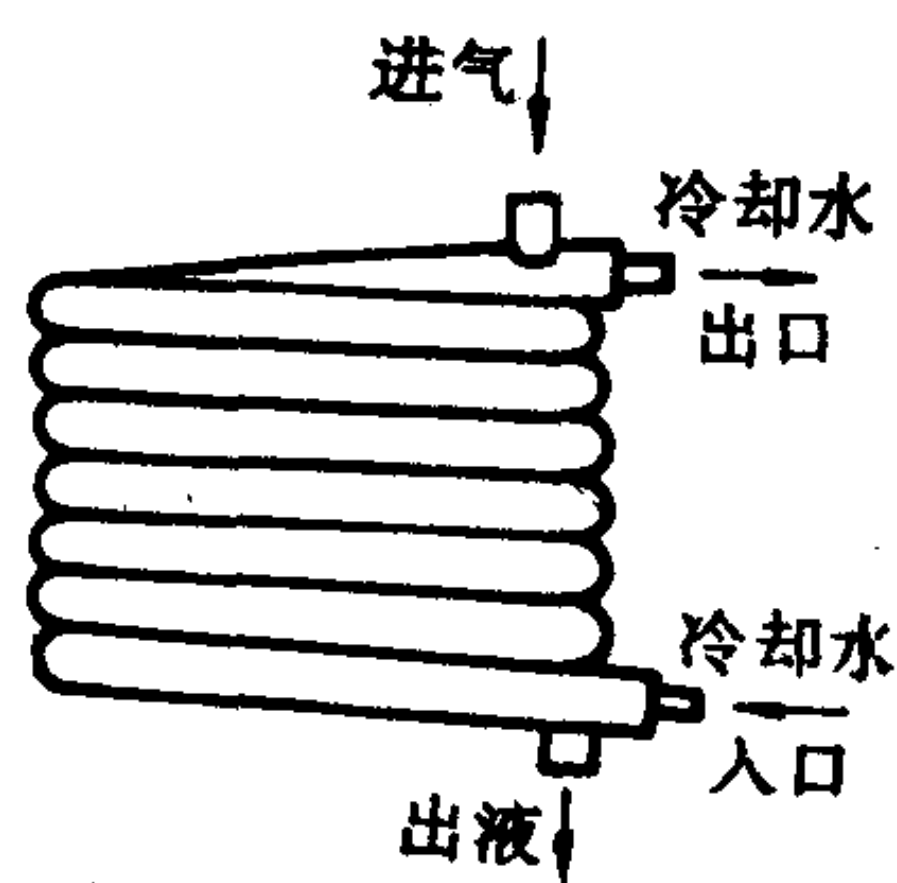


图7-17 套管式冷凝器

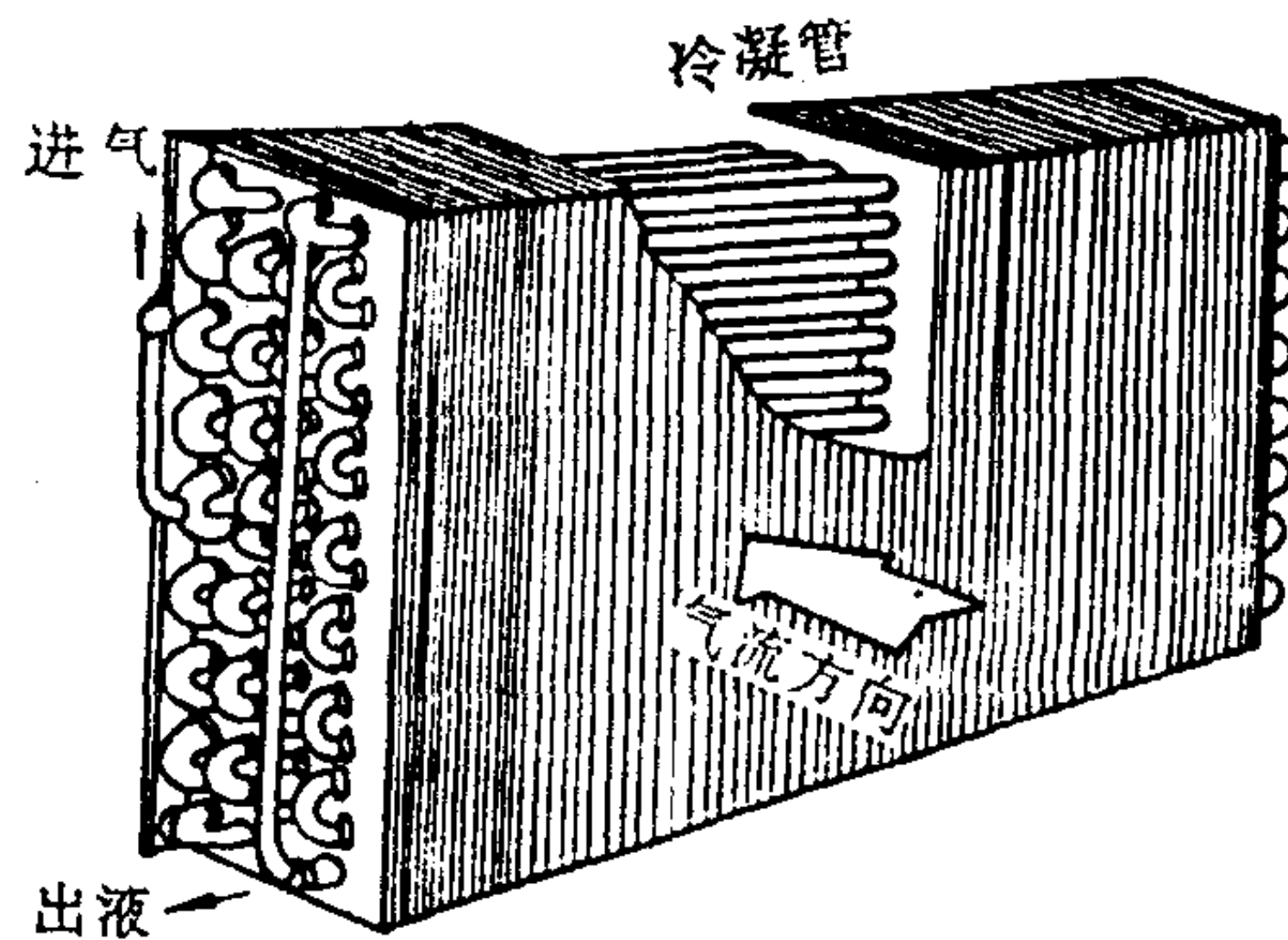


图7-18 空冷式冷凝器

4. 套管式冷凝器 套管式冷凝器的结构见图 7-17 所示。套管式冷凝器的外管是一根大直径的金属管,管内套有一根或数根小直径的紫铜管(光管或外肋管),内外管套在一起后,在弯管机上弯成圆或椭圆螺旋形。两头管端部焊有特别接头,把大小管内腔分隔成互不相通的两个空间。冷却水从下部进水口进入小管内,往上流动,从上面出水口排出,流动方向为下进上出。制冷剂蒸气则由盘管的上端进入大管内小管外的空间,往下流动,与小管内的冷却水进行热交换后被冷凝成液体,从盘管下端排出,制冷剂蒸气与冷却水成逆向流动,以提高传热系数。

套管式冷凝器的传热系数 K 见表 7-15 所列。它的优点是结构简单,易于制造,体积小,占地少,传热性能好。缺点是金属消耗较大,冷却水流动阻力较大,供水压力不足会降低冷却水量,引起冷凝压力上升。

5. 空冷式冷凝器 空冷式冷凝器以空气为冷却介质。制冷剂在管内流动过程中逐步冷却、冷凝以至最后成为过冷液体。空气在风机的强迫作用下横向掠过管外,带走管内制冷剂蒸气放出的热量,并把它散发到周围环境中。为了使结构紧凑,空冷式冷凝器一般做成长方形,冷凝管常用 $D10 \times 0.75\text{mm}$ 及 $D16 \times 1\text{mm}$ 紫铜管弯制成蛇管式,制冷剂蒸汽从上部进入冷凝器,冷凝液从下部导出,然后再去贮液器。由于空气的导热系数很小,因此,空气一侧的放热系数很低,从而降低了整个冷凝器的传热系数。为了强化空气一侧的传热,通常在管外加肋片(套散热片),以增加空气侧的传热面积。肋片常用厚为 0.2mm 整片的铝箔,片距为 $2 \sim 4\text{mm}$ 。为了增大肋片的刚度和提高对空气流的扰动,有些肋片还冲压出波纹。沿空气流动方向的蛇管排数一般为 $6 \sim 8$ 排,不宜过多,否则会使后面几排管子的传热温差过小,导致传热效果太差。冷凝器制成后应在外面镀锌,其结构见图 7-18。

空冷式冷凝器与水冷式冷凝器相比较,在水源充足的地方,水冷式的初投资和运行费用较低;夏季室外温度较高(约 $30 \sim 35^\circ\text{C}$)时,空冷式的冷凝温度就随之升高,一般可达 50°C 左右。所以当制冷量相同时,配用空冷式冷凝器比配用水冷式冷凝器的冷凝放热量约大 20% ,制冷系统运行费用也较高。因此,氨制冷系统一般不采用空冷式冷凝器。

由于空冷式冷凝器最大的特点是完全不需要用冷却水,因此,它被广泛地应用在水源比较紧张的地区和氟利昂制冷系统。

空冷式冷凝器冬季运行时应防止压力过低。过低的冷凝压力会导致蒸发器前供液压差的不足,使蒸发器缺液,致使制冷能力下降。

空冷式冷凝器的传热系数 K 值及单位面积热负荷 q_F 值见表 7-15。

6. 蒸发式冷凝器

蒸发式冷凝器以水和空气作为冷却介质,它主要是利用部分冷却水的蒸发带走气体制冷剂冷凝过程放出的热量。它的结构如图 7-19 所示。它的外壳为一个薄钢板的长方形箱体,内设有:数组蛇形冷凝管组、淋水装置、挡水栅,底部设集水盘,箱体外部设循环水泵。箱体的顶部或侧面装有离心式或轴流式风机,蒸发式冷凝器工作时,冷却水由水泵送

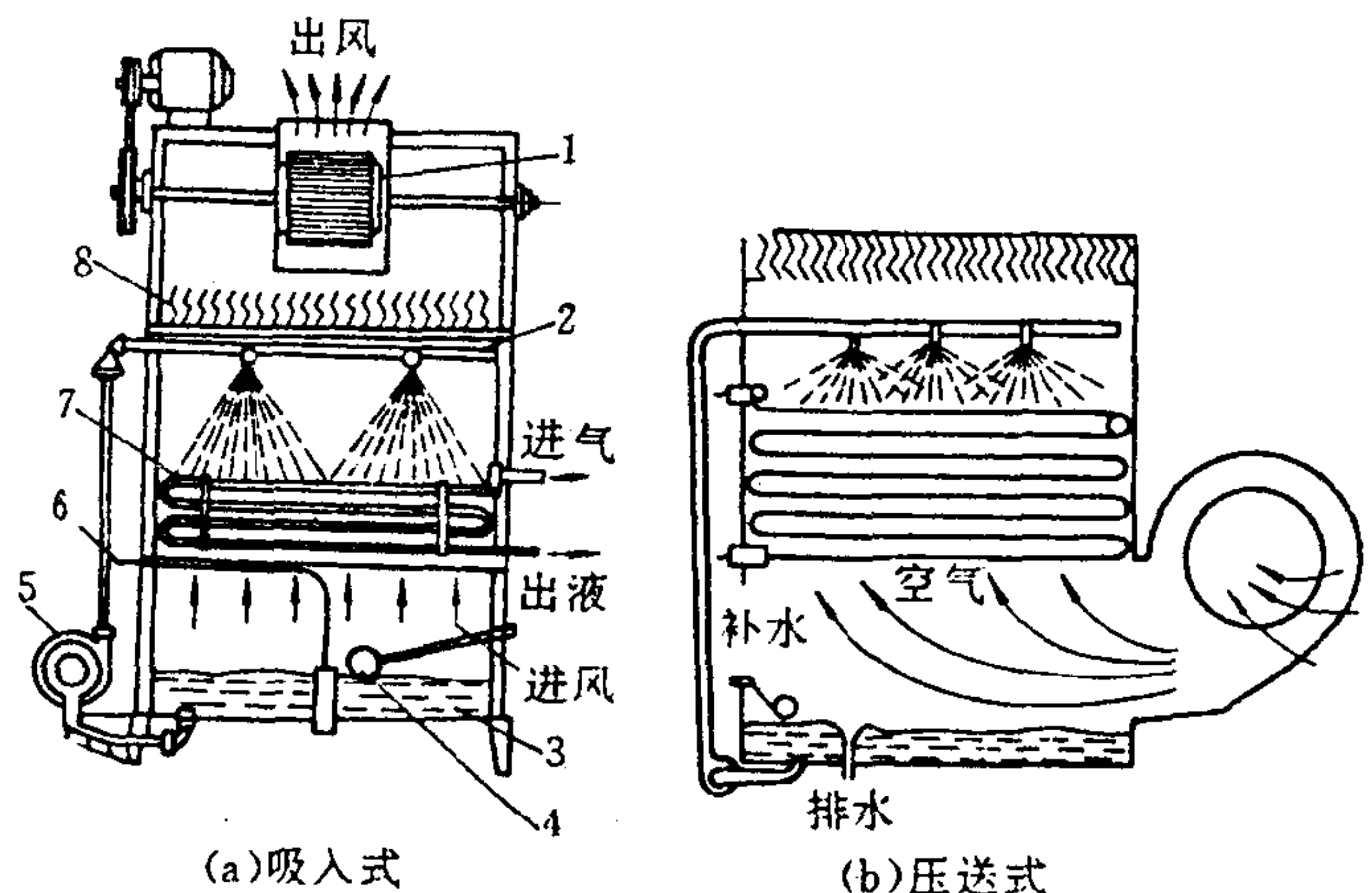


图 7-19 蒸发式冷凝器示意图

1. 风机 2. 淋水装置 3. 集水盘 4. 浮球
5. 水泵 6. 排水管 7. 冷凝管 8. 挡水栅

至冷凝管组上部的喷嘴,均匀地喷淋在冷凝管的外表面,形成很薄的一层水膜。高温制冷剂蒸气从蛇形冷凝管组的上部进入,被管外的冷却水冷凝的液体从下部流出。水吸收了制冷剂的热量以后,一部分蒸发变成水蒸气,其余滴落在下部的集水盘内,供水泵循环使用。风机强迫空气以 3~5m/s 的速度自下向上掠过冷凝管组,促进了水膜的蒸发,强化了冷凝管外的放热,并使吸热后的水滴在落下的过程中为空气所冷却,使蒸发形成的水蒸气随同空气流从挡水栅中排出,挡水栅的作用是阻挡空气流中未蒸发的水滴,并使其落回水盘,以减少冷却水的消耗。此外,水盘内还设浮球阀,当水分不断地蒸发损耗,水盘的水位过低时,浮球阀就自动打开补充冷却水。

蒸发式冷凝器的通风机如设在冷凝管组下部的侧面,向冷凝管组压送空气,称为压送式蒸发冷凝器。其优点是电机不会受潮;如风机设在顶部,吸入来自盘管的空气,称为吸入式蒸发冷凝器。其优点是箱体内保持负压,水的蒸发温度较低。缺点是因高温高湿的空气必须流经风机,故风机的电机容易受潮而被腐蚀和烧毁。

蒸发式冷凝器的优点:

(1)由于主要利用一部分水蒸发吸热,同时利用风机通风,强化了管外冷却水一侧的放热,提高了传热系数;

(2)蒸发式冷凝器所消耗的冷却水只是补充小部分蒸发的水分,因而耗水量很少,约为水冷式的 1/25~1/50,很适用于水源供应困难的地区;

(3)对蒸发式冷凝器的初投资与水冷式冷凝器和冷却塔组合使用时的费用进行综合分析比较,前者不但节水,还节能,是较经济的。

蒸发式冷凝器的缺点是它的制造和维护都比较麻烦。如盘管表面必须镀锌以防止锈蚀,对水质要求高,应进行软化处理等。

蒸发式冷凝器的单位面积热负荷 $q_F = 6704 - 9218 \text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$; 循环水量为 $120 \sim 160 \text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$, 或按每放出 $4187 \text{kJ}/\text{h}$ 的冷凝热量,需循环水量 $40 \sim 70 \text{kg}/\text{h}$; 补充新鲜水量按循环水量的 5~10% 计算; 管间风速为 3~5m/s, 风量为 $300 \sim 340 \text{m}^3/\text{h}$, 或当室外湿球温度在 $20 \sim 28^\circ\text{C}$ 每传递 $4187 \text{kJ}/\text{h}$ 的冷凝热量所需风量为 $100 \sim 160 \text{m}^3/\text{h}$ 。

二、冷凝器的选择计算

(一) 冷凝器的负荷

1. 单级压缩系统(见图 7-20)。

$$Q_k = G(h_3 - h_4)/3.6, \text{W} \quad (7-13)$$

式中: Q_k ——冷凝器负荷, W;

G ——压缩机氨循环量, kg/h;

h_3 ——等熵压缩后压缩机排气的焓, kJ/kg;

h_4 ——冷凝压力下饱和氨液的焓, kJ/kg。

为了计算方便,也可用下式进行计算:

$$Q_k = Q_{cse} \quad (7-14)$$

式中: Q_{cse} ——单级压缩机制冷量, W;

ξ_k ——单级压缩机冷凝负荷系数。

冷凝负荷系数见 7-20。

2. 双级压缩系统(见图 7-6)

$$Q_k = G_g(i_5 - i_6)/3.6 \quad (\text{W}) \quad (7-15)$$

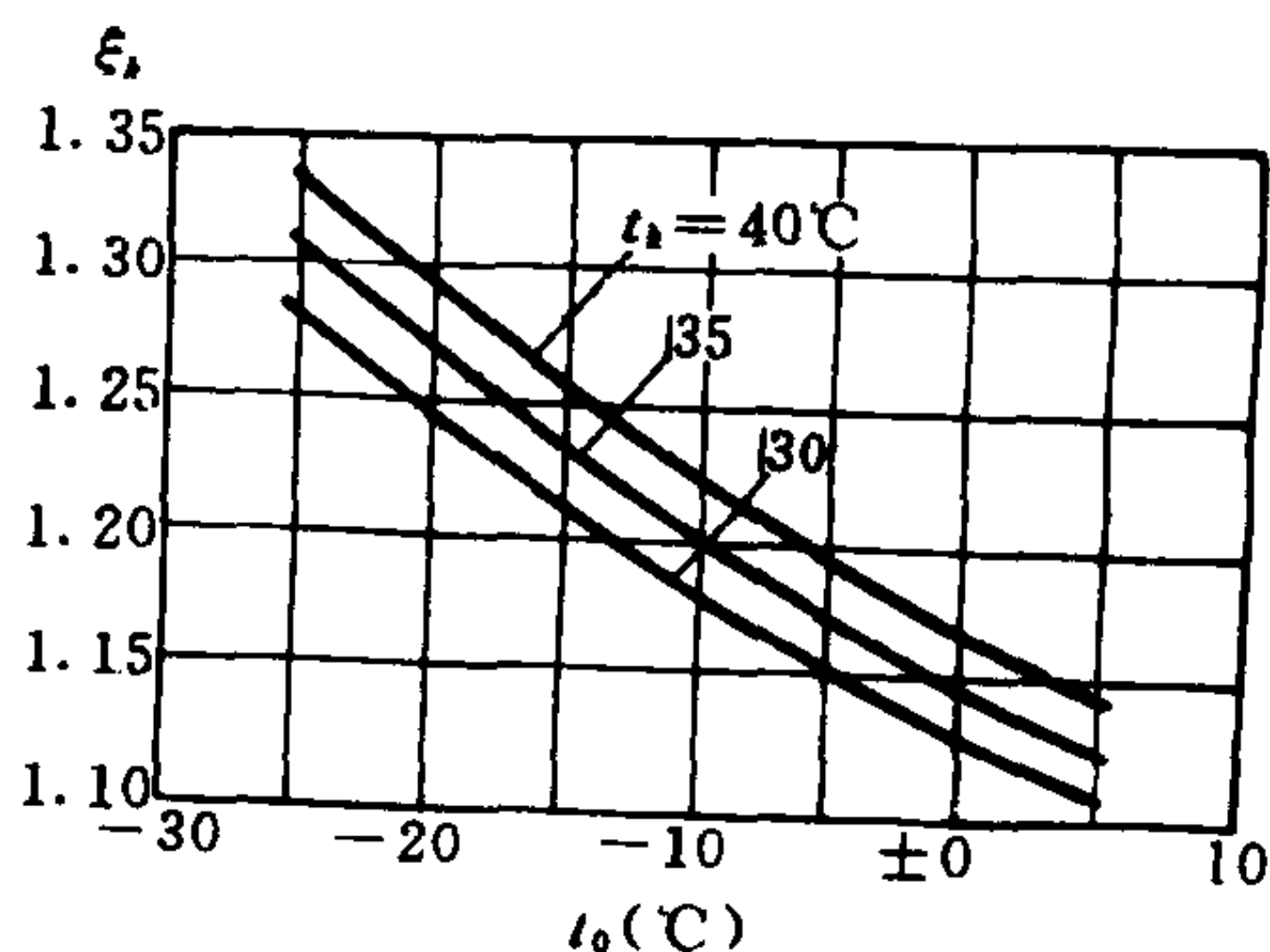


图 7-20 氨单级压缩机冷凝负荷系数

式中： Q_k ——双级压缩机冷凝器负荷，W；
 G_g ——高压级压缩机氨循环量，kg/h；
 i_5 ——等熵压缩后高压级排气的焓，kJ/kg；
 i_6 ——冷凝压力下饱和氨液的焓，kJ/kg。

(二) 冷凝器面积计算

$$F_k = \frac{1.1Q_k \cdot 3.6}{K\Delta t_m} = \frac{Q_k \cdot 3.6}{q_F} \quad \text{m}^2 \quad (7-16)$$

式中： F_k ——冷凝器面积， m^2 ；
 Q_k ——冷凝器负荷(包括单级压缩机和双级压缩机)，W；
 K ——冷凝器的传热系数， $\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$ ；
 Δt_m ——对数平均温差， C ； $\Delta t_m = \frac{t_{s2} - t_{s1}}{2.3 \lg \frac{t_k - t_{s1}}{t_k - t_{s2}}}$

t_k, t_{s1}, t_{s2} 为冷凝温度及冷却水进水温度和出水温度。

q_F ——冷凝器单位面积热负荷， $\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ 。

(三) 冷却水用量

$$q_v = 3.6Q_k / (1000C\Delta t) \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (7-17)$$

或

$$q_v = F \cdot q_{\Delta m}$$

式中： q_v ——冷却水用量， m^3/h ；
 Q_k ——冷凝器负荷，W；
 C ——水的比热容， $C=4.187, \text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{C}$ ；
 Δt ——冷却水进出温差， C ；
 $G_{\Delta m}$ ——冷凝器单位面积用水量， $\text{m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ ；
 3.6 ——W 换算成 kJ/h。

冷凝器冷却水进出温差和单位面积用水量见表 7-14。

各种冷凝器的 K 和 q_F 值见表 7-15。

表 7-14 冷凝器单位面积用水量和进出水温差

序号	型号	$G_{\Delta m} (\text{m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h})$	$\Delta t \quad \text{C}$
1	立式冷凝器	1.0—1.7	$\Delta t=2\sim3\text{C}$
2	卧式冷凝器	0.5—0.9	$\Delta t=4\sim6\text{C}$
3	淋激式冷凝器	0.8—1.0	
4	蒸发式冷凝器	0.15—0.20	

淋激式冷凝器和蒸发式冷凝器采用循环水，新鲜补给水量为：淋激式是循环用水量的 10—12%；蒸发式是循环用水量的 5~10%。

表 7-15 各种冷凝器的 K 和 q_F 及使用条件

形式	传热系数 K kJ/(m ² ·h·°C)	单位面积的热负荷 q_F kJ/(m ² ·h)	使用条件
1. 氨制冷剂用			
立式冷凝器	2514~2933	12570~14665	冷却水温升 2~3°C, 单位面积冷却水量 1~1.7m ³ /(m ² ·h), 当进水温度 30~32°C 时推荐 $q_F=1047-1256$ kJ/(m ² ·h)
卧式冷凝器	2933~3771	12570~16760	冷却水温升 4~6°C, 单位面积冷却水量 0.5~0.9m ³ /(m ² ·h)
淋水式冷凝器	838~1048	氨气自上部进入: 4187 - 8374; 氨气自下部进入; 液体从中部引出: 10475-12570	单位面积循环热水量 0.8~1.0m ³ /(m ² ·h) 新鲜水量按循环水量 10~12%
蒸发式冷凝器		6704~9218	单位面积循环水量 0.12~0.16m ³ /(m ² ·h), 新鲜水量按循环水量 5~10%, 单位面积需要的通风量 300~340m ³ /(m ² ·h)
2. 氟利昂制冷剂 (R ₁₂ 、R ₂₂)			
卧式冷凝器	3752~5447		水的流速为 1.7~2.5m/s, 冷却水温升 4~6°C, 平均传热温度 5~7°C
套管式冷凝器	3572~3772		水的流速为 1~2m/s
风冷式冷凝器	83.8~104.8	838~1048	空气流速为 2~3m/s, 平均传热温差 8~12°C

三、卧式冷凝器冷却水水程计算

1. 每一水程流通截面积

$$f = G_v / 3600w, \quad \text{m}^2 \quad (7-18)$$

式中: f ——每一水程流通截面积, m²;

G_v ——冷凝器冷却水用量, m³/h;

w ——冷却水流速取 0.8~1.2, m/s;

3600——s 换算成 h。

2. 每一管子的流通截面积

$$f' = \pi d^2 / 4 \quad \text{m}^2 \quad (7-19)$$

式中: f' ——每一管子流通截面积, m²;

d ——管子内径, m。

3. 每一水程的管子数

$$m = f/f' \quad \text{根} \quad (7-20)$$

4. 冷凝器冷却水水程数

$$z = n/m \quad (7-21)$$

式中: n ——冷凝器管子数(根)。

(五) 卧式冷凝器阻力计算

$$\Delta P = 9.807[RZ(l/d) + 1.5(Z+1)]\omega^2 e/2g \quad (7-22)$$

式中: ΔP ——冷凝器阻力损失, Pa;

R ——管子摩擦阻力系数;

d ——管子内径, m;

z ——水程数;

l ——管板间的距离, m;

ω ——水的流速, m/s;

e ——水的密度, kg/m³;

g ——重力加速度, m/s²;

9.807——1kgf/m² 换算成 Pa。

管子的摩擦阻力系数按下列公式计算

$$R = 1.2 \times 0.11 \sqrt{R} / \sqrt{d} = b / \sqrt{d} \quad (7-23)$$

式中: R ——管子的绝对粗糙度(mm)见表 7-16;

b ——系数, 见表 7-16;

d ——管子内径(m), \sqrt{d} 值见表 7-17

表 7-16 管子的绝对粗糙度及 R 系数 b 值

管子种类	R (mm)	b
生铁管, 陶瓷管	1.0	0.132
钢管	0.3	0.098
铜管、黄铜管(用于 R12、R22)	0.1	0.074

表 7-17 管子内径及 \sqrt{d} 值

管子内径(mm)	20	25	32	38
\sqrt{d}	2.13	2.24	2.38	2.48

第五节 蒸发器的选型

蒸发器是制冷系统的主要热交换设备之一, 它利用制冷剂液体经节流阀节流后在较低温度下蒸发, 吸收被冷却介质(如盐水或空气)的热量, 使被冷却介质的温度降低。蒸发器在制冷系统中是产生冷效应的低压热交换器。

根据被冷却介质的种类, 蒸发器可分为三类:

1. 冷却盐水或水等载冷剂的蒸发器。如壳管式蒸发器, 立管式蒸发器、板式蒸发器等。

2. 冷却空气的蒸发器。根据被冷却空气的流动情况,它又可分为两种:(1)靠空气自然对流冷却,通称为排管。(2)用风机强制循环冷却,通称为冷风机。

3. 接触式冷却物体的蒸发器,如平板冻结器,冰淇淋凝结器等。

蒸发器中的传热是以传热系数为主要技术指标,影响蒸发器传热系数的因素很多,主要是:制冷剂蒸发时放热系数的大小,被冷却介质(盐水或空气等)侧的放热强度,传热表面干净程度。要增强传热,就必须增大制冷剂蒸发时的放热系数,增大被冷却介质侧的放热,保持传热表面干净,热阻小。

一、蒸发器的形式和结构

(一)冷却液体的蒸发器 冷却液体的蒸发器用来冷却盐水或水等载冷剂,再由载冷剂去冷却被冷却物体,常用冷却液体的蒸发器有下列几种:

1. 卧式壳管式蒸发器(满液式) 卧式壳管式蒸发器的形状与结构和卧式冷凝器相似。它的结构见图 7-21。

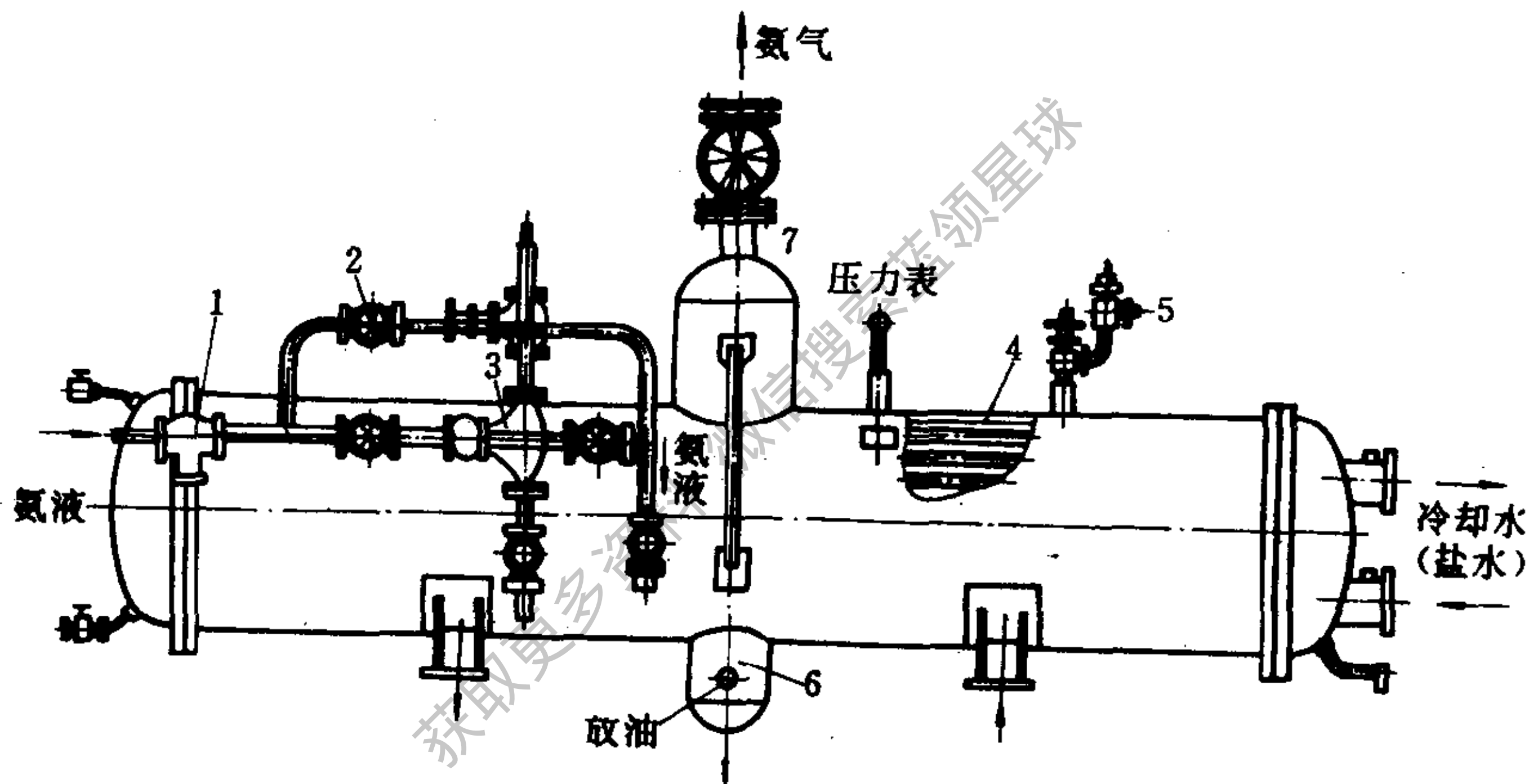


图 7-21 氨卧式壳管式蒸发器

1. 氨液过滤器 2. 节流阀 3. 浮球阀 4. 传热管簇
5. 安全阀 6. 集油包 7. 回气包

其主体是钢板卷焊而成的圆筒,两端各焊有多孔管板各一块,两管板间焊接或胀接水平传热管数十根。管板外联接有分水筋的铸铁端盖,分水筋将管束分成几个管组(流程),盐水或水在其内顺序流动,增强传热。节流降压后的制冷剂从筒体下半部进入,在筒内管外吸收了管内盐水或水的热量而蒸发,蒸发形成的蒸气进入筒体上部的气液分离器(或称回气包),分离出的液体仍然流回蒸发器内,干蒸气被压缩机吸走。此外,筒体上部有供液管,液面指示器,端盖上有放空气和盐水的旋塞。被冷却的盐水或水被泵送至冷却部分,从用冷部分回来的热盐水从端盖下端的管子进入,从上端管子排出。为了防止冷损失,蒸发器的外侧应包隔热层。

卧式壳管式蒸发器的充液高度,当制冷剂为氨时,约为筒径的 70~80%,过高的液面会使未汽化的液体随沸腾生成的汽泡带出蒸发器,进入压缩机引起液击。氟利昂由于起泡沫的现象较严重,它的充液量仅为筒体的 55~65%。

此外,氨用卧式壳管式蒸发器的底部焊有集油包,氟用蒸发器的传热管为 $D25 \times 2.5\text{mm}$ 或 $D38$

×3mm 的无缝钢管,而氟利昂用的传热管多用低肋铜管。

这种蒸发器的优点是结构紧凑,传热系数高,适用于闭式盐水循环系统,可以减弱盐水对金属的腐蚀,同时也可以避免盐水吸收空气中的水蒸气而引起浓度下降。

其缺点是当盐水浓度降低时,或盐水泵一旦因意外事故而停泵时,盐水在管中可能冻结,致使管子破裂。为了防止这一情况发生,在配制盐水时,盐水的冻结温度应比制冷剂的蒸发温度低 8~10℃。此外,还有清洗内管需停止工作。制冷剂的充灌量大,若制冷剂为氟利昂,则氟利昂内溶解的润滑油难于返回压缩机。

2. 干式壳管式蒸发器(氟利昂用)

干式壳管式蒸发器的外形和结构与满液式卧式壳管式蒸发器的基本一样,是后者的一种改进型。它们之间的主要区别在于,干式壳管式蒸发器采用管内蒸发,氟利昂从端盖一端进入,经过几个流程后从端盖引出,载冷剂在管外流动。为了提高载冷剂的流速,在壳体内装有多块折流板。折流板用拉焊固定。

干式壳管式蒸发器弥补了满液式的某些缺点,它的制冷剂液体充灌量少,只为管内容积的 40%左右,约为满液式的 1/2~1/3 或更少,另外只要使管内制冷剂流速大于一定数值(约 4m/s),就可以保证顺利地把润滑油带出,并送回压缩机。还有,由于载冷剂在管外,故冷量损失少,而且可以减缓冻结的危险。

3. 立管式和螺旋管式蒸发器

这两种蒸发器的共同特点是制冷剂在管内蒸发,整个蒸发器沉浸在液体载冷剂箱内。该箱由钢板焊接而成,为了保证载冷剂在箱内以一定速度循环,箱内焊有纵向隔板和装有螺旋搅拌器。载冷剂流速一般为 0.3~0.7m/s,以增强传热。此外箱上部装有溢液口,底部装有泄液口,以备检修时放空用,箱的外侧应包隔热层,箱口应加盖。

这两种蒸发器只能用于开式循环系统,载冷剂必须是非挥发性物质,常用的是盐水和水等。如用盐水,蒸发器管子受盐水腐蚀较大,盐水易吸潮而变稀。这两种蒸发器可以直接观察载冷剂的流动情况,广泛用于氨制冷系统的制冰和某些冷冻工艺中。

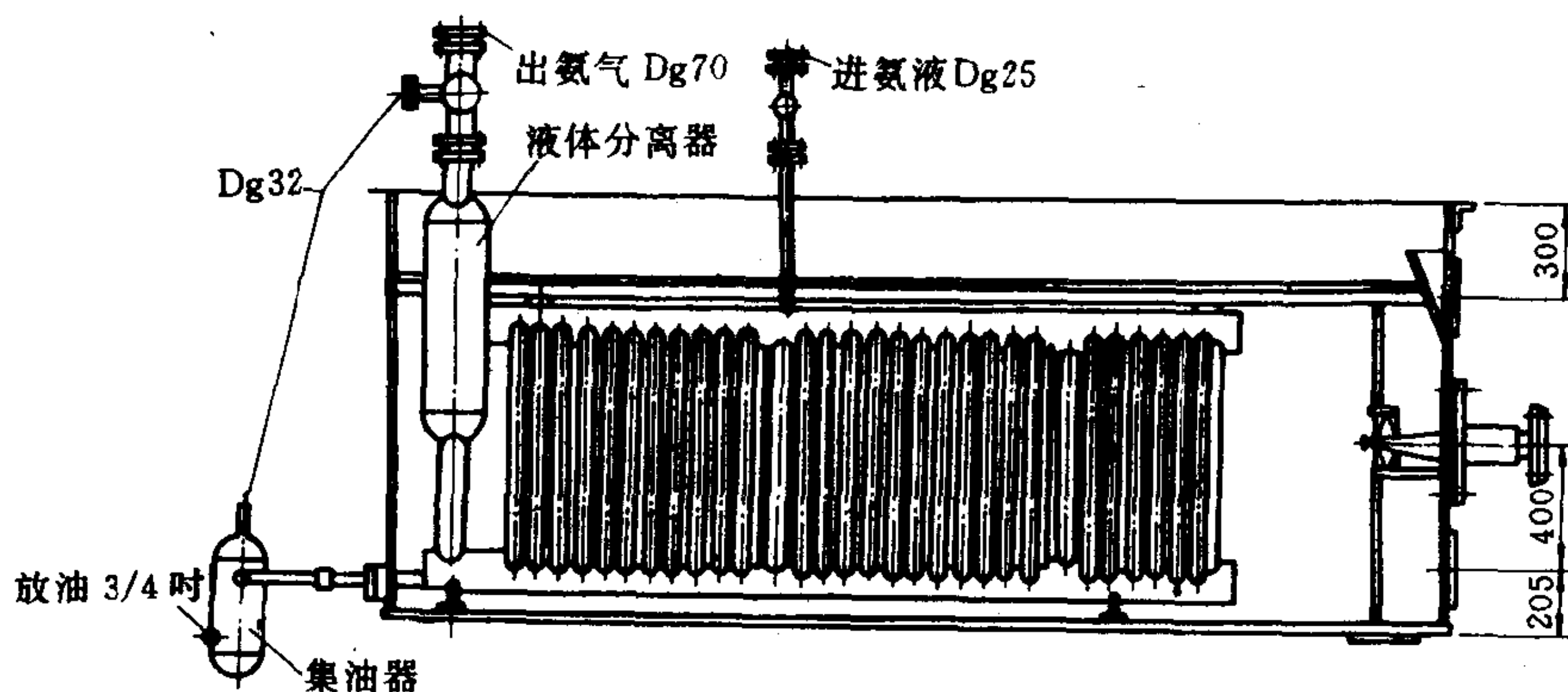


图 7-22 立管式蒸发器

(1) 立管式蒸发器

见图 7-22 立管式蒸发器是由一个水箱及其内装有几组并列的管组组成。每个管组由上、下两

个直径较大($D121 \times 4\text{mm}$)的水平集管,以及焊接在集管上的直径较小($D57 \times 3.5\text{mm}$ 或 $D38 \times 3\text{mm}$)的两头弯曲的立管所组成。隔一定的距离焊接一根直径稍大($D76 \times 4\text{mm}$)的立管,上集管接液体分离器,下集管的一端与集油器相连。液体制冷剂从中间的进液管进入,进液管往下伸至下集管,这样就保证液体进入下集管,并较均匀地分配到各根立管。在立管内沸腾产生的蒸气上升至集管,经液体分离器分液后排出。分离的液滴再次返回下集管。蒸发器的润滑油沉积在集油器中,可以定期放出。

(2)螺旋管式蒸发器

螺旋管式蒸发器见图 7-23。它是立管式蒸发器的改进。不同的是螺旋管式蒸发器在上、下集管之间焊接的是两排螺旋管取代了立管。在集管距离相等时,传热面积增加,因此尺寸更紧凑,消耗钢材少。其传热系数与立管式蒸发器接近。

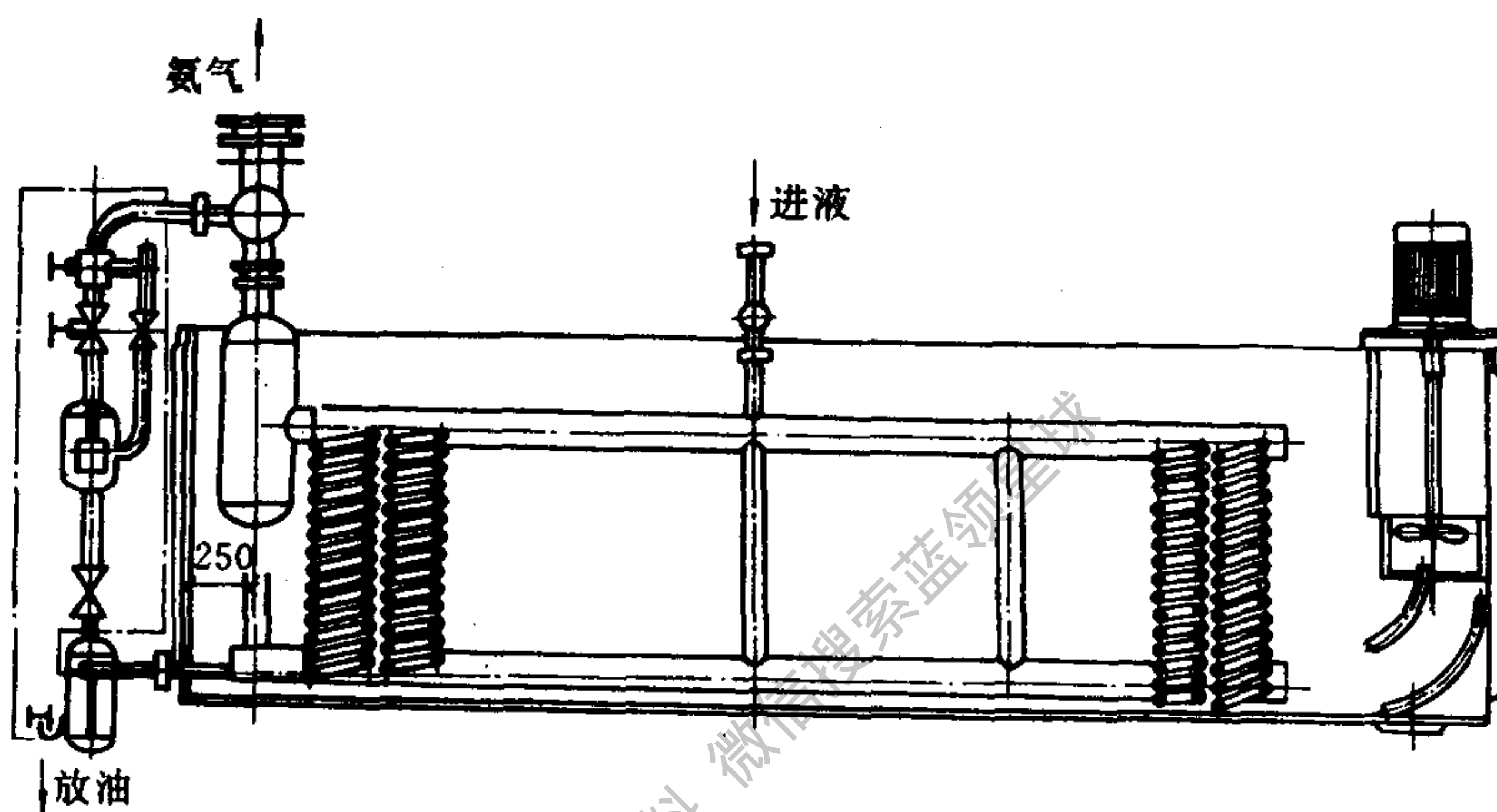


图 7-23 螺旋管式蒸发器

各种类型冷却液体的蒸发器的传热系数 K 值和单位面积热负荷 q_F 值见表 7-18。

表 7-18

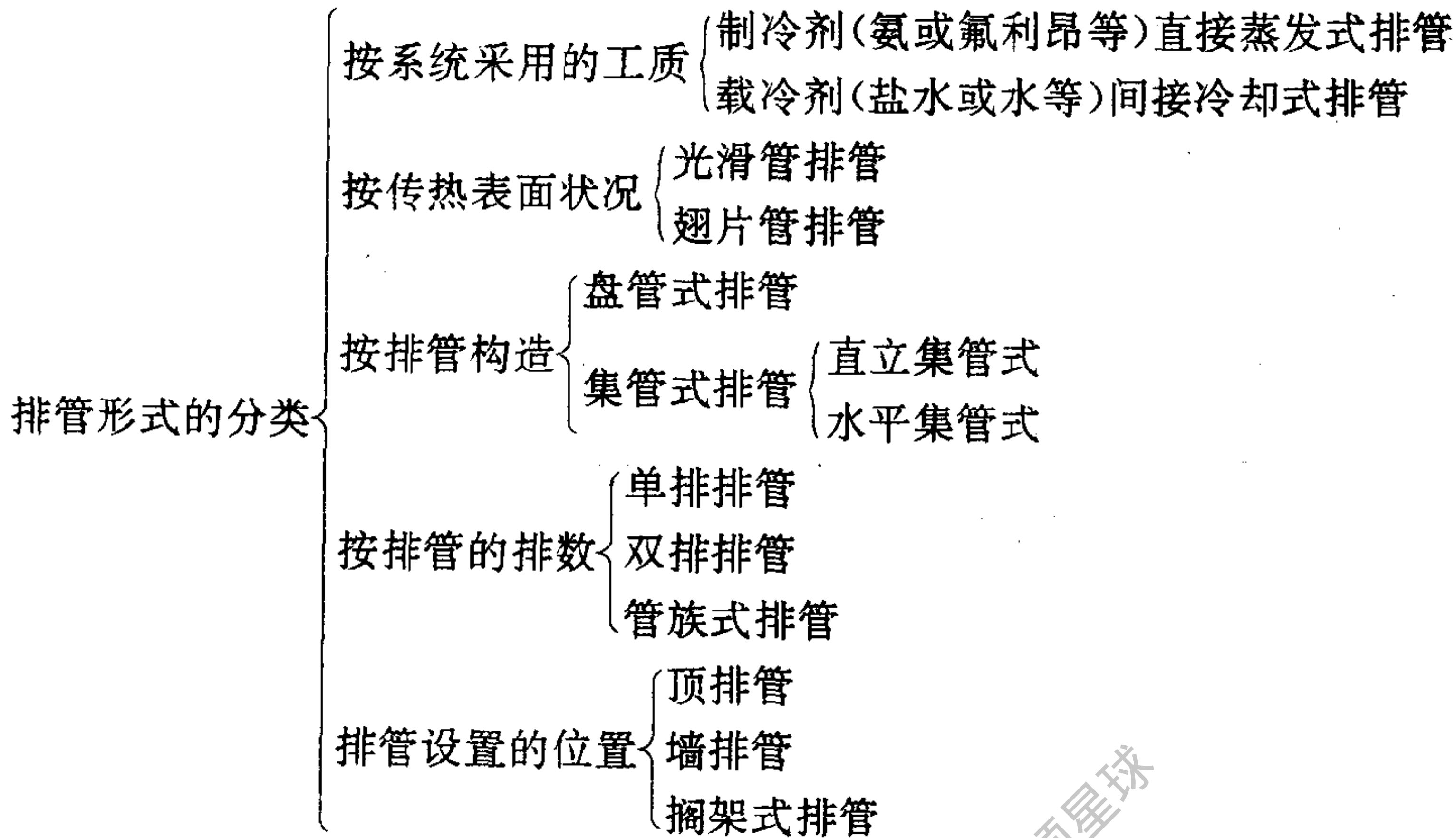
形式	传热系数(K) $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$	单位面积热负荷 q_F $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$	应用条件	
			传热温差 $\Delta t(^{\circ}\text{C})$	盐水(水)流速(m/s)
单程卧式	1382~1465	6700~7540	—	—
多程卧式	1465~1675	7540~9210 (推荐 8374)	— 5~6	— 1~1.5
立管式、V 型等	1465~2094	8374~10468 (推荐 9210)	— 5~6	— 0.3~0.4
氟利昂卧式	1675~1884	8374~10468	—	—

(二)排管式蒸发器 冷藏库中的排管,在冷却过程中,排管中沸腾着的制冷剂或流动着的载冷

剂直接经排气管外表面吸取空气中的热量,从而使库内空气的温度降低,达到制冷的目的。

现今冷藏库中广泛采用的排管是制冷剂直接蒸发式排管。

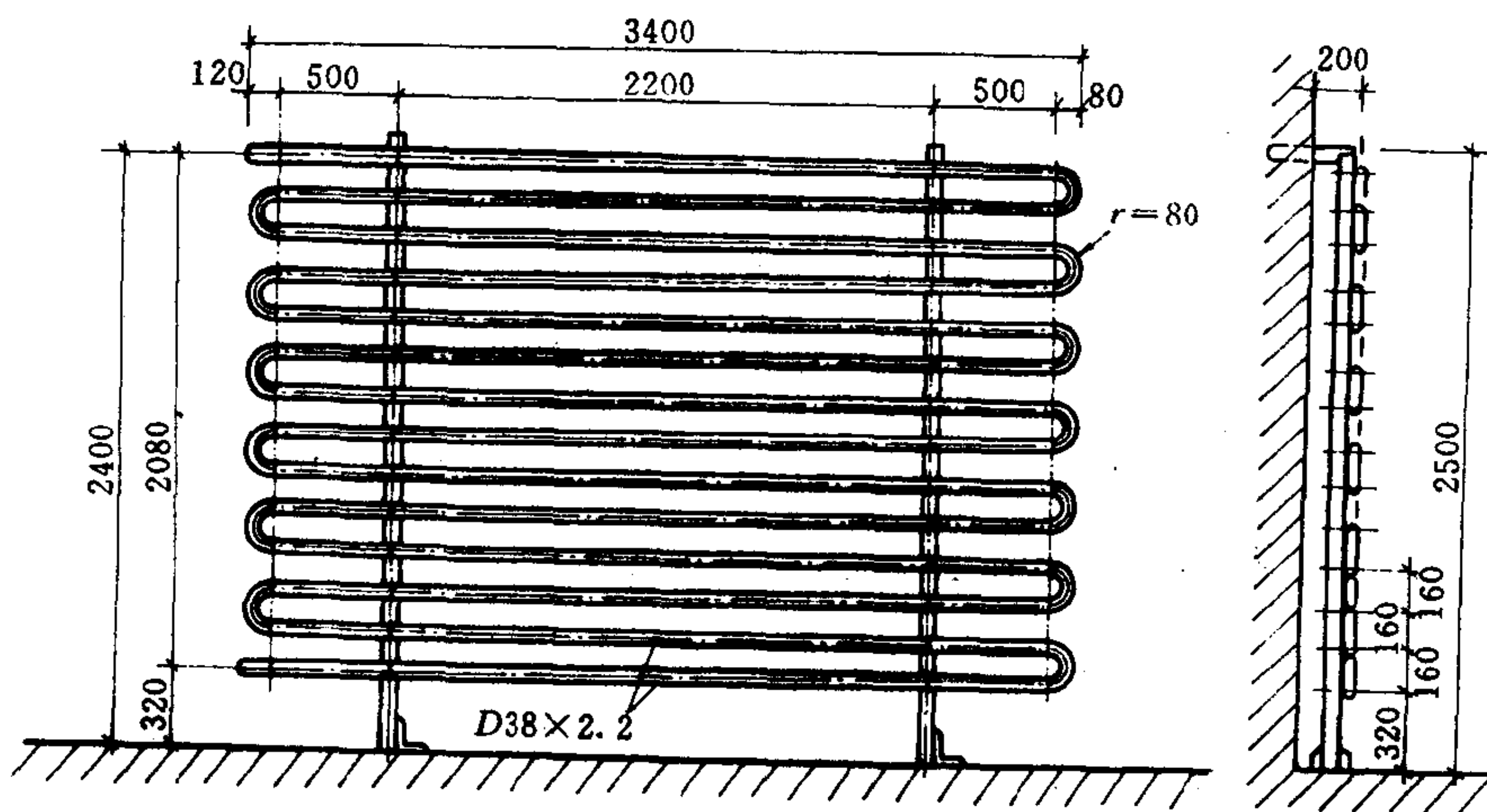
排管式蒸发器的型式很多,排管型式的选用取决于一系列因素和技术经济指标,如:传热系数、流动阻力、管材适应性、排管对制冷系统的适用性等等。排管的型式可根据制冷系统采用的制冷剂、传热表面状况,在库房中配置的位置、排管的构造和排数,以及制冷剂的供液方式等进行分类。



目前冷藏库中常用的排管型式有:盘管式排管、立管式墙排管、集管式顶排管、氨泵强制供液系统用排管、搁架式排管,以及无液柱作用和小液柱作用的低温排管,现分述如下:

1. 盘管式排管(又称蛇形排管)。盘管式排管可用 $D25 \times 2\text{mm}$ 、 $D32 \times 2.5\text{mm}$ 、 $D38 \times 3\text{mm}$ 无缝钢管弯制而成,它可以是单排或双排。当库房的热负荷较大,所需的传热面积较大时,可用两组单排的盘管式排管组成双排。

单排盘管的型式见图 7-24。



7-24 单根 $D38 \times 2.2\text{mm}$ 单排盘管式光滑墙排管

(1) 管距 排管的管子中心距 s 由联接弯管的曲率半径 R 决定。管子弯曲时的曲率半径不能过小,否则管子弯曲处的外壁由于被拉长而减薄,产生变形,其强度降低甚至产生裂纹。常取 $s = 4D_w$ 。

(D_w ——光滑管外径)用 $D25 \times 2.0\text{mm}$ 管子时, $S=100 \sim 110\text{mm}$; 用 $D32 \times 2.5\text{mm}$ 管子时, $S=130 \sim 150\text{mm}$; 用 $D38 \times 3\text{mm}$ 管子时, $S=140 \sim 160\text{mm}$ 。

(2)管子数 盘管式排管的管子数一般为偶数,这样进液管和回气管接口位于排管的同一侧,以便于管子的安装连接。

墙排管的高度视库内净高而定,还应根据制冷工艺的要求,综合考虑。

(3)排管的宽度 可根据库房靠墙边柱之间的净距离或库房的长和宽来确定,有时还应根据工艺流程要求,制作安装要求来确定。

盘管式排管的优点是结构简单,易于制作,适用性强。其缺点为传热系数较小,流动阻力较大。盘管式排管可用于直接膨胀供液系统、重力供液系统和氨泵供液系统。

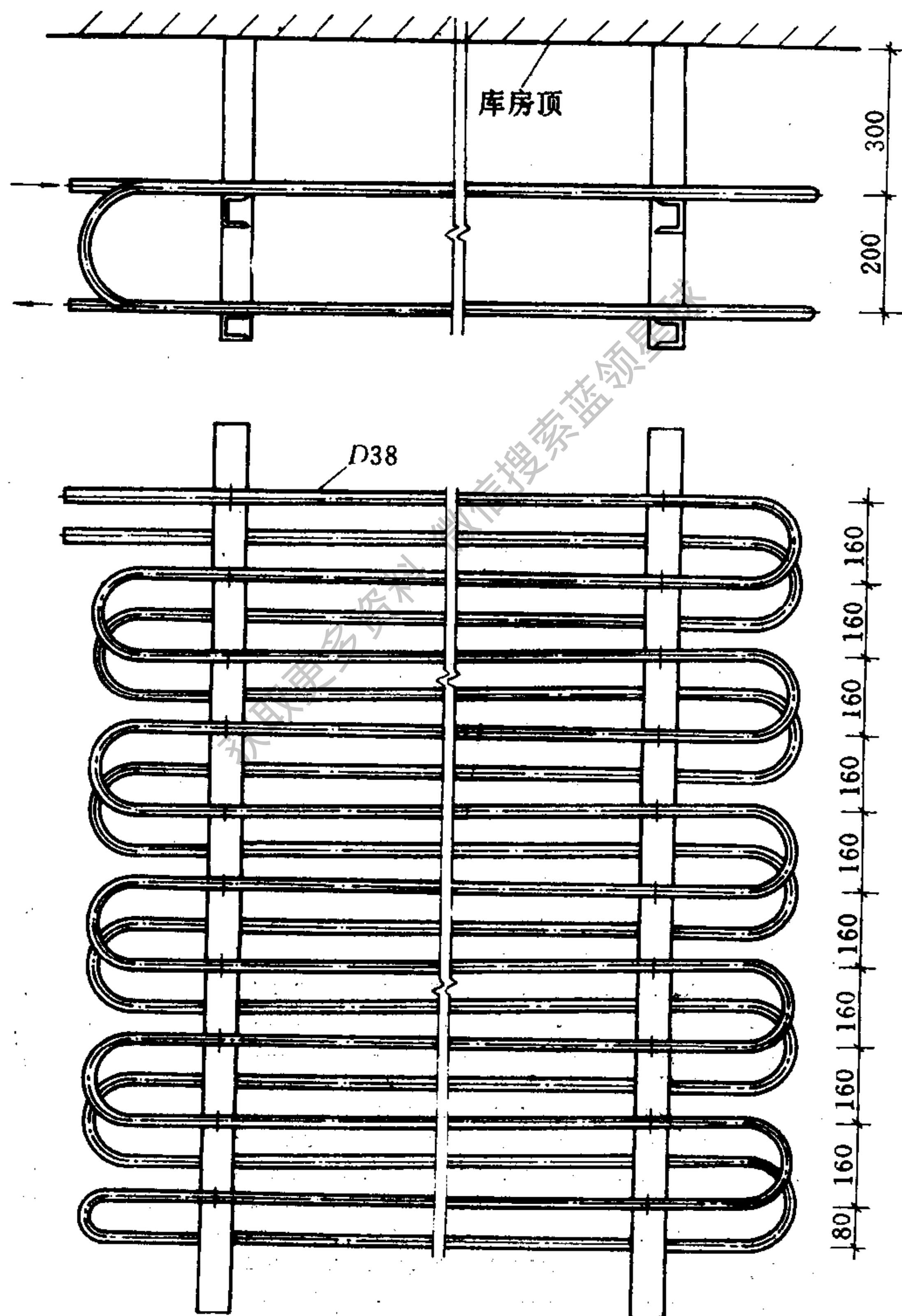


图 7-25 D38 双排顶排管

(4)排管类型 盘管式排管一般又可分为墙排管(见图 7-24)和顶排管(见图 7-25),根据制冷系统的布置和要求,还可以采用单层或双层。双层顶排管的传热系数比单层差些,但布置比较方便,其传热系数见表 7-19 和表 7-20。

墙排管传热系数与高度方向所布置的横管数量有关,横管数越多,传热系数越大,见表7-21。

表 7-19 氨光滑 U 形顶排管和氨双层光滑蛇形排管的 K' 值 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

冷间空气温度 $^\circ C$	计算温度差 $\Delta t(^{\circ}C)$				
	6	8	10	12	15
0	8.14	8.61	8.96	9.19	9.42
~4	7.79	8.02	8.26	8.49	8.72
~10	7.09	7.44	7.68	7.91	8.02
~12	6.86	7.21	7.44	7.68	7.91
~15	6.63	6.98	7.21	7.44	7.68
~18	6.40	6.75	6.98	7.21	7.44
~20	6.28	6.63	6.86	7.09	7.33
~23	6.16	6.40	6.63	6.86	7.09
~25	6.05	6.28	6.51	6.75	6.89
~30	5.82	6.16	6.40	6.51	6.75

注:表列数值为外径 38mm 光滑管,管间距与管外径之比为 4,冷间相对湿度为 90%,霜层厚度为 6mm 时的传热系数。

表 7-20 氨单层光滑蛇形顶排管的 K' 值 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

冷间空气温度 $^\circ C$	计算温度差 $\Delta t(^{\circ}C)$				
	6	8	10	12	15
0	8.60	9.07	9.42	9.65	9.88
~4	8.14	8.49	8.72	8.96	8.19
~10	7.44	7.79	8.02	8.26	8.49
~12	7.21	7.56	7.79	8.02	8.26
~15	6.98	7.33	7.56	7.79	8.02
~18	6.75	7.09	7.33	7.56	7.79
~20	6.63	6.98	7.21	7.44	7.68
~23	6.51	6.74	6.98	7.21	7.44
~25	6.40	6.63	6.86	7.09	7.32
~30	6.16	6.51	6.74	6.86	7.09

注:表列数值为外径 38mm 光滑管,管间距与管外径之比为 4,冷间相对湿度为 90%,霜层厚度为 6mm 时的传热系数。

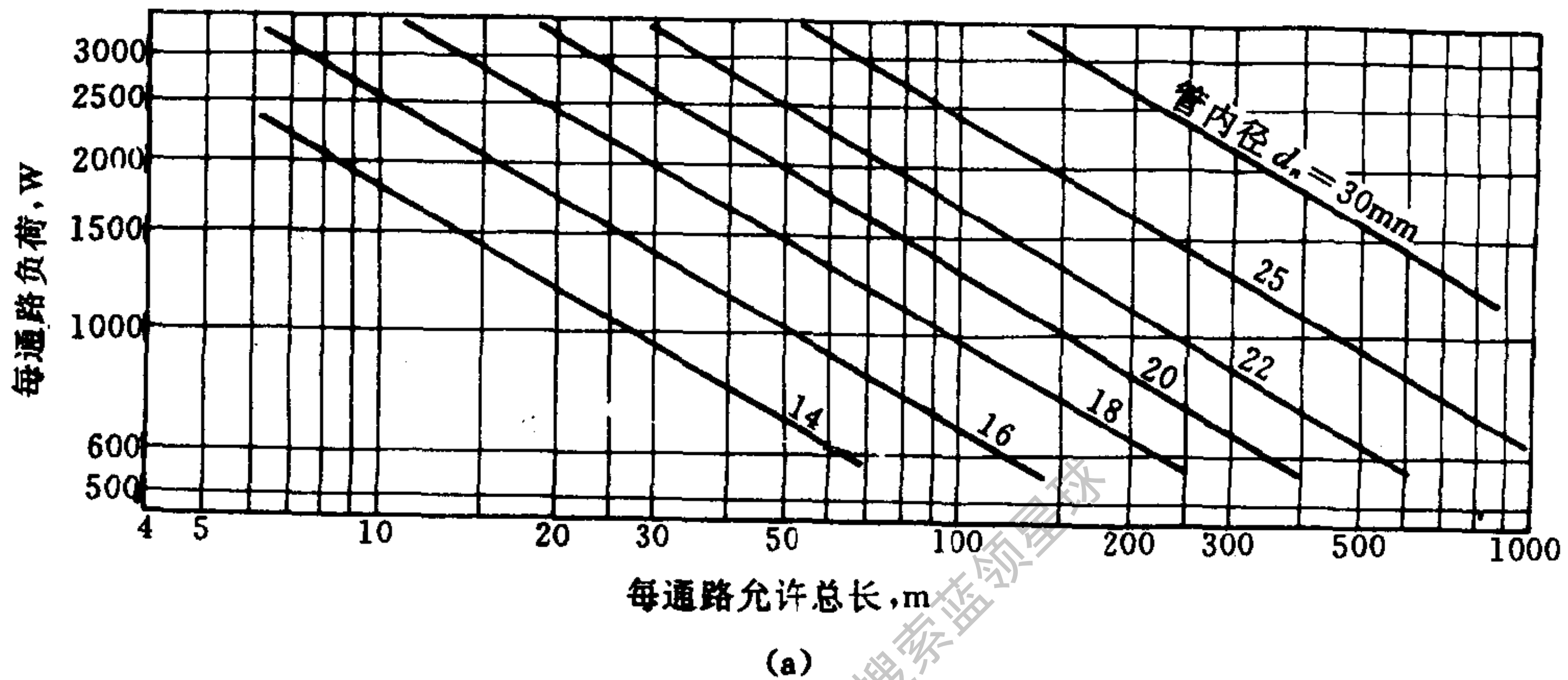
表 7-21 氨单排光滑蛇形墙排管的传热系数 K' 值 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

高度方向 上的横管 数(根)	计算温度 差 Δt ($^\circ C$)	冷间空气温度($^\circ C$)									
		0	-4	-10	-12	-15	-18	-20	-23	-25	-30
4	6	8.84	8.02	7.68	7.44	7.21	6.98	6.86	6.63	6.51	6.28
	8	9.30	8.72	8.02	7.79	7.56	7.33	7.21	6.98	6.86	6.63
	10	9.65	8.96	8.26	8.02	7.79	7.56	7.44	7.21	7.09	6.86
	12	9.89	9.19	8.49	8.26	7.91	7.68	7.56	7.44	7.33	7.09
	15	10.12	9.42	8.61	8.49	8.14	7.91	7.79	7.68	7.56	7.33
6	6	9.19	8.49	7.79	7.68	7.44	7.09	6.89	6.86	6.75	6.51
	8	9.54	8.96	8.14	8.02	7.68	7.44	7.33	7.21	7.09	6.86
	10	9.89	9.19	8.49	8.26	7.91	7.68	7.56	7.44	7.33	7.09
	12	10.12	9.42	8.61	8.49	8.14	7.91	7.79	7.56	7.44	7.21
	15	10.35	9.65	8.84	8.61	8.57	8.14	8.02	7.79	7.68	7.44
8	6	9.42	8.84	8.14	7.91	7.68	7.44	7.33	7.09	6.98	6.75
	8	9.89	9.30	8.49	8.26	8.02	7.79	7.56	7.44	7.33	7.09
	10	10.23	9.54	8.72	8.49	8.26	8.02	7.79	7.68	7.56	7.33
	12	10.47	9.77	8.96	8.72	8.37	8.14	8.02	7.79	7.68	7.44
	15	10.58	10.00	9.19	8.96	8.61	8.37	8.26	8.02	7.91	7.68
10	6	10.00	9.42	8.61	8.37	8.02	7.91	7.68	7.56	7.44	7.09
	8	10.47	9.77	8.96	8.72	8.37	8.14	8.02	7.79	7.68	7.44
	10	10.82	10.00	9.19	8.96	8.61	8.37	8.26	8.02	7.91	7.68
	12	10.93	10.23	9.42	9.19	8.84	8.61	8.49	8.26	8.14	7.91
	15	11.16	10.47	9.54	9.42	9.07	8.84	8.61	8.49	8.37	8.14
12	6	10.70	10.00	9.19	8.96	8.61	8.37	8.26	8.02	7.91	7.56
	8	11.16	10.35	9.54	9.30	8.96	8.72	8.49	8.26	8.14	7.91
	10	11.40	10.70	9.77	9.54	9.19	8.96	8.72	8.49	8.37	8.14
	12	11.63	10.82	8.89	9.65	9.42	9.07	8.96	8.72	8.61	8.37
	15	11.75	11.05	10.12	9.89	9.54	9.30	9.19	8.96	8.84	8.61
14	6	11.28	10.58	9.65	9.42	9.19	8.84	8.72	8.49	8.37	8.14
	8	11.75	10.93	10.00	9.77	9.42	9.19	8.96	8.84	8.61	8.37
	10	12.10	11.28	10.35	10.00	9.65	9.42	9.19	9.07	8.84	8.61
	12	12.21	11.40	10.47	10.23	9.89	9.54	9.42	9.19	9.07	8.84
	15	12.44	11.63	10.70	10.47	10.12	9.77	9.65	9.42	9.30	9.07
16	6	12.10	11.28	10.35	10.12	9.77	9.42	9.30	9.07	8.96	8.61
	8	12.56	11.75	10.70	10.47	10.12	9.77	9.54	9.30	9.19	8.96
	10	12.79	11.98	10.93	10.70	10.35	10.00	9.77	9.54	9.42	9.19
	12	13.03	12.10	11.16	10.82	10.47	10.12	10.00	9.77	9.65	9.30
	15	13.14	12.33	11.28	11.05	10.70	10.35	10.23	10.00	9.89	9.54
18	6	12.91	12.10	11.05	10.70	10.47	10.12	9.89	9.65	9.54	9.30
	8	13.37	12.44	11.40	11.16	10.82	10.47	10.23	10.00	9.89	9.54
	10	13.72	12.79	11.63	11.40	11.05	10.70	10.47	10.23	10.12	9.77
	12	13.84	12.91	11.86	11.51	11.16	10.82	10.70	10.35	10.23	10.00
	15	14.07	13.03	11.98	11.75	11.40	11.05	10.82	10.58	10.47	10.23
20	6	13.84	12.19	11.75	11.51	11.16	10.70	10.58	10.35	10.23	9.77
	8	14.30	13.26	12.21	11.86	11.40	11.16	10.93	10.70	10.47	10.12
	10	14.54	13.61	12.44	12.10	11.63	11.28	11.16	10.82	10.70	10.35
	12	14.77	13.72	12.56	12.21	11.86	11.51	11.28	11.05	10.93	10.58
	15	14.89	13.84	12.79	12.44	12.10	11.75	11.51	11.28	11.16	10.82

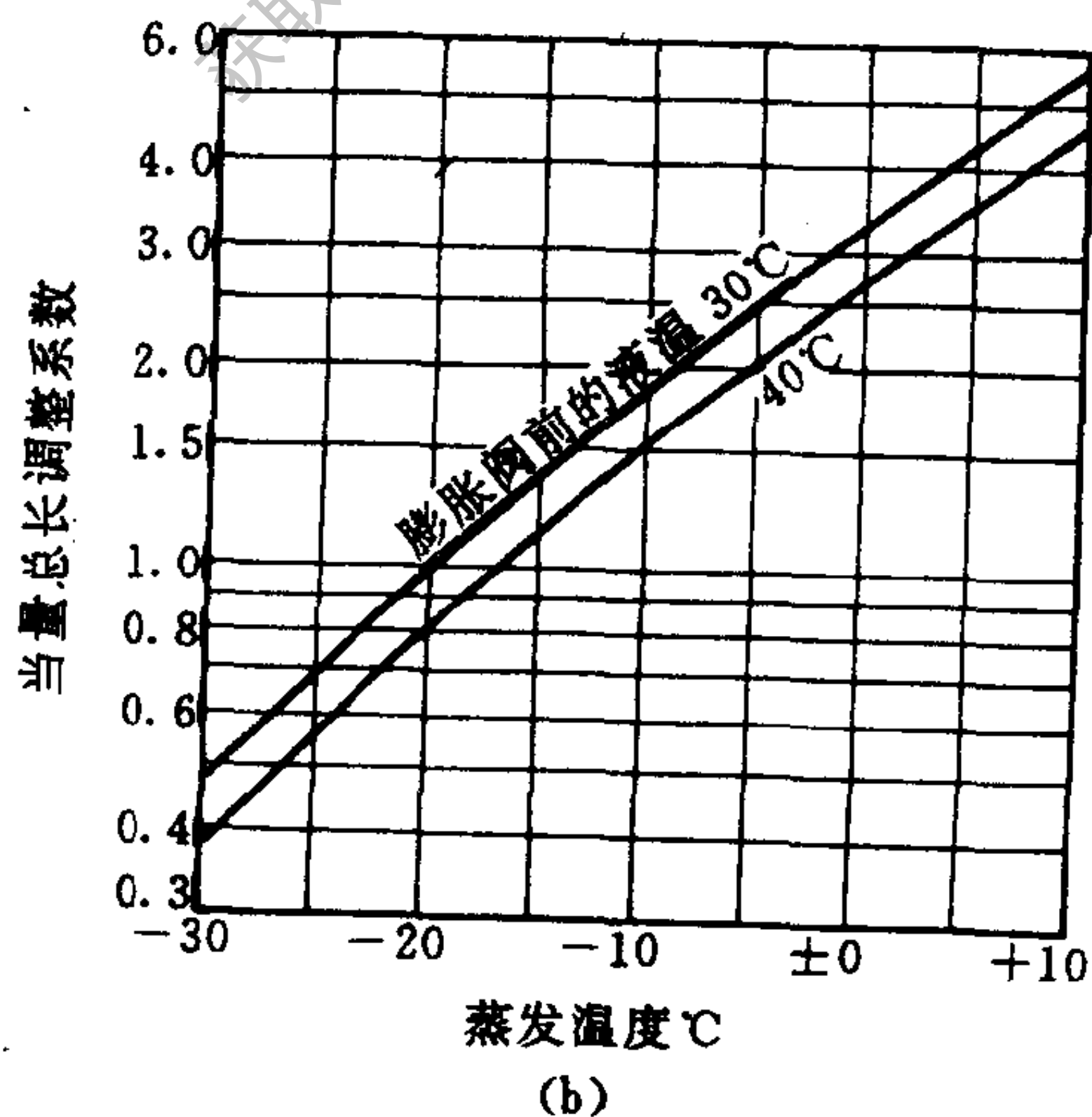
注:表列数值为外径 38mm 光滑管,管间距与管外径之比为 4,冷间相对湿度为 90%,霜层厚度为 6mm 时的传热系数。

(5)排管的通路长度。 蒸发盘管中的压力降迫使制冷压缩机吸入口压力下降,因而制冷量下降。因此,蒸发盘管中压力降应加以控制,也就是说,盘管的通路长度要加以控制。通常对R-12蒸发盘管的压力降控制在相应于饱和蒸发温降 2°C 以内;R-22蒸发盘管中压力降控制在 1°C 以内;在氨蒸发盘管中,压力降也控制在 1°C 以内。

根据这个原则,各种制冷剂蒸发盘管的允许通路长度可查下列图表。图7-26a、b、图7-27a、b、图7-28a、b、图7-29a、b。使用这些图表时,先根据坐标上每通路负荷和选定的管径线相交点,即可在横坐标上找到允许的当量通路长度,再根据设计选用的蒸发温度和阀前的液温从调整系数的图上可查出对应的调整系数,用从图中查出的允许当量通路长度乘以调整系数,即为设计应该采用的当量通路长度。

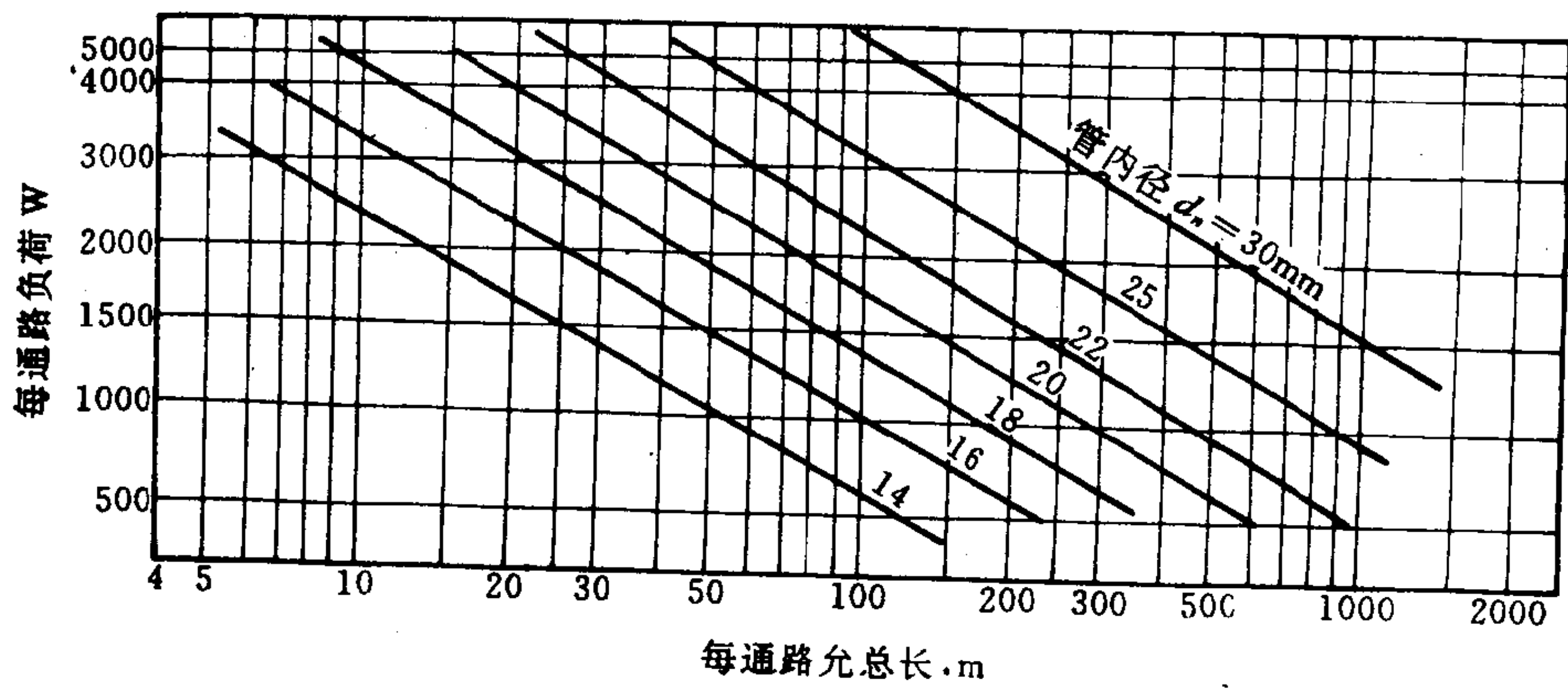


蒸发温度 -20°C ,膨胀阀前的液温 30°C
 (a) R-12蒸发盘管允许串联长度
 蒸发温度 -20°C ,膨胀阀前的液温 30°C 。



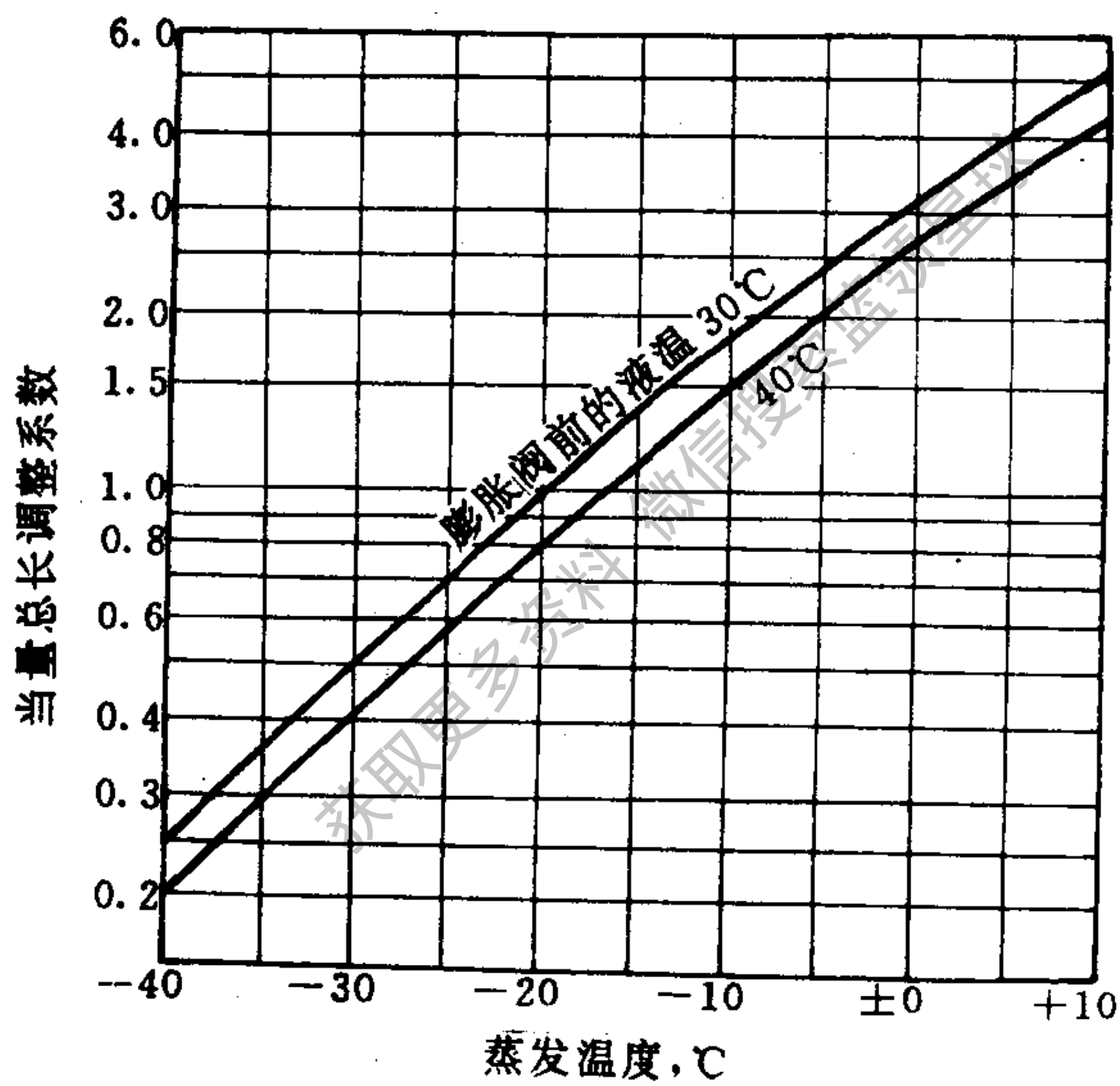
(b) R-12蒸发盘管允许长度调整系数

图7-26



(a)

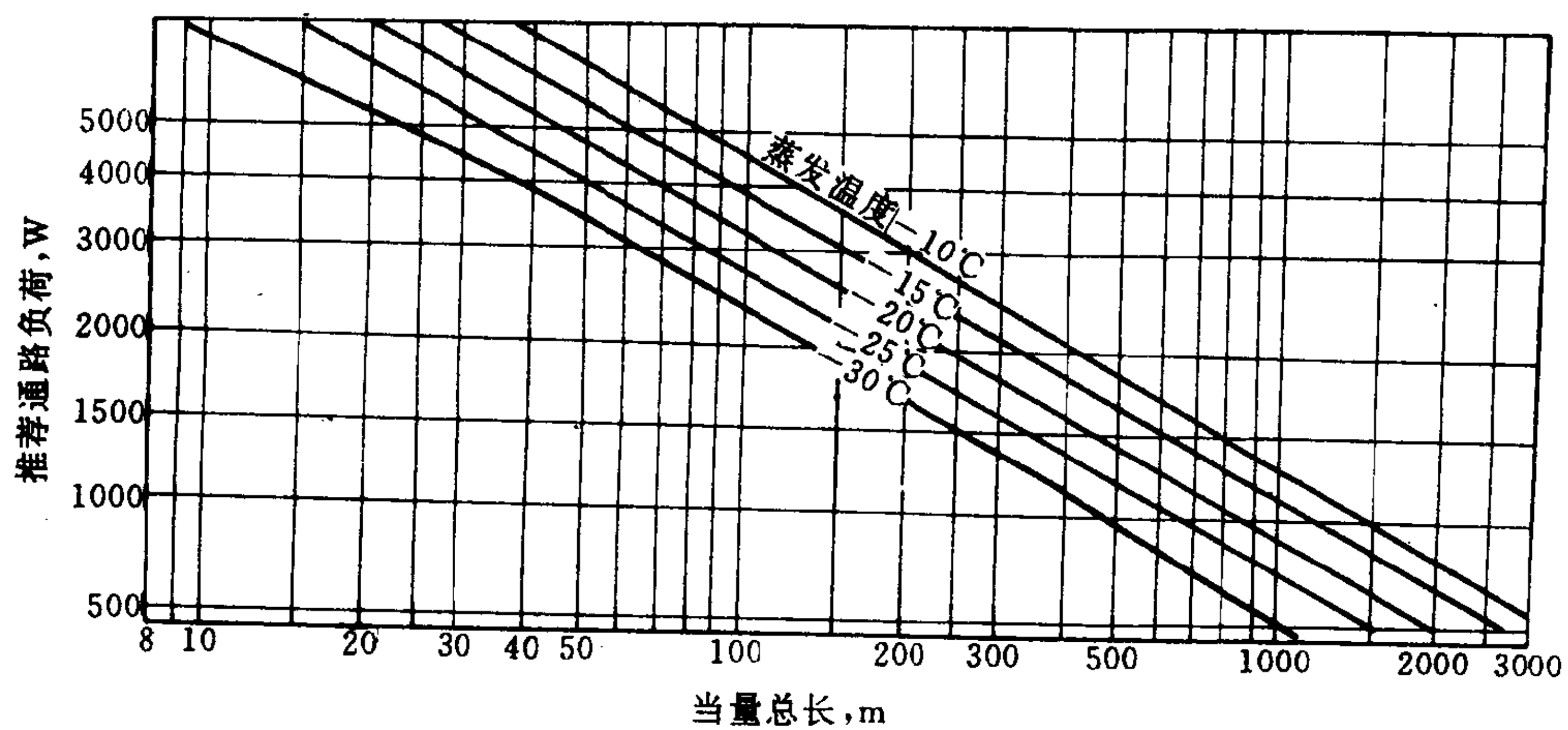
(a) R-22 蒸发盘管允许串联长度



(b)

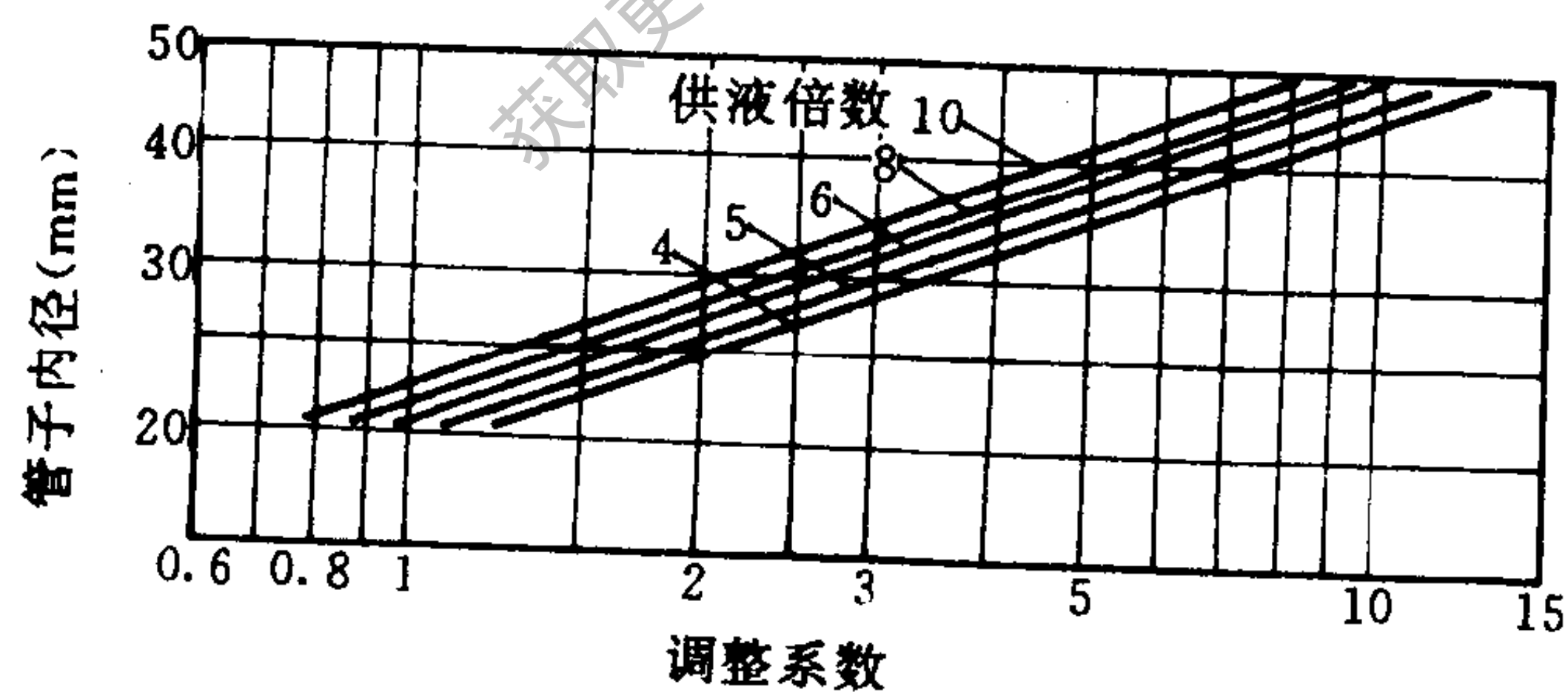
(b) R-22 蒸发盘管允许长度调整系数

图 7-27



(a)

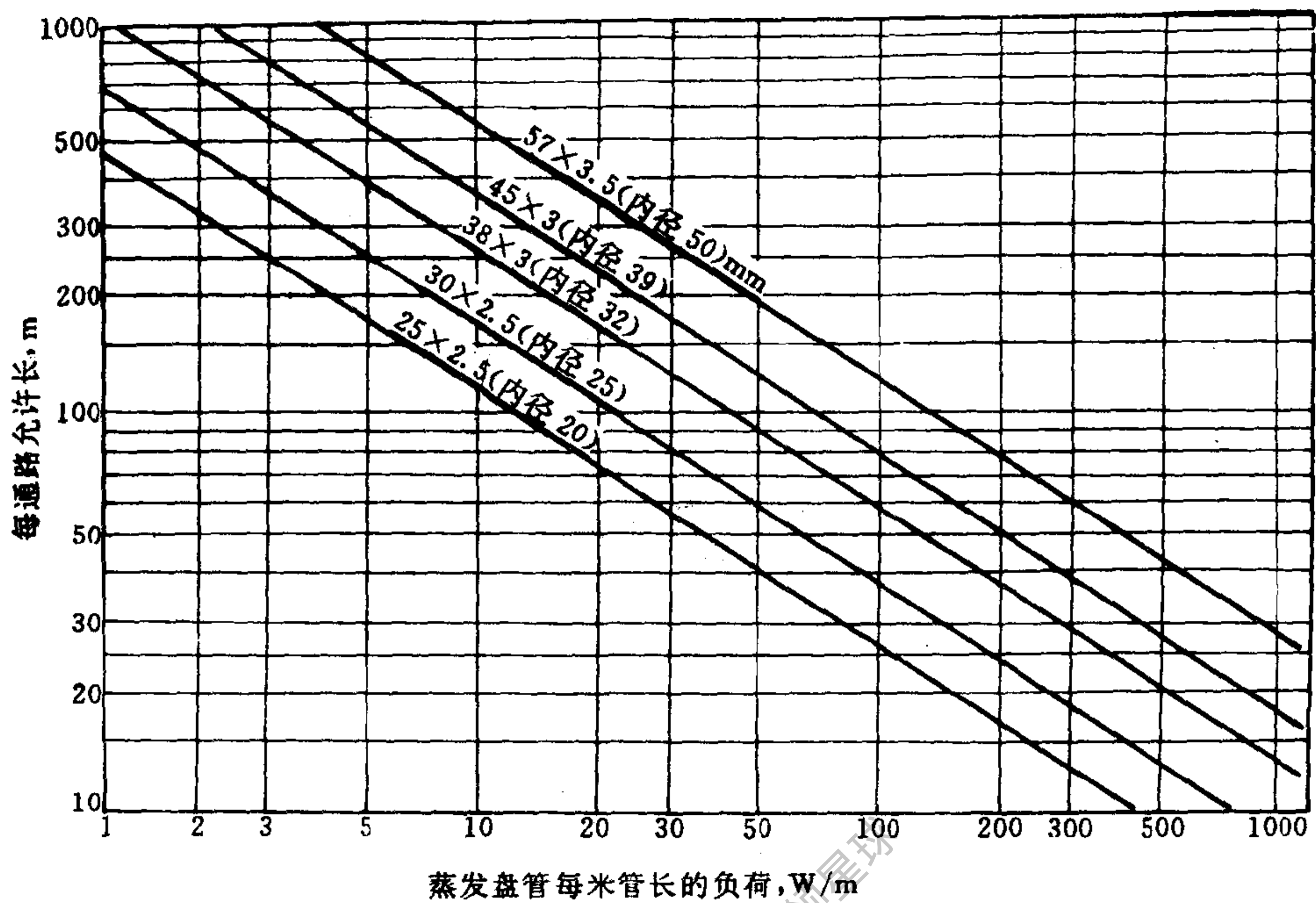
(a) 氨泵供液蒸发盘管推荐通路长



(b)

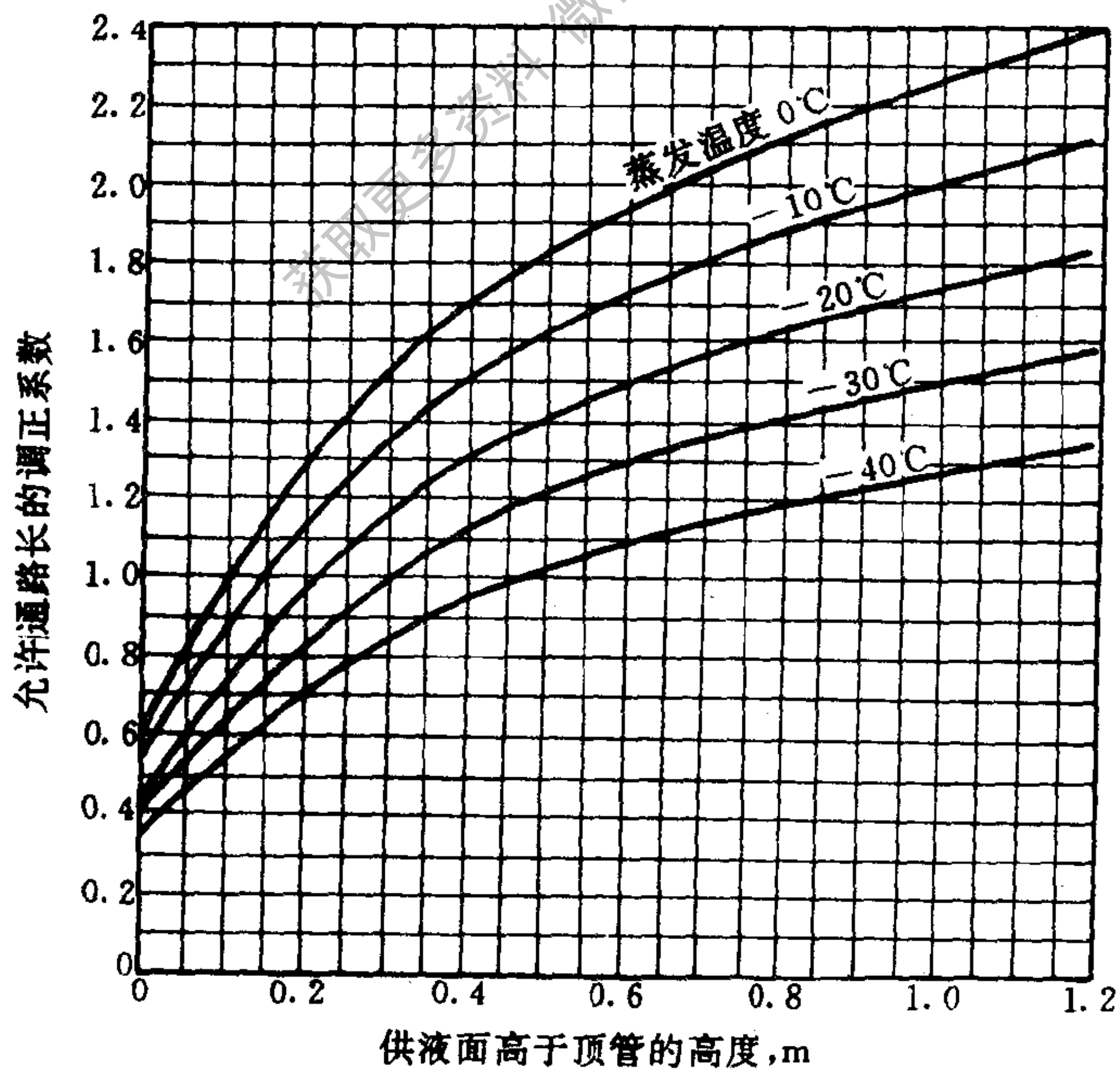
(b) 调整系数与管子内径的关系

图 7-28



(a)

(a) 氨重力循环蒸发盘管每通路允许长度



(b)

(b) 氨重力循环修正系数

图 7-29

2. 立管式墙排管 立管式墙排管是用氨制冷的冷库中采用的一种墙排管。它是集管式排管的主要型式之一,一般由多根高度为 2.5~3.5m 直立 $\varnothing 38 \times 3$ 或 $\varnothing 57 \times 3.5$ 无缝钢管组成,上下焊接在 $\varnothing 76 \times 3.5$ 或 $\varnothing 89 \times 3.5$ 无缝钢管制作的水平集管上(见图 7-30)。立管之间的管中心距一般为 100~130mm,立管的高度和管数可根据所需的排管冷却面积、冷藏库建筑的柱间净距和高度而定。立管式墙排管只适用于重力供液系统。在这种制冷系统中氨液由下部水平集管中部或侧部的连接管供入,吸热蒸发后形成的气体或气液混合物则由上部水平集管中部的连接管排出。

立管式墙排管的优点是:回油方便,传热效果好。它的缺点是:存氨量较大,约为排管容积的 60~80%;当排管的高度较大时,由于氨液的液柱静压作用使排管下部管中的氨液饱和蒸发温度显著地提高,减小了排管的传热温差致使传热降低,这种现象随着系统的蒸发温度降低表现得尤为突出,故在较低蒸发温度($t_e < -33^\circ\text{C}$ 时)的制冷系统中不宜采用。

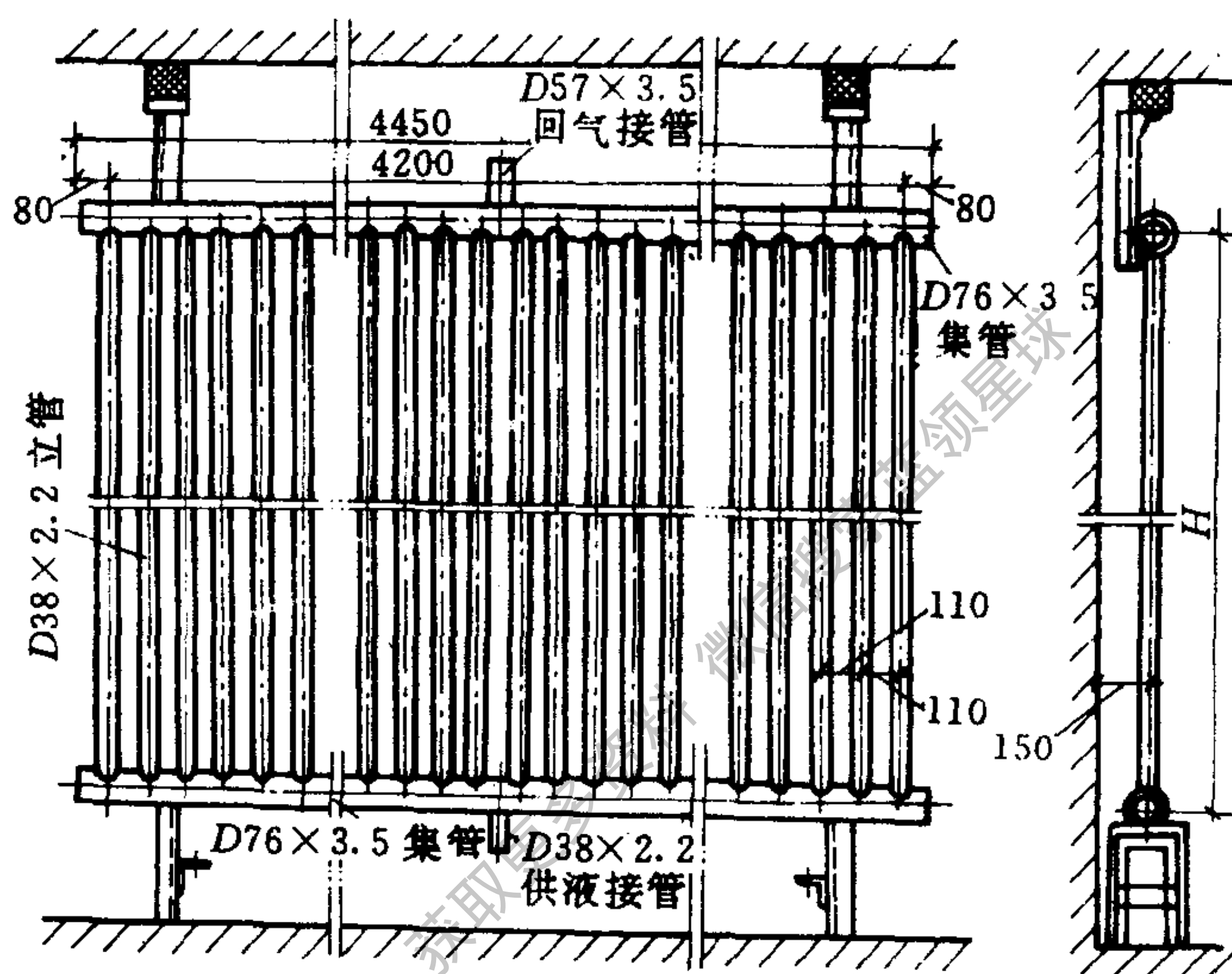


图 7-30 $D38 \times 2.2$ 立管式墙排管

3. 集管式顶排管 集管式顶排管是冷藏库中应用得较为广泛的一种顶排管,适用于重力供液系统和氨泵下进上出式供液系统。光滑管集管式顶排管一般由 $\varnothing 38 \times 2.2$ mm 或 $\varnothing 57 \times 3.5$ mm 无缝钢管制作,根据使用的要求,它可以制成单排的、双排的和四排的。排管中管子的排列一般采用顺排方式。水平方向的管中心距对于 $\varnothing 38$ mm 管子为 120mm, $\varnothing 57$ mm 管子为 150mm。排管高度方向上的中心距则根据采用的连接弯管曲率半径而定。双排顶排管时通常采用的管中心距分别为 200mm 和 220mm。四排顶排管的管子和弯管的连接方式有二种:同心弯管连接和异心“双套弯”弯管连接。前者较后者制作方便,但占用库房的面积较多。

集管式顶排管的结霜比较均匀,制作和安装也比较方便,排管的存氨量也小(约为排管容积的 50%)。四排集管式顶排管,由于其换热条件差和传热系数小,已很少采用。

双排集管式顶排管见图 7-31。

4. 无液柱作用和小液柱作用的低温排管 一般的排管在氨液蒸发温度较低时,由于液柱作用较大而显著地降低了排管的传热温差,因此很不适用。液柱作用对氨液饱和蒸发温度的影响,随着蒸发温度的降低和排管高度的增大而增大(如表 7-22)。因此,对于氨液蒸发温度低于 -40°C 的排管应采用无液柱作用或小液柱作用的低温排管。氨液蒸发温度为 -33°C 而排管的高度较大(如搁架

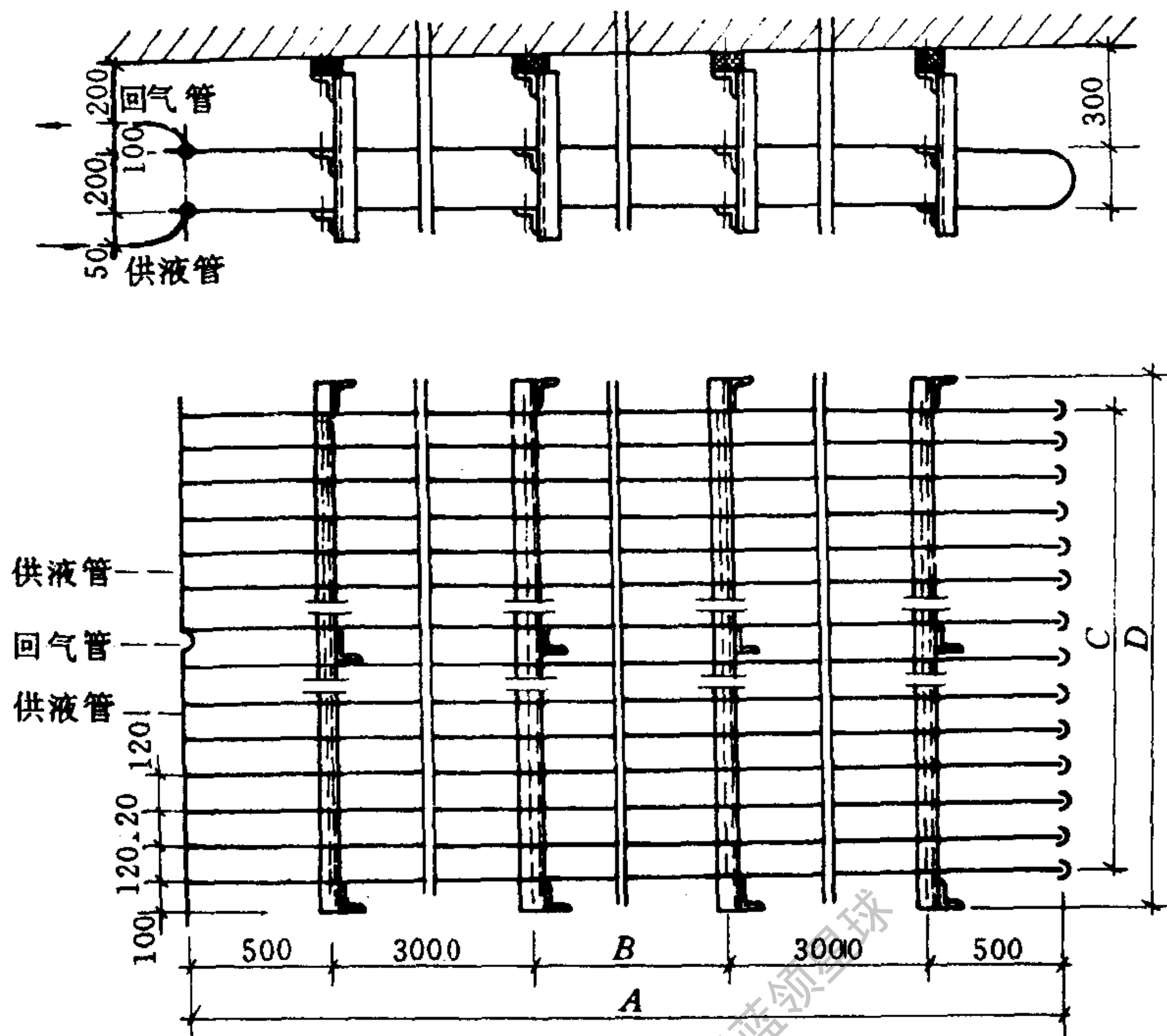


图 7-31 $D38 \times 2.2\text{mm}$ 双排集管式顶排管

式排管)时,也宜采用这类型式的排管,以消除或减少液柱作用对饱和蒸发温度的影响。

氨泵强制供液系统的上进下出式排管和氨液内循环式排管,由于无液柱作用或小液柱作用,故可直接应用在较低蒸发温度的制冷系统中。

无液柱作用的横管层流式低温墙排管(如图 7-32),系由若干根 $\text{Ø}57 \times 3.5\text{mm}$ 横管焊接于 $\text{Ø}76 \times 3.5\text{mm}$ 直立气体集管上制成。除最低一根横管外,每根横管在直立集管端均焊有半圆形的封

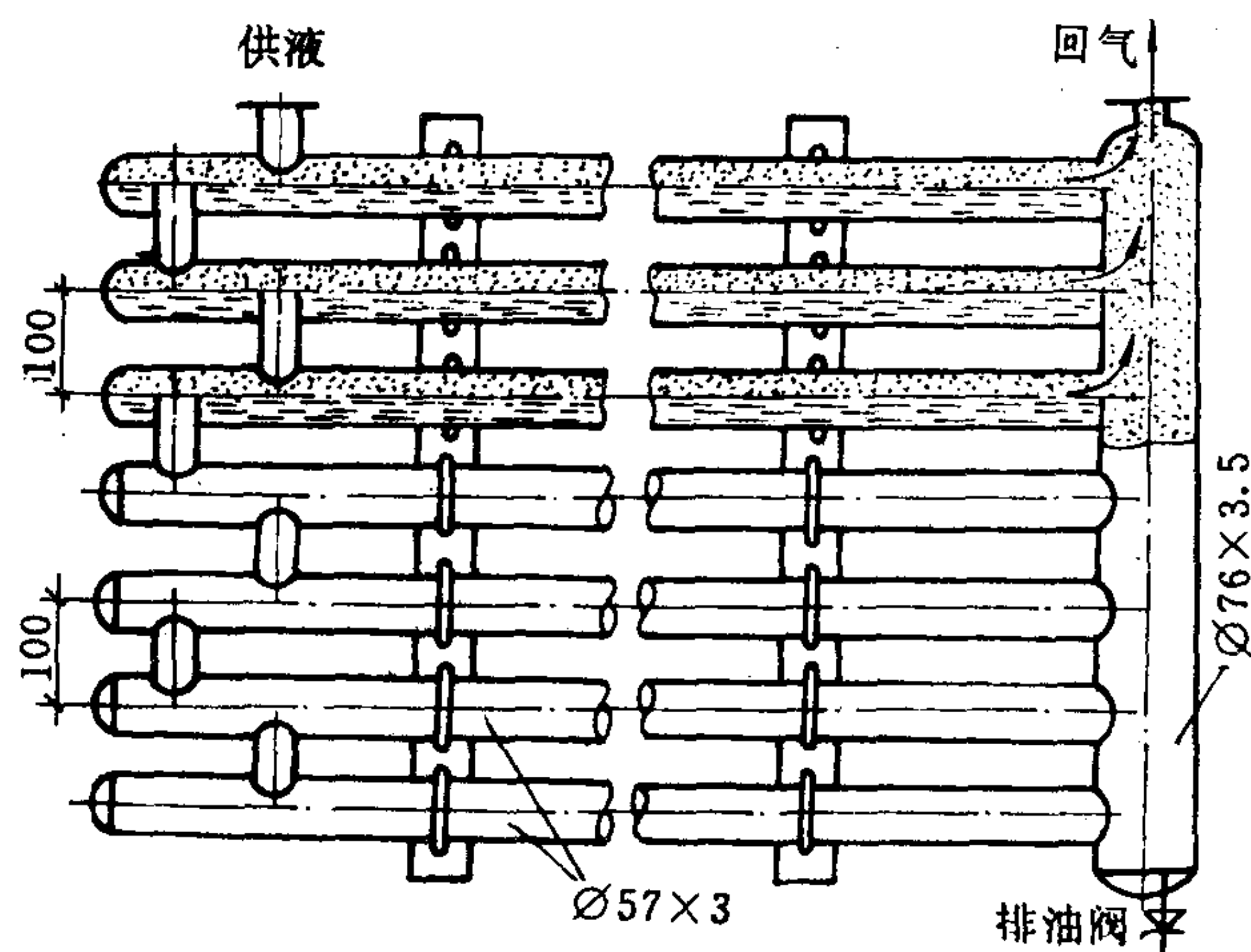


图 7-32 无液柱作用的横管层流式低温墙排管

板,以便在横管内积存氨液和向直立气体集管排出横管吸热蒸发时形成的气体。横管的另一端则交错地焊有若干根溢流连接管,以使所有横管互相连通而成为一体。溢流连接管上端伸入横管内的高度,应保证横管中氨液的充容度不大于 50% 和不小于 25%,即 $0.3d_n < h < 0.5d_n$ (d_n ——横管内径, m; h ——伸入横管中的高度, m)。

表 7-22 氨液液柱作用下饱和蒸发温度的升高情况

氨液液面上的饱和蒸发温度, C	+10	-10	-20	-30	-40	-50	-60	-70
氨液液面下 1m 处的饱和蒸发温度, C	+10.3	-9.6	-19.2	-28.9	-38.1	-47.4	-55.5	-63.4
氨液液面下 1m 处饱和蒸发温度的升高值, C	+0.3	+0.4	+0.8	+1.1	+1.9	+2.6	+4.5	+6.6

氨液供入排管顶部第一根横管后,即充容该横管而至溢流连接管上口的定位液面。超过该液面时,氨液即经溢流连接管流入下面一根横管,充容该横管面达到它的溢流定位液而后再行往下一根横管溢流。如此而下以至最低一根横管。这种排管的供液,可以用最低一根横管的充容液位通过浮球调节阀或液位计控制的电磁阀进行调节供液。

这种排管由于不存在液柱作用,故整个传热表面上的氨液蒸发温度可认为是相同的。它的主要缺点是随氨液进入排管的润滑油将积存在排管中而无法排出,以致影响排管的传热。因此,使用这种排管时应对供入的氨液所带来的润滑油事先进行有效地分离和清除。必要时可在每根溢流连接管靠横管内母线处钻设 $\varnothing 3 \sim 4$ mm 的泄油孔,并在直立气体集管的下部设置放油阀以排出内部存油。

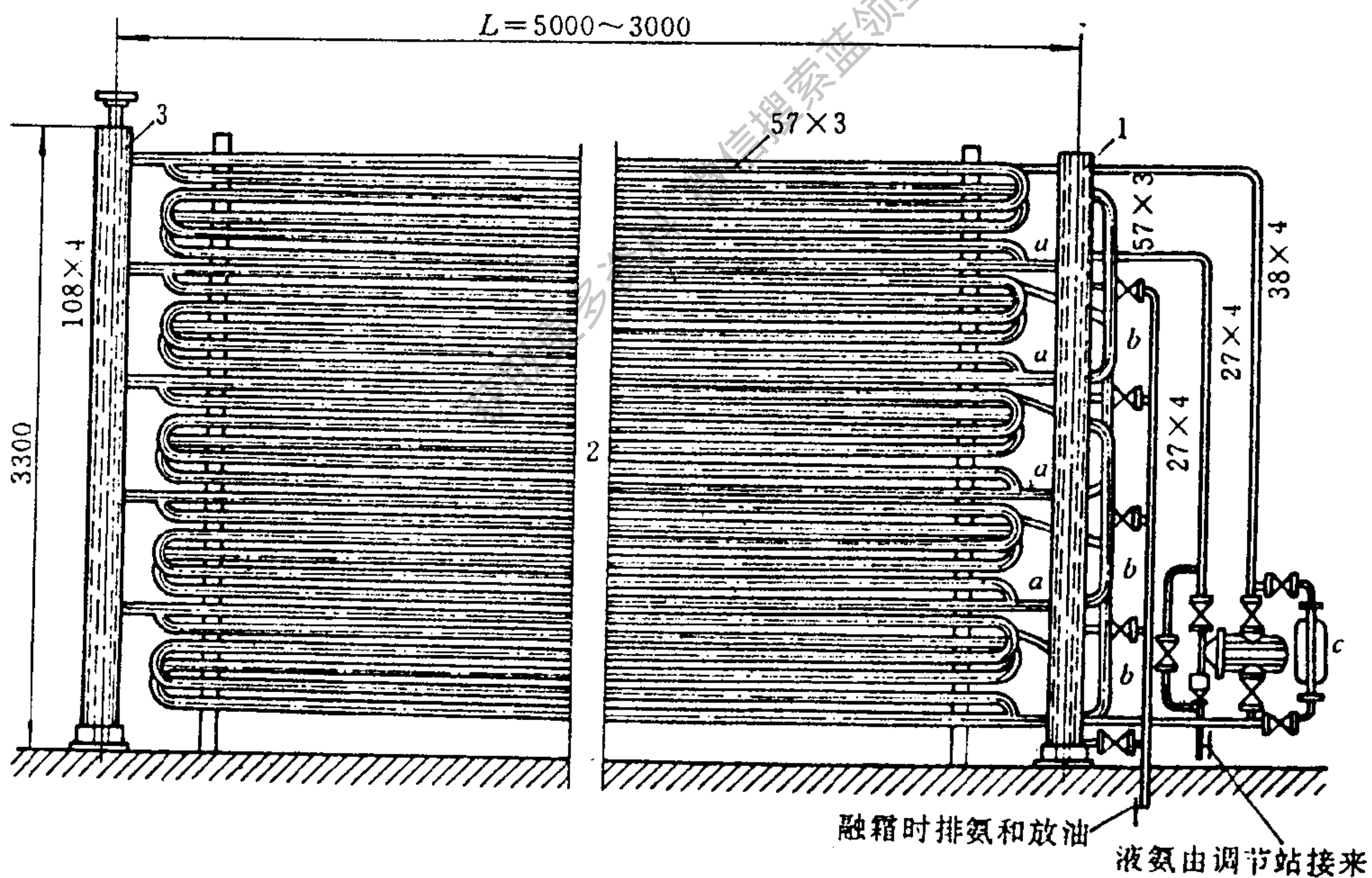


图 7-33 小液柱作用的盘管层流式低温墙排管

小液柱作用的盘管层流式低温墙排管(图 7-33),系由五组盘管组 2 并联焊接在直立液体管 1 和直立气体集管 3 上制成。直立液体集管以完整的隔板 a 分隔成五个分段。氨液经手动调节阀或浮球调节阀 4 供入直立液体集管的最高一个分段,由该分段氨液经溢流管 b 逐层流经各个分段而至最底下的一个分段。在这种排管中直立液体集管的各个分段下部均设有放油阀,上部均有导气管接至盘管组的最高一根横管。

直立液体集管最底下一个分段的液面，借附带有远距离氨液面指示器 *c* 的浮球调节阀 4 来维持；而其余各个分段的液面，则借溢流管 *b* 来维持。盘管组 2 中形成的气体汇流至直立气体集管 3，并由此经回气管道为氨压缩机吸走。排管的总高度为 3300mm 时每组盘管的液柱高度仅只有 450mm，故而其液柱作用较小。若对这种墙排管进行适当的修改，即可成为小液柱作用的搁架式排管。

图 7-34 为小液柱作用的盘管层流式低温冷却管组，它可作为冻结间的搁架式排管，冷风机用空气冷却器的盘管组，以及盐水或其他载冷剂的冷却管组。氨液由氨液分离器供入 $\text{Ø}89 \times 3.5\text{mm}$ 供液横集管 1，经 $\text{Ø}45 \times 2.2\text{mm}$ 盘管组吸热而形成的气液混合物汇流入 $\text{Ø}108 \times 4\text{mm}$ 气体横集管 2。在气体横集管 2 中气液初步分离，气体经与气体横集管连接的导气管汇流入直立气体立管，并在氨液分离器中再次分离出液体后经回气管道由压缩机吸走。液体则经与气体横集管连接的 $\text{Ø}57 \times 3.5\text{mm}$ 连接弯管流入下面一组盘管组的液体横集管 3。氨液和氨气如上述流程按图示序号顺序进行流动，直至最底下一组盘管组。这种冷却管组的供液可以用气体横集管 10 的管底作为冷却管组的充容液体，并借浮球调节阀或由液位计控制的电磁阀进行调节供液。

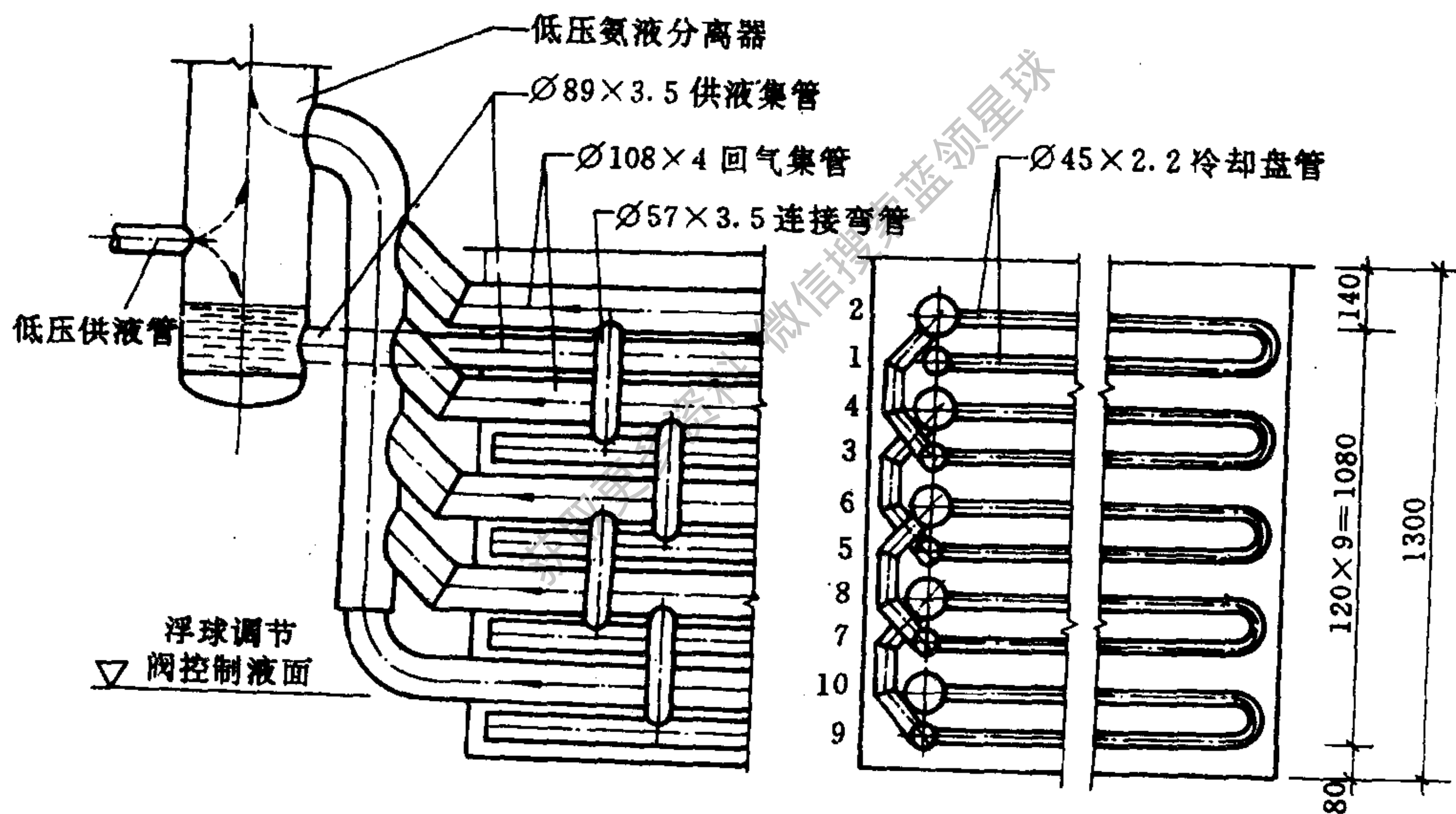


图 7-34 小液柱作用的盘管层流式低温冷却管组

(三)冷库用冷风机 冷风机用于空气强制循环式冷却的库房，是一种冷却空气的设备。冷库用冷风机属于干式空气冷却设备。为了提高传热管外壁的传热面积，在管外壁套有套片式翅片，肋化系数通常在 7~10 左右，翅片有二种类型，圆翅片和矩形翅片，见图 7-36。翅片片距应根据使用温度，结构形式的不同确定。通常冷却物冷藏库(氨用)片距为 6~8mm，冻结物冷藏库(氨用)，片距为 12~15mm，冻结间(氨用)片距为 13~18mm。冻结间的冷风机因结霜速度快，翅片片距的设置有二种，进风侧片距为 18mm，出风侧片距为 13mm，以延长冲霜时间周期。

对于氟利昂制冷系统用冷风机，用于小型冷藏库时，其管材采用紫铜管，其翅片材料为铝翅片或铜翅片，翅片片距一般为 8mm，采用电热器融霜，型式多为吊顶式；用于冻结间时，其管材采用无缝钢管，翅片材料为钢翅片或铝翅片，翅片片距为 12~15mm，采用水冲霜，型式多为落地式。

对于氨制冷系统用冷风机，其传热管只能用无缝钢管、翅片只能用钢翅片或铝翅片。

1. 冷风机的型式 冷库用冷风机主要有落地式和吊顶式二种类型。

(1)落地式冷风机(见图 7-35)。落地式冷风机主要由下列四部分组成:底架、蒸发器、冲霜布水器和轴流风机。下面分别进行叙述。

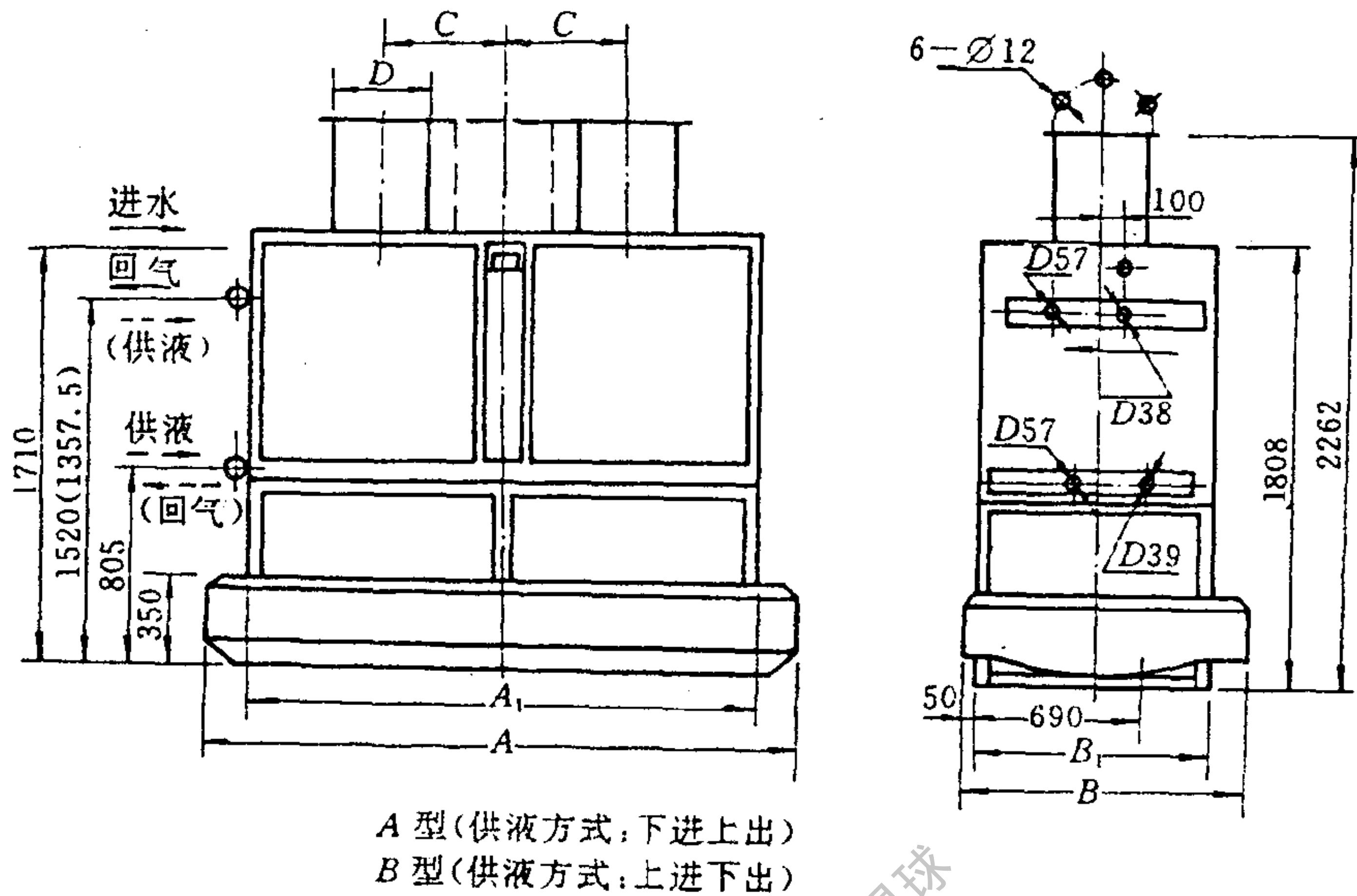


图 7-35 KLD、KLL 和 KLJ100~350A(B)型冷风机的外形图

a. 底架。底架一般都设有集水盘,用来收集冷风机冲霜水。底架的主要作用是支承冷风机的主体,同时又是空气的吸入口,底架通常是用角钢或槽钢焊制而成。

b. 蒸发器。蒸发器是冷风机的主体,几十根套有翅片的管子固定在两端的多孔板上,用 U 型弯头使管子之间连通,进液集管和回气集管布置在同一端。用于氨制冷系统的冷风机,一般都是下进上回,也可上进下回。用于氟利昂制冷系统的冷风机,一般都是上进下回,回气上升总管应设回油弯。常用翅片的型式见图 7-36。

冷却管簇的布置有两种,顺排和错排。错排的传热系数较顺排大些,但空气流通阻力也稍大些。

c. 冲霜布水器。落地式冷风机中常用的冲霜布水器有两种:梳状管离心喷嘴布水器和梳状管斜孔布水器。

梳状管离心喷嘴布水器的喷嘴布置一般采用梅花式布置和错排式布置(见图 7-37 和图 7-38)。

梳状管斜孔布水器的管间距离在 250mm 左右,管上斜孔相互错开排列,输水支管底部钻孔角度成 30° 左右,见图 7-39。

上述两种布水器的输水支管末端底面应开 $\varnothing 5\text{mm}$ 泄水孔,输水总管底面也应开 $\varnothing 5\text{mm}$ 的泄水孔,以免存水后结冰堵塞管道。

d. 轴流风机。应采用冷库专用轴流风机,风机的电动机应能耐 -40°C 低温,防潮性能要求较高。风机的叶片应能适应在低温环境中运行。风机的风量和风压根据其用途不同而不同(见表 7-22)。对于冷却物冷藏库的冷风机。大多数都配用双速电机(1400/960r/min)。对于风道使用喷嘴送风的冷风机,对风机的压头要求大些(500Pa)左右。而对于风道使用条形风口送风的冷风机,风机的压头

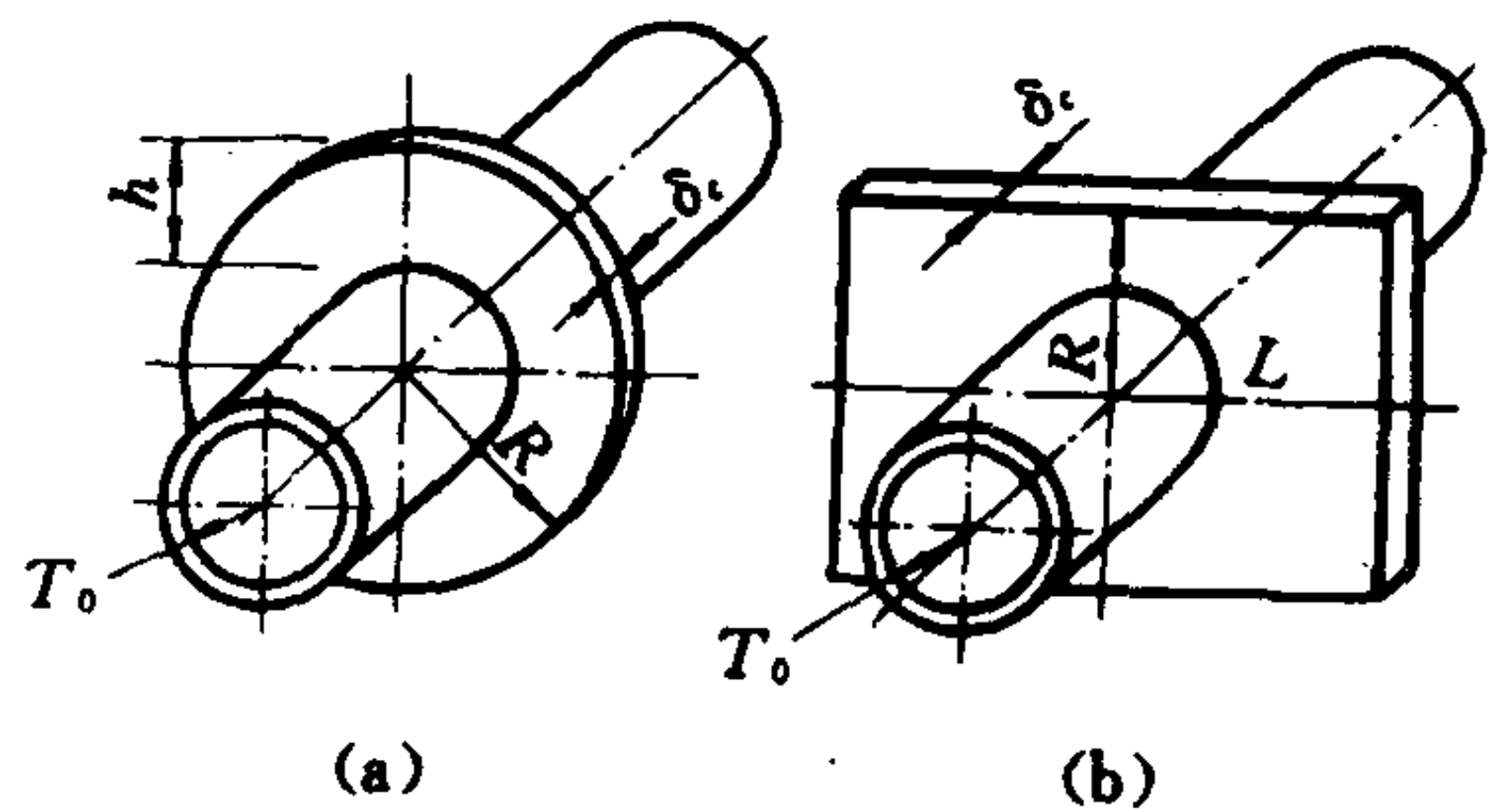


图 7-36 翅片的型式
(a)圆形翅片 (b)矩形翅片

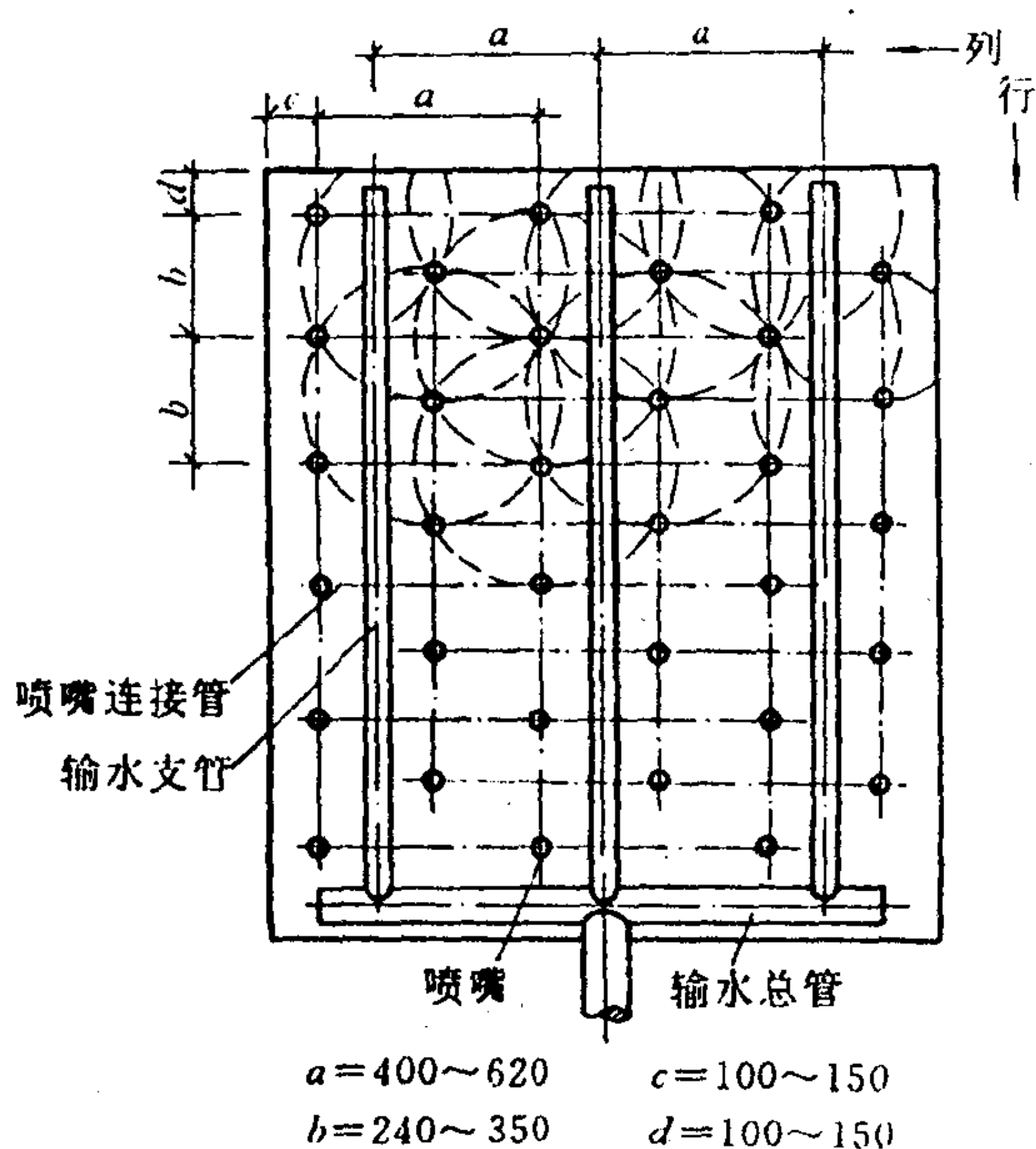


图 7-37 梅花式布置

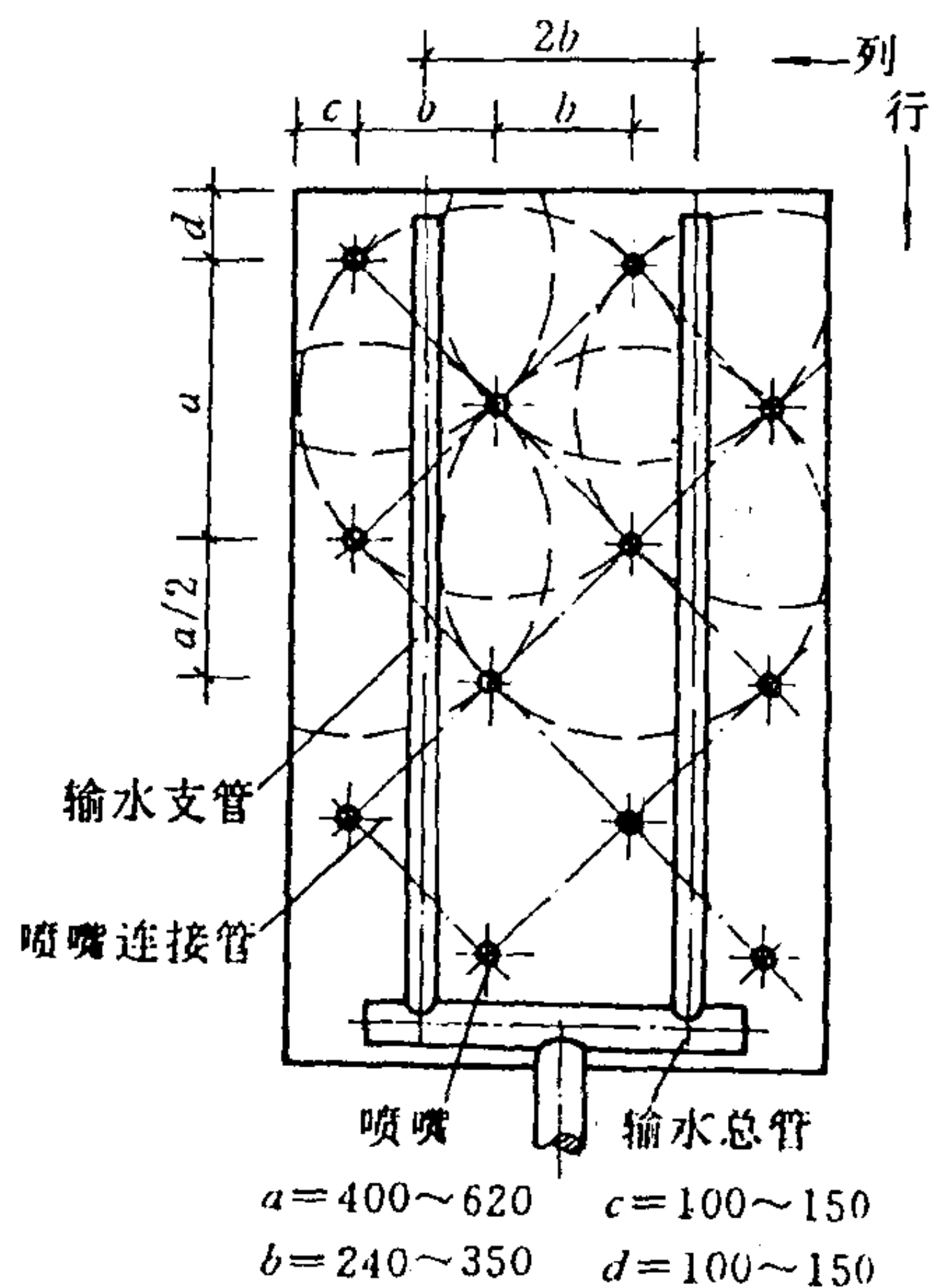


图 7-38 错排式布置

可小些(200Pa 左右),可节省 50%左右的能耗。

(2)吊顶式冷风机。吊顶式冷风机安装在库房地坪之下,不占用库房地坪面积,有效地利用库房空间,使库房布置紧凑,投资较小,常用于冻结间、冷却间和小型冷藏间。对于装配式冷库,氟利昂制冷系统的冷库,大都采用吊顶式冷风机。

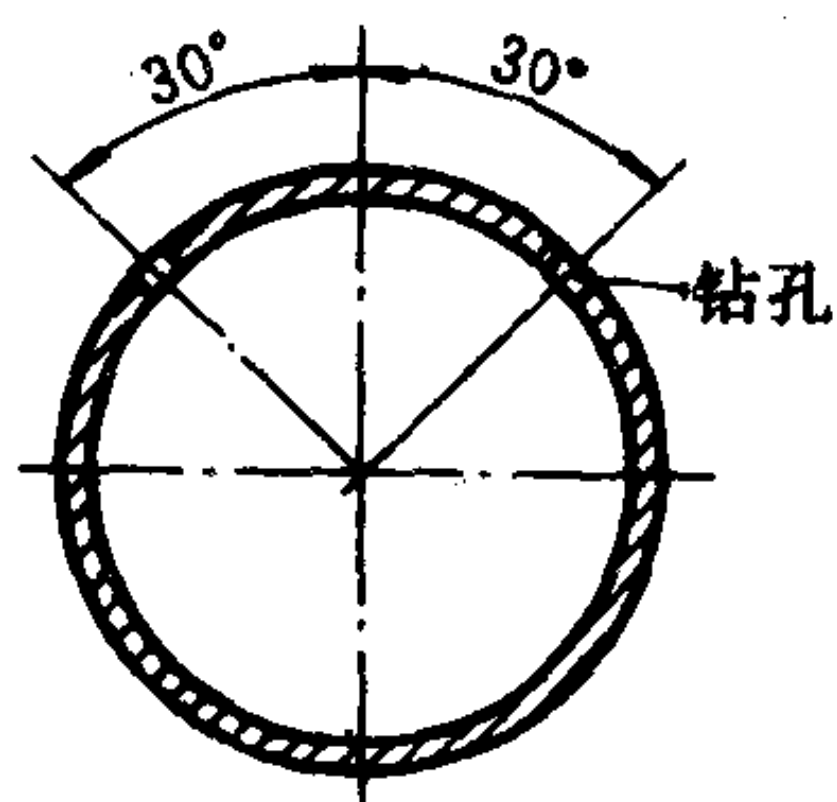


图 7-39 配水管钻孔位置示意图

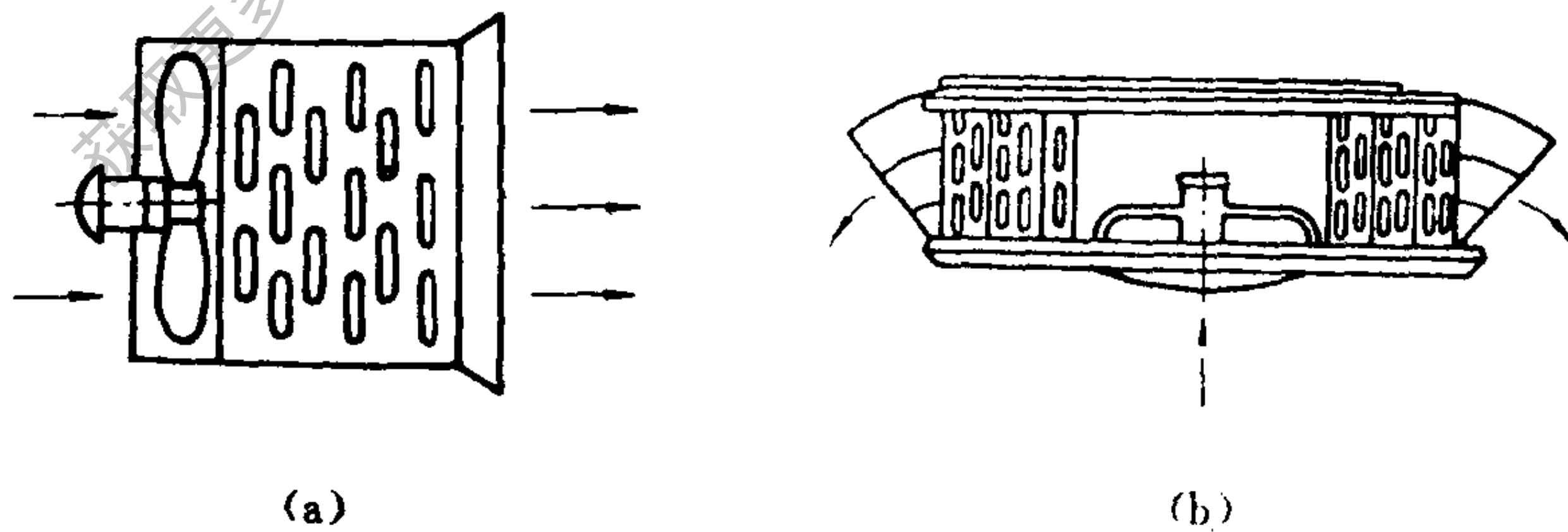


图 7-40 吊顶式冷风机的送风形式
(a)单面送风 (b)双面送风

吊顶式冷风机的送风形式,可分为单面送风和双面送风(见图 7-40),普遍采用单面送风。在个别特殊场合采用双面送风。

吊顶式冷风机主要由四部分组成:盛水盘、蒸发器、轴流风机和淋水管组,见图 7-41。

吊顶式冷风机的融霜方法有两种,电热融霜和水冲霜。对于小型氟利昂冷库,吊顶式冷风机(氟利昂用)大都采用电热融霜。电加热器穿于翅片之中,用电加热翅片温度,达到融霜目的,这种方法自动化程度高,可实现全自动运行。缺点是融霜时能耗大,库内温升大于水冲霜。

氨用吊顶式冷风机大都采用水冲霜,其布水器一般采用筛孔板淋水装置,见图 7-41。

2. 冷风机的技术参数 冷库用冷风机根据其使用要求分为三种型号:KLD 型——用于冻结物冷藏间;KLL 型——用于冷却物冷藏间;KLJ 型——用于冻结间。

其技术参数见表 7-22。

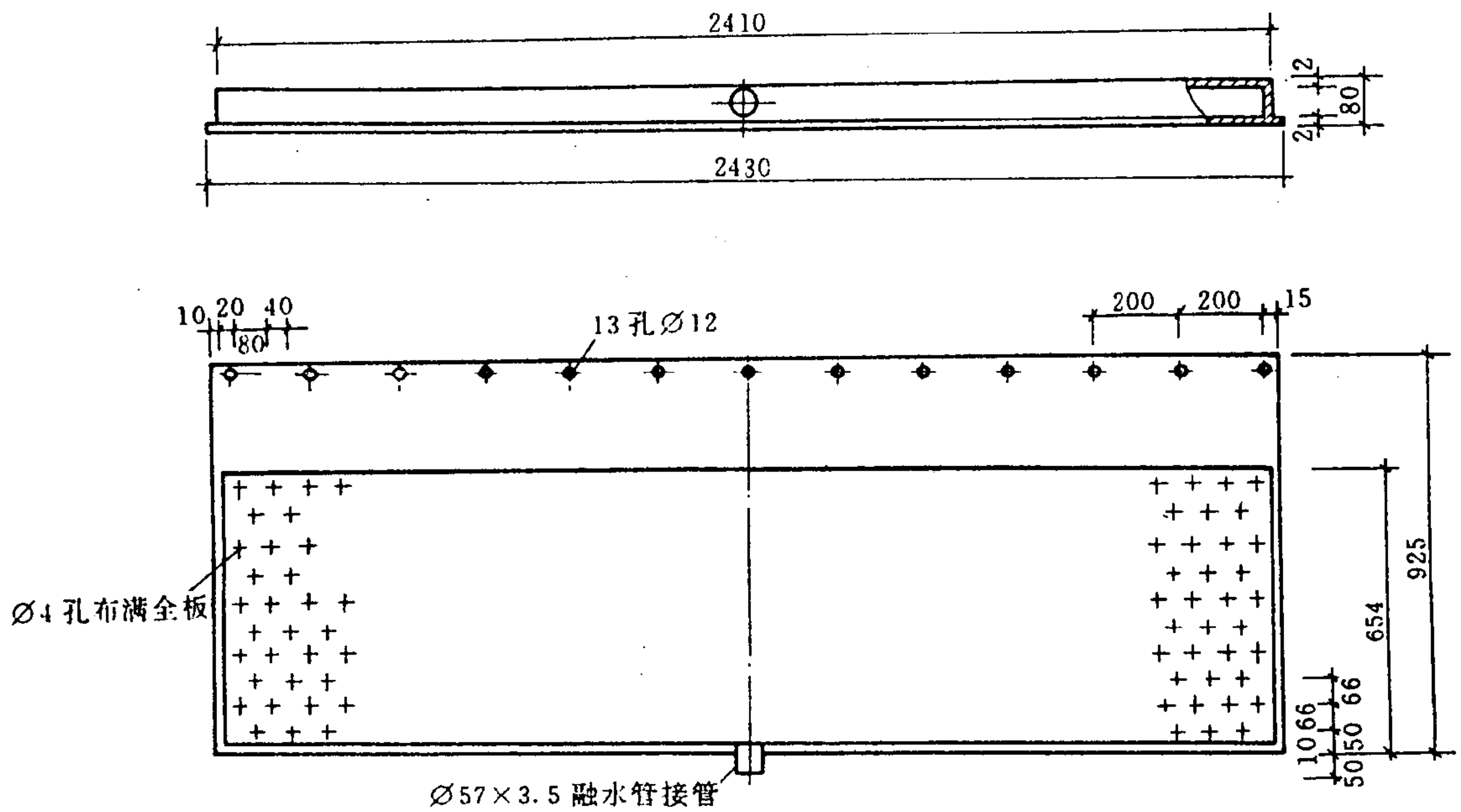


图 7-41 筛孔板淋水装置

表 7-22 KLD、KLL 和 KLJ 型冷风机技术参数

型号	冷却面积 [m ²]	冲霜水量 10 ³ [kg/h]	管数 排×列	T-40-11-L 轴流风机						电动机										
				型号	叶片数	角度	台数	风量 [m ³ /s]		全压 [Pa]	型号	功率 [kW]								
								每台	共计			每台	共计							
KLD	100	104	4	6	4	20°	1	2.78	2.78	200.1	JO ₂ -21-4	1.1	2.2							
	150	155	6					3.58	3.58					202						
	200	200	8				2	2.78	5.85	200.1				1.1	2.2					
	250	258	10					3.58	7.17							202				
	300	300	12					30°	3.86							7.72	214.2			
	350	344	14					12×16												
KLL	125	129	5	4	6	35°	1		2.72	549.2	JO ₂ -22-4	1.5	2.2							
	150	155	6				2	2.72	5.43					2.2	4.4					
	250	258	10													3	8.15	6.6		
	300	300	12																12×14	12×16
	350	344	24																	
KLJ	200	200	8	6	4	20°	2	2.78	5.56	200.1	JO ₂ -21-4	1.1	3.3							
	300	300	12					3	8.34					202						
	350	344	24				12×16			12×12										
	400	400	16												4.36	13.08	266.8	JO ₂ -31-4	2.2	6.6

吊顶式冷风机的外形构造见图 7-42。

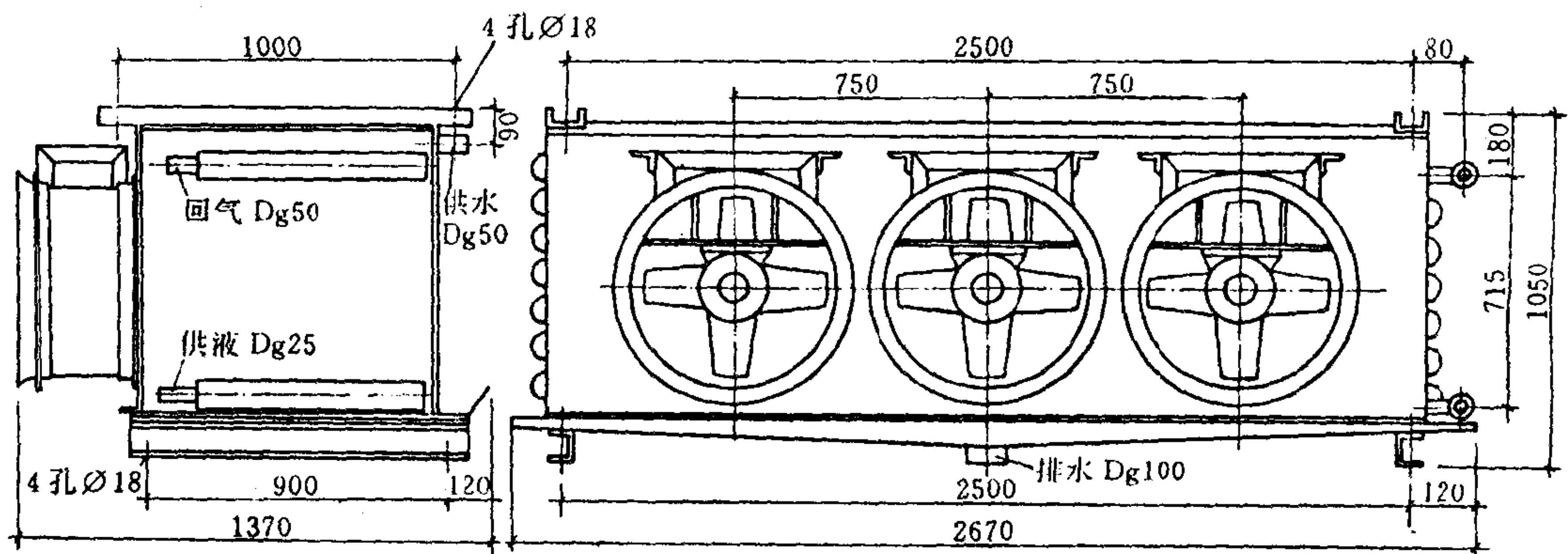


图 7-42 KLL-170 型吊顶式冷风机

(四)均匀送风管道 均匀送风管道在冷藏库中普遍使用。使用这种送风管道能使冷藏间的空气分布均匀,使库内各个货位上的温度、相对湿度、空气成分和气流速度基本一致,可提高货物的冷藏质量,延长货物的安全贮藏期。

1. 均匀送风管道设置的基本要求:

(1)总风管进口截面上的空气流速不宜大于 8m/s。

(2)出风口的流速应大于总风管进口的流速,使所有出风口截面积之和小于总风管进口的截面积。

(3)风管宜采用矩形截面,沿长度方向的高度宜采用同一尺寸,只改变宽度尺寸,这样不论加工制作和安装都比较方便。

2. 均匀送风管道变截面的选择。为了达到均匀送风的目的,就必须使风道长度方向上各截面的静压相等。所采用的方法是,根据在风道中由空气阻力所引起的压力损失,以降低空气流速所补偿的压头所平稳。可采用加密涅夫法(近似计算法)进行计算。

静压相等的条件:

$$\frac{w_1^2 r}{2g} \sim \frac{w_n^2 r}{2g} = \Sigma(R_m l + H_t)_{1-n} \quad (7-24)$$

式中: R_m ——风道每米摩阻(Pa);

H_t ——局部阻力(Pa), $H_t = \frac{1}{3(m-1)} \left(\frac{w_1 - w_n}{2g} \right)^2 \cdot r$

w_1 ——起始截面风道中空气的流速, m/s;

w_n ——某一截面风道中空气的流速, m/s;

l ——风道的分段计算长度 m;

r ——空气的比重, kg/m³ 取 1.3。

计算可列表如下:风道总长度 $\Sigma l = 17.5$ m, 风道的分段计算长度为 $l = 2.5$ m, 风道分成七段进行计算,某一段风量为 $G_n = G_{n-1} - \frac{G}{7}$, G 是风道进口处的总风量,某一段的空气流速 $\omega = 3.9 \sqrt{H_n}$ m/s。见表 7-23。

表 7-23 送风风管计算表

管段	1-1	2-2	3-3	4-4	5-5	6-6	7-7	8-8
每米摩阻 R_{n-1} (Pa)	0	0.66	0.69	0.69	0.8	0.8	0.89	
摩阻 R_{n-1} (Pa)	0	1.65	1.73	1.73	2.0	2.0	2.25	
前段动压 H_{n-1} (Pa)	43	43	41.35	39.62	39.62	35.92	33.92	
本段动压 $H_n = H_{n-1} \sim R_{n-1}$ (Pa)	43	41.35	39.62	37.92	35.92	33.92	31.67	
流速 $\omega = 3.9 \sqrt{H_n}$ (m/s)	8.08	7.93	7.76	7.69	7.38	7.18	6.94	
风量 $G_n = G_{n-1} \sim \frac{G}{7}$ (m ³ /h)	29340	25149	20958	16767	12576	8385	4194	
风管截面 $F = \frac{G_n}{3600\omega}$ (m ²)	1.01	0.881	0.75	0.605	0.437	0.324	0.168	
风管尺寸 $a \times b$ (m)	1600 × 630	1400 × 630	1200 × 630	1200 × 500	1000 × 500	700 × 500	500 × 500	400 × 500
当量直径 $d_0 = \frac{2ab}{a+h}$ mm	904	869	826	706	666	584	404	

注：上表中 $\Sigma R_1 = 15.33$ (Pa), $H_1 \sim H_7 = 15.33$ (Pa)

风道制作如图 7-43

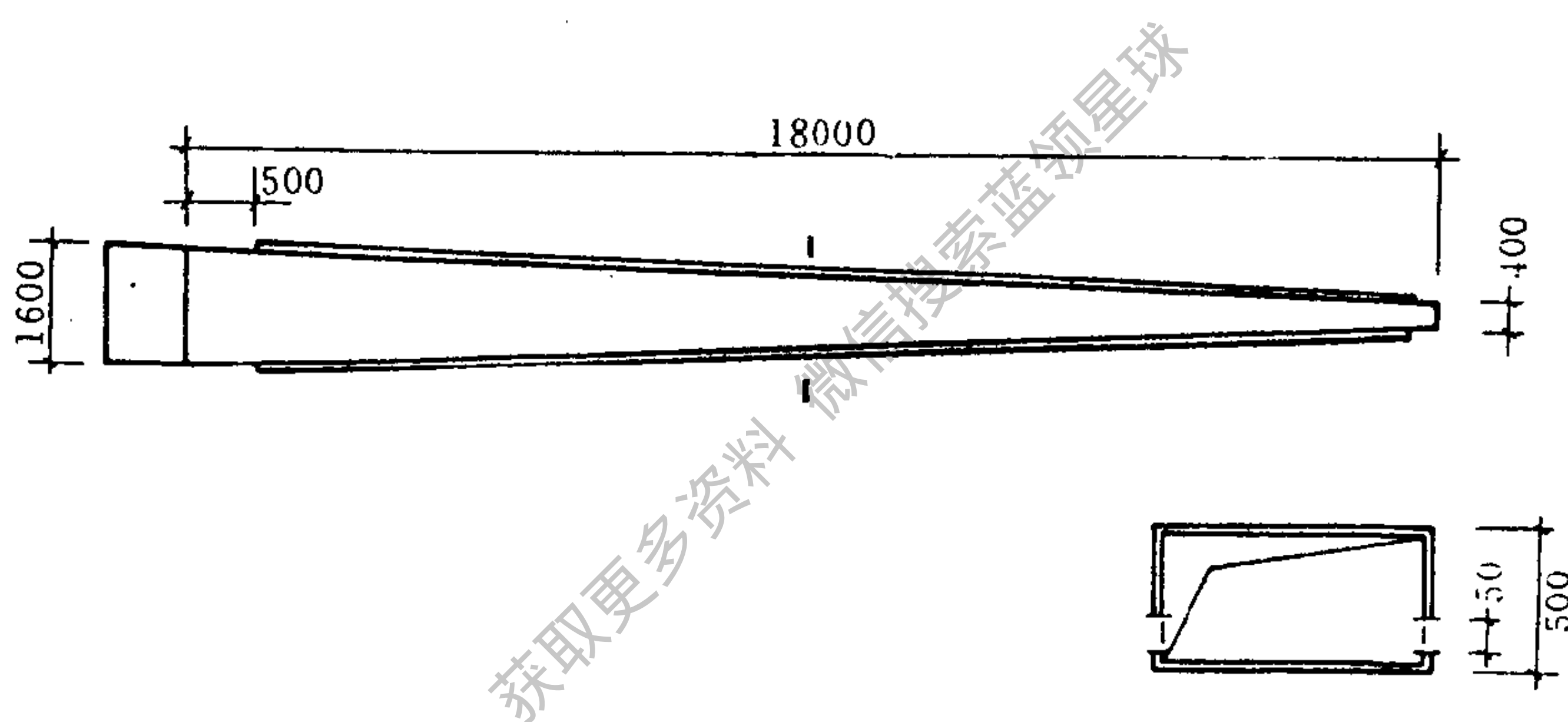


图 7-43 均匀风道示意图(条形风口) 剖面图
200:1 50:1

送风管道的出风口有两种方式,喷嘴和条缝。这两种方式具有不同的特点,下面分别叙述。

(1) 喷嘴 喷嘴出风口宜采用圆锤形喷嘴,当库房为无梁楼盖结构时,喷嘴轴心与水平面呈 17°仰角;当库房为有梁结构时,出风口气流方向应与梁的走向平行。如果是主梁次梁纵横交错的库房时,喷嘴应水平安装,气流方向与方梁平行,(见图 7-44)。

当要求气流射程较长,而库房高度又较大时,可以将喷嘴出口气流的初速提高,当初速提高时,阻力损失增大很多,初速达到 19m/s 时,阻力损失达 250Pa。

喷嘴射程及阻力损失可参考表 7-24。

表 7-24

出口风速 (m/s)	有效射程 (m)	压力损失 (Pa)		
		静压	动压	全压
6.63	11.3	27	31	58
7.13	11.9	31	36	67
7.65	12.8	36	41	77
8.15	13.7	41	46	87

(2)条缝形风口 条缝形风口具有制作简单,阻力损失小,气流均匀等特点。在气流射程 12m 以内可采用条缝形风口。条缝可设在风管的上部,也可设在风管的下部。当库房为无梁楼盖结构时,条缝设在风管上部;当库房为有梁结构时,条缝设在风管的下部。

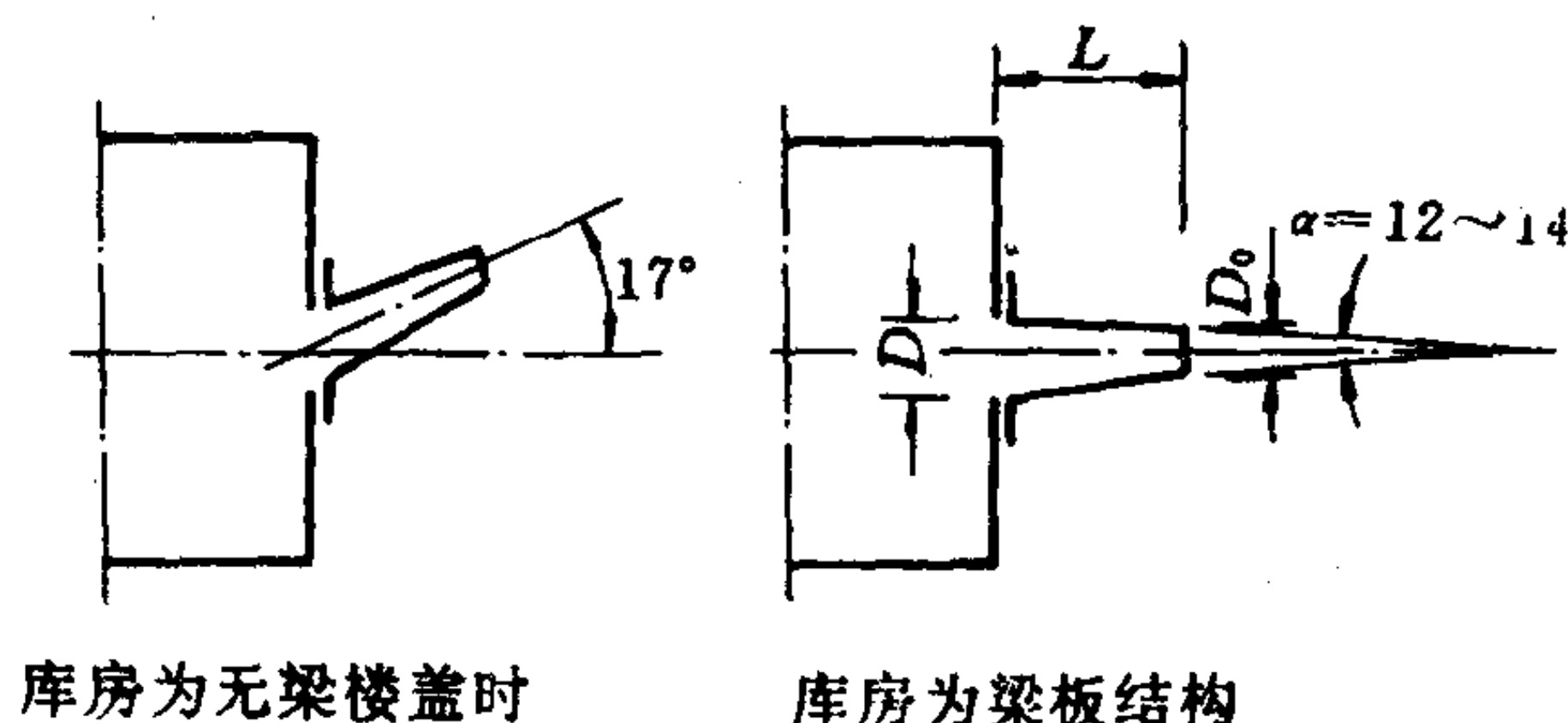


图 7-44 喷嘴构造

$$D = D_0 + KL \quad L = 1.5D_0 \sim 3D_0 \quad \alpha = 12^\circ \quad k = 0.210 \quad \alpha = 14^\circ \quad k = 0.245$$

二、蒸发器的选择计算

(一)冷却液体的蒸发器的选择计算

1. 蒸发器的外表面传热面积。

$$F_w = \frac{Q_a}{K\Delta t_m} = \frac{Q_a}{q_F} \text{ m}^2 \quad (7-24)$$

式中: F_w ——蒸发器的外表面传热面积, m^2 ;

Q_a ——蒸发器冷负荷, kJ/h ;

K ——蒸发器的传热系数, $\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$;

Δt_m ——盐水(或水)与制冷剂的对数平均温差, $^\circ\text{C}$;对盐水池取 $\Delta t_m = 5^\circ\text{C}$,对壳管式蒸发器,取 $\Delta t_m = 8-10^\circ\text{C}$;

q_F ——蒸发器单位面积热负荷, $\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ 。其中 k 、 q_F 值可由表 7-25 查出。

表 7-25 蒸发器的传热系数 K 与单位面积负荷 q_F 值

形式	传热系数 $K[\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})]$	单位面积负荷 $q_F[\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})]$	应用条件	
			传热温差 $\Delta t(^\circ\text{C})$	盐水(水)流速 (m/s)
单层卧式	1382—1465	6700—7540	—	—
多层卧式	1465—1675	7540—9210	—	—
立管式、V型等	1465—2094	(推荐 8374)	5—6	1—1.5
		8374—10468	—	—
氟利昂卧式	1675—1884	(推荐 9210)	5—6	0.3—0.4
		8374—10468	—	—

2. 盐水(或水)循环量

$$V = \frac{Q_q}{C \cdot \rho(t_{s1} - t_{s2})m^3/h} \quad (7-25)$$

式中： Q_q ——蒸发器冷负荷，kJ/h；

C ——盐水(或水)的比热，kJ/kg·k；

ρ ——盐水(或水)的密度，kg/m³；

t_{s1}, t_{s2} ——进出盐水的温度，℃。

常取盐水进出温差 $t_{s1} - t_{s2} = 2 - 3$ ℃，式中的 C, ρ 可查盐水特性表。

池中盐水(或水)的流速通常取 0.7m/s。

(二)排管的选择计算 排管的外表面传热面积

$$F_w = \frac{Q_q}{k\Delta t} (m^2) \quad (7-26)$$

式中： F_w ——排管的外表面传热面积，m²；

Q_q ——排管冷负荷量，kJ/h；

k ——排管的传热系数，kJ/m²·h·℃；

Δt ——库房空气温度与蒸发温度之差，℃。

其中 Δt 的值可参阅表 7-26 选取。

表 7-26 蒸发器计算温度差 Δt (℃)

冷间名称 蒸发器类型	冷却间	冻结间	冷却物 冷藏间	冻结物 冷藏间	贮冰间
光滑排管	—	10—12	—	8—10	10
翅片排管	—	—	—	10—12	—
光滑管冷风机	8—10	8—10	6—8	—	—
翅片管冷风机	10—12	8—10	8—10	8—10	10
搁架排管	12—15				

1. 氨单排横式光滑墙排管和光滑顶排管的传热系数 K 值。

$$K = K' \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \quad \text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{℃} \quad (7-27)$$

式中： K ——排管的传热系数，kJ/m²·h·℃；

K' ——光滑排管在设计条件下的传热系数，kJ/m²·h·℃查表 7-19 或表 7-20、表 7-21。

C_1, C_2, C_3 ——排管的构造系数、管径换算系数和供液方式换算系数，见表 7-27。

表 7-27 各型排管换算系数表

排管形式 换算系数	C_1		C_2	C_3	
	$S/dw=4$	$S/dw=2$		排氨泵 供液	氨泵供液
单排光滑蛇形墙排管	1.0	0.9873	$(\frac{0.038}{dw})^{0.16}$	1.0	1.1
单层光滑蛇形顶排管	1.0	0.9750	$(\frac{0.038}{dw})^{0.18}$	1.0	1.1
双层光滑蛇形顶排管	1.0	1.0	$(\frac{0.038}{dw})^{0.18}$	1.0	1.1
光滑 U 形顶排管	1.0	1.0	$(\frac{0.038}{dw})^{0.18}$	1.0	1.0

2. 氨立式墙排管和搁架式排管的传热系数 K 值

$$K = K_{10} \left(\frac{\Delta t}{10} \right)^{0.22} \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C} \quad (7-28)$$

式中： K ——排管的传热系数， $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$ ；

K_{10} ——传热温差 $\Delta t=10\text{°C}$ 时的 K 值；

Δt ——库内空气温度与蒸发温度之差， °C 。

各种管径的氨立式墙排管的 K 值可参照查表 7-20。

搁架式排管的 K 值可查表 7-28。

对于氨重力供液系统的满液式排管与氨泵供液下进上出式排管，其 K 值可查表 7-21。

表 7-28 氨搁架式排管的传热系数 ($\text{w/m}^2 \cdot \text{°C}$)

空气流动状态	自然对流	风速 1.5m/s	风速 2.0m/s
传热系数	17.4	21	23.3

(三) 冷风机的选择计算 干式翅片管冷风机的传热面积

$$F = \frac{Q_q}{k\Delta t} \text{ m}^2 \quad (7-29)$$

式中： F ——冷风机所需要的传热面积， m^2 ；

Q_q ——冷风机冷负荷 kJ/h ；

K ——冷风机的传热系数， $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$ 查表 7-29；

Δt ——库房空气温度与蒸发温度之差，(°C) 查表 7-26。

表 7-29 翅片管冷风机的传热系数 K 值

蒸发温度 (°C)	最小流通截面上空气流速 (m/s)	K ($\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$)
-40	3-5	41.9
-20	3-5	46.1
-15	3-5	50.2
≥ 0	3-5	42.8

表 7-29 的数值是用于重力供液系统和氨泵下进上出供液系统冷风机。对于氨泵上进下出供液系统的冷风机，其传热系数可按表 7-29 中所查到的值乘以修正系数 0.9。

氟利昂制冷系统用冷风机的传热系数 K 值，可按上表 7-29 中所需值选用，再乘以 0.86 的修正系数。

第六节 其他设备的选型

一、高压贮液器

(一) 贮液器的作用和结构 高压贮液器用于贮存在冷凝器里冷凝后导出的制冷剂液体。它的主要作用是：

1. 调节冷凝器与蒸发器之间制冷剂液体供需关系；
2. 防止过多的液体制冷剂贮存在冷凝器里，否则会减少冷凝器的传热面积，导致冷凝压力上升。因此，冷凝后的液体制冷剂必须及时导出；
3. 在贮液器里保持一定的液封，防止高压系统的制冷剂气体及混合在其中的空气等不凝性气体窜到低压系统的管路中去。

对于小容量制冷系统，以及采用非满液式蒸发器的氟利昂制冷系统，由于系统中容纳制冷剂的数量很少，把冷凝器和贮液器合在一起，利用冷凝器下部的空间贮存一定量制冷剂，称为“冷凝—贮液器”。

贮液器的结构比较简单，图 7-45 为氨用贮液器，各种管接头的位置已在图中表明，使用时注意：出液管和放油管不可接错；系统运行中的最低液位不能低于出液管的下端进口，否则液封作用将不存在；均压管应能与各个并联的冷凝器及贮氨器相连通，使它们之间的工作压力平衡，借助位差使冷凝器里冷凝液能畅通流入贮氨器；多台贮氨器并联时，其底部应用管子及截止阀连通，正常运行时阀门应打开，使各贮氨器液位平衡。此外，连接液位指示器的阀门腔内有一钢球，它相当于一个止回阀，一旦玻璃管被碰破时，它能借助容器内外的压差推动钢球封住液氨出口，防止严重事故的扩大。因此该阀不能用普通截止阀代替。

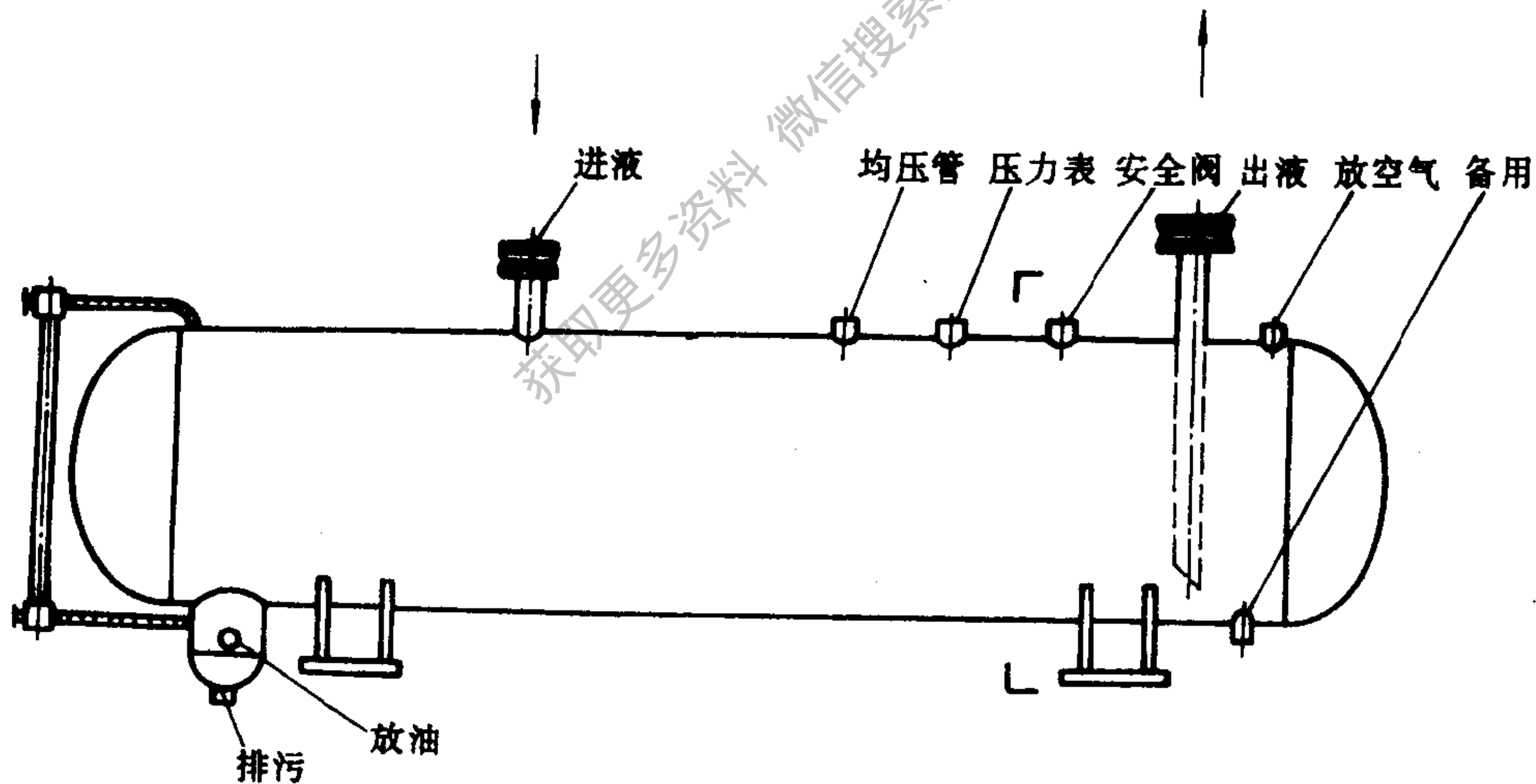


图 7-45 贮氨器(氨用高压贮液器)

贮液器的最大贮液量不应超过其内容积的 70%(氨)或 80%(氟利昂)，以防温度变化时因热膨胀而造成危险。

(二) 贮液器的选择计算

1. 贮氨器的选择计算 贮氨器所需的容积 V 。

$$V = \frac{\Sigma G v_p}{0.7} [\text{m}^3] \quad (7-30)$$

式中： ΣG ——各个不同蒸发温度系统的氨液充注量的总和，(kg)；

v ——冷凝压力下氨液的比容，(m³/kg)；

φ ——贮氨器的设置系数

当冷库公称容积小于或等于 2000m³ 时, $\varphi=120\%$;

当冷库公称容积为 2001—10000m³ 时, $\varphi=100\%$;

公称容积为 10000—20000m³ 时, $\varphi=80\%$;

公称容积大于 20000m³ 时, $\varphi=50\%$;

0.7——贮氨器的最大氨液充满度。

另外,因产生淡季或设备检修常需把蒸发器内氨液抽回贮液器,设置系数 φ 可酌情增大。

2. 氟利昂贮液器的选择计算 其所需容积 V 。

$$V = \frac{Gv}{0.8} \text{ m}^3$$

式中: G ——系统中制冷剂充注量, kg;

v ——冷凝压力下液体制冷剂的比容, m³/kg, 一般可取 +25℃ 时的比容;

0.8——贮液器的液体充满度。

制冷系统中各设备的液体制冷剂充灌量,可按表 7-30 所列充灌量计算。

表 7-30 制冷设备的设计注氨量

设备名称	注氨量 容积百分比(%)
冷 凝 器	15
洗涤式油分离器	20
贮 氨 器	70
中间冷却器	30
低压循环桶	30
氨液分离器	20
氨泵强制供液:	
上进下出式排管	25
上进下出式冷风机	40—50
下进上出式排管	50—60
下进上出式冷风机	60—70
重力供液:	
排管	50—60
搁架式排管	50
平板式蒸发器	50
壳管式蒸发器	80
冷风机	70

二、油分离器

(一) 系统带油的原因及设置油分离器的必要性 在制冷系统中压缩机排出的制冷剂蒸气温度

可达 90~140℃,使得积聚在气缸壁上的润滑油部分汽化成油蒸气。这些油蒸气和小油滴被高速的排气带出压缩机而进入制冷系统,在冷凝器和蒸发器的传热面上形成油膜,并沉积在其底部,从而降低了它们的传热系数和减少有效地传热面积,使冷凝温度上升,蒸发温度下降,制冷能力降低,系统就不能正常地工作。对 R12,由于其与油完全溶解,会导致 R12 在给定的蒸发压力下,饱和蒸发温度升高,降低制冷能力;因此在压缩机排气之后,冷凝器之前,必须设置油分离器,将排气中制冷剂中的润滑油大部分分离出来,并送回压缩机中。此外,还需要对进入制冷系统的少量润滑油采取有效的回油(氟利昂)或排油(氨)措施。

由压缩机排气带出并进入制冷系统的润滑油,随排气温度的上升而急剧增多。润滑油蒸发率与氨蒸气温度的关系如下:氨蒸气的温度 80℃时,油的蒸发率是 3.31%;100℃时,是 7.68%;120℃时,是 16.03%;140℃时,是 34.68%。

(二)油分离器的工作原理 油分离器的基本工作原理是利用润滑油和制冷剂蒸气的密度不同,当夹带有油的制冷剂蒸气从排气管进入油分离器后,一方面由于通道截面突然加大,气流速度骤降(油分离器的桶径比高压排气管的管径大 3~15 倍,进入油分离器后蒸气的流速从原先的 10~25m/s 下降至 0.8~1m/s);另一方面,在油分离器里,使蒸气的运动方向有所改变,或利用离心力(离心式油分离器),使密度较大的润滑油滴分离出来沉积在油分离器的底部,而密度较轻的氨蒸气经油分离器去冷凝器。

有些油分离器,内部还设有制冷剂液体管或冷却水管(如氨洗涤式油分离器),以冷却氨蒸气,使其中夹带的油蒸气凝结成较大颗粒的油滴,以提高分离效果。

(三)油分离器的形式和结构 常见的油分离器有以下几种:

1. 洗涤式油分离器 洗涤式油分离器适用于氨制冷系统,它的主体是钢板卷焊而成的圆筒,两端焊有钢板压制的椭圆形封头。在上部封头的中心处有进气管,一直伸入桶内,浸在桶下部的氨液之内。进气管的下端焊有底板,下端四周开有出气孔,以免高压的氨蒸气直接冲击桶底,使已沉淀的润滑油搅动浮起。进气管的中下部(位于液面之上)管壁上还开有平衡孔,其作用是当压缩机停车时平衡排气管路、油分离器、冷凝器三者之间的压力。特别是在压缩机发生事故时,可以防止因冷凝器的高压将油分离器中的氨液压回压缩机,造成更大的事故。在进气管的上部还装有多孔的伞形隔板,作分离液体之用。筒体下部侧面设有放油管接头,与集油器相连。侧面稍高处有进氨液管接头。伞形隔板之上的筒体侧面有出气管接头。见图 7-46。

洗涤式油分离器工作时,筒体内保持一定高度的氨液,压缩机排出的氨气进入油分离器内的氨液中进行洗涤降温,油蒸气温度降低凝结成油滴下沉于桶底,氨蒸气离开液面时改变了运动方向,且流速大大降低,器内的伞形孔板可以使油进一步分离。

这种油分离器的效果,主要取决于氨液的冷却作用。但从使用情况看,它的油分离效果是高的。

洗涤式油分离器在安装上的要求如下:它的氨液一般由冷凝器供给。为了保证油分离器内有足够高度的氨液,它的进液管应较冷凝器出液口位置低 200~250mm。另外,它一般装在机器房外,紧靠冷凝器的地方。可以多台压缩机共同用一个油分离器,油分离器内氨蒸气流速一般为 0.8~1m/s。

2. 离心式油分离器 离心式油分离器的油分离效果很好,适用于大型制冷系统。它的结构见图 7-47 压缩机排气经油分离器进气管沿切线方向进入筒内,顺着螺旋导向叶片高速旋转,自上而下流动。借离心力的作用将排气中密度较大的油滴抛在筒壁上分离出来,沿壁流下,沉积在筒底部。蒸气经筒体中心的出气管内多孔板引出。筒侧装有浮球阀,当油面上升到上限位时,润滑油通过浮球阀打开阀芯,自动向压缩机曲轴箱或集油器排油。

3. 填料式油分离器 填料式油分离器见图 7-48。在钢板卷焊而成的筒体内装设填料层。填料

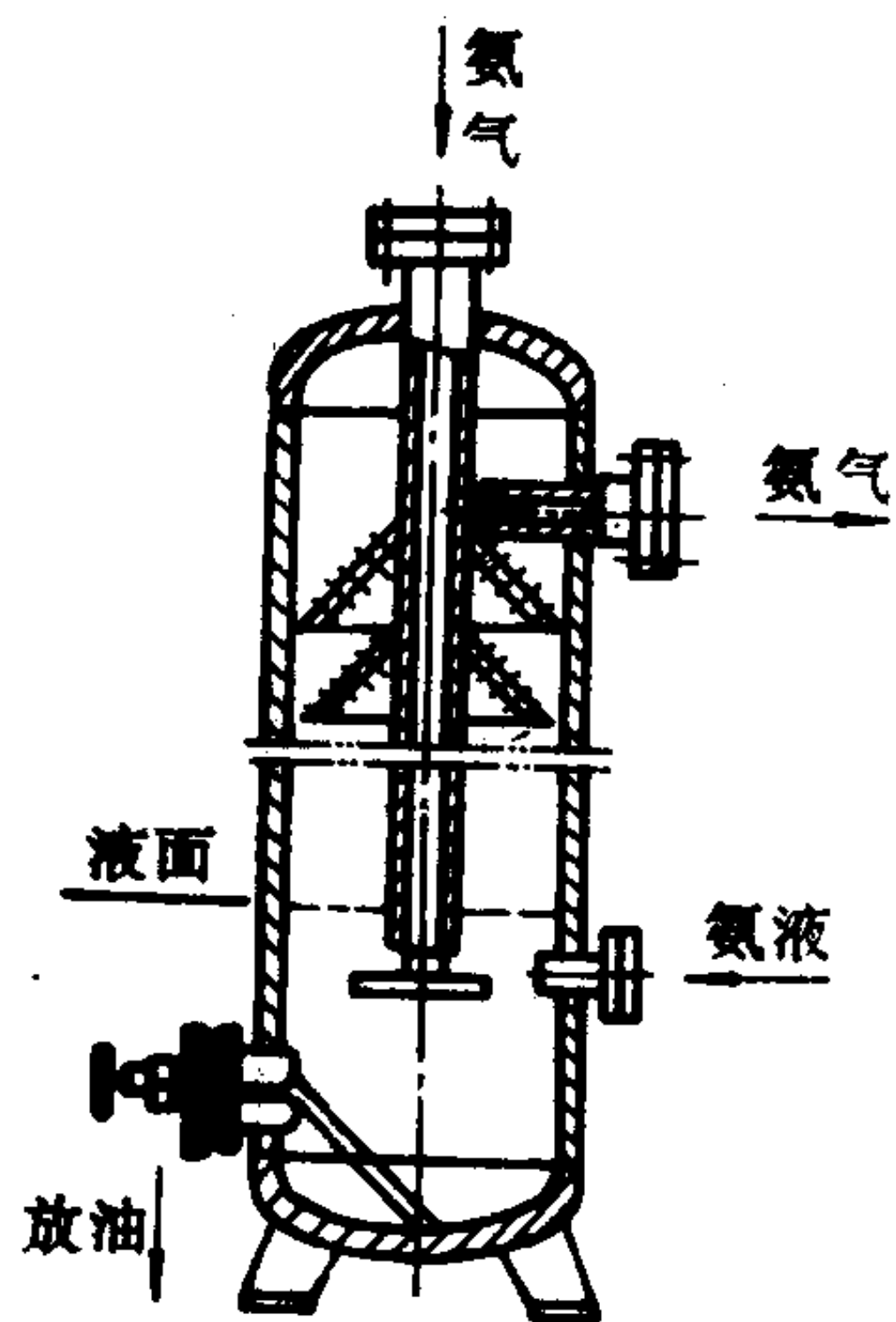


图 7-46 洗涤式油分离器

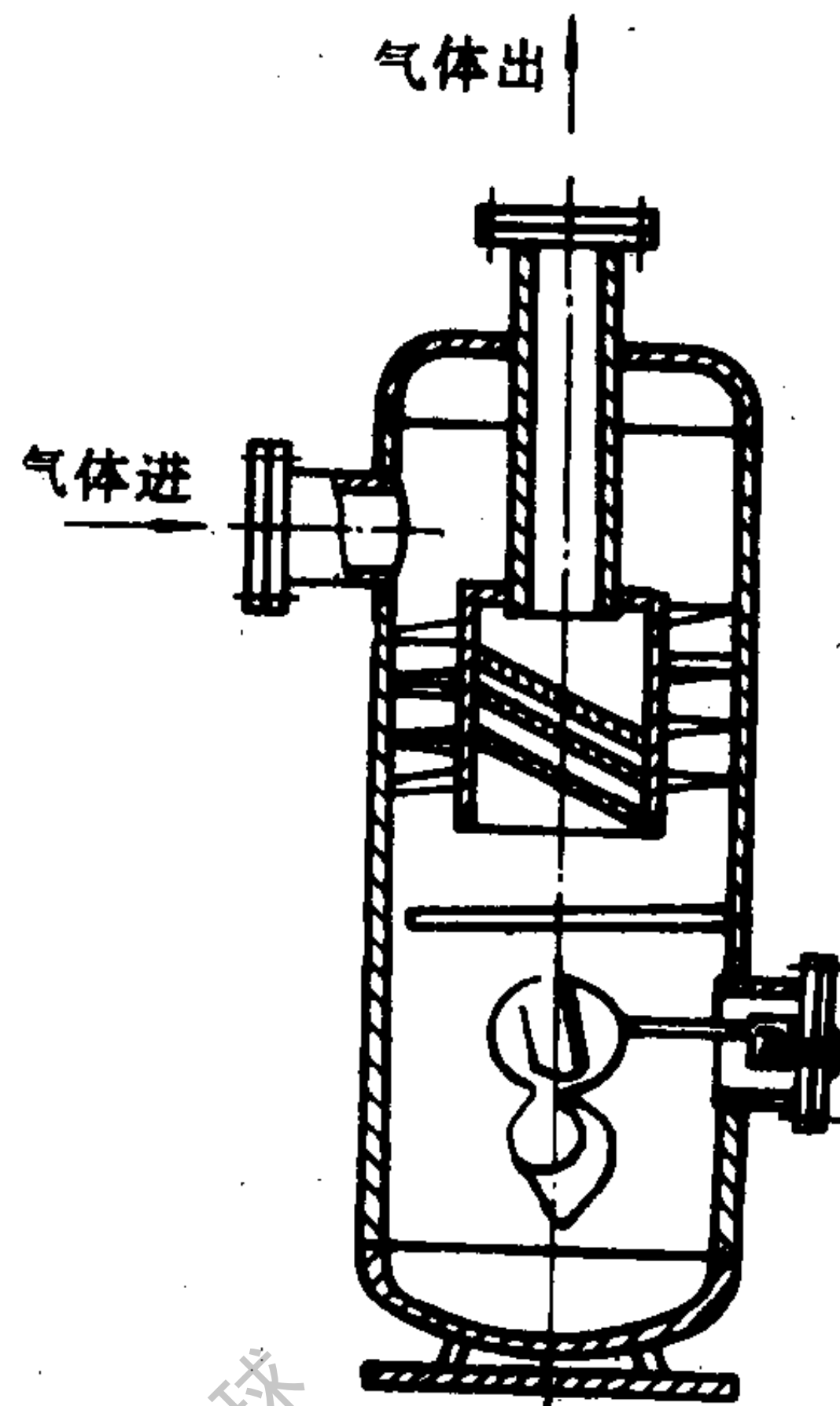
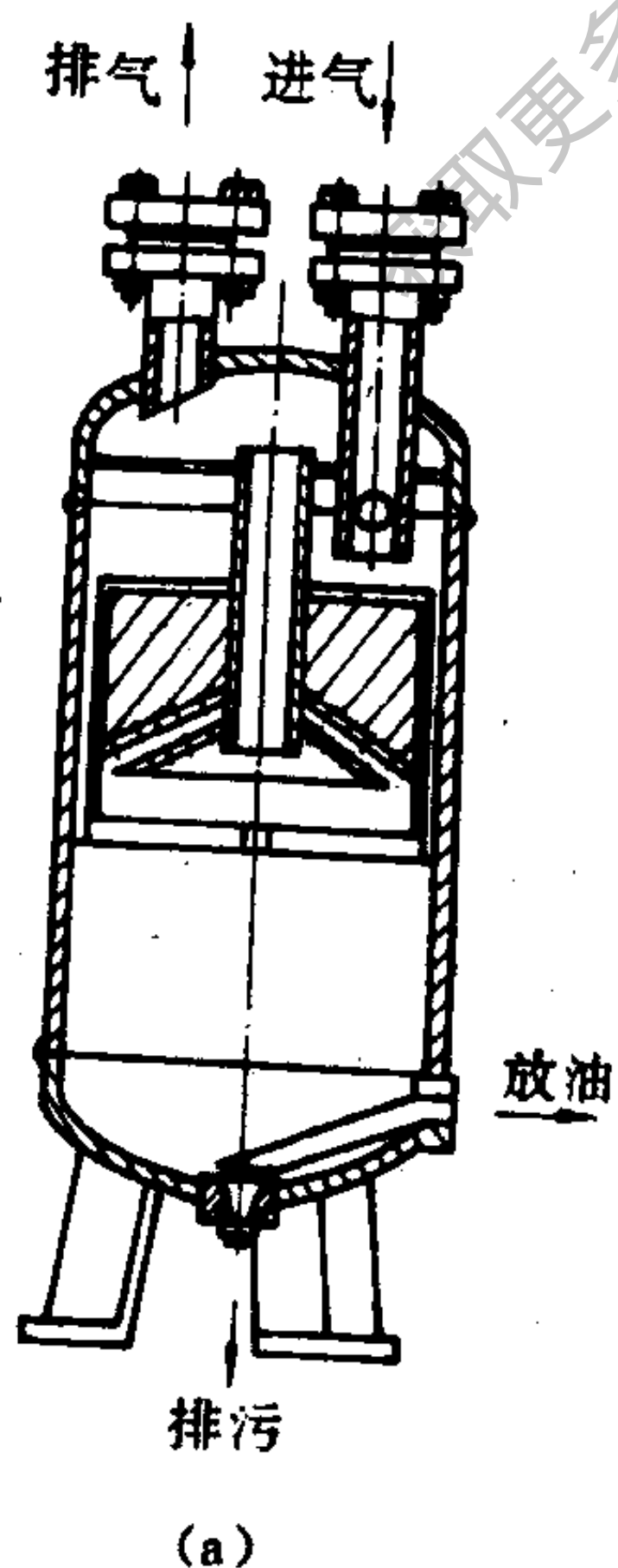
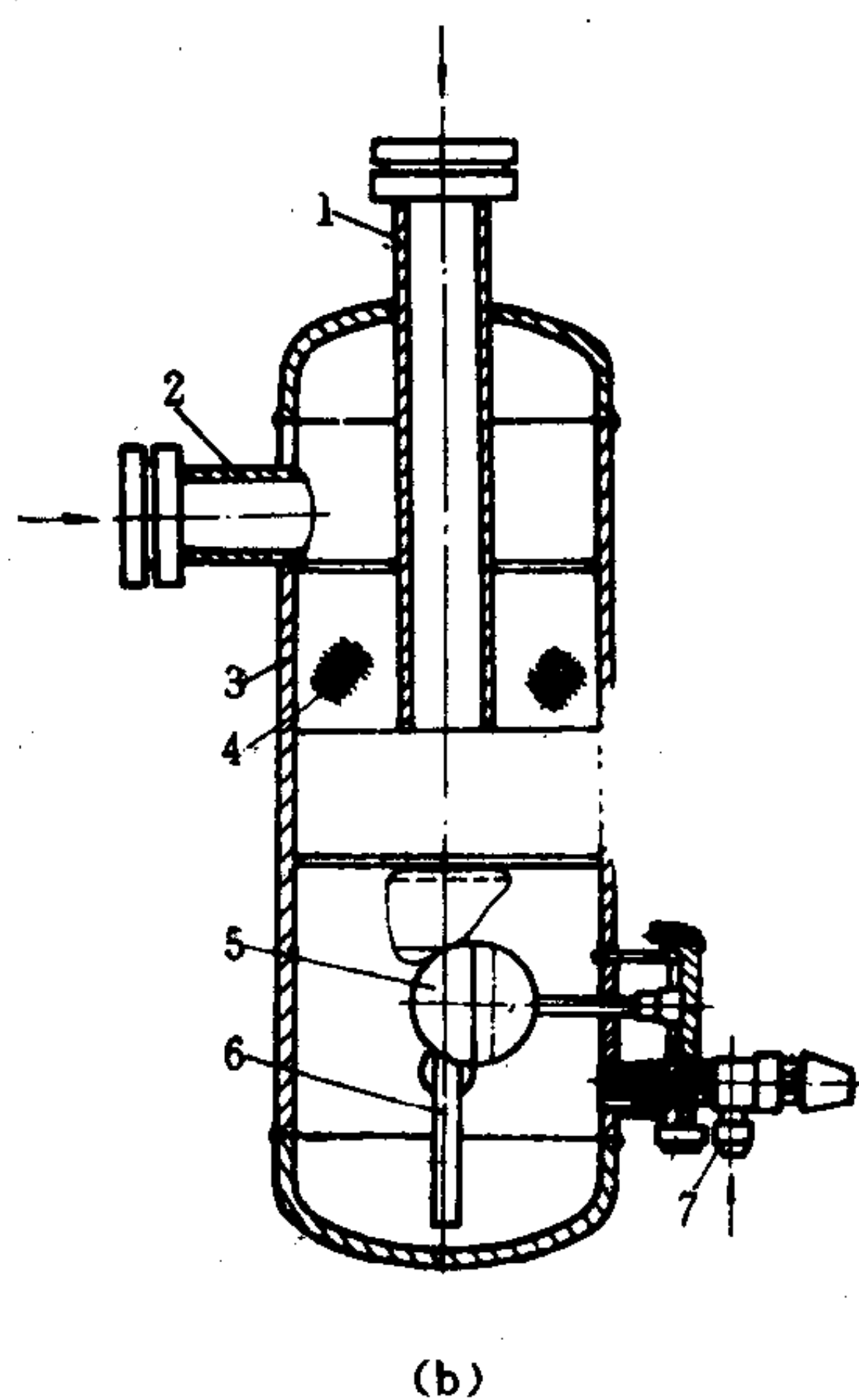


图 7-47 离心式油分离器



(a) 氨用



(b) 氟利昂用

图 7-48 填料式油分离器

1. 出气管 2. 进气管 3. 筒体 4. 滤网 5. 浮球 6. 手动放油管 7. 自动回油管

层上、下用二块多孔钢板固定。填料可以是陶瓷杯、金属切屑或金属丝网,以金属丝网效果最佳。当带油的制冷剂蒸气进入筒体内降低流速后,先通过填料吸附油雾,沿伞形板扩展方向顺筒壁而下,然后改变流向,从中心管返回顶腔排出。分离出的油沉积在它的底部,再经过浮球阀或手动阀排回压缩机曲轴箱。

这种油分离器分油效率较高,可达 95%,安装位置较紧凑,可以多台压缩机共用一台油分离器,只要使筒内制冷剂蒸气的流速不大于 0.5m/s。填料式油分离器的金属丝网一般采用不锈钢丝网,价格较贵。

4. 过滤式油分离器。氟利昂制冷系统中常用过滤式油分离器。它利用气流进入筒体内流速突然降低,滤网层对油蒸气的吸附作用,及筒内蒸气流向的改变等,从而把润滑油分离出来。它的结构很简单,见图 7-49。进气管伸入筒内,下端部采用销联接一根多孔管,管上装有滤网(铜丝网布)。筒体下部装设有浮球阀,借以使油自动流回压缩机曲轴箱。

(四)油分离器的计算 油分离器筒体直径的大小,是根据筒体内要求的蒸气流速和流量的连续性推导出来的,具体的计算式如下:

$$D = \sqrt{\frac{4V_h \lambda}{\pi w \times 3600}} \text{ m} \quad (7-31)$$

式中: D ——油分离器筒体直径, m;

V_h ——压缩机的理论排气量, m^3/h ;

λ ——压缩机的输气系数, 无因次;

w ——油分离器内蒸气的流速, m/s 。

对于洗涤式油分离器, $w=0.8\text{m}/\text{s}$, 则

$$D = 0.021 \sqrt{V_h \lambda} \text{ m} \quad (7-32)$$

对于填料式油分离器, $w < 10\text{m}/\text{s}$, 则可。

三、中间冷却器

(一)中间冷却器的结构和工作原理 中间冷却器用于双级压缩制冷系统,它的作用是使低压级排出的过热蒸气被冷却到与中间压力相对应的饱和温度,以及使冷凝后的饱和液体被冷却到设计规定的过冷温度。为了达到上述目的,需要向中间冷凝器供液,使之在中间压力下蒸发,吸收低压级排出的过热蒸气与高压饱和液体所需要移去的热量。

图 7-50 的中间冷却器用于一级节流中间完全冷却的氨双级压缩制冷系统中。其结构特点是,进气管从桶体顶部封头伸入桶内,一直往下浸沉在正常氨液面下 150~200mm,以保证低压排气能充分被洗涤冷却。进气管下端开口并焊有底板,以避免进气直接冲击桶底,将润滑油冲起。桶上部二块多孔伞形挡板可分离蒸气中的液滴。进气管液面以上的管壁上开有一个压力平衡孔,它可以避免停机时氨液进入氨气管道。已冷却的蒸气从上部侧面的出气管去高压压缩机。一组蛇形盘管设置于桶体下部,从贮氨器来的高压氨液被管外中间温度的氨液冷却而获得过冷。桶上排放液管与排液桶或低压循环桶连接。桶上还有放油管、压力表、安全阀及液位指示器等各种管接头。中间冷却

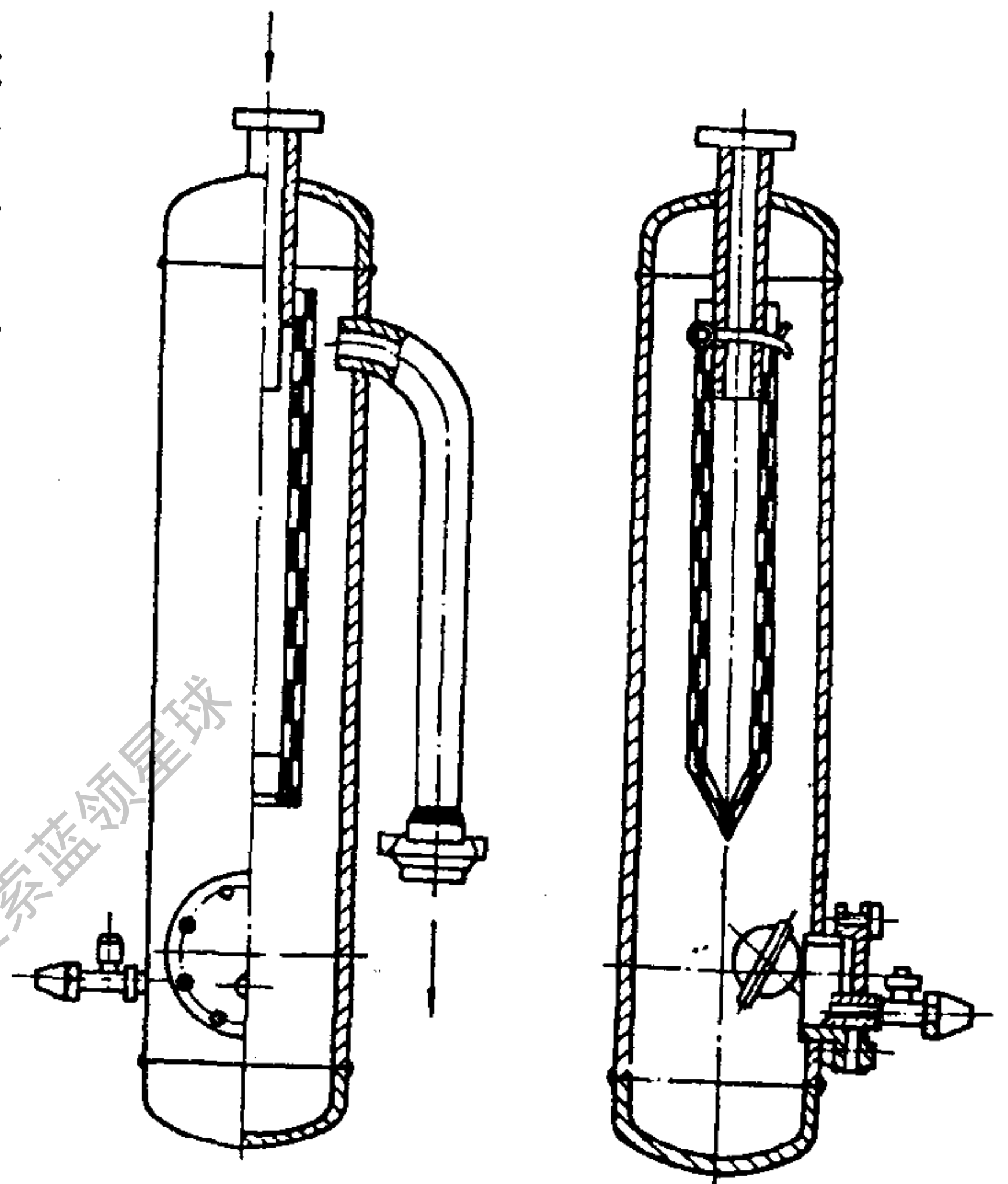


图 7-49 过滤式油分离器

器必须包隔热层。

中间冷却器的供液方式有二种：其一，从容器侧部壁面进液；其二，是从中间冷却器的进气管以喷雾状与低压排气混和后一起进入容器。目前常用的是后一种供液方式。

氟利昂双级压缩制冷系统用的中间冷却器与氨中间冷却器有所不同。常用的氟利昂 22 和氟利昂 12 的绝热指数分别为 $K=1.178$ 和 $K=1.13$ ，都比较小，低压级压缩机排气温度较低，所以通常采用中间不完全冷却的方式，即低压排气只与中间冷却器内处于中间温度的饱和蒸气混合，降低其过热度后为高压级压缩机吸入。与氨中间冷却器比较，由于低压级排气无需进入器内洗涤，故没有进液管，其结构也简单，此外，它的蛇形盘管用铜管弯制。图 7-51 为氟利昂中间冷却器的一种形式，其盘管为卧式。

(二)中间冷却器的选择计算 计算时常用的技术数据如下：

中间冷却器内蛇形盘管出口处制冷剂液体温度较中间冷却器内温度高 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ ；

中间冷却器内横截面上蒸气流速一般不大于 0.5m/s ；

蛇形盘管内制冷剂流速一般取 $0.4\sim 0.7\text{m/s}$ 。

当制冷剂为氨时，考虑蛇形盘管的外侧面油膜的影响，传热系数 $K=2094\sim 2512\text{kJ/m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$ ；当制冷剂为氟利昂时，传热系数 $K=1256\sim 1445\text{kJ/m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$ 。

中间冷却器的计算是根据其横截面上允许的蒸气流速 $w=0.5\text{m/s}$ ，确定其所需的直径 D ，必要时也核算蛇形盘管换热器的传热面积。

1. 中间冷却器的直径 D 通过中间冷却器横向截面的制冷剂蒸气流量为高压级制冷剂流量 G_s ，则

$$D = \sqrt{\frac{4G_s v}{\pi w \times 3600}} = 0.0266 \sqrt{G_s v}$$

$$= 0.0266 \sqrt{V_h \lambda} \quad \text{m}$$

式中： D ——中间冷却器直径，m；

v ——高压级吸气比容， m^3/kg ；

G_s ——高压级压缩机制冷剂流量， kg/h ；

V_h ——高压级压缩机的理论排气量， m^3/h ；

λ ——高压级压缩机的输气系数，无因次；

w ——中间冷却器内氨气的流速， m/s ，常取 $w=0.5\text{m/s}$ 。

2. 蛇形盘管传热面积的计算

(1) 盘管的热负荷

$$Q_{zj} = G_d (h_6 \sim h_7) \quad \text{kJ/h}$$

式中： G_d ——低压级制冷剂循环量， kg/h ；

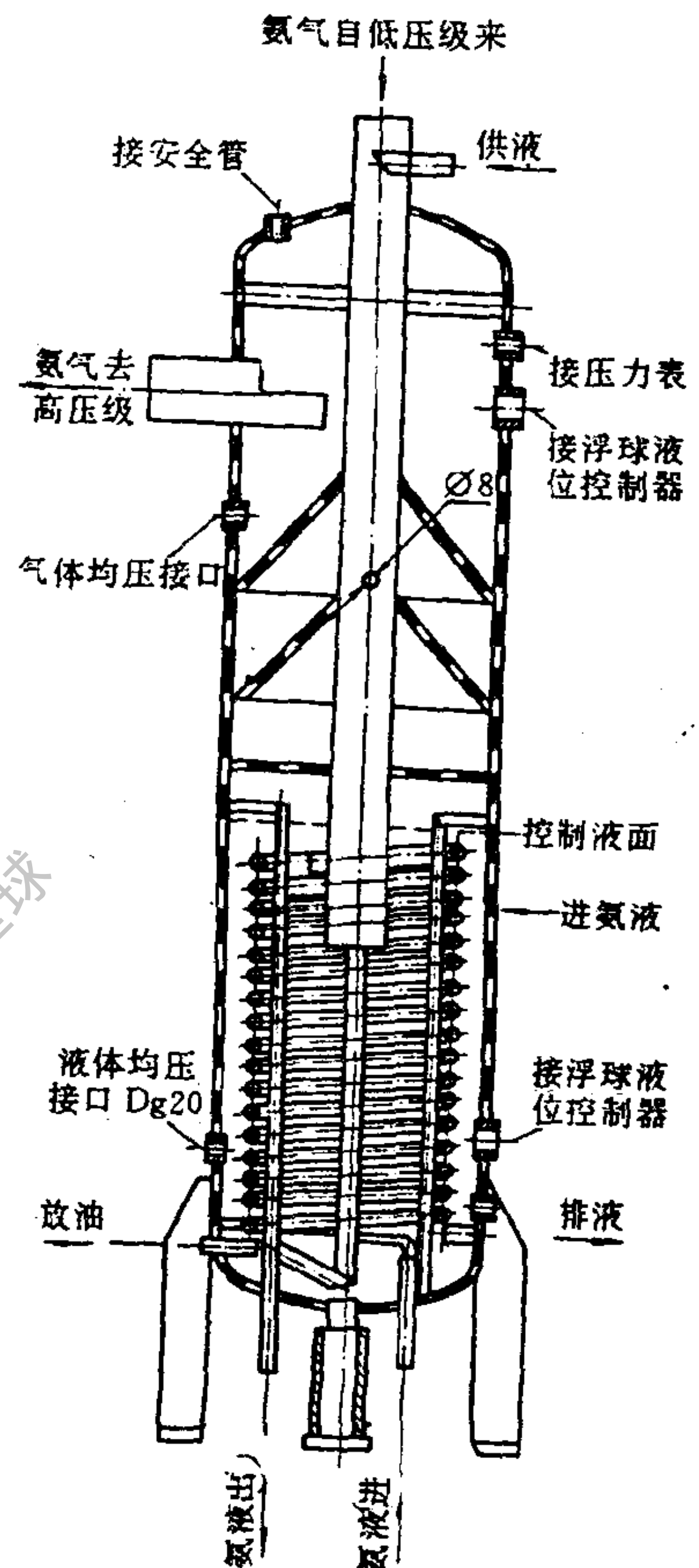


图 7-50 氨中间冷却器

(7-33)

(7-34)

h_6, h_7 ——制冷剂各对应点的焓值。

(2) 蛇形盘管的对数平均温差 Δt_m

$$\Delta t_m = \frac{t_1 \sim t_{出}}{2.3 \lg \frac{t_1 \sim t_j}{t_{出} \sim t_{zj}}} \quad ^\circ\text{C} \quad (7-35)$$

式中: Δt_m ——蛇形盘管的对数平均温差, $^\circ\text{C}$;

t_1 ——冷凝温度, $^\circ\text{C}$;

$t_{出}$ ——蛇形盘管出液温度, $^\circ\text{C}$;

t_j ——中间温度, $^\circ\text{C}$ 。

(3) 蛇形盘管所需要的外表传热面积 F_w

$$F_w = \frac{Q_{zj}}{K \Delta t_m} \quad \text{m}^2 \quad (7-36)$$

式中: F_w ——蛇形盘管所需的外表面传热面积, m^2 ;

Q_{zj} ——蛇形盘管的热负荷, kJ/h ;

Δt_m ——蛇形盘管对数平均温差, $^\circ\text{C}$;

K ——蛇形盘管的传热系数, $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$

例题: 已知某一冷库蒸发温度 $t_2 = -28^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_1 = 38^\circ\text{C}$, 中间温度 $t_{zj} = -4^\circ\text{C}$ (高低压汽缸容积比 = 1 : 2), 双级制冷压缩机总制冷量 $Q_z = 354055 \text{kJ/h}$, 试确定该氨 双级制冷系统中间冷却器的直径。

解:

对照图 7-52, $t_1 = 38^\circ\text{C}$, $t_2 = -28^\circ\text{C}$, $t_{zj} = -4^\circ\text{C}$. 取氨液过冷温度比中间温度高 5°C , 则 $t_7 = -4 + 5 = 1^\circ\text{C}$. 氨气吸入温度 $t_2 = -18^\circ\text{C}$.

查出各点的焓值和点 4 的比容值如下:

$$h_2 = 1645 \text{kJ/kg};$$

$$h_3 = 1814 \text{kJ/kg};$$

$$h_6 = 599.8 \text{kJ/kg};$$

$$h_4 = 1678 \text{kJ/kg};$$

$$h_7 = h_8 = 423.6 \text{kJ/kg};$$

$$v_4 = 0.334 \text{m}^3/\text{kg}.$$

1. 低压级氨流量 G_d

$$\begin{aligned} G_d &= \frac{Q_0}{h_2 - h_8} = \frac{354055}{1645 - 423.6} \\ &= 288.9 \text{kg/h} \end{aligned}$$

2. 高压级氨流量 G_s

$$\begin{aligned} G_s &= G_d \frac{h_3 - h_7}{h_4 - h_6} \\ &= 289.8 \times \frac{1814 - 423.6}{1678 - 599.8} \\ &= 373.7 \text{kg/h} \end{aligned}$$

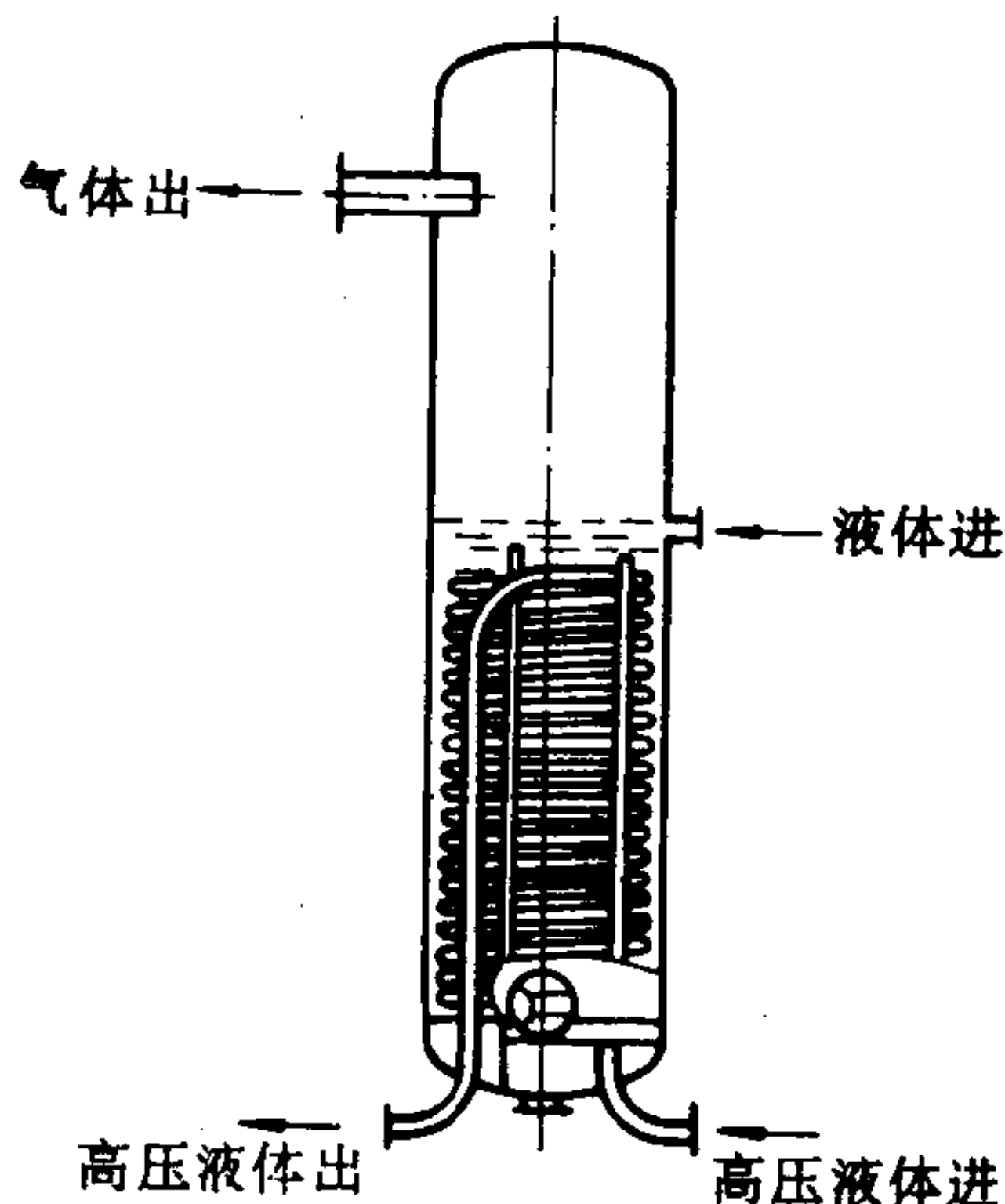


图 7-51 氟利昂制冷系统的中间冷却器

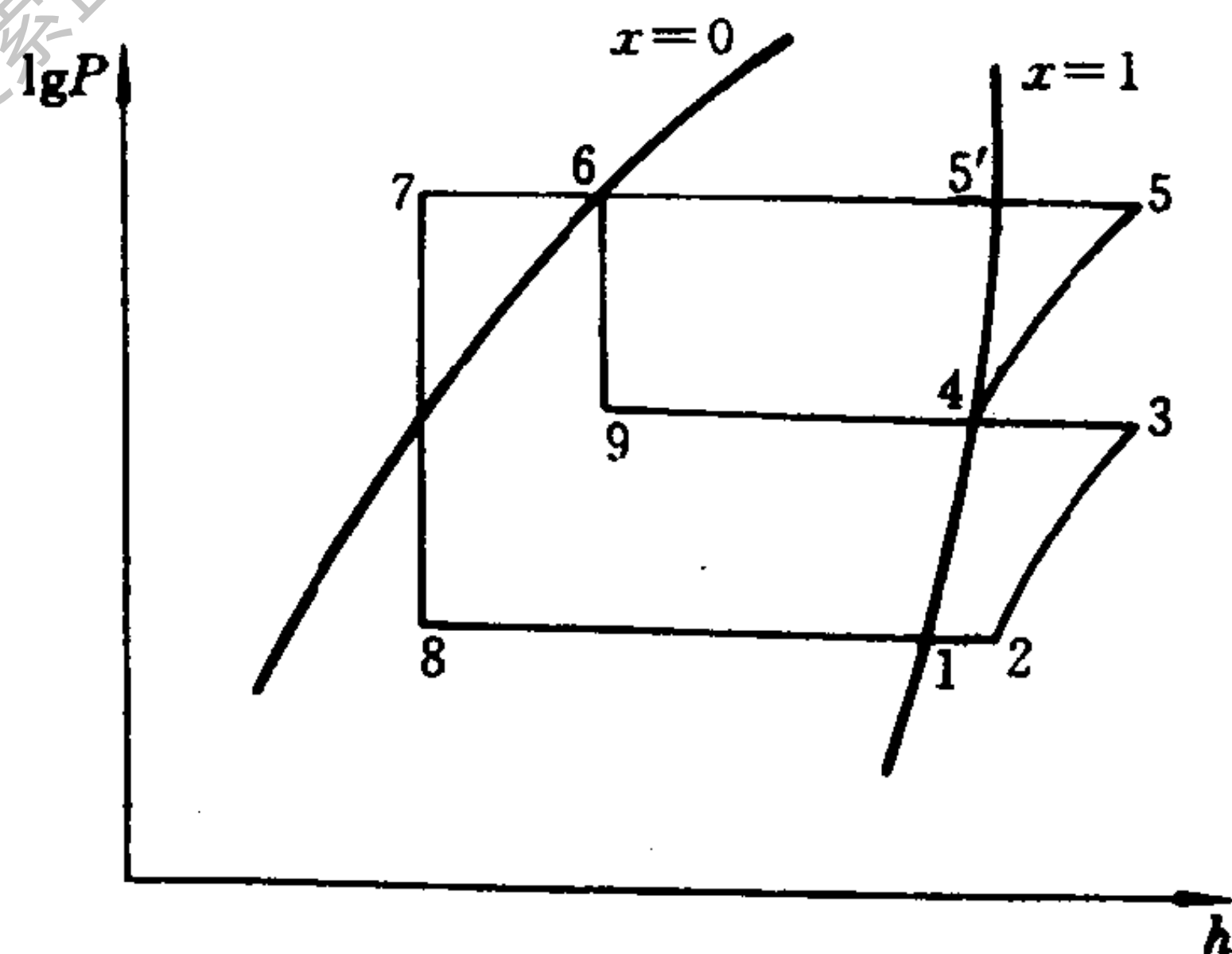


图 7-52 $\lg P-h$ 图

3. 中间冷却器所需的直径 D

$$D = 0.0266 \sqrt{G_s v}$$

$$= 0.0266 \sqrt{373.9 \times 0.34} = 0.297 \text{ m}$$

选用 ZL-1.5 中间冷却器 1 台, 其直径 $D=400\text{mm}$, 盘管冷却面积 $F_w=1.4\text{m}^2$ 。

4. 核算蛇形盘管传热面积 F_w

(1) 盘管热负荷 Q_{zj}

$$Q_{zj} = G_d(h_6 - h_7) = 289.8 \times (599.8 - 423.6)$$

$$= 51062 \text{ kJ/h}$$

(2) 蛇形盘管的对数平均温差 Δt_m

$$\Delta t_m = \frac{t_i - t_{出}}{2.31 \lg \frac{t_i - t_{zj}}{t_{出} - t_{zj}}} = \frac{38 - 1}{2.31 \lg \frac{38 - (-4)}{1 - (-4)}}$$

$$= 17.4^\circ\text{C}$$

(3) 盘管所需的传热面积 F_w

取盘管的传热系数 $K=2094\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

$$F_w = \frac{Q_{zj}}{K \Delta t_m} = \frac{51062}{2094 \times 17.4} = 1.4 \text{ m}^2$$

所选用的中间冷却器 ZL-1.5 的盘管的传热面积 $F_w=1.4\text{m}^2$, 刚好满足过冷所需要的传热面积。

四、低压循环桶

低压循环桶是氨泵供液系统的关键设备之一。其作用是贮存和稳定地供给氨泵循环所需的低压氨液, 又能对库房的回气进行气液分离, 保证压缩机的干行程, 必要时又可兼作排液桶。

(一) 低压循环桶的形式和结构 低压循环桶可分立式和卧式两种。

立式低压循环桶是由钢板壳体和封头焊接而成。其上部侧面的进气管与库房回气总管相接。从库房来的气液两相流体进入容器后, 速度骤降至 0.5m/s 以下, 并改变流向, 加之伞形挡板的作用, 使气液实现分离。为避免进气直接冲击桶底, 影响氨泵连续性供液, 进气管下端周围开口, 并焊有底板。低压循环桶的出液管有二个方位: 一个方位是从底部引出, 另一个方位是从桶身两侧接出的。低压循环桶的供液管和其他管接头可见图 7-53 所示。

立式低压循环桶高度较高, 气液分离效果较好, 对安全运行有利, 同时占地面积小, 但设备间需要一定的高度, 卧式低压循环桶气液分离效果差, 占地面积大,

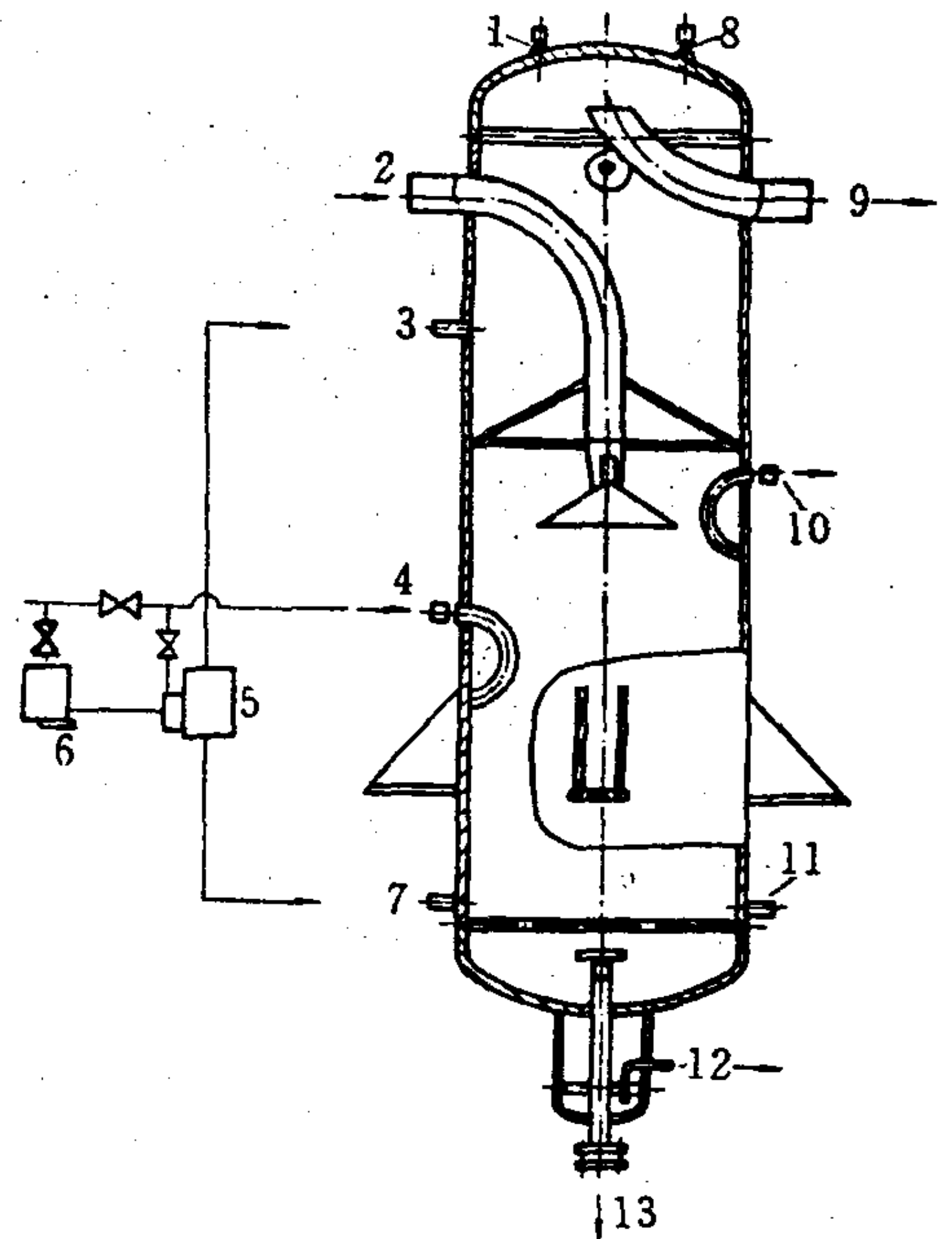


图 7-53 立式低压缩环桶

1. 接安全管 2. 氨气进 3. 接浮球均压
4. 氨液进 5. 浮球阀 6. 过滤器
7. 接浮球均压 8、11. 接油面指示器均压
9. 氨气出 10. 接排液管 12. 放油 13. 氨液出

钢材消耗量大,但设备间的高度较低。这两种形式的低压循环桶在冷库中均有使用,但以立式较为普通。

(二)低压循环桶的选择计算 低压循环桶的计算包括确定其所需的筒径和容积。

1. 循环桶直径的计算 为了保证良好的气液分离效果,桶径应使桶内气体流速不大于 0.5m/s,并保证最高液位与出气口之间不小于 600mm,进、出气管口之间的距离也不小于 600mm。

因此低压循环桶径按下式计算

$$d = \sqrt{\frac{4V \cdot \lambda}{3600\pi \cdot w \cdot \xi \cdot n}} = 0.0188 \sqrt{\frac{V \cdot \lambda}{w \cdot \xi \cdot n}} \quad \text{m} \quad (7-37)$$

式中: d ——低压循环桶的直径,m;

λ ——压缩机吸气系数,无因次;

w ——低压循环桶内允许的气体流速,立式常取 $w=0.5\text{m/s}$,卧式宜采用 0.8m/s ;

ξ ——桶截面积系数,立式宜采用 1,卧式宜采用 0.3;

n ——低压循环桶气体进气口的个数。

V ——压缩机理论排气量, m^3/h 。

2. 低压循环桶容积计算。容积计算时,应根据氨泵供液方式的不同,分别进行计算。

(1)上进下出式供液系统计算公式:

$$V_d = \frac{1}{0.5}(Q_q V_q + 0.6V_h) \quad \text{m}^3 \quad (7-38)$$

式中: V_d ——低压循环桶的容积, m^3 ;

θ_q ——冷却设备设计注氨量容积的百分比;

V_q ——冷却设备的容积, m^3 ;

V_h ——回气管容积, m^3 。

(2)下进上出式供液系统计算公式:

$$V_d = \frac{1}{0.7}(0.2V'_q + 0.6V_h + \tau_b \cdot V_b) \quad \text{m}^3 \quad (7-39)$$

式中: V'_q ——各冷间中,冷却设备注氨量最大一间的蒸发器总容积, m^3 ;

V_b ——一台氨泵的流量, m^3/h ;

τ_b ——氨泵由启动到液体自系统返回低压循环桶的时间,一般可采用 $0.15\sim 0.2\text{h}$ 。

当下进上出式供液系统的顶排管或墙排管为光滑管且其冲霜排液量小于或等于 $0.2V'_q + 0.6V_h$ 时,低压循环桶可兼作排液桶使用。

五、氨液分离器

(一)氨液分离器的作用和工作原理 氨液分离器是氨重力供液系统中的重要辅助设备。它的作用有:一是将从蒸发器来的回汽中所含的氨液微滴分离掉,然后被压缩机吸入,以防压缩机湿行程;二是从贮液器来的高压氨液经过节流阀节流降压产生的闪发气体,可以在氨液分离器中分离出来,避免闪发气体进入蒸发器中,以充分发挥蒸发器传热面的换热作用,同时还能保证向蒸发器均匀供液。

氨液分离器的工作原理如下:蒸发器中氨液沸腾产生的大量气体,在压缩机吸力作用下,氨气以 $8\sim 12\text{m/s}$ 的高速在蒸发管内运动,致使一些未蒸发的氨液微滴随氨气带出。当这些氨气(即回气)进入氨液分离器后,通道截面突然扩大 $4\sim 5$ 倍,流速降低到约 0.5m/s ,流向改变,从而使密度

较大的氨液微滴从氨气中分离出来,并沉积在容器的下面,而氨气被压缩机吸回。分离下来的氨液可再次送回蒸发器蒸发。

(二)氨液分离器的形式和结构 氨液分离器分立式和卧式两种(图 7-54 为立式氨液分离器)。立式的优点是气体流速不受液面的波动的影响,分离效果好,同时供液高度易保证。其缺点是需专门修建安装立式氨液分离器的阁楼,土建投资有所增加,卧式氨液分离器的优、缺点与立式相反。

实际应用较多的是立式氨液分离器。它是一个钢板卷焊而成的圆筒。其中部有进气管,与蒸发器的回气管相接。上部是出气管,接压缩机的吸气管。进液接在筒体的中部,可用手动膨胀阀或浮球阀供液。在筒体下部还设有出液管和排污放油管,分别向蒸发器供液和定期排污放油。此外筒体上还有压力表和金属液面指示器的管接头。

卧式氨液分离器的结构与立式的相似。

(三)氨液分离器的设置 氨液分离器的设置,除了在冷藏库内设置库房氨液分离器外,对负荷波动较大或库房氨液分离器至压缩机吸入管较长的重力供液系统,可在机房吸气总管上增设一个氨液分离器,用于再次分离库房氨液分离器来的低压气体,以提高压缩机运转的安全性。此氨液分离器无供液任务,其下端与低压贮液器或排液桶相连,以便收集机房氨液分离器分离出来的低压氨液。不同蒸发温度系统应分别设置氨液分离器。氨液分离器为低温容器,应包隔热层。

(四)氨液分离器的选择计算 对用于库房的氨液分离器

$$D = \sqrt{\frac{4G_v}{\pi w \times 3600}} = 0.0266 \sqrt{G_v} \quad \text{m} \quad (7-40)$$

式中: D ——氨液分离器直径, m ;

v ——蒸发温度相对应的饱和蒸汽比容, m^3/kg ;

G ——氨液分离器的氨循环量, kg/h ;

w ——氨液分离器内氨液的流速, m/s , 常取 $w=0.5\text{m}/\text{s}$ 。

对用于机房的氨液分离器,以 $V_h \lambda$ 代替式(2-2-23)中的 G_v 得

$$D = \sqrt{\frac{4V_h \lambda}{\pi w \times 3600}} = 0.0266 \sqrt{V_h \lambda} \quad \text{m} \quad (7-41)$$

式中: V_h ——机房吸气总管所接压缩机的理论排气量, m^3/h ;

λ ——压缩机的输气系数。

六、集油器

集油器在氨制冷系统中,用于收集高低压容器如油分离器、冷凝器、贮氨器、中间冷却器、蒸发

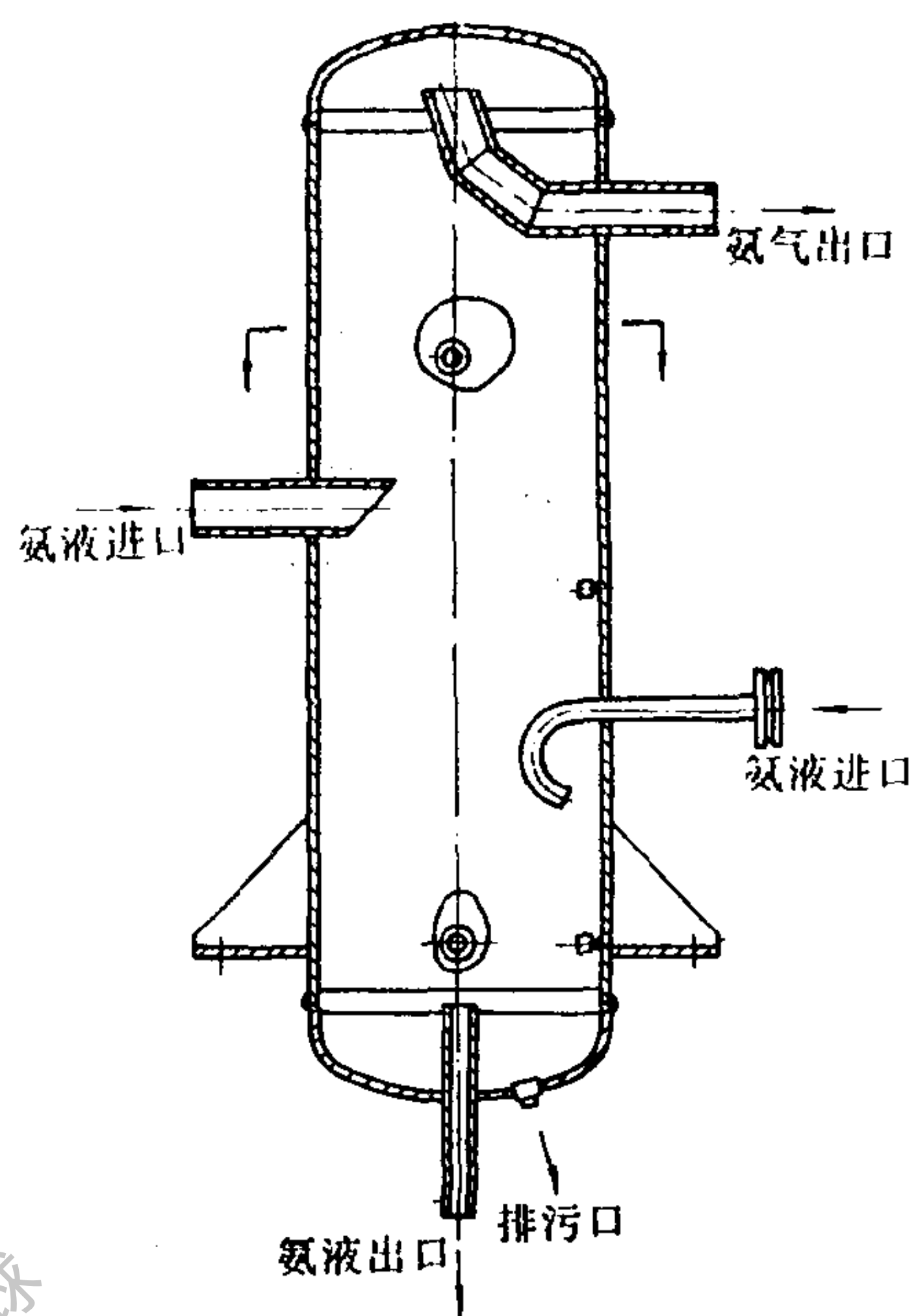


图 7-54 立式氨液分离器

器等分离出来的润滑油；回收其中夹带的氨，并将润滑油在低压状态下安全地放出系统。

对于氟利昂系统，由于制冷剂与润滑油互溶，油分离器分离出来的润滑油一般都通过它下部的手动或浮球自动放油阀直接送回压缩机曲轴箱。其他设备中的润滑油靠流速带回压缩机。因此氟利昂制冷系统单独设置集油器。

(一)集油器的结构 集油器的结构见图 7-55。筒体上部的进油管与其他设备的放油管相连，各设备中的油氨混合液由此放入集油器内(注意：只允许各个设备单独放油)。筒体顶部减压管与系统的回气管相连，作回收氨和降低筒体压力之用。筒体下侧有放油管，以便把分离氨气之后的润滑油从集油器内放出。此外，筒体上还有液面指示器和压力表接头。

(二)集油器的选择 当压缩机总制冷量小于 $83.8 \times 10^4 \text{kJ/h}$ ，采用筒径为 D159mm 的集油器 JY-150, 1 台；总制冷量在 $(83.8 - 419) \times 10^4 \text{kJ/h}$ ，采用筒径为 D325mm 的集油器 JY-300, 1-2 台；总制冷量在 $419 \times 10^4 \text{kJ/h}$ 以上，采用筒径 D325mm 集油器 JY-300, 2 台。

(三)集油器在系统中设置的要求

1. 氨制冷系统中，高压和低压设备的放油必须经过集油管；
2. 一般情况下，系统中高压、中压设备与低压设备应分别设置集油器；

3. 在自动放油系统中，自动放油程序的设计应能控制各个设备依次单独放油，同时在工作压力较低的设备的放油管上装止回阀。

4. 为了便于在放油管下放置承油容器，集油器底座一般应高出地面 300~500mm。

七、空气分离器

空气分离器是用来排放空气等不能在冷凝器中液化的气体——不凝性气体。制冷系统中，尤其是低温或低于大气压下运行的系统，不可避免地都会混进空气等不凝性气体。因此，一般均设置空气分离器。但对于活塞式氟利昂制冷系统和其他小型制

冷系统，通常不设置空气分离器，而直接从冷凝器、高压贮液器或排气管上的放空阀把空气等不凝性气体放出，这样不可避免地会放出一些制冷剂，但制冷系统要简单些。

(一)空气分离器的结构及工作原理 制冷系统中空气等不凝性气体实际上是与制冷剂蒸气混合存在的，空气分离器就是在冷凝压力下将混合气体冷却到接近蒸发温度，使混合气体中的大部分制冷剂蒸气凝结成液体，并把空气等不凝性气体分离出来，达到回收混合气体中制冷剂的目的，减少冷剂随不凝性气体的排出对大气的污染。

表 7-31 列出了冷凝压力、冷凝温度与混合气体中空气的饱和含量的关系。它表明：

1. 冷凝压力越高，冷却温度越低，空气的含量就越高，分离效果就越好，此时放混合气体时，制冷剂的损失就越小。

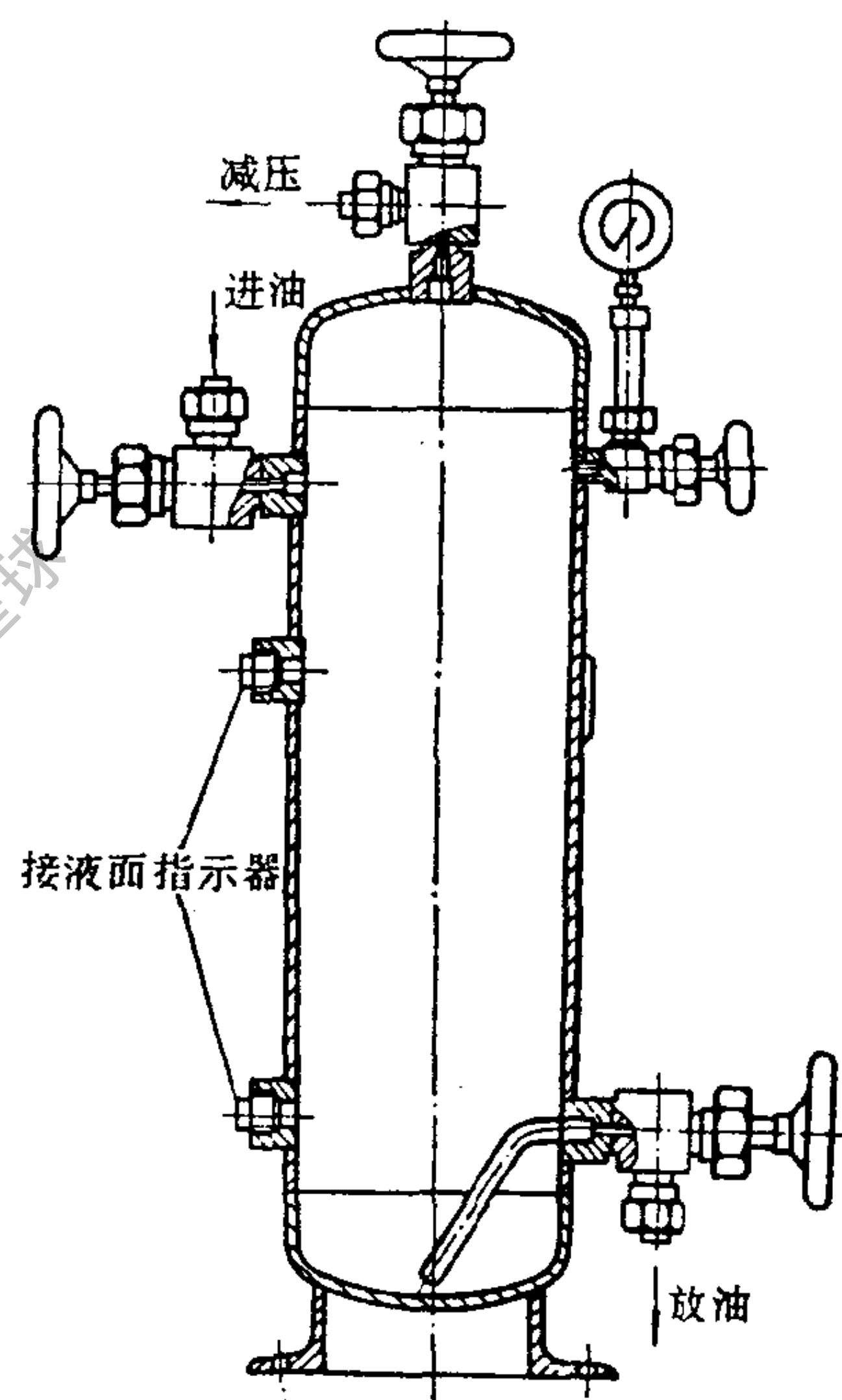


图 7-55 采油器

表 7-31 混合气体中空气的饱和含量

冷凝压力 [Pa]	冷却温度 [°C]	空气饱和含量 [%]		
		R717	R22	R12
11.76×10^3	20	41	10	
	-20	90	55	
9.8×10^3	20	20	3	15
	-20	87	50	59
7.84×10^3	20	8	0	8
	-20	82	40	48
5.88×10^3	20	0	0	0
	-20	76	30	40

2. R12、R22 和 R717 都有类似的趋向,但 R12 和 R22 的分离效果却低得多,因此,一般氟利昂制冷系统都不装设空气分离器。

下面介绍几种常用的空气分离器:

1. 卧式空气分离器

图 7-56 为卧式空气分离器,它由四根直径不同的无缝钢管套焊而成。它的第一夹层(即最外夹层)与第三夹层相通,第二夹层与第四夹层相通。从贮氨器来的氨液经节流阀节流后进入内管,然后再进入第二夹层。来自贮液器和冷凝器的混合气体进入第一夹层和第三夹层。低温的氨液经传热管壁吸收混合气的热量而蒸发,蒸发的氨蒸气经回气管去氨液分离器或低压循环桶。混合气体则在较高的冷凝压力和较低的蒸发温度下被冷却,其中的氨蒸气被冷凝为液体,流到空气分离器的底部,通过节流阀节流后,送往空气分离器的第四夹层供使用。空气等不凝性气体通过一接管放至水中。

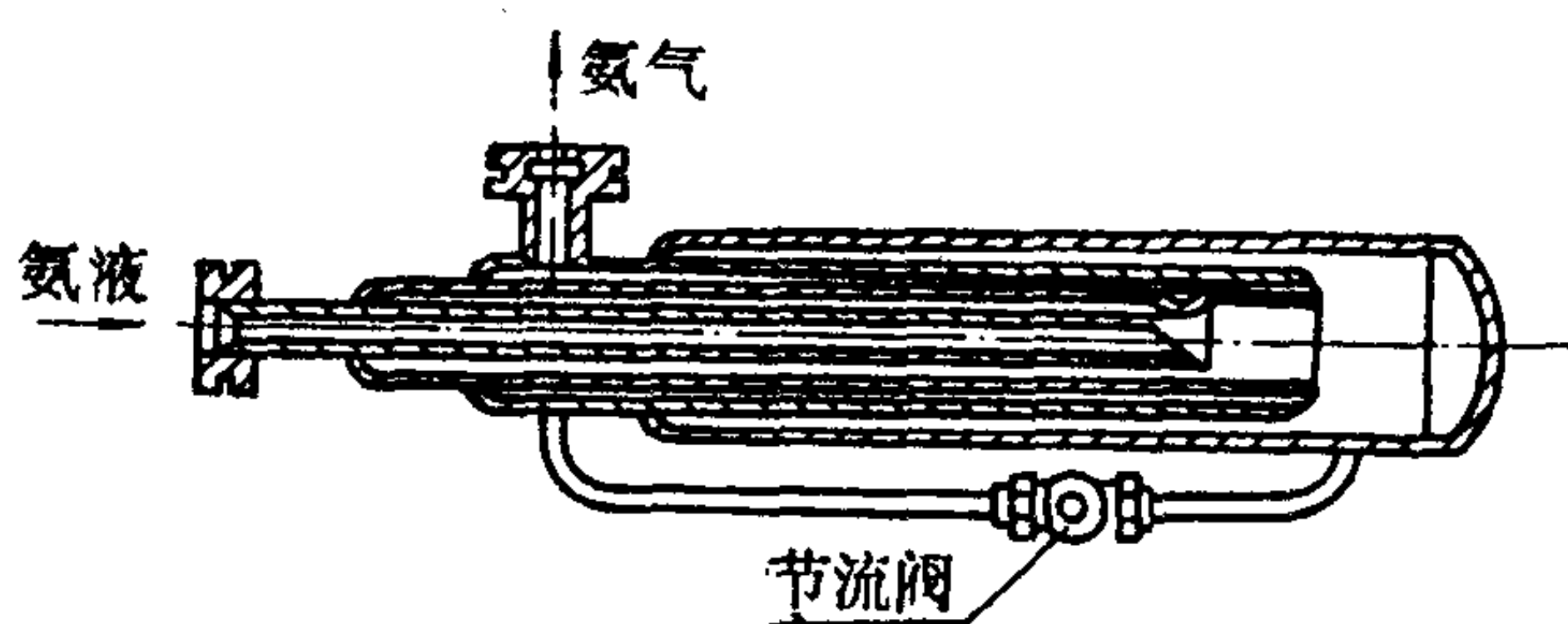


图 7-56 卧式空气分离器

卧式空气分离器安装时应使进氨液的一端稍高些,约 30~50mm,以便分离下来的氨液能流进旁通管。

2. 立式空气分离器

如图 7-57 所示是目前在氨制冷系统中用得比较多的立式空气分离器。它的壳体由无缝钢管制成,在两端加封的壳件中有一组冷却盘管,下端与进液管相通,上端与回气管相接。盘管由于氨液的蒸发成为一个小型蒸发器。壳体的中部侧面和上部侧面分别焊接混合气体入口管接头和放空气接头。混合气体进入壳体中即与盘管表面进行热交换,冷凝下来的制冷剂由壳体的下封头引出,经

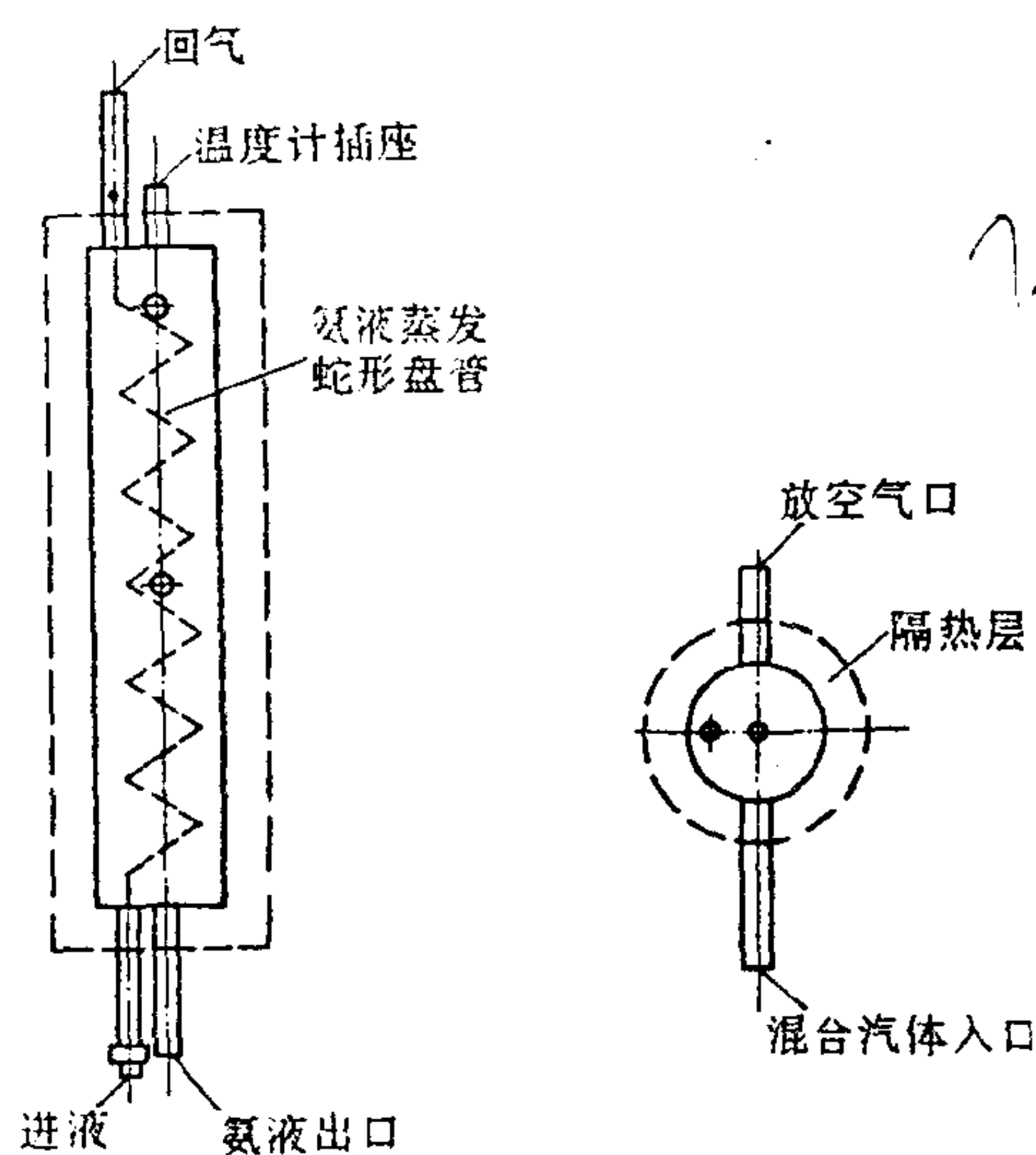


图 7-57 立式空气分离器

节流阀后与进液管接通。分离下来的不凝性气体由上部的放空气口放至存水的桶中。壳体顶部设有温度计套管。整个空气分离器的外面用隔热材料隔热。

立式空气分离器与卧式空气分离器比较,它的优点是操作简单,装上自控元件后即可实现自动操作。

(二)空气分离器的选择 对于需设空气分离器的系统,一般每个制冷系统只设空气分离器一台。

八、氨泵

氨泵用于大、中型及多层冷库的氨泵供液系统。其功用是将低压循环桶内的低温低压氨液送往各冷间的蒸发器里去。

用液泵供液的氟利昂制冷系统,目前国内仅在个别引进的大型氟利昂制冷系统的冷库中采用,因此,本节只介绍氨泵的类型、结构、特点及选择计算。

(一)氨泵的类型、结构及特点 常用的国产氨泵有三种,齿轮泵、叶轮泵和屏蔽泵。

1. 齿轮泵 齿轮泵是旋转泵的一种。它是一种容积转子泵,工作时靠一对啮合转动的螺旋斜齿轮不断地吸液和排液,以一定的压力把氨液排出。

国产 2CN5.5/4-1 型齿轮泵的技术规格:

流量 $5.5\text{m}^3/\text{h}$;

排出压力 $3.92 \times 10^5\text{Pa}$;

吸入高度 2m;

进出口管径 38mm;

安全阀开启调节压力是排出压力的 150%左右;

转速 710r/min;

电动机功率 3kW;

齿轮泵的性能是:

(1) 齿轮泵的输液量是恒定的, 它的流量不受压力变化的影响。当设计对系统阻力估计不足, 也能满足所需要的输液量;

(2) 它的抗气蚀作用的性能较强, 因此吸入端要求的液柱静压较小;

(3) 排出压力较高。

它的缺点是:

(1) 由于装配间隙小, 要求氨液纯净, 不带杂质, 否则容易损坏齿轮泵, 为此齿轮泵的进液管前必须设置氨液过滤器, 以防止脏物进入泵内;

(2) 齿轮泵出液口关闭后就不能工作, 否则将损坏氨泵, 故出液管须与泵的入口或低压循环桶相连接, 以保护齿轮泵。

2. 叶轮泵(亦称离心泵) 叶轮泵是一种速度型泵。它依靠叶轮旋转产生的离心力, 将氨液以一定的速度从排液口排出, 从而产生一定的出口压头。

AB-3 型叶轮泵, 其技术规格如下:

流量 $3\text{m}^3/\text{h}$;

排出压力 $1.47 \times 10^5 \text{Pa}$;

转速 $1440\text{r}/\text{min}$;

功率 1.1kW ;

进出口直径 40mm 。

叶轮泵的性能是:

(1) 叶轮泵和其他形式的离心泵一样, 它的流量随输出压头的变化而变化, 系统的阻力增加, 流量相应降低, 因此要求对系统阻力有比较周密的计算;

(2) 叶轮泵极易受气蚀作用的影响, 因此吸入端要求有足够的液柱静压才能保证供液不中断。

其优点是平均寿命长, 其流量和压头选择范围较大, 能满足各种场合的需要。

3. 屏蔽泵(亦称屏蔽式离心泵) 屏蔽泵是一种叶轮式离心泵。它结构上的特点是将泵的叶轮和电机转子装在同一根轴上, 泵和电机共用一个外壳, 这样既不需要密封, 也不需要联轴器, 结构紧凑, 外形尺寸小, 维护方便。

它结构上的另一特点是, 在电机的转子与定子之间加了一个 0.5mm 厚的不锈钢屏蔽套, 把定子的铜线绕组与氨液分开, 以避免氨液对绕组的腐蚀。电机的转子是铅条鼠笼式的, 不会被氨液侵蚀, 因而就无需屏蔽。

屏蔽泵的性能特点是: 它的电机效率比普通电机低 50% 左右, 效率低的原因, 一是屏蔽套增大了转子与定子之间的间隙; 二是转子在液体里转动, 摩擦阻力较大。

(二) 氨泵的选择计算 氨泵的选择计算包括确定氨泵的流量、扬程(输出压头)及根据氨泵的吸入压头, 确定低压循环桶正常液面与泵的相对高度。

1. 氨泵的流量计算 氨泵供液系统采用低压氨液多倍循环方式, 氨泵的流量可以由下式求出:

$$V_{\text{泵}} = \frac{nQ_0 v}{r} \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (7-42)$$

式中: n ——氨液循环倍数, 一般 $n=3\sim 6$;

Q_0 ——系统所需的制冷量, kJ/h ;

v ——氨液比容, m^3/kg ;

r ——氨液的汽化潜热, kJ/kg 。

氨液循环倍数 n 的定义是: 氨泵供液系统中氨泵的供液总量(按质量计)对于蒸发器蒸发总量

的比,称为氨液循环倍数。

对 n 值的选择,主要考虑提高蒸发器的传热系数,减少制冷剂流动阻力,以及在供液分配不均匀时仍能保证蒸发器每一通路所需供液量。

氨液循环的传热系数 K 与循环倍数 n 之间关系是,当循环倍数 n 从 1 增加到 3 时,传热系数 K 增长迅速,而 $n=4$ 时,传热系数 K 接近最高值,此后 $n>4$ 时,传热系数 K 增长就不明显,这是因为增加 n 值即提高蒸发管道内液体制冷剂的流速,制冷剂蒸发时的放热系数就提高。但 n 值过大,则有过的流量或过高的流速,使制冷剂在蒸发过程中产生过大的压力降,导致传热温差减少,从而抵消了放热系数的增长。此外,泵动力消耗也随 n 值的增大而增大,因此,为了提高传热系数 K 值和选取合适的压力损失,取 $n=3\sim 4$ 比较经济合理。考虑到系统的特点及供液可能不均匀等因素,确定循环倍数值的依据是:

①对负荷比较稳定或蒸发器组数较少或不易积油的系统,氨液循环倍数 $n=3\sim 4$,如冷藏间和采用空气自然对流的排管等;

②对负荷有波动或蒸发器组数较多或易积油的系统,氨液循环倍数 $n=5\sim 6$,如冻结间和采用空气强制对流的冷风机等。

2. 确定氨泵的吸入压头、低压循环桶正常液面和泵的相对高度 任何形式的氨泵都没有吸入扬程,所以氨泵吸入口处必须保持有足够的液柱静压。

当低压循环桶内的液体以位差产生的静压克服阻力流入氨泵时,如果作用于泵吸入口处的压力,低于氨液实际温度对应的饱和压力时,氨液即沸腾产生汽泡,破坏了氨泵的正常工 作,甚至损坏氨泵,这种现象称为“气蚀”。为了避免发生气蚀,氨泵的入口处就必须保持一定的液柱静压即“净正吸入压头”,以补偿氨液在泵入口处因加速和涡流面引起的压力损失,保持氨泵正常的工作。净正吸入压头是氨泵性能参数中一个重要的数据,一般由氨泵制造厂给出。

氨泵入口处的净正吸入压头,通常靠氨泵吸入端的液柱高度,即低压循环桶内正常液面与泵中心线之间保持一定的高度差 H 来保证,高度差产生的液柱静压,克服氨泵吸入管段沿程的阻力损失和局部阻力损失后,还应大于氨泵所要求的净正吸入压头,即

$$H - (LR + Z) > \text{净正吸入压头, Pa}$$

或
$$H - (LR + Z) = 1.3 \text{ 净正吸入压头, Pa} \quad (7-43)$$

式中: H ——低压循环桶正常液位至泵中心线的高度差, m;

L ——吸入管段的长度, m;

R ——每米管长的摩擦压力降, Pa/m;

Z ——局部阻力损失之和, Pa;

1.3——安全系数。

实际使用时常采用的氨泵吸入端的液柱高度 H 如下:

齿轮泵 $H=1\sim 1.5\text{m}$;

离心泵 蒸发温度 $t_2=-15^\circ\text{C}$ 时, $H=1.5\sim 2.0\text{m}$;

蒸发温度 $t_2=-28^\circ\text{C}$ 时, $H=2.0\sim 2.5\text{m}$;

蒸发温度 $t_2=-33^\circ\text{C}$ 时, $H=2.5\sim 3.0\text{m}$ 。

上述数据使用的条件是:氨泵吸入管段内氨液的流速为 $0.4\sim 0.5\text{m/s}$ 以及尽量减少阀门、弯头等局部阻力损失。

3. 氨泵的输出压头(氨泵的扬程) 氨泵的输出压头根据水力学原理,其输液管道上的压力损失计算与系统的蒸发压力无关。但同一系统内连接不同的蒸发器时,该氨泵的压头应按蒸发压力较

高的计算。氨泵的输出压头必须克服以下几种压头损失：

(1) 氨泵至蒸发器之间输液管道上的全部压力损失，包括管道沿程的摩擦损失和阀门弯头等局部损失；

(2) 泵中心至最高层蒸发器关闭阀前的液柱；

(3) 蒸发器关闭阀前应保持 $0.98 \times 10^5 \text{Pa}$ 的剩余压头，以调节各蒸发器的流量。

在总扬程求出后，还应增加 10% 的安全附加量。

氨泵扬程的具体计算如下：

(1) 输液管道的全部阻力损失 Δp_3

$$\begin{aligned} \Delta p_3 &= \Delta p_f \Delta p_i \\ &= \left(\xi \frac{L}{d_n} \frac{w^4 \rho}{2g} + \Sigma \xi \frac{w^2 \rho}{2g} \right) \times 9.807 \\ &= \frac{w^2 \rho}{2g} \left(\xi \frac{L}{d_n} + \Sigma \xi \right) \times 9.807 \end{aligned}$$

又 $n = \xi / \xi$ ，故

$$\begin{aligned} \Delta p_3 &= \Delta p_f \Delta p_i \\ &= \frac{w^2 \rho \xi}{2g} \left(\frac{L}{d_n} + \Sigma n \right) \times 9.807 \quad \text{Pa} \quad (7-44) \end{aligned}$$

式中 Δp_f ——管道沿程摩擦压力降，Pa；

Δp_i ——管件局部阻力产生的压力降，Pa；

L ——管道长度，m；

d_n ——管道内径，m；

w ——输液管道内氨液的流速，m/s，常取 $w = 0.4 \sim 1.0 \text{m/s}$ ；

ρ ——氨液的密度， kg/m^3 ；

ξ ——管道的摩擦阻力系数，见表 7-32；

ξ ——管道的局部阻力系数；

n ——管件当量长度系数，见表 7-33；

g ——加速度， m/s^2 ，取 $g = 9.81 \text{m/s}^2$ 。

表 7-32 摩擦阻力系数 ξ

制冷剂干饱和蒸气和过热蒸气	0.025
制冷剂湿蒸气	0.033
制冷剂液体	0.035
水和盐水	0.040

表 7-33 管件当量长度系数 n

管件	n	管件	n	管件	n
45° 弯头	15	三通 \vdash	90	扩径 $d/D=3/4$	17
90° 弯头	32	球阀、全开	300	缩径 $d/D=1/4$	15
180° 小弯头	75	角阀全开	170	缩径 $d/D=1/2$	12
180° 小弯头	50	扩径 $d/D=1/4$	30	缩径 $d/D=3/4$	7
三通 \vdash	60	扩径 $d/D=1/2$	20		

(2)液体提升高度产生的压力损失 Δp_2

$$\Delta p_2 = 9.807H\rho \quad \text{Pa} \quad (7-45)$$

式中： ρ ——氨液的密度，kg/m³；

H ——输液高度，m。

(3)氨泵输液的总压力损失 Δp

$$\Delta p = (\Delta p_1 + \Delta p_2) \quad \text{Pa} \quad (7-46)$$

(4)氨泵的扬程即等于总压力损失 Δp 加上约 $0.98 \times 10^5 \text{Pa}$ 的自由压头之和，再乘上 1.1 的安全系数，并按此选用氨泵。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第八章 冷库的自动调节及其元器件

制冷系统是一个严密的封闭系统。制冷剂在系统中的运行情况是通过各测量点的压力、温度、流量等参数来反映的。为了使整个制冷装置能正常运行,并达到所要求的指标,有许多参数需要进行自动控制和调节。自动调节的目的,首先应满足食品和货物冷藏过程的工艺要求,即不管贮藏时间长短或外界条件的变化均能自动调整制冷工况。保证与所需负荷匹配、简化了管理,提高装置变工况运行的经济性,其次是保证装置运行的可靠性、安全性。

制冷装置各主要设备在运行时,其热工参数是相互影响、相互作用的。所以每个热工参数的调节系统之间常常要求互相关联,有的互成因果,依次动作。当前,电子计算机技术已经渗入到制冷装置的自动调节领域,尤其是微型计算机和集成块已广泛运用在制冷和空调机组,大大简化了制冷装置的管理,提高了制冷装置工作可靠性。

第一节 自动调节系统的组成

自动调节系统的功能,就是在无人直接参与条件下,能使被调热工参数(温度或压力)达到给定值,或者能按照预先给定的规律变化。自动调节系统一般由被调对象、发信器、调节器和执行器组成。在制冷系统的自动调节中,十分强调调节仪表的紧凑、简单和密封性。因此,有不少调节系统常把发信器、调节器、执行器三者做成一体,简化成一只直接作用式自动调节器。

下面举一例子简单说明制冷装置的某些自动调节系统。

图 8-1 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

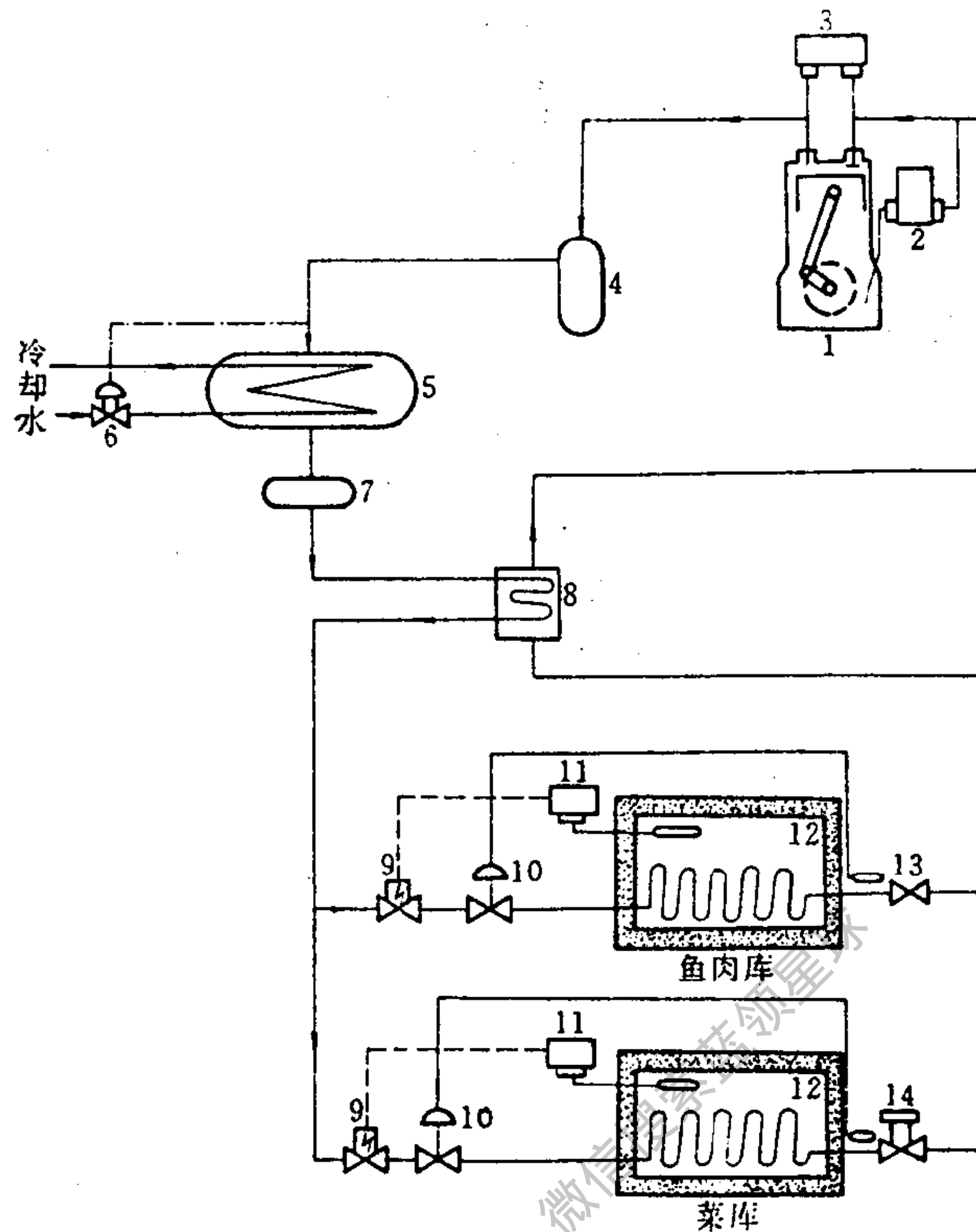


图 8-1

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. 回热器 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

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 1.3MPa),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。

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—150kPa),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。

第二节 热力膨胀阀

在中小型冷库中,多数以氟利昂为制冷剂,采用直接供液方式,一般都用热力膨胀阀(以下简称膨胀阀)来调制冷剂的流量。它既是控制流量的调节阀,又是制冷装置中的节流阀。它在制冷装置中安装在贮液器与蒸发器之间,它的感温包包扎在蒸发器出口,如图 8-2 所示。

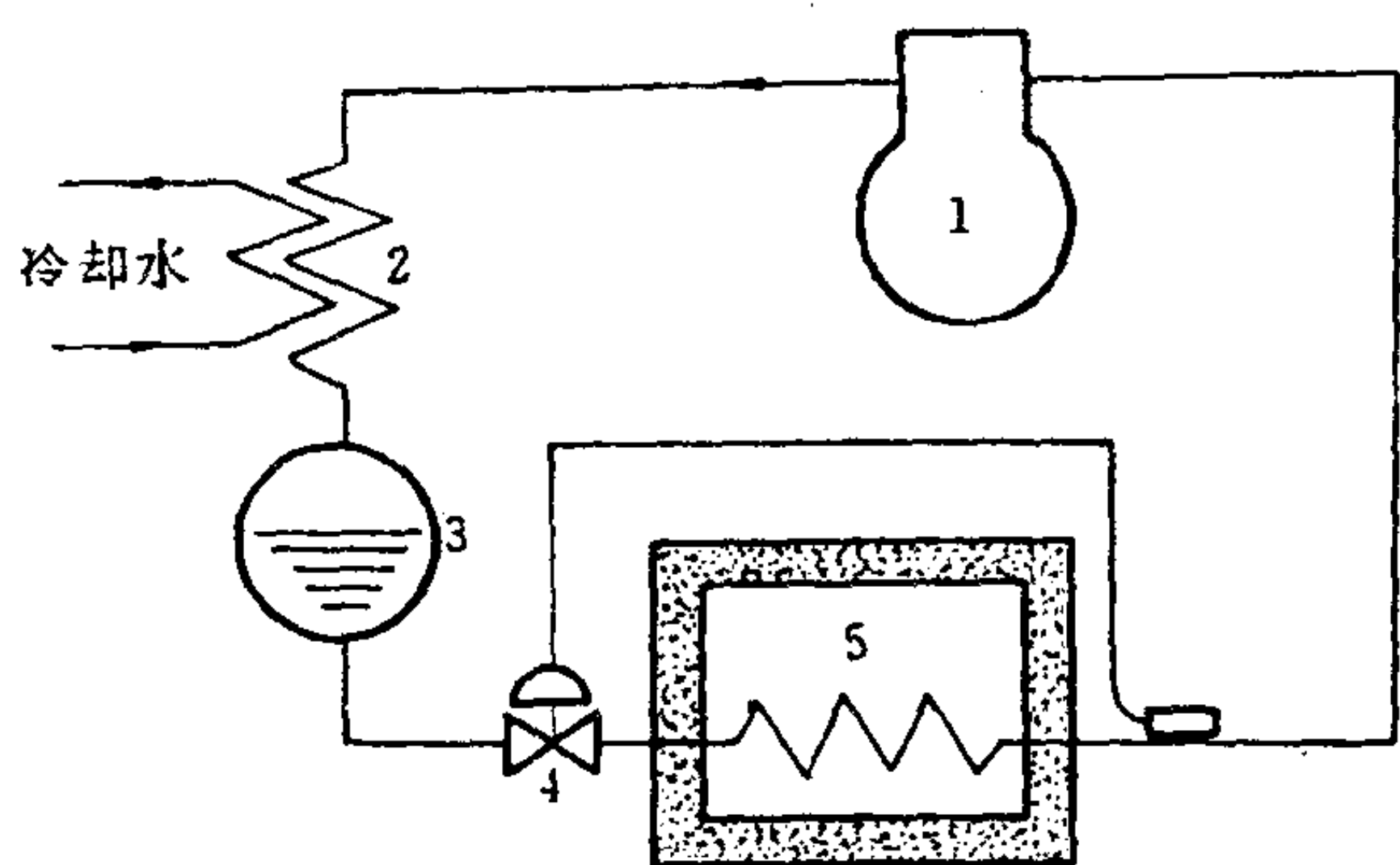


图 8-2 制冷装置原理图

1. 压缩机 2. 冷凝器
3. 贮液器 4. 热力膨胀阀 5. 蒸发器

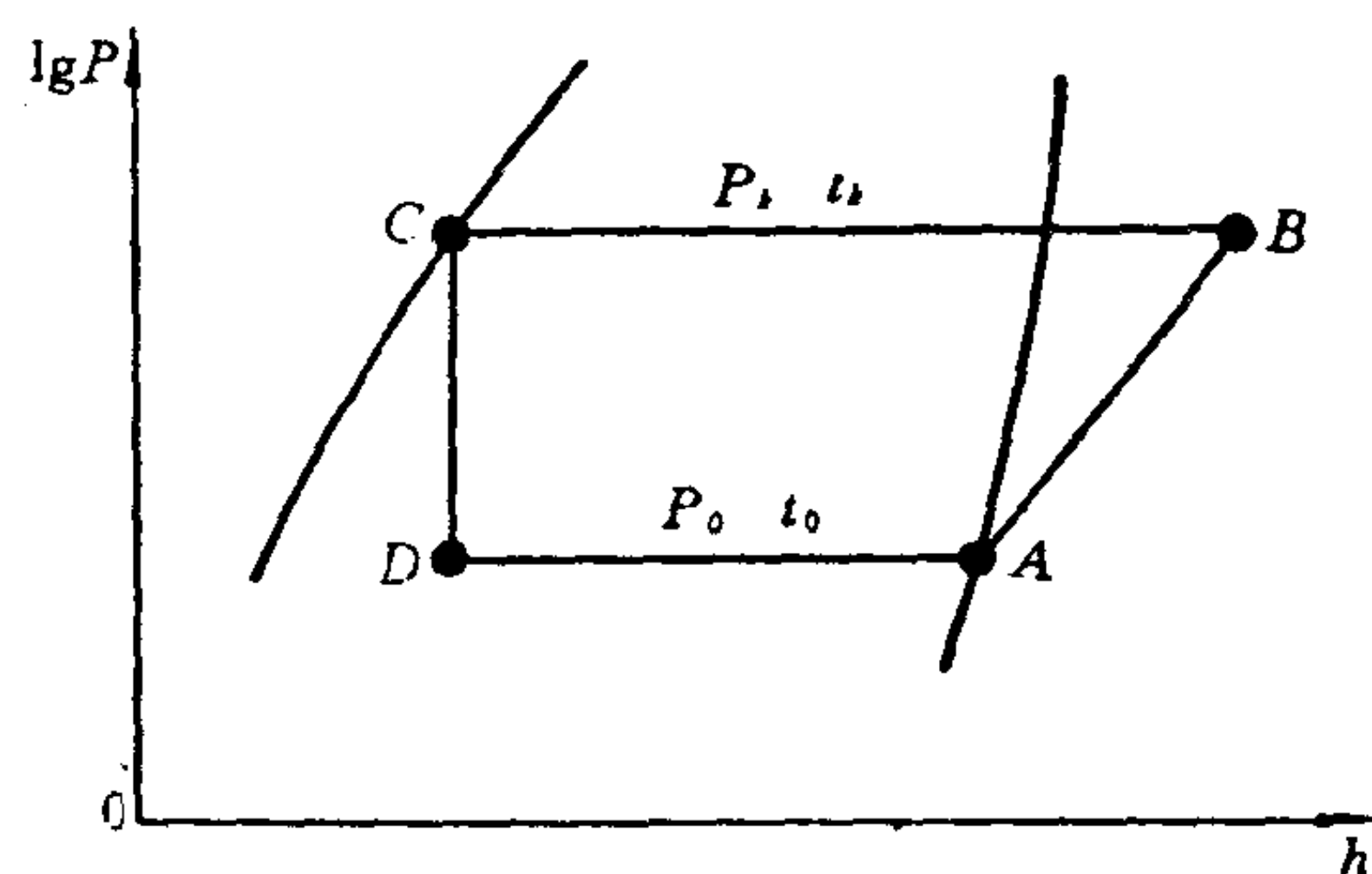


图 8-3 $\lg P-h$ 图

一、热力膨胀阀在制冷装置中的作用

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 $\lg P-h$ 图上表示为 C-D 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 8-3 所示。

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。

二、热力膨胀阀的工作过程

热力膨胀阀自动调节流量的作用可以通过膨胀阀的受力情况分析说明。图 8-4 是热力膨胀阀的结构及工作系统示意图。膨胀阀是由感应机构(包括感温包,毛细管及膜盒)、执行机构(包括膜片、推杆、阀芯等)及调整机构(包括调整杆、弹簧)等三部分组成。在感应机构中充有感应工质,利用它的压力通过膜片和推杆使阀门打开。膨胀阀是接在蒸发器的进口管上,感温包则是缚在蒸发器的出口管上。进入蒸发器的制冷剂液体,在达到蒸发器出口之前,例如在 A-A 截面上,已经全部汽化,因而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制冷剂过热蒸气的温度相同,所以它具有一定的压力。正是这个压力,通过膜片和推杆将阀门打开,并使之具有一定的开度。当蒸发器的热负荷增大而供液量显得较小时,A-A 截面前移(即远离出口截面),蒸发器出口蒸气的过热度增大,因而使感温包中工质的温度升高,压力增大,于是阀孔开大,供液量增加。反之,当蒸发器热负荷减小因而供液量显得较多时,A-A 截面后移(即移向出口截面),制冷剂蒸气的过热度减小,因而感温工质的压力降低,于是在弹簧的作用下阀门稍关小,供液量随之而减小。这就是根据蒸发器出口制冷剂蒸气过热度的大小来调节液量。这种调节方式属于比例调节。

1. 内平衡膨胀阀的工作原理

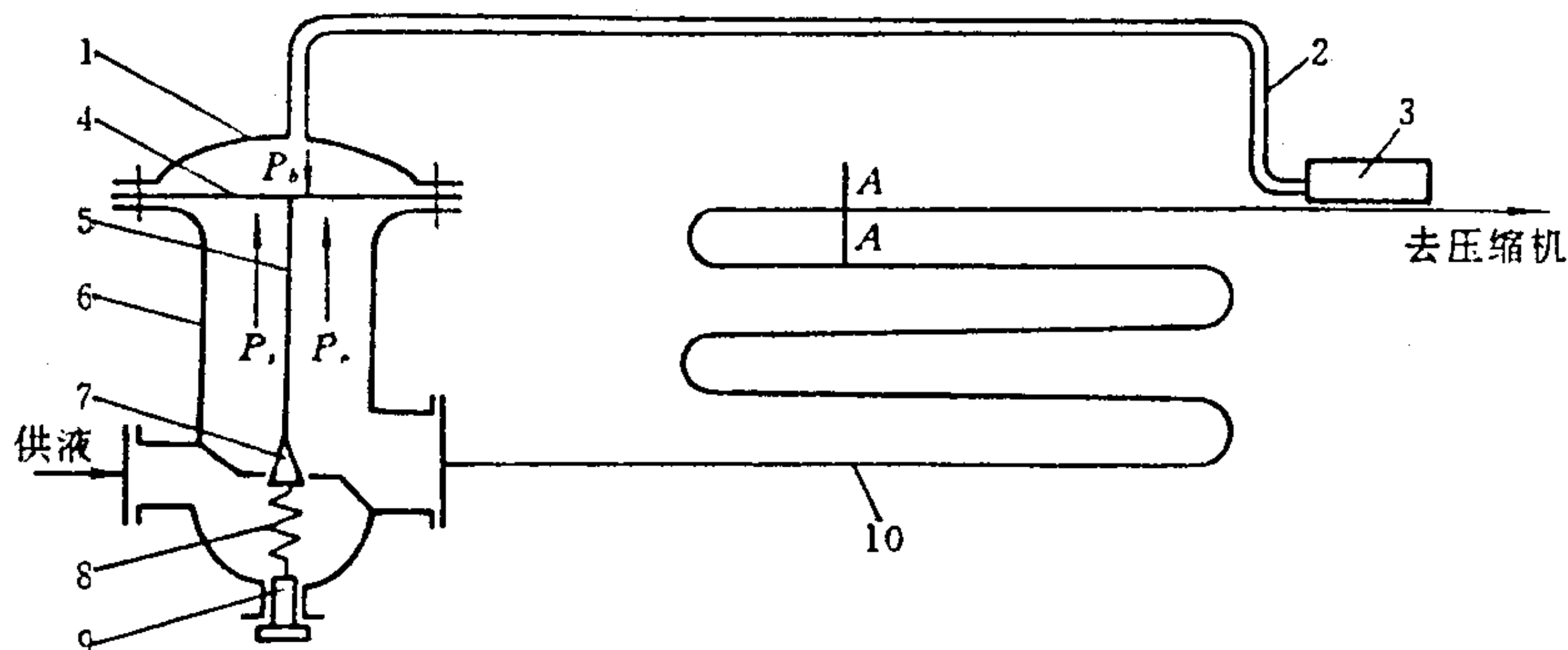


图 8-4 内平衡式热力膨胀阀结构示意图及工作系统图

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

从图 8-4 来分析作用在膨胀阀膜上有三种力，感温工质的压力 P_b 向下，制冷剂的蒸发压力 P_e 与弹簧的当量压力 P_s 向上。在稳定状态下这三种力处于平衡状态（这里忽略了膜片的弹性力），即 $P_b = P_e + P_s$, $P_s = P_b - P_e$ 。取决于过热度， P_s 与弹簧的调定值及阀门的开度有关。阀的开度是随蒸汽的过热度而变化。过热度大，则阀的开度大，反之阀的开度小。当过热度减小到某一数值时阀刚刚关闭，这一过热度称为关闭过热度（也是开始开启时的过热度），参图 8-5b 中的 a 值。关闭过热度与弹簧的预紧力有关，弹簧的预紧力可用调整杆来调定。当将弹簧调到最松位置（但弹簧不能轴向松动）时的关闭过热度称最小关闭过热度；将弹簧调到最紧位置（尚未压死）时的关闭过热度称为最大关闭过热度。

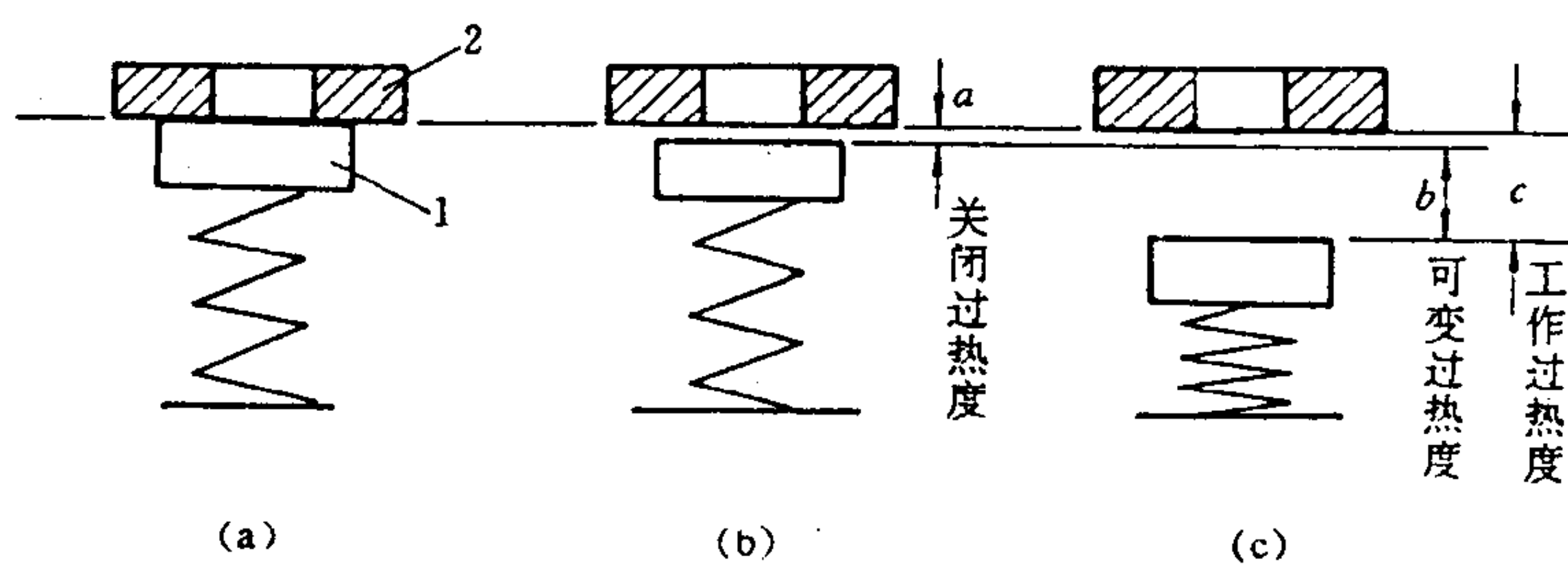


图 8-5 热力学膨胀过热度表示图

1. 阀芯 2. 阀座 a. 关闭状态 b. 开始开启状态 c. 全开状态

一般膨胀阀的最小关闭过热度不大于 2°C 。最大关闭过热度不小于 8°C 。阀孔开启以后，阀的开度随蒸发器出口过热度的增大而增大。从阀孔开启到全开为止，其过热度增加的数值称为可变过热度，即图中 b 值，一般为 5°C 左右。通常把膨胀阀的关闭过热度与可变过热度之和称为工作过热度，即图中 c 值， $c = b + a$ 。其值约为 $2 \sim 13^{\circ}\text{C}$ 之间。

下面以图 8-6 来说明内平衡膨胀阀在制冷系统中的工作原理。

假定制冷系统中的制冷剂与感温工质相同，都为 R12。如制冷剂液体经膨胀阀节流后 $P_e =$

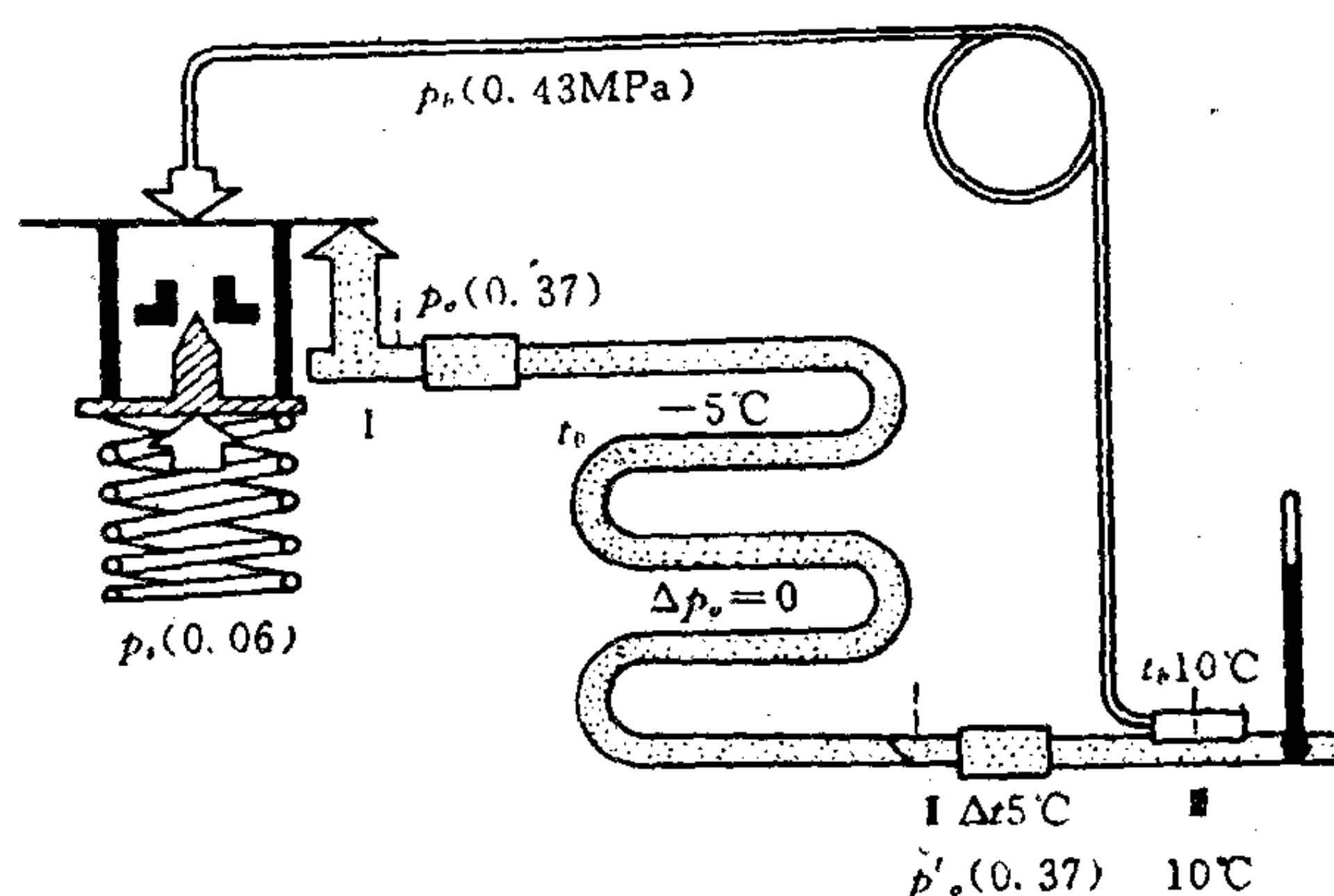


图 8-6

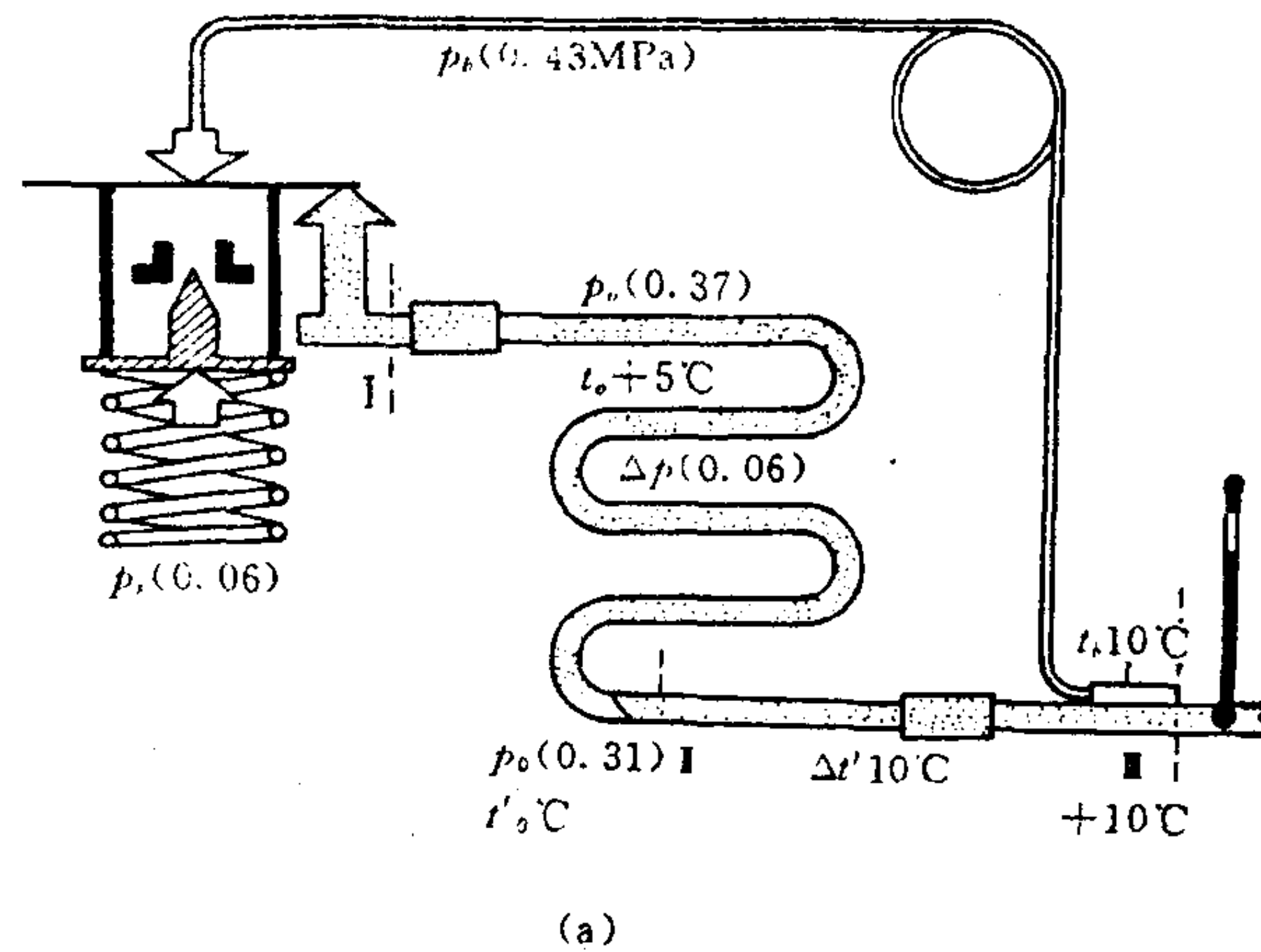
0.37MPa 的压力进入蒸发器(图中压力均为绝对压力),其相应的蒸发温度 $t_e = 5^\circ\text{C}$ 。若制冷剂在蒸发器盘管 I—I 截面内吸热,过热截面为 I—II 来表示,不计盘管中流动阻力损失。那么制冷剂到截面 II 时的压力仍为 0.37MPa,蒸发温度 $t_e = 5^\circ\text{C}$,并在截面 II 处全部蒸发成干饱和蒸气。从截面 I—II 这段管道为制冷剂蒸气过热状态,其蒸发压力 $P'_e = P_e = 0.37\text{MPa}$,设过热度 $\Delta t = 5^\circ\text{C}$,则感温包包扎处 III 的温度为 10°C ,若不计管壁热阻,这时感温包温度为 10°C ,与其相对应压力 $P_c = 0.43\text{MPa}$,这一压力通过毛细管作用于膜片上。如系统在平衡条件下工作。则调节弹簧应调整在 $P_s = P_c - P_e = 0.43 - 0.37 = 0.06\text{MPa}$,此时膨胀阀具有一定的开度,保证以适量制冷剂供给蒸发器来蒸发,满足系统具有 5°C 的蒸发温度和 5°C 的过热度要求。

若制冷条件发生变化,当蒸发器负荷减少时,如膨胀阀的开度不变,使蒸发过程延长,过热过程缩短,结果蒸发器出口处过热度下降,即 $\Delta t < 5^\circ\text{C}$,此时 $P_c < P_e + P_s$,促使阀门关小,并在另一位置达到新的平衡。反之,当蒸发器负荷增大时,使蒸发过程缩短,过热过程延长,结果蒸发器出口处过热度增大,即 $\Delta t > 5^\circ\text{C}$,此时 $P_c > P_e + P_s$,促使阀门开大,并在另一位置达到新的平衡。因此膨胀阀具有一定范围自调能力。

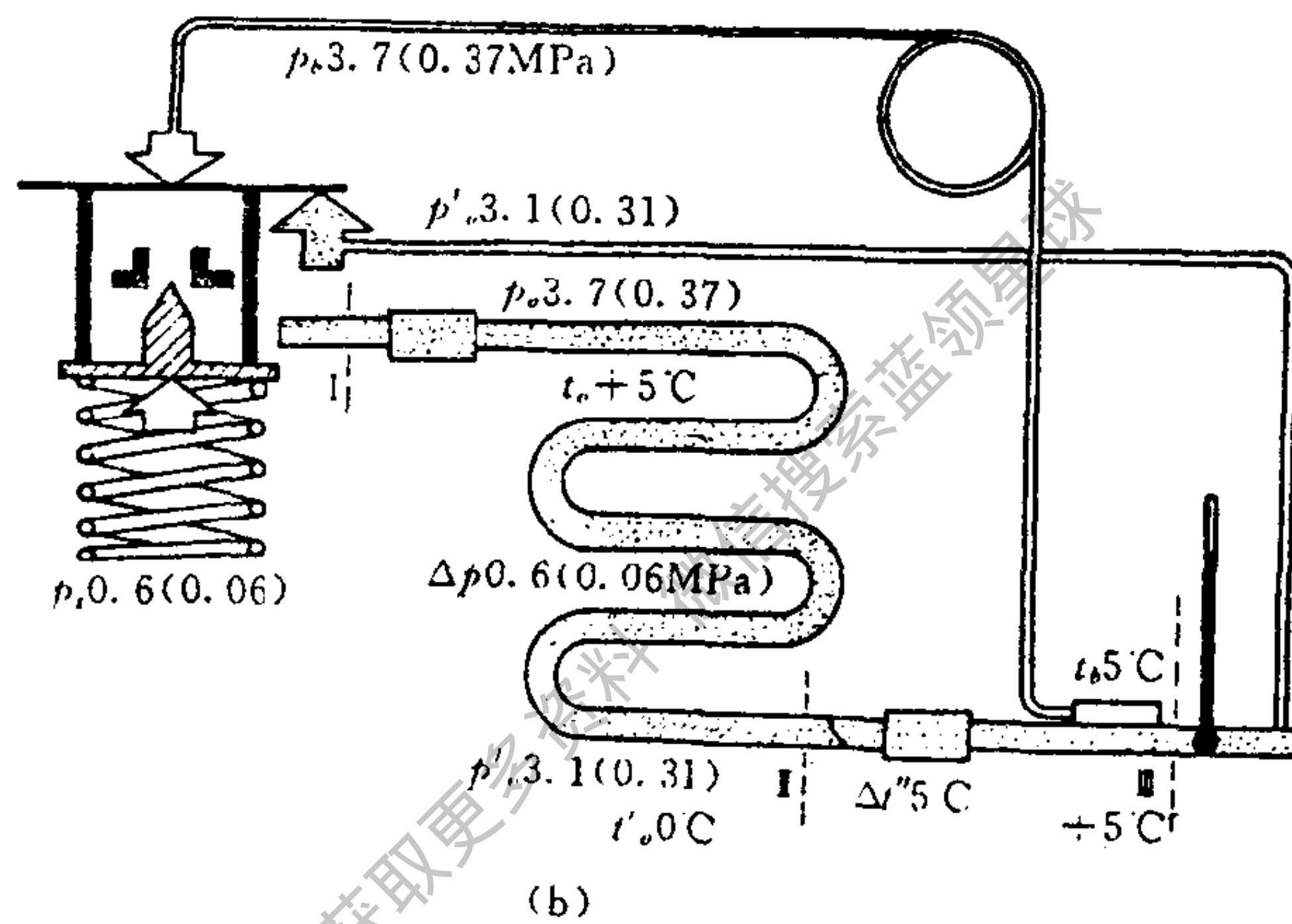
膨胀阀感温系统充注的感温工质可以与制冷系统所用制冷剂相同,也可以不同,甚至可以充注有关的气体及吸附剂。但是常用的 R12 和 R22 为制冷系统中、膨胀阀几乎都是充注相同的制冷剂液体作为感温工质。液体充注是大约相当于感温包容积的一半,其余空间均为蒸气。所以感温系统内感温工质始终处于气液平衡的饱和状态。液体充注量应当大于膨胀阀膜盒的容积及毛细管容积之和,以保证在任何情况下感温包内部都留有液体工质。

2. 外平衡膨胀阀的工作原理

在分析内平衡膨胀阀时,忽略了制冷剂在蒸发器管道中流动时的阻力损失,因此内平衡膨胀阀一般只用在蒸发器流动阻力较小的场合,亦即用在蒸发器管路较短的系统中。蒸发器管道较长、流动阻力较大的制冷系统里,采用外平衡膨胀阀能有效地改善蒸发器的工作。内外平衡膨胀阀主要区别是,内平衡膨胀阀工作平衡压力为蒸发器进口压力 P_e ,外平衡膨胀工作平衡压力为蒸发器出口压力 P'_e ,具体分析如图 8-7。图 8-7a 系统中仍以 R12 作为制冷系统及膨胀阀感温包的工质。蒸发器进口压力 $P_e = 0.37\text{MPa}$,相应 $t_e = 5^\circ\text{C}$,由于存在着管道流动阻力损失,使 I—I 过程产生一定的压力降,假设阻力损失为 $\Delta p = 0.06\text{MPa}$,则制冷剂在蒸发器内压力从 $P_e = 0.37\text{MPa}$ 降至 $P'_e = 0.31\text{MPa}$,温度从 5°C 降至 0°C 。如果弹簧压力还是 $P_s = 0.06\text{MPa}$,并且仍保持 5°C 过热度,则在 I—I



(a)



(b)

图 8-7 外平衡式热力膨胀阀的工作原理图(计管路阴力损失时)

Ⅲ 过程中的过热度只能为 5°C 。此时感温包内相应 5°C 时的压力 $P_b = 0.37\text{MPa}$ ，这对内平衡膨胀阀来讲(图 8-7a)，膜片下面受力 $P_e + P_s > P_b$ ，大于膜片上面压力 P_b ，即 $0.37 + 0.06 = 0.43 > 0.37\text{MPa}$ 。于是膨胀阀膜片向上弯曲，将阀门关小，进而导致蒸发器供液量减小。由于蒸发器热负荷并未改变，供液量减少后，制冷剂气化过程缩短，过热过程又必然延长，即过热度增加。如果要保持膜片上下推力平衡，则 $P_b = 0.43\text{MPa}$ 才行，即蒸发器出口温度应为 10°C 。这说明由于蒸发器管道存在流动阻力损失，造成蒸发器出口过热度增大，即 $\Delta t = 10 - 0 = 10^{\circ}\text{C}$ ，使过热度提高 5°C 。同时由于蒸发过程的缩短，蒸发器工作面积得不到充分利用。如果采用图 8-7b 所示外平衡膨胀阀，其工作状况就有很大的改善。由于外平衡式膜片下工作压力不是蒸发器进口压力 P_0 ，而是蒸发器出口压力 $P'_e = 0.31\text{MPa}$ ，在弹簧压力仍为 0.06MPa 的情况下，蒸发器出口制冷剂蒸气温度 $t''_e = 5^{\circ}\text{C}$ (对应压力 $P'_e = 0.31\text{MPa}$)，可保证 $P_b = P'_e + P_s = 0.31 + 0.06 = 0.37\text{MPa}$ ，过热度 $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$ ，显然，此时膨胀阀开度仍然保持平衡，无论制冷工况变动与管道阻力改变，其膨胀阀工作性能及制冷剂过热度均比较稳定。

对于 R12 系统，有关文献推荐当蒸发器中的压力降大于表 8-1 所示数值时应使用外平衡式热力膨胀阀。

表 8-1

蒸发温度 t_0 (°C)	10~0	-5~-15	-20~-30
压力降 (kPa)	18	10	4

3. 膨胀阀的结构

图 8-8 为内平衡膨胀阀结构原理图,图 8-9 为外平衡式膨胀阀结构图。其中图 8-9b 是二次开阀外平衡膨胀阀,用于蒸发器所需供液量较大时的大型制冷装置。它与一般外平衡膨胀阀的区别是设有控制接管和辅助控制阀,其主阀受辅阀控制,而辅阀又受感温系统调节。当蒸发器出口过热度增大时,辅阀开度增大,主阀制冷剂流量就增大;反之,主阀关小,直至关闭。

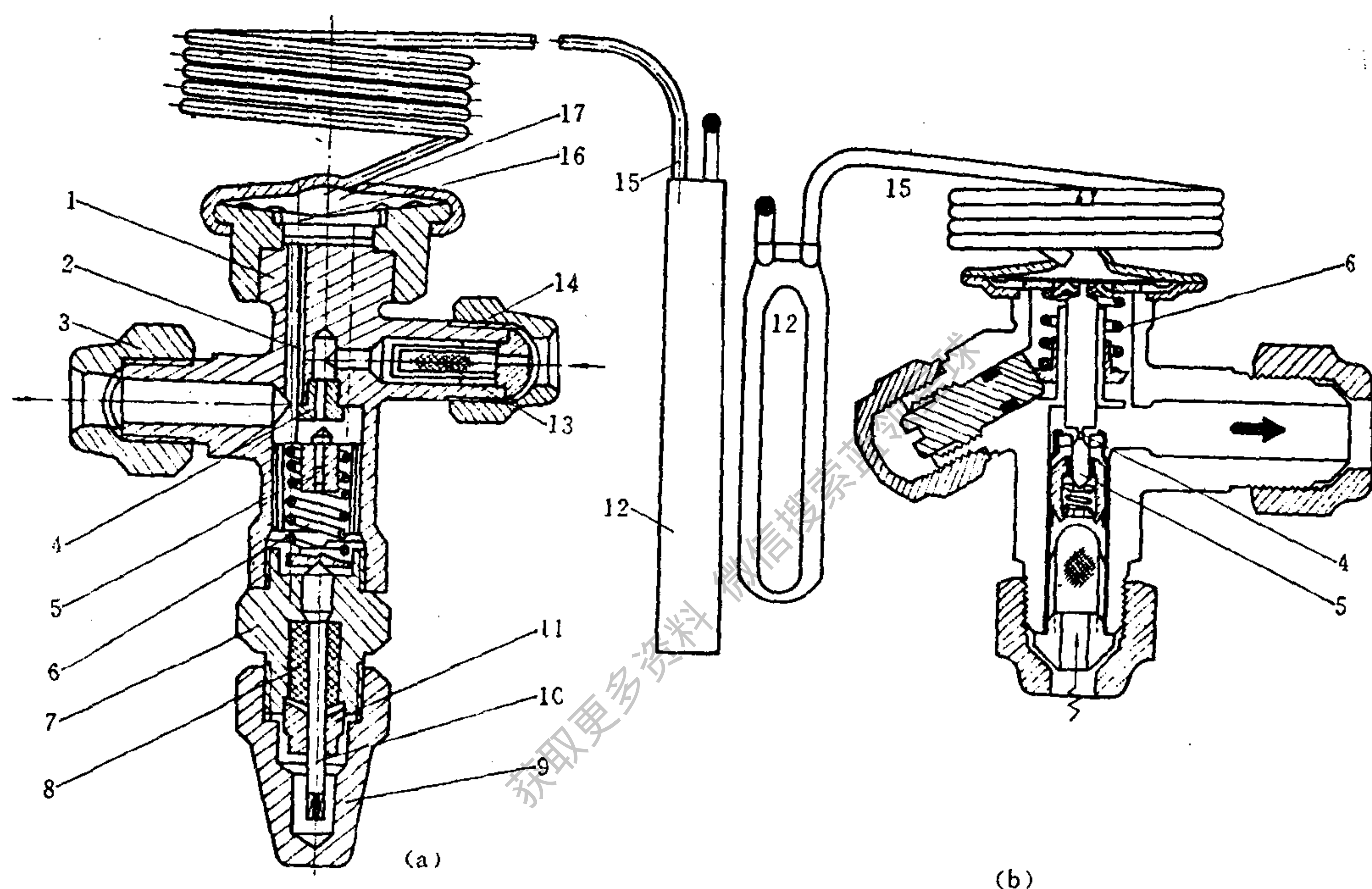


图 8-8 热力膨胀阀结构原理图

1. 阀体 2. 传动杆(顶针) 3. 螺母 4. 阀座 5. 阀针 6. 弹簧 7. 调节杆座 8. 填料函 9. 阀帽
10. 调节杆 11. 填料压盖 12. 感温包 13. 过滤器 14. 螺母 15. 毛细管 16. 感应膜片 17. 气箱盖

三、膨胀阀的选配

膨胀阀选用时必须根据制冷装置的制冷剂种类,蒸发温度范围及蒸发器热负荷的大小选择一定型号,通径和容量的产品。若容量,通径选择过小,不能满足制冷量的要求;而选择过大,则又调试困难。一般情况下,所选的膨胀阀容量要比蒸发器的实际热负荷大 20~30%。对于冬季运行的制冷装置,由于冷凝压力下降而引起膨胀阀容量减少,选择的膨胀阀容量可适当提高 70~80%。所以,每个膨胀阀的制冷量在不同工况时差别很大。故膨胀阀选择要有一些先决条件为依据。当资料比较齐全与资料不全时,选择方法亦有区别。

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

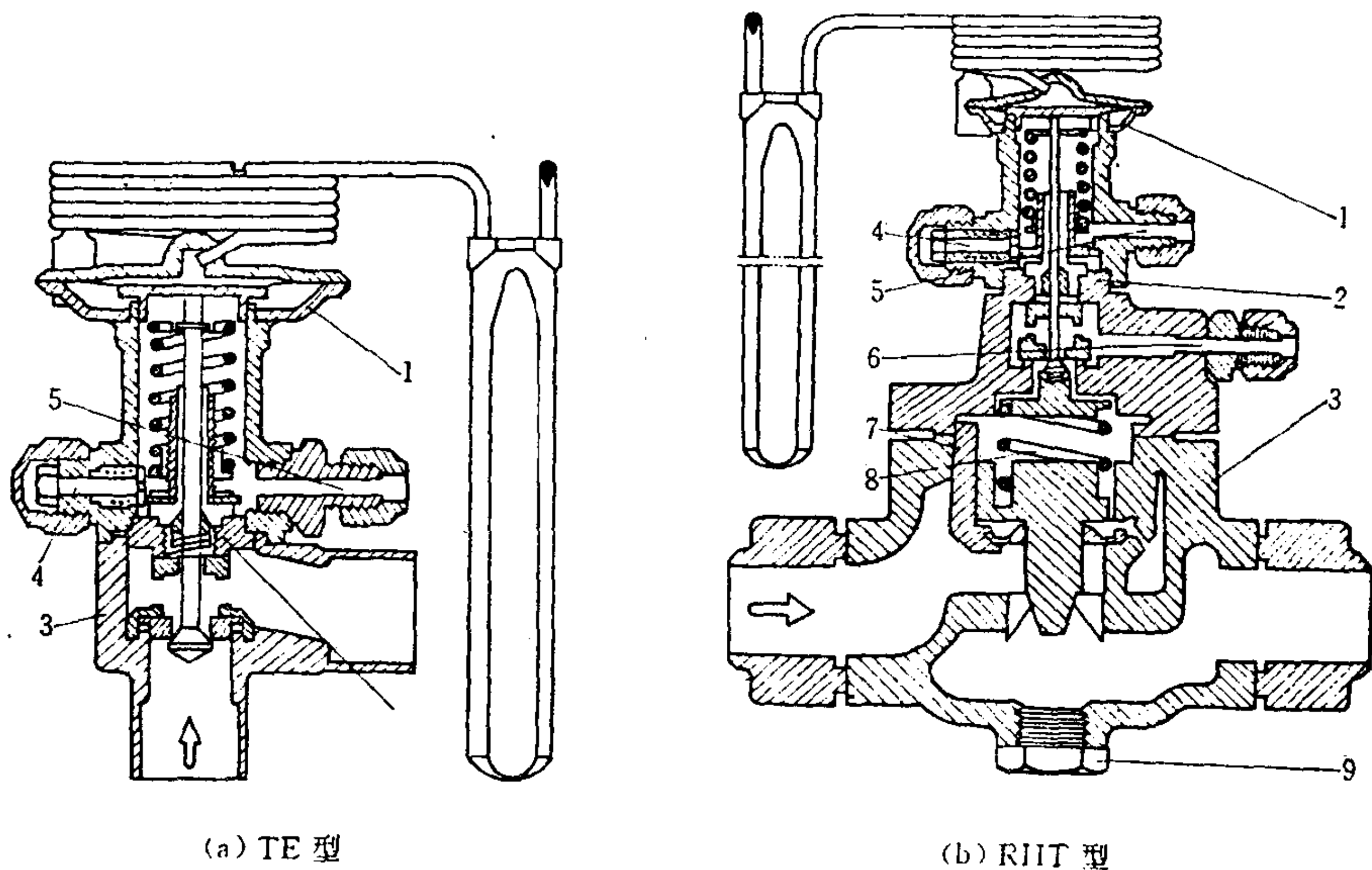


图 8-9 外平衡式热力膨胀阀结构

1. 气箱 2. 组装件 3. 阀体 4. 调节杆 5. 外平衡管接头 6. 辅助接头 7. 组装件 8. 弹簧 9. 螺塞

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 $Q_0=8140\text{W}$ ，蒸发温度 10°C ，冷凝温度 35°C ，蒸发器分六路，每路供液管内径： $d=13\text{mm}$ ，长 $l=30\text{m}$ 。蒸发器安装在贮液器上方，高度差 $h=6\text{m}$ ，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 ΔP

$$\Delta P = P_k - \Delta P_1 - \Delta P_2 - \Delta P_3 - \Delta P_4 - P_0,$$

式中： P_k ——冷凝压力，因为冷凝温度为 35°C ，故 $P_k=0.848\text{MPa}$ ；

ΔP_1 ——液体管路阻力损失，单位为 MPa。

其值可查表 8-3，采用内插法，可求得 30m 长液管、制冷量为 8140W 的阻力损失：

$$\Delta P = [0.005 + \frac{8.14 - 8.02}{11.9 - 8.02}(0.01 - 0.005)] \times 0.981 = 0.0051(\text{MPa}).$$

ΔP_2 ——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 8-4；假定这里 $\Delta P_2=0.02\text{MPa}$ 。

ΔP_3 ——液管升高的压力损失；

$$\Delta P_3 = \rho \cdot g \cdot h = 1274 \times 9.81 \times 6 = 0.075(\text{MPa}).$$

ΔP_4 ——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 0.05MPa 。每路制冷量看作均匀分配，各为 1357W ，分液毛细管的压力损失约为 0.05MPa ，所以：

$$\Delta P_4 = 0.05 + 0.05 = 0.1(\text{MPa}).$$

P_0 ——蒸发压力，因为 $t_0=-10^\circ\text{C}$ ，故 $P_0=0.223\text{MPa}$

$$\Delta P = P_k - \sum \Delta P_i - P_0 = 0.848 - 0.0051 - 0.02 - 0.075 - 0.1 - 0.223 = 0.425(\text{MPa}).$$

表 8-3 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)	长度 制 压 冷 力 损 量 失	长度为 30m 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	5.06	6.63	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	976.9
	R22	261.7	366.3	540.8	680.4	907	1151.4	1325.8

表 8-4 配管中阀及接头的压力损失(相当于 m 水柱的压力损失)

配管尺寸 D_s (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

(2) 选择热力膨胀阀型式

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 8-6)可查得,TEF5-3 外平衡膨胀阀,当 $t_0 = -10^\circ\text{C}$, $\Delta P = 0.4\text{MPa}$ 时, $Q_0 = 8500\text{W}$, 而 $\Delta P = 0.6\text{MPa}$ 时, $Q_0 = 9300\text{W}$, 按本题的膨胀阀后工作压差 $\Delta P = 0.425\text{MPa}$, 则它的制冷量可近似等于:

$$Q = 8500 + \frac{0.425 - 0.4}{0.6 - 0.4} \times (9300 - 8500) = 8600(\text{W}).$$

所以,选用 TEF5-3 外平衡膨胀阀是合适的,参见表 8-5。

2. 若热力膨胀阀的容量性能资料不全,给正确选配会带来一定困难。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 8-5 当蒸发器阻力损失超过表中数值时推荐用外平衡膨胀阀

蒸发温度 (°C)	制冷剂 压力损失	R12	R22	R502
		$\Delta P(\text{MPa})$	$\Delta P(\text{MPa})$	$\Delta P(\text{MPa})$
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 8-6 T5/TE5(用于 R12)膨胀阀的容量性能表

蒸发温度(°C)	制冷量(kW)					型号规格
	阀两端压力差 $\Delta P(\text{MPa})$					
	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	
+10	6.28	7.9	9.4	11	12.7	TF/TEF5-2
0	5.35	6.5	7.8	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	8.5	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	4.8	
+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	

(续表)

蒸发温度(°C)	制冷量(kW)					型号规格
	阀两端压力差 ΔP (MPa)					
	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	
+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 6-6 中

- ① 阀前液体过冷度为 4°C;
- ② 阀的最大制冷量为表中数值的 120%;
- ③ TEF5-3 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。

2. 膨胀阀的安装及调试

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,缚好以后,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 100mm 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里昂等工质,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 \varnothing 小于 25mm 时(图 8-10c),感温包可以扎在回气管的顶部;当水平回气管直径大于 25mm 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。膨胀阀安装位置不正确举例(图 8-11)。

热力膨胀阀的调整必须在制冷装置正常运转状态下进行。一般不说,蒸发器出口冷剂的过热度在 3~5°C 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,则可将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,则可将调节杆逆时针转动,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°C)。耐心地经多次调整直至满足要求为止。

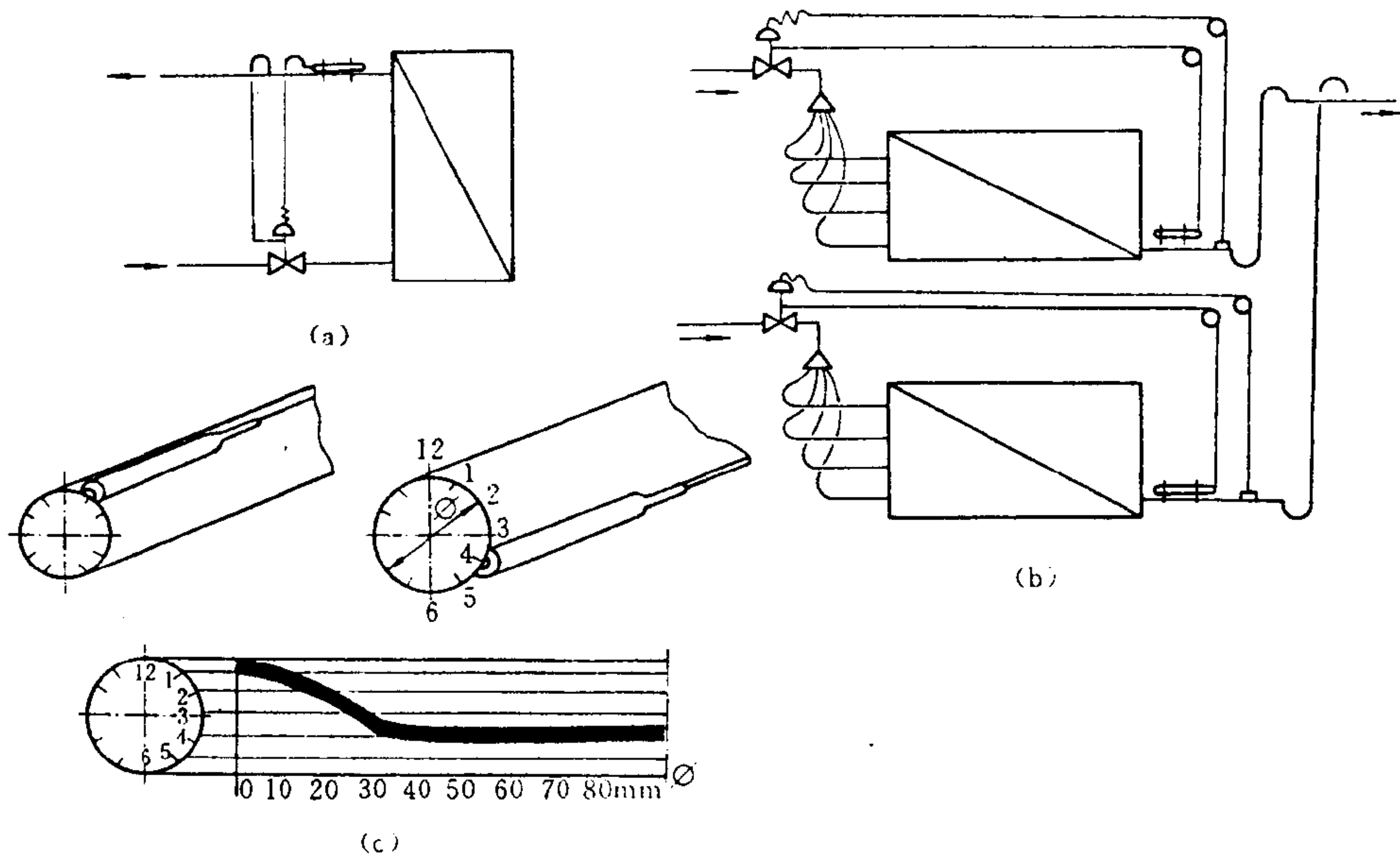


图 8-10 热力膨胀阀的正确安装举例
a. 单组蒸发器 b. 多组蒸发器 c. 感温包放置位置

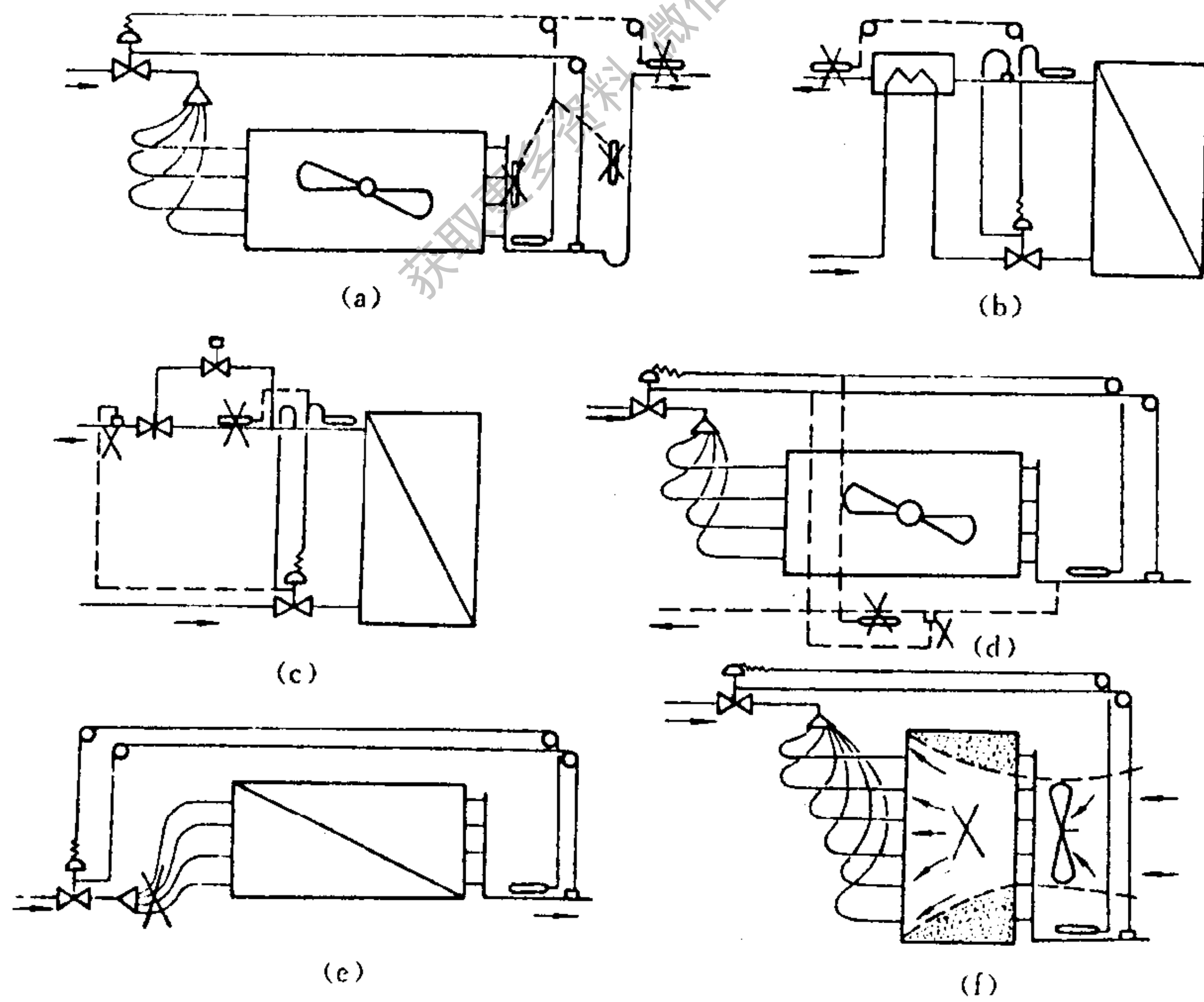


图 8-11 热力膨胀阀不正确安装举例

热力膨胀阀的常见故障和排除方法,可见下表 8-7。

表 8-7 热力膨胀阀的常见故障及其排除方法

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。

第三节 制冷装置的液位控制

制冷系统的一些设备中通常需要保持一定的液位,以保证系统正常的供液及供油(如润滑油)。制冷系统的液位控制一般是通过液位控制器和阀件来实现的。某些液位控制器除起液位控制作用外,还起着液位指示和安全报警作用。制冷设备中常需要液位控制的有自由液面蒸发器,中间冷却器,汽液分离器,高低压贮液桶,低压循环桶等,常用液位控制器有:

一、浮球节流阀

浮球节流阀是起着节流降压和控制液压的作用,它是一种自动调节的节流阀,常用于具有自由液面的蒸发器、气液分离器和中间冷却器供液量的自动调节。在氨制冷系统中广泛应用的是一种低压浮球阀。

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 8-12 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落,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。

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

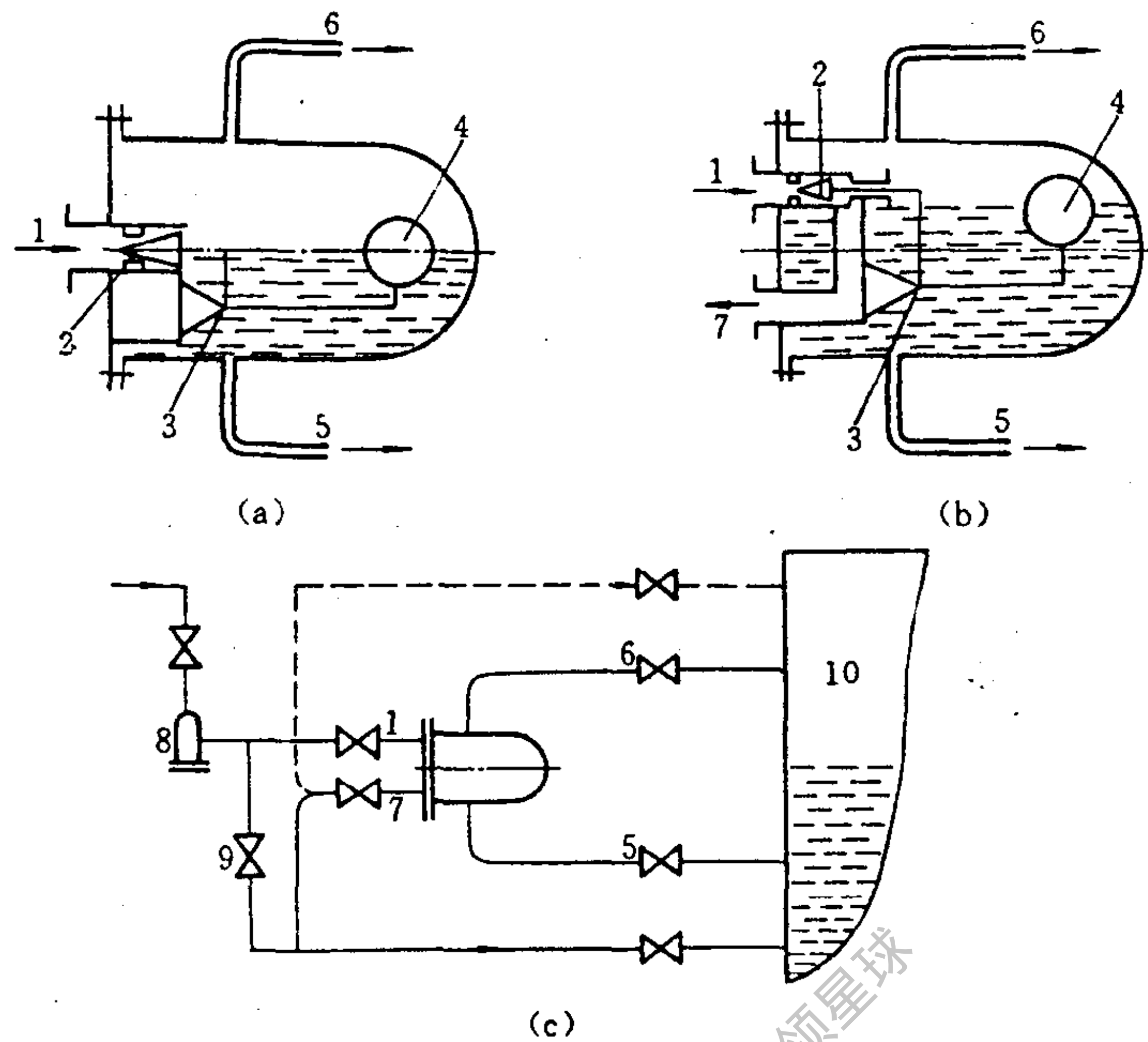


图 8-12 低压浮球阀的结构示意及管路系统图

(a)直通式 (b)非直通式 (c)非直通式的管路系数

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

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,因之只能供液到液面以下。而非直通工浮球阀工作较稳定,可以供液到任何地点,因节流后的压力高于蒸发器(或中间冷却器)压力。

在大型制冷装置中还可将非直流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 8-13 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

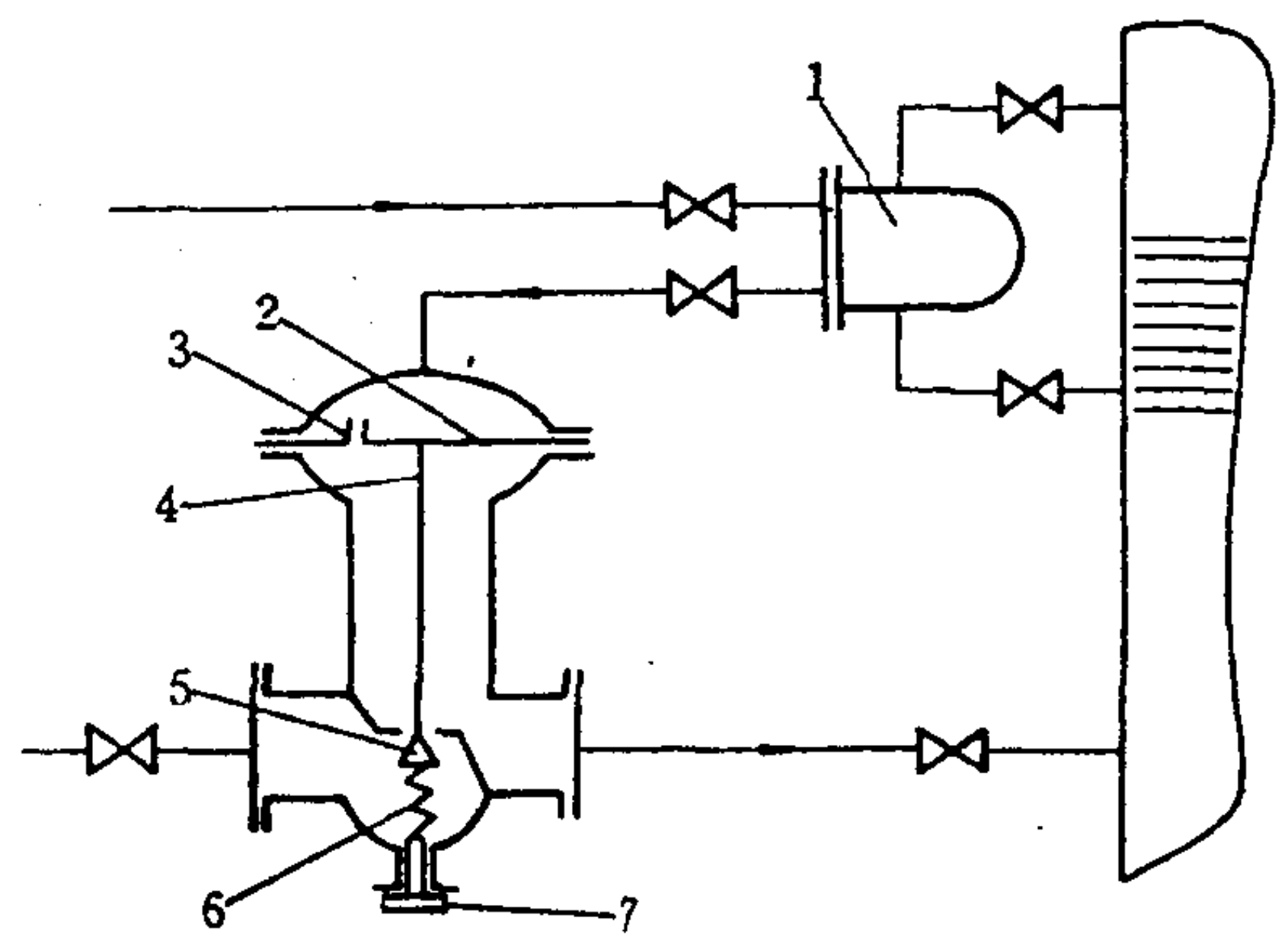


图 8-13 浮球阀同气动主阀联合使用

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

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程度时浮球阀关闭,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。

在运转中,当蒸发器的热负荷大时由于制冷剂液体的沸腾而在蒸发器中形成气液混合物,其平均密度显著减小,因而使蒸发器中的液面远高于浮球阀壳体中的液面。而且浮球阀的液体连接管的铅直长度越长,则这一液位差越大。因之,当将低压浮球阀安装到蒸发器上时浮球阀应适当放低一些,而且液体连接管的竖直尺寸应尽可能小一些。

二、YY 系列液位控制器

YY 系列液位控制器由玻璃管液位指示器和浮子开关两部分组成,其结构如图 8—14 所示。

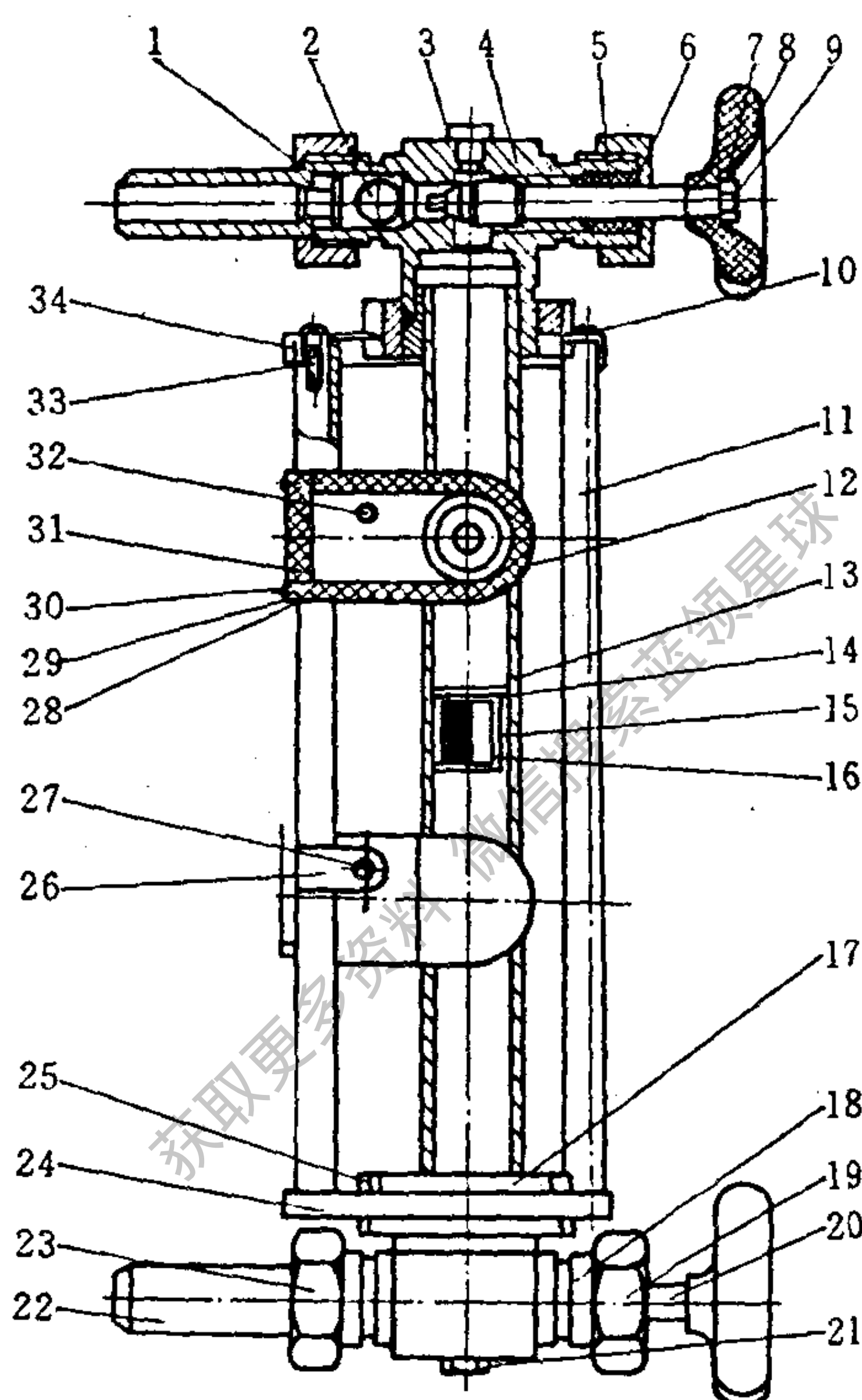


图 8—14 YY 系列浮子式液位控制器结构图

1. 封密垫圈 2. 钢球 3. 密封圈 4. 阀体 5. 密封圈 6. 垫圈 7. 螺帽 8. 手柄 9. 压紧圈
 10. 密封圈 11. 支杆 12. 开关盒 13. 高压玻璃管 14. 浮子盖 15. 浮子 16. 导磁圈 17. 螺母
 18. 阀体 19. 前螺母 20. 阀杆 21. 螺钉 22. 接头 23. 后螺母 24. 夹板 25. 压紧圈 26. 夹子
 27. 半圆头螺钉 28. 嵌件 29. 垫圈 30. 半圆头螺钉 31. 开关盒盖 32. 嵌件 33. 半圆头螺钉 34. 嵌件

玻璃管液位指示器部分与常规所用的基本上相同,但为防止玻璃管破损时泄漏氨液,则装有弹子阀,一旦钢球 2 受到液流冲击时能自动堵塞阀口。

浮子开关采用无触点式晶体管接近开关。又称感应开关。当浮子进入开关工作区(可以调节)之前,继电器的触头为常开;进入工作区时触头闭合;离开工作区后,触头又回复到常开状态。

这类液位控制器既能利用玻璃管直观地检测液位高度,又可配合其他执行元件自动控制液位高度。

为了控制不同介质的液位,或不同介质在同一容器中的液位,根据液体介质的比重,也相应做

成不同比重的浮子。例如一种红色浮子的比重为 0.78 左右,它比氨液比重大,而比冷冻机油的比重小,因而能悬浮于氨液与冷冻机油的交界面处,用以指示油面的高度。另一种蓝色浮子的比重为 0.55,它比氨液比重小,能浮于氨液液面,用于氨液液面指示。

YY 系列液位控制器有三种型号,即 YY-1、YY-2 和 YY-3 型。

1)YY-1 型液位控制器适用于氨制冷系统中氨液和冷冻机油共存的容器的放油。它采用红色浮子,因其比重介于氨液和冷冻机油之间,沉于氨液而浮于油面,故其悬浮位置即表示容器中油位的高低。制冷系统中需要放油的设备或容器有中间冷却器、洗涤式油分离器、冷凝器和各种贮液容器等。使用 YY-1 型液位控制器时,可将其直接焊在设备下部的存油处,如用于洗涤式油分离器,上端须装在氨液面以下,如图 8-15a 所示。

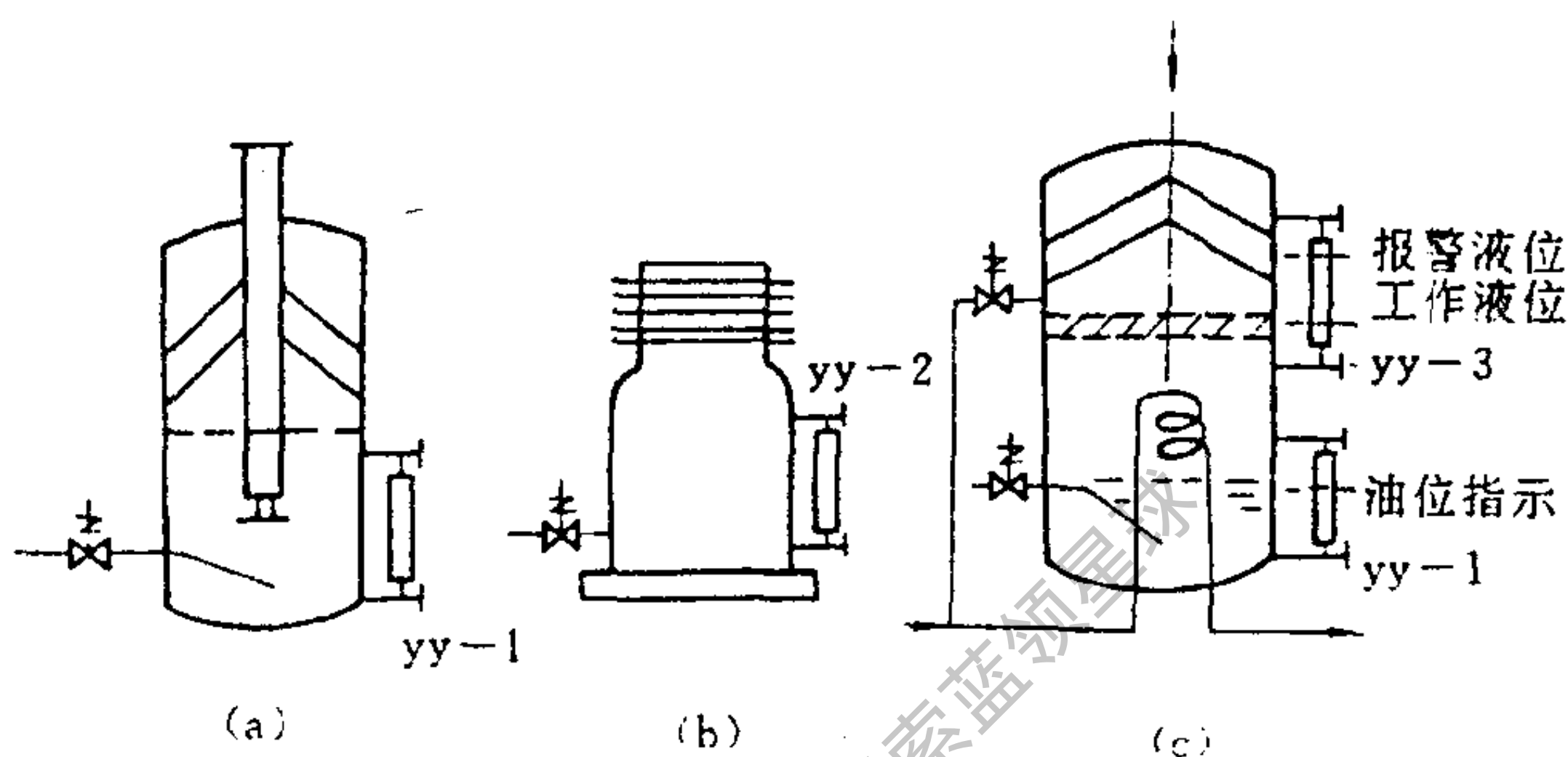


图 8-15 YY 型液位控制器的安装

a. YY-1 型 b. YY-2 型 c. YY-3 型

YY-1 型液位控制器用于容器放油时,采用上限位(即上面一对接近开关的位置)发出放油信号,下限位(下面一对接近开关的位置)发出停放信号。

放油操作是通过集油器进行,而在制冷系统中通常只设 1~2 个集油器。当出现短时间有一个以上的设备或容器发出放油信号的情况时,在控制电路上将对信号发出的先后作出安排,必须等一个设备完成放油操作后才允许下一个设备放油。

2)YY-2 型液位控制器通常用于压缩机加油,如图 8-15b 所示。它也采用红色浮子,浮子的位置即表示油位的高度,当浮子到达下限位时,控制器即发出加油信号,直接启动加油泵打开加油电磁阀。当油位升高到达上限位时,即发出停止加油信号,停止加油泵的运转并关闭加油电磁阀。

YY-1 和 YY-2 型通常统称为油位控制器

3)YY-3 型液位器采用蓝色浮子,用来指示设备或容器中氨液液面位置。它可用于中间冷却器,如图 8-15c 所示。YY-3 型液位控制器不仅能控制液位的波动范围,而且能发出液面超高的危险报警信号。这种型号的控制器可以装三对接近开关,下面的两对用于油液的工作液位控制,上面的一对用于液位的超高报警。YY-3 型又称为氨液位控制器。

三、遥控液位控制器

遥控液位控制器是一种浮球式液位控制器,可以远距离控制容器中液位的高低,以保证制冷装置正常工作。遥控液位计的感应元件必须与执行元件配合使用,其结构如图 8-15a 所示,在管路中的安装如图 8-16b。

遥控液位控制器的工作原理是:浮球 10 随浮球室液位高低变化上下升降时,带动芯铁在作用

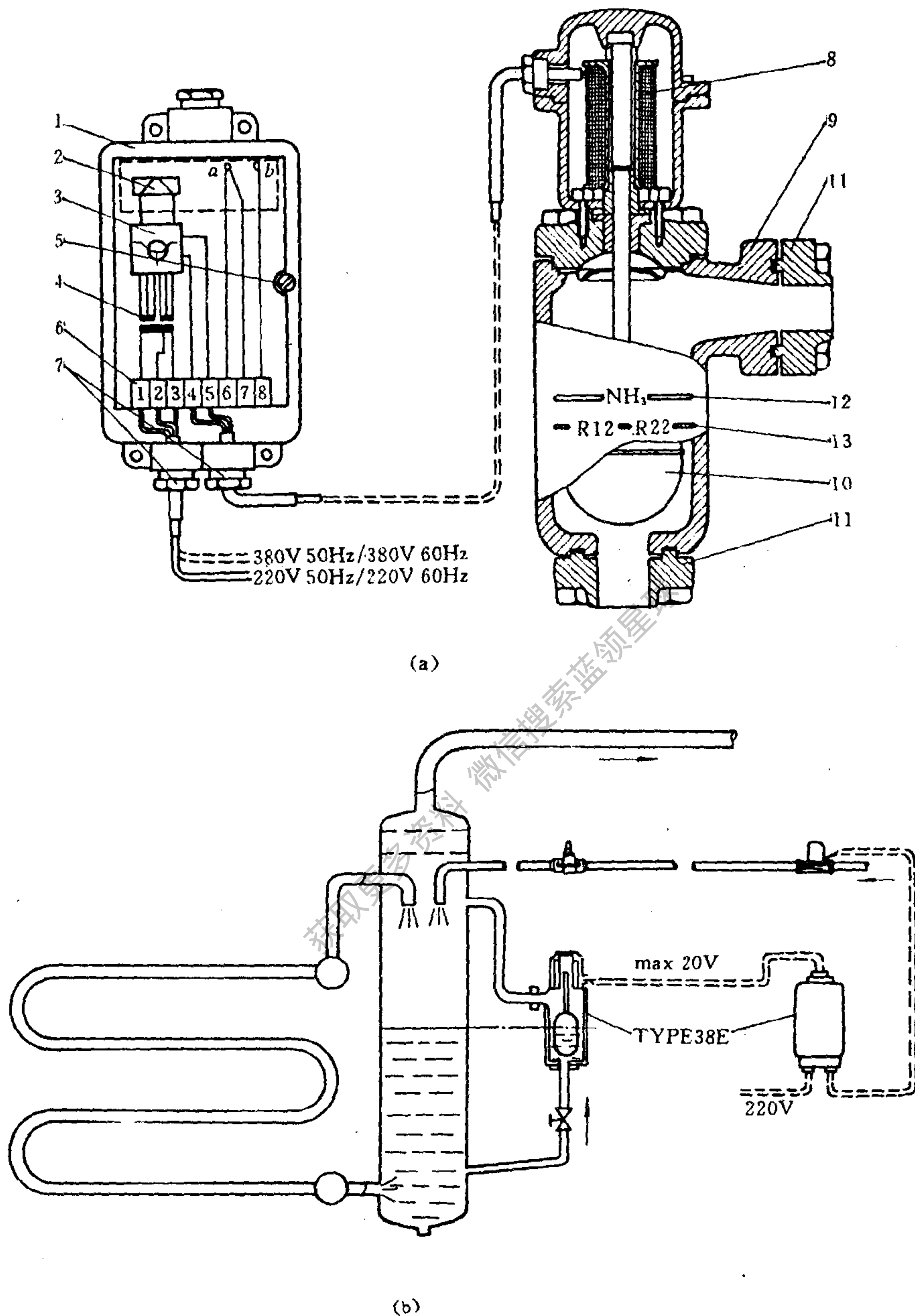


图 8-16 遥控液位控制结构工作原理及安装

1. 壳体 2. 中间继电器 3. 晶体管放大器 4. 触点变压器 5. 接地接线柱 6. 接线柱 7. 接线引入
8. 作用线圈 9. 浮球室 10. 浮球 11. 接管法兰

线圈 8 中上下升降。芯铁升至最高位置时,通过作用线圈的电流最小;在芯铁降至最低位置时,通过作用线圈的电流最大。这个最大或最小的弱电流信号经过晶体管放大器 3 放大后,使中间继电器 2 的触头变换位置。只有当被控制的液位达到下限或上限时,才能使中间继电器的触头变换位置。液位达到下限时,中间继电器的触头在 a 点闭合(断开 b 点),使接在 6、7 号接线柱上的电磁阀通电开

启(接在 7、8 号接线柱上的电磁阀断电关闭),从而控制浮球室的液位。

液位控制器的浮球室应垂直地安装在受控液体容器上,作用线圈在上部,同时,控制器上下接管法兰 11 的孔口均应用钢管与液体容器接通,参看图 8-16a。其安装高度应与容器中受控液位相适应。另外,在控制器电气箱中设有两个旋钮,可分别调定其所控高或最低液位的位置以及高、低液位的距离。

该液位控制器,一般浮球的升程变化幅度为 40mm,当容器中液位变化幅度较大时。如一般低压循环桶中设有上下两个遥控液位器,下面液位器用来控制标准液位,上面液位器作警式液位报警。

这类液位控制器国外型号为 38E 型,可用于 R717,R12,R22 制冷系统的液位控制或其他液位控制。在国内类似 38E 型的液位控制器有 YJ 型,其基本作用原理同 38E 型。

第四节 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,从而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。

一、WT-1226 型温度继电器

图 8-17 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。其受力力析见图 6-11 所示。

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。在图 8-18 中,若杠杆转动 $\Delta\varphi$ 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 $(\Delta\varphi' - \Delta\varphi)$ 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继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。以菜库为例:要求库

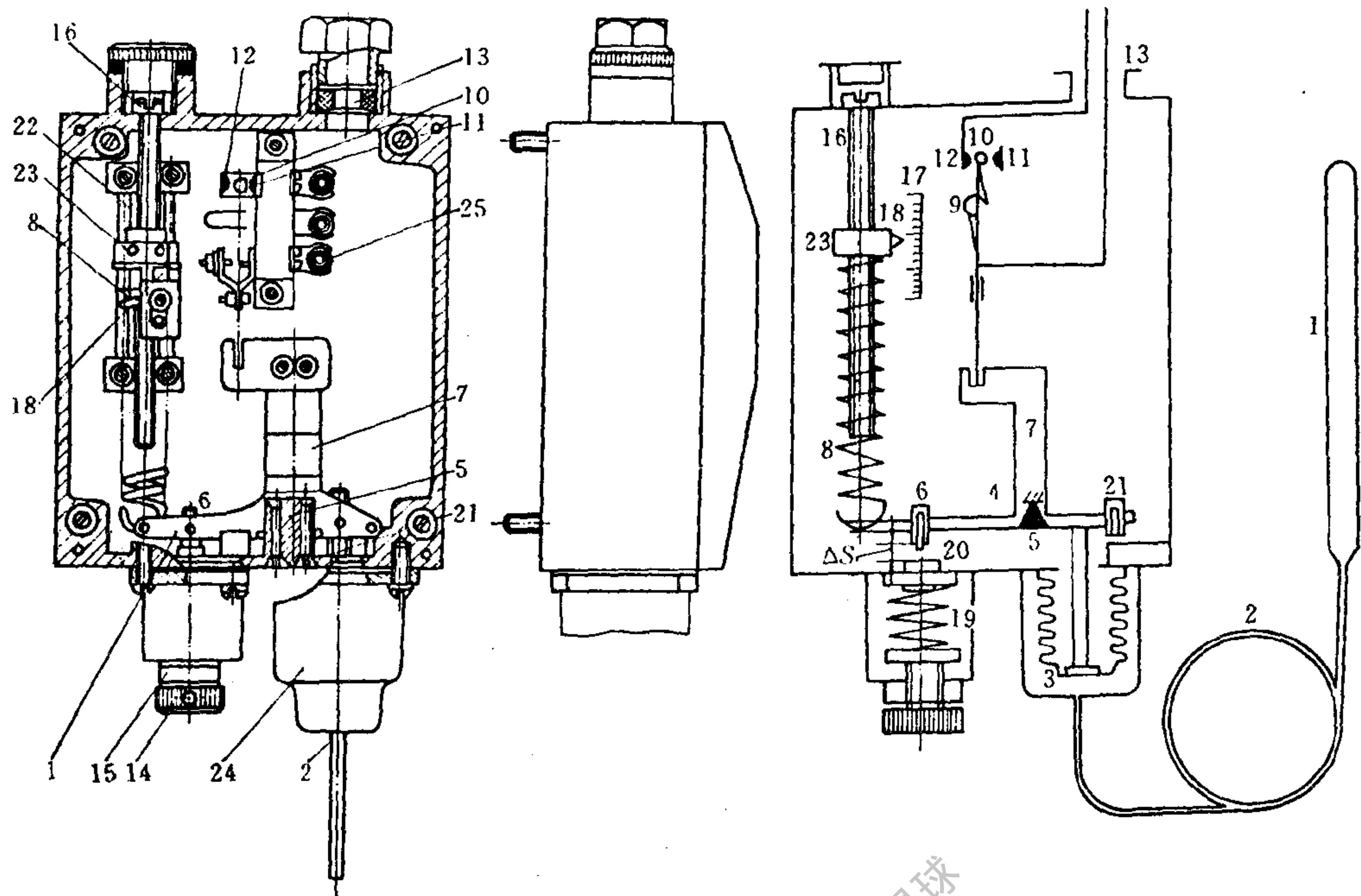


图 8-17 典型温包温度双位调节器

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. 主调螺杆 17. 温度标尺 18. 指针
 19. 幅差弹簧 20. 弹簧座 21. 止动螺钉 22. 导杆 23. 活动螺母 24. 波纹管室 25. 接线柱

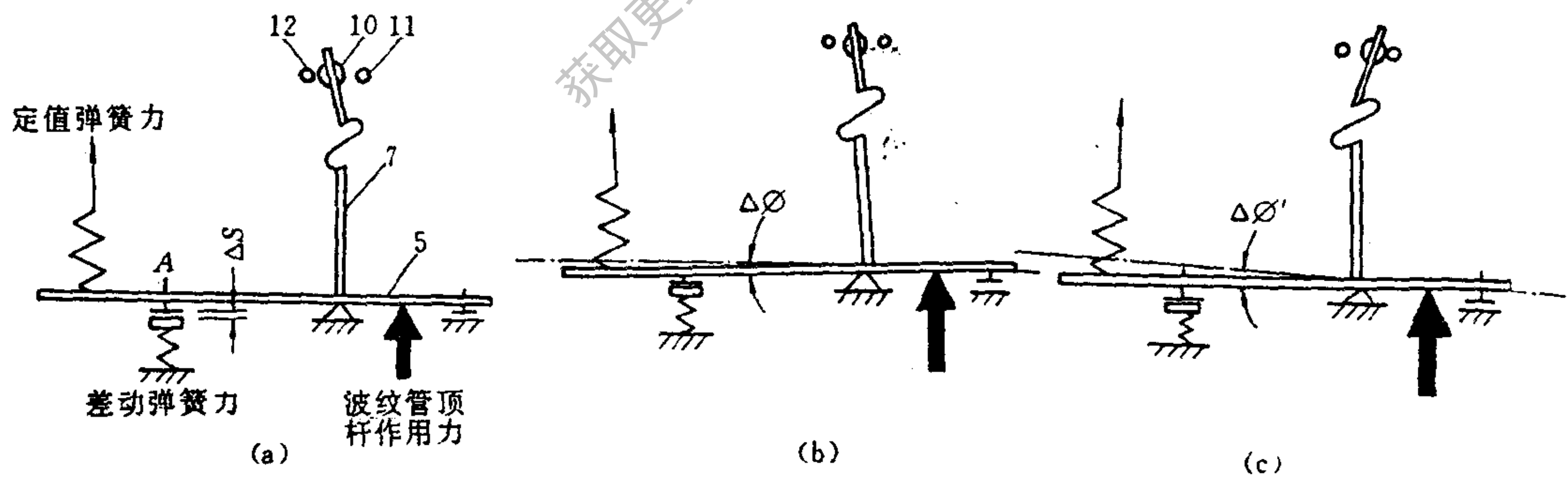


图 8-18 温包式双位调节器力分析图

温为 $+3\sim+5^{\circ}\text{C}$ ，我们就把定值弹簧调到 $+3^{\circ}\text{C}$ ，差动范围调到 $+2^{\circ}\text{C}$ ，则当库温下降到 $+3^{\circ}\text{C}$ 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 $+5^{\circ}\text{C}$ 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。

二、WJ3.5 温度继电器

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。

WJ3.5 型温度继电器的工作原理,如图 8-19 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。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 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。

它有二只微动开关。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。

三、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 20m 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,发出电的讯号和警铃。它也能作为温度调节系统内的电路接触开关。

其结构示意图如图 8-20 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。

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。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,发出电讯号或警铃,或闭合(断开)控制电器。

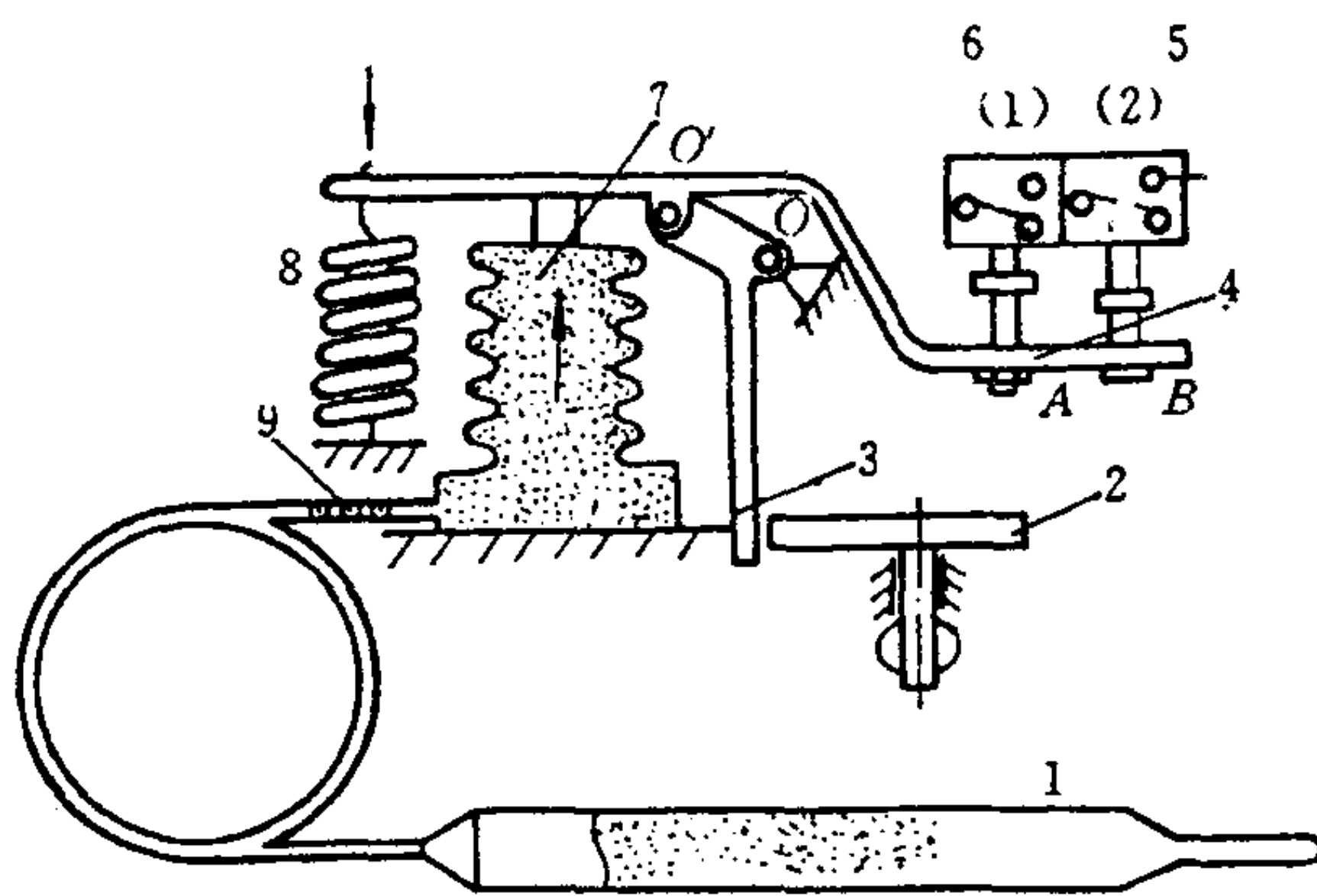


图 8-19 WJ3.5 型温度继电器的原理图

1. 感温包 2. 偏心轮 3. 曲杆 4. 杠杆

微机开关 6. 微动开关 7. 波纹管 8. 弹簧 9. 毛细管

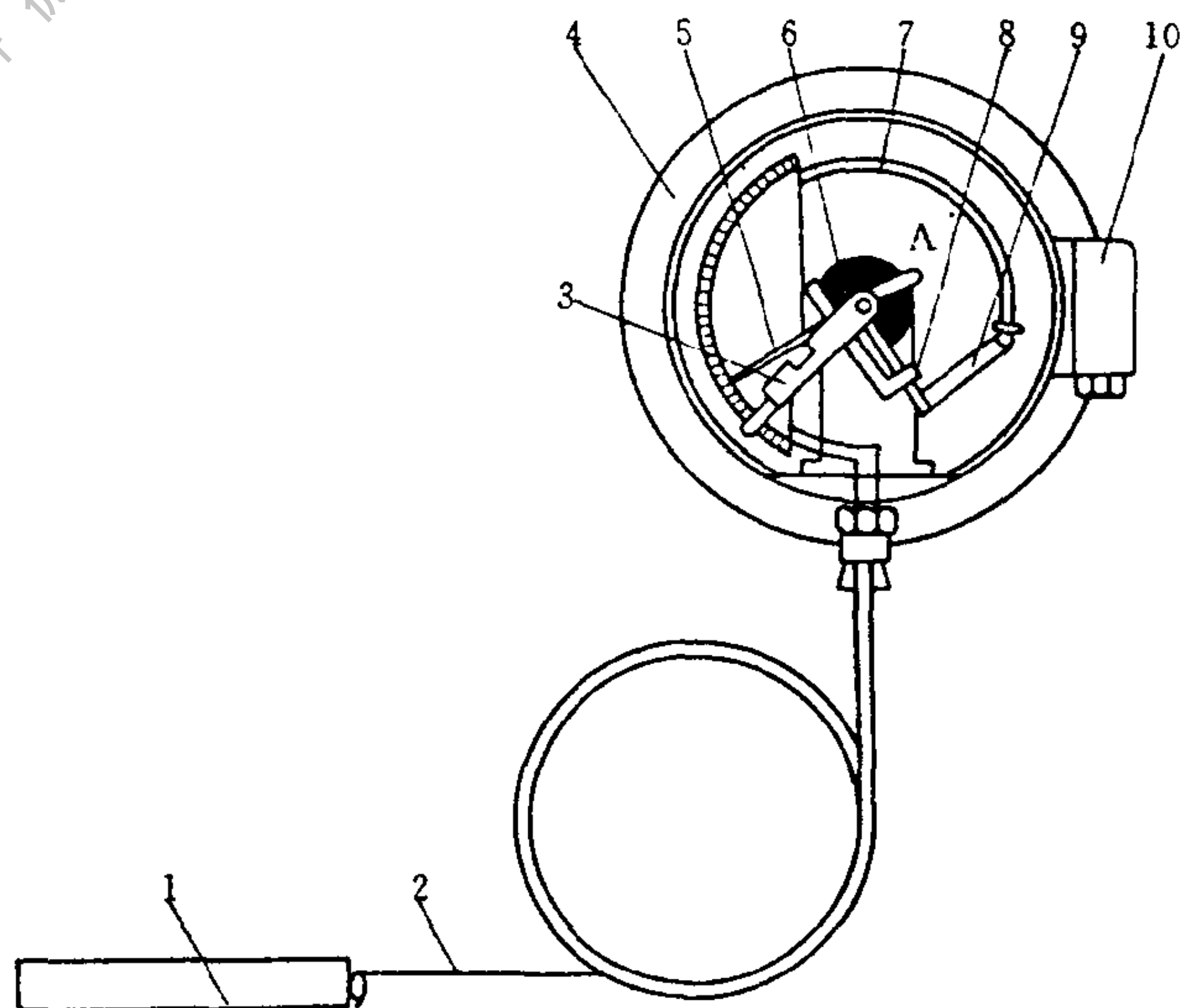


图 8-20 WTQ-288 型电接点压力式温度计结构示意图

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

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 8-21。如果按图 8-21 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。

由于 WTQ-288 型温度计的接点功率容量小于 $10V \cdot A$,一般只能串联在控制线路中,不能直接串接动力线路中进行“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。

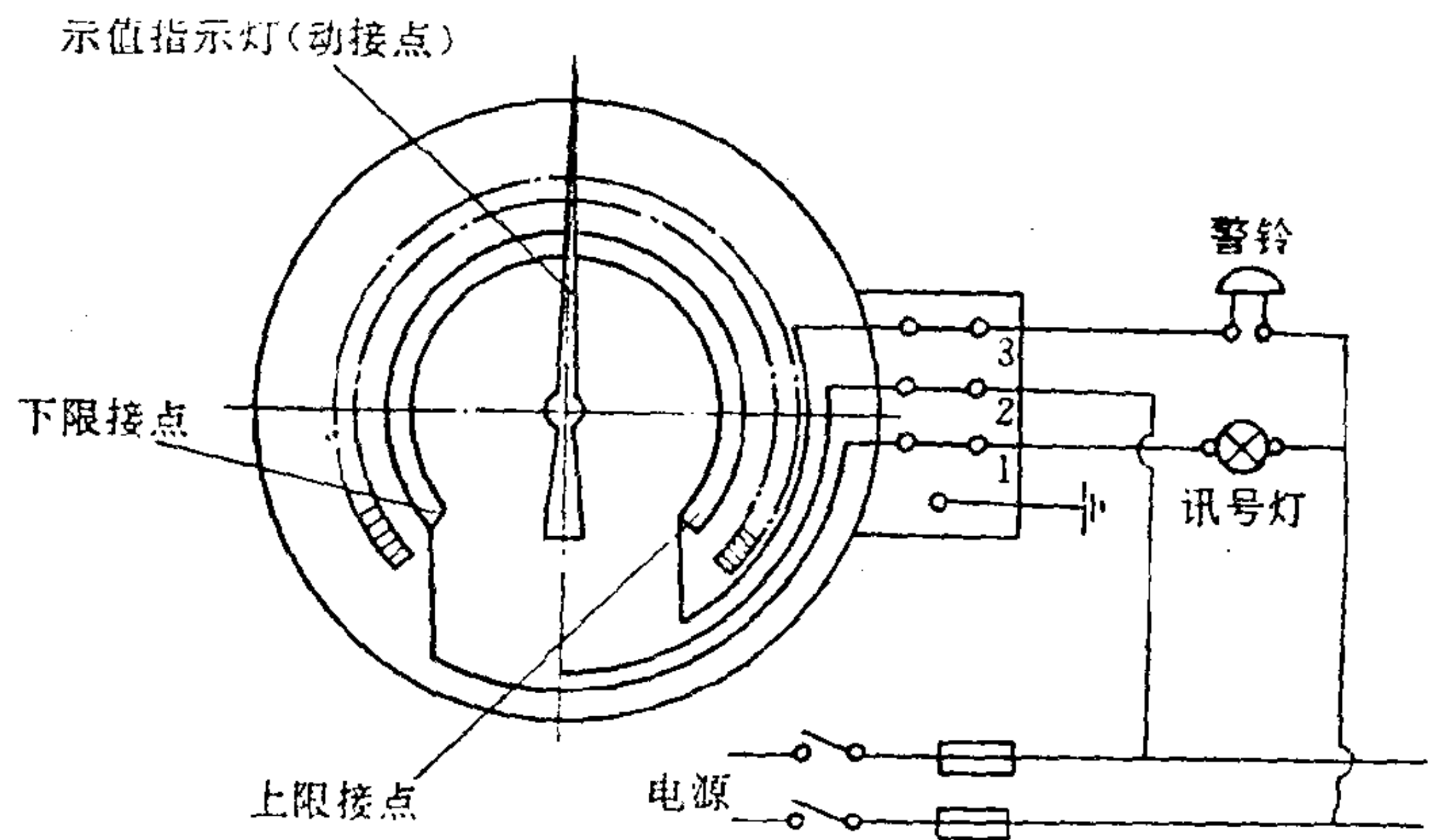


图 8-21

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 8-8 所示。

表 8-8

型号	测温范围 (°C)	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	-80~+40					
WTZ-288	-20~+60	2.5	170~260	1.6	100,125,150	M27×2
WTQ-280	0~+50					

第五节 电磁阀及其他自控元件

一、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;当库温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型式,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)。

1. 直接作用式电磁阀

图 8-22a 所示为一种直接作用式电磁阀结构图。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。

直接式电磁阀结构简单,应用广泛,但只适用于管路通径较小或压力不太大的场合。它在系统中的安装如图 8-22b。

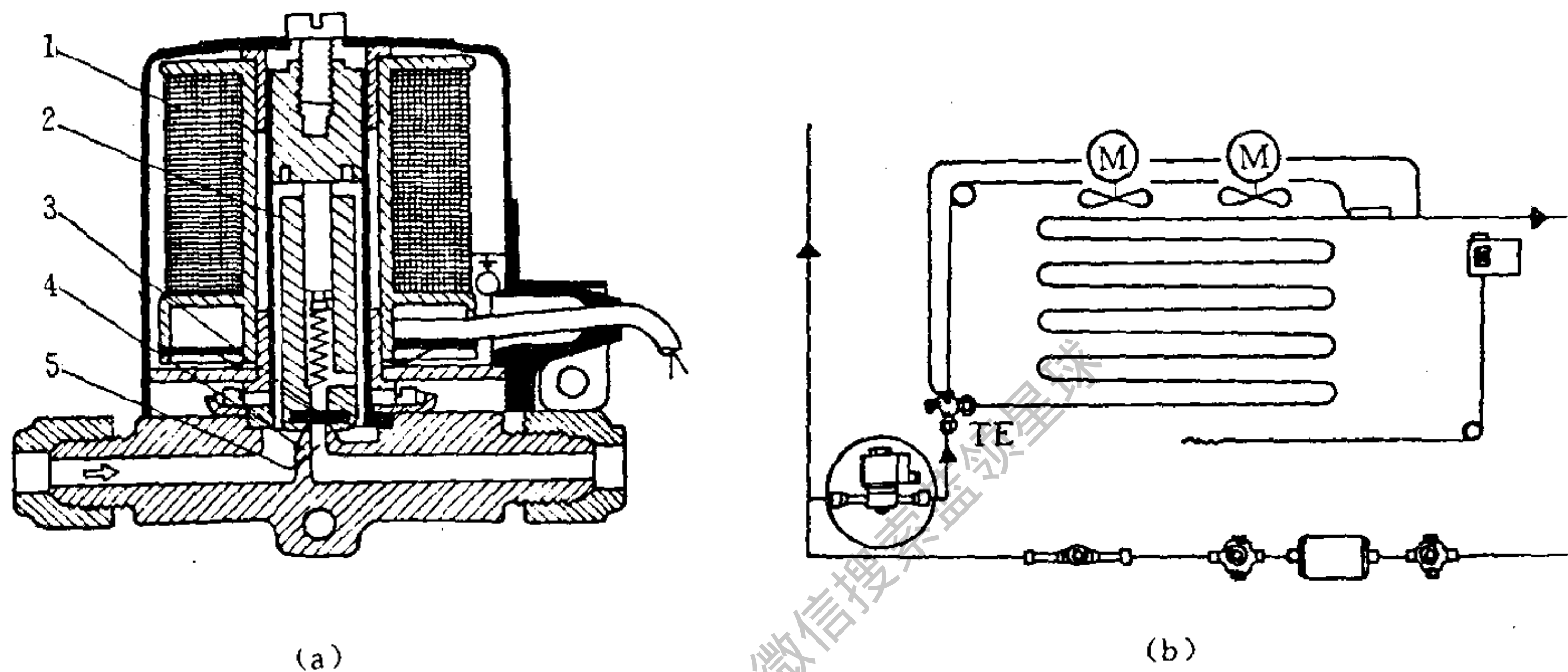


图 8-22 直接式电磁阀及其在制冷系统中的安装

1. 线圈 2. 芯铁 3. 阀芯 4. 阀座 5. 阀出口

2. 间接作用式电磁阀

图 8-23 所示为两种间接式电磁阀结构图,图 a 主阀为膜片式结构,它适用淡水或海水介质。图 b 主阀为活塞式结构。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,还有其他多种型式。

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。

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。

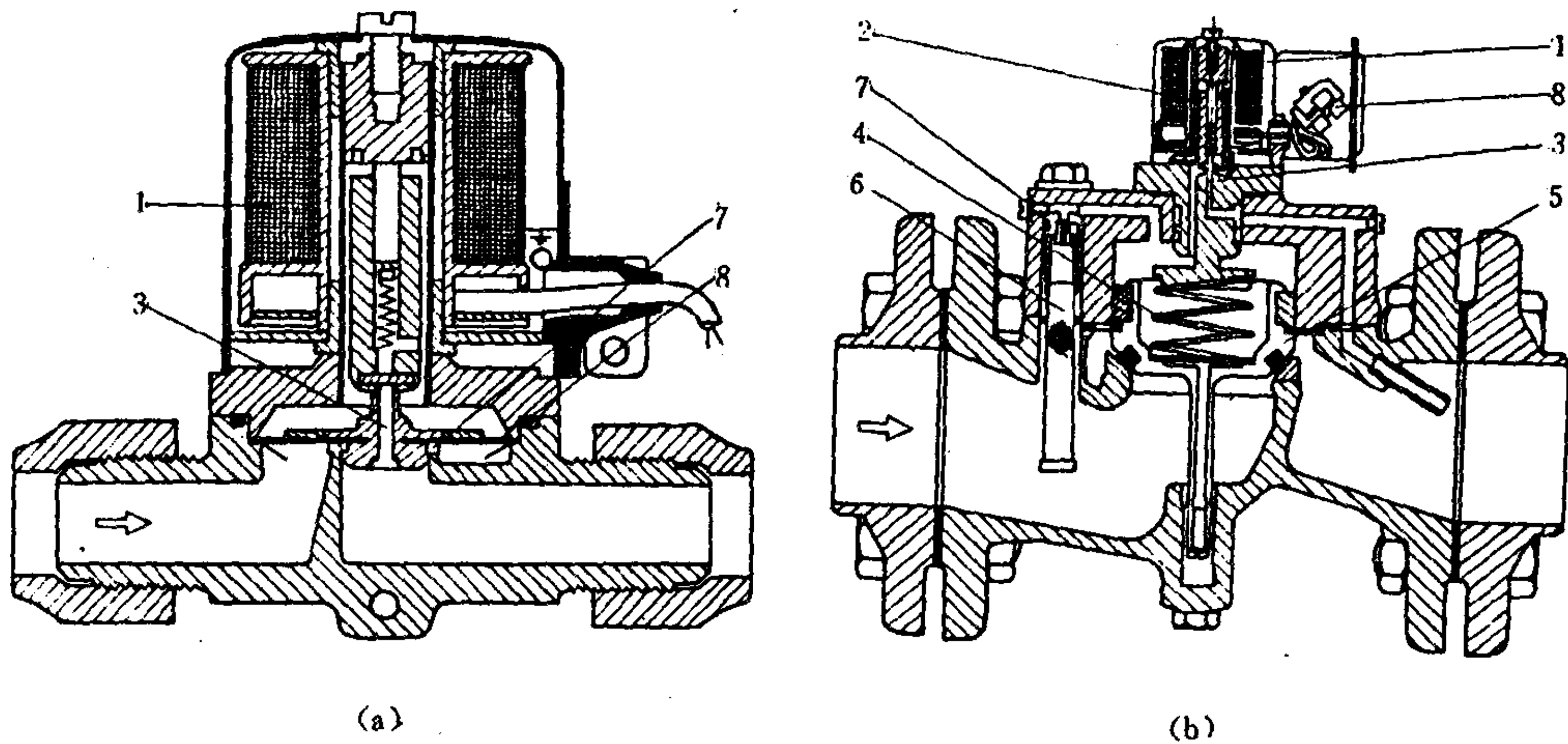


图 8-23 间接式电磁阀

1. 线圈 2. 芯铁 3. 辅助阀阀孔 4. 复位弹簧 5. 主阀活塞 6. 压力平衡孔滤网
7. 压力平衡孔 8. 膜片 9. 主阀膜片、接线柱

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. 使用压力应小于阀所规定的许用压力。

二、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下，一般不同库温的蒸发器其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 8-24 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。

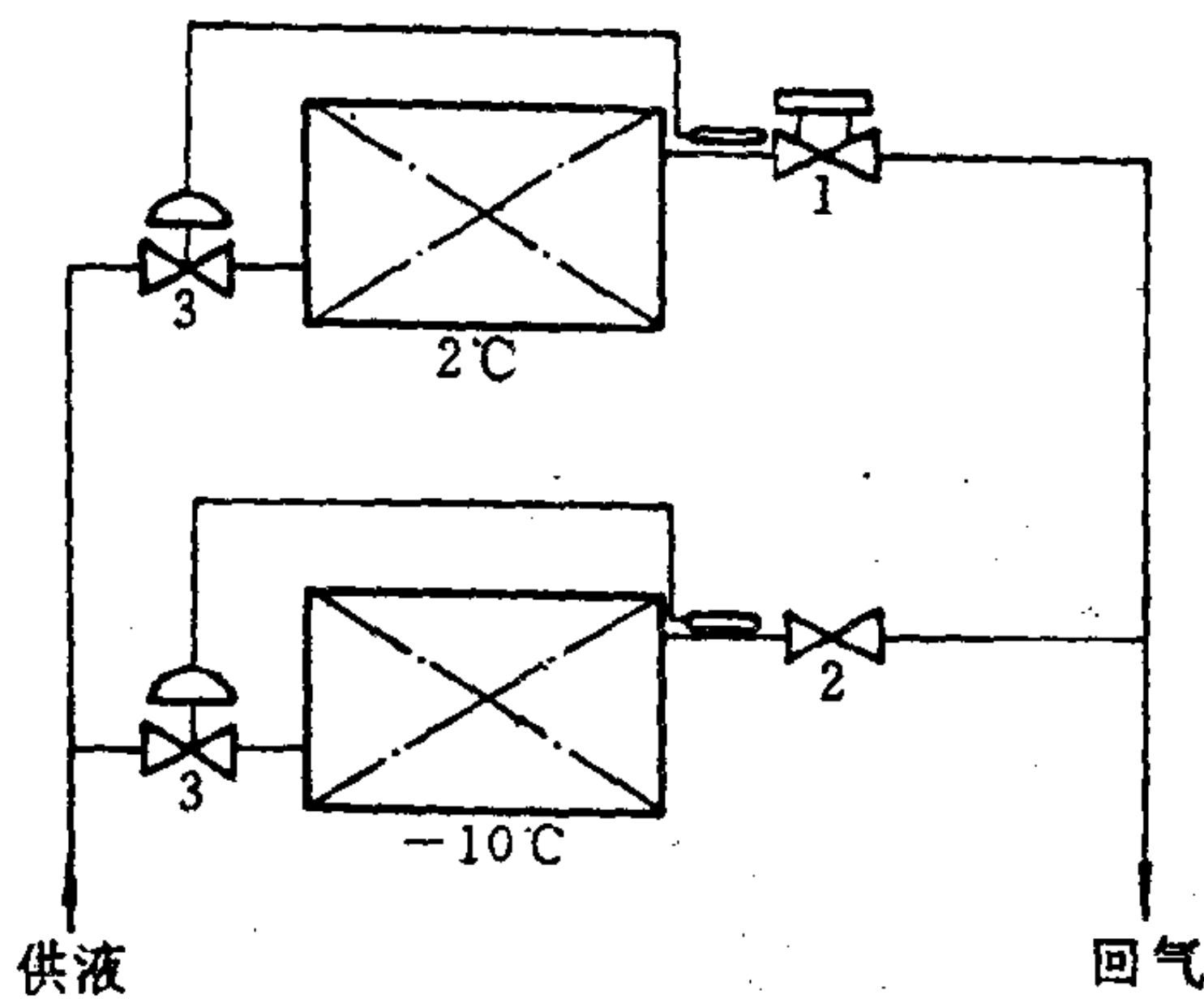


图 8-24 止回阀在系统中的布置

1. 蒸发力调节阀 2. 止回阀 3. 膨胀阀

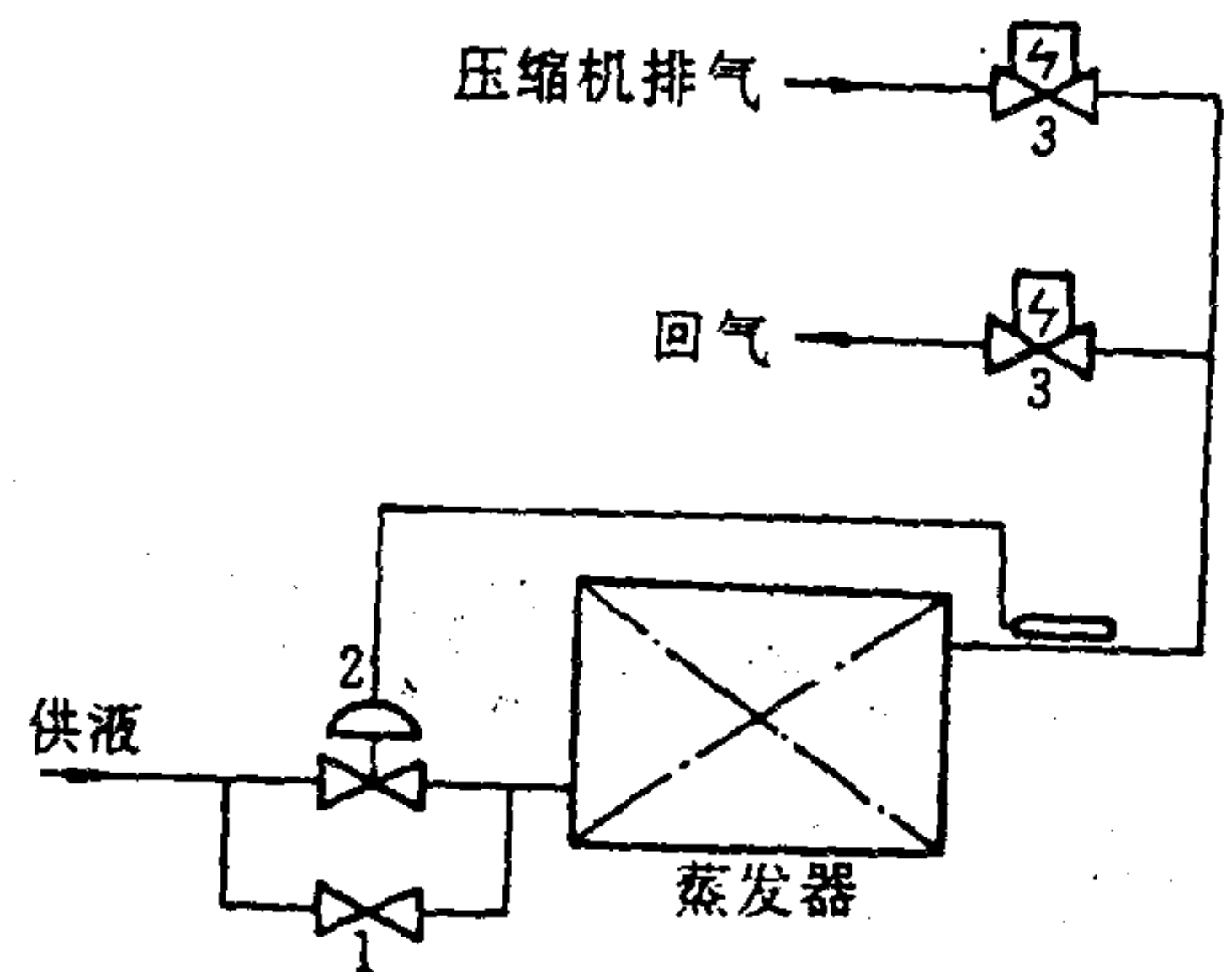


图 8-25 止回阀在融霜管路中的布置

1. 止回阀 2. 膨胀阀 3. 电磁阀

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,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。例如氟里昂制冷系统,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 8-25 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。

止回阀的结构形式甚多,但从工作原理来分只有两类:一类为直接作用式,如图 8-26(a)、(b)、(c)所示;另一类为导阀式止回阀,又称可控止回阀,它的止回作用是由电磁导阀来控制的,用于因工作需要要求管路能暂时关断的场合。

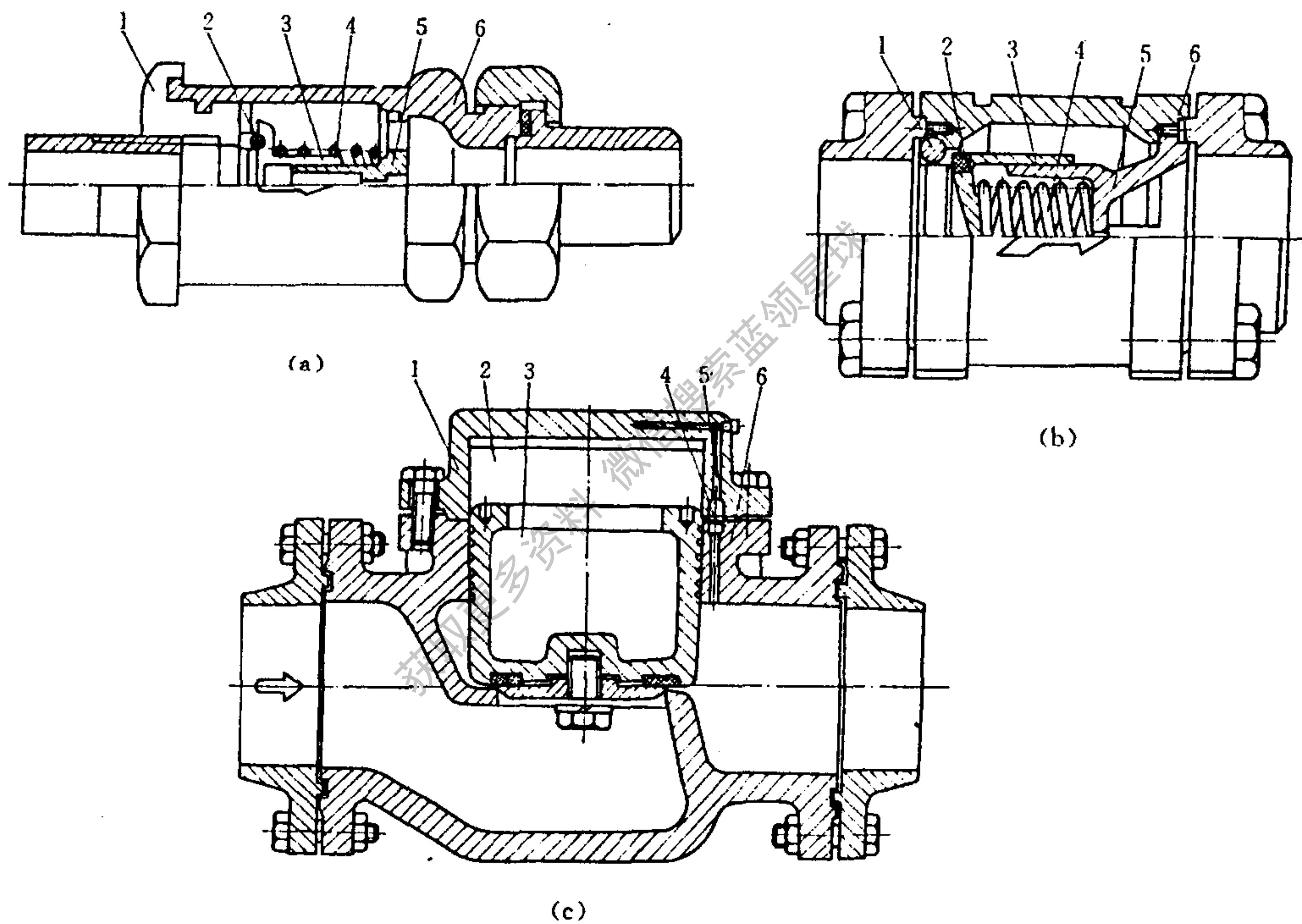


图 8-26 止回阀

- (a)筒式止回阀 1. 阀座 2. 阀芯 3. 阀芯座 4. 弹簧 5. 支承座 6. 阀体
 (b)法兰接头的筒式止回阀 1. 阀座 2. 阀芯 3. 阀芯座 4. 弹簧 5. 支承座 6. 阀体
 (c)横式止回阀 1. 阀盖 2. 阀芯座 3. 阀芯 4. 钢珠 5. 导套 6. 阀体

图 8-26 所示的几种直接作用式止回阀均装有阻尼活塞,故阀工作时平稳,阀芯不易损坏,对脉冲气流不敏感,其中(a)、(b)是筒式结构,可以作水平、朝上、朝下或倾斜等位置安装;(c)是横式结构,全靠自重关闭,故必须水平安装。

三、安全阀

制冷装置中高压侧的冷凝器、贮液器上均应装安全阀,以便产生意外事故时能自动顶开,保护制冷装置及人员安全。

图 8-27 示出了典型的安全阀结构。

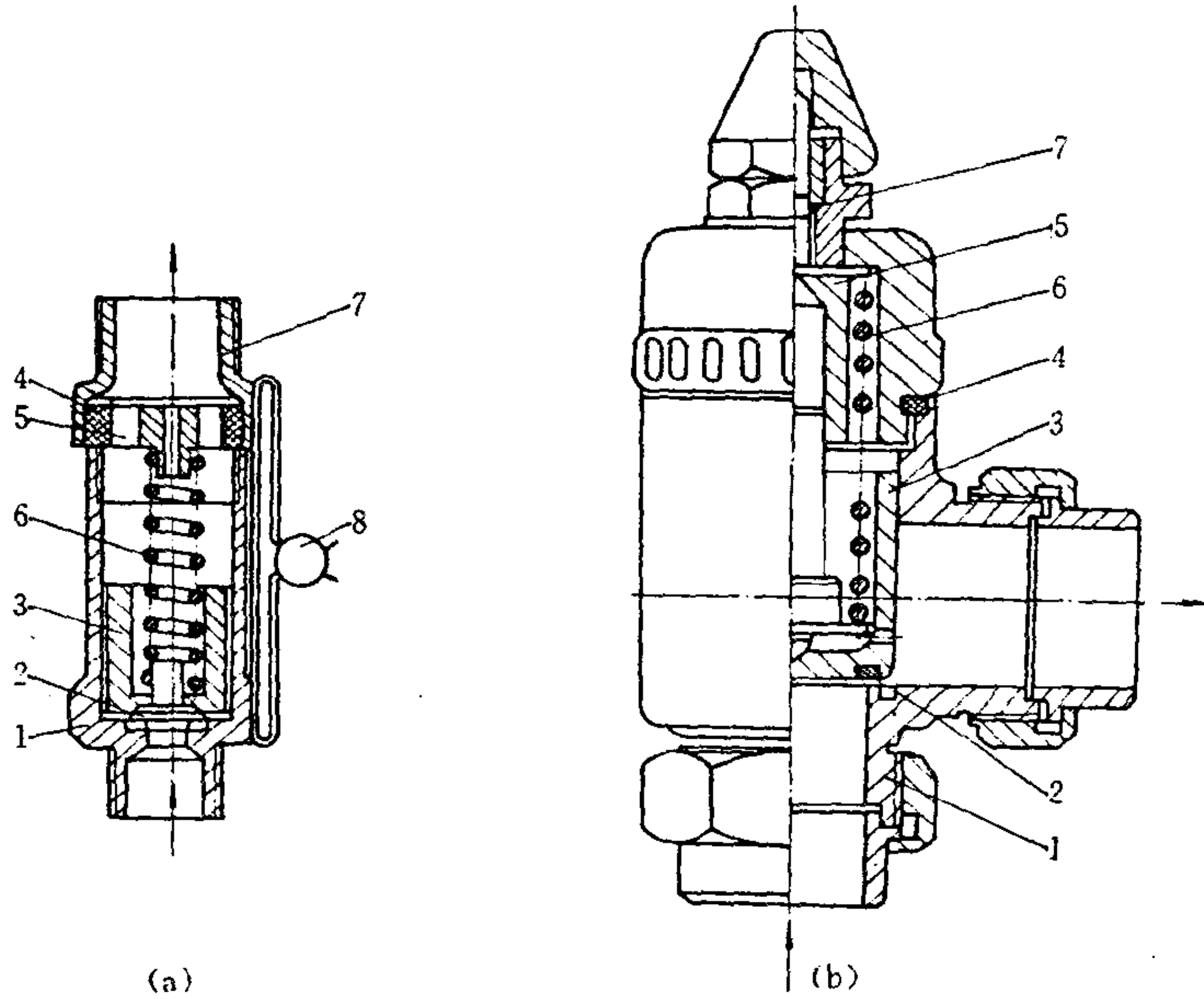


图 8-27 安全阀

1. 阀体 2. 阀盘 3. 阀盘导座 4. 垫片 5. 弹簧座 6. 弹簧座 7. 调节螺钉 8. 铅封

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。

四、观察镜

观察镜又称液位指示器,在制冷装置的某些关键部位(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(ppm)关系如表 8-9 所示。

表 8-9 制冷剂含水量(ppm)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
R22	<60	60~125	>125				

R12,R22 的含水量分别少于 15ppm 和 60ppm 属于正常范围。

第六节 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。

一、根据吸气压力来调节压缩机的能量

当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 8-28 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。若吸气压力再继续下降,则装置处于双机工作状态。若吸气压力不但下降,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。

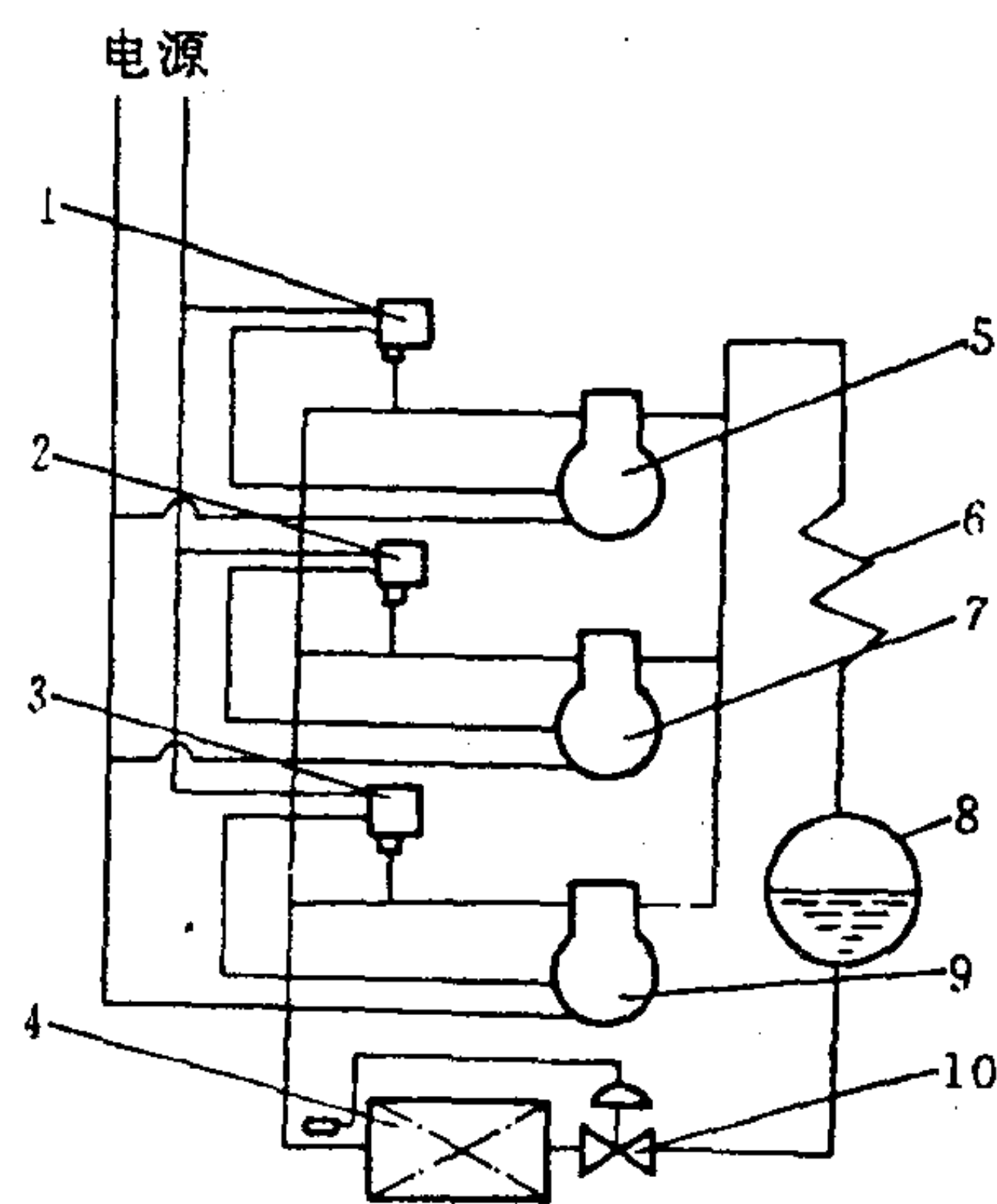


图 8-28 用压力控制器直接控制压缩机的启停的制冷装置

1、2、3. 压力控制器 5、7、9. 压缩机
4. 蒸发器 6. 冷凝器 8. 贮液器
10. 热力膨胀阀

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 8—29 表示一台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，由一套卸载机构控制。卸载机构的油缸驱动气缸外侧的拉杆。其原理是：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

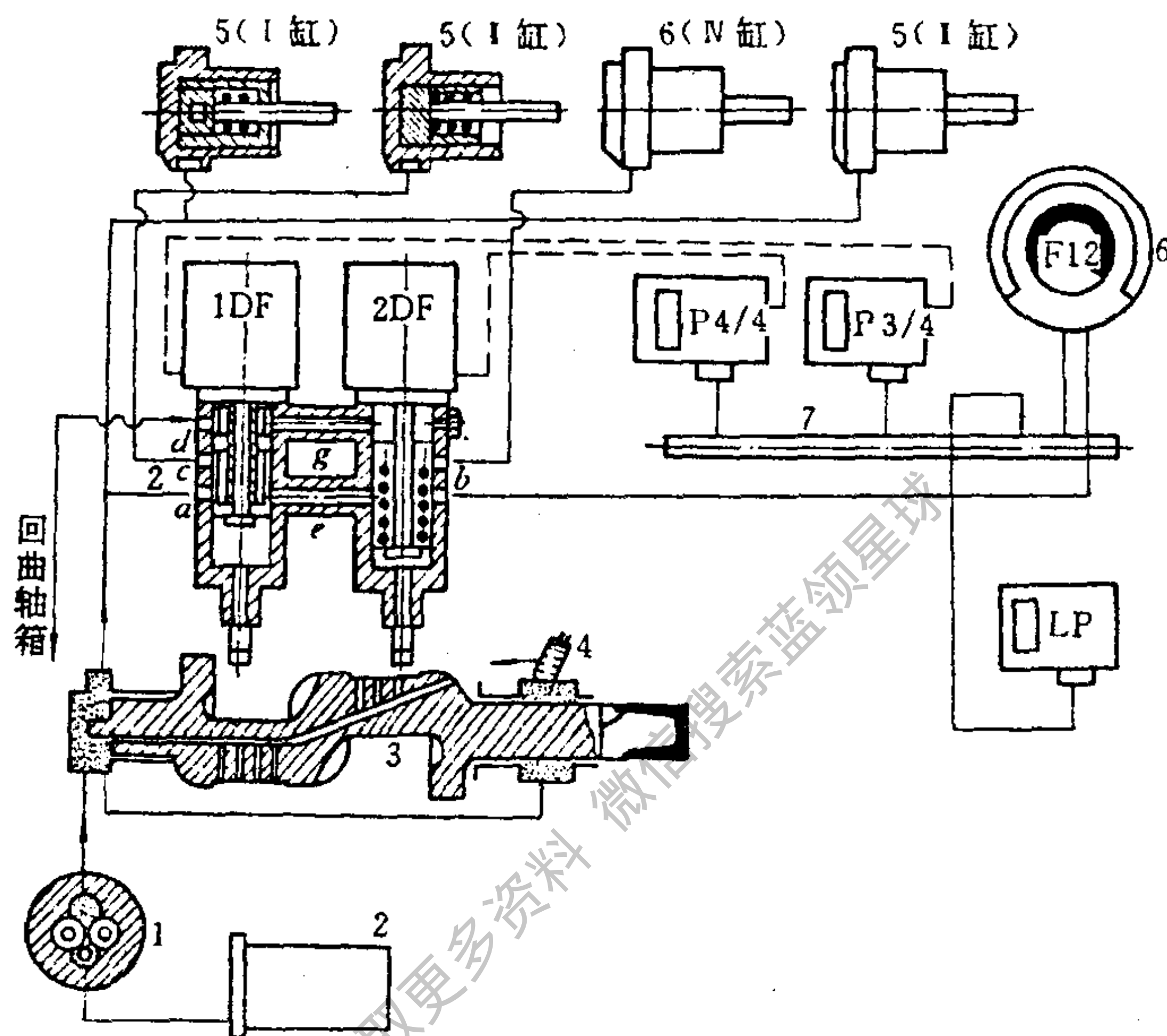


图 8—29 压力控制器电磁滑阀控制压缩机能量原理图

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

程，该组气缸卸载。图 8—29 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 0.04~0.05MPa，其接通压力和断开压力值如表 8—10 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 0.01~0.02MPa。其能量调节范围八缸工作时为 100%，六缸—75%，四缸—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，当压缩机刚启动时，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。经几十秒钟（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 0.26MPa，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 0.28MPa，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 0.23MPa,则 P4/4 断开,电磁滑阀 2DF 失电关闭(如图示位置),则 N 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, N 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 8-10

压力控制器	断开压力(MPa)	接通压力(MPa)	差动值(MPa)
P4/4	0.23(2°C)	0.28(6°C)	0.05
P3/4	0.22(1°C)	0.26(4°C)	0.04
LP	0.2(-1°C)	0.24(3°C)	0.04

注:表中压力值皆属表压。

如需要把 8 缸压缩机调节范围增加 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。其工作原理可参其他书籍,这里不再累赘。

二、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 8-30(b),典型旁通调节阀如 8-30(c)所示。

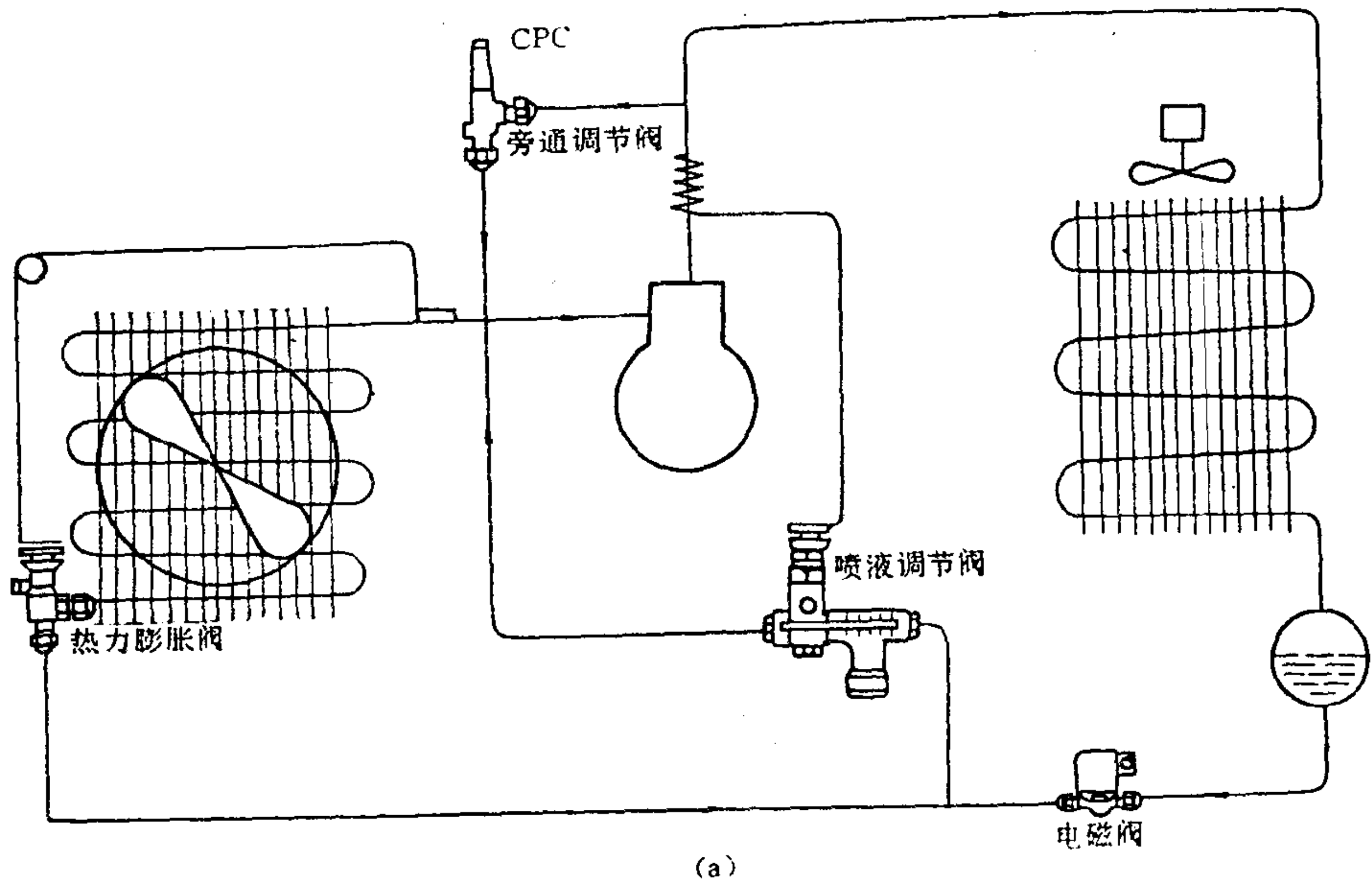
这是一种将压缩机的部分排气经过旁通管由旁通调节阀控制,自动回流到压缩机吸气管,以改变压缩机有效排气量的一种简便方法。对于小型制冷装置,借此可以防止在热负荷很小时,冷库温度尚未达到,而吸气压力过低,使压缩机无法工作的局面。

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,用作用在阀盘 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。

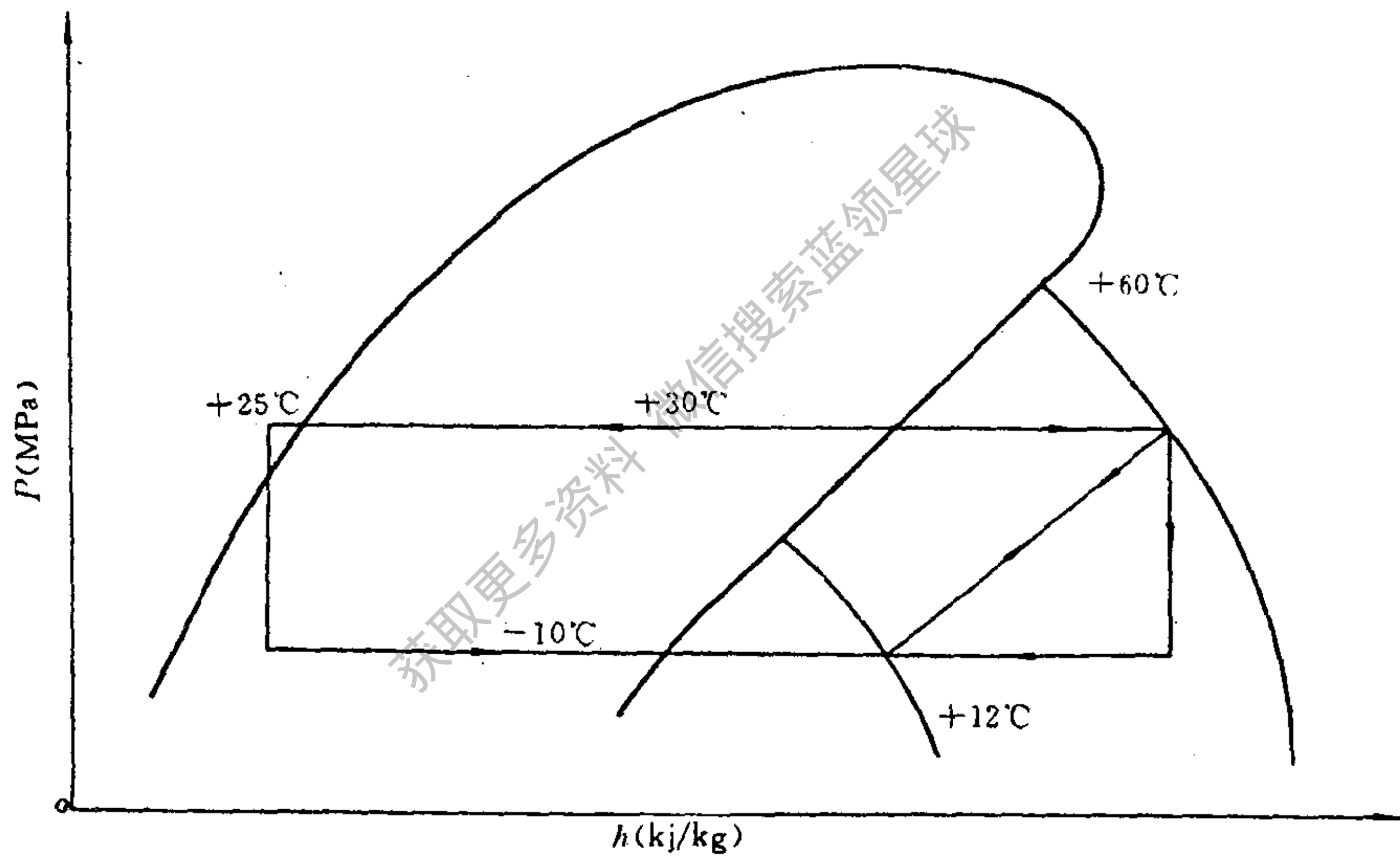
使用旁通调节后,压缩机吸气温度增高,导致排气温度也相应增高,甚至超过允许值,需要采取专门措施改进,它们是:

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。

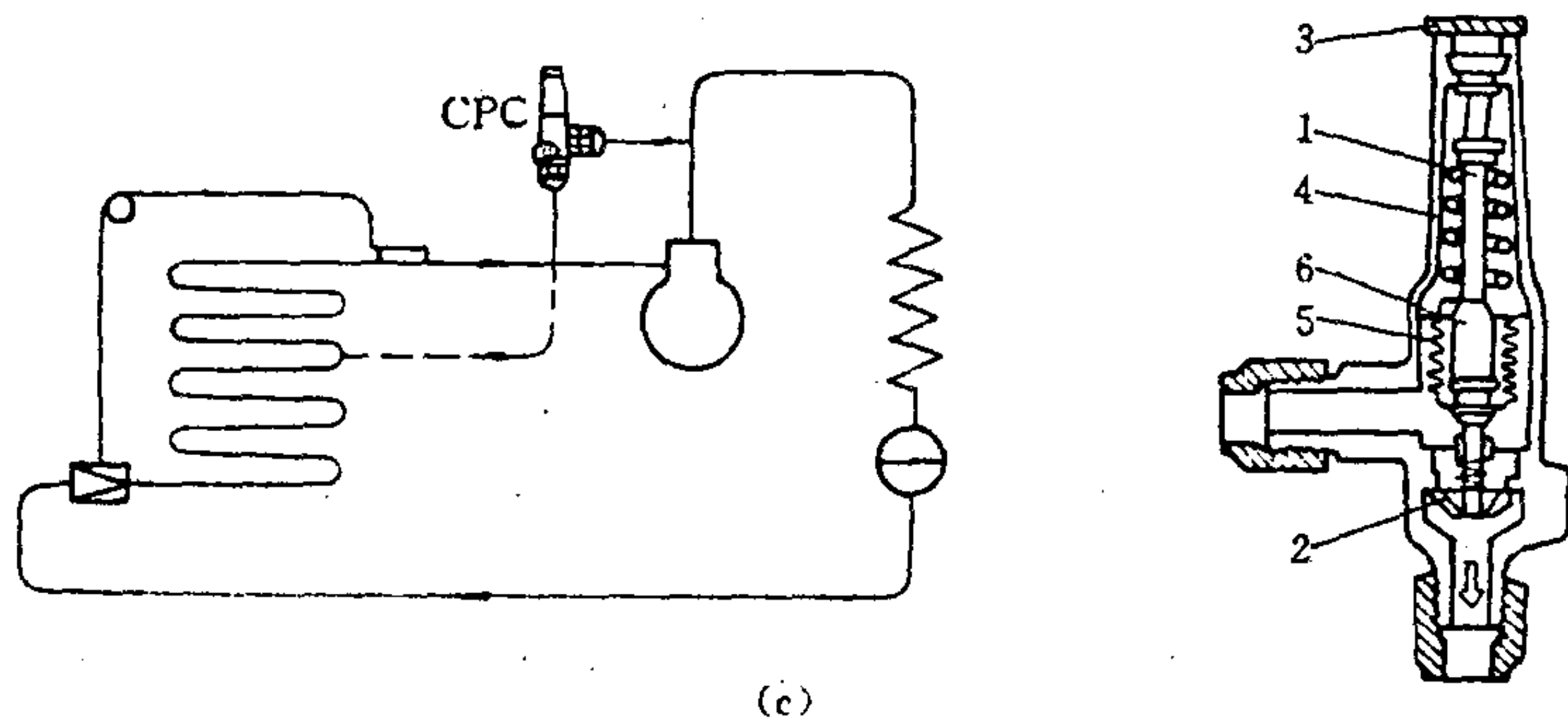
2. 热气旁通回流至蒸发器后半部,用热力回流来提高蒸发器出口过热度,促使热力膨胀阀开大,增大供液量,从而降低吸气温度,使排气温度不致过高。此法可提高低负荷时冷剂在蒸发器与吸气管流速,利于系统回油,但此法仅适用于单蒸发器。



(a)



(b)



(c)

图 8-30 旁通能量调节

(a)系统原理图 (b)压焓图 (c)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

3. 加装喷液调节阀

见图 8-30(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 1.8m), 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, 工作时须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 R12, R22 喷射阀调定的开阀温度是 80°C , 可调范围为 $50\sim 110^{\circ}\text{C}$; 对 R717 调定温度为 100°C , 可调范围为 $80\sim 135^{\circ}\text{C}$, 其波纹管最高耐压为 1.2MPa (表压), 故喷液阀后面不允许装载止阀, 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。

三、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 $10\sim 100\%$ 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。

第七节 蒸发压力调节

在制冷装置中, 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 8-31 所示的一机三库中, 由于各库的冷藏温度不同 (鱼肉库 -10°C , 乳品库 2°C , 菜库 5°C 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。

目前使用的控制蒸发压力的方法主要有以下几种。

一、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 8-31。图 8-32 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 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 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, 并将阀门 8 打开。在制冷装置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

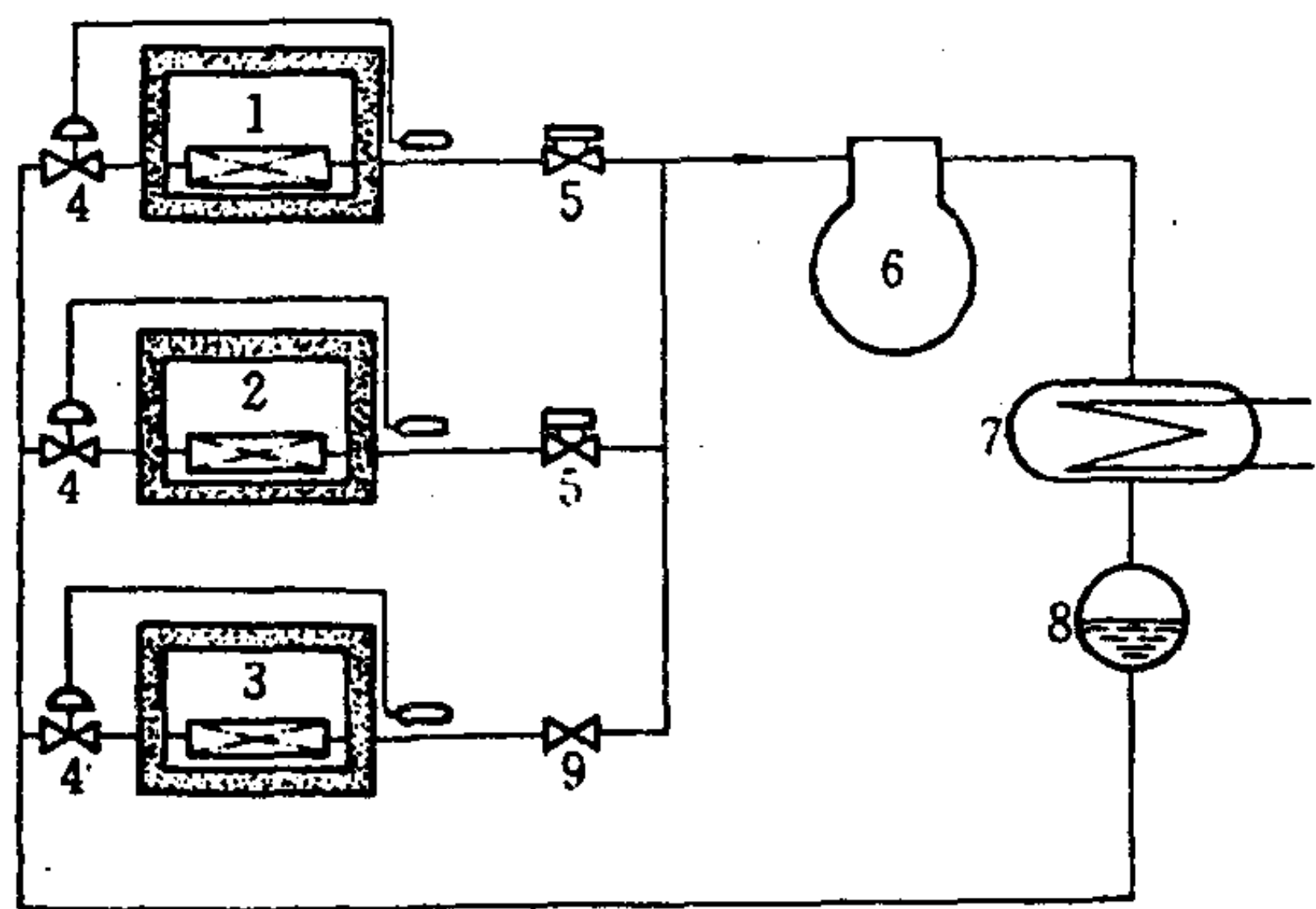


图 8-31 伙食冷库原理

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

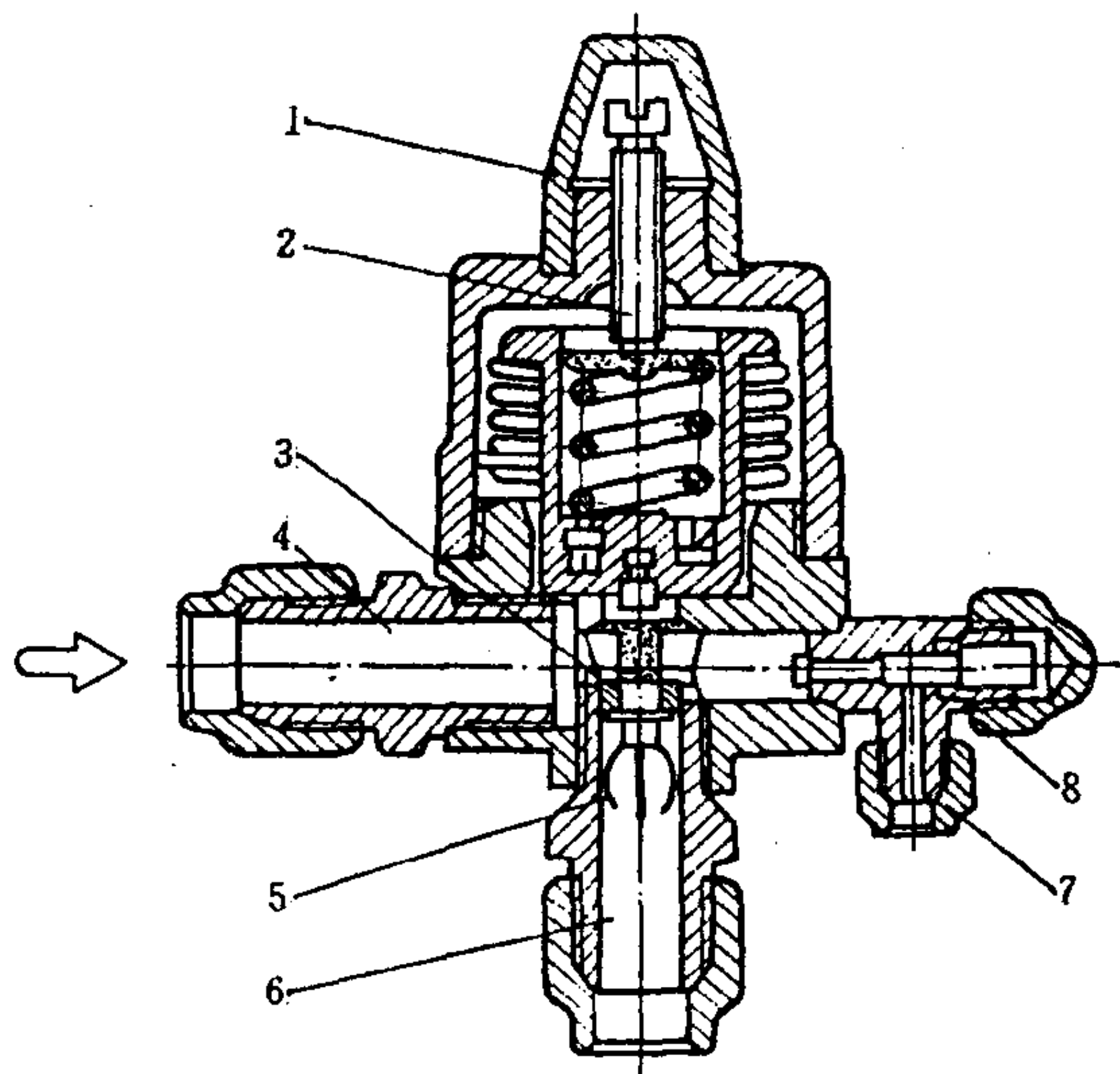


图 8-32 蒸发压力调节阀

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

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 8-33 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。

二、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 8-34 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 8-35，主阀的结构见图 8-36。

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，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 8-37 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

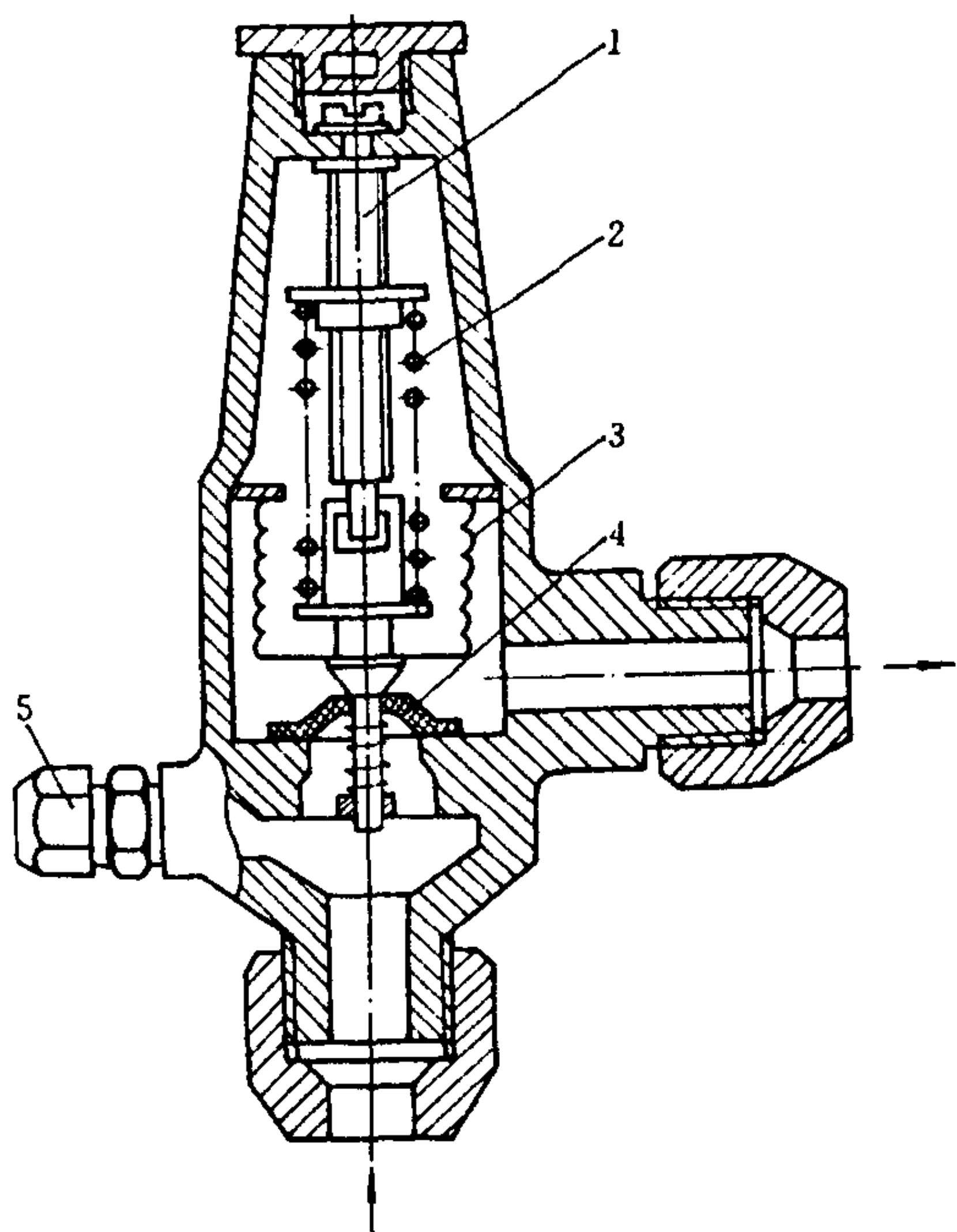


图 8-33 蒸发压力调节器

1. 调节杆 2. 弹簧 3. 平衡波纹管
4. 阀板 5. 压力表接头

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。

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的。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

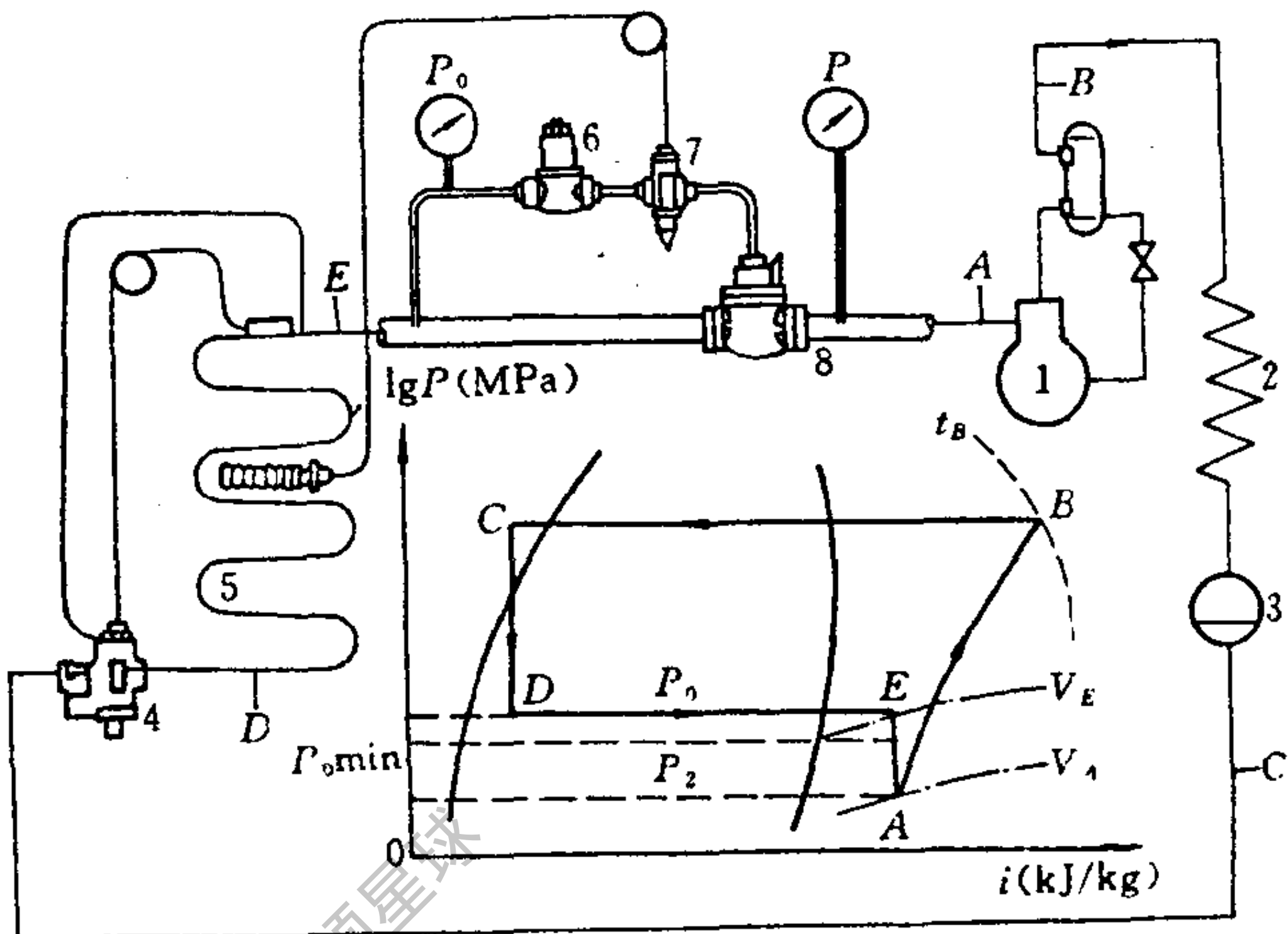


图 8-34 用压力导阀+主阀来控制蒸发压力的原理图

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. 压力导阀 8. 主阀

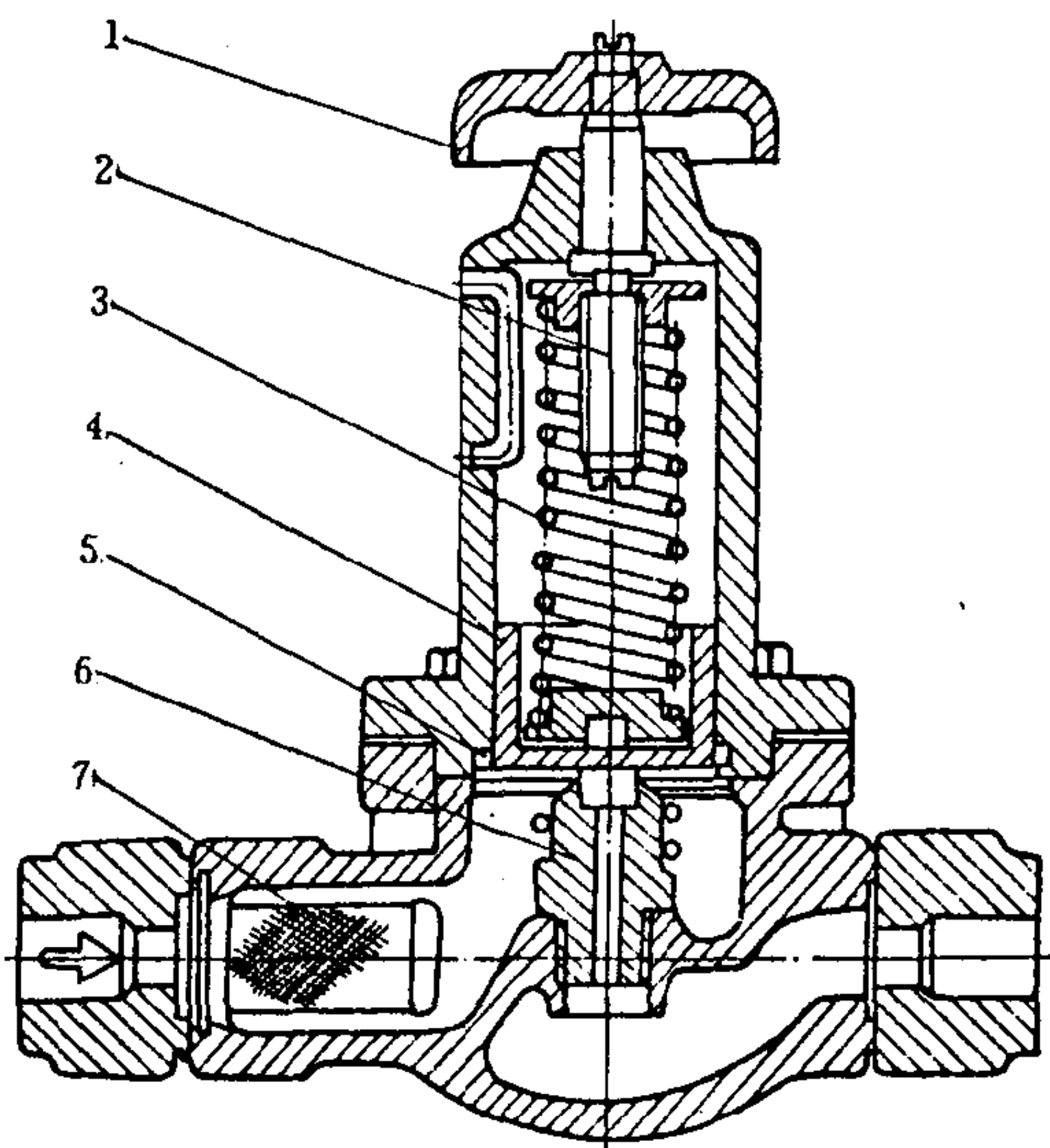


图 8-35 恒压阀

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

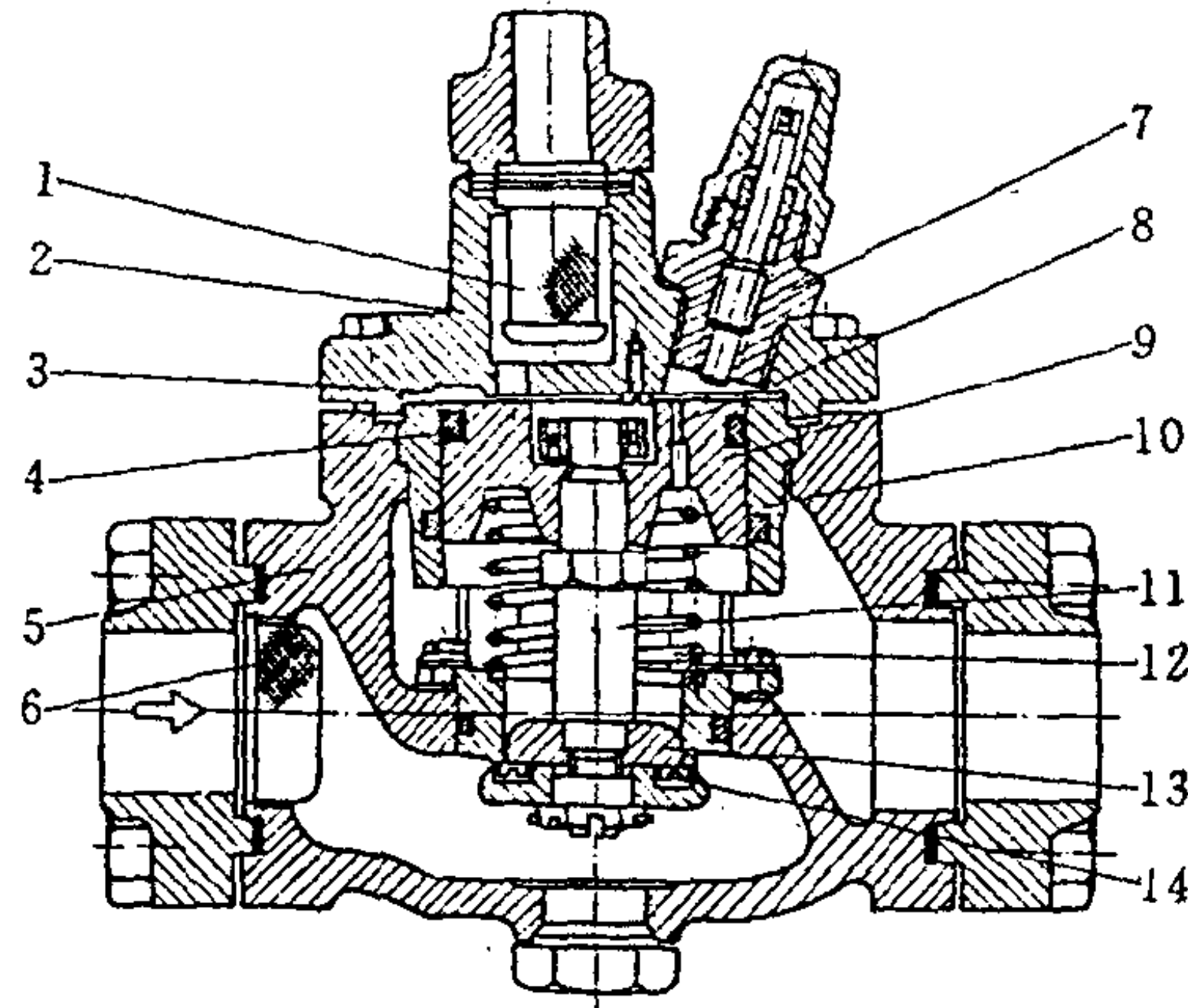


图 8-36 主 阀

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

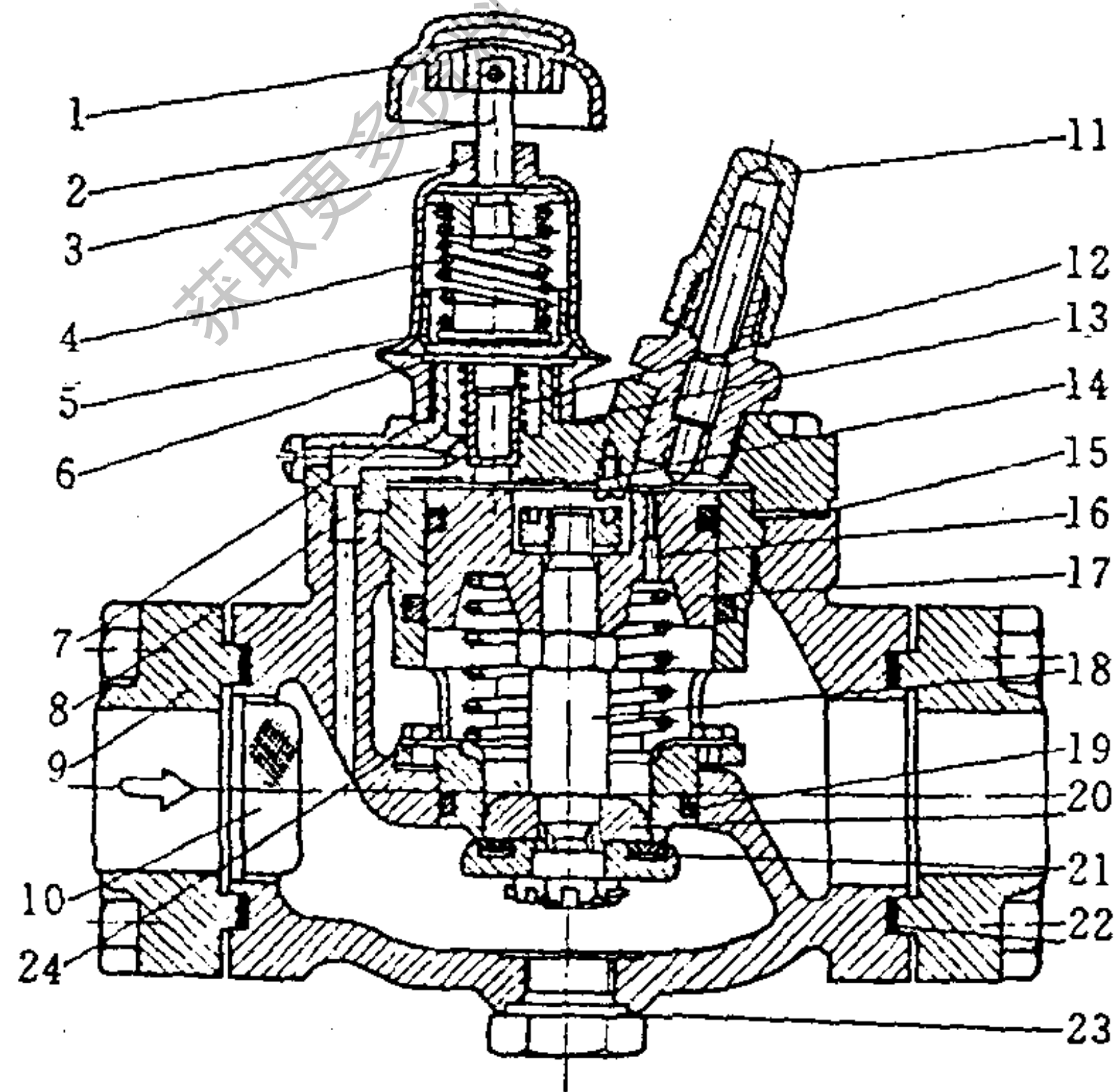


图 8-37 恒压主阀

1. 手轮 2. 调节杆 3. 密封圈 4. 输助弹簧 5. 输节流阀 6. 膜片 7. 垫片 8. 输助孔道
9. 进口接管 10. 主滤器 11. 手动强开机构 12. 输阀座 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

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 8-38。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,它可以根据被冷介质温度(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

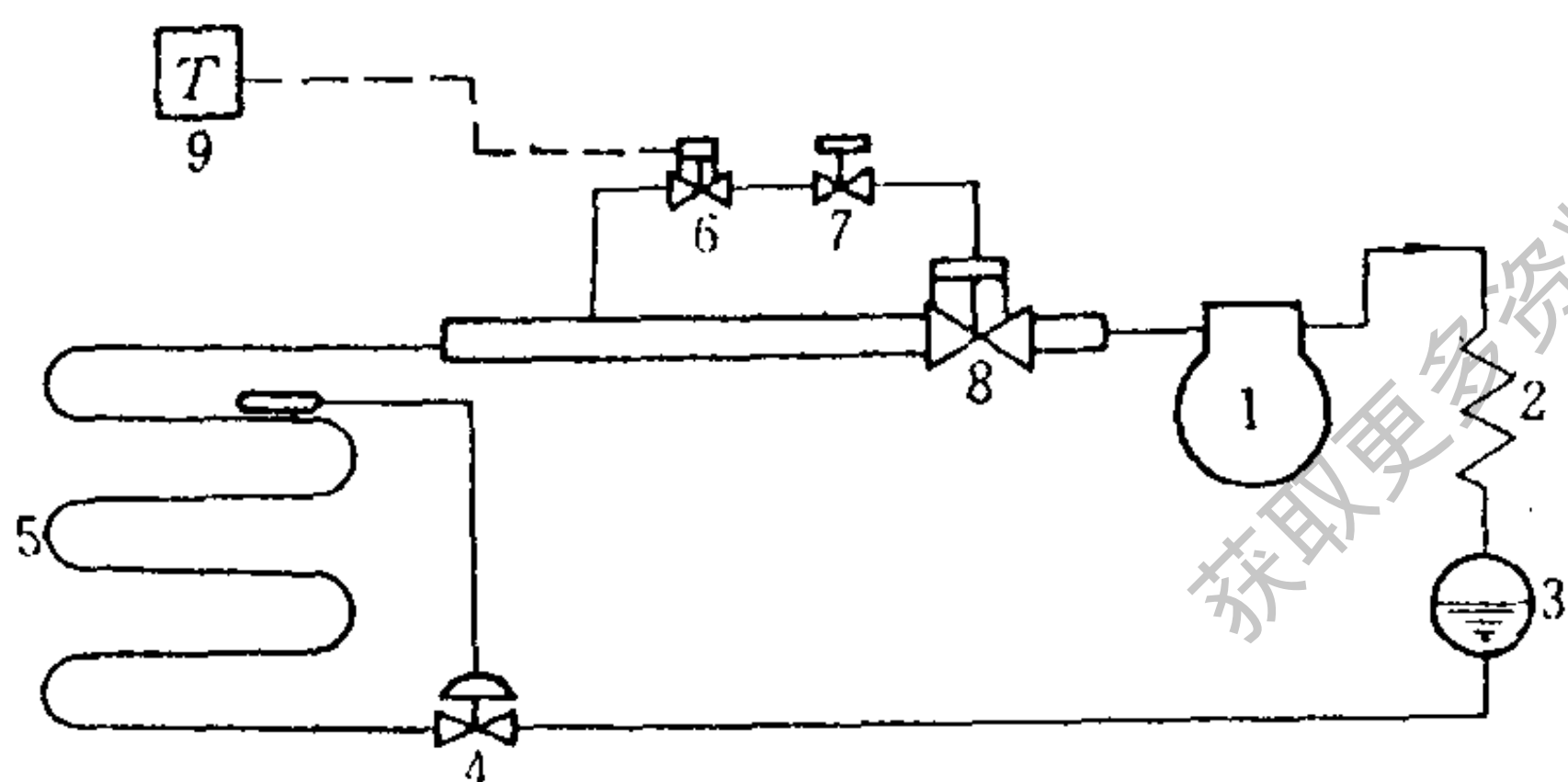


图 8-39 “电磁阀+压力导阀+主阀”控制系统的原理图

1. 压缩机 2. 冷凝器 3. 贮液器 4. 膨胀阀 5. 蒸发器
6. 电磁阀 7. 压力导阀 8. 主阀 9. 温度控制器

这种控制方式的原理图如图 8-39 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 8-40 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 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 范围。

5. 电动导阀+主阀

这种控制方式的原理图如图 8-41 所示。

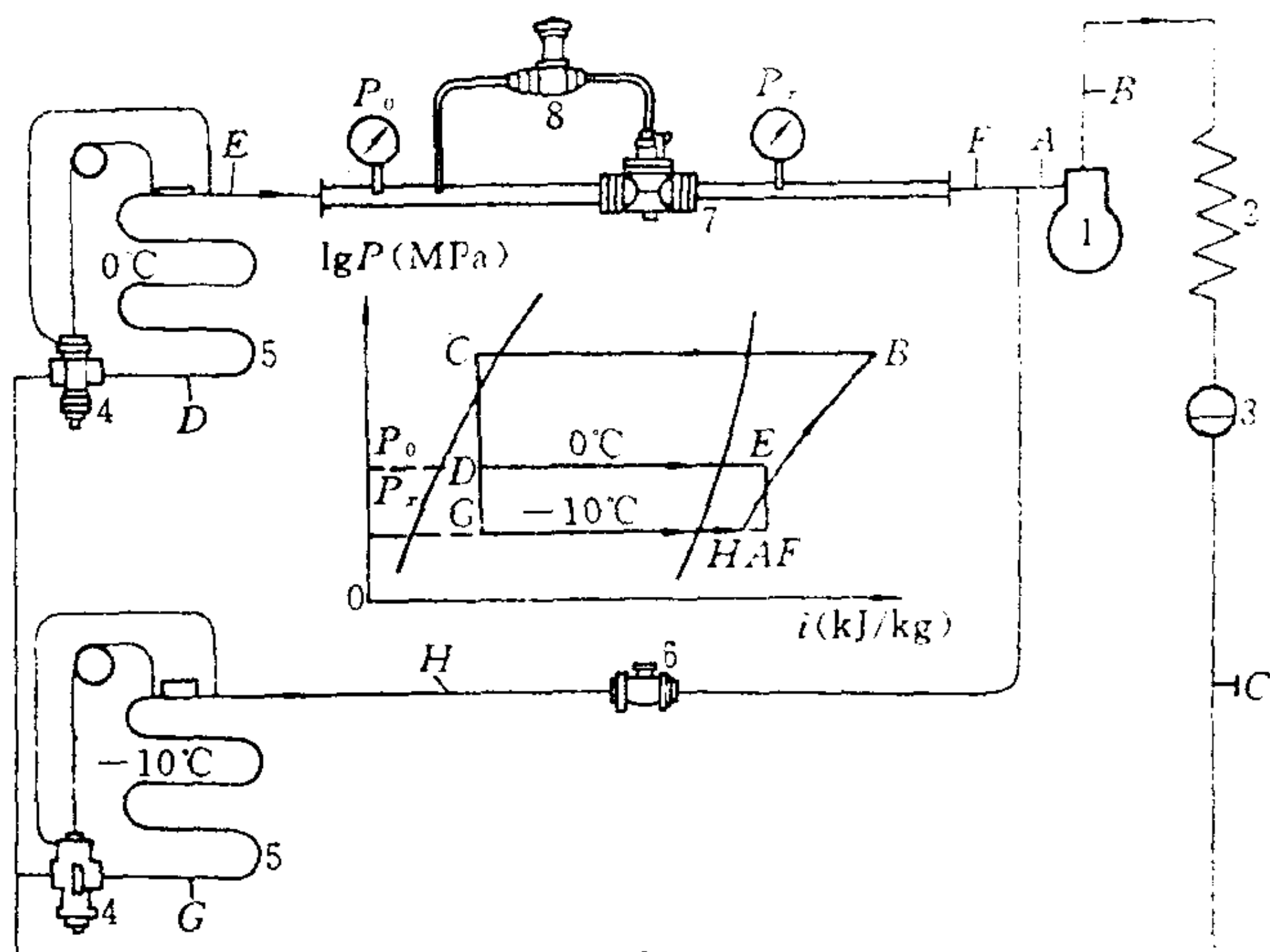


图 8-38 “压力导阀+温度导阀+主阀”控制系统的原理图

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. 主阀 8. 温度导阀

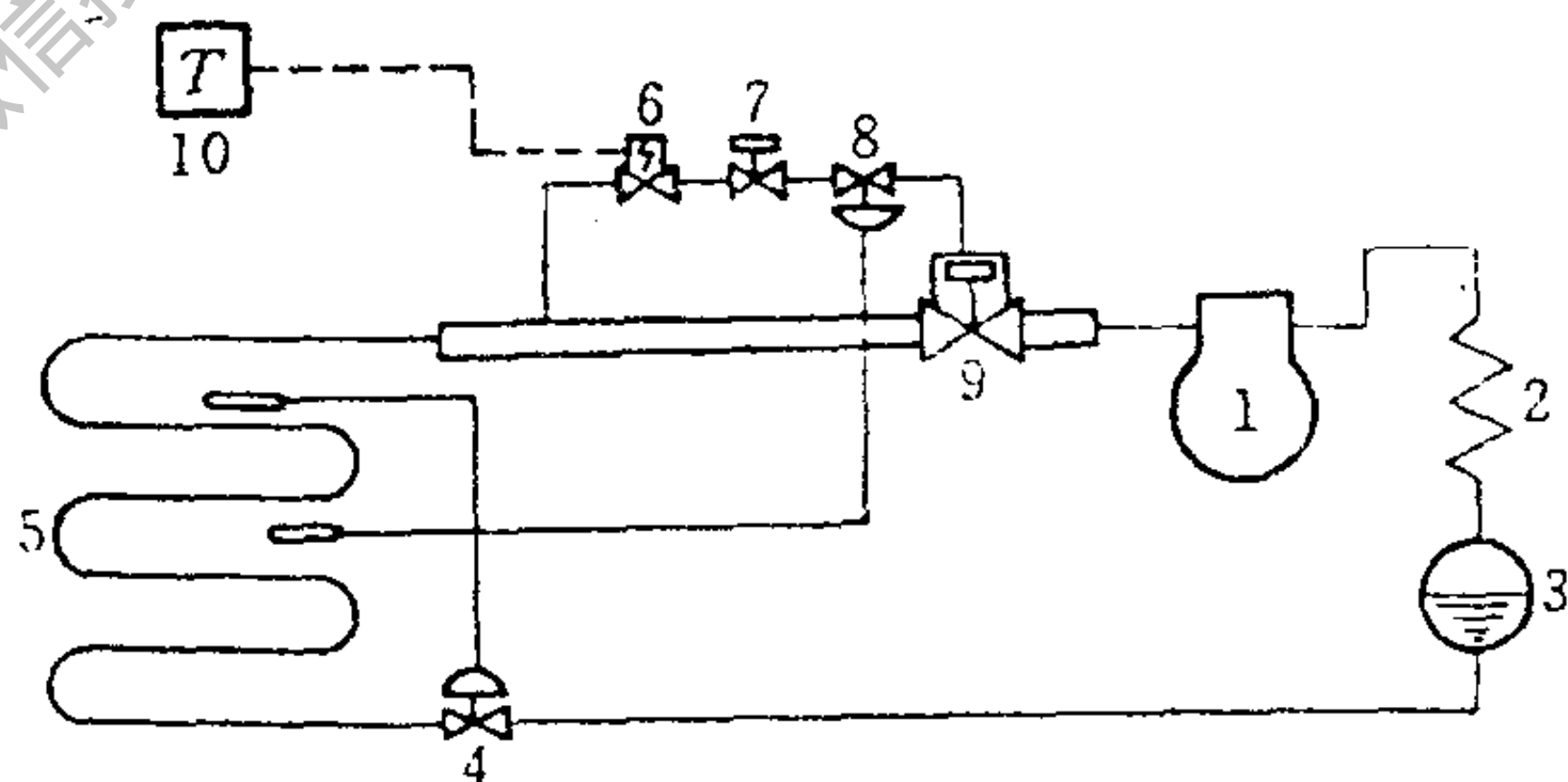


图 8-40 “电磁阀+压力导阀+温度导阀+主阀”的控制系统的原理图

1. 压缩机 2. 冷凝器 3. 贮液器 4. 膨胀阀 5. 蒸发器
6. 电磁阀 7. 压力导阀 8. 温度导阀 9. 主阀 10. 温度控制器

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,温度调节器就有电讯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 度。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 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 。

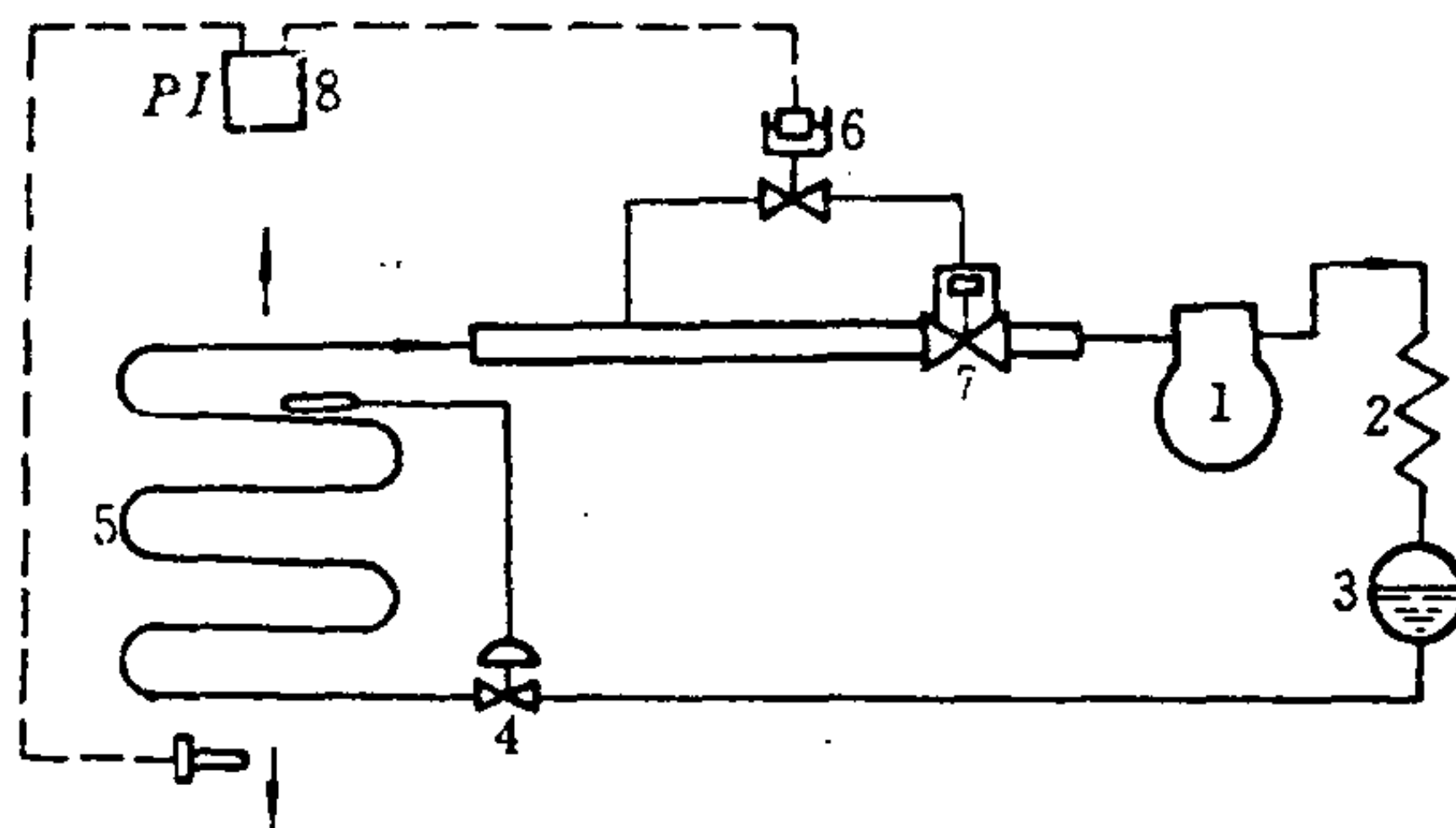


图 8-41 “电动导阀+主阀”的控制系统原理图
1. 压缩机 2. 冷凝器 3. 贮液器 4. 膨胀阀 5. 蒸发器 6. 电动导阀 7. 主阀 8. 比例积分温度调节器

第八节 冷凝压力调节

若要制冷装置正常工作,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°C)相应的制冷剂饱和压力(以R12为例,对应于 30°C 的饱和压力为 0.758MPa),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,则情况就大不相同了,假定冷却水温度是 2°C ,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 $t_k=5^{\circ}\text{C}$,冷凝压力 $P_k=0.37\text{MPa}$ (R12),若蒸发温度 $t_0=-10^{\circ}\text{C}$,蒸发压力 $P_0=0.223\text{MPa}$ (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 $\Delta P=P_k-P_0=0.147\text{MPa}$,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。

一、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 8-42 是一种受压力控制的水量调节阀,它在系统中的安装如图 8-43 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。

在水量调节阀中部有调节螺杆 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

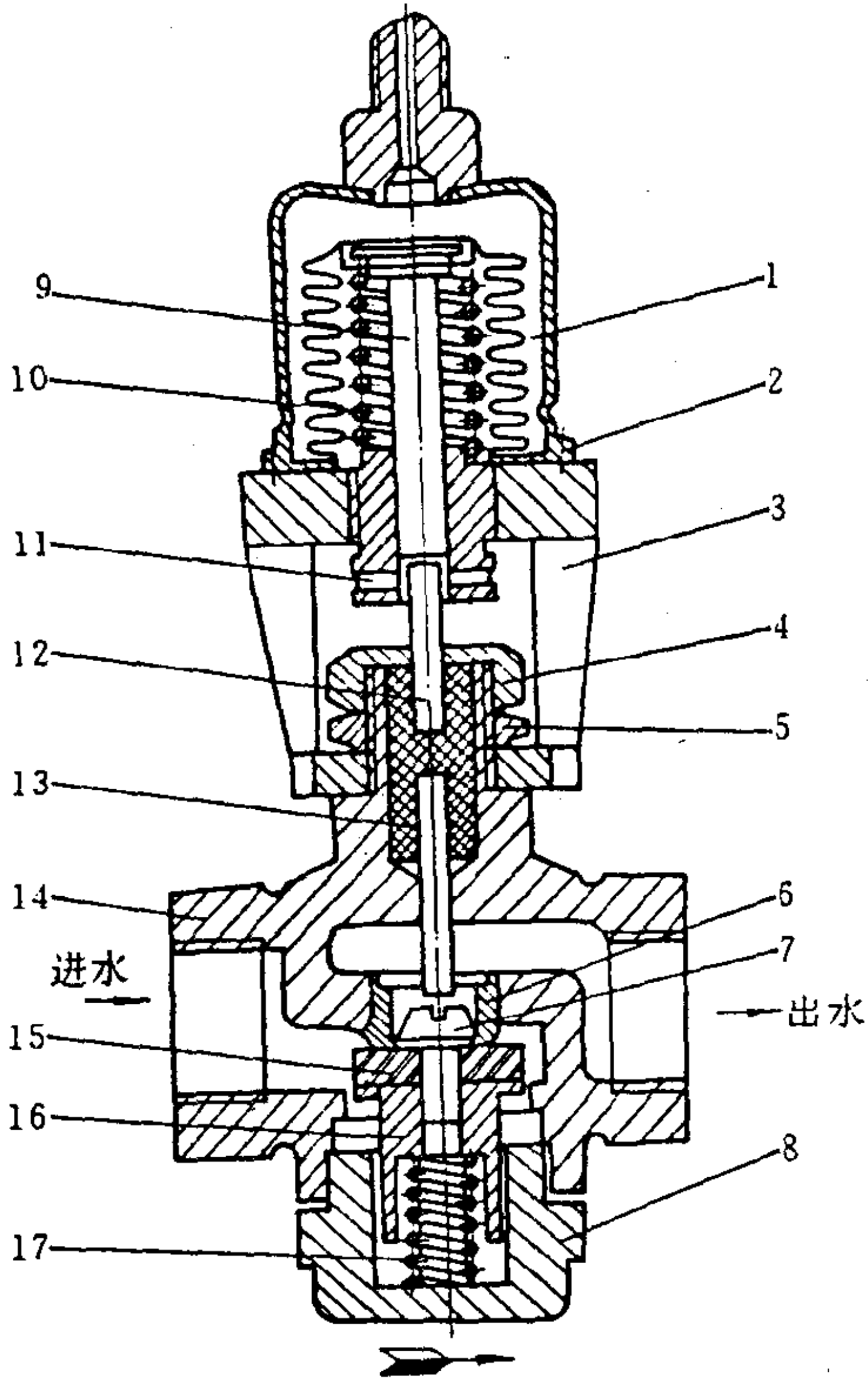


图 8-42 压力控制的水量调节阀

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. 阀门室 17. 阀门座弹簧

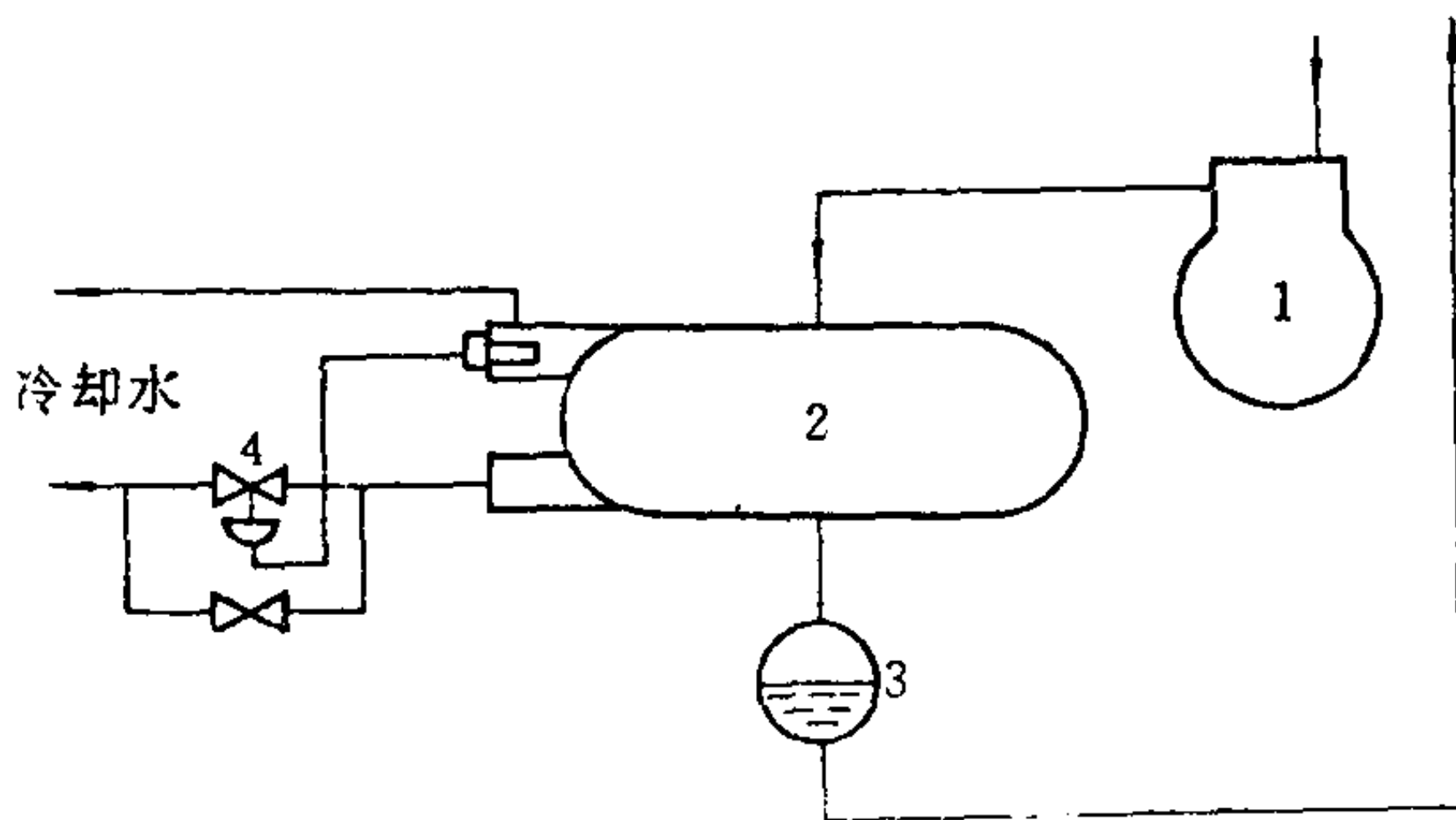


图 8-44 调节水量的原理图

1. 压缩机 2. 冷凝器 3. 贮液器
4. 温度控制的水量调节的阀

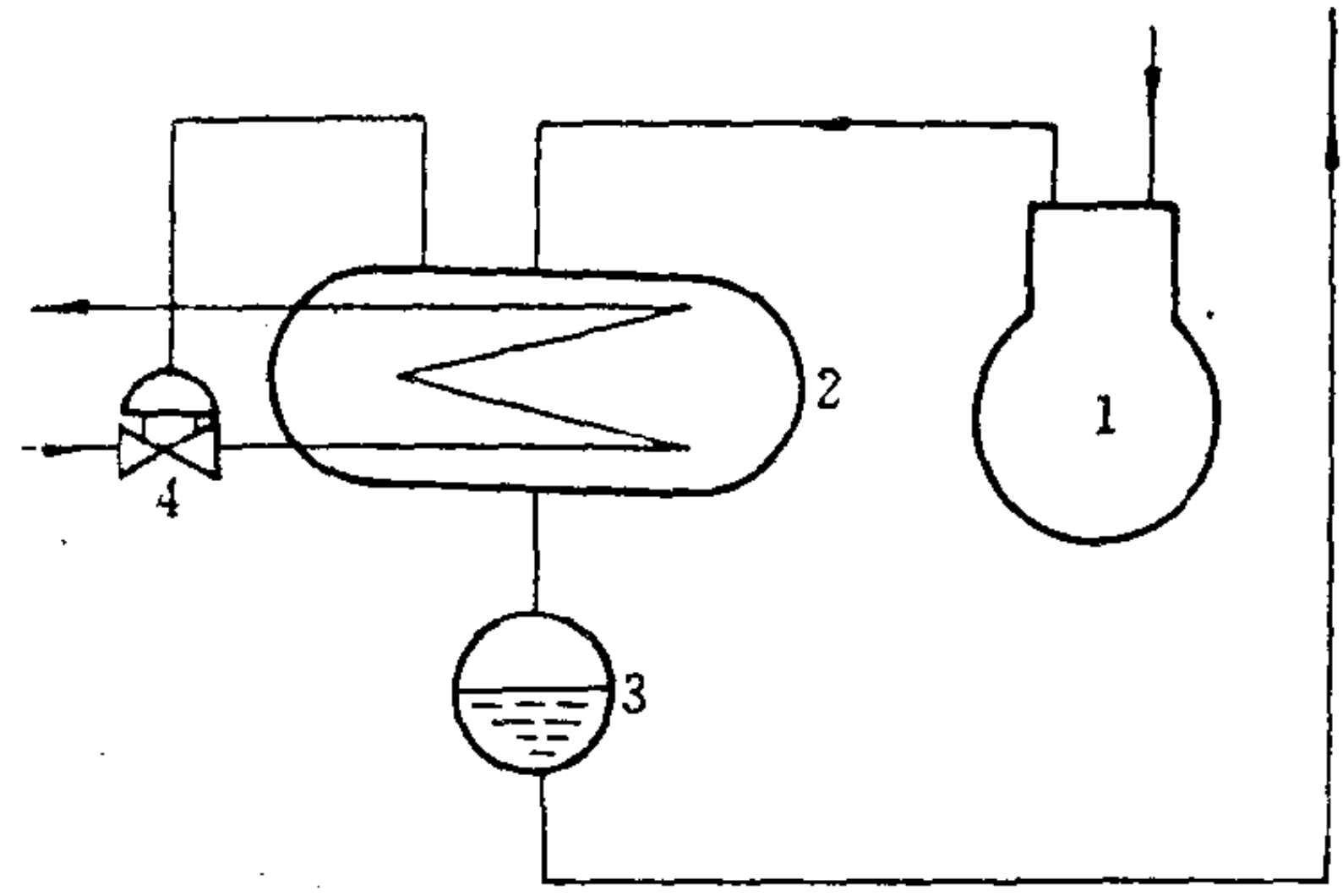


图 8-43 调节水量的原理图

1. 压缩机 2. 冷凝器 3. 贮液器
4. 压力控制的水量调节阀

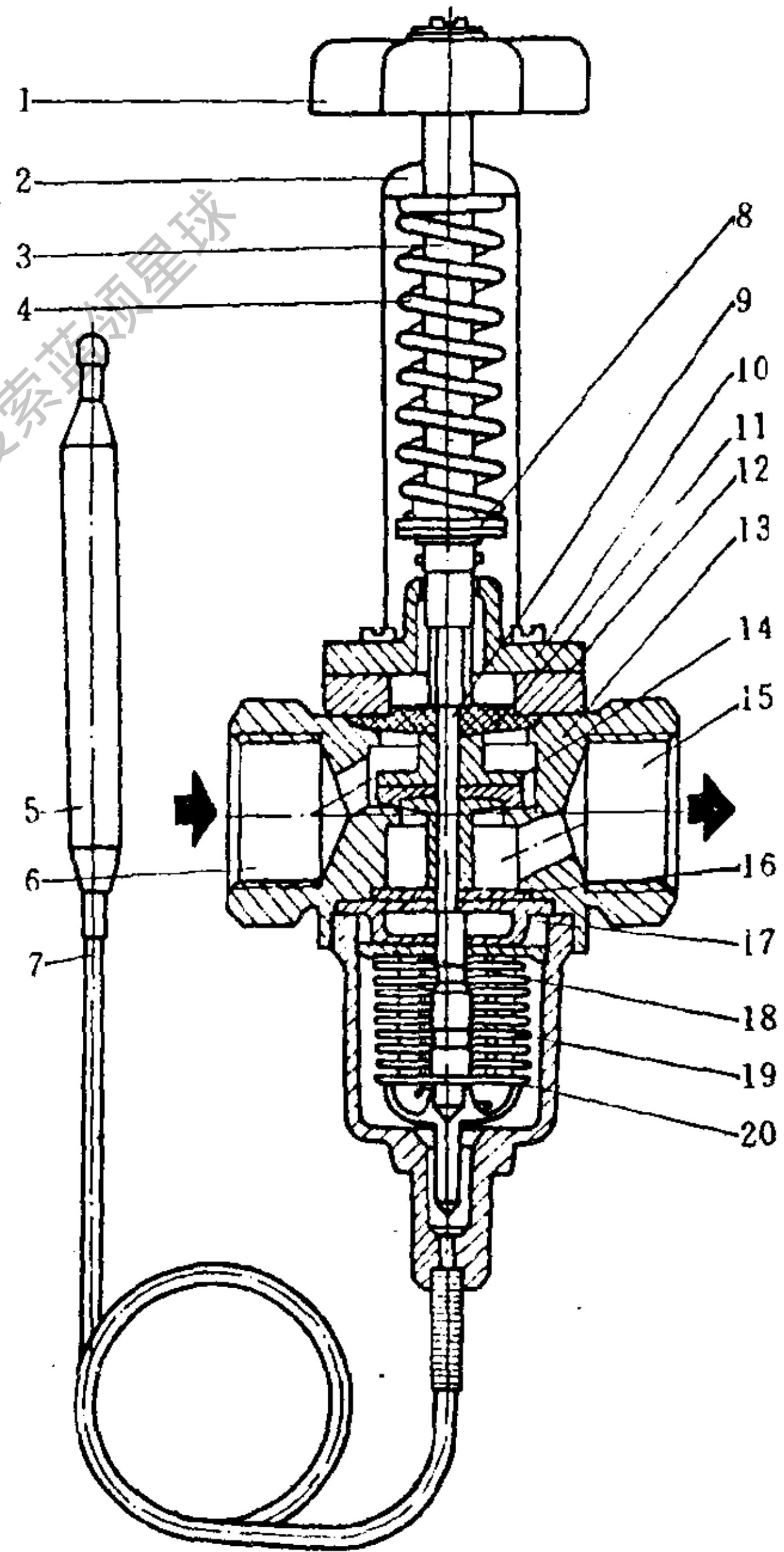


图 8-45 温度控制的水量调节阀

1. 手轮 2. 杆箍 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

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 8-44。图 8-45 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。

二、风冷式冷凝器的压力调节

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

这种系统布置如图 8-46 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)。

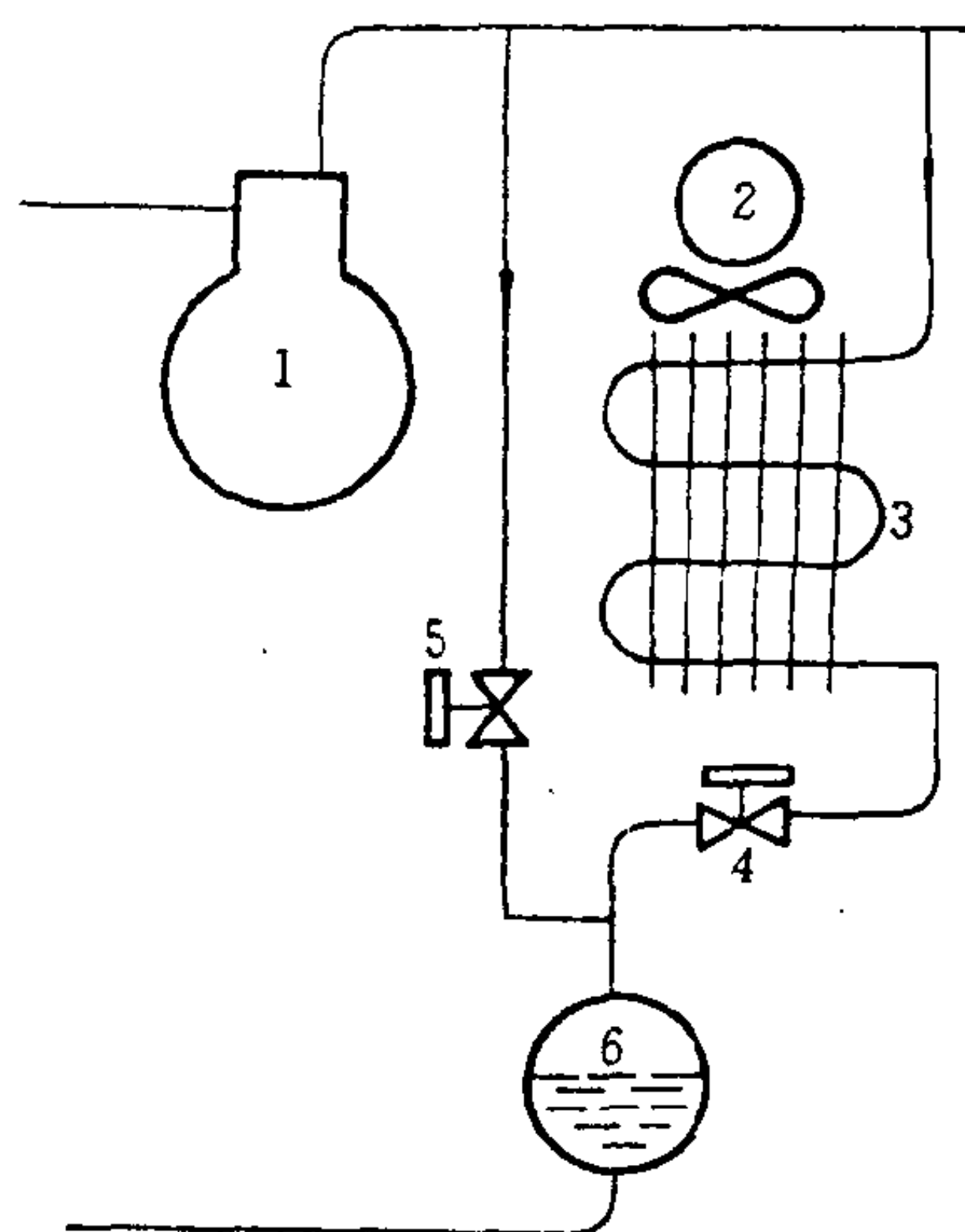


图 8-46 用压力调节阀与旁通调节阀来调节冷凝压力

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

第九节 制冷装置的安全保护系统

保安系统是制冷装置自动控制的必要部分,它和自动调节系统是制冷装置自动化的两个相辅相成的基本组成部分。活塞式制冷装置常用的安全保护设备主要有下面几种。

一、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。

制冷装置运行的吸气压力(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。

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8-47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蝶形弹簧压力增大的,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DANFOSS公司的KP15型,它们的结构与工作原理均相似。表6-10是这些控制器的技术指标。

表8-11 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	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			0.15±0.01		R22,R717,R718 油,空气	
YK-306	0.6~3.0	0.2~0.5	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

二、油压保护

制冷压缩机在运行过程中,其运行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

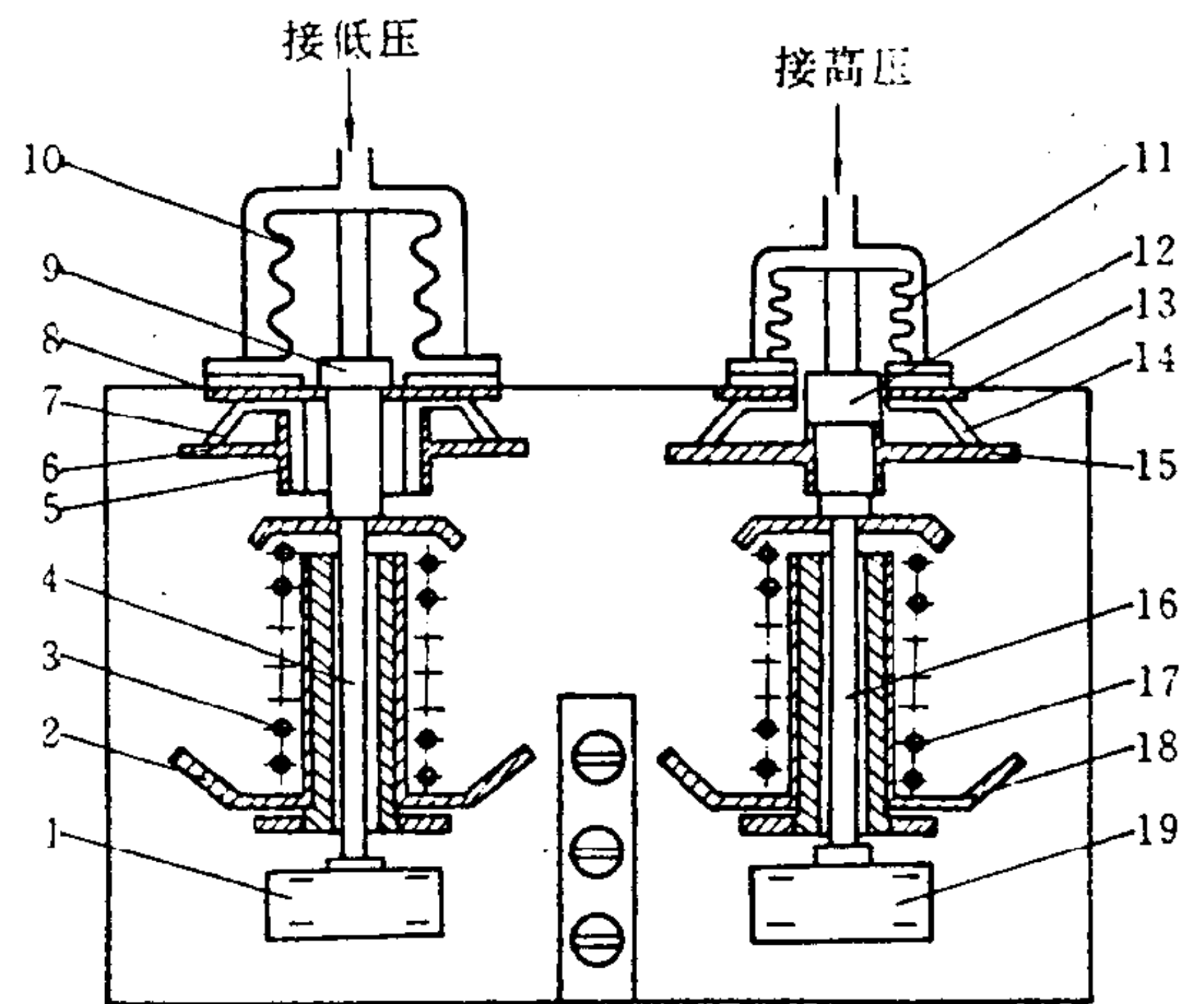


图8-47 KD型压力控制器的原理图

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

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 8-48 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，其外形尺寸如图 8-49，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、CH₃Cl(R40)、NH₃、(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—0.34MPa(出厂调整在 0.0981MPa)

最大工作压力：1.57MPa

额定工作电压：A. C. 220/380V；D. C. 220V

延时时间：60s±20s

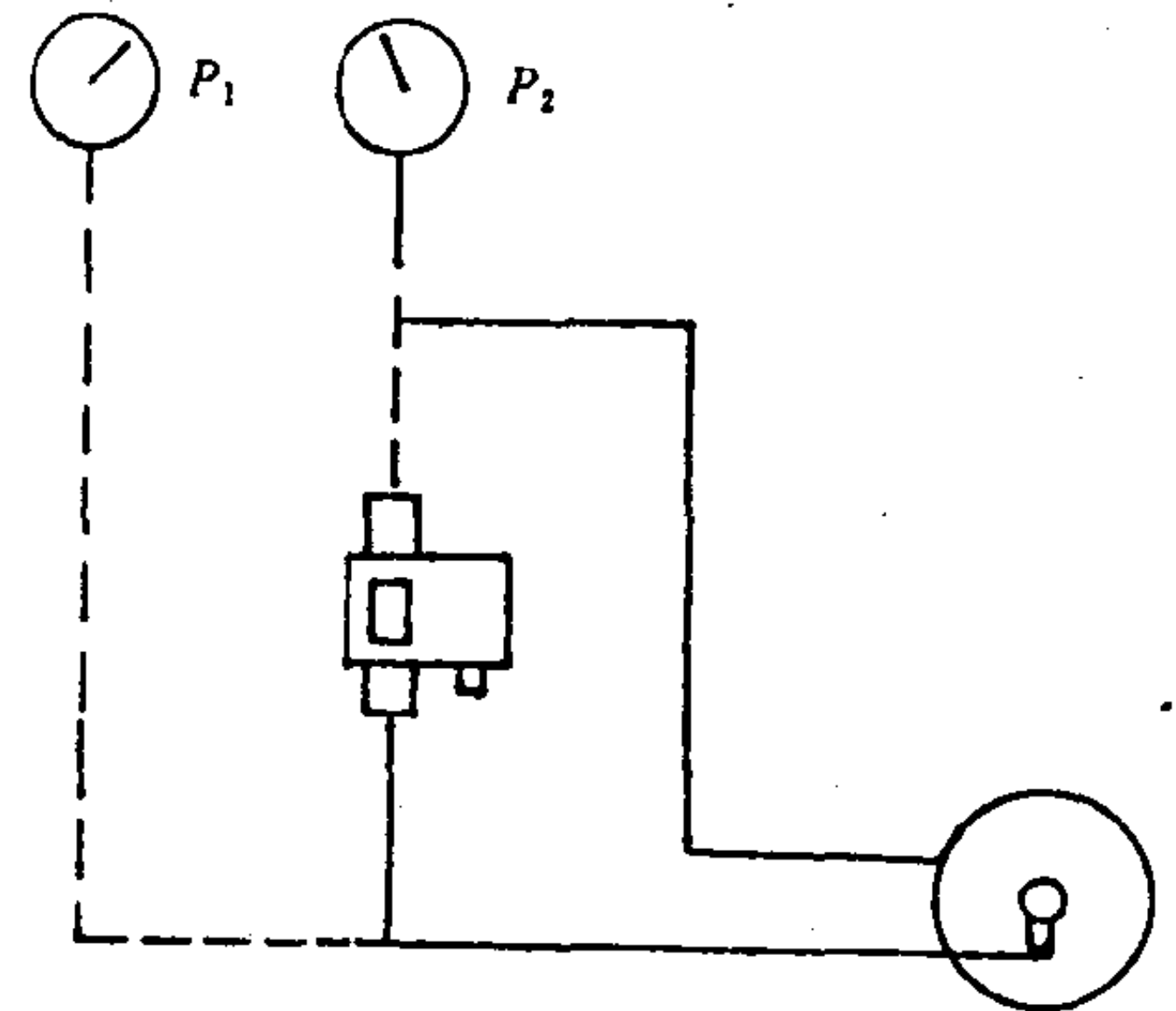


图 8-48 油压差控制器的安装

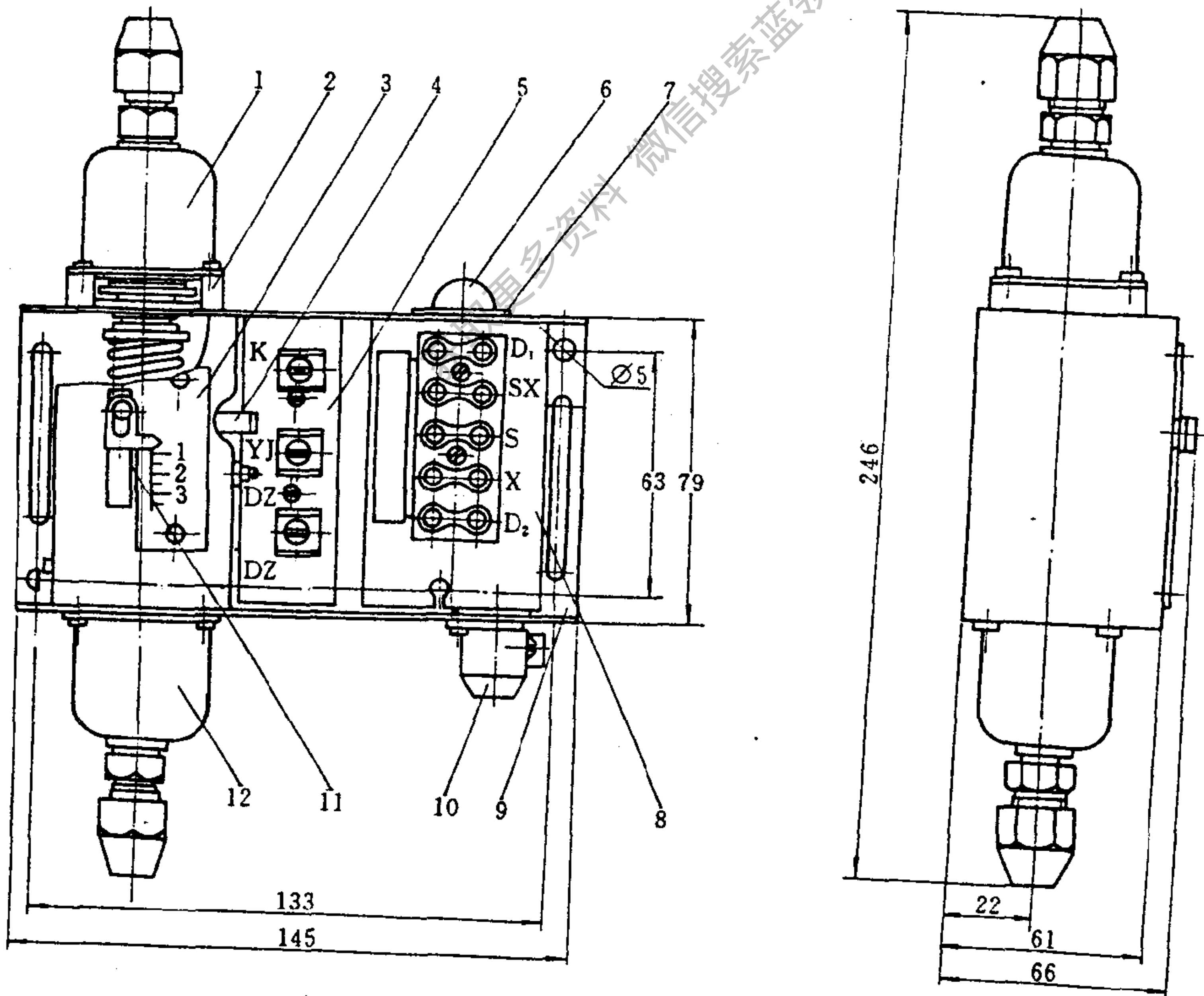


图 8-49 JC3.5 型压差控制器外形结构图

1. 低压波纹管 2. 定位柱 3. 刻度牌 4. 跳板 5. 压力开关 6. 复位按钮 7. 复位标牌
8. 延时机构 9. 外壳 10. 进线夹头 11. 指针 12. 高压波纹管

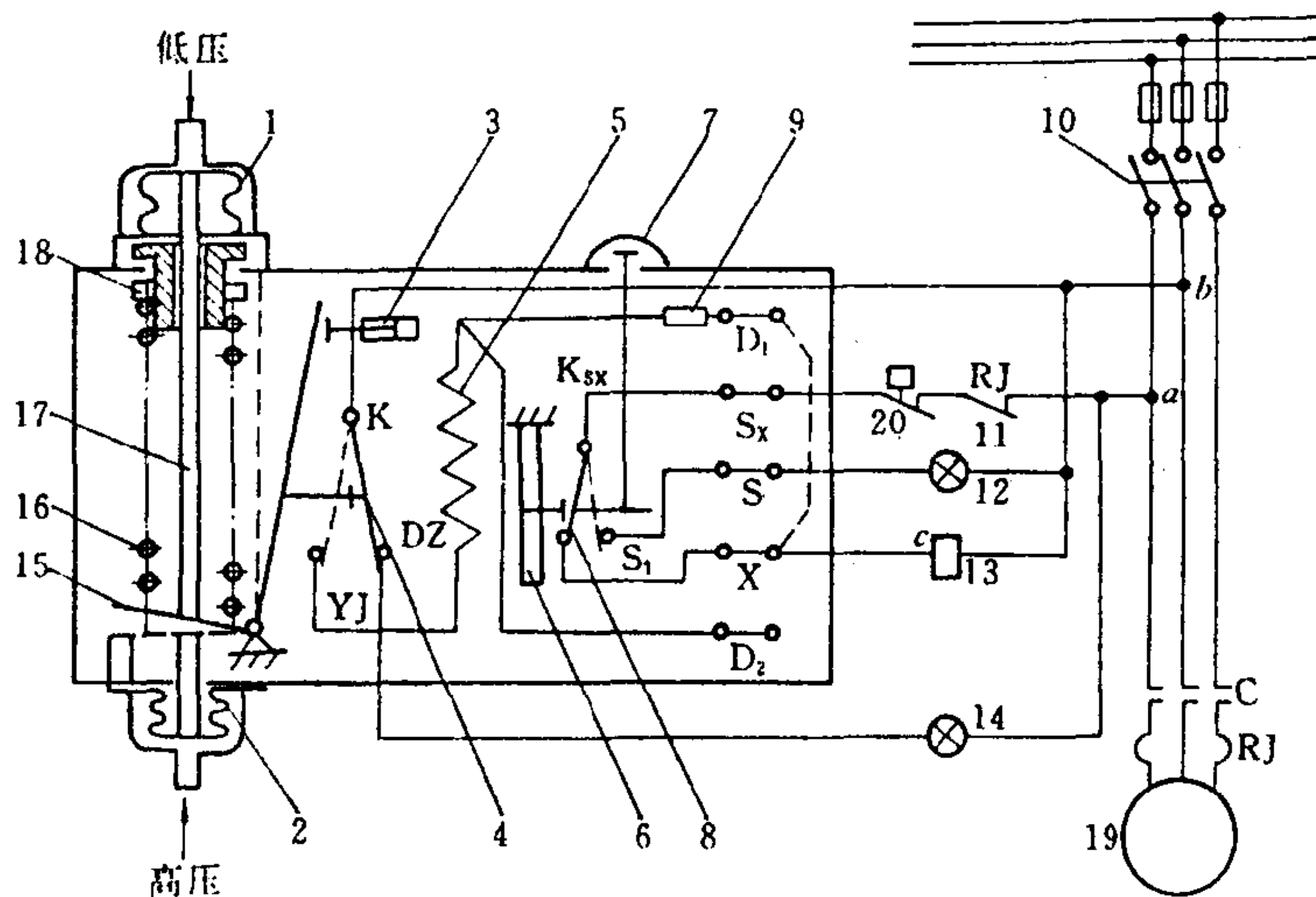


图 8-50 JC3.5 型压差控制器动作原理图

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

主触头容量: A. C. 220/380V, 300VA; D. C. 220V, 50W

船用防溅型为: JC3.5B 型

动作原理(参阅原理图 8-50)。

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_{SX}、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。

当压差小于给定值时, 杠杆 15 顺时针偏转(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、D₁、X、K_{SX}、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 60S 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_{SX} 与 S₁ 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_{SX} 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 60S。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_{SX} 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, 也就是说不能用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 60S), 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 60S 以上模拟油压消失,强迫到关 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。

安装和调整 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 8-50 为 380V 法,如需改用 220V,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—0.15MPa,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 0.15MPa 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 5min 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—60S;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—60S。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 JC3.5 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。

三、氨泵压差保护

在氨泵制冷系统中,氨泵的进出口压差必须保持在一定数值以上,以免氨泵发生气蚀现象,通常采用 CWK-11 型(或 RT260A)压差控制器来保证。当氨泵进出口压差小于给定值时,该控制器能自动切断电机电源,使氨泵停车,以免气蚀烧坏电动机,起到保护作用。

图 8-51 为 RT-260A 型压差控制器的动作原理图,图 6-46 为它的构造图,如前所述,它是一只外接延时继电器的压差控制器。其动作原理从图 6-45 看十分清晰。压差给定值可通过定值调整螺母 6、主调整杆 8 来改变主弹簧 7 的预紧度来实现,而压差控制器的差动则可用改变 10、11 差动调整螺母间的间隙来实现。

其构造图 8-52 可与原理图对照分析。不另作说明。

当该型压差控制器接入氨泵制冷系统运行时,如果氨泵进出口压差低于给定值(下限一般在 0.04—0.09MPa)时,主弹簧使底部波纹管伸长,拨动微动开关动触头,使触头 2 与 1 接通,同时外接线路中的延时继电器亦被接通。在调定时间(约 15S)内压差仍达不到给定值时,将切断电源,使氨泵停止运转;因氨泵常用屏蔽泵,它的石墨轴承需要氨液来润滑和冷却。屏蔽电动机亦需氨液来冷却,故氨泵不能断液运行,若在调定时间内,压差回复至定值区间,在主弹簧作用下触头 2 与 1 断开,外接时间继电器被断开,触头 2 与 3 接通,氨泵又恢复正常运转。

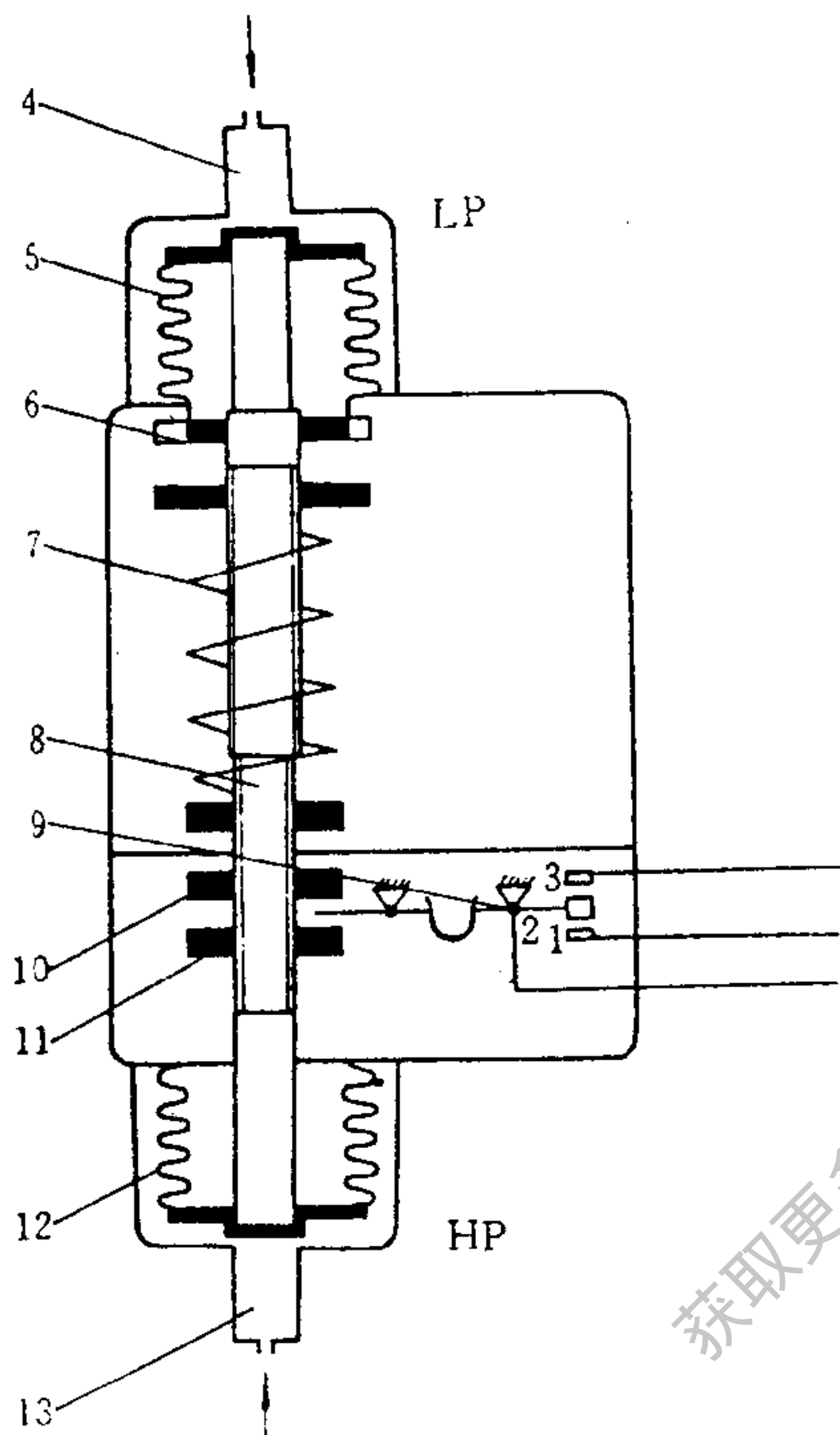


图 8-51 RI 型压差控制原理图

- 1、2、3. 触头 4. 低压侧接头 5. 低压波纹管
6. 调正定值用螺母 7. 主弹簧 8. 主调整螺杆
9. 动触头支点 10、11. 差动值调整螺母
高压波纹管 13. 高压侧接头

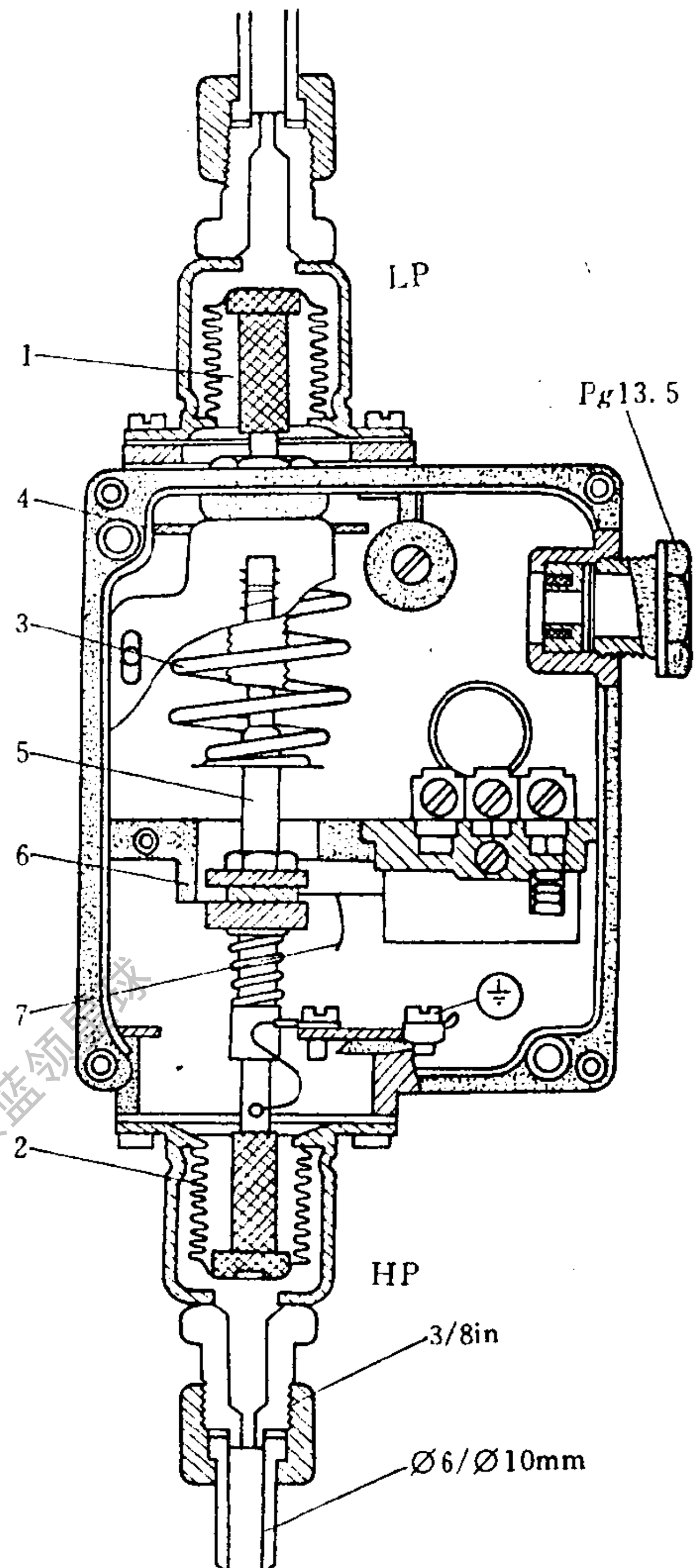


图 8-52 RT 型压差控制结构图

1. 低压波纹管 2. 高压波纹管 3. 主弹簧(调完值)
4. 定值调整螺母 5. 主调整螺杆 6. 差动调整螺母
7. 动触头(微动开关)

当氨泵刚启动时,进出口氨液压差还没有建立起来,使用外接延时继电器保证氨泵在启动建立压差过程中能够运转。当压差高于 0.06MPa 时,延时停止,(一般延时 8S,氨泵仍不上液,停泵)氨泵正常运转。当延时终了仍达不到 0.06MPa 的压差,则停泵报警。

第十节 典型的制冷装置自动调节系统

前面几节分别介绍了活塞式制冷装置中有关压力、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程序。

一、小型多温伙食冷库的自控系统

图 8-53 是一小型伙食冷库制冷装置系统原理图(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 $4 \pm 1^\circ\text{C}$;乳品库 $2 \pm 1^\circ\text{C}$;饮料库 $9 \pm 1^\circ\text{C}$;鱼、肉库 $-10 \pm 1^\circ\text{C}$ 。

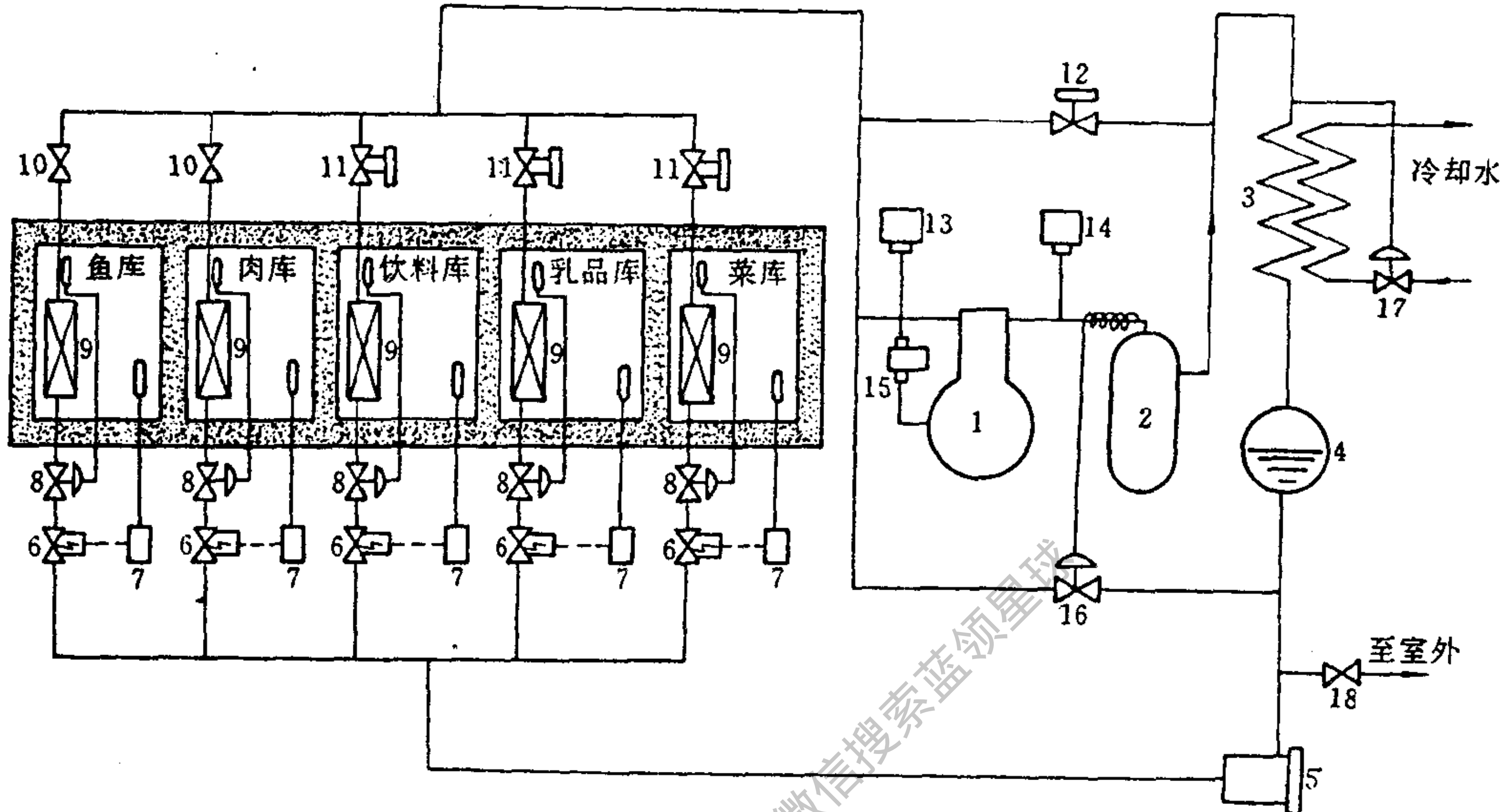


图 8-53 小型伙食冷库的系统原理图

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

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。下面对照该系统的电气控制线图(见图 8-54),作分析说明。

(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。

当把开关 $K_1 - K_9$ 都放到自动位置上,并合上压缩机开关 $1K$ 时,则 I 号压缩机投入工作(若合上 $2K$,则 II 号压缩机投入工作),制冷装置就处于自动工作状态,各冷库温度控制器根据各冷库的实际库温控制着各自电磁阀的启闭。例如:肉库温度高于规定的库温值,则温度控制器 $1WD$ 的触点闭合,电磁阀 $1DF$ 的线圈通电,电磁阀开启,此时膨胀阀也因库温升高而开启,故制冷剂进入肉库蒸发器制冷降温;同时,中间继电器 $1ZJ$ 的线圈通电,使常开触点 $1ZJ_1$ 闭合,肉库风机启动;常开触点 $1ZJ_2$ 闭合,绿色指示灯亮;常开触点 $1ZJ_3$ 闭合,冷却水泵的接触器 $1C$ 线圈通电,常开触点 $1C_1$ 闭合,水泵启动工作。从图中可以看出,冷却水泵是受五个冷库温度控制器和两台压缩机控制的,只要它们之中任意一个处于接通状态(即只要在 $1ZJ_3 - 5ZJ_3$ 、 $2C_3$ 和 $3C_3$ 中任意一个触点接通),水泵就投入工作,只有在五个冷库和两台压缩机全部停止工作时,水泵才停止工作。随着制冷装置的工作,各库温度都逐渐下降,当某一冷库温度达到规定值时,则温度控制器就切断该路电磁阀。当五个

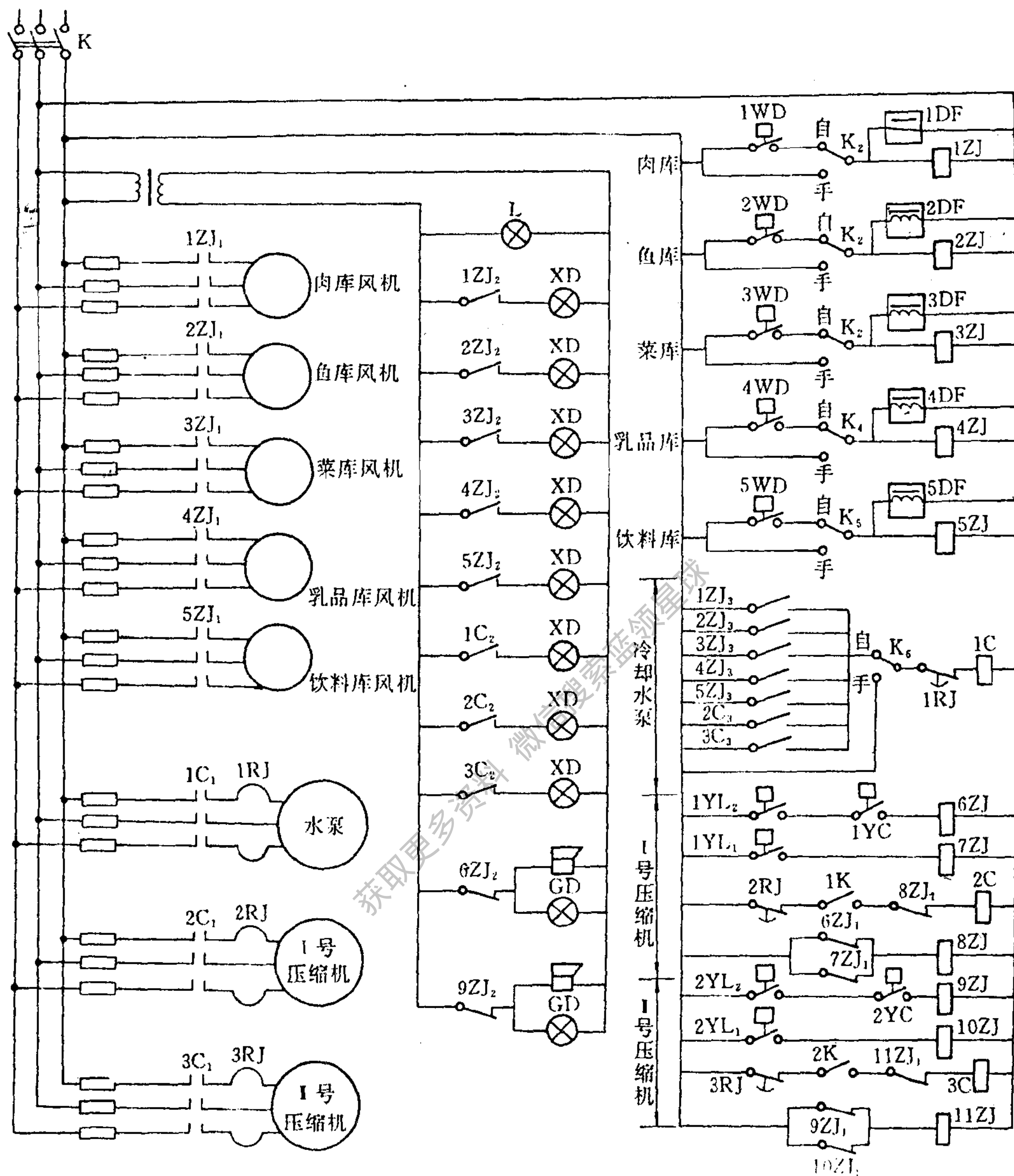


图 8-51 伙食冷库制冷装置的控制电路

K_3-K_6 转换开关 $1YL_1, 2YL_1$. 低压控制器 $1YL_2, 2YL_2$. 高压控制器 $1YC, 2YC$. 油压控制器 K . 电源开关
 $1WD-5WD$. 温度控制器 L . 白灯 $1DF-5DF$. 电磁阀 $1ZJ-11ZJ$. 中间继电器 XD . 绿灯
 $1RJ-3RJ$. 电机过载保护器 $1C-3C$. 交流接触器 GD . 红灯及报警

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 $1YK_1$ (或 $2YL_2$) 断开,造成中间继电器 $7ZJ_1$ 的线圈断电,常闭触点 $7Z_1$ 闭合,中间继电器 $8ZJ$ 的线圈通电,常闭触点 $8ZK_1$ 断开,因此接触器 $2C$ 的线圈断电,触点 $2C_1$ 断开,1号压缩机停车。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) 压力的调节

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,旁通阀自动打开,让一部分高压制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。

在冷却水进水管路上安装水量调节阀,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 1YL₂(或 2YK₂)断开,中间继电器 6ZJ(或 9ZJ)的线圈断电,常闭触点 6ZJ(或 9ZJ)闭合,使中间继电器 8ZJ(或 11ZJ)的线圈通电,常闭触点 8ZJ₁(或 11ZJ₁)断开,导致压缩机接触器 2C(或 3C)的线圈断电,常开触点 2C₁(或 3C₁)断开,Ⅰ号压缩机(或Ⅱ号压缩机)停车。同时,常闭触点 6ZJ₂(或 9ZJ₂)闭合,红灯亮,警报器响。

当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,将系统中的高压制冷剂应急释放至舷外,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,油压控制器 1YC(或 2YC)断开,同样可使Ⅰ号压缩机(或Ⅱ号压缩机)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,一部分液体制冷剂经节流而进入吸气管,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,防止高温制冷剂蒸气倒流冷凝在低温蒸发器内,避免启动时产生液击。

二、氨制冷装置的冷库调节

图 8-55 是一以氨为制冷剂的冷藏库的制冷系统原理图。下面对它的调节系统作些分析说明。

(1) 温度的调节

用温度控制器 15、电磁导阀 7、主阀 6、冷风机 17、氨泵 13 来控制各库房温度。当库温高于给定温度上限值时,温度控制器触头接通,发出降温信号,从而使电磁导阀打开,主阀打开,氨泵运转供液,冷风机起动工作,压缩机起动工作;若库温低于给定温度下限值时,温度控制器触头断开,使电磁导阀关闭,主阀关闭,停止该库房的供液,该库房冷风机也停止运转,这样就能把库房温度控制在所需的范围内。当各库房的温度都达到给定温度下限值,不需要供液降温时,氨泵和压缩机自动停止工作。

(2) 冷凝压力的调节

用调节水量的方法来控制冷凝压力。该系统有三台水泵。第一台水泵的工作受温度控制器控制,只要有任意一间库房温度控制器发出需降温的信号,则在供液降温的同时该台水泵投入工作。另外两台水泵受压力控制器控制。随着热负荷的增大,冷凝压力要升高,当压力升高至 1.28MPa(表压)时,第二台水泵投入工作(在冷凝压力下降至 1.15MPa(表压)时,该泵停止工作);当压力升高至 1.4MPa(表压)时,第三台水泵也投入工作(在冷凝压力下降至 1.25MPa(表压)时,该泵停止工作)。

(3) 低压贮液器的液位调节

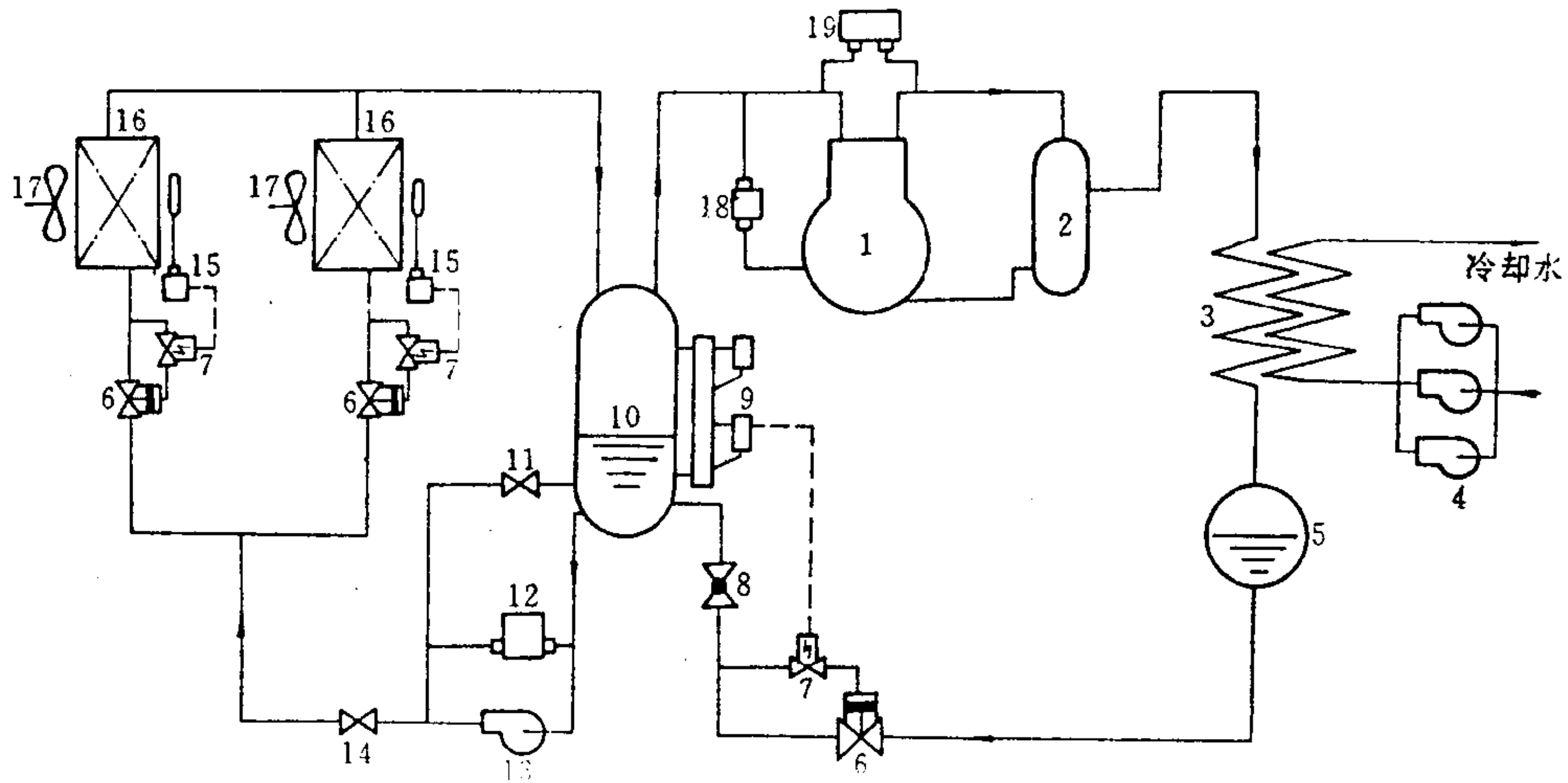


图 8-55 某冷库中的氨制冷装置的系统原理图

1. 压缩机 2. 分油器 3. 冷凝器 4. 冷却水泵 5. 高压贮液器 6. 主阀 7. 电磁导阀
8. 手动节流阀 9. 遥控液位计 10. 低压循环桶 11. 旁通阀 12. 压差控制器 13. 氨泵 14. 止回阀
15. 温度控制器 16. 蒸发器 17. 冷风机 18. 油压差控制器 19. 高低压控制器

使用电感式浮球遥控液位计 9、电磁导阀 7、主阀 6 来控制低压贮液器的液位。当液位下降至下限值时,遥控液位计发出信号,使电磁导阀开启,主阀开启,向低压贮液器供液,让液面回升,当液面回升至上限值时,遥控液位计发出信号,使电磁导阀关闭,主阀关闭,停止向低压贮液器供液。这样就能把低压贮液器的液位控制在一定范围内。

为了防止因事故而出现液位过高现象(液位过高易引起压缩机液击事故),则再用一只遥控液位计来控制。当液位达到最高限定位置时(约是低压循环桶高度的 70%,遥控液位计发出信号报警,并切断压缩机电机的电源,使压缩机停车。

(4) 氨泵的控制

由于一台氨泵向几个库房蒸发器供液,若一部分库房温度已达给定值,停止进液降温时,会造成氨泵供液量过剩,引起排出压力升高,这样既使库房降温速度减慢,又增加了泵的动力消耗。为防止这种现象的产生,在泵的出口安装旁通阀 11,当排出压力超过给定值时,旁通阀自动打开,将多余的氨液旁通至低压循环桶。

为了防止氨泵缺液运转(缺液运转不仅库房得不到足够的冷剂,而且易引起氨泵的气蚀损坏),在泵的进、出口之间安装压差控制器 12,当氨泵进出口的压差值低于给定值(0.05MPa),则一方面发出报警信号,另一方面切断氨泵电源,使氨泵停止工作。

为防止氨泵停止工作阶段发生液体倒液冲击现象,所以在氨泵排出管路上都安装止回阀 14。

(5) 压缩机的能量调节

压缩机的能量调节是通过压力控制器控制吸气压力的方法来实现的。

系统中有四台压缩机,第一台压缩机(4V-12.5)的工作是受库房温度控制器控制。只要有一个库房温度高于温度给定上限值,则温度控制器发出降温信号,使冷风机起动,供液电磁导阀开启,主阀开启,氨泵运转供液,同时使这台压缩机投入运转。只有在所有的冷风机全部停止运转后,经 30S 延时,这台压缩机才停止工作。

第二台压缩机(8S-12.5)受压力控制器控制。在系统运转半小时后,吸气压力大于 0.2MPa(表压)时,它就投入运转,在吸气压力下降至 0.09MPa(表压)时,它停止工作。

第三台压缩机(8S-12.5)是在系统运转 1h 后,当吸气压力大于 0.22Pa(表压)时,它就投入运转,在压力下降至 0.11MPa(表压)时,它停止工作。

第四台压缩机(4V-12.5)是在系统吸气压力达 0.30MPa(表压)时投入运转,在压力下降至 0.05MPa(表压)时停时工作。

8S-12.5 压缩机是带有能量卸载装置的,单机的能量调节也是使用压力控制器来控制,按照吸气压力的变化,分别控制卸载油缸的油路,从而实现单机的能量调节。

(6) 安全保护

①使用高低压控制器来保护高、低压。

②使用油压差控制器来保护油压。

③使用热继电器实现电机过载保护。

④安装水电磁阀及“714 晶体管液位继电器”来控制压缩机的缸套冷却水,保证只有在冷却水先接通的条件下才允许压缩机起动工作。

(7) 其他

应用光电管来控制供油泵的工作,实现自动加油。

应用微压差控制器来控制蒸发器霜层的厚薄,实现不定时自动发信融霜。

应用铂热电阻作为测温元件,通过温度指示仪及时了解各库房的实际温度,达到库房温度巡回遥测的目的。

获取更多资料 微信搜索 蓝盾网

第九章 氨制冷系统

人工制冷可以采用多种不同的制冷装置来实现。当前常用的有压缩式、吸收式和喷射式三大类,食品冷库广泛采用的是压缩式制冷装置。

压缩式制冷系统是根据制冷原理将压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器,以及为了使制冷效能更高、运行更安全的辅助设备(如油分离器、贮液器、汽液分离器、循环贮液桶、集油器、放空气器、阀件、仪表等)用管道连接组成的一个闭合制冷循环。为了叙述方便,现把制冷系统分成低压系统和高压系统。

第一节 低压系统及供液方式

低压系统是指由膨胀阀——蒸发器——压缩机吸气口所组成的系统。

低压系统中的蒸发过程,可以在不同型式的装置中实现,其主要区别在于蒸发器的类型和向蒸发器供液的方式。冷库制冷系统的供液方式主要有三种:直流供液、重力供液和氨泵供液。下面分别叙述。

一、直流供液系统

在直流供液系统中,氨液通过节流膨胀后直接进入蒸发器蒸发,图 9-1 为手动膨胀阀直接供液系统示意图。氨液通过手动膨胀阀 5 由下向上进入蛇形蒸发盘管 6,蒸发后经氨液分离器 7 进入压缩机,经过压缩机 1,在氨油分离器 2 中除去从气缸带来的润滑油,然后进入冷凝器 3,冷凝后的氨液排入贮液器 4 中。氨液分离器的作用是为了除去可能从蒸发盘管中带来的氨液,以免进入气缸造成液击冲缸事故。这种系统的特点是:

1. 经过节流膨胀以后的氨已经是气—液两相状态,企图将两相流体按设计要求均匀地分配到多组并联的蒸发盘管中去是很困难的。如果供液分配不均匀,进液量少的盘管就不能充分发挥传热表面的效能,从而降低制冷降温的效果;而进液量过多的又会因为氨液不能全部蒸发而可能被带进压缩机造成运行事故。因此,为了避免上述不良后果,一个膨胀阀只宜向单一通路的(或串联的)蒸发盘管供液,而不宜向多组并联的蒸发器供液。然而单一通路蒸发盘管的总长度是

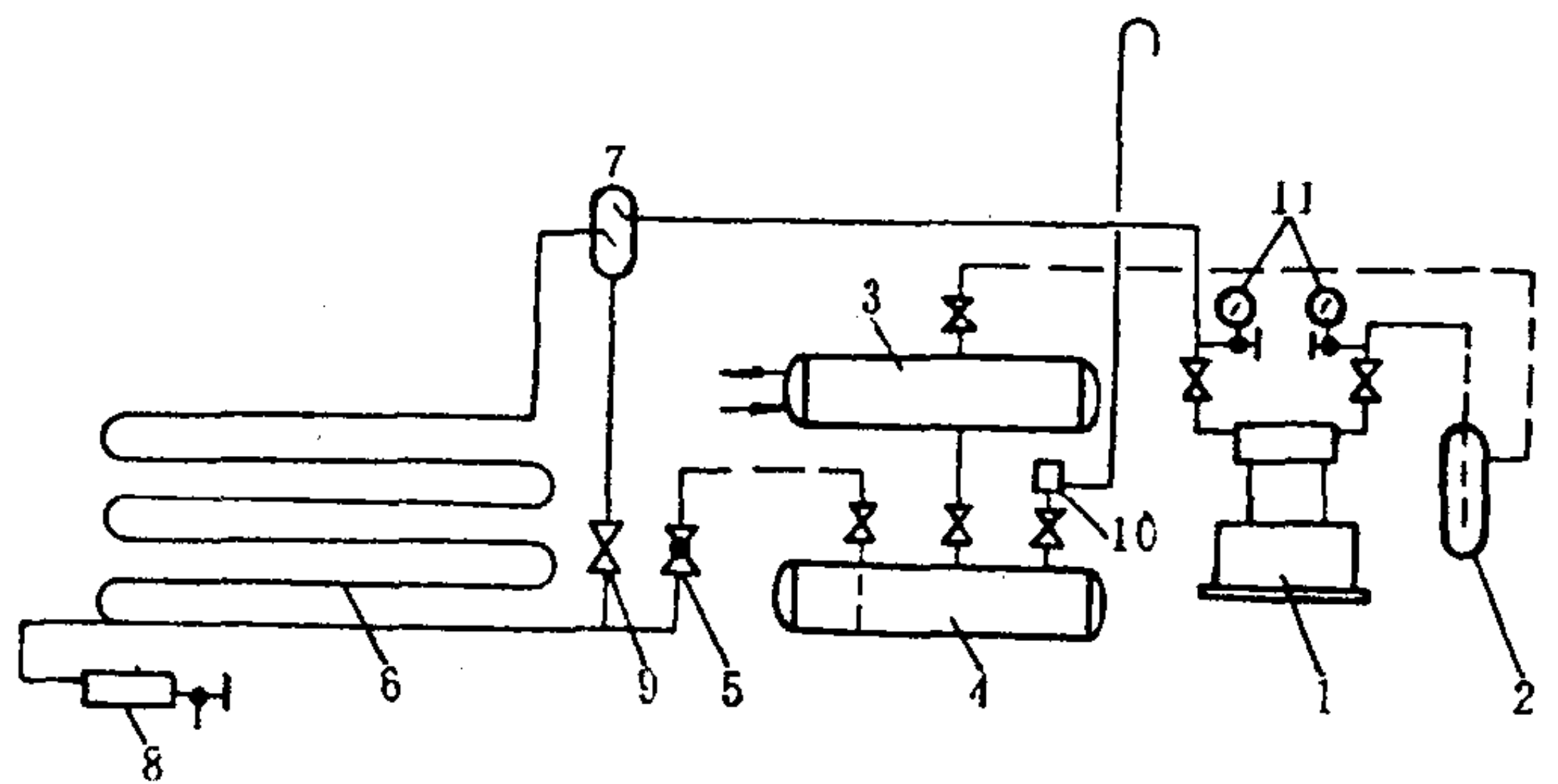


图 9-1 手动膨胀阀直流供液系统示意图
1. 压缩机 2. 氨油分离器 3. 冷凝器 4. 贮液器
5. 手动膨胀阀 6. 蒸发盘管 7. 氨液分离器
8. 集油器 9. 排液阀 10. 安全阀 11. 压力表

有限的,否则氨流经盘管的压力降过大,将影响蒸发盘管和压缩机的制冷效率。一般可以参考表 9-1 确定直流供液蛇形蒸发盘管的总长度。

表 9-1 直流供液蒸发盘管总长度表

蒸发盘管管径(毫米)	20	25	32	40	50
总长度 (按延长米计) (米)	150	180	200	250	300

2. 通过膨胀阀的氨液流量是随膨胀阀前后的压力差而变化的。冷藏间的耗冷量也是变化的。为了使得供液量适度,需要随时根据客观条件的变化对膨胀阀的开启度进行调整。尤其当系统负荷急剧波动时更应随时注意。所以这种系统只宜于在负荷比较稳定的简易小冷库中采用。

3. 在回气管路上设置氨液分离器对于保护压缩机是很重要的。回气通过氨液分离器的流速以不大于每秒 0.5m 为宜。当压缩机的能力有富裕时,以压缩机在设计工况下的产冷量作为确定氨液分离器截面的依据较为稳妥。

4. 为了简化制冷装置,便于操作管理,直流供液系统一般以采用压缩冷凝机组为宜。但单级压缩制冷循环所能获得的库房温度是有限的,一般库温为 $-12 \sim -15^{\circ}\text{C}$ 左右,因此只适宜于生活服务性小冷库。

图 9-2 为氨热力膨胀阀直流供液制冷系统示意图。热力膨胀阀可以通过感温包的作用,根据回气过热度的变化,在一定范围内自动调节供液量。当系统负荷增大,回气过热度增大,感温包中压力上升,推动热力膨胀阀阀针,使阀口开大,增加供液量。反之则减少供液量。因此对负荷变化的适应性比手动膨胀阀要强些。

采用热力膨胀阀的直流供液系统,回气管路上可以不设氨液分离器,也便于实现操作自动化。在采用自动操作的系统中,热力膨胀阀前应装电磁阀,停机时自动截断氨液通路。回气管上不设置氨液分离器,压缩机的吸入总管应比蒸发盘管高一些,图 9-2 中 $H=200-300\text{mm}$,以免突然停机时蒸发盘管内的氨液进入吸入管路和压缩机的吸气腔内,从而引起再次自动开机时发生液击。

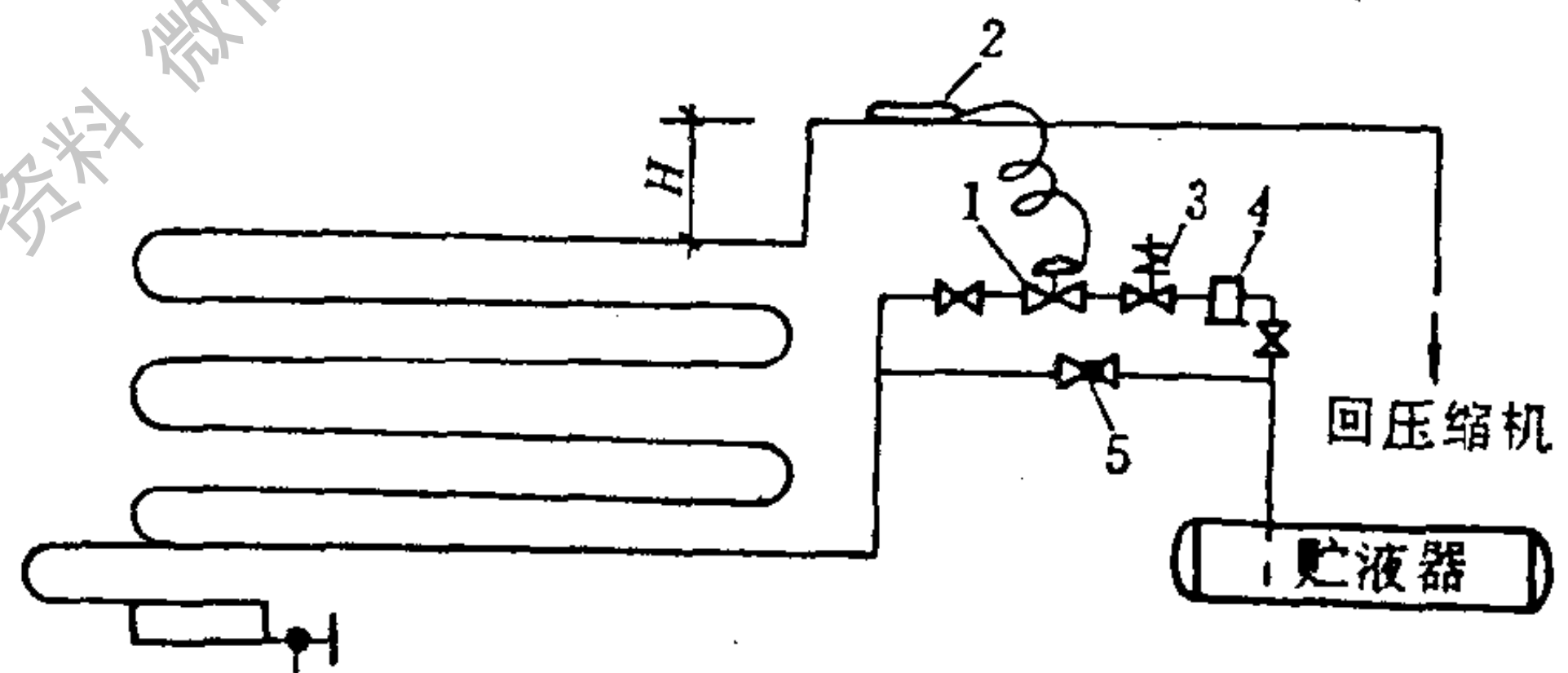


图 9-2 热力膨胀阀直流供液制冷系统示意图

1. 热力膨胀阀 2. 感温包 3. 电磁阀
4. 滤氨器 5. 旁通手动膨胀阀

此外,和手动膨胀阀直流供液一样,一个热力膨胀阀只宜于向单一通路的蒸发盘管供液。

二、重力供液系统

(一)系统特点 图 9-3 为重力供液系统循环原理示意图。从机房来的高压氨液经浮球阀进入氨液分离器,然后由氨液分离器的出液管进入蒸发器。回气则在氨液分离器内经过气液分离,从吸入管返回压缩机。氨液分离器与蒸发器之间可产生程度不同的再循环。

在图 9-3 中,氨液分离器与蒸发器之间,制冷剂的流通(或称循环)是由于 $H_1\gamma_1$ 与 $H_2\gamma_2$ 之间的液柱压力差而完成的。液柱静压差 $H_1\gamma_1 - H_2\gamma_2$ 应足以克服系统的摩擦阻力和局部阻力。当条件许可时,适当提高氨液分离器液面的相对高度 ΔH ,以及采用流通阻力较小的蒸发器,和合理配置系统管线,对保证系统的正常工作是有利的。

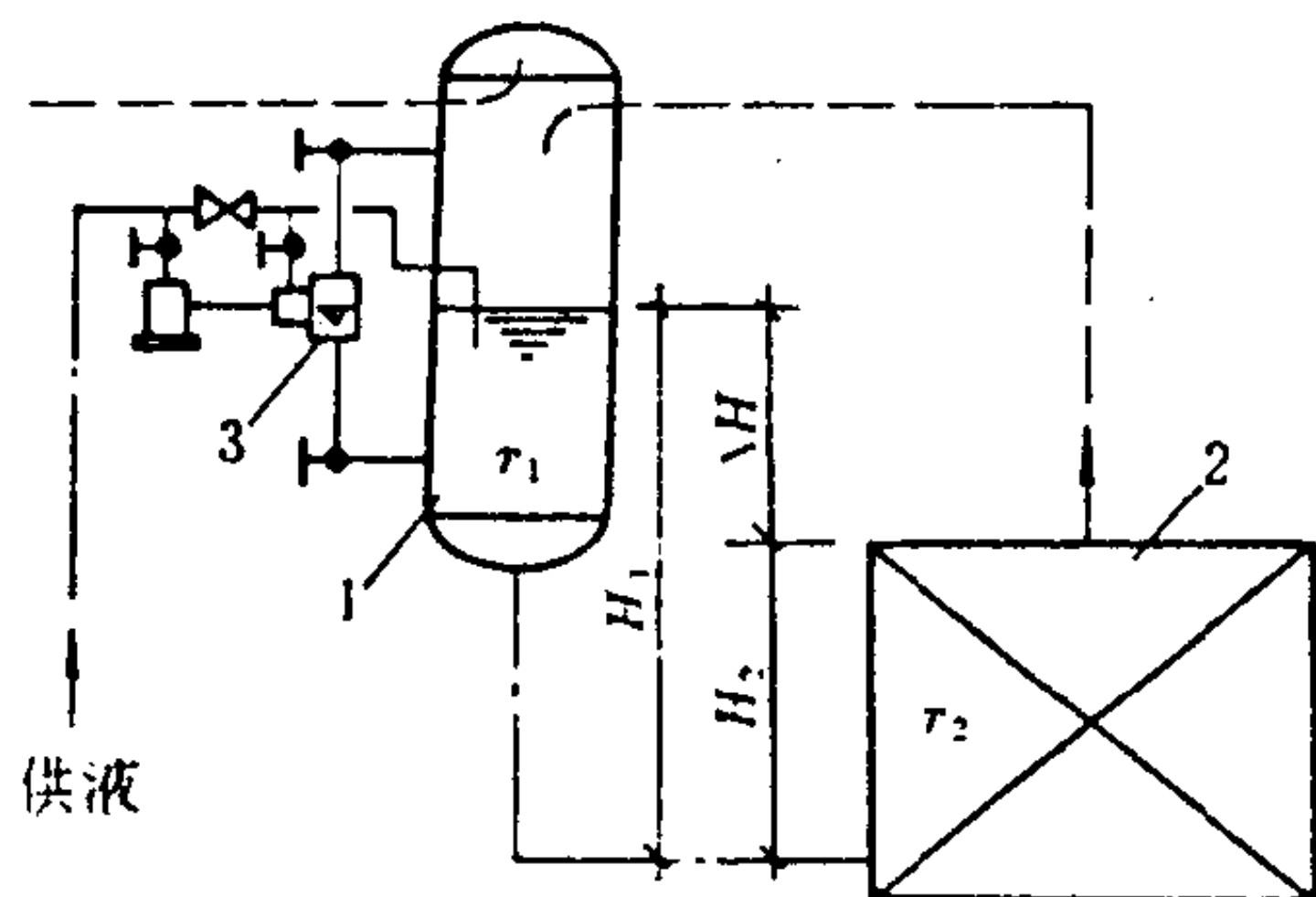


图 9-3 氨重力供液系统循环原理示意图

1. 氨液分离器 2. 蒸发器 3. 浮球阀

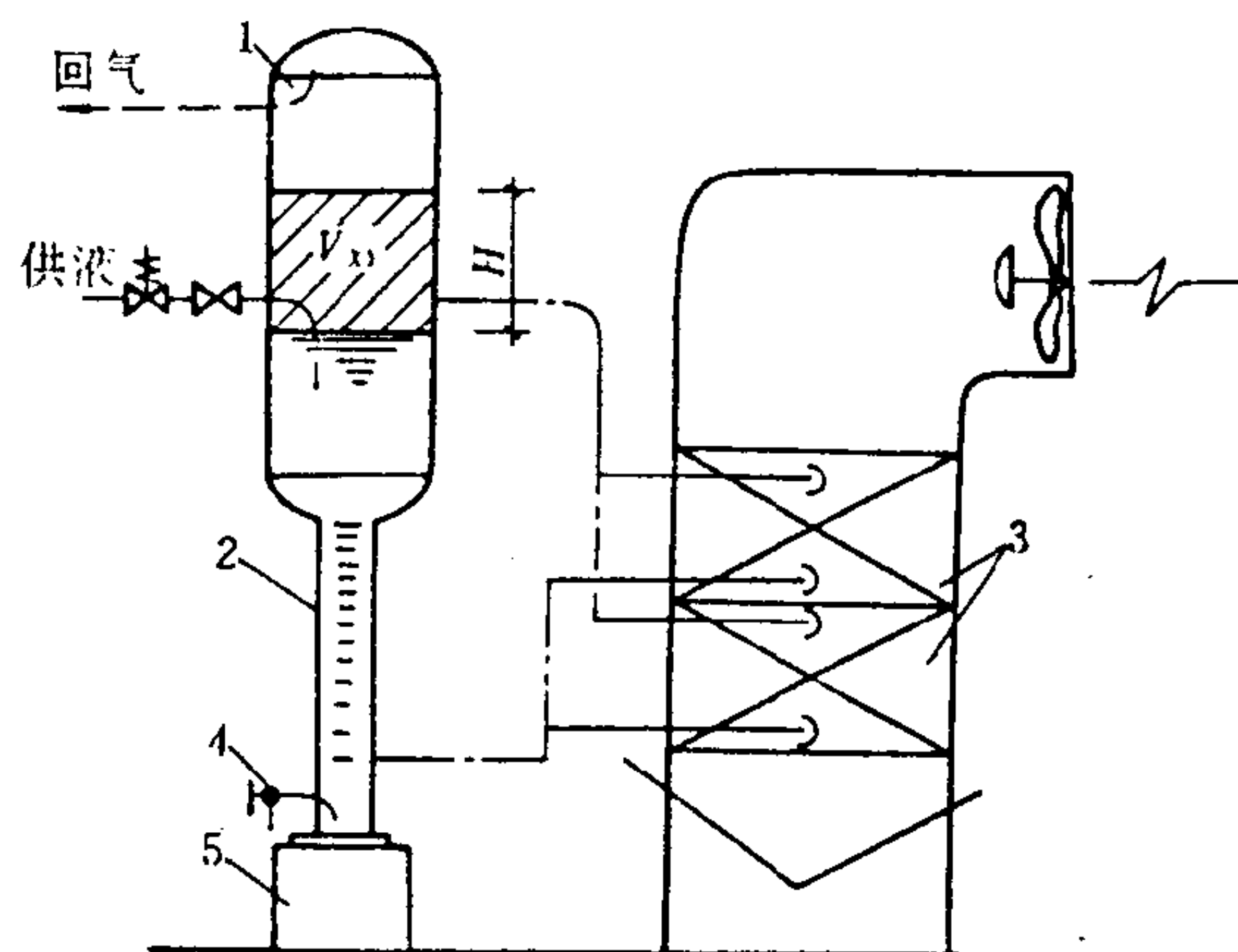


图 9-4 冷风机重力供液装置

1. 氨液分离器 2. 柱脚 3. 蒸发器
4. 放油阀 5. 绝热支墩

(二) 氨液分离器 氨液分离器应根据系统的特点设置。在一般情况下,多层冷库应分层设置,冷风机与冷却排管应分开设置,不同蒸发温度系统应分开设置(小型冷库的冻结与冷藏允许合并)。以氨液分离器为中心的作用半径以不大于 30m 为宜。

在多层冷库中,可将氨液分离器设置在其所供液的楼层的上面一层。对于采用冷风机对食品进行冷却和冻结的制冷系统,以及制冰系统,其负荷常有较大的波动。在这类系统中,当负荷突然增大时,蒸发器的氨液剧烈沸腾,气液混合物的比容迅速增大,将有大量气液涌入氨液分离器内。此时,即使停止向氨液分离器供液,其中的液位仍有上升超过允许高度的可能。在这种情况下,则采用图 9-4 所示的系统形式较为可靠。这种系统的特点是将氨液分离器设置在蒸发器的近旁,正常液位线用浮球阀或遥控液位计加电磁阀自动控制;蒸发器的供液管和回气管按计算负荷 5 倍流量配置,尽量减少局部阻力损失,将有助于强化氨液分离器和蒸发器之间的氨液再循环。此外,为了容纳当蒸发器内剧烈沸腾时涌入氨液分离器的氨液,而同时又能保证氨液分离器的气液分离距离,可以在氨液分离器的设计控制液位水平线上考虑有一段高度 H , H 高度内的容积 V_{yx} 为蒸发器充氨量的 30~100%, 负荷波动大者取大值。

氨液分离器的选择计算机见第七章。

(三) 系统配管 重力供液系统氨液分离器与蒸发器之间的供液管与回气管,可以参照图 9-5 选择配置,或按下式计算:

(1) 供液管内径:

$$d_n = 30q^{0.414} \text{ mm} \quad (9-1)$$

(2) 回气管内径:

$$d_n = 32.5q^{0.391} \times \left[\lg^{-1} \left(\frac{-t_0}{12.5} \right) \right]^{0.06} \text{ mm} \quad (9-2)$$

式中 q ——蒸发器的热流强度, W/m^2 ;

t_0 ——蒸发温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

在应用图 9-5 或式 9-1 与式 9-2 确定管径时,应注意以下各点:

1. 不论制冷负荷是多么小, 供液管内径不应小于 20 毫米; 回气管内径不应小于 30mm。

2. 每环路(并联多组蒸发器)供液总管管径, 按该环路起始段总负荷选定后, 不再因负荷的减小而缩小, 一直到接通最后一组蒸发器。

3. 供液管的敷设应低于蒸发器的进液口, 并从供液管的顶部向上接至蒸发器, 以便于疏导因沿途蒸发而产生的气体。回气管的敷设应高于蒸发器的出口。严格防止形成“液囊”和“气囊”。

4. 供液管末端应有放油装置, 防止积油过多影响供液。当设计有融霜排液用的重力排液管道时, 可以不另设放油装置。

5. 冷风机和冷却排管应分开供液, 不得共同用一条供液管。墙管和顶管并联供液时, 应使先接通顶管, 后接通墙管, 如图 9-6a; 或作串联供液, 先进顶管, 后进墙管, 如图 9-6b。或者墙管、顶管分开, 各自设供液管。

按上述方法选择和配置的供液管, 在一般情况下可以不在每组蒸发器的进液管上加装调节流量的阀门。

(四) 调节站及热氨融霜装置 一个氨液分离器同时向一间以上的冷间供液时, 为了调节供液量和维护管理的需要, 应设置调节站。调节站的类型可以分为三类: 即不带热氨融霜的调节站; 热氨融霜、加压排液调节站; 和热氨融霜、重力排液调节站。

1. 不带热氨融霜的调节站 图 9-7 为不带热氨融霜装置的调节站系统示意图。

供液调节站上引出的供液管, 视冷间的多少和冷分配设备的情况而定。原则上每一冷间应有单独的供液管。有些容量较大的冷藏间, 设有较多的墙管和顶管,

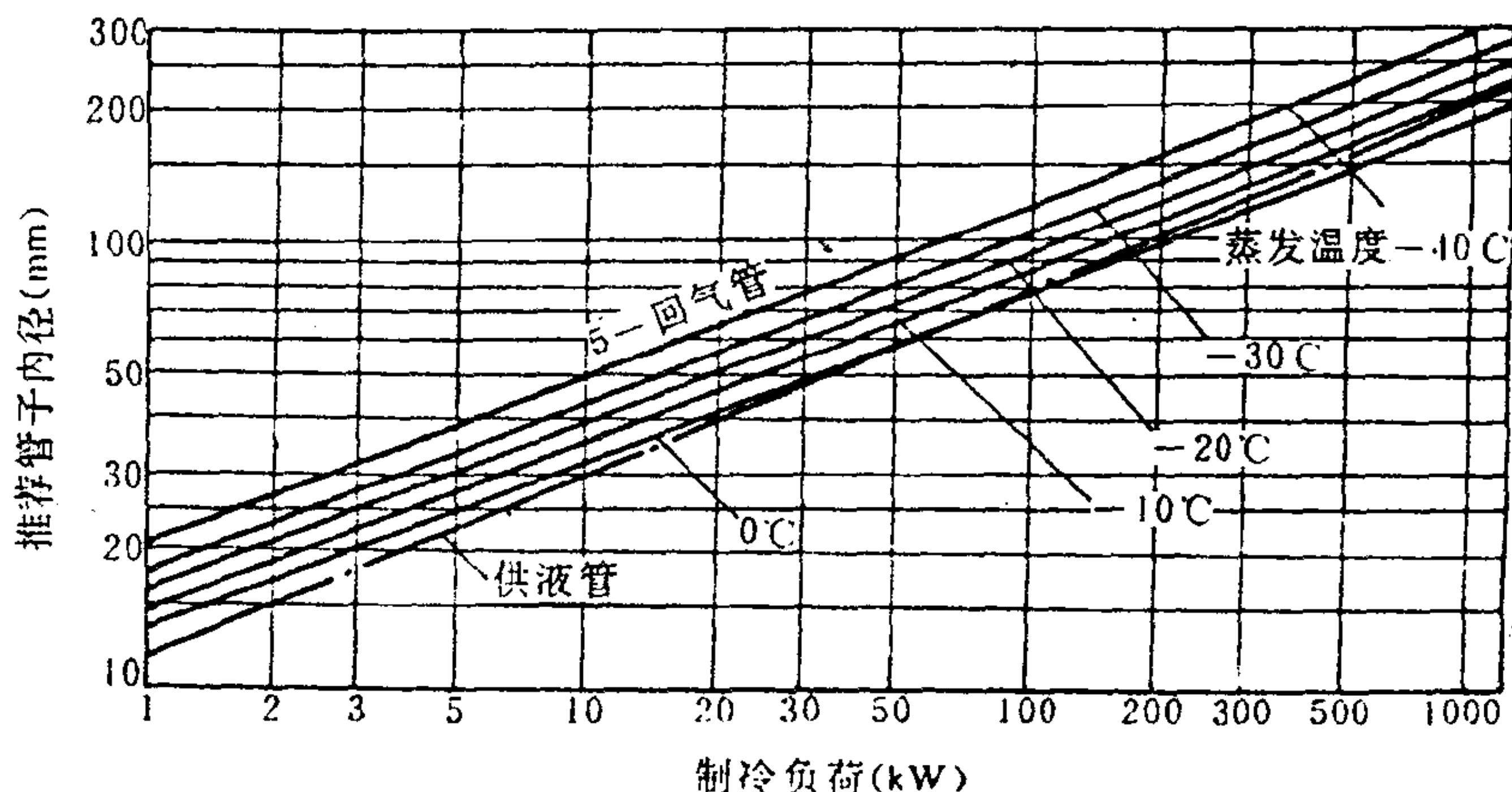


图 9-5 氨重力供液系统氨液分离器与蒸发器间连接管管径计算

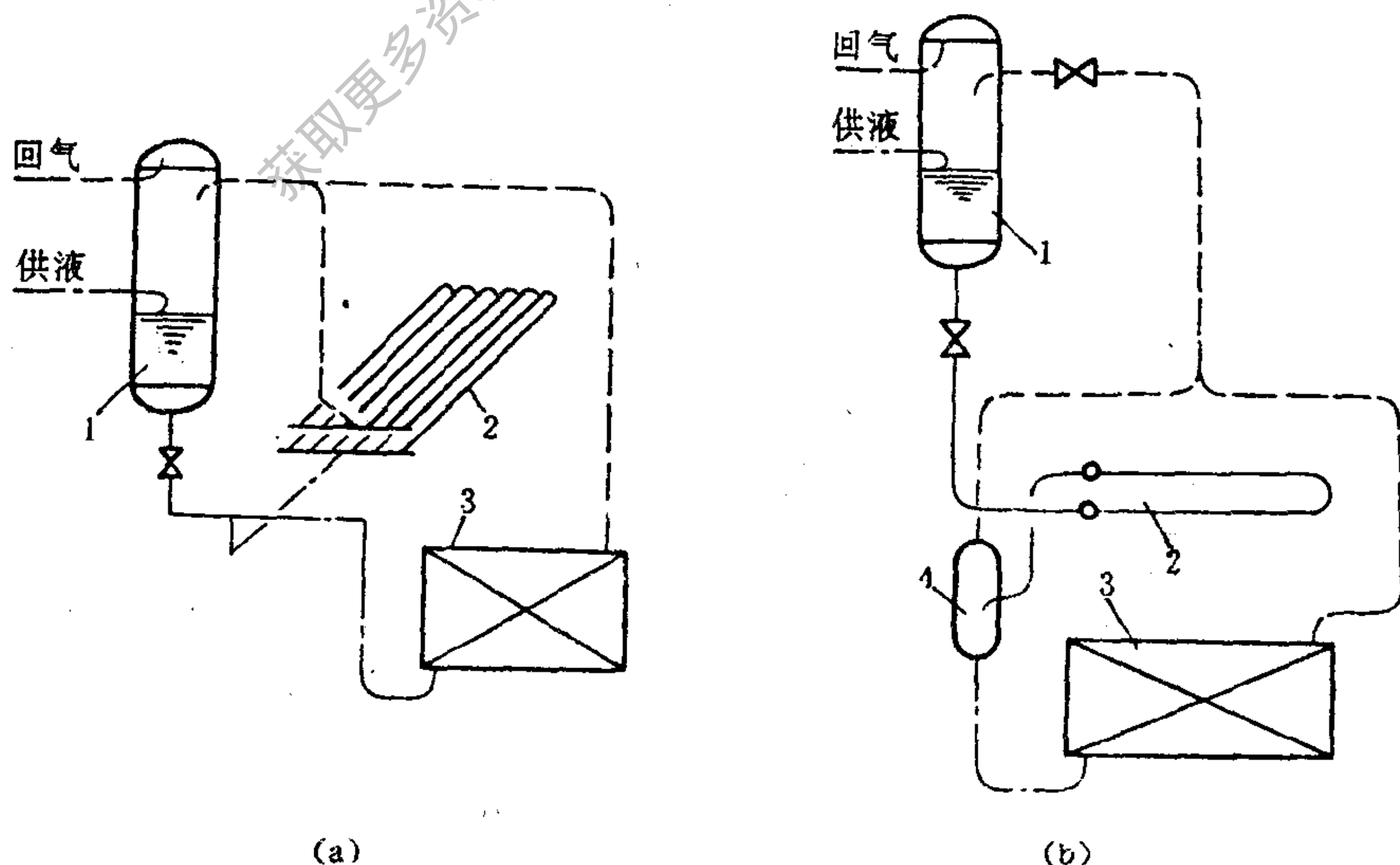


图 9-6 墙管与顶管的供液管连接示意图

1. 氨液分离器 2. 顶管 3. 墙管 4. 分离罐

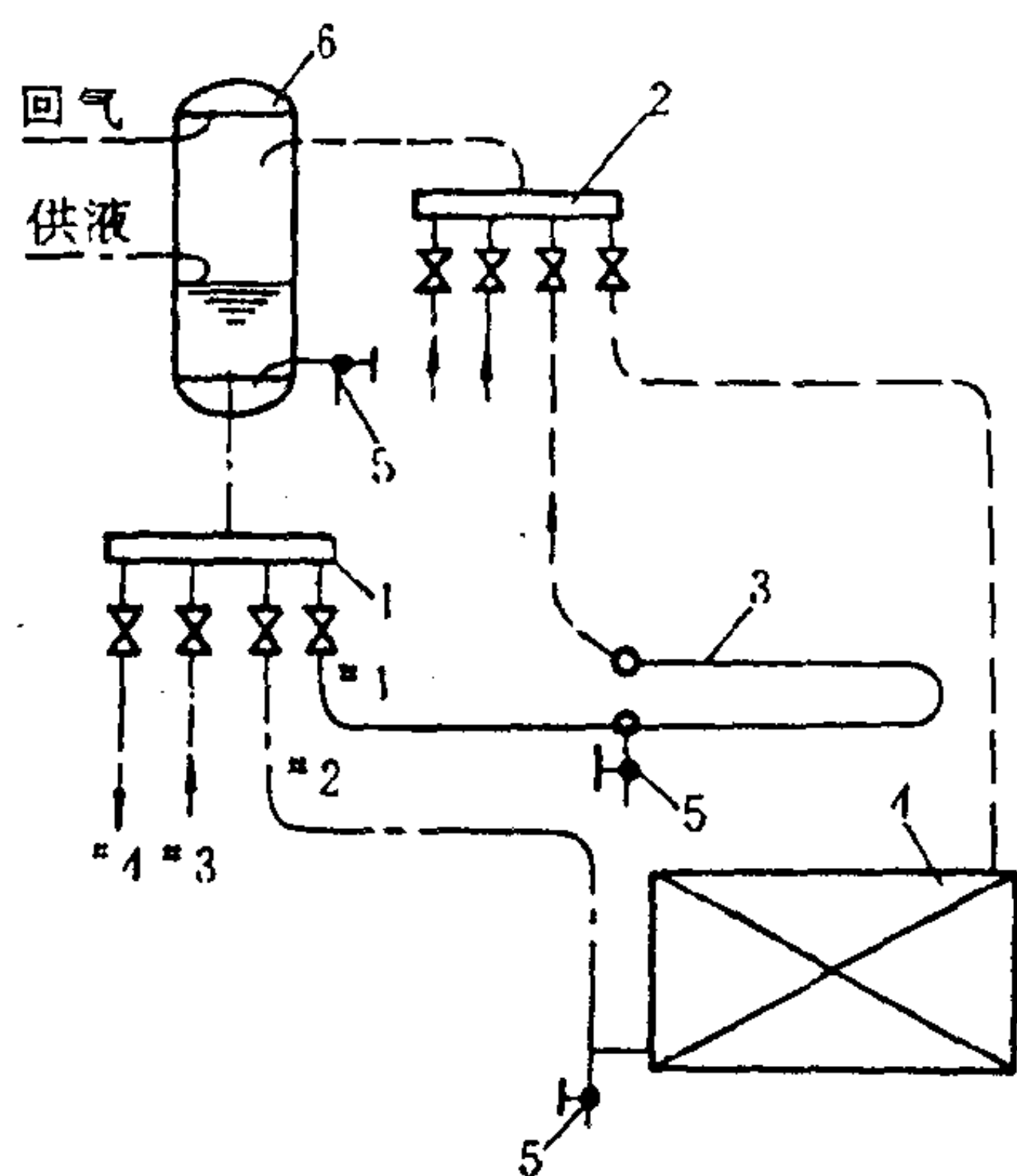


图 9-7 不带热氨融霜装置的调节站

- 1. 供液调节站 2. 回气调节站
- 3. 1#冷藏间蒸发器 4. 2#冷藏间蒸发器
- 5. 放油阀 6. 氨液分离器

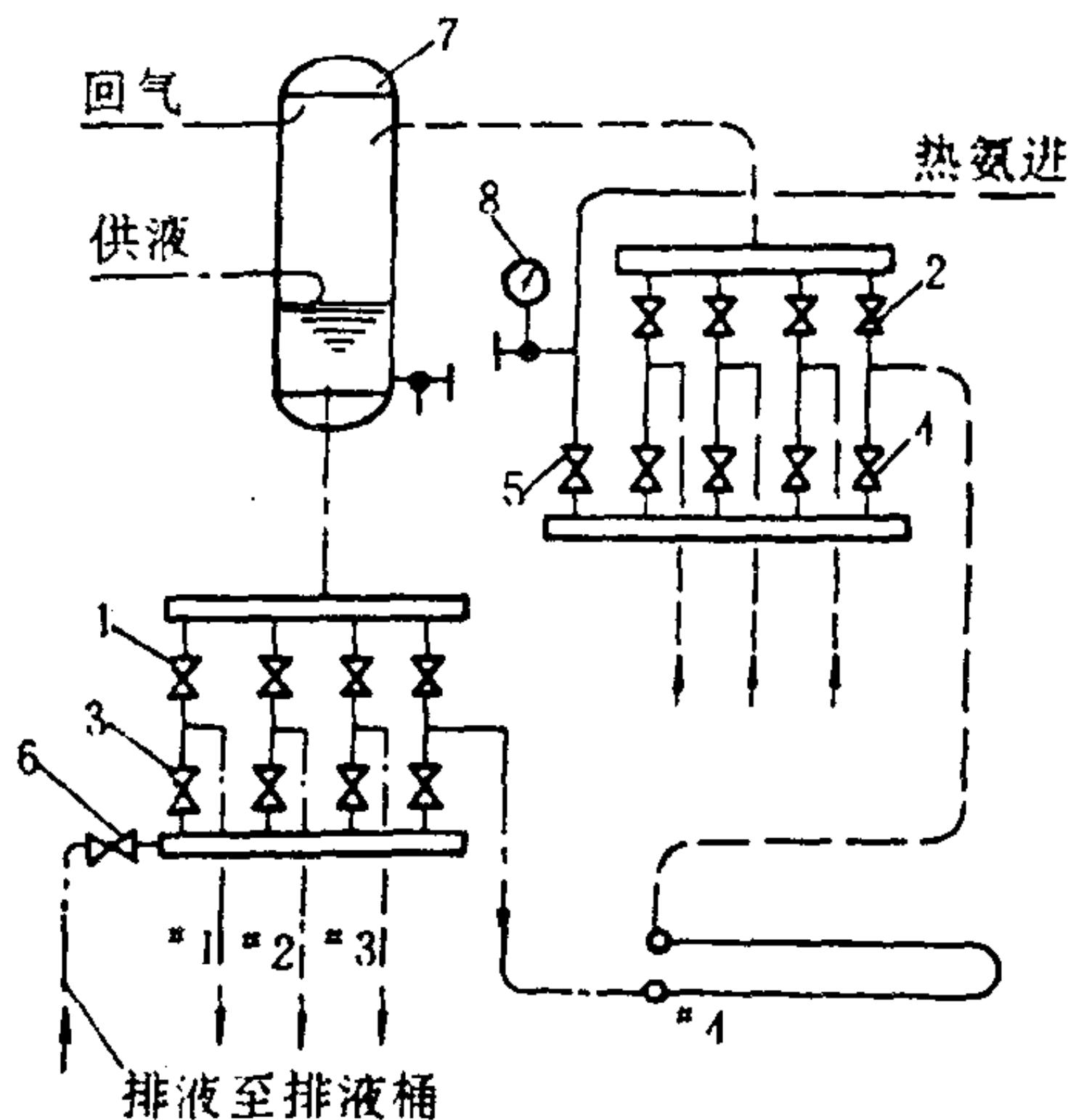


图 9-8 热氨融霜、加压排液调节站

- 1. 供液阀 2. 回气阀 3. 排液阀
- 4. 热氨阀 5. 热氨总阀 6. 排液总阀
- 7. 氨液分离器 8. 压力表

可以考虑分开供液。对于负荷波动较大的冻结冷藏两用间,可以考虑按冷藏负荷设一条供液管,连接冷藏耗冷量所需的蒸发器;另设一条供液管连结冻结耗冷量所需的其余的蒸发器,当冻结停产时则关闭这一条供液管,停止供液。

回气调节站原则上每一冷间应有单独的回气管。同一冷间内设有分开供液的多条供液管时,其回气管是否应在调节站上与供液管的设置相对应,视运行管理的需要而定。

2. 热氨融霜、加压排液调节站 图 9-8 为热氨融霜、加压排液调节站系统图。在平时,只有供液阀 1 和回气阀 2 是打开的。当需要融霜时,关闭阀 1、2,使蒸发器与氨液分离器切断。然后开启排液阀 3、6 及热氨阀 4、5,使热氨由顶部进入蒸发器,在热氨加压的作用下,使蒸发器内的氨液经阀 3、6 排入融霜排液桶,借热氨蒸气所带来的热量,使蒸发器表面的霜层融化。然后按相反的程序关闭和开启阀门,使融过霜的蒸发器重新投入降温。融霜时应分间依次进行。

这种装置的优点是操作管理集中,比较方便,但排液不顺畅,蒸发器及管道内积存的润滑油难以排净。

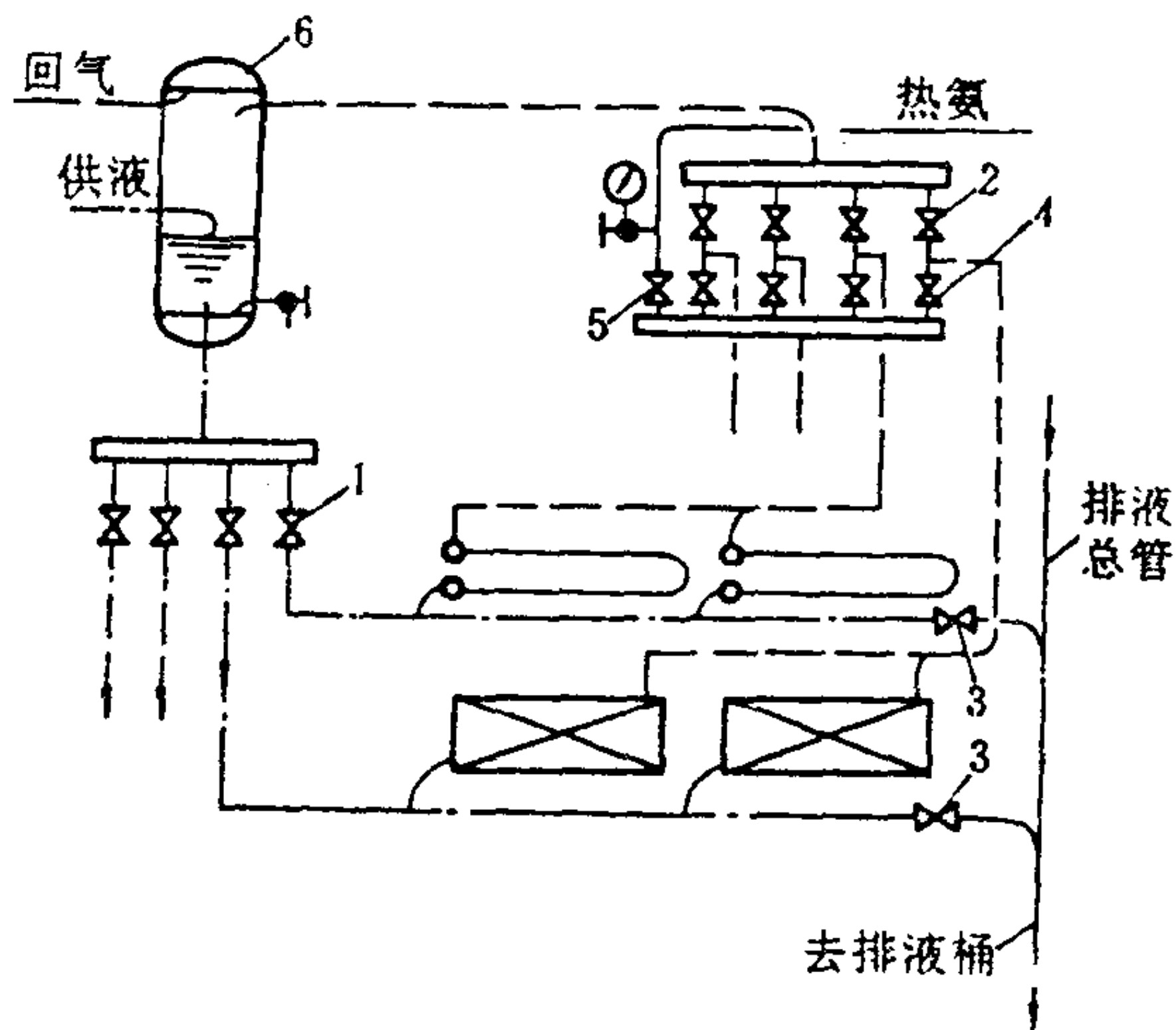


图 9-9 热氨融霜、重力排液调节站

- 1. 供液阀 2. 回气阀 3. 排液阀
- 4. 热氨阀 5. 热氨总阀 6. 氨液分离器

3. 热氨融霜、重力排液调节站 图 9-9 为热氨融霜、重力排液调节站系统图。这种装置的供液调节站与图 9-7 相同;回气调节站与图 9-8 相

同。融霜时热氨蒸气从回气管进入蒸发器，而氨液及积存在蒸气器和供液管内的润滑油，则从供液管的末端排向排液总管。

这种装置的优点是排液顺畅，润滑油可以排净。缺点是融霜时操作不集中，排液阀装在库房内可能漏氨而危及食品的品质指标(含氨量指标)，当库房内装满货物时，操作排液阀也不方便。

以上三类调节站都应装设在专门的常温房间或常温穿堂内，而且要求有一般的自然通风，否则容易发生冰冻，损坏调节站的绝热层。

(五)重力供液系统的回气处理 在较大的重力供液系统中，库房氨液分离器布置在库房调节站内，机房值班人员难以随时根据库房负荷变化而调整其供液量，有可能仍然将一部分氨液带进总回气管中，危及压缩机的安全运行。因此，在机房内加设氨液分离器及排液桶如图9-10(a)所示，即可

保证压缩机的安全运行。分离出来的氨液泄入排液桶内，定期用热氨加压排入供液调节站见图9-10(a)。

系统蒸发温度低于 0°C 时，排液桶的液位计即将结霜，影响直观检查。为了避免液位计玻璃管结霜，可在液位计的下平衡管加油封器，油封器内灌冷冻油，因而进入玻璃管液位计的将不是氨而是油。虽然冷冻油的比重大于氨，在玻璃管上显示的液位稍低于排液桶的液位，但只要加强管理，并不会影响系统的正常运行。油封器的构造见图9-10(b)。

三、氨泵供液系统

氨泵供液系统是食品冷藏库中广泛采用的制冷系统。与重力供液系统相比较，氨泵供液系统的主要优点是：

(1)蒸发排管内表面能得到充分的润湿，由于氨液吸热蒸发而生成的气泡，将被流速较高的、数倍于蒸发量的氨液迅速带走，不致粘附在蒸发排管的内表面，因而能使蒸发排管发挥更大的制冷效能。

(2)较大流量的氨液，以较高的流速流过蒸发排管，能冲刷排管内表面的润滑油油膜，提高蒸发排管的传热效率；又能将润滑油带至低压循环贮液桶集中排放，既方便，又安全。

(3)回气过热度小，可以提高氨压缩机的效率，提高制冷循环的制冷系数。

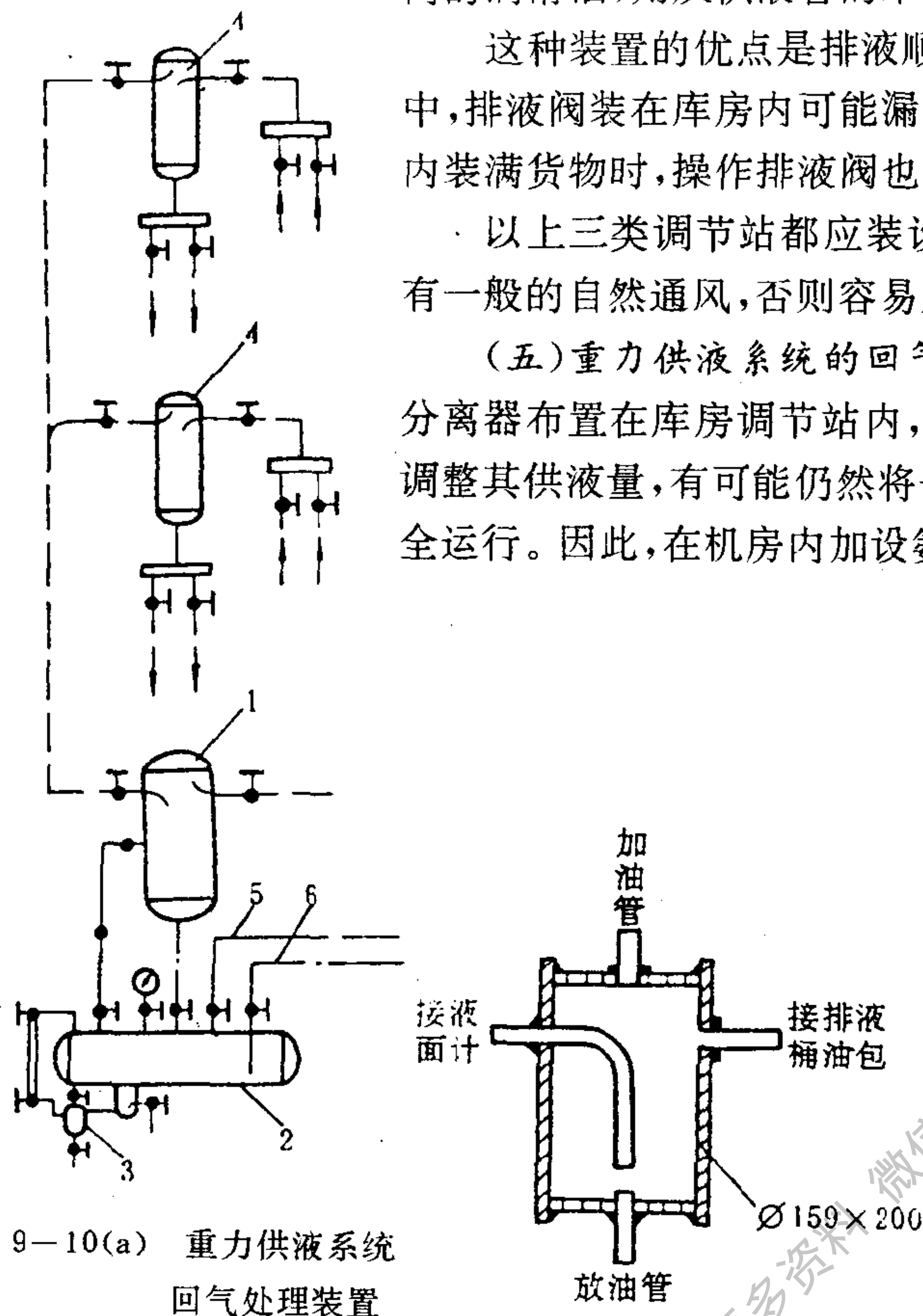
(4)融霜装置以及融霜操作比较简单，方便，融霜效率也较高。

(5)重力供液系统常用的氨液分离器、融霜排液桶等辅助设备，均为低压循环贮液桶所取代，可以简化系统，节省设备和安装费用，节省设备间的建筑面积，操作也简化了。

(6)供液膨胀阀、氨液液位控制装置、放油装置等均集中在机房设备间内，便于监视、操作和维修，有利于安全运行。

(7)便于实现自动化。

由于氨泵供液系统具有以上许多优点，所以为国内外所广泛采用。过去采用重力供液系统的老



9-10(a) 重力供液系统
回气处理装置

1. 机房氨液分离器
2. 排液桶 3. 油封器
4. 库房氨液分离器
5. 热氨加压管 6. 排液管

图9-10(b)油封器构造

冷库,已经或者正在改装成为氨泵供液系统。

(一)供液方式和特点 氨泵供液系统对蒸发器的供液可以有两种方式,即所谓上进下出和下进上出两种。由于对蒸发器供液的方式不同,由此而产生的系统特点也各异。

1. 上进下出式的特点:上进下出式的特点只有当蒸发器的安装位置高于低压循环贮液桶时才能显示出来。与下进上出式相比,其主要特点是:

(1)蒸发温度不受蒸发器本身高度所形成的液柱静压的影响,故氨蒸发温度与周围介质的温差较大,可以提高蒸发器的传热效率,也可以提高压缩机的制冷能力。

(2)库温自控装置的融霜装置都比较简单。

(3)蒸发器内的充氨量较少,一般为排管容积的 25—40%。

(4)当停止向蒸发器供液后,管内存氨(以及润滑油)即自行排出,没有“冷惰性”作用。对于温度控制要求较严,允许波动幅差较小的场合比较适用。

(5)对蒸发排管供液量分配的要求比较严格。否则可能出现供液分配严重不均匀的现象,影响蒸发排管的正常工作,甚至使部分蒸发排管丧失降温能力。

(6)要求低压循环贮液桶有较大的有效容积,以容纳当系统停运时自蒸发器及管道中返回的氨量。

(7)要求有较大的氨液再循环倍率。因此,所需的氨泵流量及动力也较大。

当前,我国食品冷藏库的制冷系统中,采用上进下出供液方式还不很普遍,对于采用怎样既简单又有效的技术措施,以达到能按设计要求分配供液量的目的,尚在总结提高的过程中。

2. 下进上出式的特点:

(1)蒸发器与低压循环贮液桶的相对位置不受限制,适用性较强。

(2)对蒸发器供液量的分配比较易于均匀,因而可以采用通常的带集管的多通路式蒸发器,可以简化分液装置,可以节省调节流量的阀门。

(3)低压循环贮液桶的容积、氨液再循环倍率和氨泵也可以小些。

(4)融霜、排液和放油都比上进下出式要麻烦些。

(5)停止向蒸发器供液后,管内存氨仍能继续蒸发,所以有一定的“冷惰性”作用。这种“冷惰性”对库房温度的影响,一般均在允许的波动幅差以内,对维持库温的相对稳定反而有利,从而可以减少库温自控的动作频率。

当前,在低温食品冷藏库中,采用下进上出式供液的比较普遍。即使在高温库中,也未发现由于系统的“冷惰性”作用而损坏食品的事例。

(二)液体再循环倍率 氨泵供液系统中,供液总量(按重量计)对于蒸发总量之比的比值,称为再循环倍率。考虑决定再循环倍率的主要因素是着眼于提高蒸发器的传热系数,合适的压力损耗,以及由于供液分配可能不均匀,但仍可保证蒸发器的每一通路所必需的供液量。

适当的液体再循环倍率,可以在一定程度上提高蒸发器的制冷效能。但过大的流量或过高的流速,将使制冷剂在蒸发过程中产生过大的压力降,减少蒸发温度与周围介质的温度差,反而降低了蒸发排管的制冷效率。此外,循环倍率加大,氨泵的总流量和动力消耗亦随之加大。

实验资料证明,当再循环倍率 $n=1\sim 3$ 时,蒸发器传热系数的增长比较显著;而 $n>4$ 时,传热系数的增长就不显著了,所以,从提高蒸发器的传热系数的要求出发。再循环倍率 $n=3-4$ 是比较经济合理的。但是,还应当根据制冷系统的特点,以及供液量分配可能不均匀等因素综合考虑,以决定液体再循环倍率。一般地说,对于负荷比较稳定的下进上出式系统,再循环倍率可采用 $n=3-4$; 上进下出式系统采用 $n=4-5$ 。对于负荷波动幅度较大的下进上出式系统,再循环倍率可采用

$n=5-6$;上进下出式系统采用 $n=6-7$ 。

(三)氨泵及低压循环贮液桶的设计布置 当氨液经低压循环贮液桶的出液管线进入氨泵时,如果作用于氨泵吸入口的压力低于氨液实际温度下的饱和压力,氨液即蒸发而产生气泡,破坏氨泵的正常工作的,严重时损坏氨泵。这种现象称为氨泵的气蚀现象。为了避免发生这种现象,保证氨泵的正常工作的,要求氨泵吸入口应保持一定的液柱静压,即所谓“净正吸入压头”。

氨泵净正吸入压头,是氨泵性能参数中一个很重要的数据,应由氨泵制造厂提供。在制冷系统设计中,保证氨泵吸入口有足够的净正吸入压头,以克服泵的入口处因加速度和涡流现象所引起的压力损失,是保证氨泵正常运行的首要条件。通常的作法是如图 9-11 所示,使低压循环桶设计液位水平线与氨泵中心之间保持一定的相对高度差 H , H 高度内形成的液柱静压,扣除氨泵吸入管段的沿程摩擦阻力损失和局部阻力损失,尚应大于氨泵所要求的净正吸入压头。

根据经验,推荐氨泵吸入端的液柱高度即低压循环贮液桶设计液位线至氨泵中心的垂直高度如下:

齿轮泵: $H=1-1.5\text{m}$

离心泵:蒸发温度 -15°C 时; $H=1.5-2.0\text{m}$

蒸发温度 -28°C 时, $H=2.0-2.5\text{m}$

蒸发温度 -33°C 时, $H=2.5-3.0\text{m}$

以上数据,是建立在氨泵吸入管段内氨液的流速为 $0.4-0.5\text{m/s}$,以及尽量减少阀门、弯头等局部阻力损失的基础上的。

氨泵一般都是紧靠低压循环贮液桶布置在机房设备间内,安装场所要求通风,明亮,排水顺畅,有足够的操作管理及维护保养的位置。有时为了压低机房设备间的建筑高度,采用局部降低设备间地坪标高的方法,将氨泵安装在地坑内。在这种情况下,特别应注意解决地坑的排水问题和留有便于操作的位置。

低压循环贮液桶上有许多安装位置较高的阀门、仪表及自控元件,需维护保养,宜设计固定的检修操作平台,平台高度应在地面 2m 以上,以便于在平台下布置氨泵。

为了保证氨泵的正常运转,以及保护氨泵,在设计布置时应注意采取以下的技术措施:

1. 为了防止在氨泵进液管的入口处产生漩涡,将低压循环贮液桶上部的气体带进氨泵,应在管口上装导流片,并使管口沉浸在低压循环贮液桶设计液面线以下 300mm 。当未装有导流片时,沉浸深度不少于 600mm 。

2. 如为“一桶两泵”(常用泵),宜在低压循环贮液桶下部相对的两侧各自接管,如图 9-12 所示,以利于减少管道的阻力损失。

3. 氨液过滤器局部阻力较大,应装在靠近氨泵的最低位置上,但应有取出滤网进行清洗的可能性。

4. 为了能排除氨泵进液管道内的气体,应在进液管上装抽气管,接管位置宜在过滤器与氨泵吸入口之间(齿轮泵)。对于屏蔽式离心泵,尚应根据泵的润滑冷却系统的特点,排除因润滑冷却液体被加热而产生的气体。

5. 在氨泵的吸入端与排出端之间,装设 CWK-11 型差压控制器,当氨泵不上液而差压不足时, CWK-11 可以自动切断氨泵电源,防止损坏氨泵。

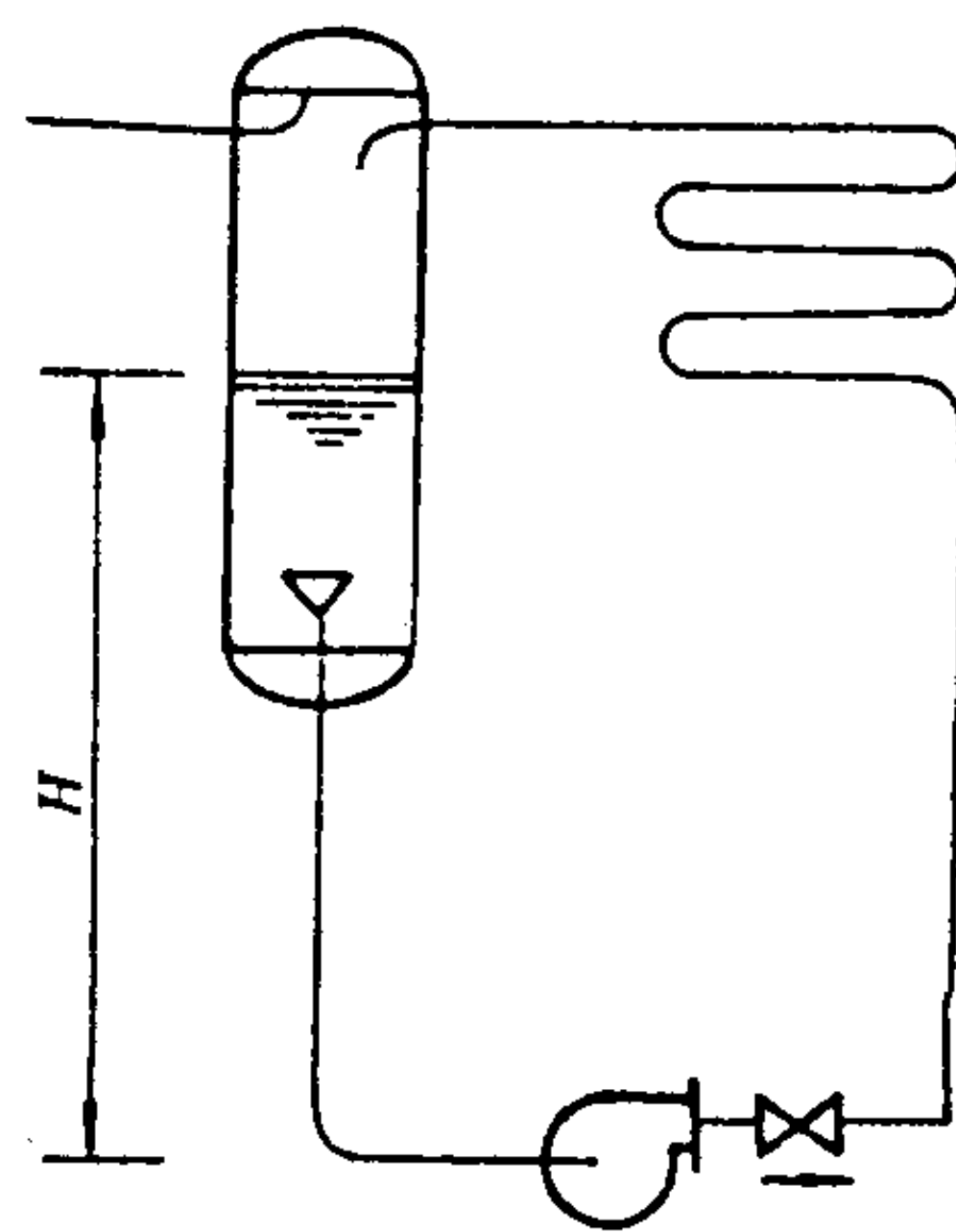


图 9-11 氨泵的连接

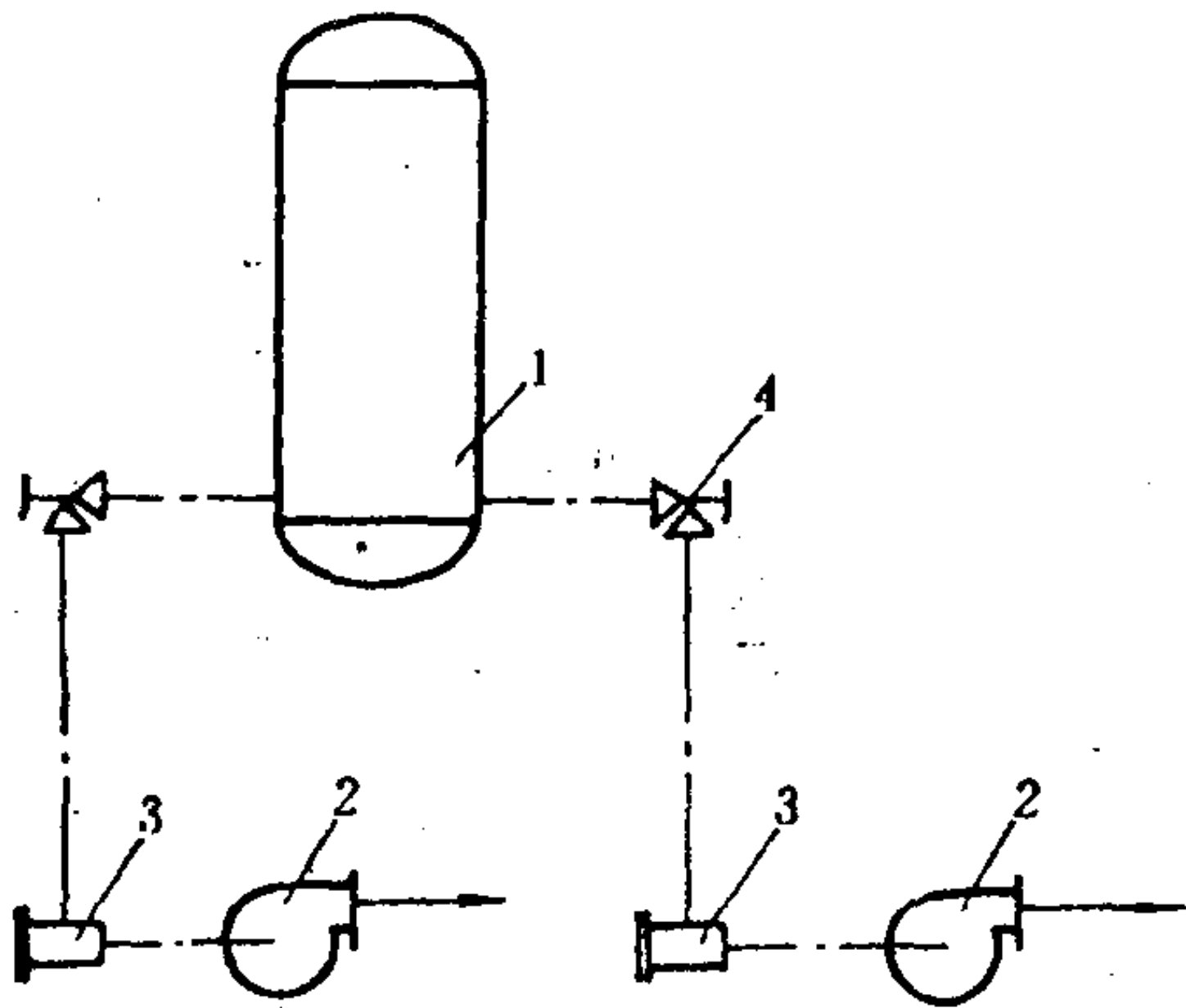


图 9-12 “一桶两泵”接管示意

1. 低压循环贮液桶
2. 氨泵
3. 滤氨器
4. 供液阀

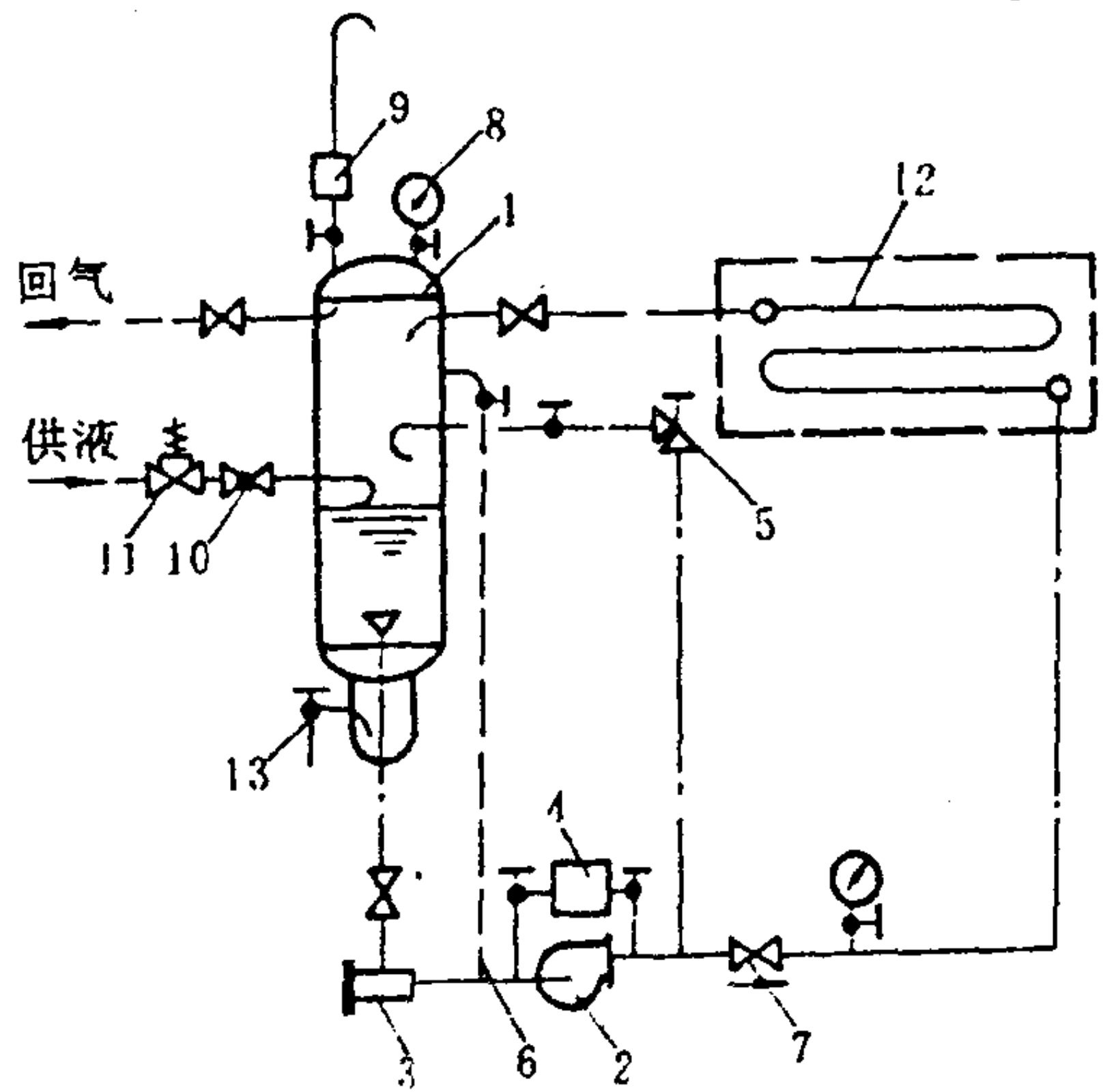


图 9-13 “一桶一泵”管道系统示意图。

1. 低压循环贮液桶
2. 氨泵
3. 滤氨器
4. 差压控制器
5. 旁通阀
6. 抽气管
7. 止回阀
8. 压力表
9. 安全阀
10. 膨胀阀
11. 电磁阀
12. 蒸发器
13. 放油阀

6. 氨泵出液管上应装止回阀、压力表以及氨液旁通阀。旁通阀的作用是库房系统供液阀相继关闭后,氨泵输液量超过实际需要时,能使一部分氨液由旁通回入低压循环贮液桶,以免蒸发器内的压力过高而影响降温效果。旁通阀宜采用自动旁通阀。

(四)调节站及热氨融霜装置 氨泵供液系统的调节站设计,与重力供液系统并无原则上的不同。重力供液系统的调节站都设在高于蒸发器的地方,而氨泵供液系统的调节站与蒸发器的相对位置并不一定要求高于蒸发器。在上进下出式系统中,回气调节站应低于蒸发器。

融霜排液可以有两种处理方法,一是利用两相流体回程管排液,一是设置专用的排液管道接入低压循环贮液桶。

1. 利用两相流体回程管排液 图 9-14 是融霜时液体从两相流体回程管排入低压循环贮液桶的系统原理图。融霜时关闭供液阀 1,打开热氨阀 2,使热氨气进入蒸发器,液氨则从两相流体回程管排入低压循环贮液桶。这种装置以及融霜操作都比较简单。实践证明,当某一组(或某一冷间的)蒸发器融霜时,由于时间短暂,给系统带来的影响(温度或压力的波动)并不显著。

2. 设置排液管排液 图 9-15 为融霜时液体从

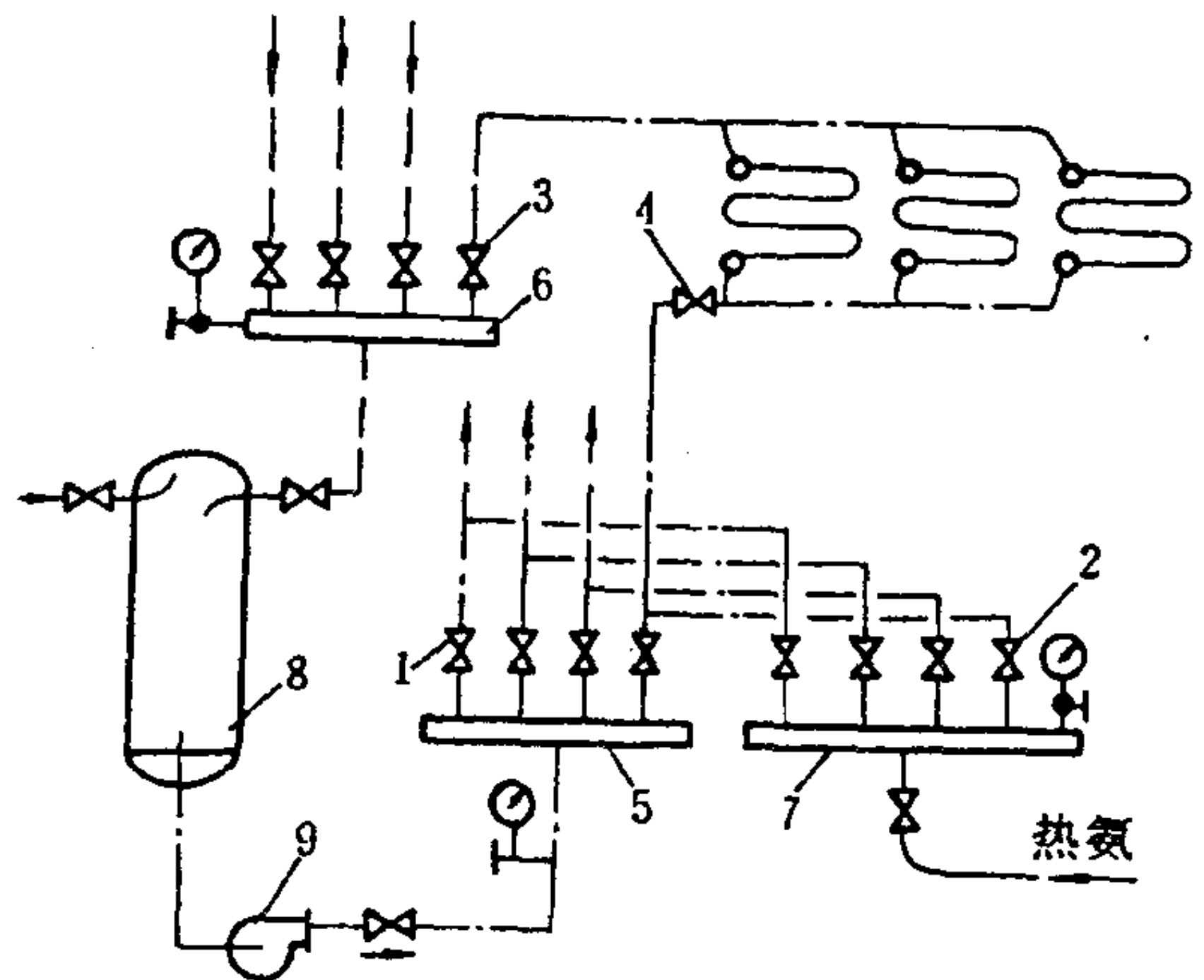


图 9-14 利用两相流体回程管排液的融霜装置

1. 供液阀
2. 热氨阀
3. 回气阀
4. 阻流阀(截止阀)
5. 供液调节站
6. 回气调节站
7. 热氨调节站
8. 低压循环贮液桶
9. 氨泵

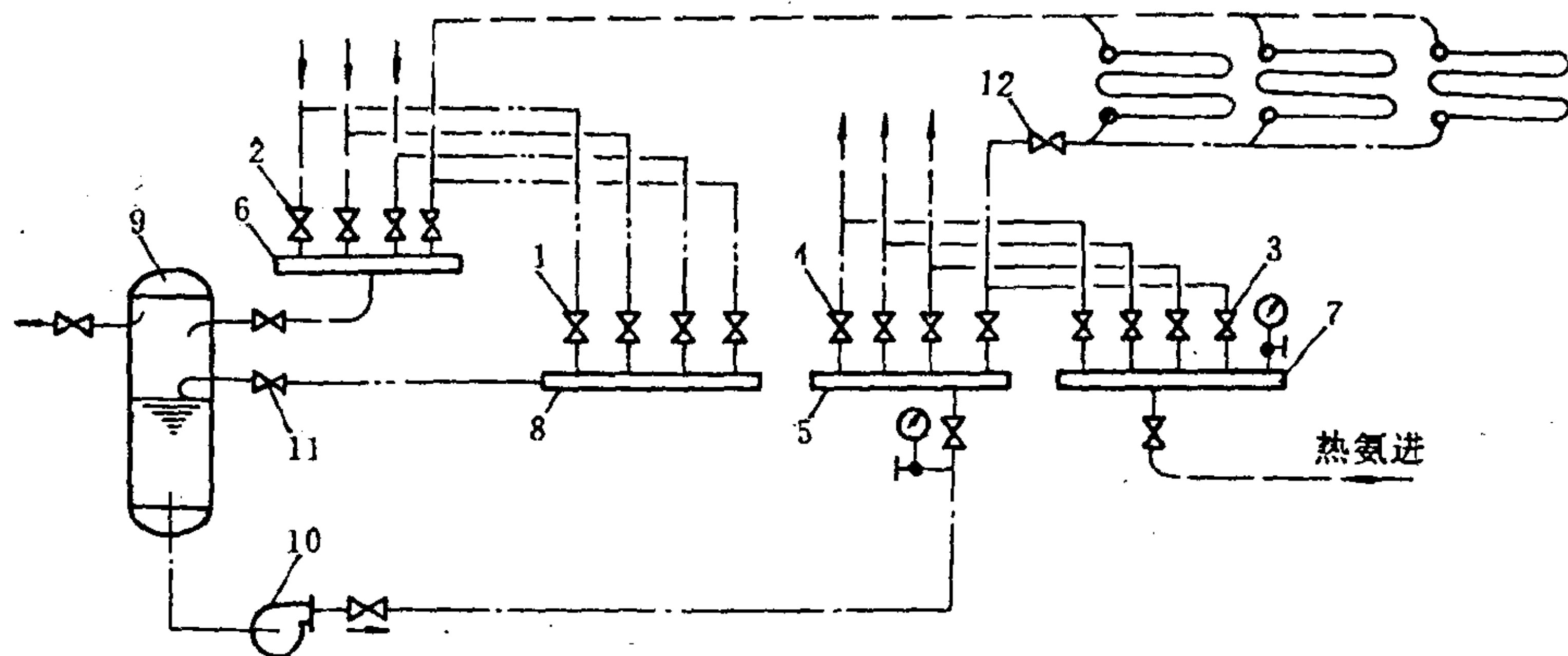


图 9-15 设有专用排液管的融霜装置

1. 供液阀 2. 回气阀 3. 热氨阀 4. 排液阀 5. 供液调节站 6. 回气调节站 7. 热氨调节站
8. 排液调节站 9. 低压循环贮液桶 10. 氨泵 11. 膨胀阀 12. 阻液阀(截止阀)

专用的排液管排入低压循环贮液桶的系统原理图。排液总管上装有膨胀阀 11, 便于消除融霜压力对系统蒸发压力的不良影响。这种装置只有在冷风机台数较多, 融霜次数比较频繁, 可能一间接一间地连续融霜时, 为保持系统的蒸发压力较为稳定才有需要。

现代大中型冷库, 单间容量较大, 每层楼冷藏间的间数较少, 一般采用光滑排管作为库房冷分配设备, 平常以扫霜为主, 采用热氨融霜的次数不多。因此, 各层的调节站和融霜装置的设计可以适当简化。

图 9-16 为多层冷库调节站简化设计方案系统原理图。热氨调节站设在机房设备间内, 接至通往各层楼的氨泵输液管, 利用两相流体回程管作为融霜排液管。当任何一间冷藏间需要融霜时, 截断氨液分配站上的供液阀, 打开相应的热氨阀, 即可进行融霜。亦可分间融霜。比如 N101 融霜时, 关闭通往 N102 的供液阀, 暂时停止对 N102 的降温, 由于融霜时间短暂, N102 库温波动能控制在规定的幅差 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 以内。

(五) 系统配管

1. 氨泵输液管 自氨泵出口至蒸发器进液管截止阀前的管道中的氨液, 处于氨泵压头作用之下, 对应于氨液的实际温度而言, 属于过冷液体, 在正常情况下是不会发生蒸发的。除非管道绝热不良, 周围环境温度过高, 或者管道中的压力损耗过大。此类管道的选用及阻力损失计算, 与输送不含闪发气的氨液管道相同, 计算选用时应注

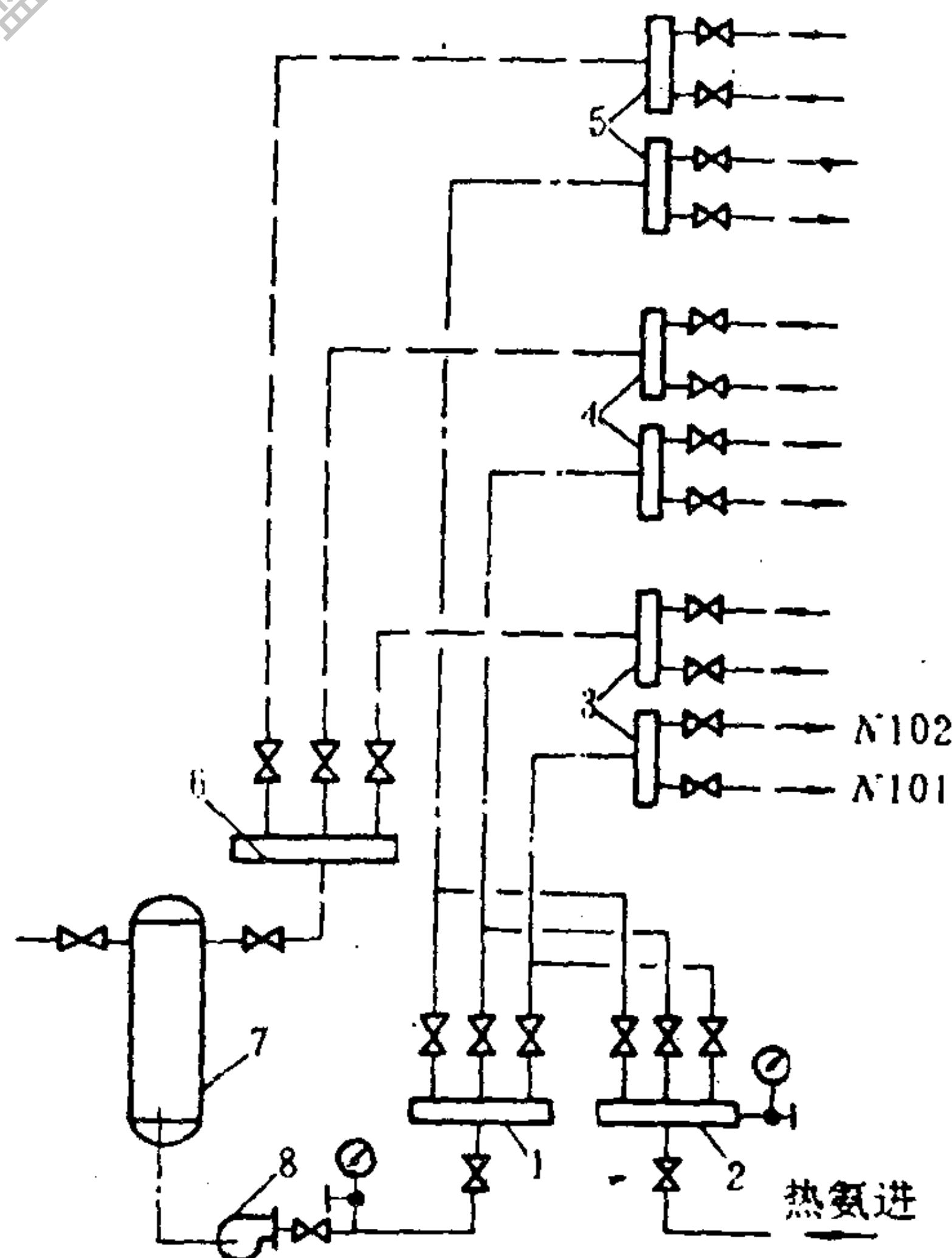


图 9-16 多层冷库调节站简化方案

1. 液体分配站 2. 热氨调节站
3. 楼供液、回气调节站 4. 二楼供液、回气调节站
5. 三楼供液、回气调节站
6. 回气分配站 7. 低压循环贮液桶
8. 氨泵

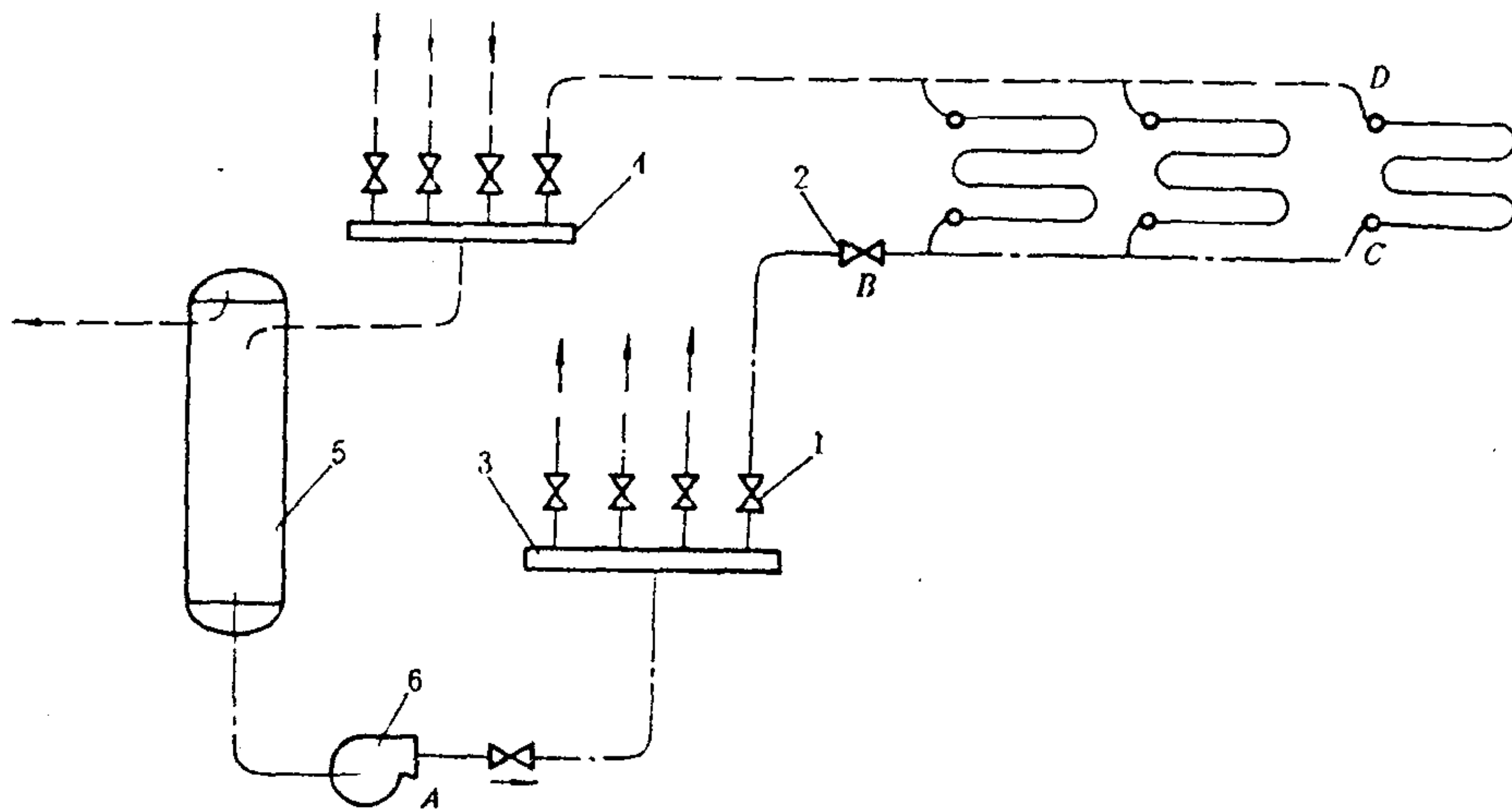


图 9—17 下进上出式系统配管原理图

1. 操作管理用截止阀 2. “节流阀”(截止阀) 3. 供液调节站 4. 回气调节站
5. 低压循环贮液桶 6. 氨泵

意:

- (1) 氨液在管道中的流速控制在 $0.8-1.0\text{m/s}$;
- (2) 蒸发器进液管截止阀前应保留 $0.1-0.15\text{MPa}$ 的压头, 便于调节进入各组蒸发器的氨液流量。

对于多层冷库, 指望通过配管计算上的阻力平衡或阀门的调节以达到按设计规定分配供液量的目的, 往往是不理想的。这是因为管径的可选择性是有限的; 阻力计算可能存在误差; 以及系统负荷的稳定性和运行操作情况都有很大差别的缘故。因此, 在大中型多层冷库中, 采用分层设泵或者分区设泵的办法, 有助于保证最高最远最不利环路的供液量。

对于下进上出式系统, 可以发挥它的易于使供液量分配均匀的特点, 采用同一型号规格的蒸发器, 不必在每组蒸发器的进液管上装调节流量的阀门, 只在每个环路供液管的始端装截止阀, 如图 9-17 中的截止阀 2。截止阀 2 又称为“节流阀”, 在首次试运行中调定后, 一般就不再动它, 平时的操作管理则使用供液调节站上的阀 1。

在图 9-17 中, A-B 管段按不含闪发气的氨液管选择。截止阀 2 以后的供液管在 $\varnothing 32 \times 2.25 - \varnothing 57 \times 3.5$ 的范围内选择, 自阀 2 起至最后一组蒸发器的进液管采用同一管径。D-E 管段为两相流体回程管, 可按图 9-18 选用。

2. 两相流体回程管(回气管)自蒸发器返回低压循环贮液桶的管道中的制冷剂为气液两相流体。两相流体管的阻力损失与流体的干度有关。流体的干度与再循环倍率有关。再循环倍率和供液量的分配及负荷变化有关。自每组蒸发器流入回程总管的两相流体的干度各不相同, 而且经常发生变化。因此只能采用平均干度作概略计算。图 9-18 是根据经验数据编制的计算图表, 可供采用, 当计算的那一段回程管的长度大于 50 米时, 其管径建议按图算结果加大一号。

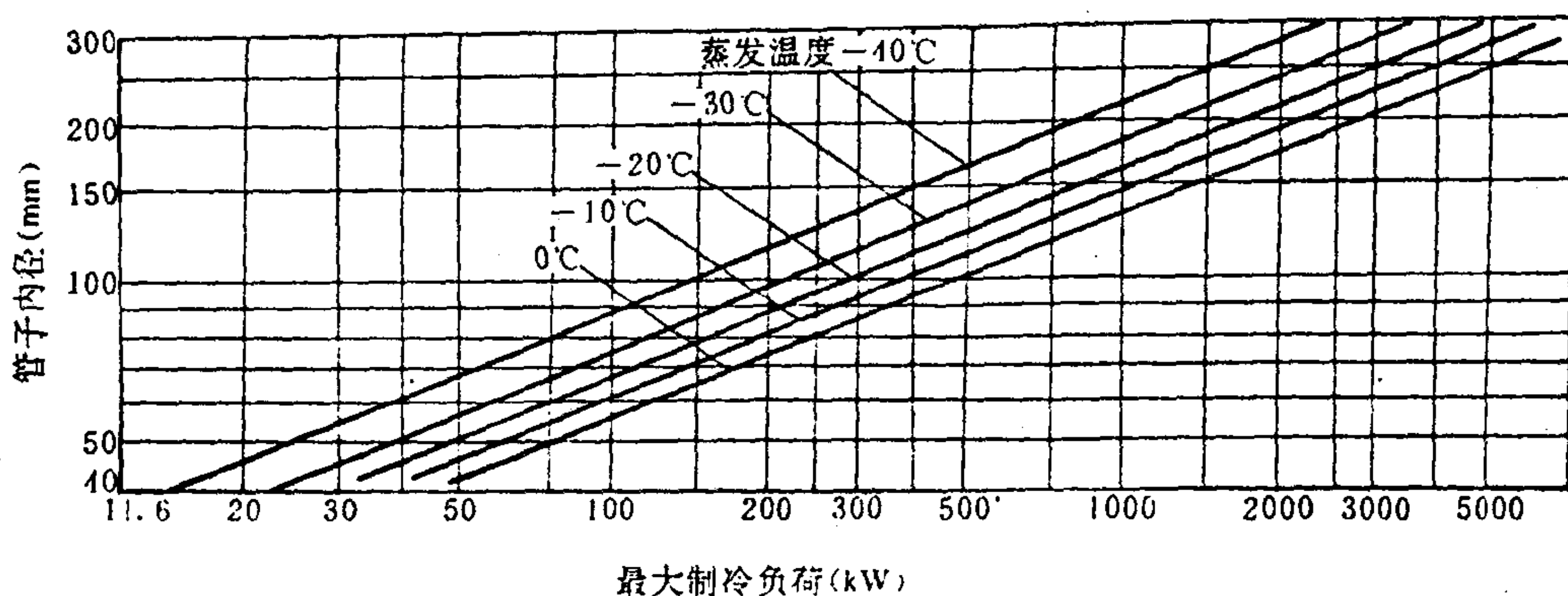


图 9-18 从蒸发器回到低压循环贮液桶两相流体管管径计算图

第二节 高压系统

高压系统随冷库生产及贮存货物对库房温度要求的不同,有单级压缩系统、双级压缩系统之分,或者同时有单级和双级压缩系统。各种系统所采用的压缩机和辅助设备的型号及台数根据具体条件各不相同,只能列举某些比较常见的典型系统方案进行介绍。

图 9-19 为单级压缩高压系统原理图。低压系统为重力供液式,在机房内设有回气处理装置——氨液分离器及排液桶。如低压系统为氨泵供液时,回气经低压循环贮液桶作气液分离处理后,即可直接进入压缩机,用不着另加回气处理装置。此外,若压缩机本身带有氨油分离器,即可不另设氨油分离器。

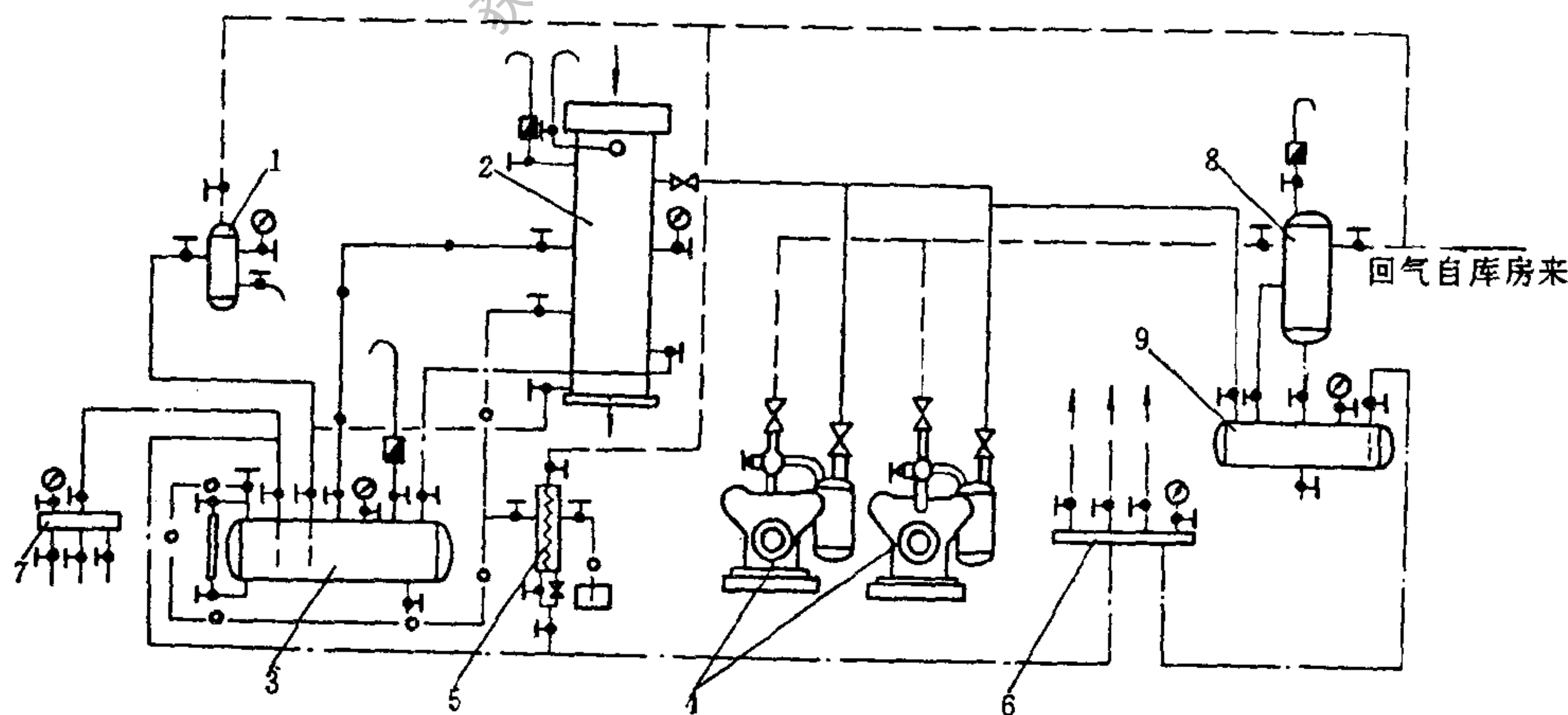


图 9-19 氨单级压缩高压系统原理图(库房为重力供液系统)

1. 单级压缩机 2. 冷凝器 3. 贮液器 4. 集油器 5. 空气分离器 6. 供液调节站
7. 加氨站 8. 氨液分离器 9. 排液桶

图 9-20 为采用二台单机双级压缩机的双级压缩高压系统原理图。压缩机本身不带氨油分离器,两台压缩机共用一台洗涤式氨油分离器。放油通过集油器。进入压缩机的回气若来自重力供液

系统,则应根据具体情况是否考虑如图 9-19 那样加设回气处理装置。

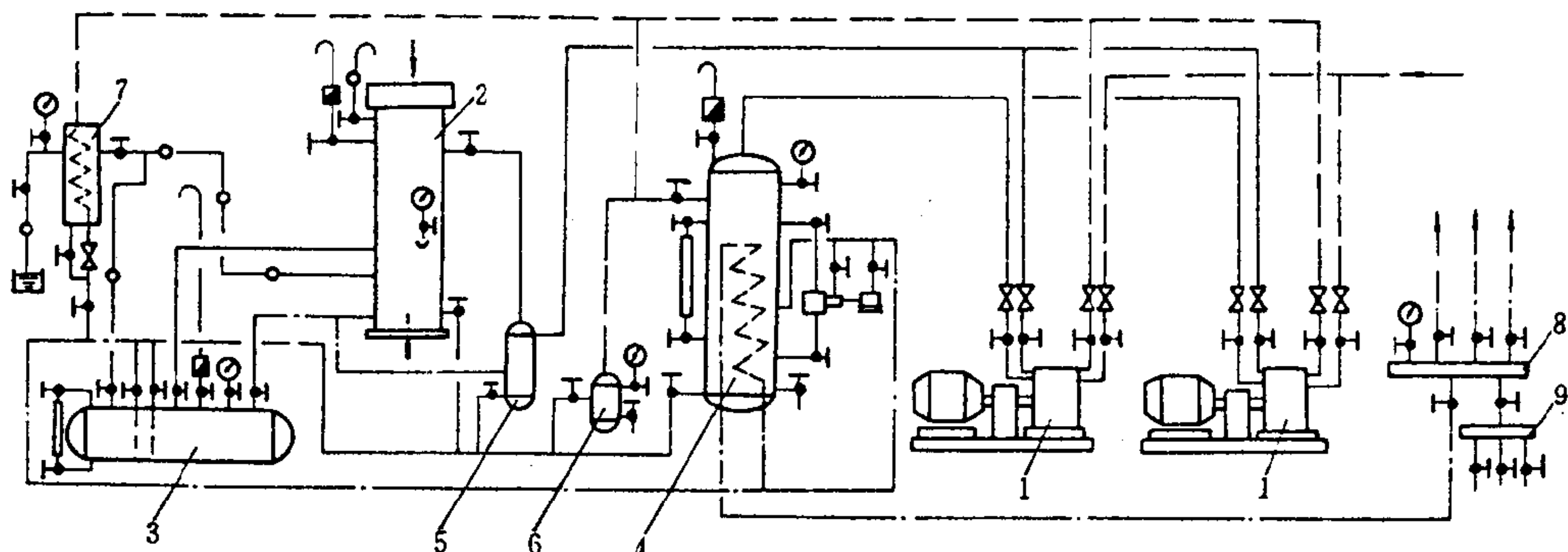


图 9-20 氨双级压缩高压系统原理图

1. 单机双级压缩机 2. 冷凝器 3. 贮液器 4. 中间冷却器 5. 洗涤式氨油分离器
6. 集油器 7. 空气分离器 8. 供液调节站 9. 加氨站

图 9-21 为双级压缩及单级压缩联合组成的高压系统原理图。1[#] 压缩机 6AW12.5 为双级压缩的低压级压缩机,2[#] 压缩机 6AW10 为双级压缩的高压级压缩机,3[#] 压缩机 6AW10 为单级压缩机。在管路连接上,2[#] 机及 3[#] 机可以对换使用,选配 2[#] 机及 3[#] 机的电动机功率时,应按两种不同工况进行校核。

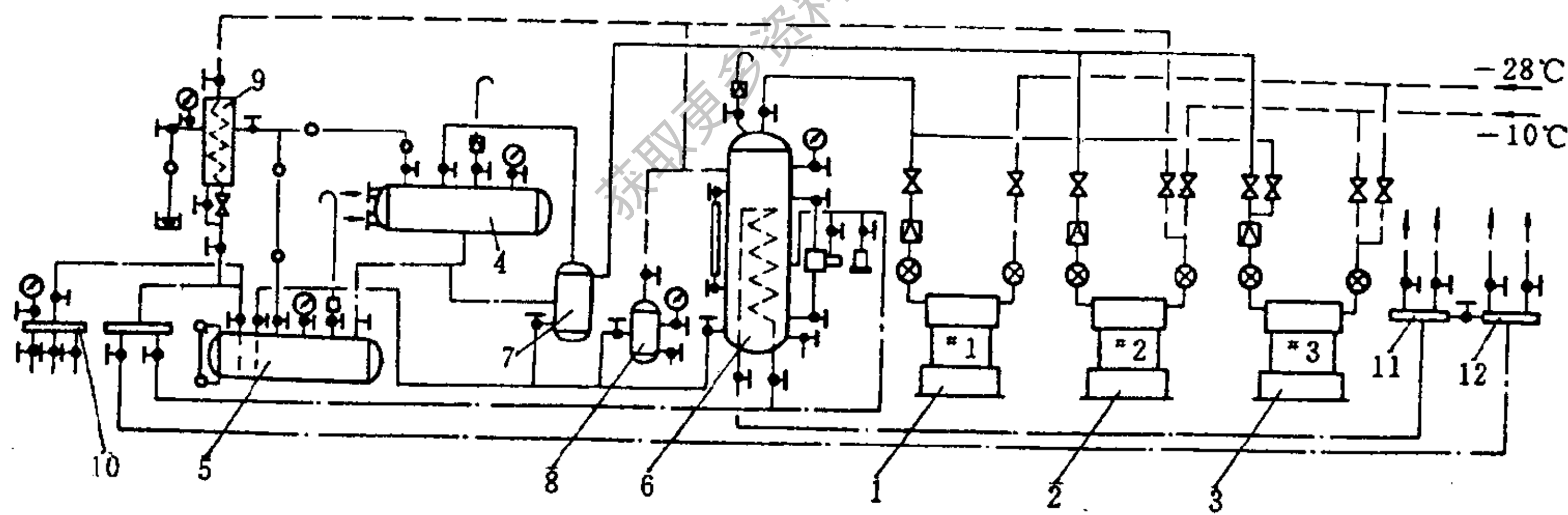


图 9-21 单级和双级压缩高压系统原理图

1. 双级压缩低压级压缩机 2. 双级压缩高压级压缩机 3. 单级压缩机 4. 冷凝器 5. 贮液器
6. 中间冷却器 7. 洗涤式氨油分离器 8. 集油器 9. 空气分离器 10. 加氨站
11. 低温系统供液调节站 12. 高温系统供液调节站

一、机房、设备间及设备布置

制冷机机房及设备间,是冷藏库的重要组成部分。在冷藏库的总平面布置设计中,应使机房及设备间靠近冷藏库的制冷负荷中心,同时应避开库区的主要交通干道。

制冷机房及设备间要求通风良好,南方炎热地区宜朝南布置,并有南北方向的穿堂风,屋面有适当的隔热措施。

机房建筑面积宜适当留有余地。当采用单机双级压缩机或单台机组制冷量较大的压缩机时,应

事先落实设备订货的可靠性,防止设备型号规格发生重大变化而造成建筑面积不够的被动局面。施工时如设备未到货,则不宜先捣筑设备基础。

设备布置应符合制冷工艺流程,适应操作管理和维护保养设备的需要,同时应合理紧凑,以节省建筑面积。主要操作通道的实际宽度不应小于 1.5m。非主要操作通道宽度不小于 0.8m。

各种管道的走向及标高应有统一安排,适当照顾美观。建筑设计考虑门、窗的布置时,应考虑管道设计的要求。

布置各种设备时应满足以下基本要求:

1. 压缩机 压缩机的指示仪表应面向主要操作走道。两台压缩机突出部位之间的间距应不小于 1 米,并有抽出曲轴的可能性。在决定每一台压缩机所占用的平面面积时,应以机体最大突出部分为准,而不能以基础外形尺寸为准。此外还应包括电动机的启动设备以及气缸冷却水上水管和排水漏斗所占去的位置。排水漏斗应紧靠压缩机基础的外露部分,以免妨碍操作。

2. 冷凝器 冷凝器布置应符合第七章第四节有关各类冷凝器特性的要求。不论采用何种冷凝器,均应保证氨液能借重力自流入高压贮液器。壳管式冷凝器应留有清洗和更换管子的操作空间和位置。淋浇式、蒸发式冷凝器应布置在开敞而通风良好的地方,但应防止水滴随风飘入机房和配电间。

3. 高压贮液器 高压贮液器应靠近冷凝器。若布置在室外时应防止太阳直接照射。液面指示器应安排在易于观察而又比较安全的地方。

4. 中间冷却器 中间冷却器所占用的平面面积应包括液面控制装置如浮球阀或遥控液位计、电磁阀等所占的位置。基础露出地面的高度不宜小于 300mm。

中间冷却器的位置宜靠近高压级和低压级压缩机,可以布置在机房内或设备间内。

5. 氨油分离器 洗涤式氨油分离器需要从冷凝器的出液管引进氨液,冷凝器出液管与氨油分离器进液管的相对高差应不小于 300mm,亦不宜过大。因此,洗涤式氨油分离器的位置与标高应满足便于引进氨液和控制液位的要求。其他类型的氨油分离器的标高可不受此限。

6. 冷凝水泵和融霜水泵 水泵都有较大的噪声,妨碍值班人员对压缩机运行声响的监听。因此水泵应布置在单独的房间内,不宜直接朝压缩机间开门开窗,务必使其噪声不干扰对压缩机运行声响的监听。

二、压缩机吸气、排气管路

压缩机吸气和排气管上均应装截止阀,(机头操纵阀除外),以便于在检修机器时能与系统切断。

图 9-22 为单一蒸发温度系统单级压缩管道连接系统图。图 9-22 中“A”为压缩机吸气管与总管的连接方法。

图 9-23 为 -33°C 、 -28°C 及 -10°C 三个蒸发温度系统压缩机管路连接系统图。图中在 -33°C 吸入总管与 -28°C 吸入总管之间加装旁通阀,以便于在生产淡季时可以只开动任何一套双级压缩系统即能兼顾两者降温的要求。为了使机组之间能互相备用,适当增加压缩机的接管,即可使 1# 机与 4# 机组成一套双级;也可使 1# 机与 5# 机互相备用。

三、氨油分离器、冷凝器及高压贮液器的布置

氨油分离器、冷凝器和高压贮液器是机房系统高压侧的主要辅助设备,都是在冷凝压力之下工作。从压缩机排出的高压氨气,经过氨油分离器除去自气缸带出的润滑油后,进入冷凝器冷凝成为液体,然后借重力流入高压贮液器。

当前国内广泛采用的是所谓“通过式”的贮液器,即制冷系统的氨循环总量都必须从贮液器中通过,下文所叙述的有关贮液器布置方法的考虑,都是以使用“通过式”贮液器为例的。另外一种所

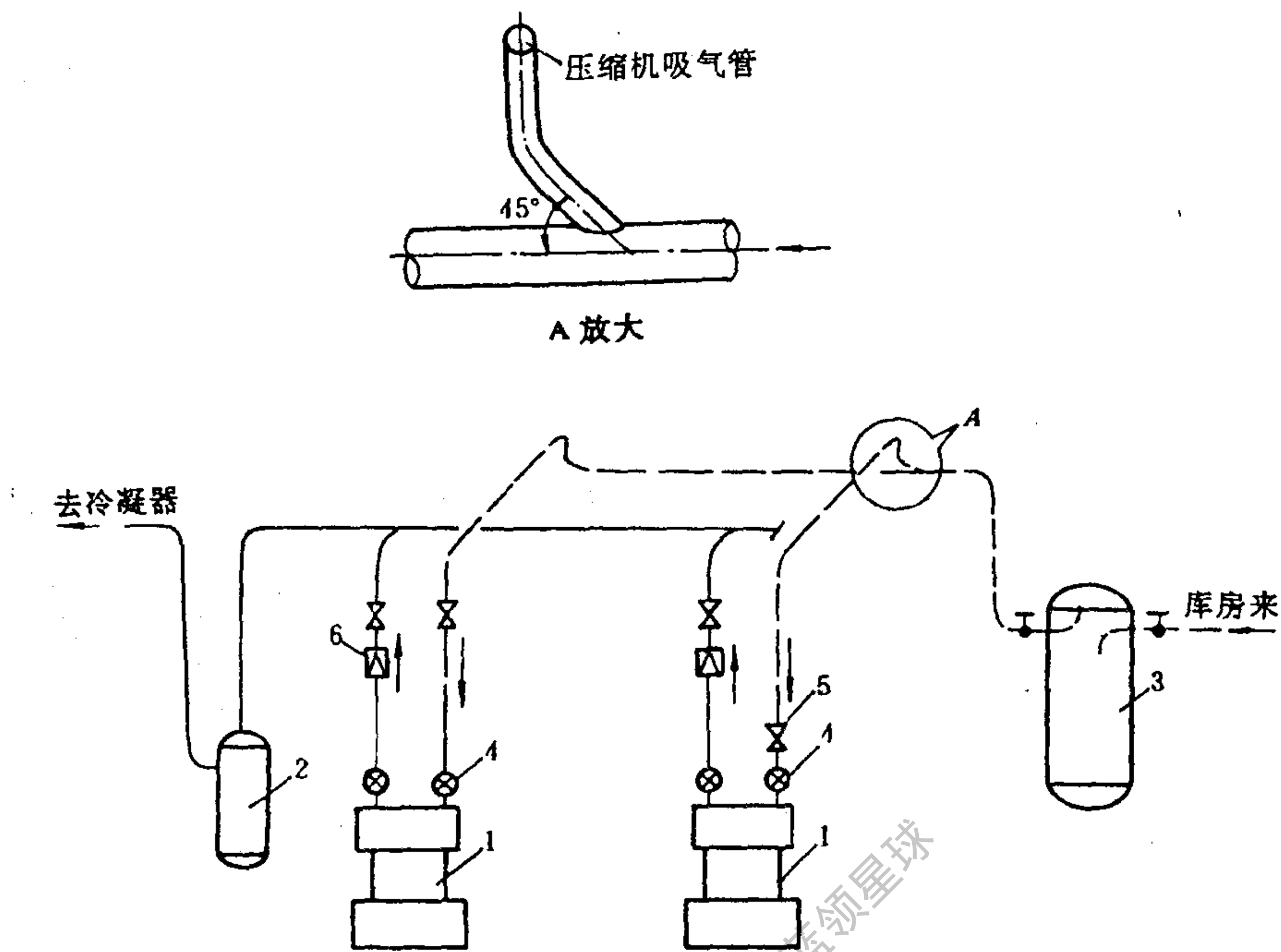


图 9-22 压缩机吸排气管管路

1. 压缩机 2. 氨油分离器 3. 低压循环贮液桶或机房氨液分离器 4. 机头操纵阀
5. 截止阀 6. 止回阀

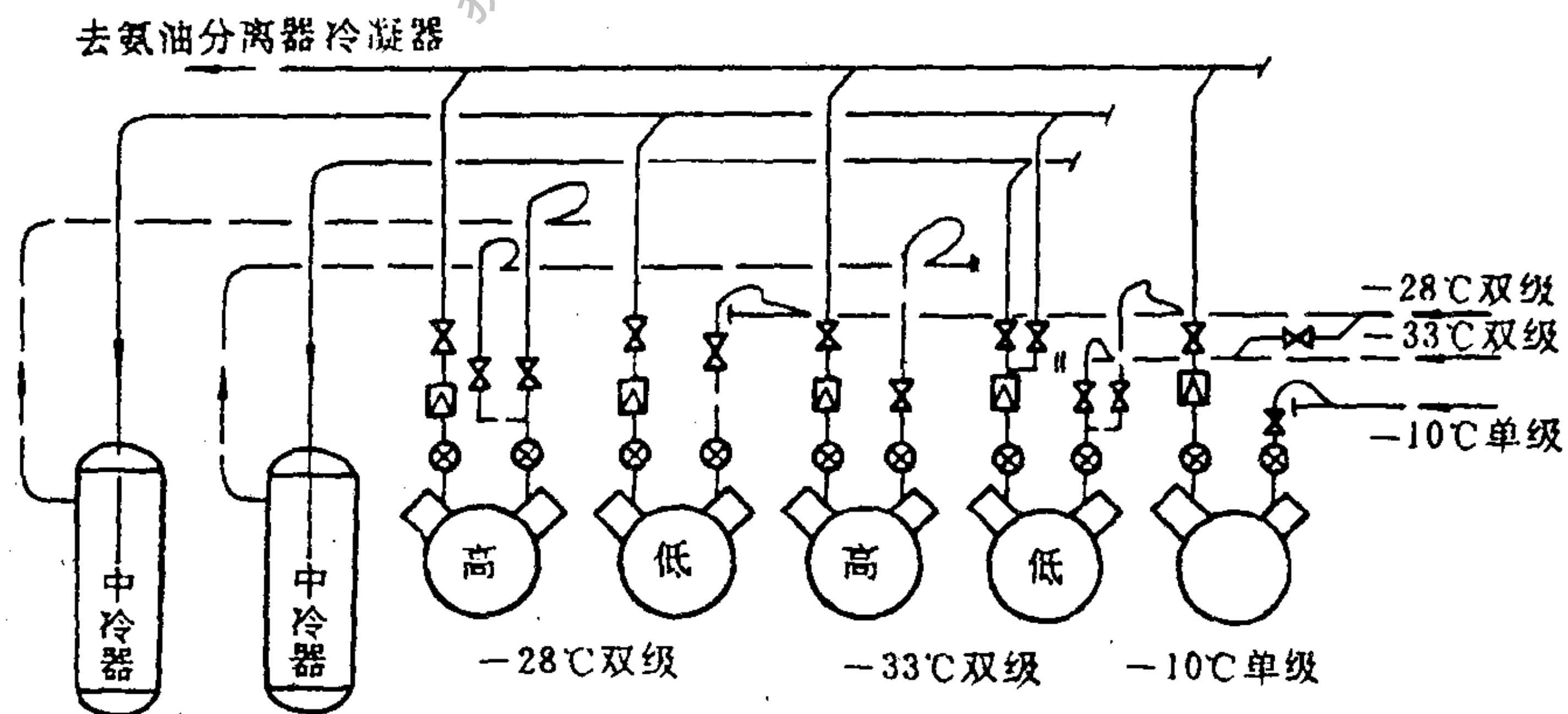


图 9-23 三个蒸发温度系统压缩机管路连接

谓“波动式”贮液器如图 9-24 所示,当制冷系统的回气量与供液量相等时,循环氨量并不通过贮液器,而直接送至供液调节站。只有在回气量与供液量不平衡时,贮液器起调节作用。使用这种型式的贮液器,较容易将润滑油带进系统的低压侧,所以在氨制冷系统中应改进除油方法方可采用。

(一)洗涤式氨油分离器、立式冷凝器、贮液器的连接 洗涤式氨油分离器的特点是需要从冷凝

器的出液管引进氨液,而且需要控制两者之间的相对高差以维持氨油分离器中的液面线。因此,在设计布置时,一般首先确定贮液器的标高,然后确定立式冷凝器的标高,要求冷凝器中氨液能自然流入贮液器;最后确定洗涤式氨油分离器的标高,

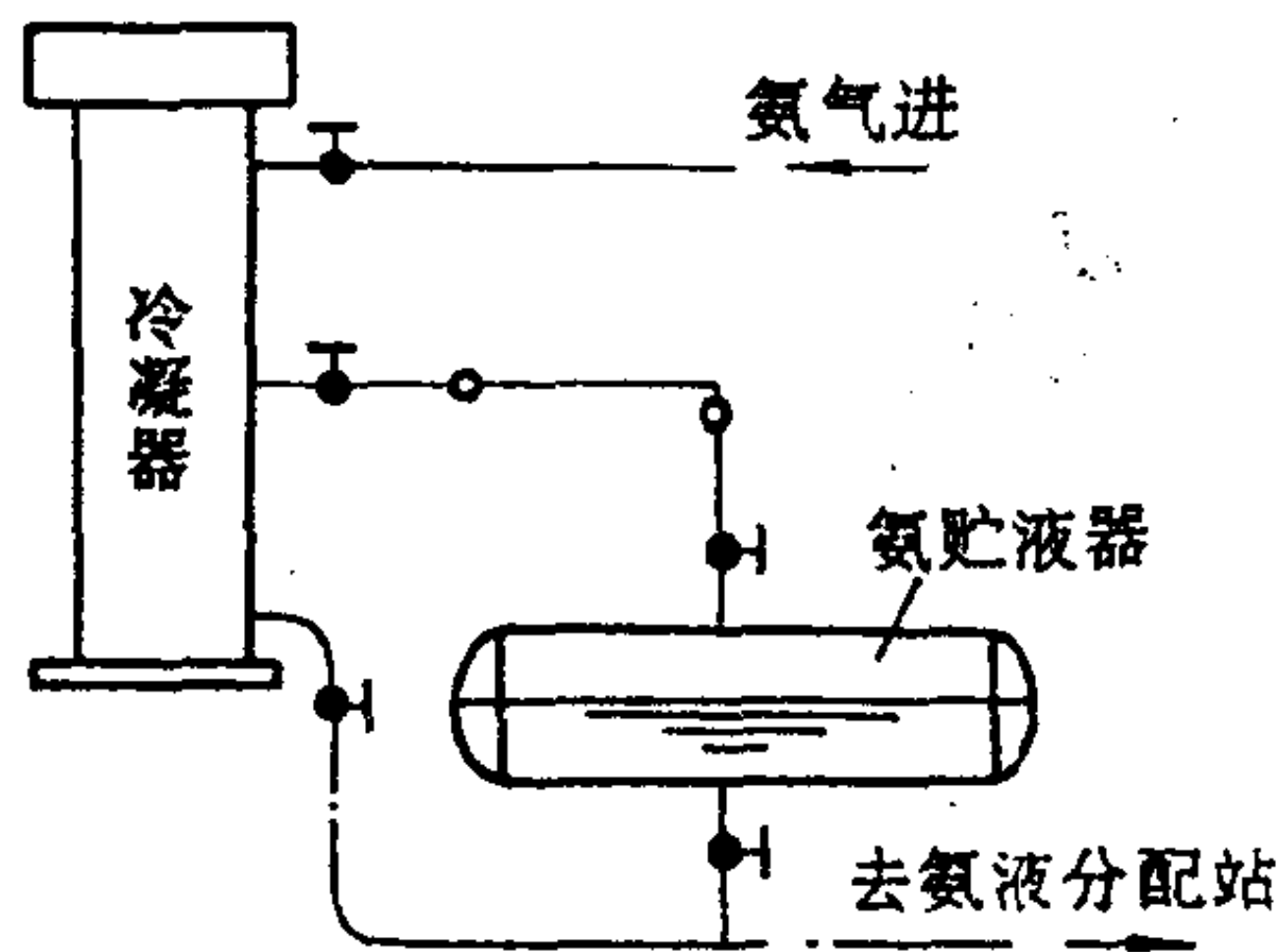


图 9-24 “波动式”贮液器示意图

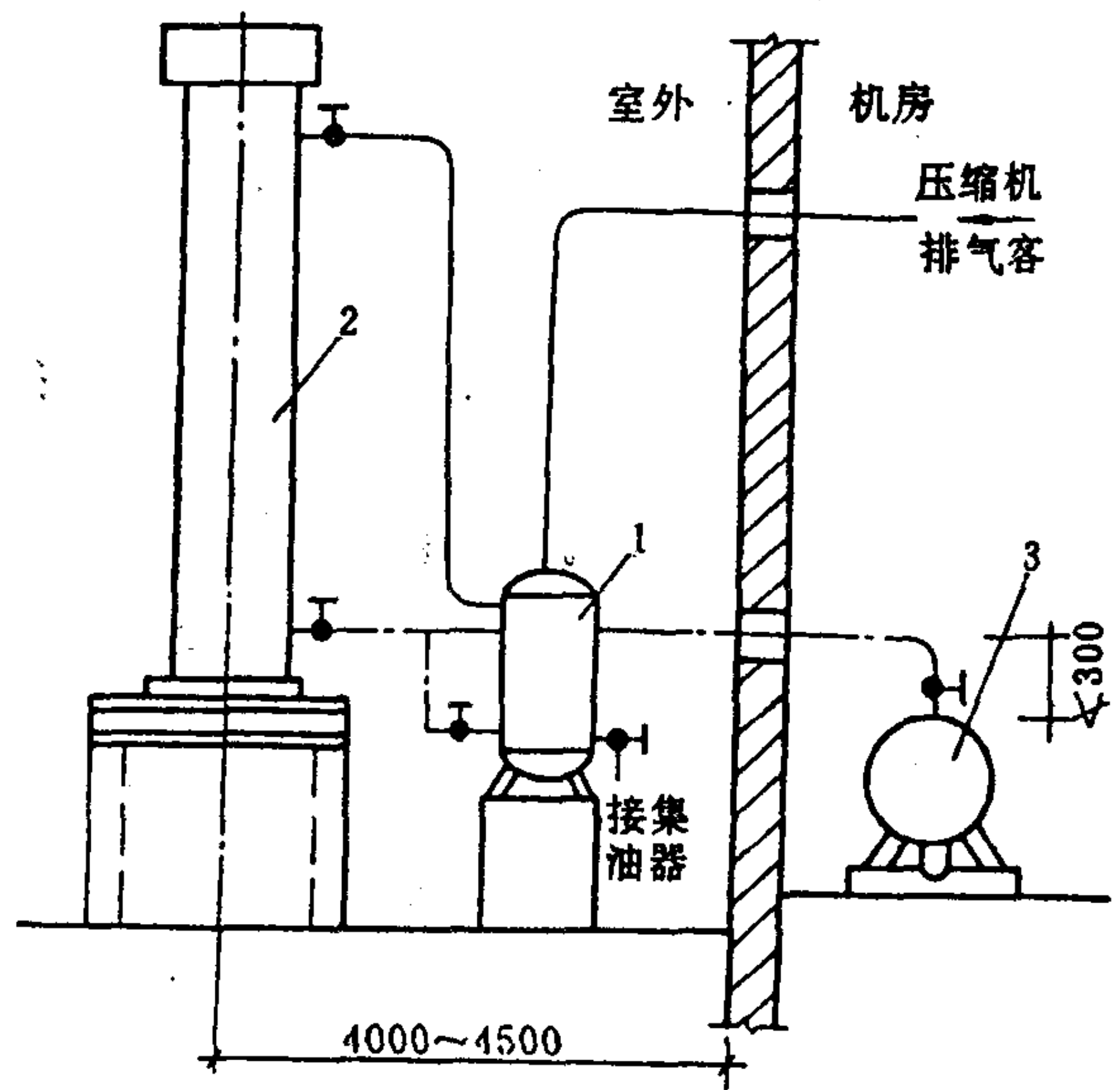


图 9-25 洗涤式氨油分离器、立式冷凝器和贮液器的连接

1. 氨油分离器 2. 立式冷凝器 3. 贮液器

使氨油分离器的进液管标高比冷凝器的出液管标高低 300mm。氨油分离器的进液管应从冷凝器出液集管的底部接出。图 9-25 为立式冷凝器、洗涤式氨油分离器与贮液器的组合方案。其它如均压管(平衡管)、放空气管、放油管以及压力表、安全阀等均应按规定配置。

(二)卧式冷凝器与高压贮液器的连接 卧式冷凝器可布置在贮液器的上方,多台卧式冷凝器并联时,可以如图 9-26(a)及(b)所示的两种方法布置。

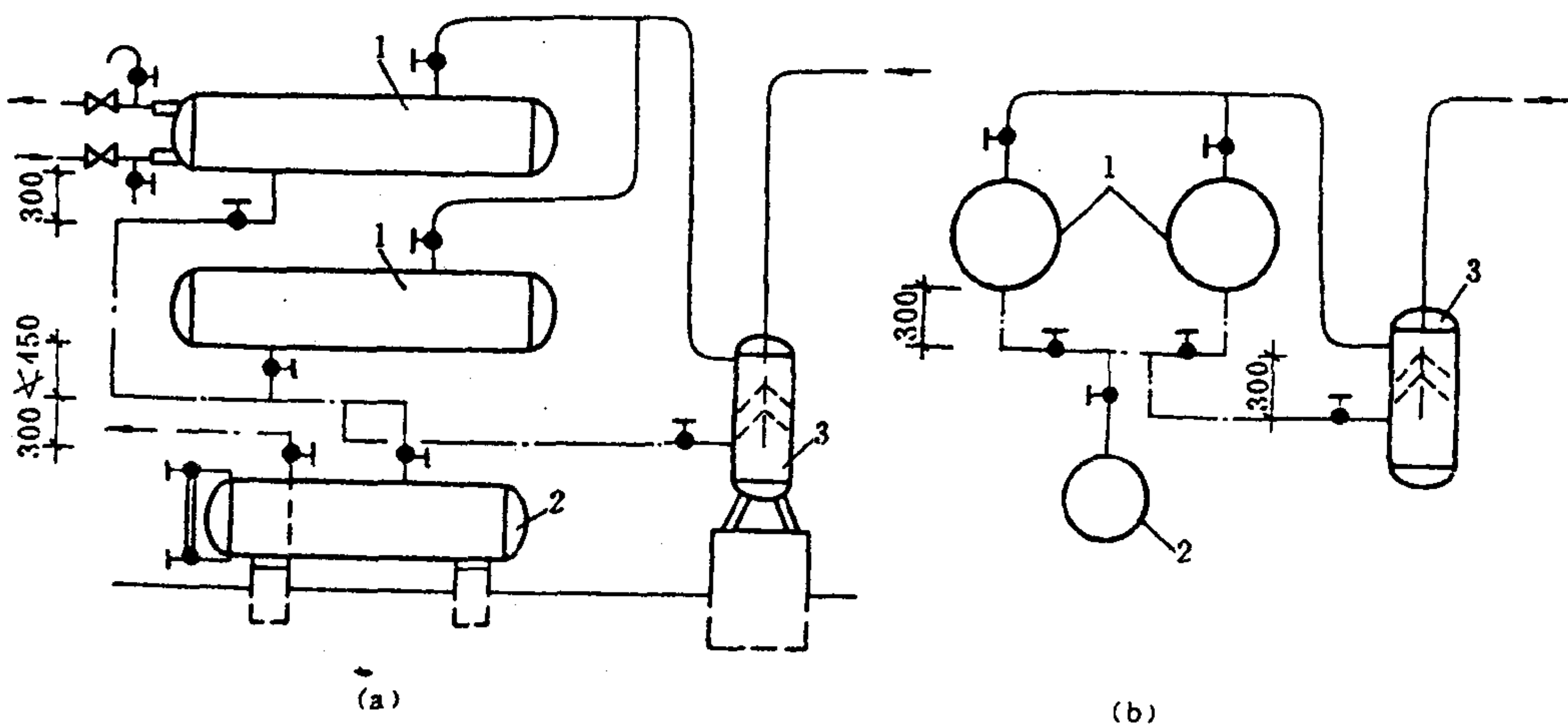


图 9-26 卧式冷凝器与高压贮液器的连接

1. 卧式冷凝器 2. 贮液器 3. 洗涤式氨油分离器

卧式冷凝器必须排液顺畅,若冷凝器内积存氨液,将使冷凝面积减少。因此,冷凝器出液管的截止阀应低于出液口至少 300mm,使阀的上方有一段液柱,能克服阀门及弯头的阻力。

卧式冷凝器出液管管径按不满流状态计算。

(三)蒸发式冷凝器与贮液器的连接 蒸发式冷凝器与壳管式冷凝器不一样:当氨通过它的盘管时有较大的压力损失。淋水、通风条件的变化,对蒸发式冷凝器的冷凝能力影响很大,压力损失亦因之而发生变化。多台蒸发式冷凝器并联运行时,若是各台的实际压力损失不相等,就会使压力损失较大的那一台排液不畅,积存冷凝管内,减少了冷凝面积。尤其是蒸发式冷凝器与壳管式冷凝器并联运行时,因为壳管式冷凝器的压力损失非常小,若不采取相应的措施,就会严重影响蒸发式冷凝器正常工作。

如图 9-27 所示,1[#]、2[#] 蒸发式冷凝器并联运行,冷凝器负荷各为总负荷的一半。若是冷凝器本身的构造相同,通风淋水条件也一样,则制冷剂通过两台冷凝器的压力损失相等。只要排液管段 BD 和 CD 的压力损失相同,两台冷凝器都能向贮液器顺利地排液。不会出现互相顶推的弊病。假如 1[#] 冷凝器的压力损失比 2[#] 大,则 1[#] 冷凝器排液管 BD 管段内的液柱将比另一个高出 ΔH 的高度,以补偿压力损失差,才能与 2[#] 冷凝器排液压头平衡。如果在运行中 2[#] 冷凝器的通风机发生了故障,或者淋水装置的效果比 1[#] 冷凝器差些,此时 1[#] 冷凝器的实际负荷就会比 2[#] 大,而不是各为总负荷的一半了。由于负荷条件的变化,1[#] 冷凝器的压力损失就会比原来预计的要大,而 2[#] 则相反。此时 1[#] 冷凝器排液管内就需要更大的液柱高度差 ΔH ,才能与 2[#] 冷凝器的排液压头平衡。1[#] 冷凝器排液管段内的液柱高度甚至可能使冷凝器下部的那一部分冷凝管被氨液所充满,以致部分失去冷凝器的作用。在生产淡季,或者室外气温较低的季节里,冷凝器总负荷相对减少,有可能减少投入运行的冷凝器的台数,以节约通风淋水的电力消耗。此时,如果只停止某一台蒸发式冷凝器的淋水和通风,而没有截断其冷凝管进出口通路的话,上述情况就不可避免地要出现。因此,在布置蒸发式冷凝器时,要考虑到运行中可能出现的各种情况,采取相应的措施,防止由于制冷剂通过各台冷凝器时的压力损失相差过大而发生排液互相顶推的不正常状况。这些措施包括:

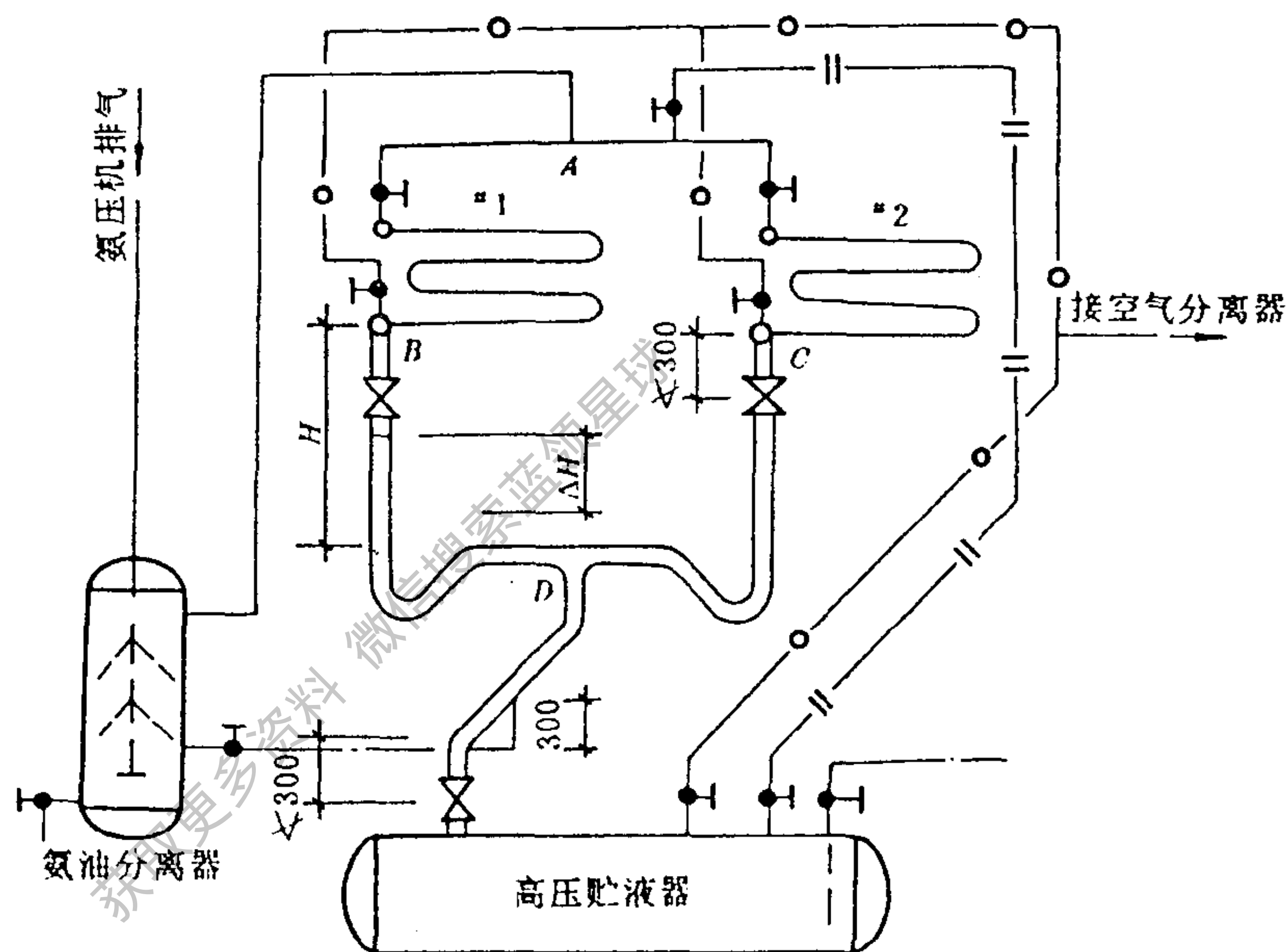


图 9-27 蒸发式冷凝器与贮液器的连接

1. 每台蒸发式冷凝器出液口至排液水平集管之间的垂直管段高度 H 内所形成的液柱压头,应大于蒸发式冷凝器在冷凝效率最高即氨的流量最大时的压力损失值。当采用通过式贮液器时,在排液立管与水平集管相接处加装 U 型液封。排液立管所需的高度 H 与蒸发式冷凝器的构造型式有

关,蛇形盘管式的阻力损失最大,要求 H 值也大。各类蒸发式冷凝器的阻力损失值应由制造厂提供。当缺乏数据时, H 值建议不小于 1200—1500mm。

2. 用平衡管(均压管)联通蒸发式冷凝器的进气口和贮液器的顶部。

3. 在每台蒸发式冷凝器的出液(集)管上以及贮液器上装放空气管及阀,与空气分离器连通(进气集管上可装就地放空气的阀及管)。

4. 排液集管,以及至贮液器进液口整段管子的尺寸,按不满流计算,最大流速不大于 0.5 米/秒。

5. 冷凝器出液控制阀应低于集管至少 300mm,使集管与阀门之间的液柱压头能克服阀门的阻力。

6. 蒸发式冷凝器与壳管式冷凝器并联时,壳管式冷凝器(不论立式或卧式)的压力损失接近于零,而蒸发式冷凝器则有较大的压力损失。为了不致影响蒸发式冷凝器排液,其排液口应高于壳管式冷凝器的排液口至少 1500mm,如图 9-28。

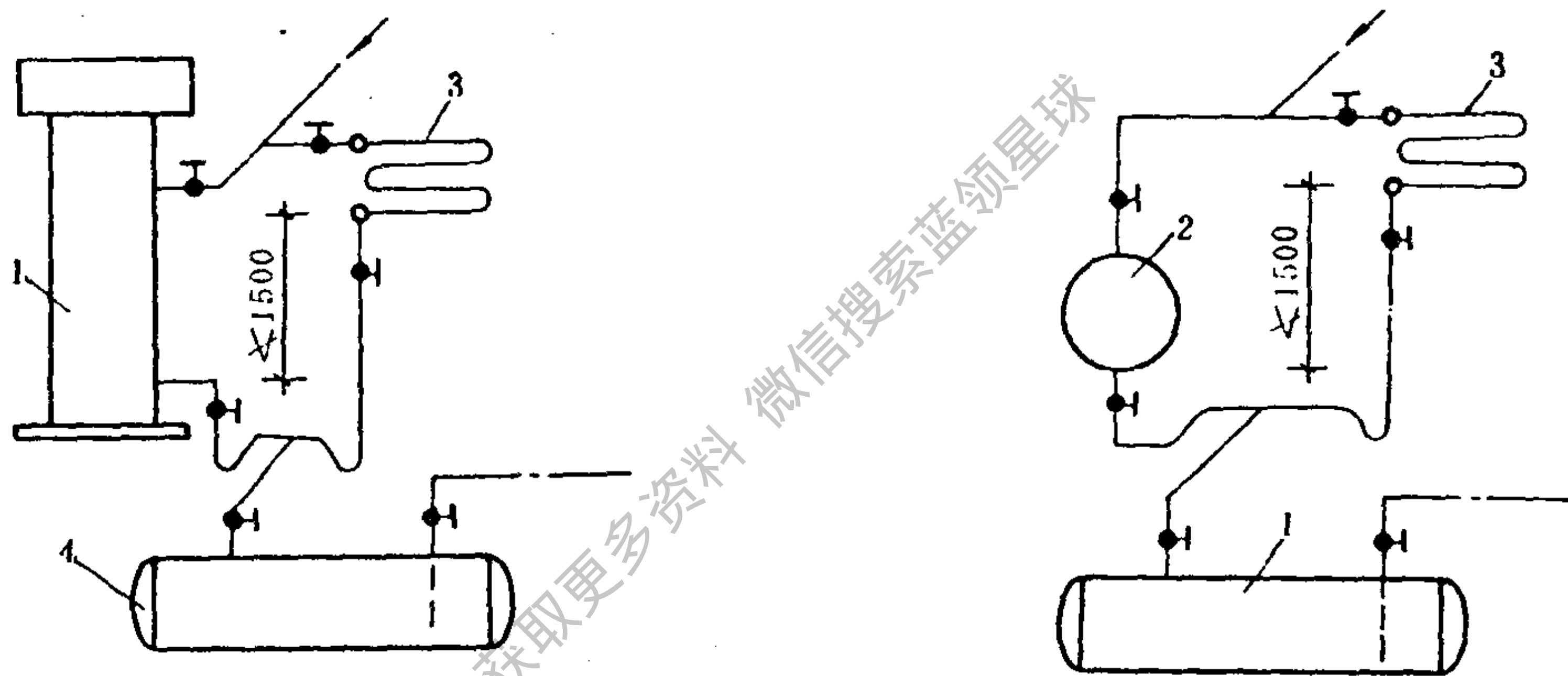


图 9-28 蒸发式冷凝器与壳管式冷凝器并联

1. 立式壳管式冷凝器 2. 卧式壳管式冷凝器 3. 蒸发式冷凝器 4. 贮液器

蒸发式冷凝器的冷凝效果,与进入蒸发式冷凝器的空气状态有很密切的关系。进入冷凝器的空气相对湿度愈低,冷凝效果愈高。曾经发现蒸发式冷凝器周围空气的相对湿度达到 100% 的例子。这样的饱和湿空气通过轴流通风机时,电动机时常因受潮而烧坏,蒸发冷凝效率非常之低。究其原因,主要是设置蒸发式冷凝器的场所不合适,场地闭塞,通风不良,尽管外界空气相对湿度不过 60~70%,而在这个闭塞的小区内,不断来自蒸发冷凝表面的水蒸汽集积不散,加上冷凝器顶部的脱水板失效,淋水装置喷出的水雾逸出冷凝器,以致冷凝器周围空气相对湿度达到饱和状态,严重破坏了蒸发式冷凝器的正常工作条件。因此,蒸发式冷凝器应设置在比较开敞的、通风良好的地方,采用高效率的脱水板。在蒸发式冷凝器周围扩建或续建其他建筑物或构筑物时,必须注意不破坏蒸发式冷凝器的正常工作条件——通风良好的要求。

为了防止通过蒸发式冷凝器的空气“短路”,在蒸发式冷凝器的进风口和出风口之间加隔断装置是有利的,也可以防止太阳直接照射在冷凝器上,如图 9-29(b)。

在蒸发式冷凝器排风口前方加设盘管,热氨先经盘管,然后进蒸发式冷凝器的冷凝管,使从冷凝器中排出的湿空气经过盘管管簇,并与之进行热交换,可降低排放空气的相对湿度,对于改善蒸

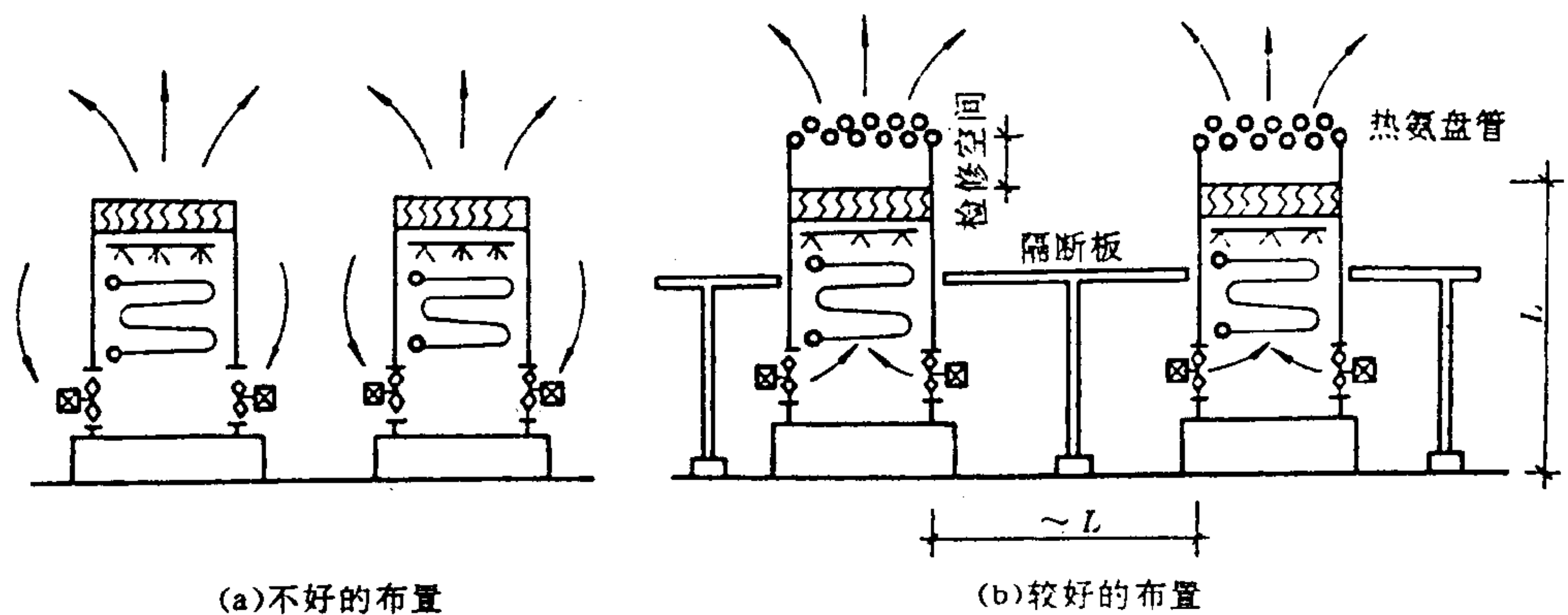


图 9-29 蒸发式冷凝器布置图

蒸发式冷凝器周围环境的空气状态是有利的,同时也可提高冷凝效率。盘管管簇应高过冷凝器一定的高度,以便维修脱水板和淋水装置。

蒸发式冷凝器的轴流通风机如果其中某一台或几台因损坏不能鼓风时,其它通风机向冷凝器鼓风的作用也被破坏。如图 9-30 所示,当 4[#] 风机不能鼓风时,其他 1[#]—3[#] 风机送入蒸发式冷凝器内的空气将有大部分从 4[#] 风机的洞口跑掉。为了防止发生这种情况,宜在轴流通风机的出风段加铝片活页,当风机停止运转或拆下检修时,铝片活页能自动落下封闭洞口,以保证其它风机的有效工作,如图 9-31。

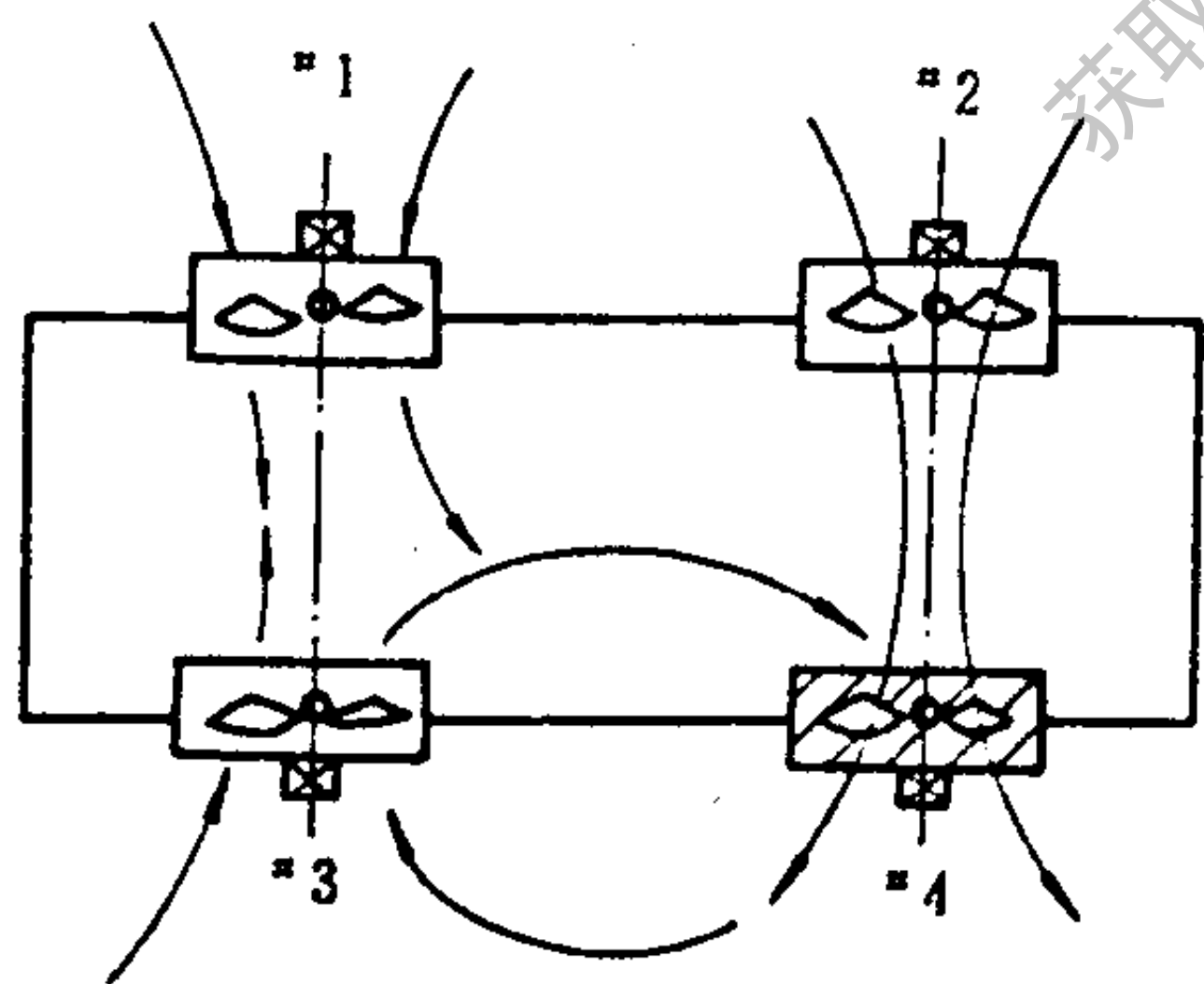


图 9-30 轴流通风机的相互影响

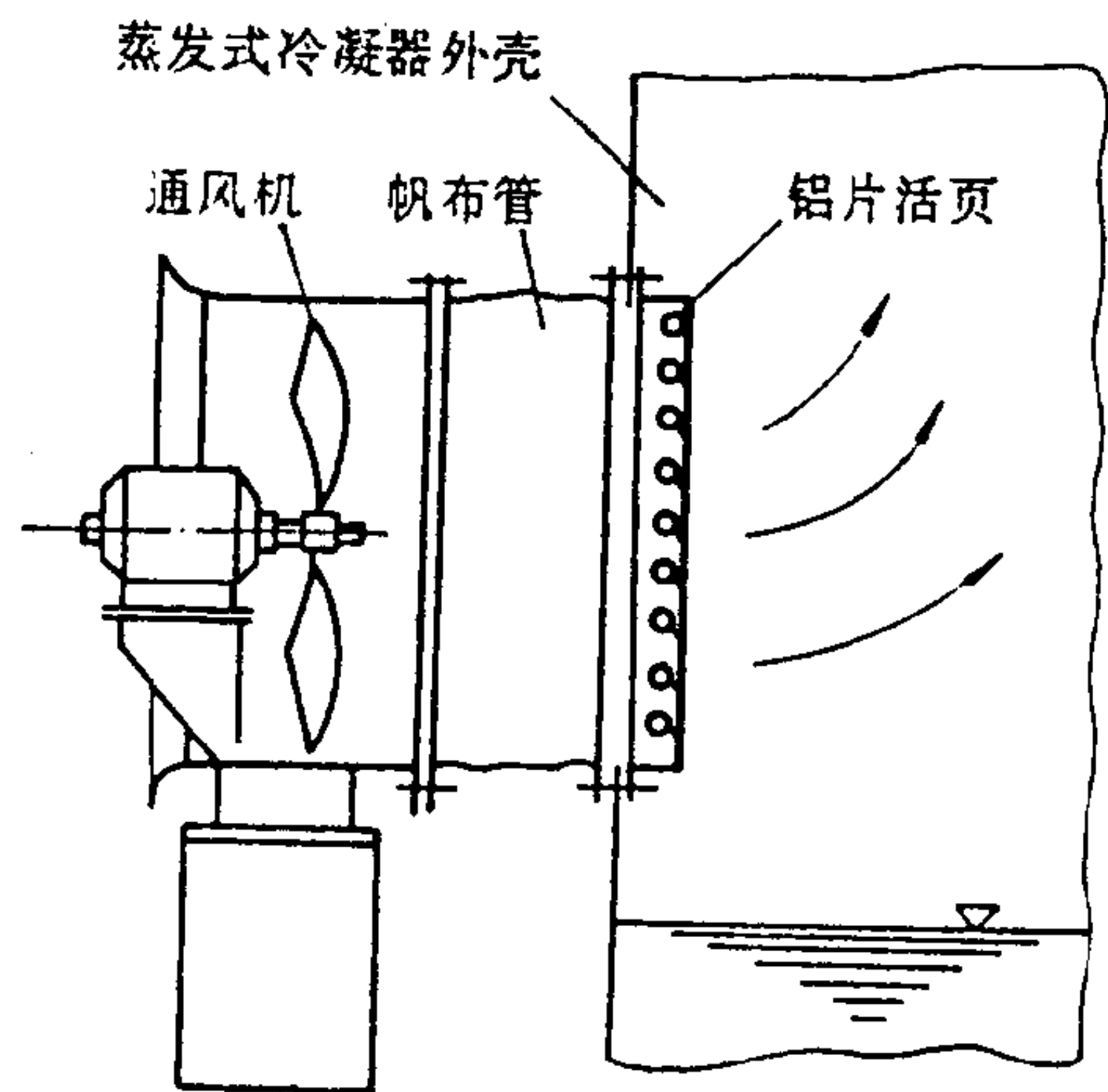


图 9-31 出风段加铝片活页

四、系统放空气

图 9-32 为放空气装置系统原理图。冷凝器、贮液器中的不凝性气体与氨的混合物,由放空气管进入空气分离器的壳体,冷却用的氨液经膨胀阀进入管圈。混合气中的氨气被冷凝成液体,经阀 7 及管泄入贮液器,余下的不凝性气体则从放空气阀排出。

空气分离器顶端插入温度计,根据壳体内温度的变化,掌握放空气操作。壳体内的温度,随着混合气中氨气比例的减少而降低,随着氨气比例的增加而上升。若壳体内为氨气,或绝大部分为氨气,

冷凝时其温度相于排气压力下的冷凝温度；若壳体内氨气很少，则温度将显著降低，此时即应放空气。空气放完后，含氨气的混合气体补充进来，温度将回升；此时即应停止放空气。图 9-33 所示的放空气装置，加上自控元件，即可实现放空气自动操作。

图 9-33 所示的方案为壳体内冷凝的氨液经截止阀 7、膨胀阀 5 进入管圈内蒸发，管路连接比前者简单。但应特别注意阀 5、7 的操作，不应使之成为系统高压侧与低压侧之间的通路。

五、系统放油

高压容器放油应通过集油器。图 9-34 为集油器放油管路连接系统图。

中间冷却器放油也应通过集油器。

低压容器可以不通过集油器而直接放油。但放油阀及放油管管径应加大至 D_325 。若采用通过

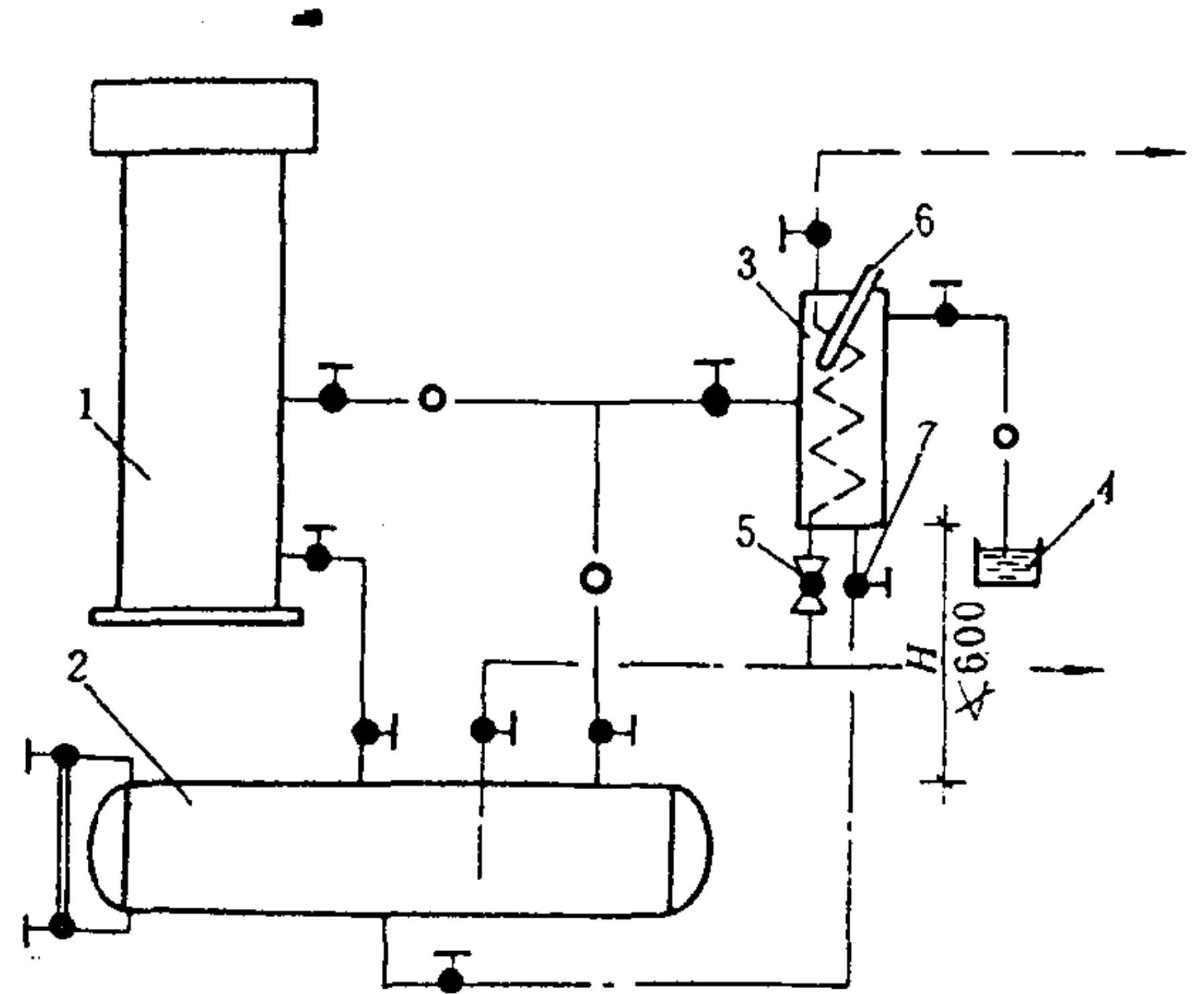


图 9-32 放空气装置系统原理图(方案之一)

- 1. 冷凝器 2. 贮液器 3. 空气分离器
- 4. 玻璃容器 5. 膨胀阀 6. 温度计插座
- 7. 截止阀

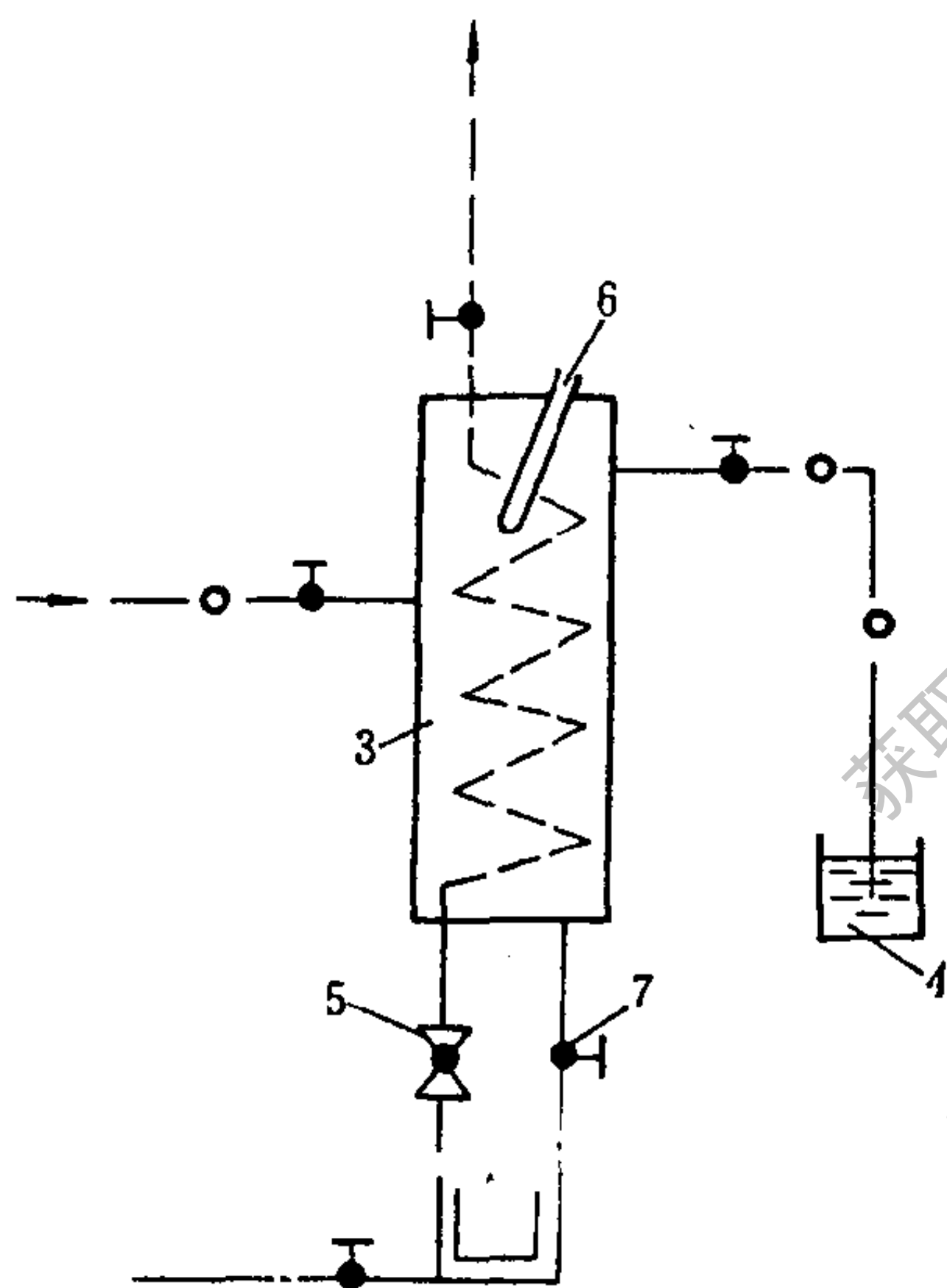


图 9-33 放空气装置(方案之二)

- 1. 冷凝器 2. 贮液器 3. 空气分离器
- 4. 玻璃容器 5. 膨胀阀
- 6. 温度计插座 7. 截止阀

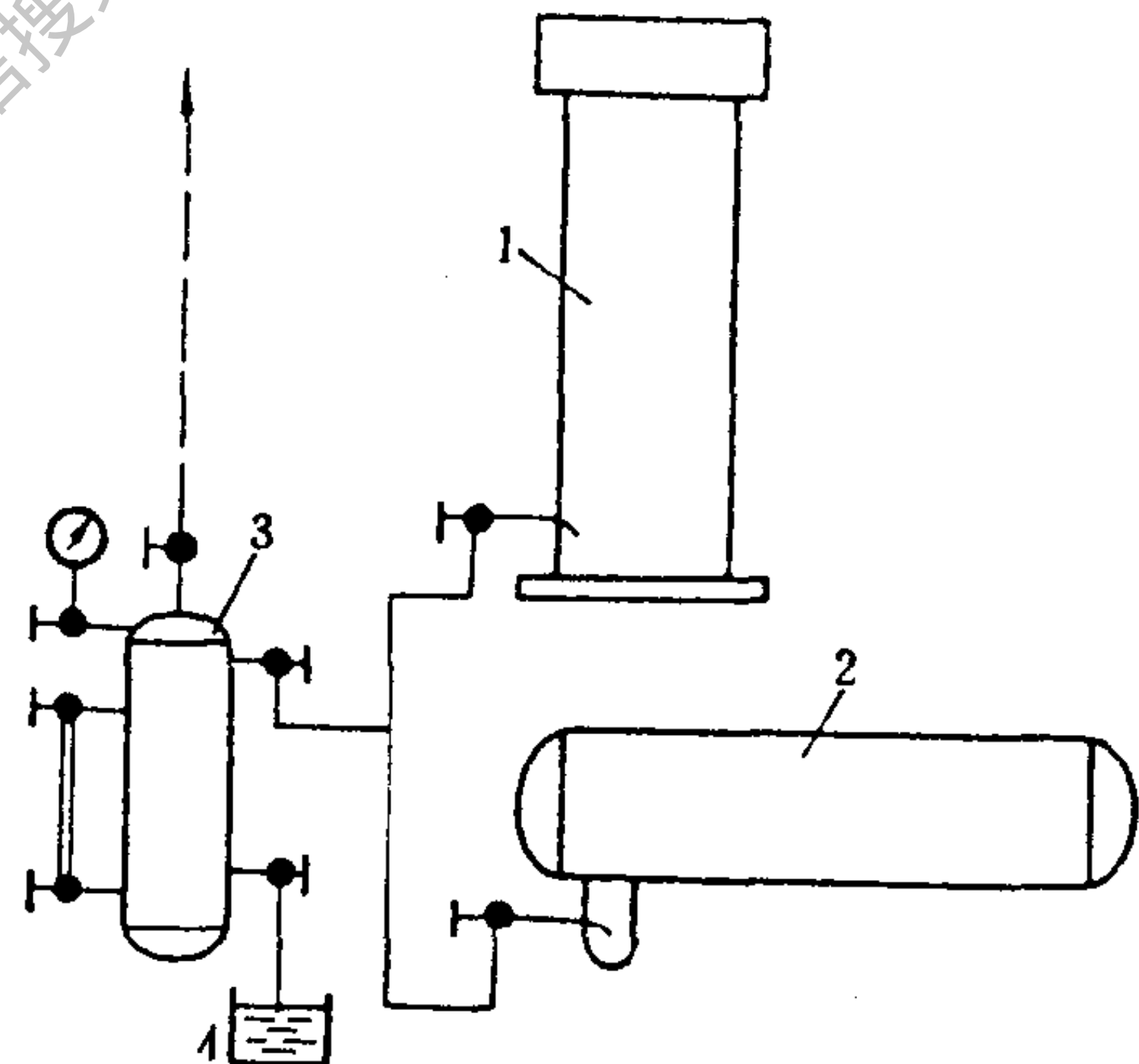


图 9-34 集油器放油管路连接系统图

- 1. 冷凝器 2. 贮液器 3. 集油器
- 4. 玻璃容器

集油器放油的方案时，不宜与高压侧的放油共用集油器，以免由于操作失误或者阀门关闭不严而引起“串压”。

六、冷凝器冷却水系统

冷凝器冷却水系统，根据建厂地区的水源条件，可以有三种供水方式：

(一)一次用水 在水源充足、水温适宜的地区，应优先考虑采用直流供水系统，即一次用水系

统。这种系统比较简单,除取水泵站以外,不需其他构筑物,用完以后直接排入下水道,或者结合农田排灌系统综合利用。

(二)循环用水 在水源不足的地区采用循环用水系统,只需少量的补给水,如淋浇式冷凝器、蒸发式冷凝器均属循环用水,无需另设冷却构筑物。当采用壳管式冷凝器时,则需设冷却水塔、水池,有时候还要增加二级循环泵站。

1. 卧式壳管式冷凝器循环用水方案 图 9—35 为卧式冷凝器循环用水方案。采用此方案时,必须注意冷却水在冷凝器中的温升应与冷却塔的降温能力相适应。一般情况下冷却塔的降温能力为 2—3℃,因此决定冷却水在冷凝器内的温升时,只能采用与之相适应的温度。

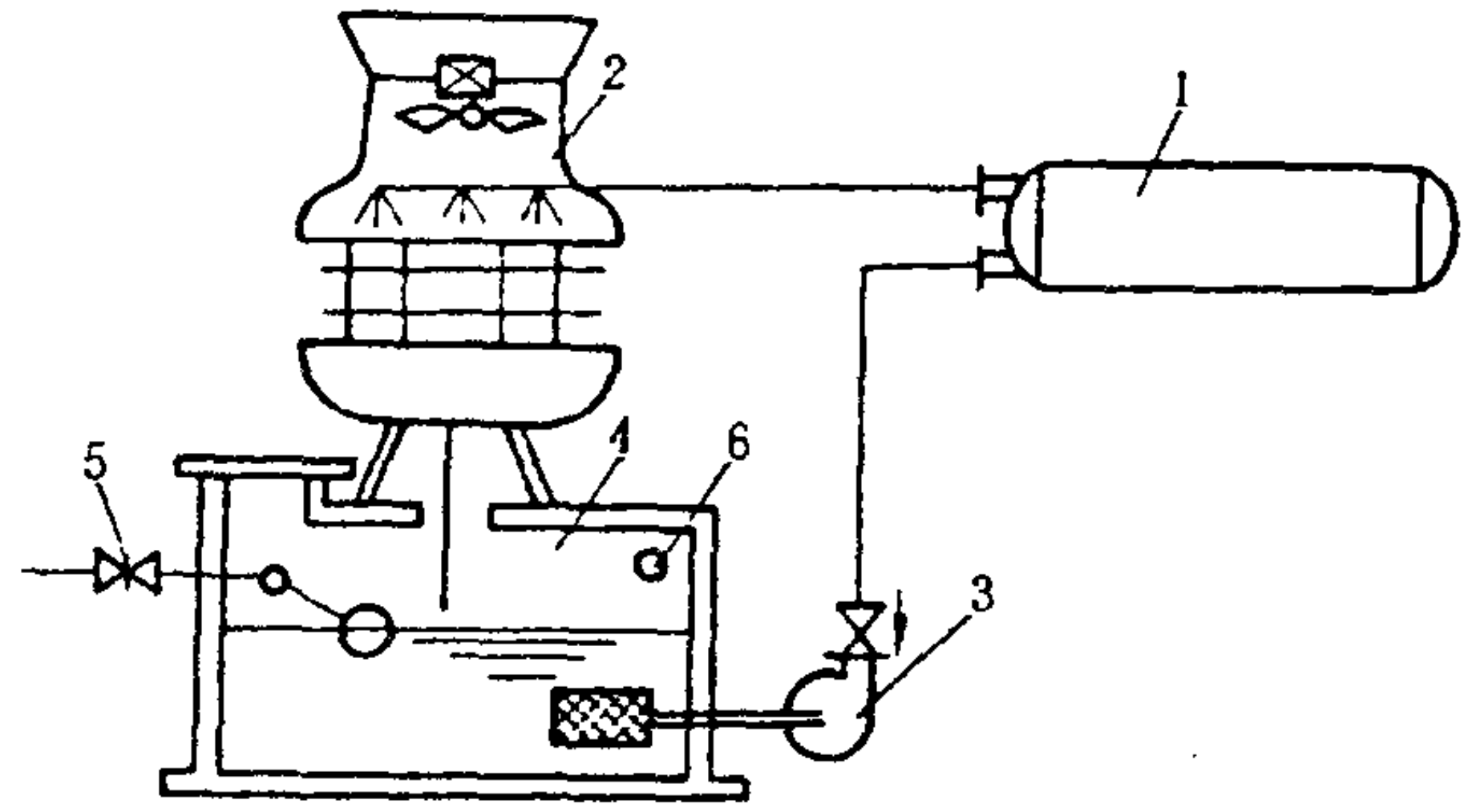


图 9—35 卧式冷凝器循环用水方案
1. 卧式冷凝器 2. 冷却塔 3. 水泵
4. 水池 5. 补给水水源 6. 溢水管

2. 立式冷凝器循环用水方案 图 9—36 将冷却塔布置在高于立式冷凝器的地方,只需一个水池、一级循环泵,即可实现循环用水。现代冷却塔用玻璃钢作外壳,用塑料或铝板作填料,比较轻巧,故可架设在机房屋顶上。

图 9—37 的方案需要两个水池,或者将一座较大的水池分隔为二,需要二级循环水泵,比前者复杂得多。而且设在低处的冷却塔其效果不如设在屋顶上好,两级水泵的流量也难以平衡,补给水

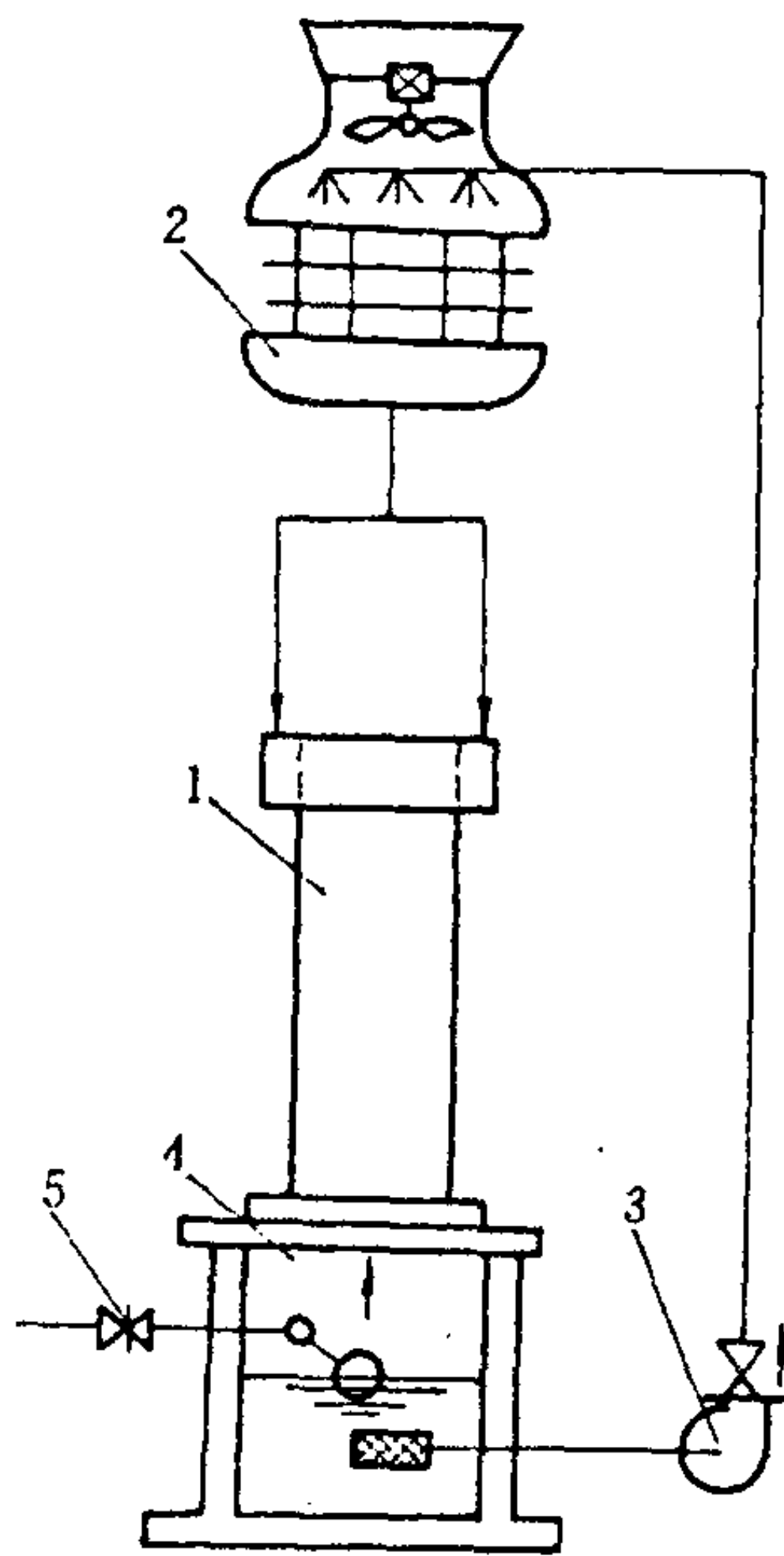


图 9—36 立式冷凝器循环用水方案之一
1. 立式冷凝器 2. 冷却塔 3. 水泵
4. 水池 5. 补给水水源

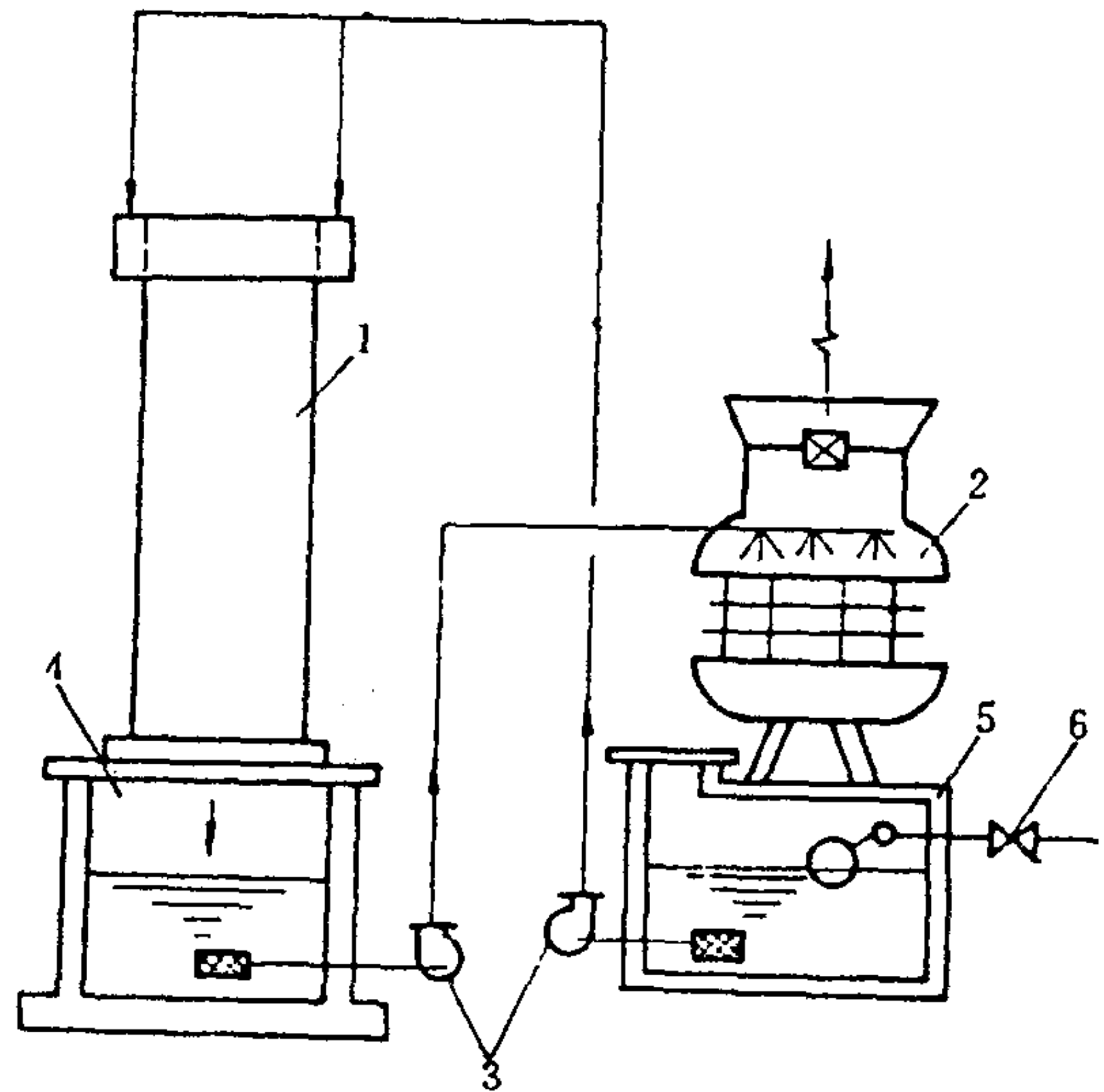


图 9—37 立式冷凝器循环用水方案之二
1. 立式冷凝器 2. 冷却塔 3. 水泵
4. 水池 5. 水池 6. 补给水

消耗量较大。

3. 冷凝器冷却水、压缩机气缸套冷却水及融霜用水综合循环用水方案图 9-38 为系统示意图。这个方案的耗水量是比较省的。

(三) 排污法用水 以温度较低的深井水作为补给水, 与部分温度较高的冷却水回水混合, 作为冷凝器冷却水, 习惯上称为排污法用水。图 9-39 为排污法用水系统示意图, 从排污管排放的水量等于补给深井水水量, 循环泵的流量等于计算的冷却水量。

值得指出的是有些地区的深井水含游离铁(Fe)的量较高, 深井水一经曝气, 游离铁即与空气中的氧化合而成氧化铁, 生成一种黄褐色的沉淀物, 给整个系统的清洗工作带来很大麻烦。采用排污法系统时, 应根据深井水水质分析报告慎重考虑。送入卧式冷凝器的深井水如果由提升地下水的深井泵直接供给, 则游离铁对卧式冷凝器的污染是很轻微的。

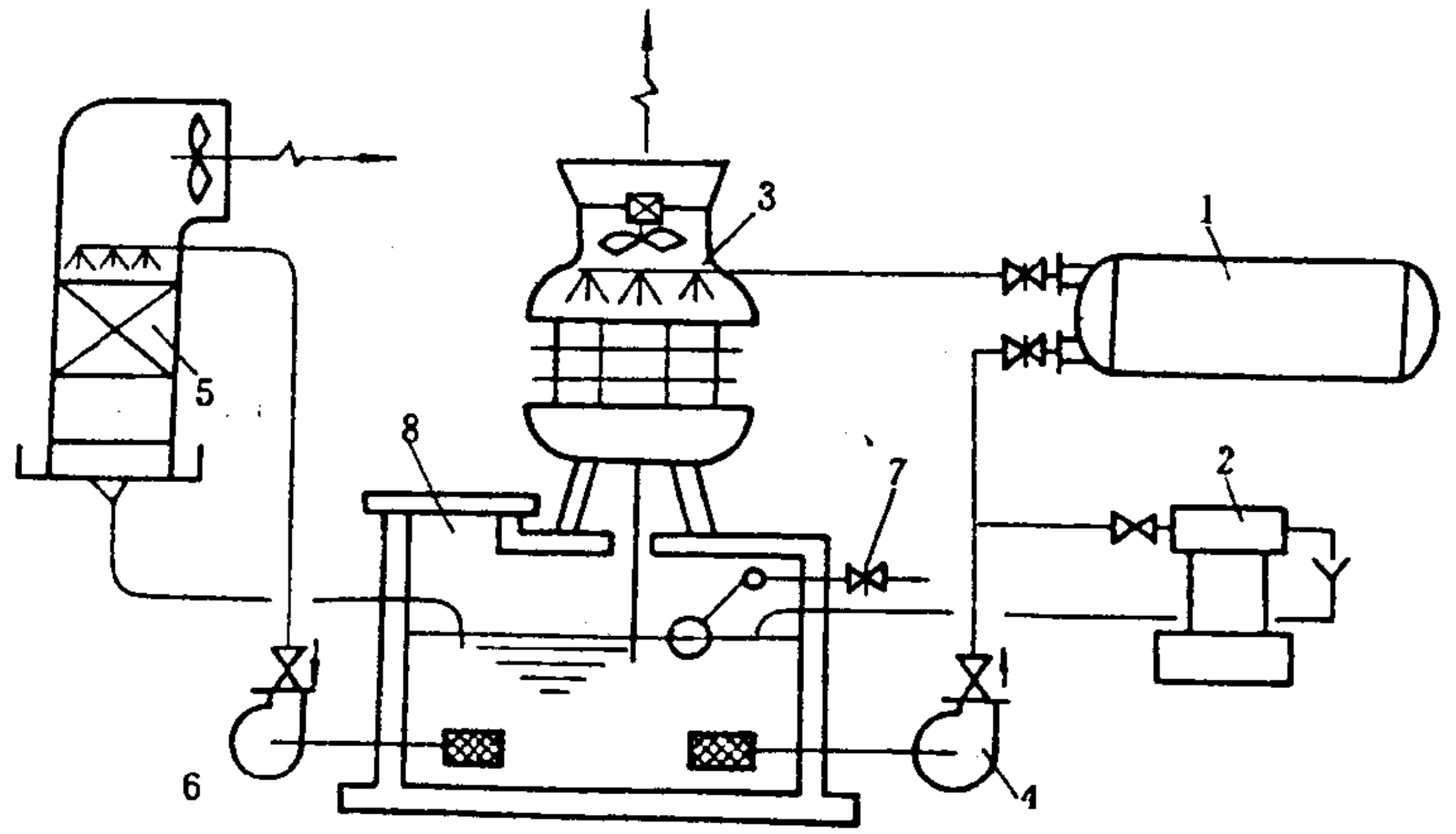


图 9-38 综合循环用水示意图

1. 冷凝器 2. 压缩机 3. 冷却塔 4. 冷却水循环泵
5. 冷风机 6. 融霜水泵 7. 补给水 8. 水池

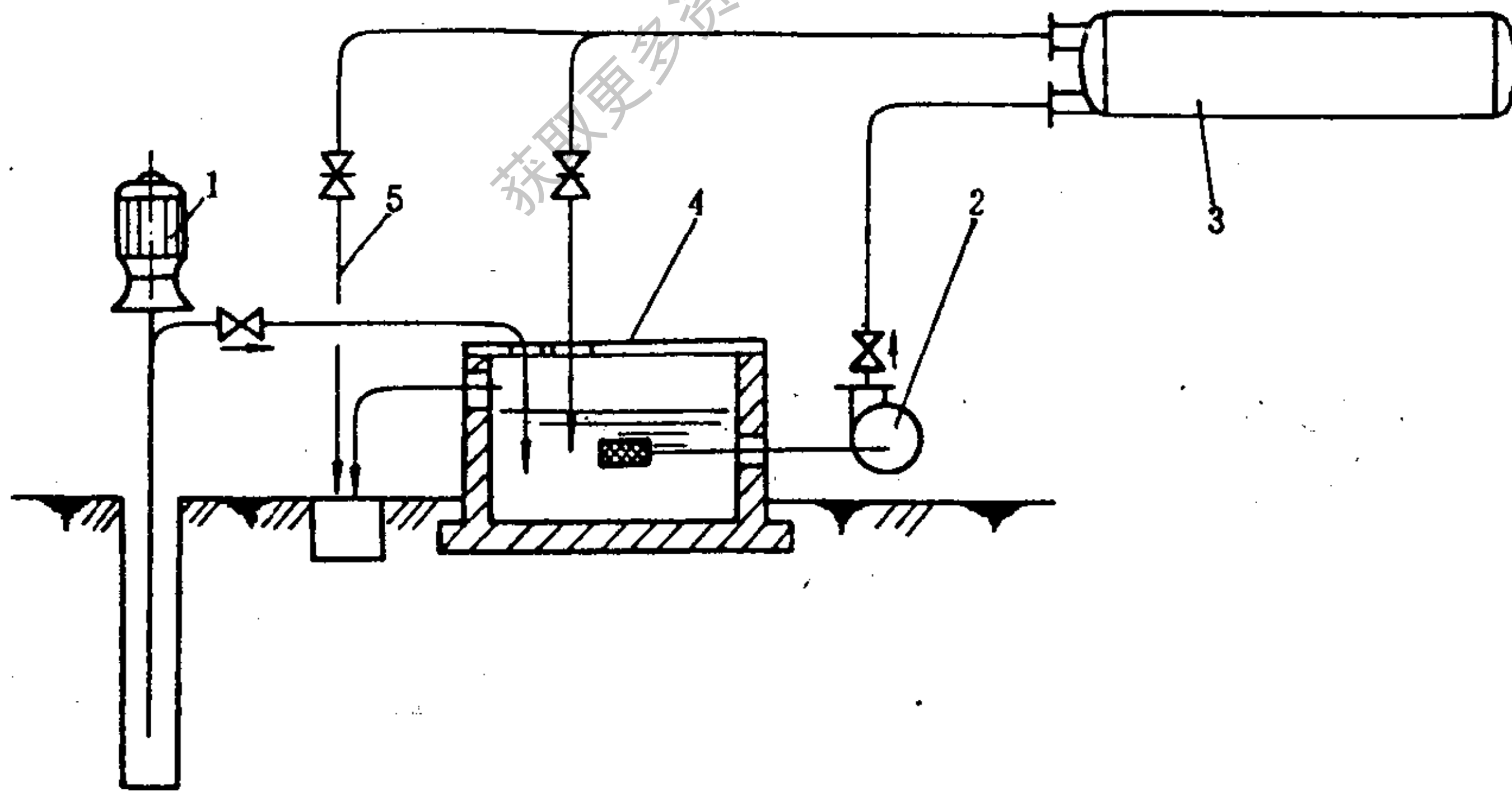


图 9-39 排污用水系统示意图

第三节 系统融霜

当制冷系统的蒸发温度低于 0°C 时, 蒸发器表面必将出现霜层, 影响热交换效率, 故应经常采取措施清除霜层。

除霜方法可以用人工扫霜, 热氨融霜, 水融霜, 以及热氨水融霜等。

一、热氨融霜

热氨融霜是将压缩机排出的热氨气引进蒸发器,将蒸发器暂时当成“冷凝器”,利用热氨冷凝时所放出的热量,将蒸发器表面的霜层融化。蒸发器内原来积存的氨液和润滑油,则借热氨加压或者重力排入融霜排液桶或低压循环贮液桶。

热氨融霜一般仅用于冷藏间的光滑管排管中,融化下来的霜和水必须立即清扫,否则将重新冻结成冰。一般当冷藏间的顶排管或墙排管融霜时,在货物上或地上铺设油布之类的覆盖物,避免融霜水冻结在货物上或地板上。

冷风机已不单独采用热氨融霜,因为不仅效率低,而且霜层融化而成的水的排放问题也有许多麻烦,所以冷风机都是采用水融霜,或者热氨水融霜。

热氨气是融霜的热源,必须保证有足够的热氨量以及适当的热氨压力和温度。一般用于融霜的热氨量不能大于压缩机排气量的三分之一。融霜热氨压力不小于 6 公斤/厘米²,不大于 9 公斤/厘米²。

融霜用热氨应从氨油分离器的排气管上接出。在较大的制冷系统中,宜设置专用的氨油分离器(非洗涤式的)。融霜热氨管不宜穿过低温地段,而应敷设在常温穿堂内,并应包绝热层。绝热材料应采用石棉、玻璃纤维、矿绵毡或水玻璃膨胀珍珠岩制块等材料,而不能采用软木或泡沫塑料之类不能耐高温的材料。

二、水融霜

水融霜一般用于冷风机融霜,通过淋水装置向蒸发器表面淋水,使霜层被水流带来的热量融化,从排水管排走。水融霜比单用热氨融霜效率高得多,操作程序也比较简单,已被广泛采用。但是水对于冷库的危害性是很大的。因此在设计水融霜系统时,必须多方面采取严格的技术措施,防止由于设计不当或者管理不善,给冷库带来祸害。

融霜用水的温度以 25℃ 左右较为合适,过高将产生“雾气”,可能使冷库围护结构内表面上产生凝结水;过低则需要更多的水量,或者延长淋水时间。在冬季或寒冷地区,可以采用冷凝器排出的冷却水作为融霜用水。

采用水融霜的冷风机必须有严密不透水的外壳,有使融霜水不致溅入库内的承水盘,和畅通的排水管道,三者缺一,都将造成损坏冷库的严重后果。

(一)融霜给水系统 融霜水源可以直接用自来水,或者专门设立融霜给水泵。

直接采用城市自来水融霜,除了经济问题以外,主要是城市给水管网的压力不稳定,难以掌握给水阀的开启度,有可能由于水压过高,给水量过大,造成水外溅的不良后果;或者是水压偏低,水量不足,在常规时间内融霜不净,以致愈积愈厚,难以融掉。

设置专用融霜水泵和循环用水系统,或者利用冷凝器冷却水循环水池,如图 9—38 所示,既可节省水量,又有助于冷却水的降温,是比较经济合理的。特别是专用融霜水泵的压力和流量都比较稳定,便于掌握给水阀的开启度和淋水时间,比较安全可靠,还便于实现融霜自动操作。

1. 给水管设计 融霜给水总管应敷设在常年温度大于 0℃ 的场所。从总管通向冷风机淋水装置的支管接法有:

(1)图 9—40 为以往常见的一种设计方案。融霜给水总管敷设在常年温度大于 0℃ 的穿堂内,支管 ABC 穿过围护墙接入冷风机。淋水完毕,关阀 1,开阀 2,放尽支管内的存水,然后关阀 2,防止由于冷风机上部的负压作用自阀 2 吸入外界空气,引进凝结水不断集聚而冻塞管道。

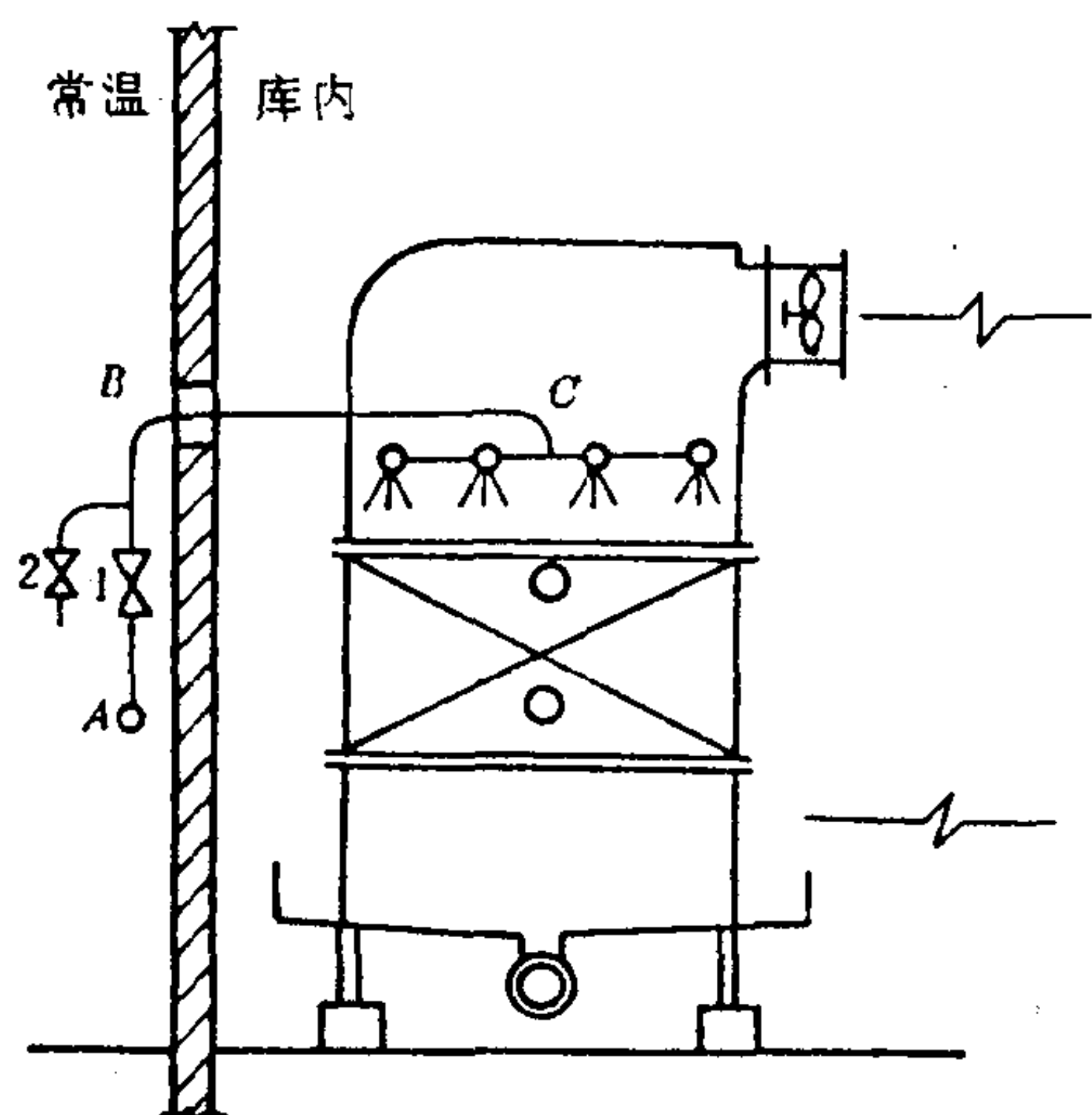


图 9-40 冷风机融霜给水方案之一

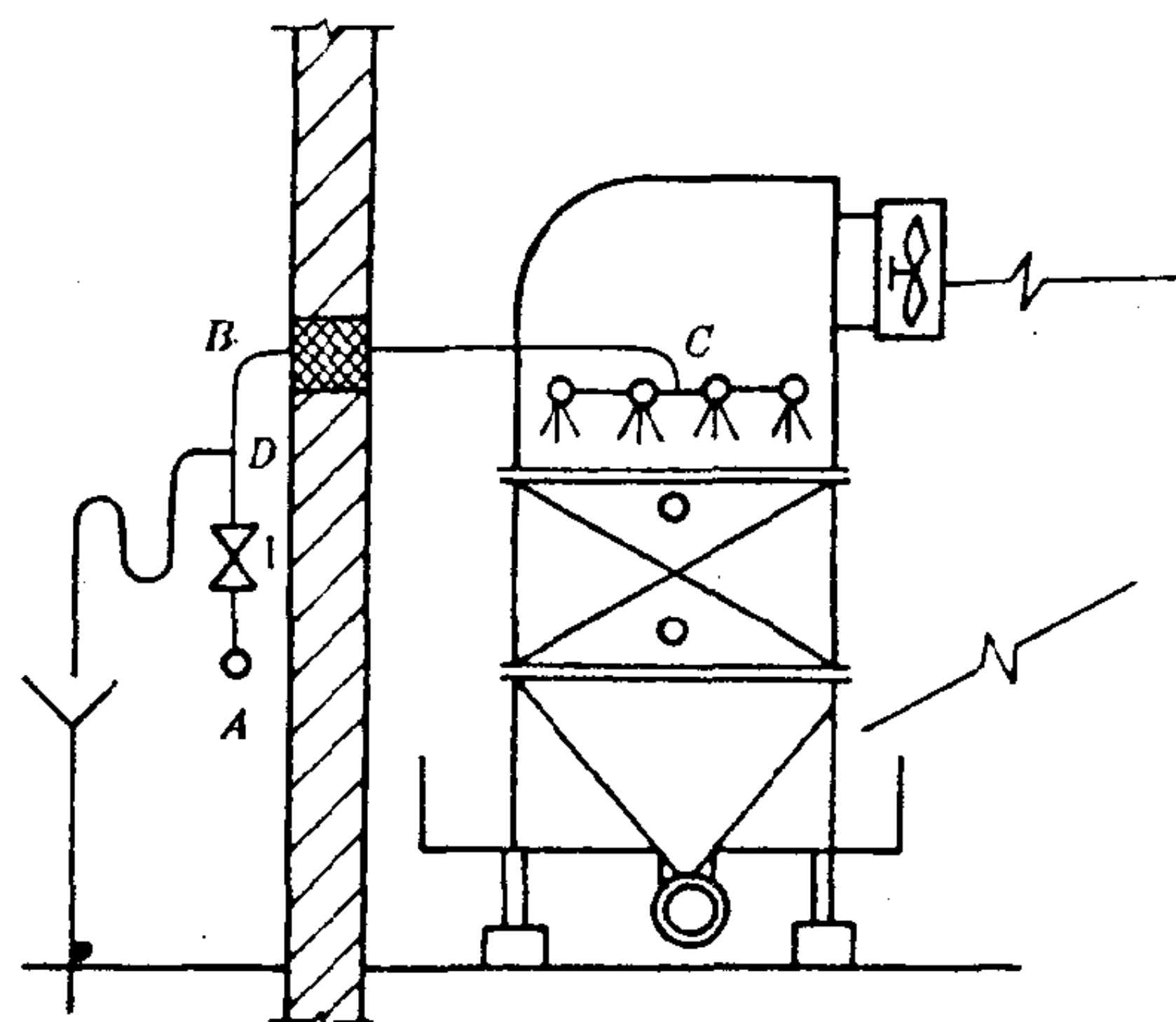


图 9-41 冷风机融霜给水方案之二

这个方案只有在阀 1 能完全关闭、没有渗漏的条件下才是可靠的。倘若阀 1 有渗漏，渗漏水越过 B 点进入冷间，BC 管段及淋水管就有被冻塞的可能。若因操作疏忽，阀 2 未关闭，冷风机由此吸入的室外空气中所带进的水分，也可使淋水管被冻塞。所以当采用图 9-40 的设计方案时，操作管理上应特别注意。在自动化融霜系统中，电磁水阀关闭失严的可能性是存在的，因此更应注意防止由于电磁水阀渗漏而带来的后果。

(2)图 9-41 为另一种方案，不同之处是将前一方案中的放水阀改为一个水封，下接排水漏斗。当融霜完毕，给水阀(或电磁水阀)关闭后，DBC 管段内的存水能在水柱压力作用下自水封排出。万一给水阀有渗漏，渗漏水能从水封排出，而不致越过 B 点进入冷间而引起管道被冻塞。水封又可防止风机自放水管吸入外界空气，还可避免由于操作疏忽而带来的不良后果。缺点是在融霜时将流失一部分水量。在自动融霜系统中，可以在排水漏斗内装水流继电器，用以指示融霜水泵及电磁水阀的动作是否正常。

库房内部的给水管应包绝热层，而且绝热层应延伸至库外至少 1.5m，即使是在 0℃ 的高温库内的给水管也是如此，否则将在水管表面产生凝结水。

2. 淋水装置 必须特别注意淋水管内残存水的排放问题。如果停止喷水以后，水管内的残存水不能排净就会冻结，即使不完全堵死，也将影响某一部分喷嘴的正常喷水。因此在设计安装淋水装置时，应特别注意校正淋水管的坡度，在集管和淋水管末端最低点的下腹部钻 $\varnothing 6 - \varnothing 8\text{mm}$ 的泄水孔。

3. 承水盘 承接融霜喷淋水和冰霜的承水盘，既要能防止水溢出盘外，又要能防止水溅到冷库的地坪上；若有渗漏要能便于发现和修理。

承水盘的平面尺寸各方都应大于冷风机的平面尺寸，如图 9-42，回风口的净尺寸宜使进风速度不大于 0.4m/s。除正面能回风外，左右两侧均应可以回风；后侧一般不考虑作为回风口使用。为了防止溅水，冷风机后侧与承水盘之间可以加挡板，但挡板下沿应留 50mm 空间，使冷风机外壳融化的冰、霜水，或者自法兰接口不严密处漏出的融霜喷淋水能泄入水盘内。

为了防止冷风机各段法兰接口不严密，法兰间的橡皮垫圈不能对口平接，而应上下搭接，如图 9-43。橡皮垫圈的边沿不应突出法兰以外。

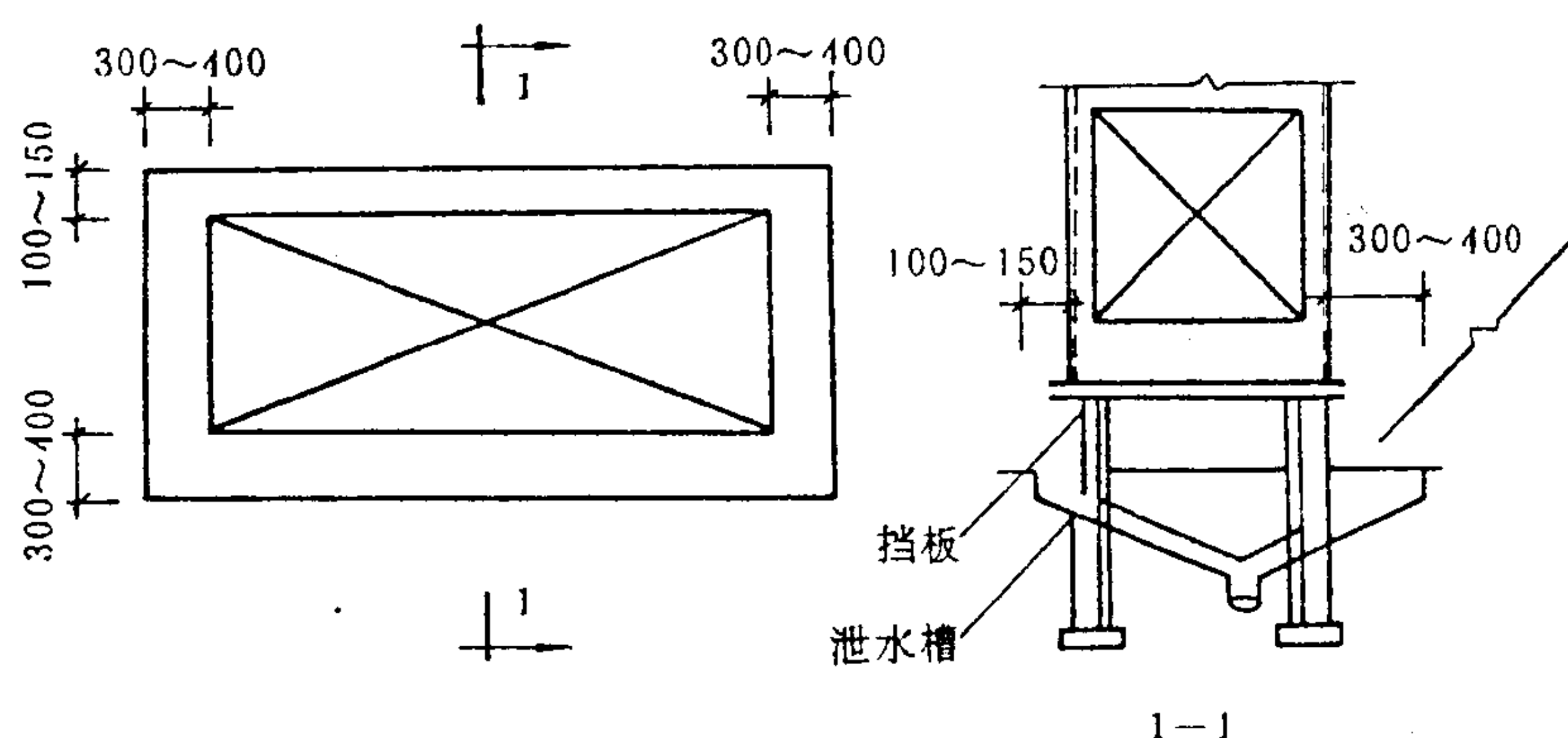


图 9-42 承水盘

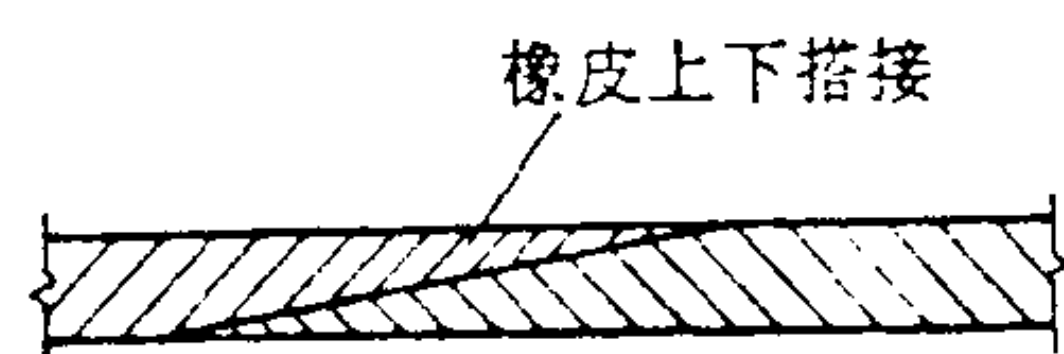


图 9-43 橡皮垫圈的接头

怎样防止水滴外溅,需要考虑的因素比较多。自蒸发器下沿至承水盘底板之间的高度过大是没有好处的。只要回风口断面合乎要求,就不要加大这个高度。如果把承水盘设计成为V型,利用斜面将水滴向水盘中央反射回去,对减少水滴外溅有帮助,但承水盘高度将加大,整个冷风机以及冻结间的空间高度将随之加大。可以采用一种加反射板的承水盘,如图9-44,这种作法,把利用斜面和控制在承水盘高度尺寸的矛盾统一起来了。

承水盘应架空在冷库地坪以上,不可紧贴在地上,更不允许嵌入地坪以内,以便能及时观察是否漏水,也便于维修。

承水盘的有效盛水深度应不小于300mm,以便能形成一段水头,克服排水口和弯头的阻力。

4. 排水管 冷风机融霜排水管管径一般不小于 $D_g 100\text{mm}$,排水坡度不小于5%。设计布置上宜注意以下几点:

(1) 排水管出口应设水封井,防止室外空气进入管内。冬季室外温度较低的地区,应将水封井设在可防止冰冻的室内。

(2) 当排水管通过冷藏间时,应包绝热层和防潮层,主要是为了防止排水管外表面结霜,以免融霜水带来的热量将排水管外表面的霜层融化而下滴,以及防止热空气或“热货”进入冷藏间时所带进的水汽遇到裸管产生凝结水而下滴。至于高温库或冷却间的冷风机融霜排水管,则不宜穿过低温冷藏间或冻结间。因为高温库或冷却间的冷风机在停止运行以后,蒸发器上的霜层可能慢慢自行融化,化霜水的温度低,流量小,细水长流,可能在流经低温库或冻结间时被冻结成冰而阻塞排水管。

(3) 排水管的进水口宜加网罩,网孔可用 30×30 或 $50 \times 50\text{mm}$,网孔净面积不小于排水口断面的四倍。

(4) 排水管与承水盘的接口必须保证严密不漏水。

水融霜只解决蒸发器外表霜层对传热的不良影响,但没有解决蒸发管内部积油对传热的不良影响,因此对于冷风机的融霜装置,除水融霜以外,同时应接通热氨融霜系统,定期用热氨加压,排

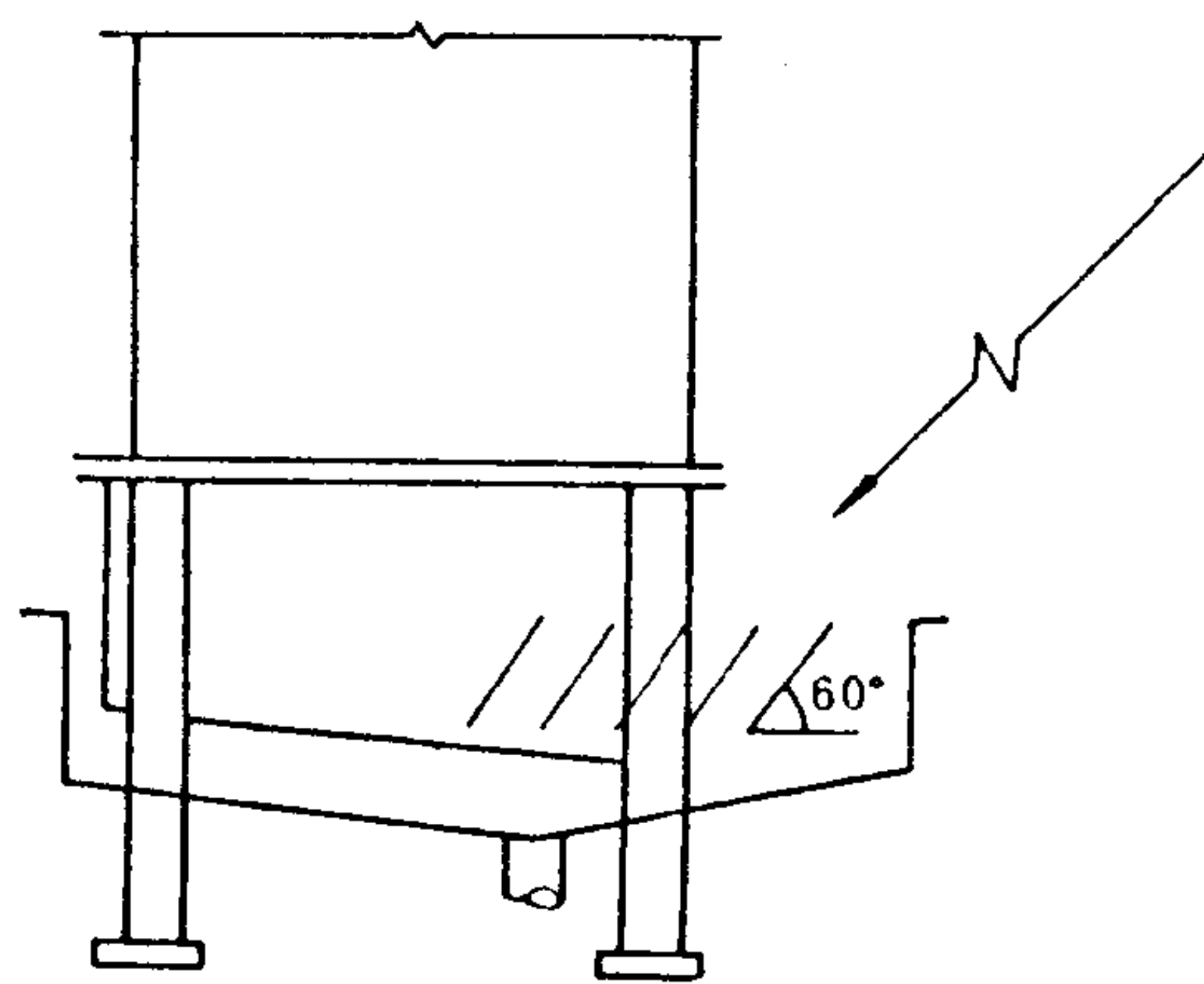


图 9-44 加反射板的承水盘

除管内积油。氨泵供液上进下出式系统可以不必加热氨管及排液管。

三、热氨—水融霜

同时采用热氨融霜与水融霜,比单独用水融霜效率高些,融霜时先将热氨送入蒸发器,使冰霜与蒸发器表面脱开,然后淋水,即可很快把冰霜冲掉。停水以后,还可利用热氨“烘干”蒸发器的表面,免得蒸发器表面的水膜结成冰而影响传热。但是,这将使融霜操作或自动融霜装置的程序复杂化。所以,一般经常性的融霜以水融霜为主,为了简化自动融霜程序和节省自控元件,热氨融霜装置可以采用手动操作,热氨阀和排液阀不必采用自控阀(电磁阀)。

第四节 制冷管道设计

一、对管子、阀类及连接件的一般要求

(一)管子 氨系统管道一律采用无缝钢管。氨对铜、锌等有色金属有腐蚀性,故不允许采用铜管,直接与氨接触的管壁不允许镀锌。

氨制冷系统工作压力一般不大于 1.5MPa,气密性试验压力一般规定高压侧为 1.8MPa,低侧为 1.2MPa。根据以上要求,可采用 10 号或 20 号碳素钢无缝钢管。

(二)阀类 氨系统所用阀门应符合下列要求:

1. 阀体应是灰铸铁、可锻铸铁或铸钢的。强度试验压力 30~40MPa,密封性试验压力 20~25MPa。一般公称压力 $P_g=25\text{MPa}$ 的阀即可满足氨系统的要求。
2. 氨对铜有腐蚀性,氨系统所用阀类不允许有铜及铜合金的零部件。
3. 应有倒关阀座,当阀开足后能在运行中更换填料。

(三)连接件 氨系统管道一律采用焊接。一般管壁厚度小于 4mm 者宜用气焊,管壁厚度 4 毫米以上者可用电焊。

1. 弯头一律采用煨弯。管子外径小于 57mm,弯头曲率半径不小于 3.5D。外径 57 毫米及以上者,其曲率半径如下表。

管子外径(mm)	弯头曲率半径(mm)	管子外径(mm)	弯头曲率半径(mm)
57	140	133	400
76	200	159	500
89	235	219	660
108	325	245	740

2. 法兰用 A₃ 镇静钢制作,应带凸凹口。

3. 小口径阀门用丝扣连接时,连接管车削螺纹以后的剩余厚度不宜小于 2.5~3.0mm,应先用一段短管与阀门连接以后,再与系统管道焊接,丝扣连接时不得使用白油麻丝,应采用纯甘油与黄粉(氧化铅)调合的填料。

4. 两根管子作 T 形连接时,应作顺流向的弯头。若两根管子的管径相同,应在接合部加一段较大的管子,如图 9-45。

5. 支管与集管相接,支管管头应开弧形叉口与集管平接,不应插入集管内。尤其是供液管及多

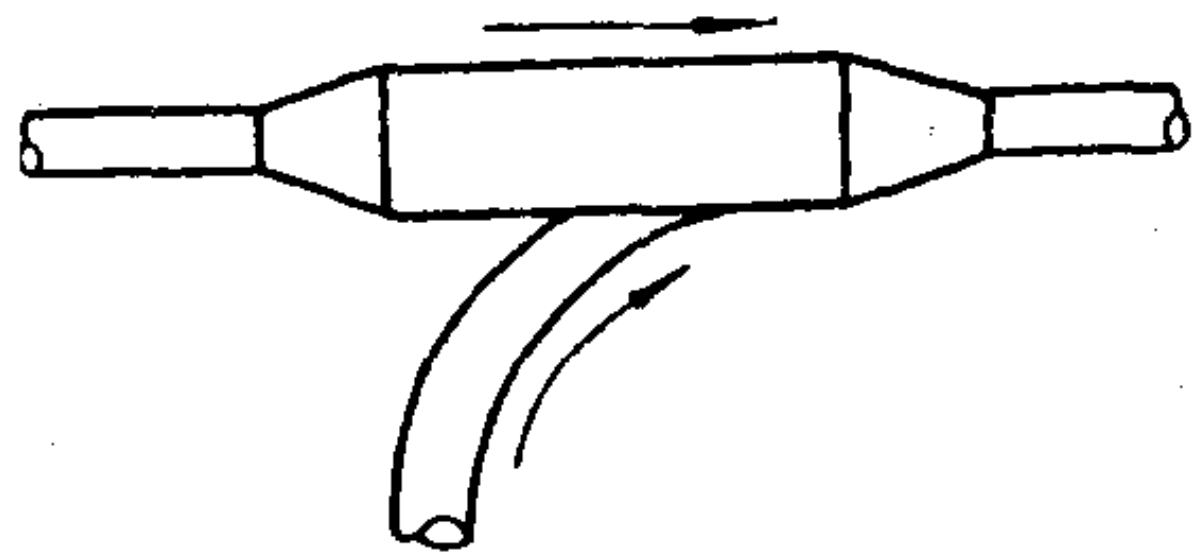


图 9-45 管子 T 形接法

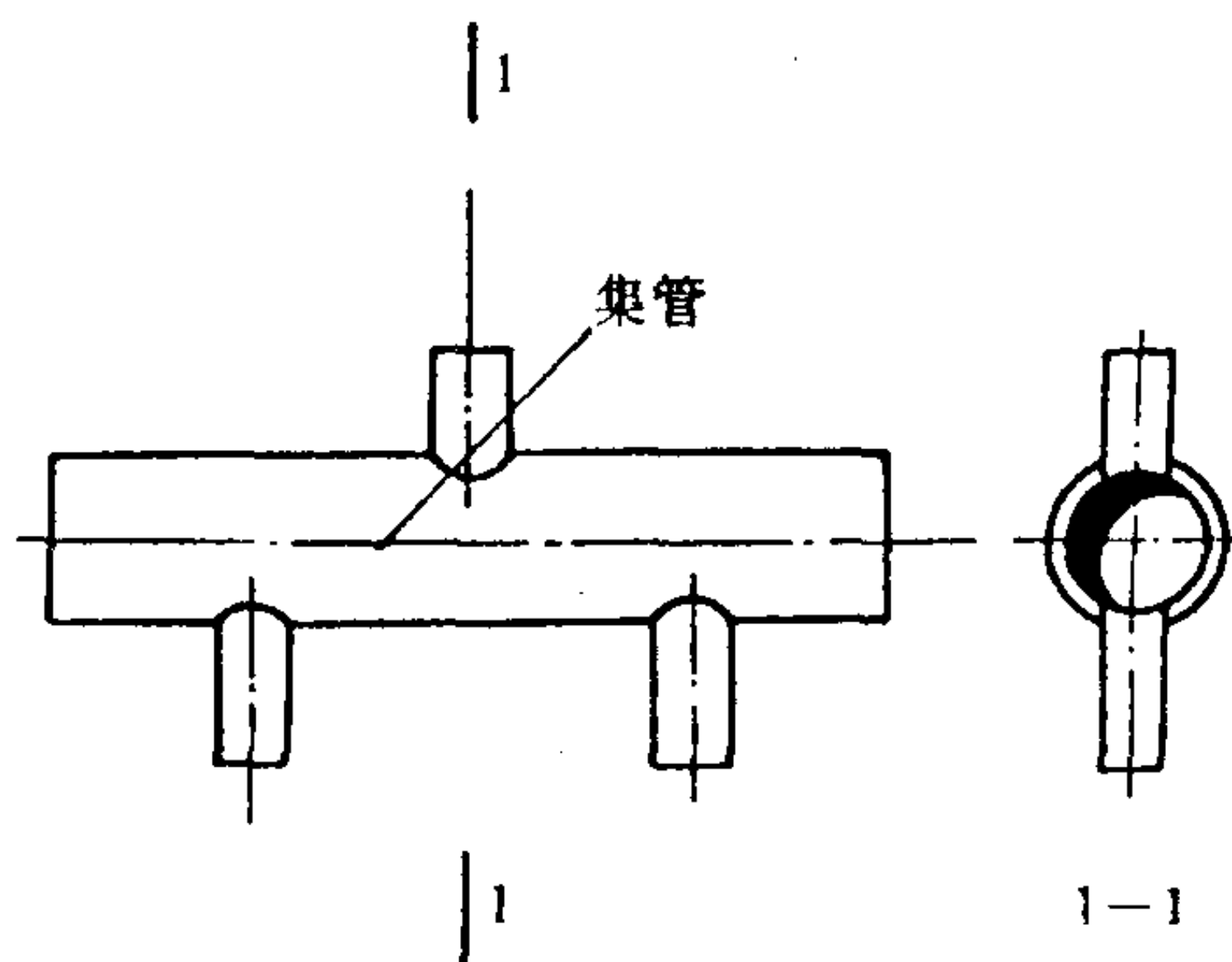


图 9-46 支管与集管接法

通路的蒸发排管,更应严格按图 9-46 的要求连接,以免造成配液不均匀的不良后果。

二、管道布置要点

1. 管道布置应力求经济合理,适当照顾美观,考虑共用支架、吊点和节省绝热工程的工作量。
2. 在同一标高上不应有平面交叉,以免形成形或 的上下弯。也不允许在绕过建筑物的梁、板时形成上下弯。

3. 穿过建筑围护结构时,应尽量合并穿墙孔洞,有时候,即使多费一点管线也应当这样做。因为穿过围护结构的孔洞会破坏围护结构绝热层与隔气层的连续性和密封性,因而都必须作特殊处理(见第三章)。有许多冷库围护结构绝热防潮失效,管道穿墙处理不当是重要原因之一。因此在设计布置管道时应顾全大局,作全面的技术经济上的衡量。

4. 库房内部的管道应吊在梁板上,不应在内衬墙上设支架。所有吊点应在土建施工时预埋。

5. 各种管道在支架、吊架上的排列,应该是供液管在下,回气管在上,热氨管在最上或外侧,如

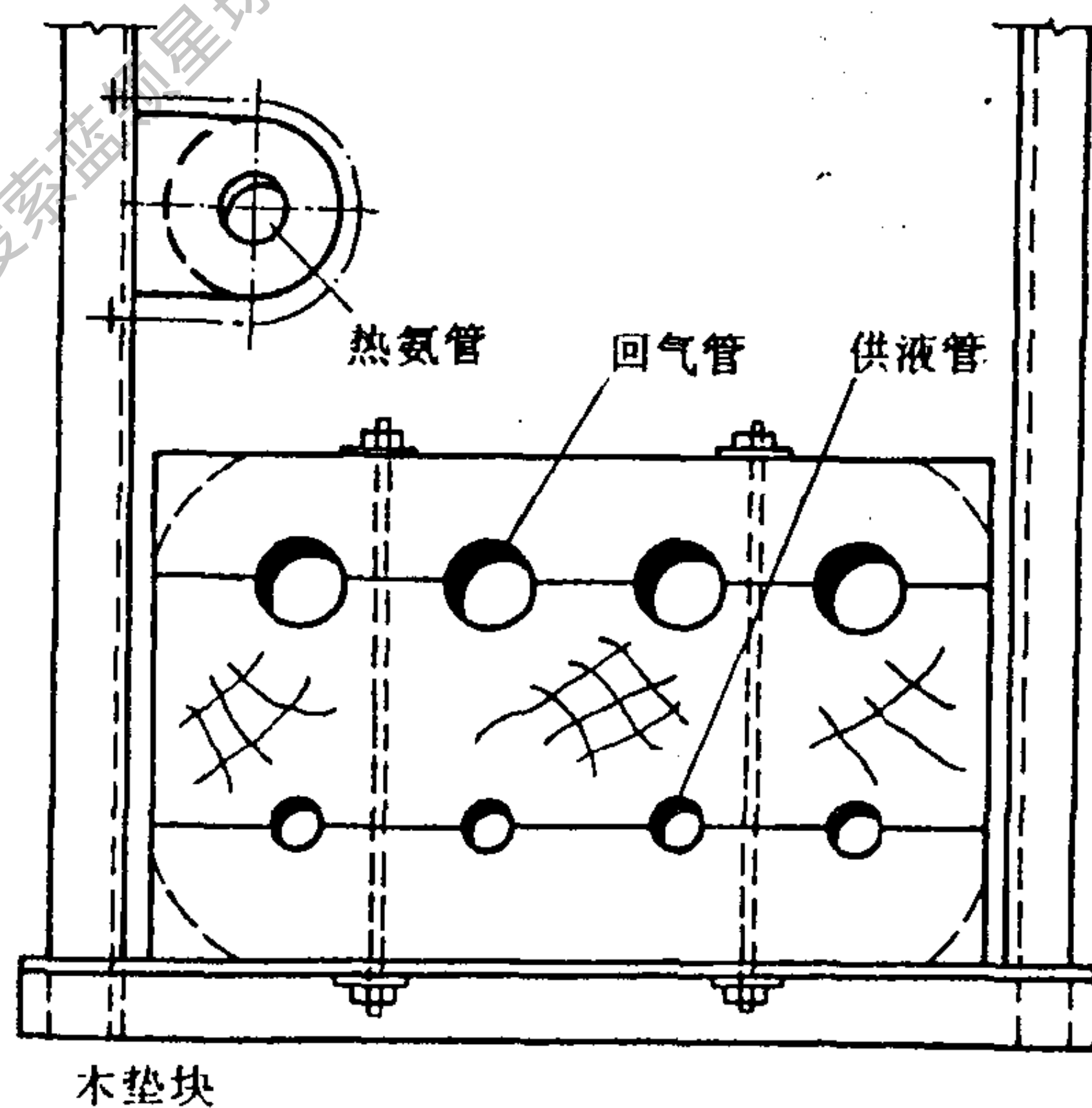


图 9-47 管道的排列

图 9-47 氨管道用经过防腐处理的木材作垫块,不应与型钢支吊架直接接触。

6. 各种管道的安装坡度及坡向按表 9-2 采用。各种管道吊点最大间距按表 9-3 采用。

表 9-2 系统管道坡度及坡向

管道名称	倾斜方向	倾斜度参考数值(%)
压缩机排气管至油分离器的水平管段	向油分离器	0.3~0.5
与安装在室外冷凝器相连接的排气管	向冷凝器	0.3~0.5
压缩机吸气管的水平管段	向氨液分离器或低压循环贮液器	0.1~0.3
冷凝器至贮液器的出液管其水平管段	向贮液器	0.5~0.1
液体调节站至蒸发排管的供液管水平管段	向排管	0.1~0.3
蒸发排管至气体调节站的回气管水平管段	向排管	0.1~0.3

表 9-3 管道吊点最大间距

外径×管壁厚 (mm)	管道吊点最大间距* (mm)				
	气体管 不带绝热层	氨液管 不带绝热层	气体管 带绝热层	氨液管 带绝热层	盐水管 带绝热层
YB231-64 冷拔(冷轧)无缝钢管 10# 或 20# 优质碳素钢					
10×2.0	—	1.05	—	0.27	—
14×2.0	—	1.35	—	0.45	—
18×2.0	—	1.55	—	0.60	—
22×2.0	1.95	1.85	0.75	0.76	0.76
32×2.2	2.60	2.35	1.02	1.02	1.02
38×2.2	2.85	2.50	1.20	1.16	1.16
45×2.2	3.25	2.80	1.42	1.40	1.40
YB231-64 热轧无缝钢管 10# 或 20# 优质碳素钢					
57×3.5	3.80	3.33	1.92	1.90	1.90
76×3.5	4.60	3.94	2.60	2.42	2.42
89×3.5	5.15	4.32	2.75	2.60	2.60
108×4.0	5.75	4.75	3.10	3.00	2.95
133×4.0	6.80	5.40	3.80	3.65	3.60
159×4.5	7.65	6.10	4.56	4.30	4.25
219×6.0	9.40	7.38	5.90	—	5.40
273×7.0	10.90	8.40	7.35	—	6.55
325×8	12.25	9.40	8.66	—	7.55
377×10	13.40	10.40	10.00	—	8.70

注:1. 正常间距应为最大距的 0.8;若管子拐弯处或管上有附件时,应于一侧或二侧增加吊点。

2. 压缩机排气管线支架间距,当管径为 D108 及其以上时可采用 3 米,D108 以下时采用 2 米。排气管在拐弯处必须有一支架。

三、管径的选择

库房系统供液管和回气管的选择在本章第二节已经阐明。以下所介绍的为高压系统各种管道的选择方法。

管道水力计算原理对于氨管道同样是适用的,这里不再赘述。

氨液或氨气通过阀门、三通、弯头等产生的局部阻力损失,习惯上采用当量管长法表示。当量管长以管径倍数表示。表 9-4 列出各种阀门及管子连件的当量直径 L_e/d_n 值,表列数值乘以管径(m),即为每个阀或管件的当量长度。

表 9-4 管件当量长度

管 件	n	管 件	n	管 件	n
45°弯头	15	三通 ↓	90	扩 径 d/D=3/4	17
90°弯头	32	球阀,全开	300	缩 径 d/D=1/4	15
180°小弯头	75	角阀,全开	170	缩 径 d/D=1/2	12
180°小型弯头	50	扩 径 d/D=1/4	30	缩 径 d/D=3/4	7
三通 →	60	扩 径 d/D=1/2	20		

$$L_e = n \cdot d_n$$

式中 L_e ——当量长度, m

d_n = 管子内径, m。

在工程设计中,可采用图 9-18、9-49 按当量长度直接选用。

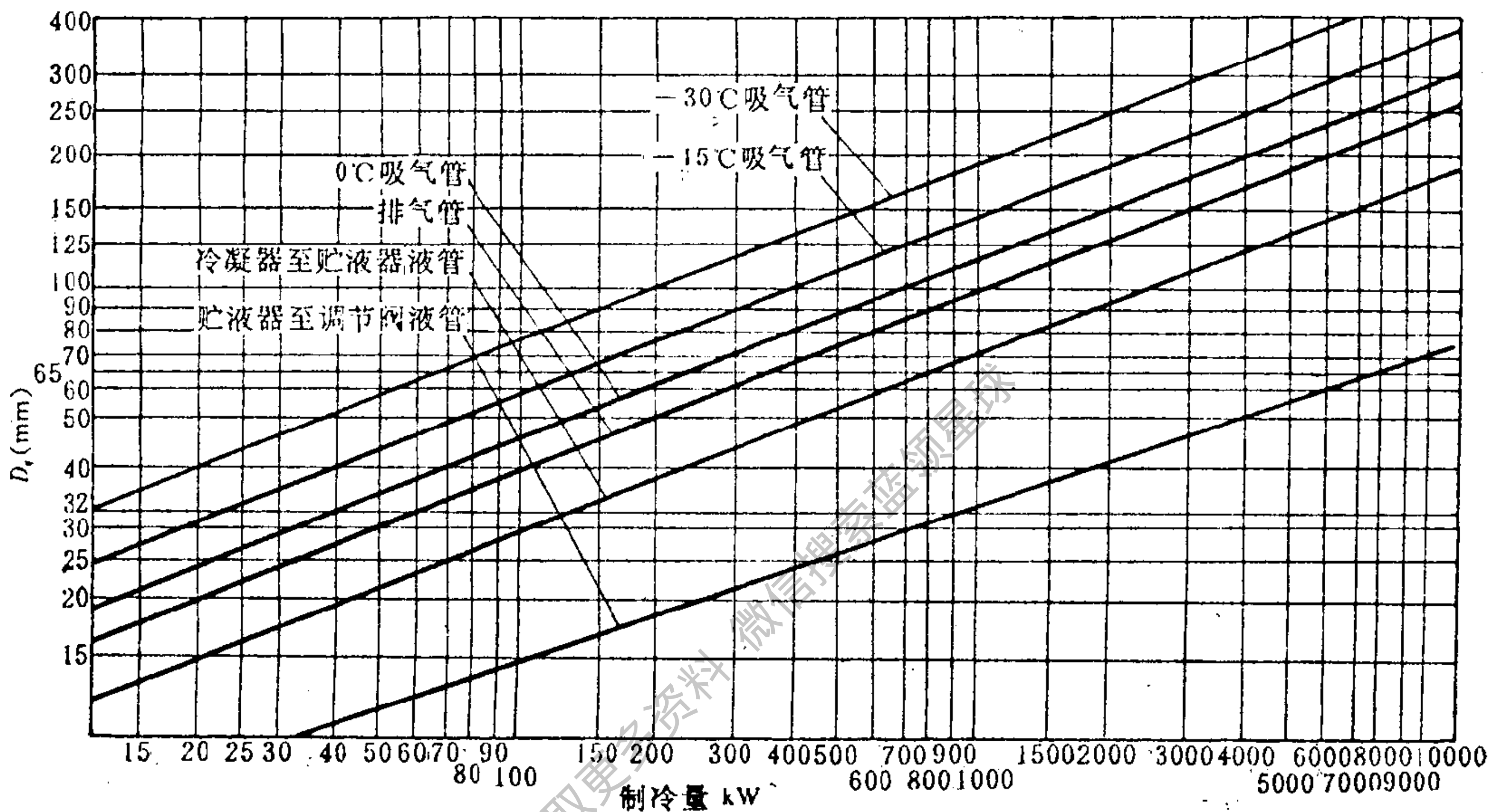


图 9-48 管长小于 30m 氨管管径计算图

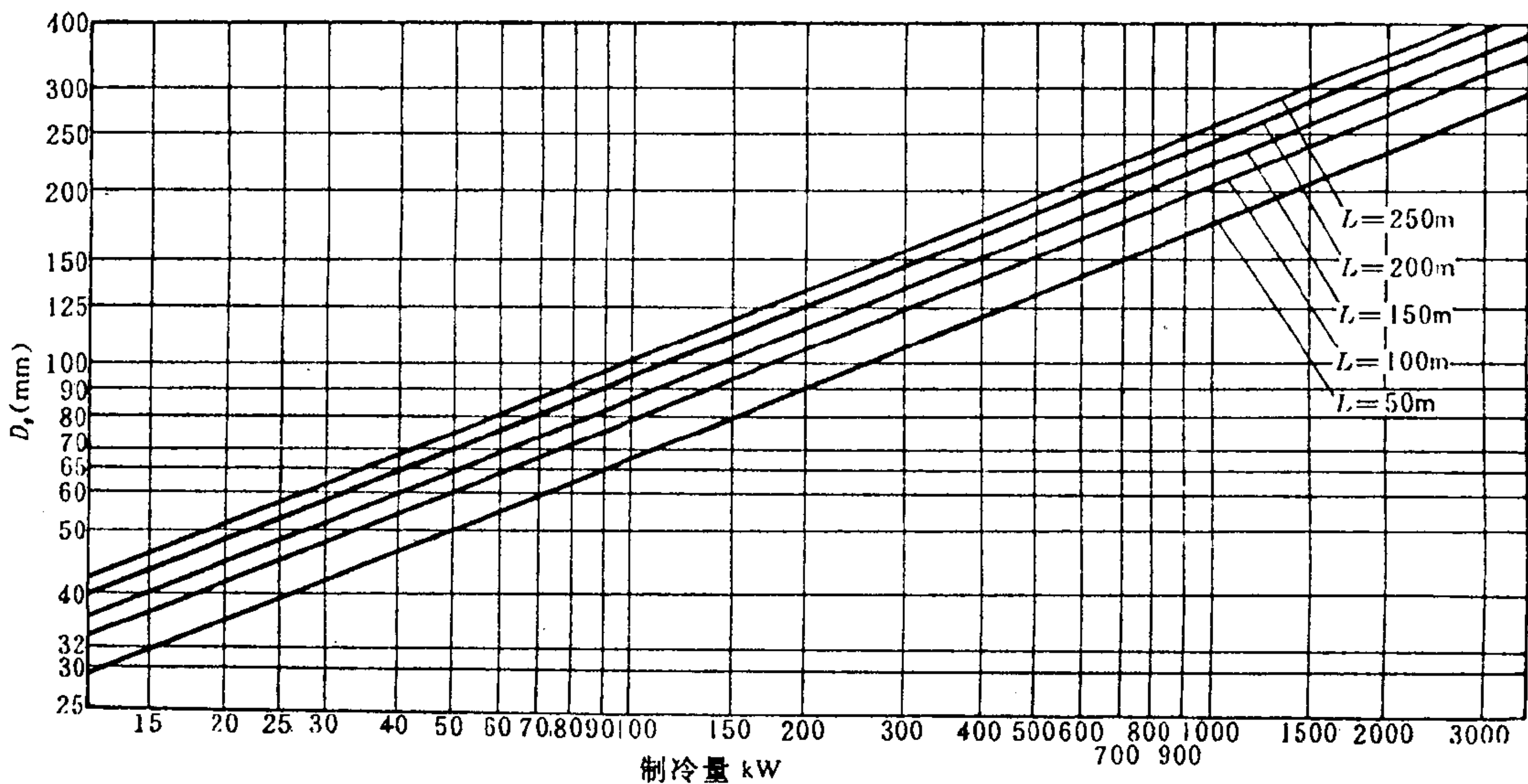


图 9-49 -33°C 氨单相流吸气管管径计算图

四、阀类设计布置要点

(一)截止阀 截止阀主要为控制流体的通或断,或者切断压缩机及辅助设备与制冷系统的联系而设,是制冷系统中使用量最大的一种阀门。

压缩机的吸气、排气管上除机器本身所带的操纵阀外,均应加截止阀,以便在维护保养时与系统切断。

各种辅助设备的每一个接管口一般都应装截止阀。

系统管路上的截止阀,除操作保养所必须者外,可装可不装的以不装为好。

重力供液系统和氨泵供液下进上出系统中,只要配管恰当,没有必要在每组蒸发器的进液管上装调节流量的阀门。

阀门安装应使流体自阀芯下部进入,不能倒装。手柄宜平置,不允许朝下。

(二)膨胀阀 膨胀阀又称节流阀、调节阀、尖头阀、针头阀,是实现制冷循环中节流膨胀过程的重要部件,不能用其它阀门随意代替。

高压氨液通过膨胀阀的节流作用,压力和温度同时降低,并产生闪发气。闪发气进入供液管道将增大流通阻力,并给供液分配造成困难。在重力供液系统中,将膨胀阀装在氨液分离器的进液管上,节流中产生的闪发气在氨液分离器中被分离出来。为了控制氨液分离器的液位,往往采用浮球阀代替膨胀阀起节流膨胀作用,而膨胀阀只作为浮球阀检修时的备用旁通,如图 9—50 所示。

(三)安全阀 安全阀属于安全保护装置。压缩机出厂时已装配有安全旁通阀,无需另行配置。系统设计中需要考虑装设安全阀的主要是各种高、低压容器如贮液器、氨液分离器、低压循环贮液桶、排液桶,以及冷凝器和中间冷却器等。

容器与安全阀之间应装截止阀,这个截止阀应处于全开状态,并用铅封固定。

安全阀的开启压力根据系统设计最大工作压力调定,一般比气密性试验压力大 0.05MPa,安装前应进行校正,校正后用铅封固定。

五、阀类的选择

(一)截止阀的选用 截止阀的公称通径(D_g)按配管内径选用。公称压力选用 2.5MPa 已能满足氨制冷系统最高工作压力的要求。结构形式(直通式或角式)一般按安装位置确定。角式阀阻力较小,角式阀的通径一般在 D_g32 以下。

有的直通式氨阀阀杆上有外螺纹,只能用于高压侧,若用于低压侧时将因结冰霜而锈蚀阀杆上的螺纹。

(二)膨胀阀的选用 膨胀阀的最大节流能力及其可调范围,应与系统负荷变化相适应。一定开启度下膨胀阀通过氨液的能力与阀前阀后的压力差有关,目前尚缺乏根据系统负荷变化及阀前阀后压力差选用膨胀阀的实验数据。上海第一冷冻机厂根据该厂生产的浮球阀的制冷能力,为旁通管

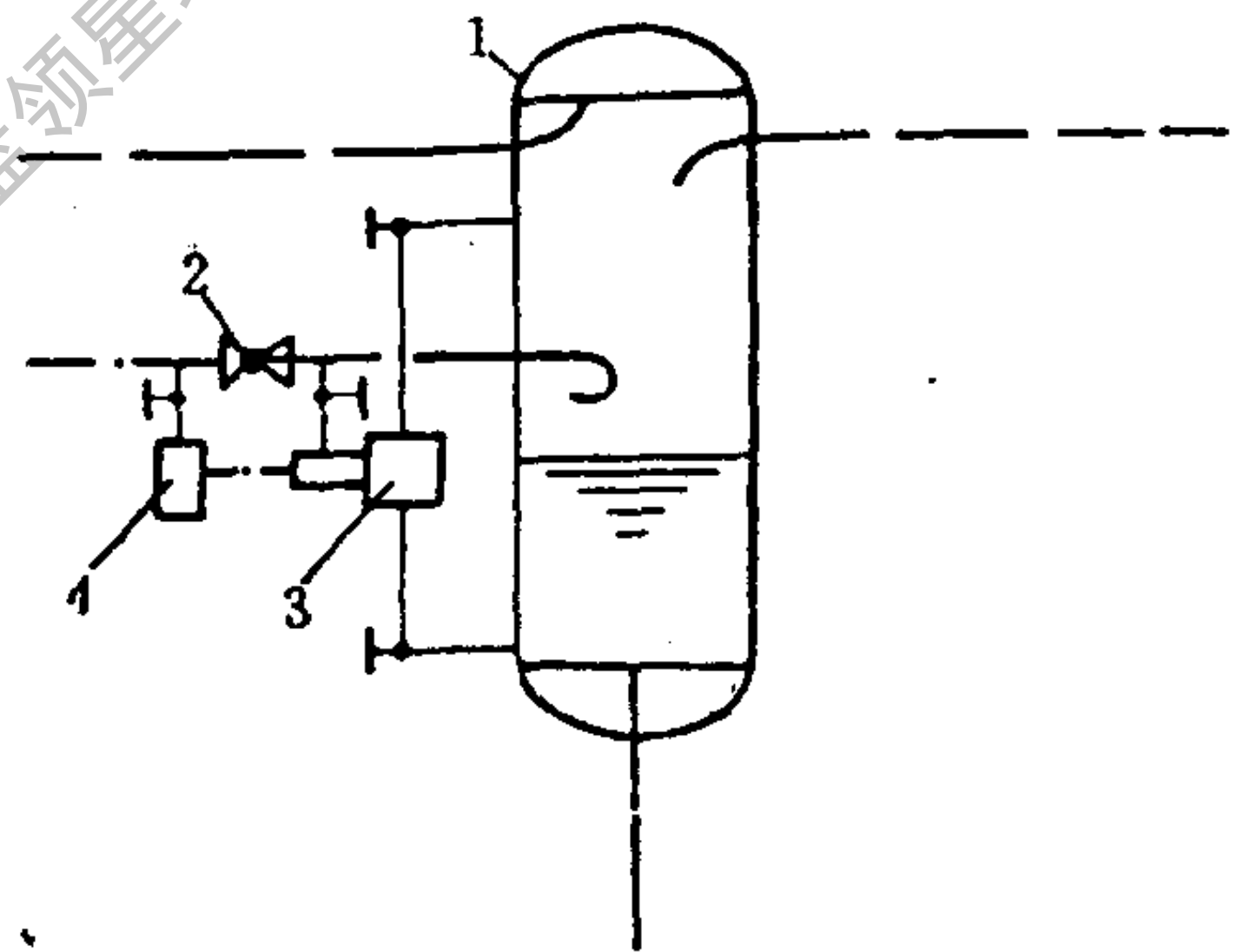


图 9—50 膨胀阀安装方案之一

1. 氨液分离器 2. 膨胀阀
3. 浮球阀 4. 滤氨器

配用相应规格的膨胀阀,节录如下,可供选用膨胀阀时参考。

浮球阀型号	设备最大制冷量(kW)	旁通管膨胀阀公称通径
ZF-15	70kW	D_g15
ZF-45	209kW	D_g20
ZF-150	698kW	D_g25

(三)浮球阀的选用 浮球阀的功能有二:一是通过浮球阀对高压氨液起节流膨胀作用;二是控制容器内氨液的液位。中间冷却器、氨液分离器、低压循环贮液桶等均可采用浮球阀代替膨胀阀的功能,并能达到自动控制容器内液位水平线的目的。

浮球阀应根据设备制冷能力选用。各种型号浮球阀的制冷能力,有关产品说明书均有规定。上海第一冷冻机厂生产的浮球阀制冷能力已如前述,大连冷冻机厂所产浮球阀的制冷能力如下:

型 号	产 品 代 号	制冷能力(kW)
FQ-5	A56-1	23~41kW
FQ-10	A56-2	41~81kW
FQ-20	A56-3	81~162kW
FQ-50	A56-4	162~324kW
FQ-100	A56-5	324~650kW
FQ-200	A56-6	650~1300kW

(四)安全阀的选用

1. 安全阀自动开启调定压力值:

高压侧:1.85MPa

低压侧:1.25MPa

2. 安全阀的公称通径按容器内存氨量选用:

容器存氨量(kg)	<1000	<2000	<3000	<4000	≥4000
安全阀通径(mm)	15	20	25	32	50

安全排出管管径应不小于安全阀公称通径。

(五)氨用压力表的选用 氨压力表正常允许使用压力范围是:在静载荷条件下,不超过测量上限值的 3/4;在动载荷条件下,不超过测量上限值的 2/3。高压侧选用测量范围为 0~2.5MPa 的压力表;高压侧集油器选用 -0.1~0~2.5MPa 的真空压力表;低压侧选用 -0.1~0~1.6MPa 的真空压力表。

六、管道及设备的绝热

凡属在蒸发压力下工作的管线及设备,均应包绝热层。中间冷却器,过冷氨液管,融霜用的热氨管和排液管,冻结间的融霜给水管,冷却间及冷却物冷藏间内的氨管和水管等均应包绝热层。绝热层外包防潮层。绝热材料不得采用膨胀蛭石及其制品。防潮层可采用玻璃丝布,外刷油漆。

(一)管道和设备的绝热层厚度按下表计算:

$$\frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_3} = 1 + \frac{1}{2\lambda} a D_1 \ln \frac{D_1}{D_2} \quad (9-3)$$

式中 t_1 ——管道或设备内氨的温度, C;
 t_2 ——绝热管道或设备周围空气温度, C;
 t_3 ——绝热层外表面温度, 应采用稍高于周围空气露点温度, C;
 λ ——绝热材料的导热系数, W/m C;
 D_1 ——包绝热层后的外径, 米;
 D_2 ——管道或设备的外径, 米;
 a ——外表面放热系数, W/m² C。

常用管道绝热层厚度可按表 9-5 采用。

表 9-5 管道绝热层厚度(单位:毫米)

管道外径 (mm)	$t_2 = +30\text{ C}$								$t_2 = +15\text{ C}$							
	$t_1 = -10\text{ C}$		$t_1 = -15\text{ C}$		$t_1 = -33\text{ C}$		$t_1 = -40\text{ C}$		$t_1 = -10\text{ C}$		$t_1 = -15\text{ C}$		$t_1 = -33\text{ C}$		$t_1 = -40\text{ C}$	
	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07
22	50	70	55	75	75	100	80	105	30	45	35	50	50	65	55	75
32	55	75	60	80	80	105	85	115	35	45	40	50	55	75	60	85
38	60	80	65	85	85	110	90	120	35	45	40	55	60	80	65	85
57	65	85	70	95	90	120	100	135	35	50	45	60	65	85	70	95
76	65	90	75	100	95	130	105	140	40	55	45	60	65	90	75	100
89	70	95	75	105	100	135	110	145	40	55	45	65	70	95	75	105
108	70	100	80	110	105	140	110	155	40	55	50	65	70	100	80	110
133	75	100	80	115	105	145	115	160	45	60	50	70	75	100	85	115
159	75	105	85	120	110	155	120	165	45	60	50	70	75	105	85	120
219	80	110	90	125	120	165	130	180	45	65	55	75	80	110	90	125

注: t_1 为管道内制冷剂温度, t_2 为管道周围的空气温度。

常用设备绝热层厚度可按表 9-6 采用。

表 9-6 设备绝热层厚度(单位:毫米)

桶形设备 直径 (m)	$t_2 = +30\text{ C}$								$t_2 = +15\text{ C}$							
	$t_1 = -10\text{ C}$		$t_1 = -15\text{ C}$		$t_1 = -33\text{ C}$		$t_1 = -40\text{ C}$		$t_1 = -10\text{ C}$		$t_1 = -15\text{ C}$		$t_1 = -33\text{ C}$		$t_1 = -40\text{ C}$	
	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07	$\lambda =$ 0.047	$\lambda =$ 0.07
0.5	90	125	100	140	135	190	150	205	50	70	60	85	90	125	100	145
0.75	95	135	105	150	140	200	155	220	50	70	60	85	95	135	105	150
1.00	96	135	105	155	145	210	160	230	50	75	60	90	100	140	110	155
1.20	100	140	110	155	155	210	165	235	55	80	60	90	100	140	110	160

注: 表中 t_1 为设备内制冷剂温度;

t_2 为设备间空气温度。

融霜用热氨管包 50~70mm 厚能耐 80~120℃ 温度的绝热材料。

(二) 管道绝热层在穿过墙洞和楼板时不能间断。

(三) 绝热层的施工 管道的隔热施工应在系统试压、抽真空合格后进行。管道在隔热施工前,

应先清除铁锈污垢,擦拭干净,涂上一层红丹防锈漆,以保护金属表面不受腐蚀。硬质的隔热材料(软木制品、聚苯乙烯泡沫塑料)应先加工成所需要的形状和尺寸,半硬质隔热材料(玻璃棉、矿棉制品)则加工成管壳。包隔热层时板材应先浸以热沥青,成错缝排列,与管道压紧;管壳应对好接缝,并嵌以玛蹄脂。第一层包好后再涂以热沥青,依次包第二层及第三层。为了防止空气中水分渗入而破坏隔热层性能,在隔热层外需设防潮层。常用的防潮材料有沥青玛蹄脂夹玻璃布、沥青油毡及塑料薄膜等。防潮层外再包一层 20×20mm 的金属丝网或缠绕玻璃布,而后做一层石棉石膏涂抹料保护层。石棉石膏用建筑用石膏与五、六级石棉按 3:1 或 2:1 调配而成,保护层厚度一般为 10mm,分两次

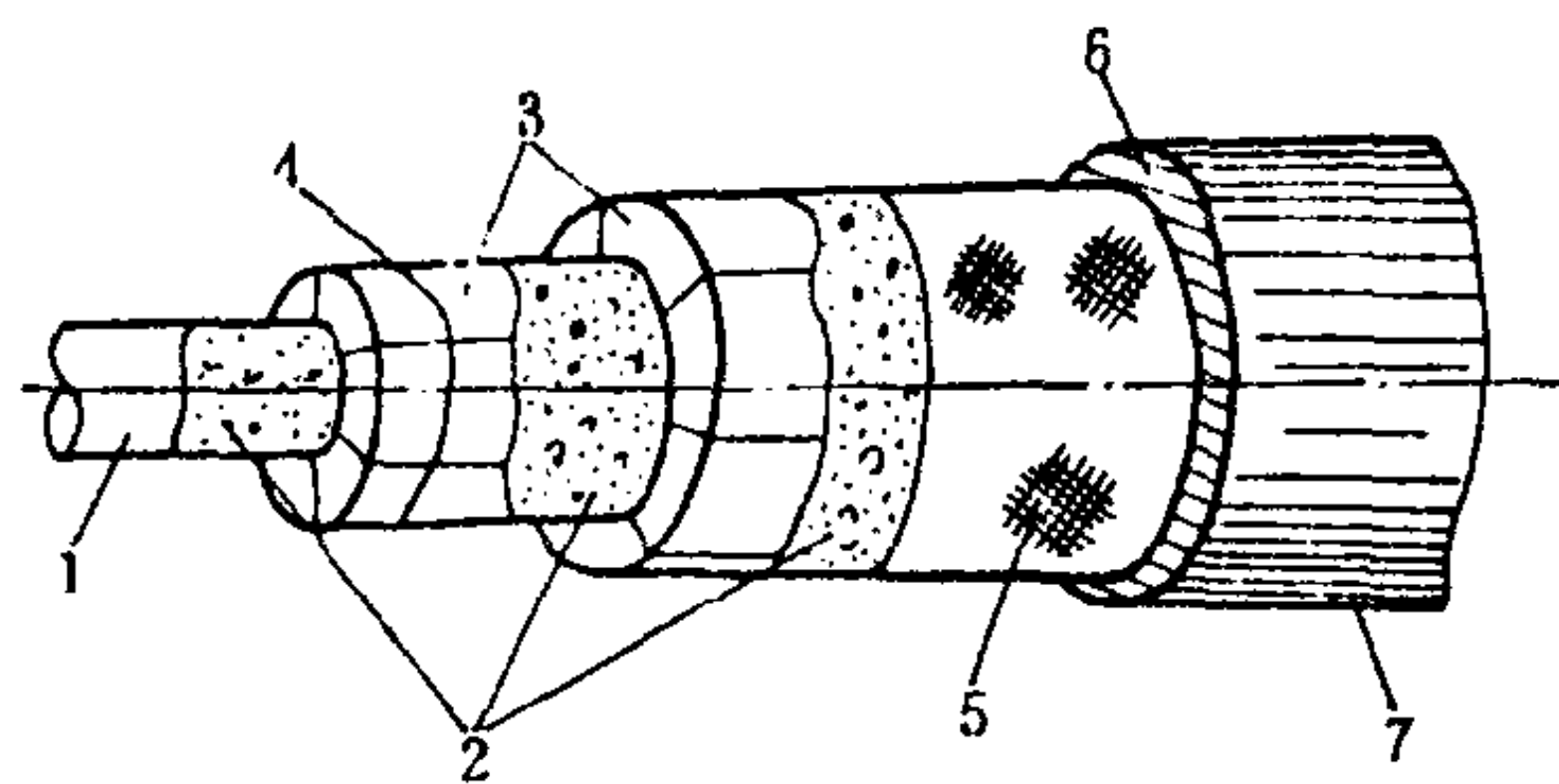


图 9-51 管道的隔热垫结构
 1. 防锈漆 2. 沥青涂层 3. 隔热材料
 4. $\varnothing 1.2$ 镀锌铁丝、间距 300 毫米
 5. 20×20 铁丝网 6. 石棉石膏保护层
 7. 油漆

涂抹。最后在保护层上涂刷一层防腐蚀及兼作识别的油漆。管道的隔热结构如图 9-51 所示。

对于露天的隔热管道,其石棉石膏保护层由石棉绒水泥砂浆代替。

随着隔热材料的发展,管道隔热有了两种更简便的方法,现介绍如下:

①用聚氨酯灌注发泡 先用镀锌薄钢板把管子套包成一密闭空间,把聚氨酯 A、B 料按规定比例混合后注入套管内,在套管上方每隔 1.5m 左右开一 $\varnothing 8$ mm 气孔,聚氨酯发泡后隔热结构即完成。

②用聚乙烯泡沫制作 聚乙烯泡沫是种新型隔热材料,具有优良的防水、隔热性能。加工工艺性好,易分切,热合、粘接。用平板弯曲即可对圆管进行隔热,而后用电热风热合或用粘结剂粘接,外面再用塑料胶带包扎。既美观又方便,而且质量好。有一种产品在聚乙烯泡沫板的一面贴有铝箔,当用作管道隔热时,铝箔层在外对隔热体起保护作用。聚乙烯泡沫的性能参数见表 9-7。

表 9-7 聚乙烯泡沫性能参数表

密度 (g/cm ³)	抗拉强度 (MPa)	导热系数 (w/m·C)	压缩强度 (kpa)	吸水性 (kg/m ²)
≤0.026	≥0.15	≤0.038	≥25	≤0.042

融霜用的热氨管隔热,用 75mm 厚的石棉隔热层,外裹玻璃布。

(四)管道颜色的识别 机房制冷系统的各种管道,不管是否隔热,都涂上不同颜色的油漆,以供识别,这对安全操作十分必要。油漆颜色一般是为:排气管——红、高压液管——浅黄色、中压管——粉红色、回气管——淡蓝色、放油管——浅棕色、工艺冷水(盐水)的供水管道——绿色、冷却水管道——深灰色、安全管——黑色。

第十章 氟利昂制冷系统

以氟利昂为制冷剂进行制冷的系统称氟利昂制冷系统,简称氟系统。氟利昂因毒性小,蒸发温度低及便于自动控制等优点,在国外冷库中应用较多。由于氟利昂价格昂贵,国内在大中型冷库中使用极少,但在一些小型冷库中采用直接供液方式,以热力膨胀阀与电磁阀配合对制冷剂流量进行调节控制,使制冷系统比较简单,操作方便,有广泛的应用。

氟利昂冷库与氨冷库在建筑上,平面布置,耗冷量计算及主要机器设备的选择计算等方面基本相同,但氟利昂与氨制冷剂相比,在和油,水相互溶解上各不相同,使制冷系统各有特点。冷库用的氟利昂制冷剂主要是 R12 和 R22,故本章中除注明者外,所介绍氟系统均指 R12 和 R22。

第一节 氟利昂制冷系统的特点

一、氟利昂制冷系统的特点

(一)氟利昂的溶油性 与润滑油互相溶解是氟利昂的主要特点。R12 可以和润滑油无限混合,R22 在混合临界温度以上时也可以和润滑油无限混合,随着温度下降溶解量下降为有限溶解,特别是液体氟利昂的溶油性更强,因此可以说系统中凡是有氟利昂的地方就有润滑油。随着氟利昂的流动,润滑油将遍及所有设备和管道中,系统含油量的增加。润滑油是高温蒸发的液体,和制冷剂混合后,使氟利昂液体粘度增大,在相同蒸发压力下蒸发温度上升,或在定温下的蒸发压力下降。因此随着蒸发器内润滑油浓度增加,蒸发压力也要随之降低,才能保持给定的蒸发温度不变。结果使得制冷压缩机的单位制冷量的功率消耗上升和造成压缩机本身失油等事故。所以,氟系统中的回油问题是很关键的,应从设备布置,管道配置及供液方式等方面采取相应的措施。

(二)溶水性 氟利昂几乎不溶于水,在蒸发温度低于 0°C 的制冷系统中,水分的存在将在膨胀阀节流孔结冰,使阀孔堵塞,导致停止供液,以致蒸发器不能制冷。同时由于水的存在,还会因水的分解作用使设备、管道产生腐蚀,这对于铝镁合金尤为明显。因此在氟系统中膨胀阀前必须加装干燥器,以保证膨胀阀正常运行。

(三)供液型式和方式 从供液型式来看,氟系统也有直接膨胀供液、重力供液和泵供液三种,其国内应用最多的是利用热力膨胀阀控制的直接膨胀供液,其主要原因是:

①直接膨胀供液系统比较简单,分离设备少,系统充液量也少,这对于价格昂贵的氟利昂来说是合适的。

②用热力膨胀阀供液并配有热交换器的氟系统,可自动调节供液量且使回气有较大的过热度,高压液体有较大的过冷度,节流时闪发成气体的机会减少,改善了直接膨胀供液系统中调节供液困难及易湿行程等不足。

氟利昂制冷系统也可以采用重力供液方式。其系统原理与氨制冷系统类似。所不同的是为了解决系统回油问题,在液体分离器的液面部分加装回油管道。但是,由于氟利昂制冷系统采用重力供液无明显的优越性,相反使系统复杂化,所以氟系统很少采用这种供液方式。

液泵供液由于其一系列的优点,所以在大型、中型氨制冷系统有普遍的应用。但在小型氟系统很少使用。国内仅有个别引进的大型氟利昂冷库采用液泵供液系统。

氟系统在直接供液中,首先应满足回油要求,其次才考虑供液均匀的问题,因此,一般都采用有利于系统回油的上进下出的供液方式,并辅以分液器或在配管上采取措施使其均匀供液。

(四)回热循环 回热循环在氟制冷系统中普遍得到应用,这是因为采用了回热循环后,首先能使膨胀前制冷剂具有较大过冷度,膨胀阀前后生成的闪发气体多少与阀前后的温差有关,温差越小,则节流损失也越少,闪发气体也越少。其次闪发气体多少,也影响库温的稳定性,闪发气体多,流经膨胀阀的制冷剂流量时多时少就不稳定,阀后分液器内配液也难以均匀,将使蒸发温度不稳定,造成库温的波动。第三,采用热力膨胀阀直接供液的系统中,一般不装气液分离器,在系统负荷变化时,由于膨胀阀调节范围受到限制,容易造成制冷剂液体来不及完全蒸发被压缩机吸入而产生液击。采用回热器后,未蒸发的制冷剂液体在回热器中同高压液体进行热交换,得到完全蒸发并形成一定的过热度,可避免压缩机的液击。

对常用三种制冷剂,采用回热循环后,对单位容积制冷量和制冷系数的影响各不相同。R12较理想,R22稍差一些,但为了膨胀阀前液体过冷和压缩机吸入气体过热,一般也使用回热循环。对于氨制冷和采用回热循环,将使单位容积制冷量与制冷系数大大下降,所以不应采用。

二、单级压缩制冷系统

在蒸发温度较高的冷库中,采用单级压缩制冷系统就可达到要求。图10-1为单级压缩制冷系统原理图,压缩机排出的过热蒸汽首先被油分离器分离,然后进入冷凝器,冷凝下来的液体流入贮液器,由贮液器引出的氟利昂液体在热交换器中和低压低温汽体换热而被过冷,再通过过滤干燥器除去杂质和水分,经电磁阀、热力膨胀阀节流降压,进入冷分配设备吸热蒸发,对库房降温。吸热蒸发形成的蒸汽再流经热交换器被盘管中的高压液体加热,形成一定的过热度后被压缩机吸入。

被油分离器分离下来的油,经浮球阀自动控制或通过手动阀放回压缩机曲轴箱。过滤干燥器也可设在贮液器和热交换器之间的液体管道上。对于小型制冷装置,为减少制冷剂充注量,也可用冷凝贮液器代替冷凝器和贮液器。系统中的电磁阀在停压缩机后用以切断向冷分配设备的供液。以防止制冷剂液体流入蒸发器等低压系统,避免压缩机启动时发生液击。在小型制冷装置中,为简化系统,也有将供液管与回气管捆在一起,这同样能起到热交换器的作用。

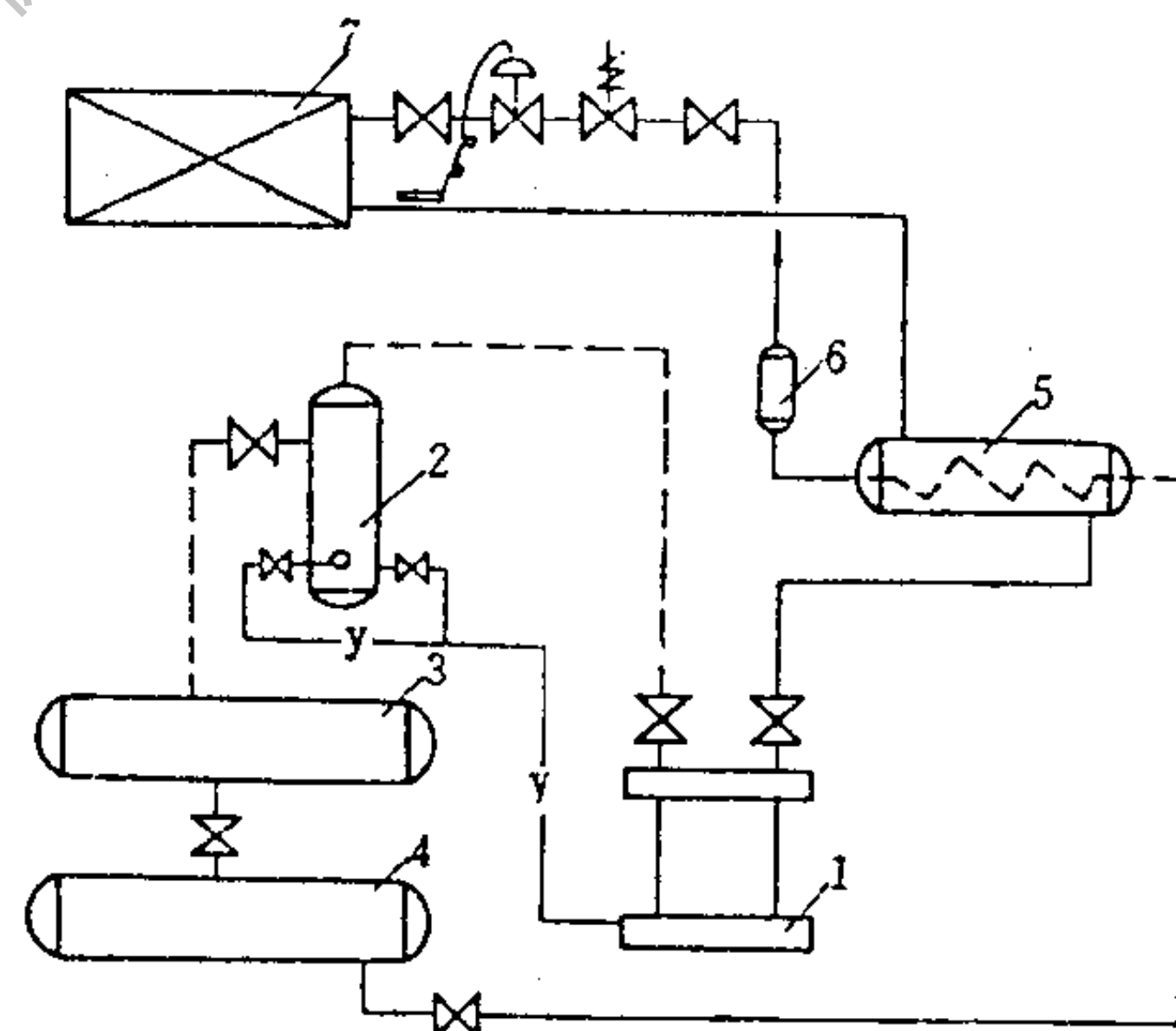


图10-1 为单级压缩制冷系统原理图

1. 压缩机 2. 油分离器 3. 冷凝器 4. 贮液器
5. 热交换器 6. 过滤干燥器 7. 冷分配设备(蒸发器)

三、双级压缩制冷系统

在蒸发温度较低的冻结间和低温冷藏间中,为达到制冷压缩机高效率 and 系统运行可靠性,采用双级压缩制冷系统。

图10-2是设有热交换器的双级压缩制冷系统原理图,其制冷流程为:低压级排气经油分离器

2 分离后同中间冷却器来的低温蒸气混合,被冷却到适当温度(该温度由混合点后面的感温包 9 控制),再进入高压级进行压缩,然后引入油分离器 3 除去蒸气中的润滑油,进入冷凝贮液器被冷凝液化,高压氟利昂液体经过滤干燥器后分成两路,大部分进入热交换器与低压低温蒸气换热而进一步冷却,再流经热力膨胀阀进入冷分配设备对库房降温。蒸气则经热交换器被加热后进入低压级被压缩成中压高温气体排出。由于低压缸排出的过热蒸气温度较高,比容较大,为避免高压级排气温度过高,改善制冷机的工作条件,必须加以冷却。由过滤干燥器后引出的另一小部分液体,经热力膨胀阀节流降压,在中间冷却器内同高压液体换热而蒸发,这部分气体同低压级排气混合换热而将后者冷却,再被高压级吸入,全成了双级循环。

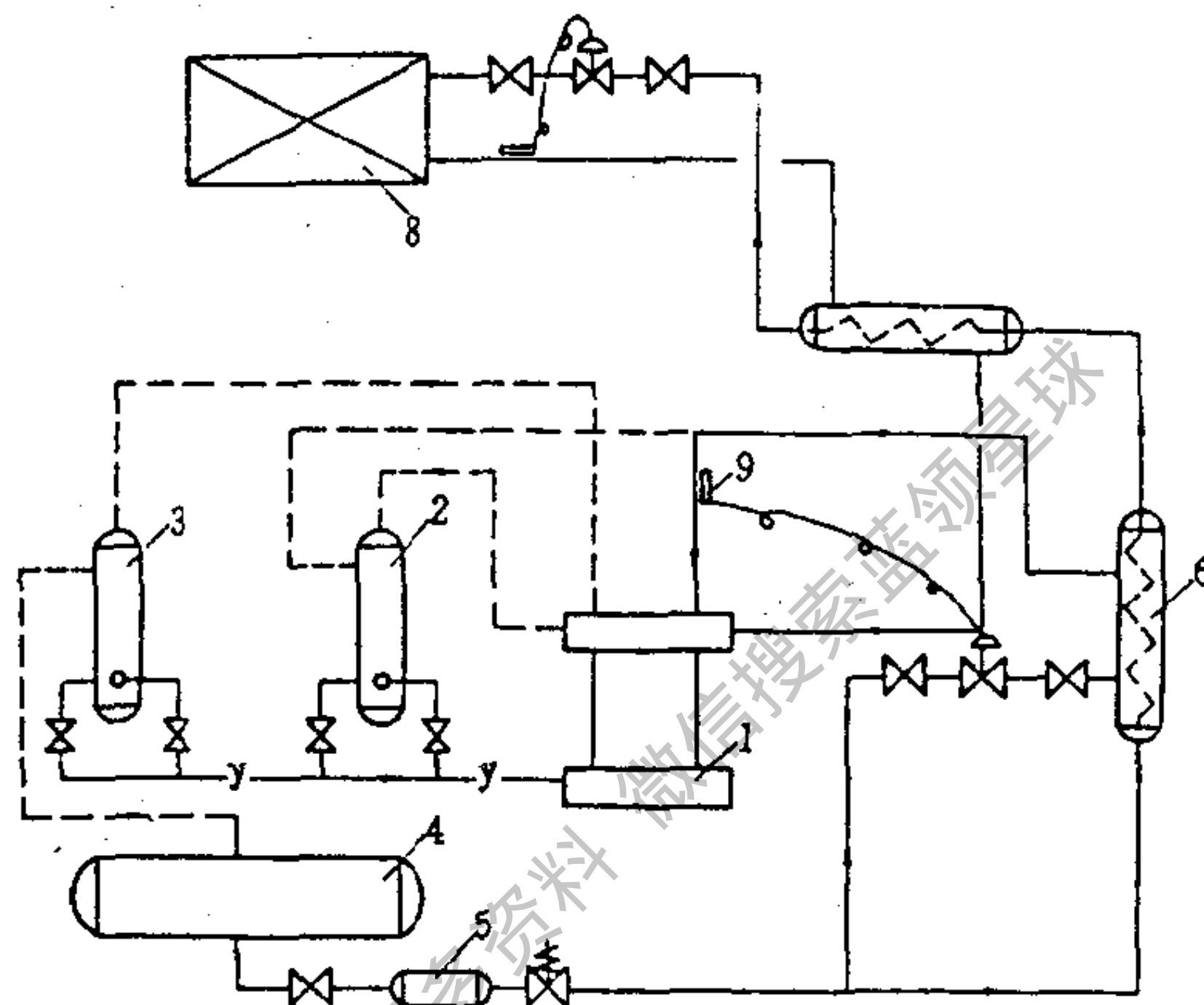


图 10-2 双级压缩制冷系统原理图(设热交换器)

1. 单机双级压缩机 2. 低压级油分离器 3. 高压级油分离器 4. 冷凝贮液器 5. 过滤干燥器
6. 中间冷却器 7. 热交换器 8. 冷分配设备 9. 中冷器膨胀阀感温包

该系统与氨系统的主要区别在于采用了不完全中间冷却,低压级的排气不是在中间冷却器中冷却,而是与中间冷却器中产生的饱和蒸气在管道中混合后进入高压级,高压级吸入的不是中间压力下的饱和蒸气,而是过热蒸气,故其中间冷却器结构较简单,容积也较小。系统中设有热交换器,其连接也不同于氨系统。至于油分离器的积油及电磁阀的作用等与单级相仿,不予重复。

图 10-3 为不设热交换器的双级压缩制冷系统原理图,该系统和图 10-2 的不同处在于:

①用气液分离器取代热交换器,进行气液分离(包括氟液和油),分离下来的液体靠自然加热(气液分离器不包隔热层)使氟利昂液体蒸发被压缩机吸入,而润滑油积留在底部,通过吸入管上的小孔 5 随气体被压缩机逐渐吸走,参见图 10-4 中 a。这样,既减少了压缩机湿行程的可能,又满足了润滑油返回曲柄箱的要求。其他气液分离器结构参见图 10-4。

②用外平衡热力膨胀阀代替了内平衡热力膨胀阀。这是因为冷风机内阻力较大,蒸发管内压降增大,使蒸发管末端制冷剂的饱和温度低于安装热力膨胀阀处的蒸发温度,要开启阀口必须增大过热度,这将造成蒸发管冷却面积不能有效利用,故采用外平衡热力膨胀阀。如果系统中采用阻力较小的冷却排管时,也可用内平衡热力膨胀阀。一般在蒸发器内压力损失 ΔP 相当于 1°C 以上时采用外平衡热力膨胀阀。

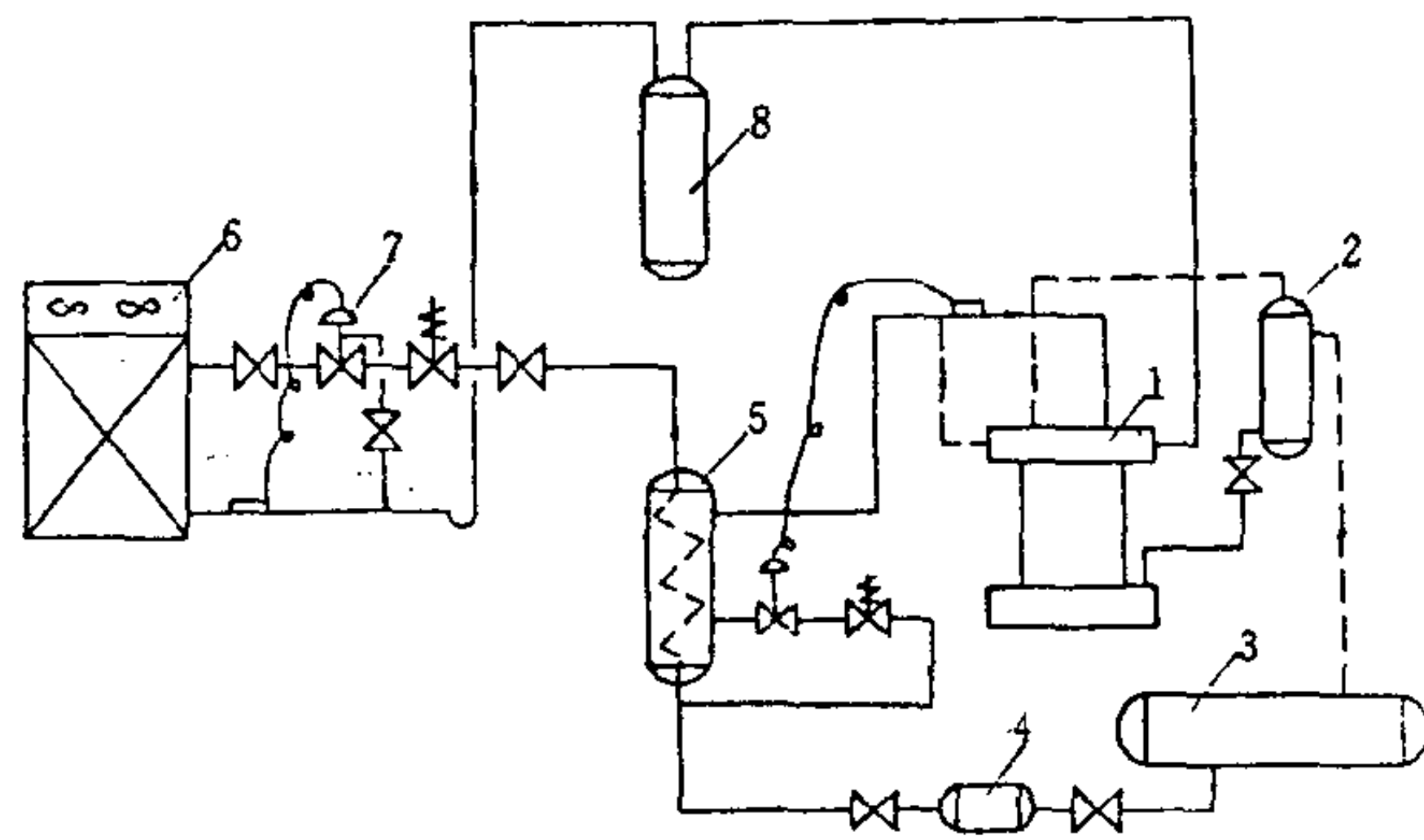


图 10-3 双级压缩制冷系统原理(无热交换器)

1. 单机双级压缩机 2. 油分离器 3. 冷凝贮液器 4. 过滤干燥器 5. 中间冷却器
6. 冷风机 7. 外平衡热力膨胀阀 8. 汽液分离器

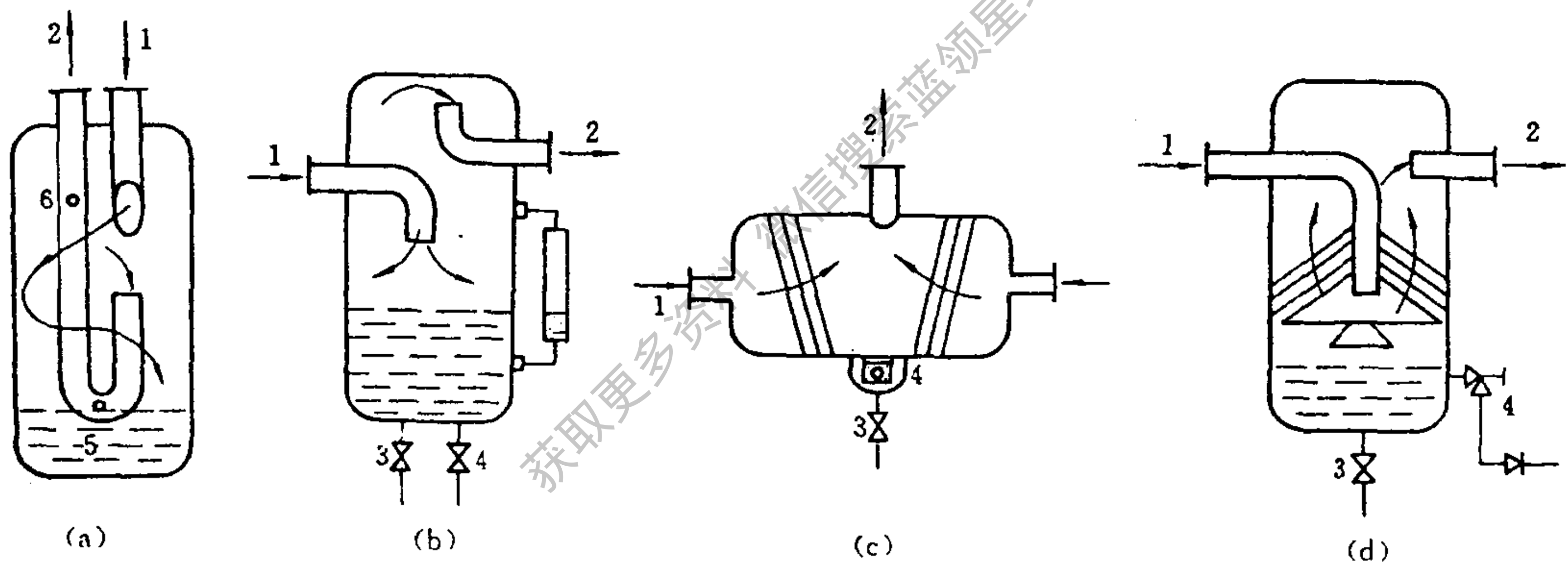


图 10-4 气液分离器结构及工作原理图

1. 进气 2. 出气 3. 回油阀 4. 液体制冷剂或滑油出口 5. 微量回油孔 6. 压力平衡孔

第二节 氟系统管道设计

管道设计是否得当不仅关系到机器设备的合理经济运行,且对机器设备本身也有很大影响,故管道设计时必须精心考虑,周密计划,以确保制冷装置的正常工作。

一、管道设计注意事项

1. 压力损失要小,尽量使管道短而直,弯管的曲率半径尽可能大些。
2. 防止压缩机失油,在开车、停车、满负荷、轻负荷时均能使系统中的润滑油返回压缩机曲轴箱。
3. 防止制冷剂液体进入压缩机。

4. 保证各个蒸发器得到充分的供液。
5. 便于管道本身的检修和设备的操作及维修。

二、回气管

压缩机吸入截止阀至蒸发器出口之间的接管,称回气管(又称吸气管)

回气管不仅要使氟利昂气体送至压缩机,而且要借助管内流动着的气体流速将蒸发器内的润滑油也带回压缩机的曲轴箱。因此,氟系统管道设计中最重要的是回气管道的设计。

(一)设计原则

1. 保证压力降不超过允许的限度。

2. 上升立管中应保证必要的带油速度。

3. 防止未蒸发的液体制冷剂进入压缩机。

(二)管径的确定 回气管中的压力降直接影响到制冷系统的制冷量,因为回气管中压力降低,将使吸入气体的比容急剧增大,直接影响到压缩机的制冷能力,所以应把压力降控制在允许范围内。例如蒸发压力 $P_0=0.27\text{MPa}$ (蒸发温度 $t_0=4^\circ\text{C}$)时,如回气管压力降为 0.49MPa ,则 R12 制冷装置中的制冷量约减少 20%。一般,氟利昂制冷量中的回气管的压力降应不超过饱和蒸发温度差 1°C 所对应的压力降,见表 10-1。

表 10-1 相当于饱和蒸发温度 1°C 的氟利昂压力降

饱和蒸发温度 ($^\circ\text{C}$)	饱和蒸发温度差 1°C 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}

图 10-5 及图 10-7 根据饱和蒸发温度差 1°C ,膨胀阀前的液温 40°C 时从系统的制冷能力和管子的当量长度可查得回气管的内径。图的左侧线为钢管,右侧线为铜管,中间线为不同当量总长的能量转换准线,制冷能量是根据膨胀阀前的液温为 40°C 计算的,对于其他进液液温可以近似地通用。

例一,已知 R12 制冷系统的制冷是 $Q=58.14\text{kW}$ (50000kcal/h)蒸发温度 $t_0=30^\circ\text{C}$,回气管路当量总长 $\leq 50\text{m}$,计算钢管内径。

解:图 10-5 上,从制冷量横坐标上的 A 点(制冷能量 $Q=5$ 万 kcal/h)垂直向上,交于 $<50\text{m}$ 转换线的 B 点,再水平线向左与蒸发温度 $t_0=30^\circ\text{C}$ 准线交于 C 点,然后垂直向上与左侧钢管内径横坐标交于 D 点,即读出需用钢管内径 $d_n=100\text{mm}$ 。

对于上升回气立管,尚应考虑其带油速度问题。该管段中如流速过小,游离在回气中的油滴将流回蒸发器。这样压缩机曲轴箱中的油就逐渐减少,甚至有失油的危险,而蒸发器中积油增多又影响蒸发器的传热。因此,上升立管中必须保持一定的流速,用以把油带回压缩机。压力降与气体流速有关,速度越大则流动阻力越大,有可能导致压缩机吸气力过低。所以,带油速度一般取其最小

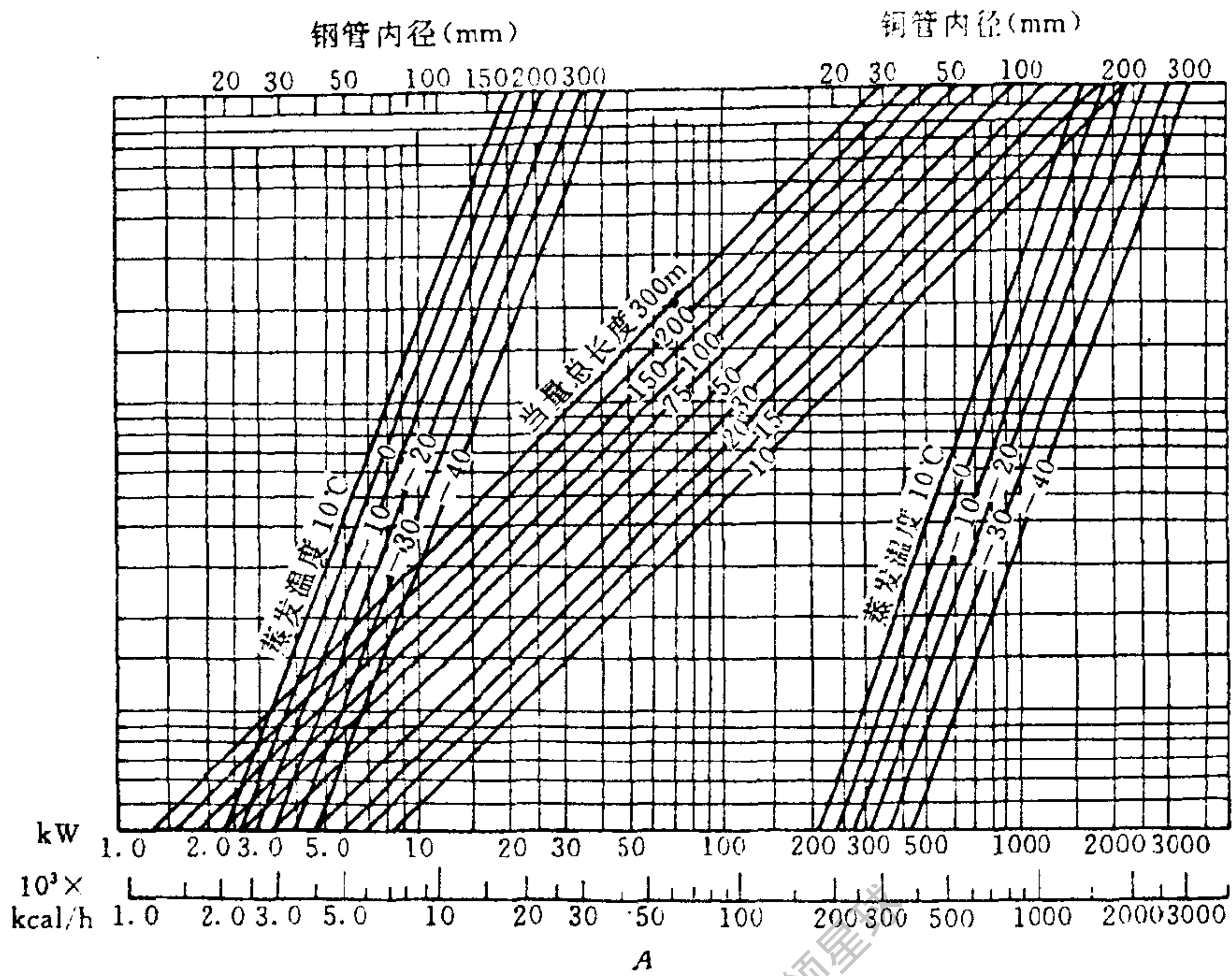


图 10-5 R12 吸气管负荷图
饱和蒸发温度差 1°C; 膨胀阀前的液温 40°C

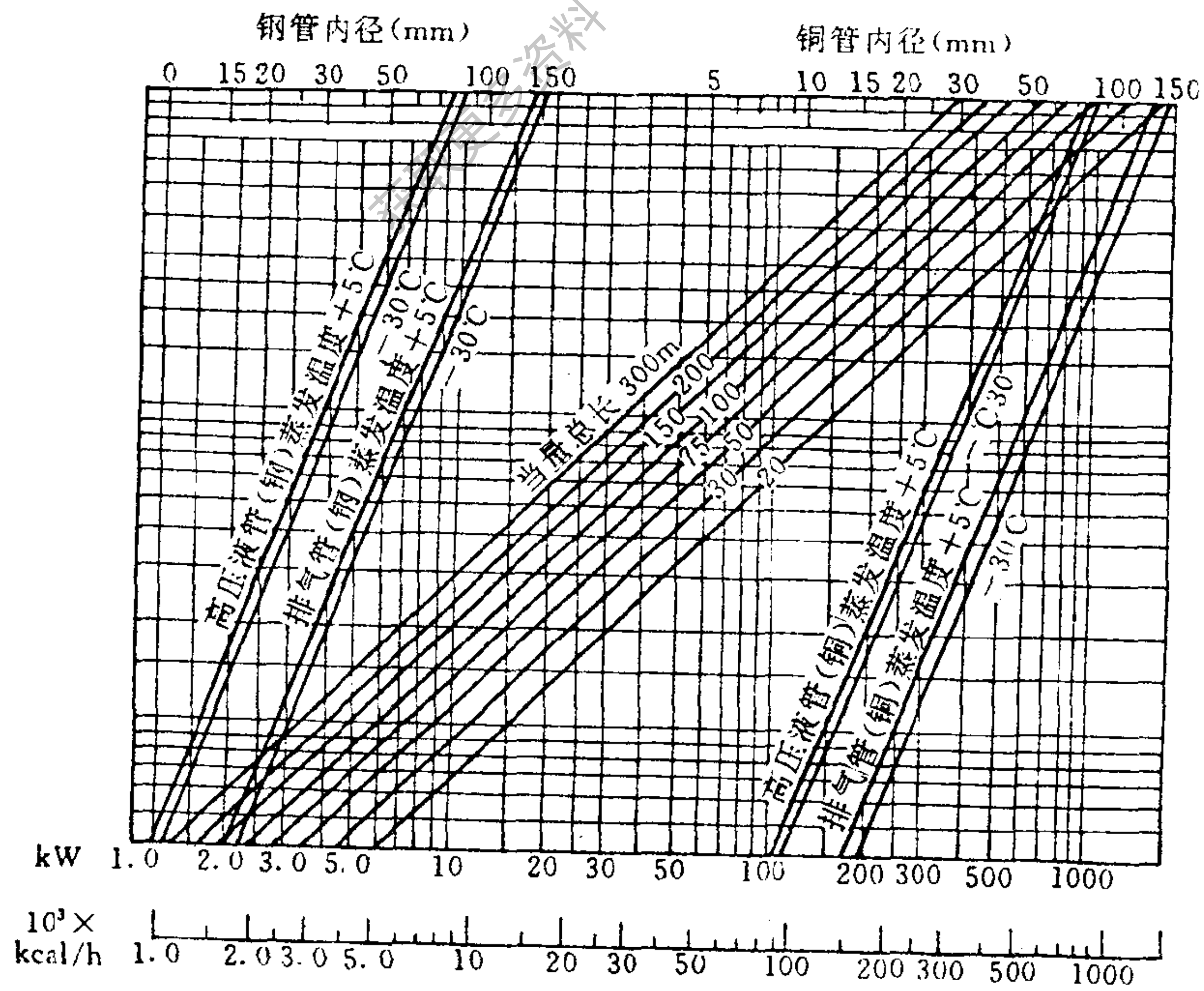


图 10-6 R12 排气管与高压液管负荷图
饱和冷凝温度差 0.5°C; 冷凝温度 40°C

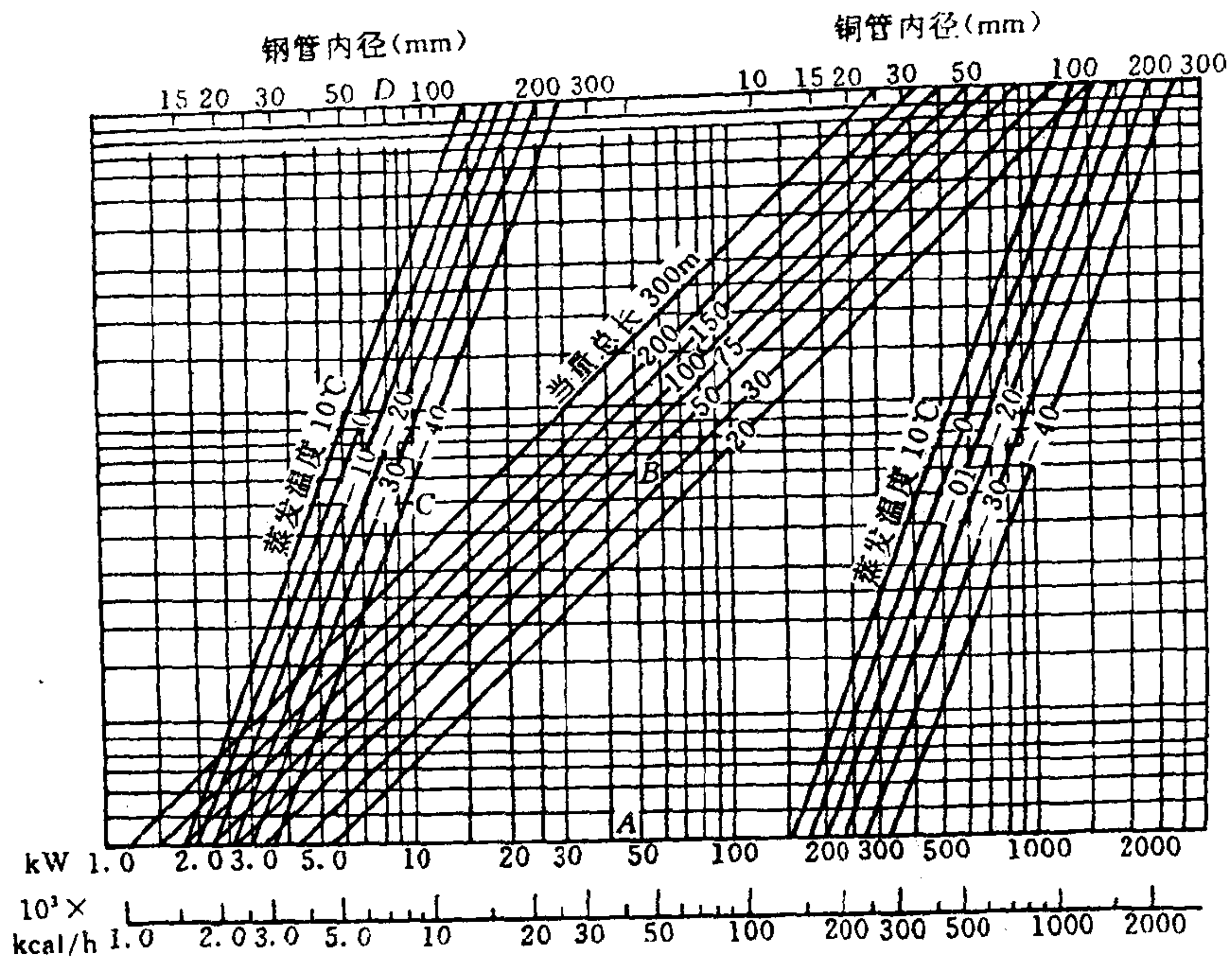


图 10-7 R22 吸气管负荷
饱和蒸发温度差 1°C; 膨胀阀前的液温 40°C

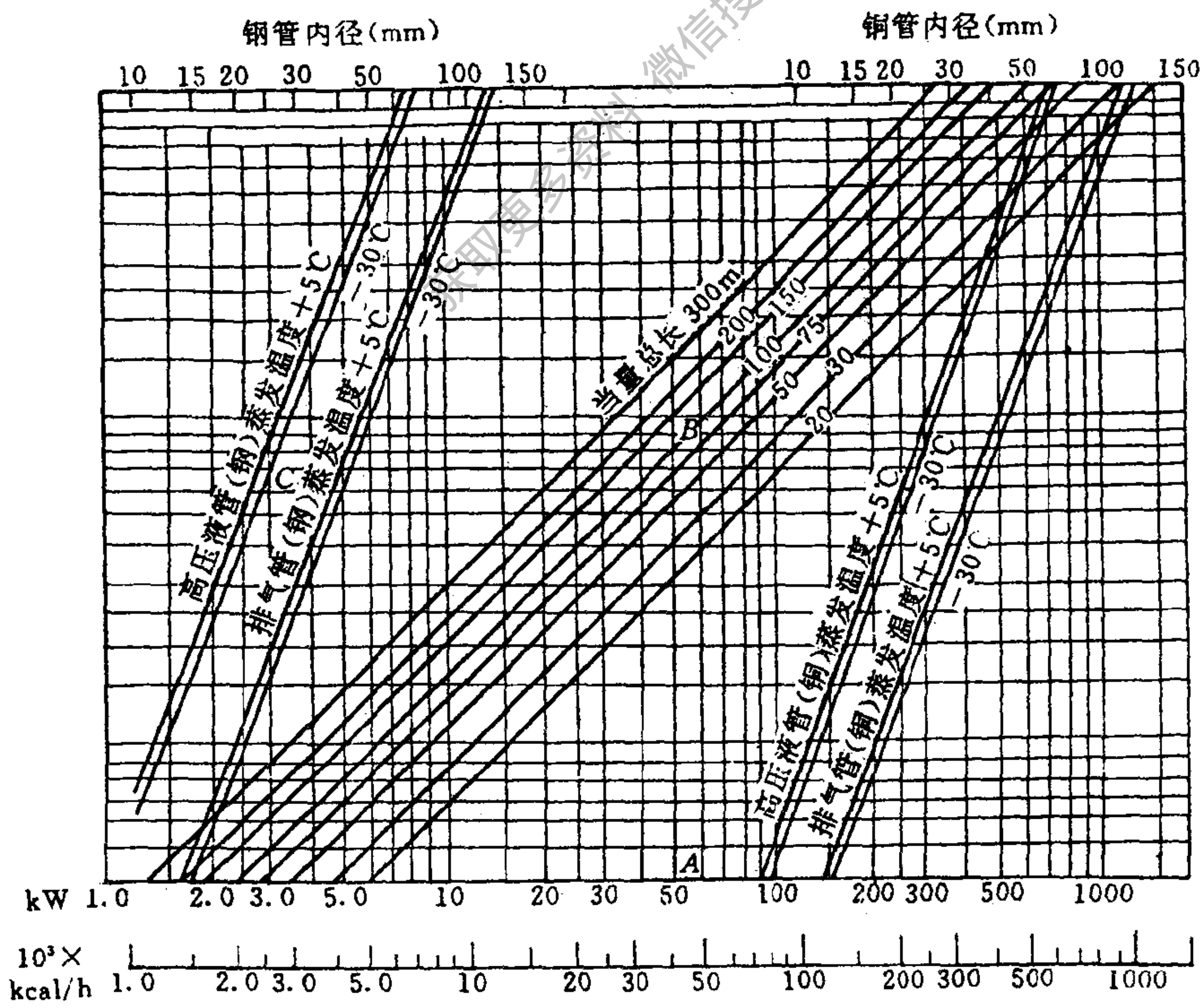


图 10-8 R22 排气管与高压液管负荷图
饱和冷凝温度差 0.5°C; 冷凝温度 40°C

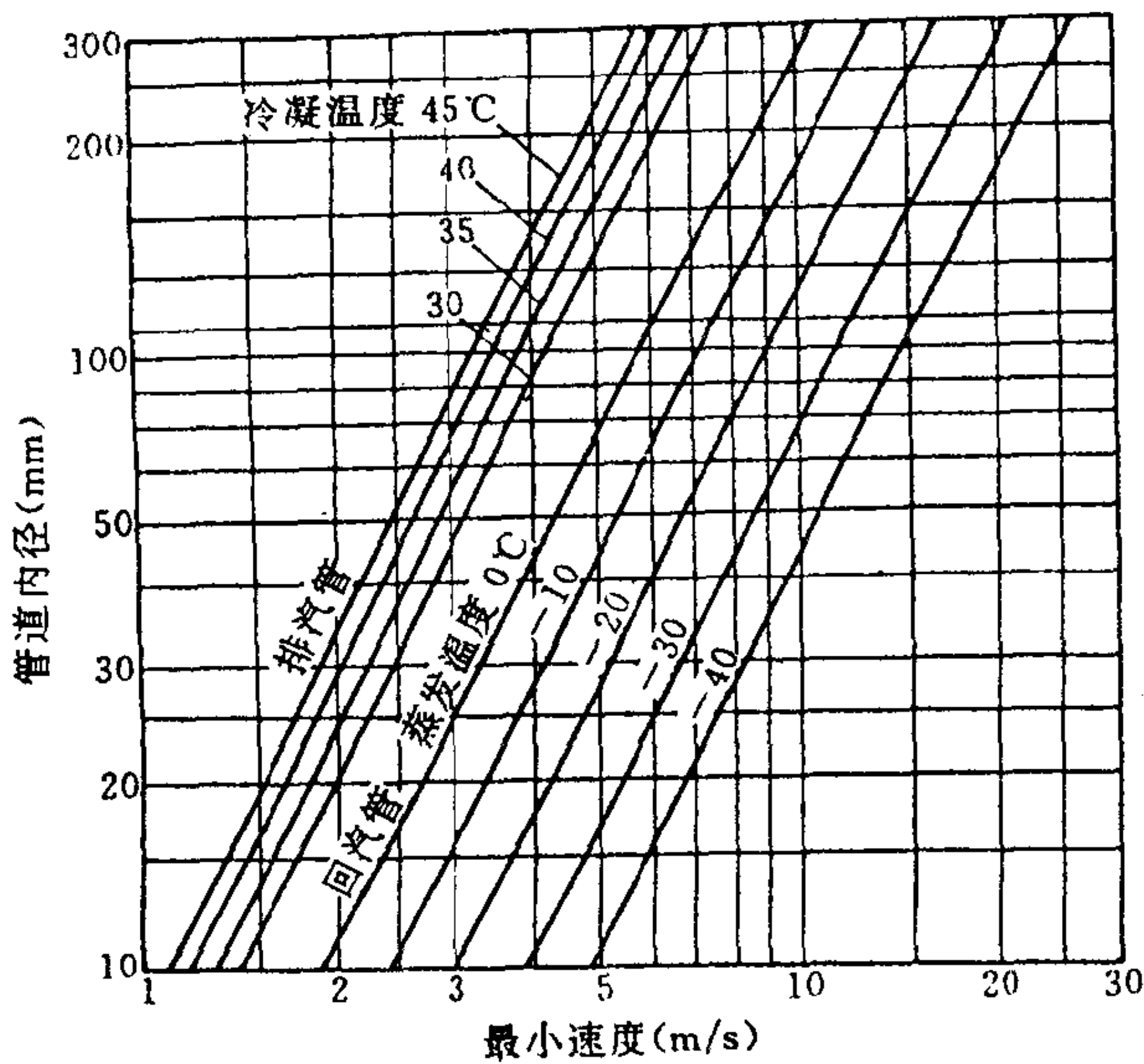


图 10-9 R12 上升回气立管与排气立管的最小带油速度

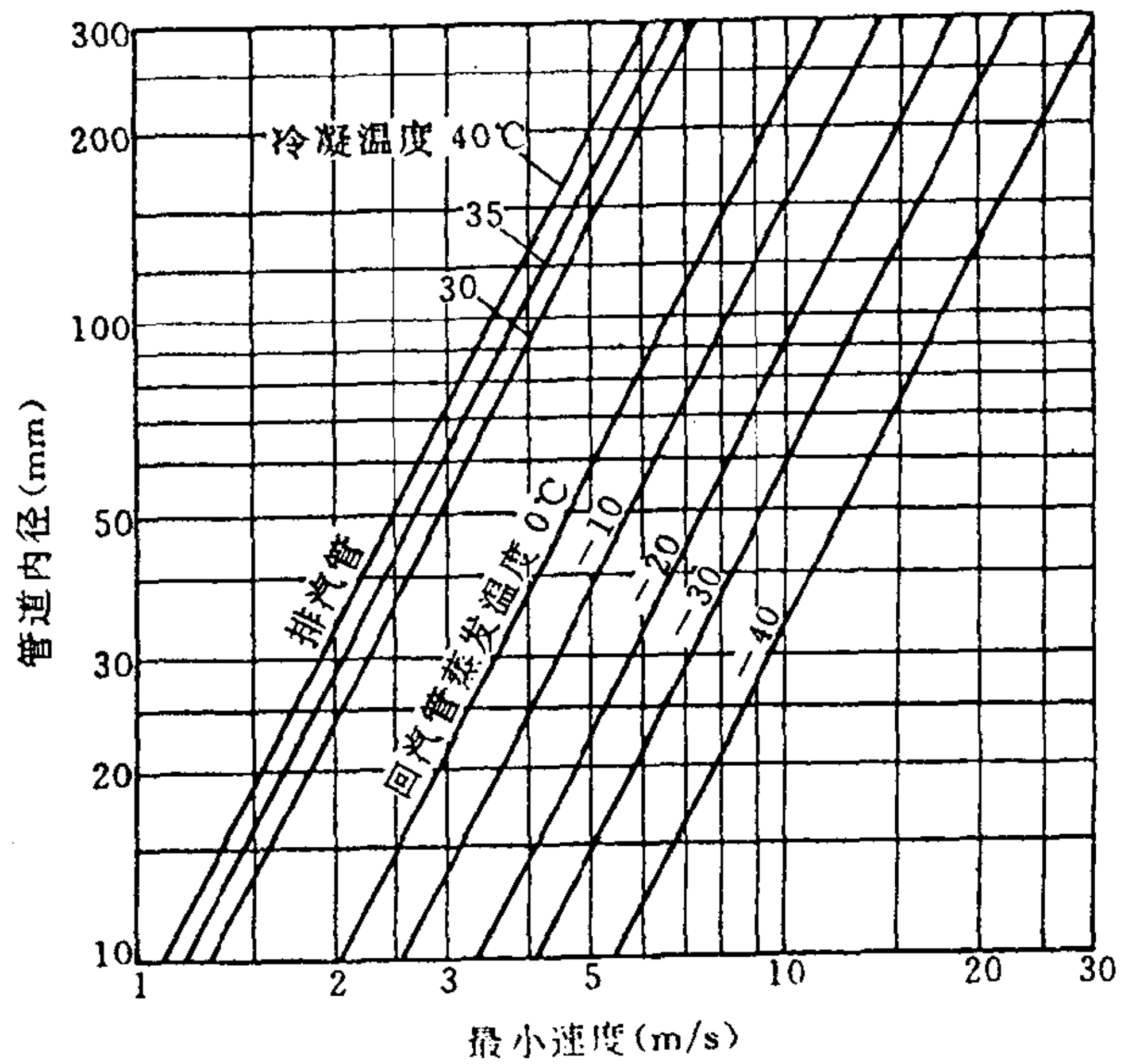


图 10-10 R22 上升回气立管与排气立管的最小带油速度

值,称为“最小带油速度”, R12、R22 上升回气立管的最小带油速度见图 10-9、图 10-10。

为了使用方便,可根据上升立管的最小带油速度,按节流阀前液温为 40°C 的条件,换算成上升立管的最小制冷负荷,来确定上升立管的管道内径,如图 10-11 及图 10-12。膨胀阀前液温不同,其制冷剂流量与制冷负荷也不同,可用图 10-13 进行调整。

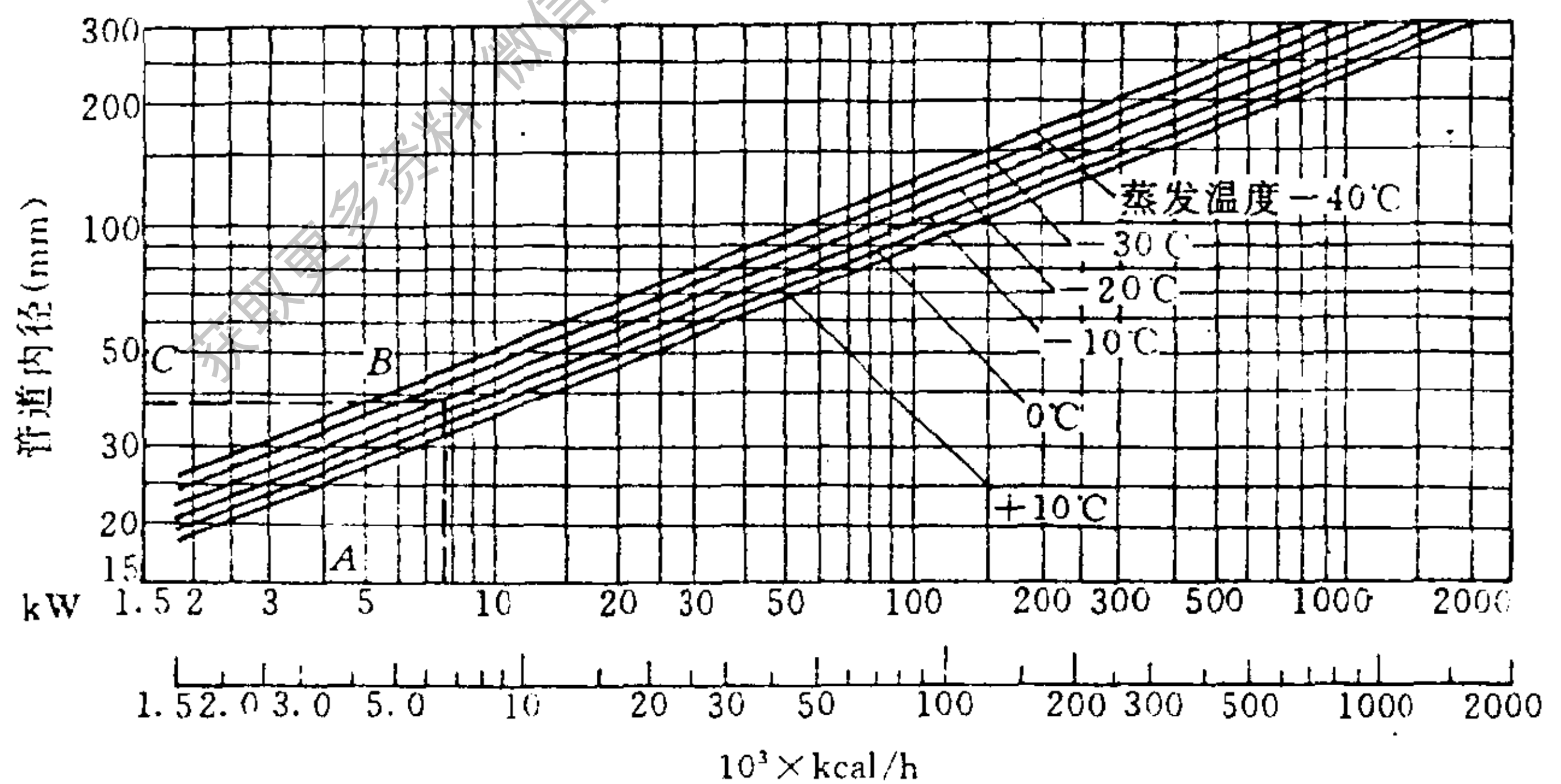


图 10-11 R12 上升吸气立管最小负荷图 (膨胀阀前的液温 40°C)

例二,某 R12 制冷系统,其蒸发温度 $t_0 = -15^\circ\text{C}$,膨胀阀前液体温度为 25°C,系统的设计负荷为 26.74kW(23000kcal/h),制冷系统具有 33%,66%,100%三级能量调节,试选择其上升回气立管管径。

解:系统的最小制冷负荷 $26.74 \times 33\% = 8.82\text{kW}(7600\text{kcal/h})$ 由图 10-13 查得制冷负荷调整系数为 1.141,换算成膨胀阀前液温 40°C 时的最小制冷负荷 $8.82 \div 1.141 = 7.73\text{kW}(6650\text{kcal/h})$,由图 10-11 中可查得所需管内径为 38mm。

(三)回气管的连接

1. 存油弯(回油弯) 为防止制冷系统停止运行时,蒸发器存有液体制冷剂和润滑油吸入压缩机引起液击,一般蒸发器出口均装有上升立管。要使润滑油顺利通过上升立管,常采用在上升立管的下部设置一个小弯头,俗称“存油弯”。见图 10-14。蒸发器内存积的润滑油借重力流入存油弯内,形成油封

将管道堵塞,在上升立管中气体被压缩机吸入,使压力下降,在油封前后形成的压差作用下油被推动前进。为了避免油封中存油过多,造成油封前后压差过大,使吸气压力降低过多及消除油封时间过长,存油弯应尽量做小。

2. 双上升回气立管 在有能量调节装置的压缩机或几台压缩机并联运行的回气管上,为了保证低负荷时回油,用最小负荷来选配回气管径,这样满足了最小带油速度。但在满负荷运行时回气管内压力降很大,造成吸气压力过低。如压缩机负荷变化不大时,可用增大水平回气管径的办法使回气管总压力降维持不变。在压缩机负荷变化较大的系统中,采用上述方法就难以维持回气管总压力降不变,这时则宜采用“双上升回气立管”来解决。如图 10-15 所示,双上升回气立管的配速方案,其管径选择及工作原理为:

①按满负荷运转时确定双上升立管为流通总截面积,其中 A 管管径按最小负荷下的最小带油速度来决定,B 管管径则由流通总截面积减去 A 管流通截面积即可。

②起始低负荷运行时,由于存油弯内没有积油,两根立管同时有气体流过,这时管内流速很小,低于最小带油速度,油滴就逐渐沉到存油弯内,直至形成油封,将 B 管封住,气体只从 A 管内流过,由于 A 管管径是按最小负荷下的最小带油速度确定的,所以,此时油仍能通过 A 管被带走。

③在恢复满负荷运行后,开始仍是 A 管工作,由于 A 管内流速加快,流动阻力迅速增大,导致双立管两端压差显著增加,当压差增大到足以把滞流于存油弯内的油带走时,油就通过 B 管上升至

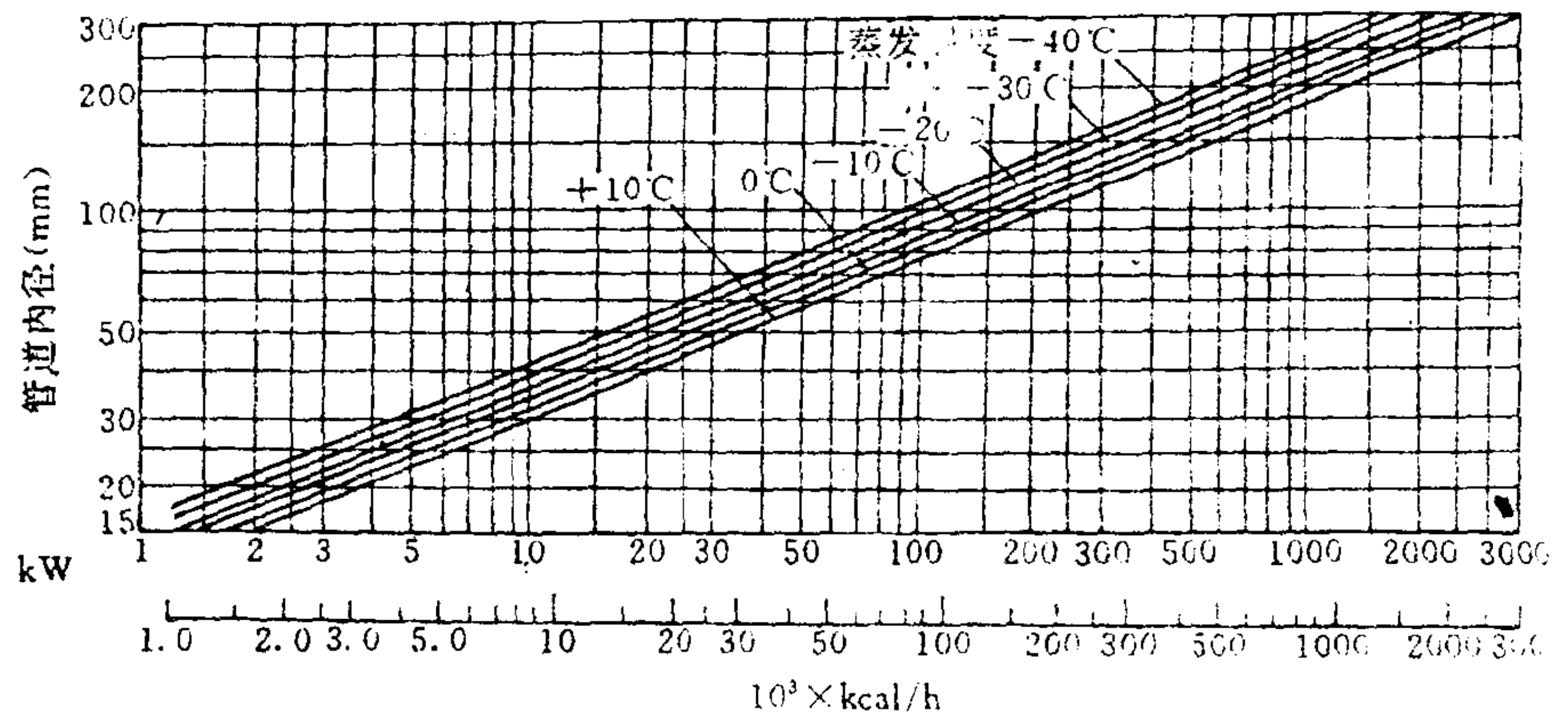


图 10-12 R22 上升吸气立管最小负荷图
(膨胀阀前的液温 40°C)

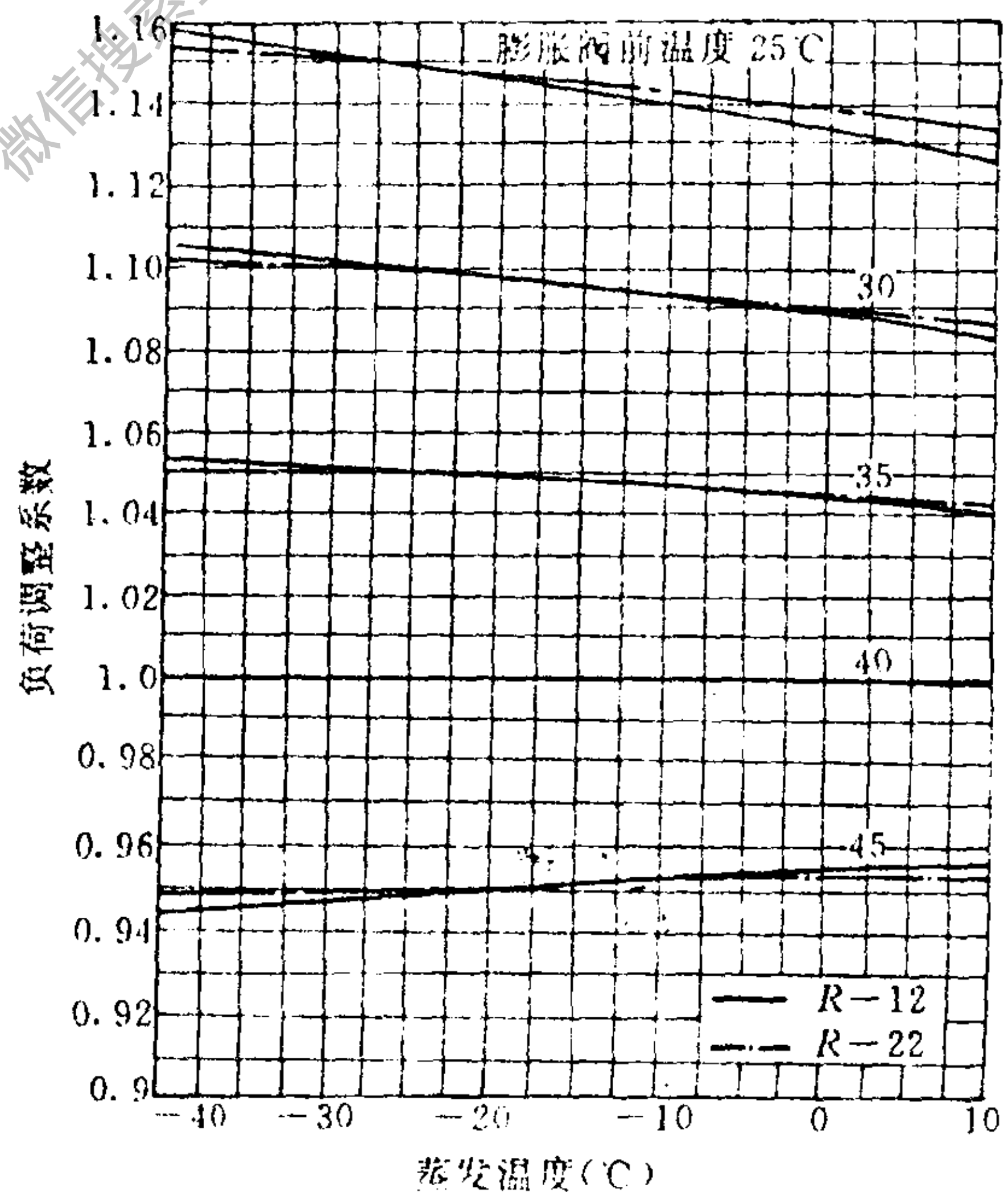


图 10-13 制冷负荷调整系数

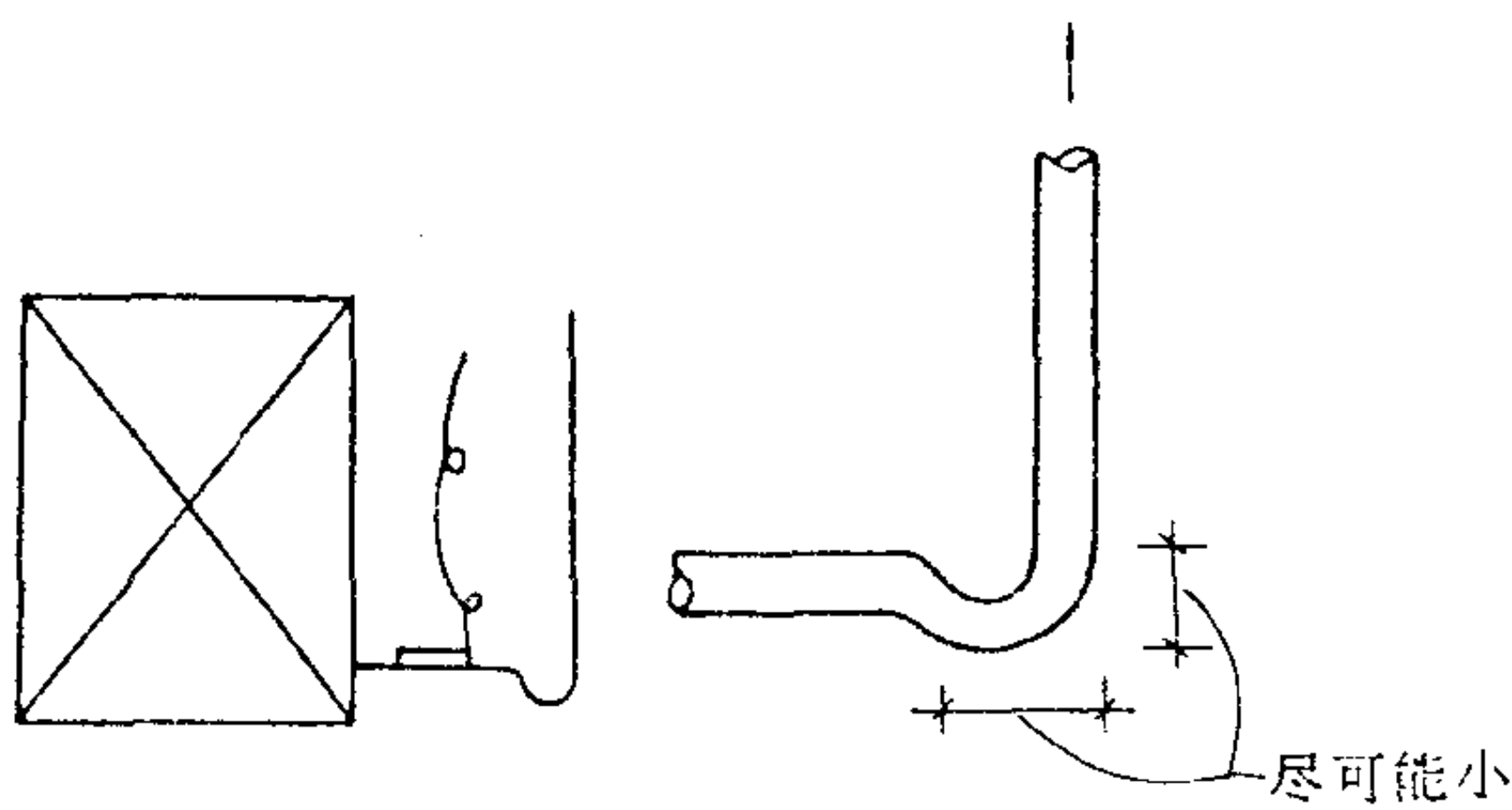


图 10-14 存油弯示意图

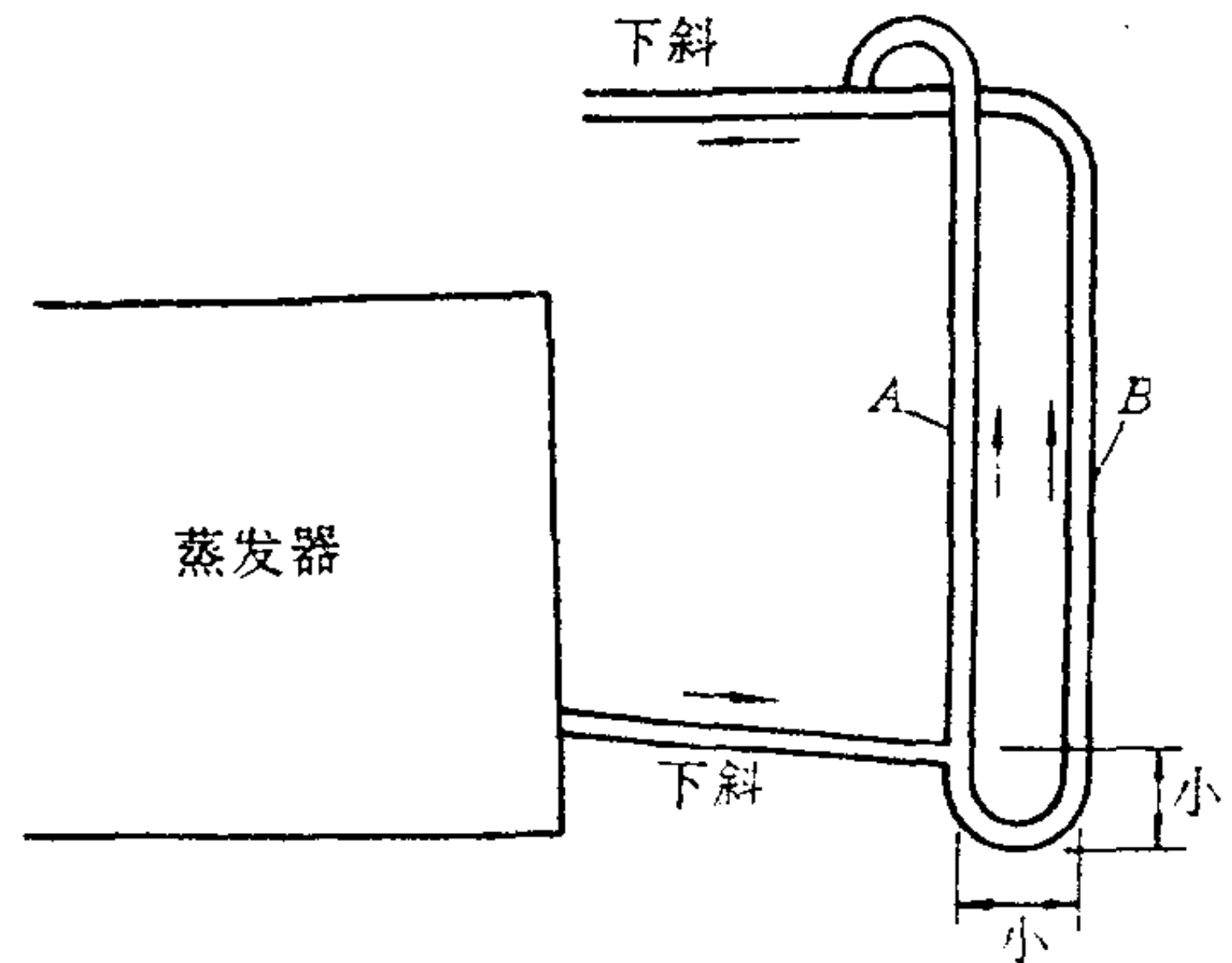


图 10-15 双上升回气立管

顶部进入水平管。此时油封消除，A、B 管同时工作。

④为了防止低负荷，A 管单独工作时油可能倒流回不工作的 B 管中，双立管在接至水平管时，应从上接入，参图 10-15。

3. 回气管的连接 回气管的连接既要使润滑油顺利地返回压缩机的曲轴箱，又不能使液体制冷剂或大量润滑油集中进入压缩机。为此，回气管连接时应从以下几方面加以注意：

①为便于回油，回气管水平部分应有 1% 坡度坡向压缩机，见图 10-16。

②在压缩机吸入口附近水平管道上避免出现“液囊”如图 10-17 所示，如出现液囊，在小负荷或停机时油和制冷剂液体就会滞留于此形成油封或液封，增大管道压力降。在重新启动压缩机时油或液体制冷剂会被吸入压缩机，引起油击或液击。

③回气管与蒸发器的连接：

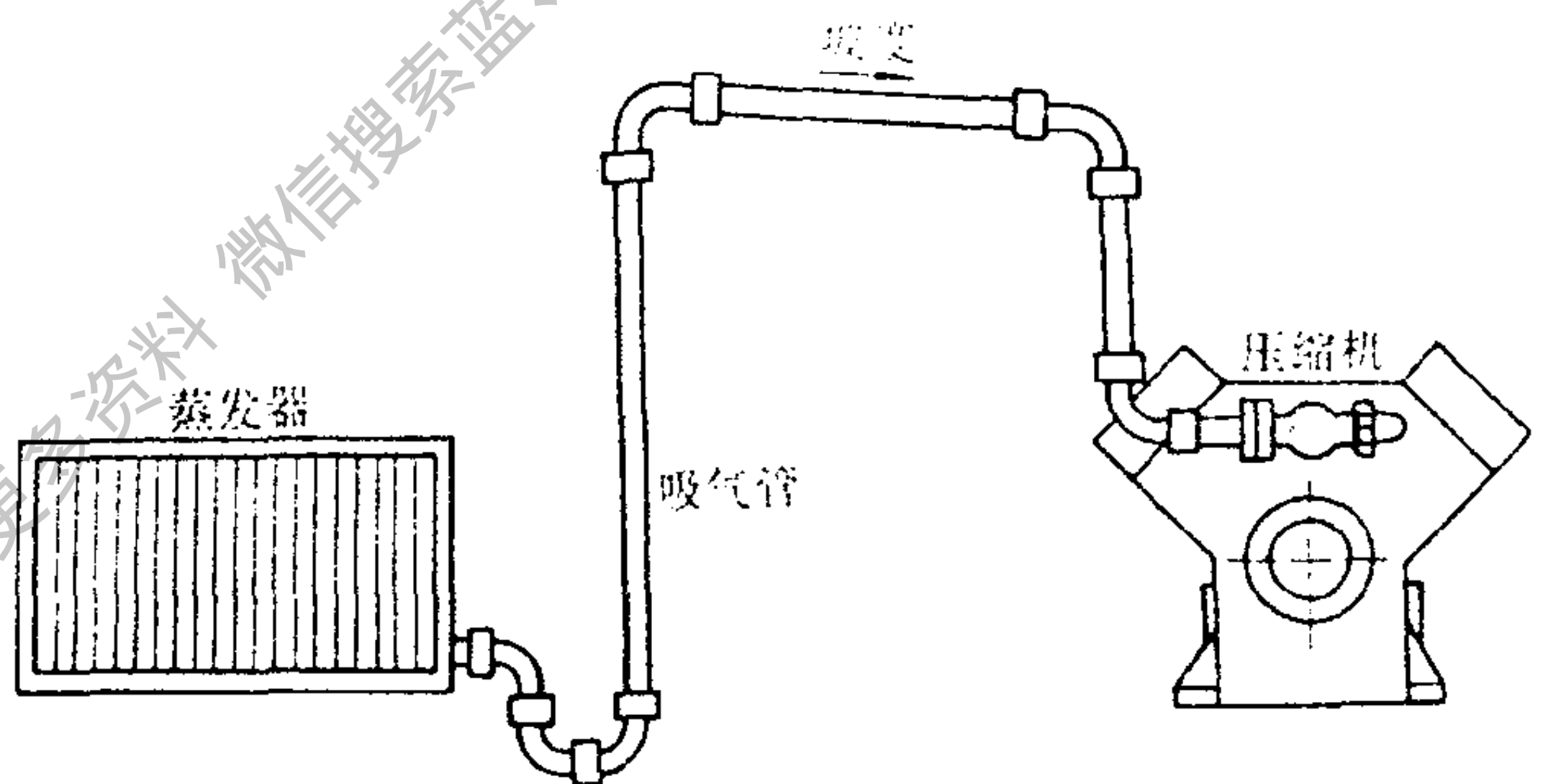


图 10-16 蒸发器与压缩机同高度时吸气管的排列形式

a. 一组蒸发器的连接：当压缩机和蒸发器位于同一标高或蒸发器高于压缩机时，为防止系统停止运行时液体进入压缩机，造成再启动时的湿行程，在蒸发器出口侧应设有上升立管至略高于蒸发器顶部的地方，再接至压缩机，见图 10-18。在蒸发器出口近侧必须伸出一根坡向与制冷剂流向一致的水平短管，用以安装热力膨胀阀的感温包，然后再设存油弯，其感温包不得设于存油弯之后。

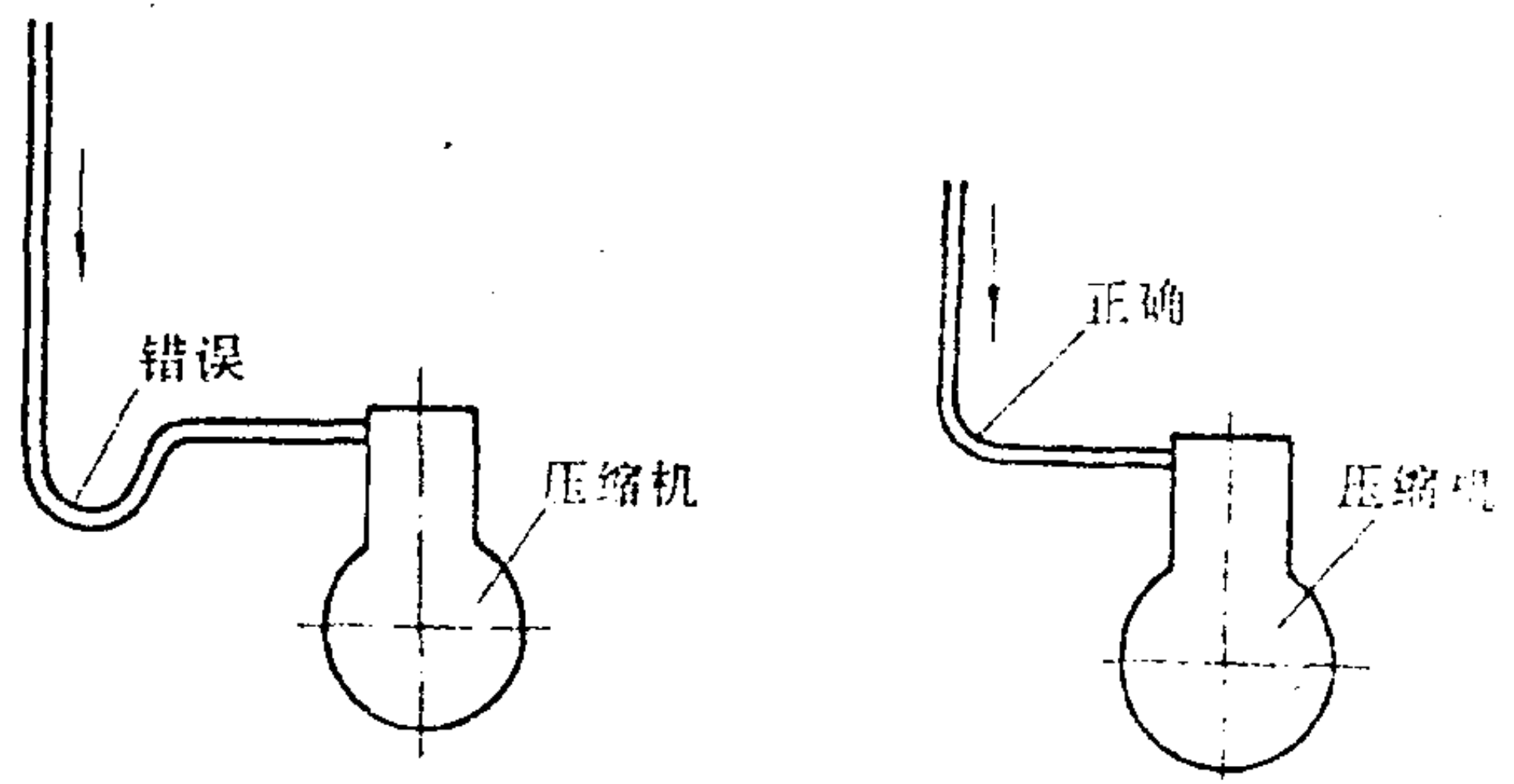


图 10-17 形成液囊的接管

b. n 组蒸发器并联时的连接：n 组蒸发器并联时，应根据并联蒸发器的相对位置和蒸发器与压缩机的相对位置不同，采用不同的连接方式，参见图 10-19。

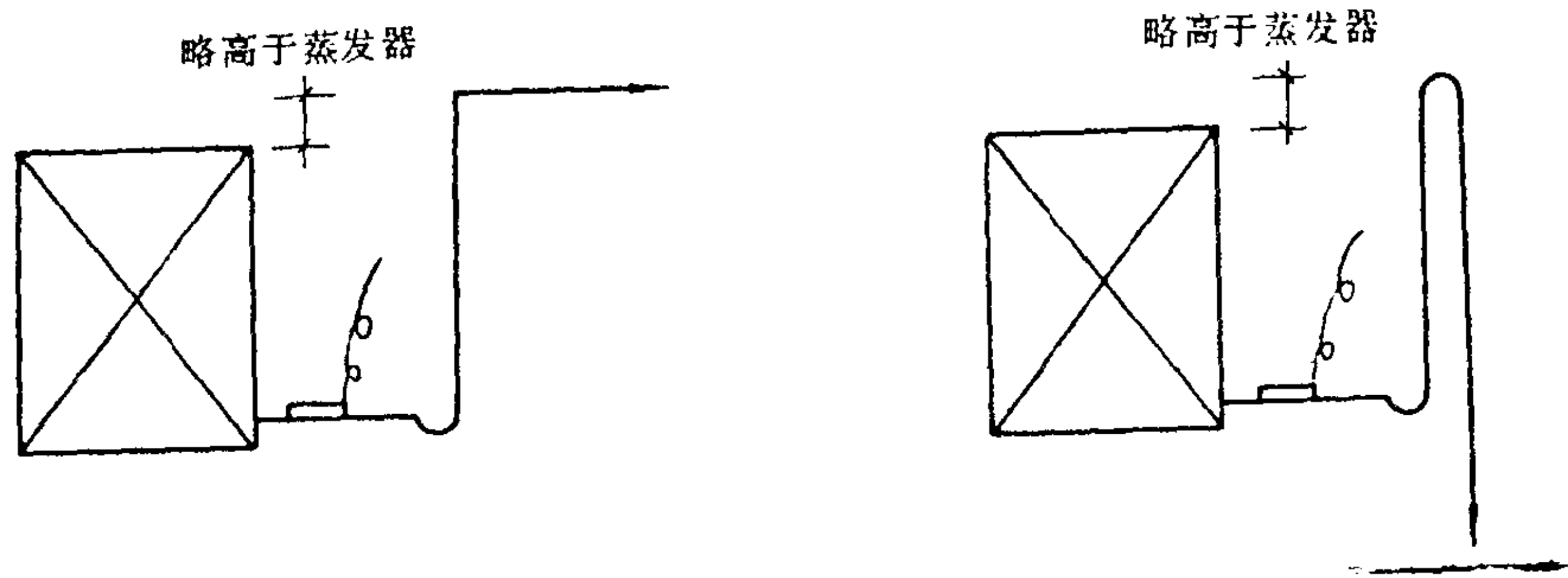


图 10-18 一组蒸发器回气管的连接

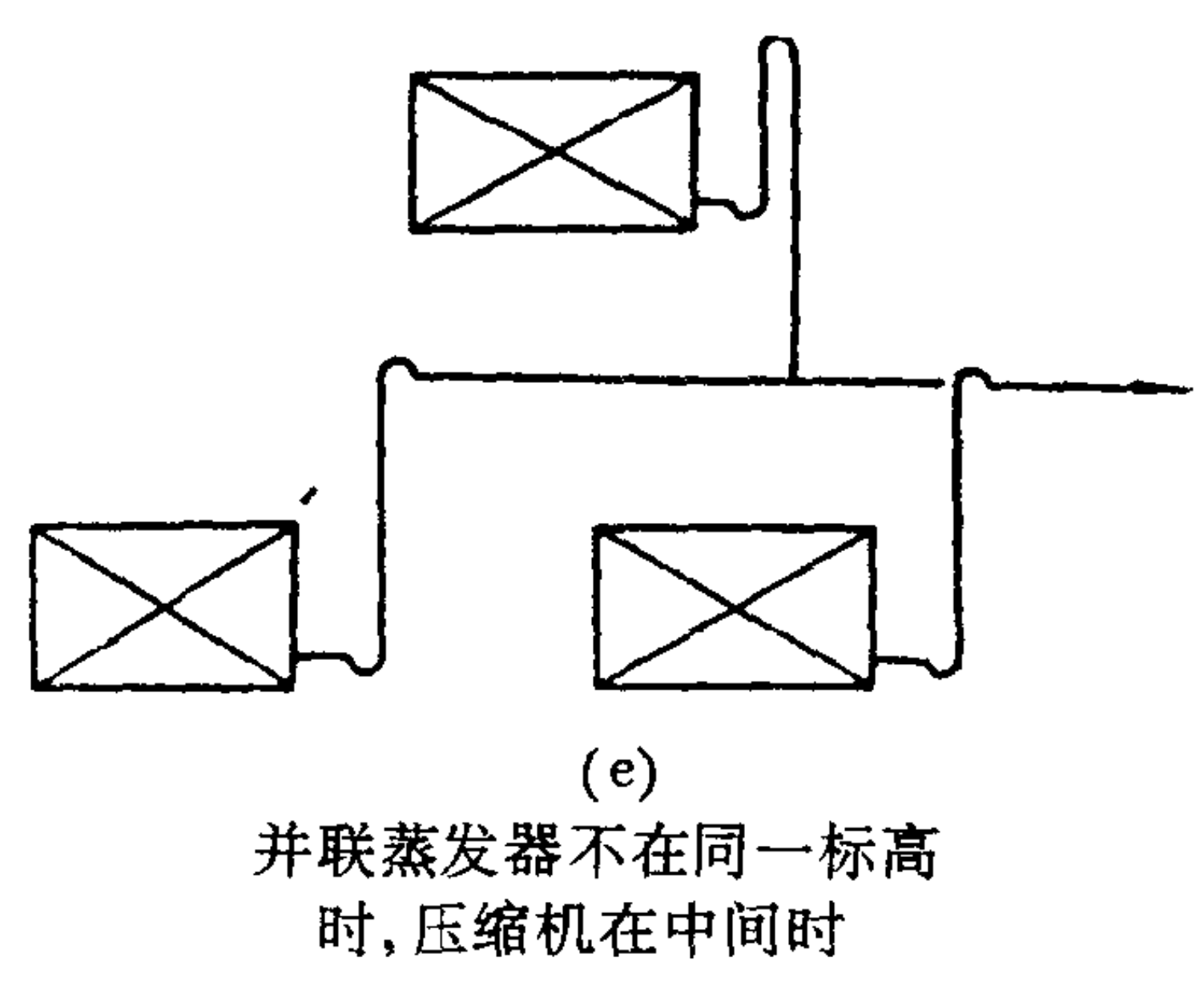
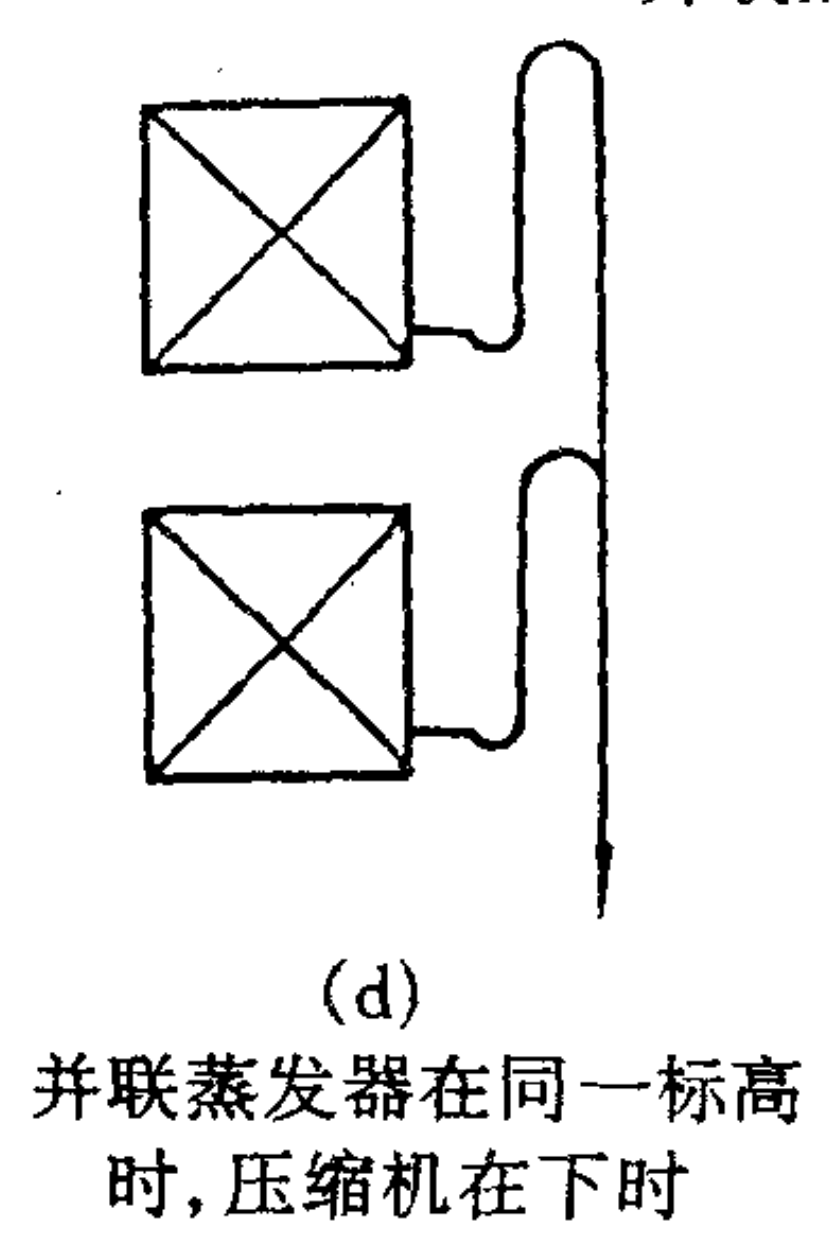
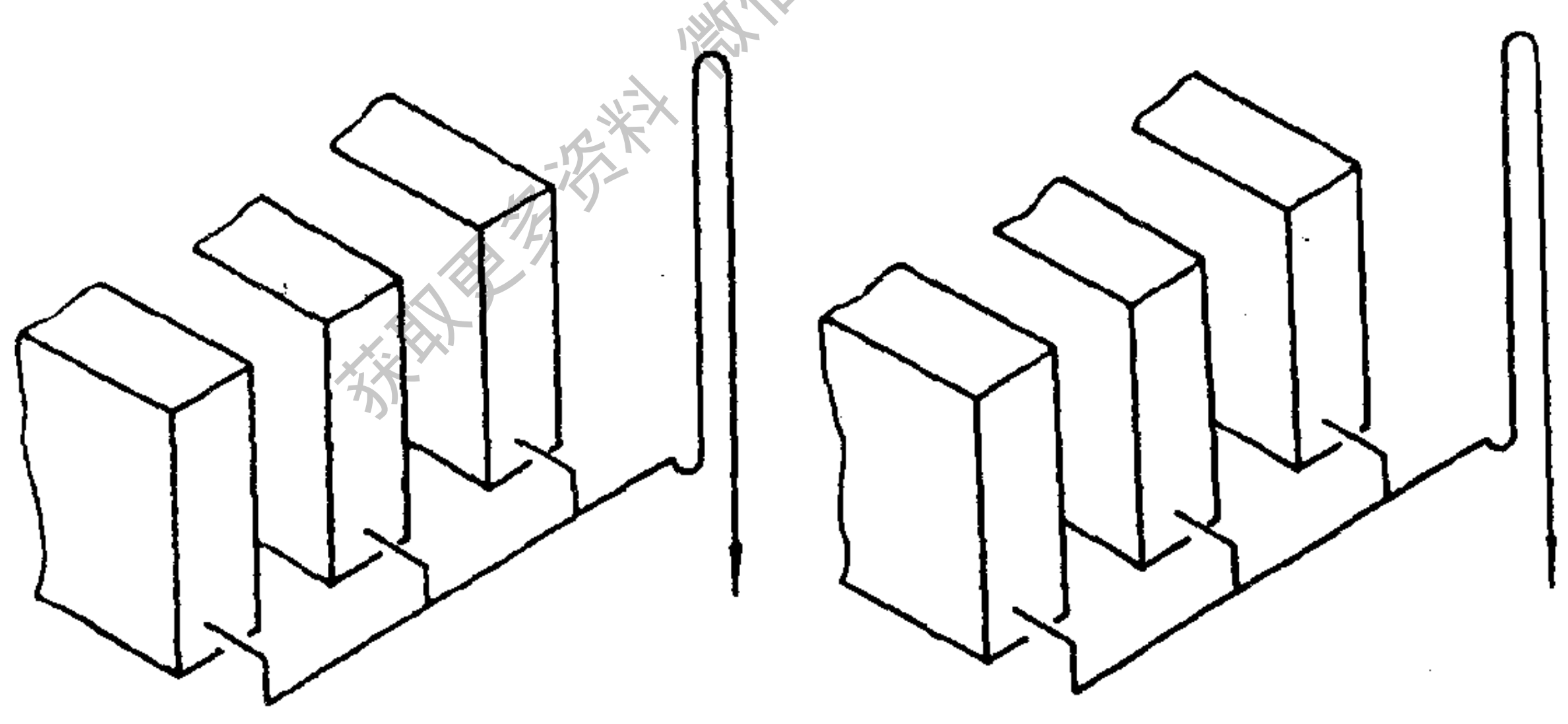
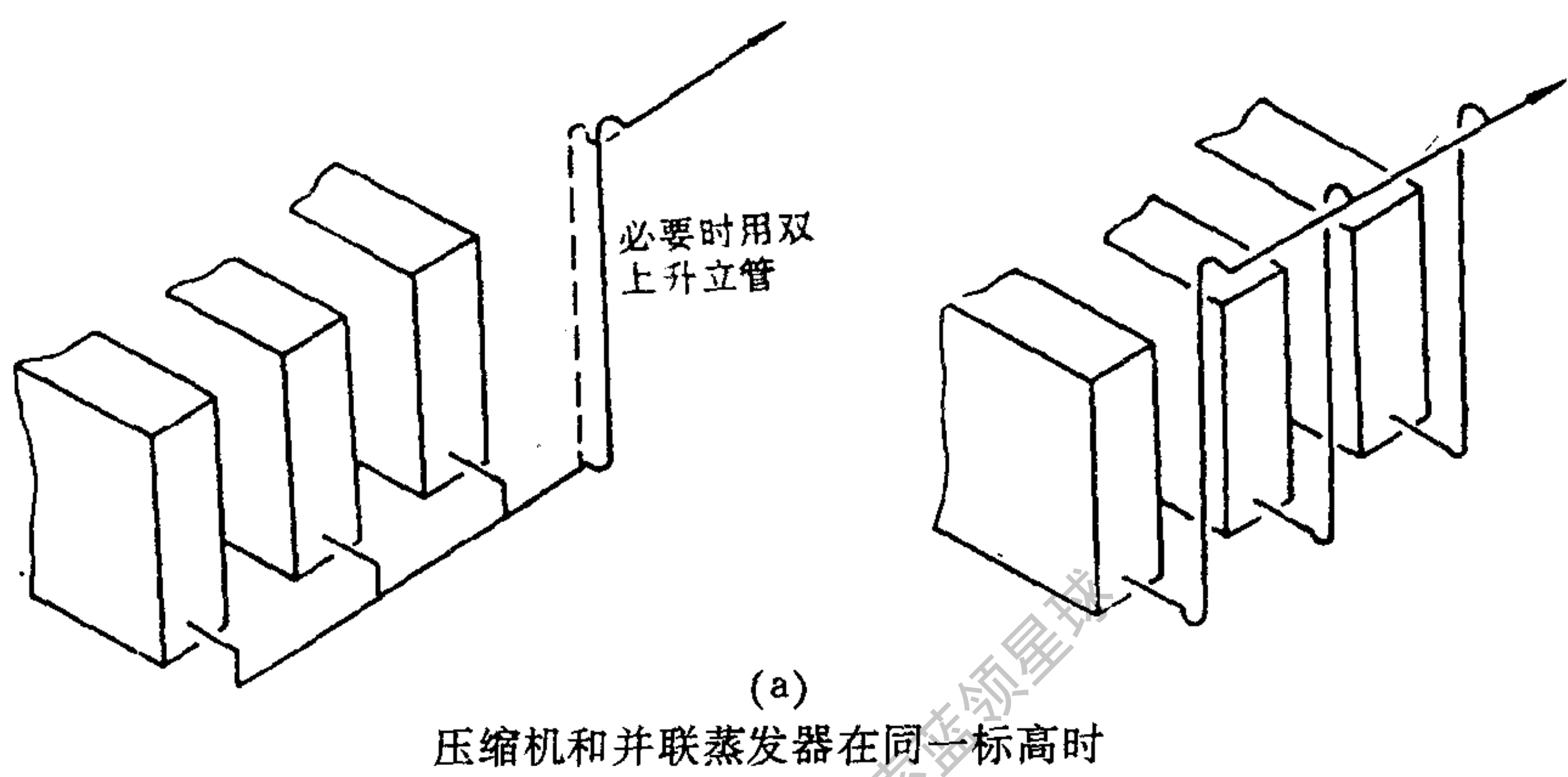


图 10-19

c n组串联的蒸发盘管: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。

d 卧式管壳式蒸发器的连接:氟利昂液体的溶油性很强,但在温度较低时就会不完全溶解,特别是 R22和 R502,当温度低于 10C 时,液体就分成不十分明显的层,因油和氟液的比重不同,则上层为微溶一些氟液的油,下层为微溶一些油的氟液,温度越低分层越明显,利用这个特点可在低压贮液容器中设回油措施。

图 10- 20是卧式管壳式蒸发器的连接,在蒸发器液面稍低处引一根回油管接至制成存油弯的回气管,在回气管上装热交换器。由蒸发器沿回油管流出的氟油混合液进入存油弯而被回气带走,在热交换器中氟液被高压液体加热而蒸发,过热蒸气夹带细小油滴一起进入压缩机,油滴回入曲轴箱。

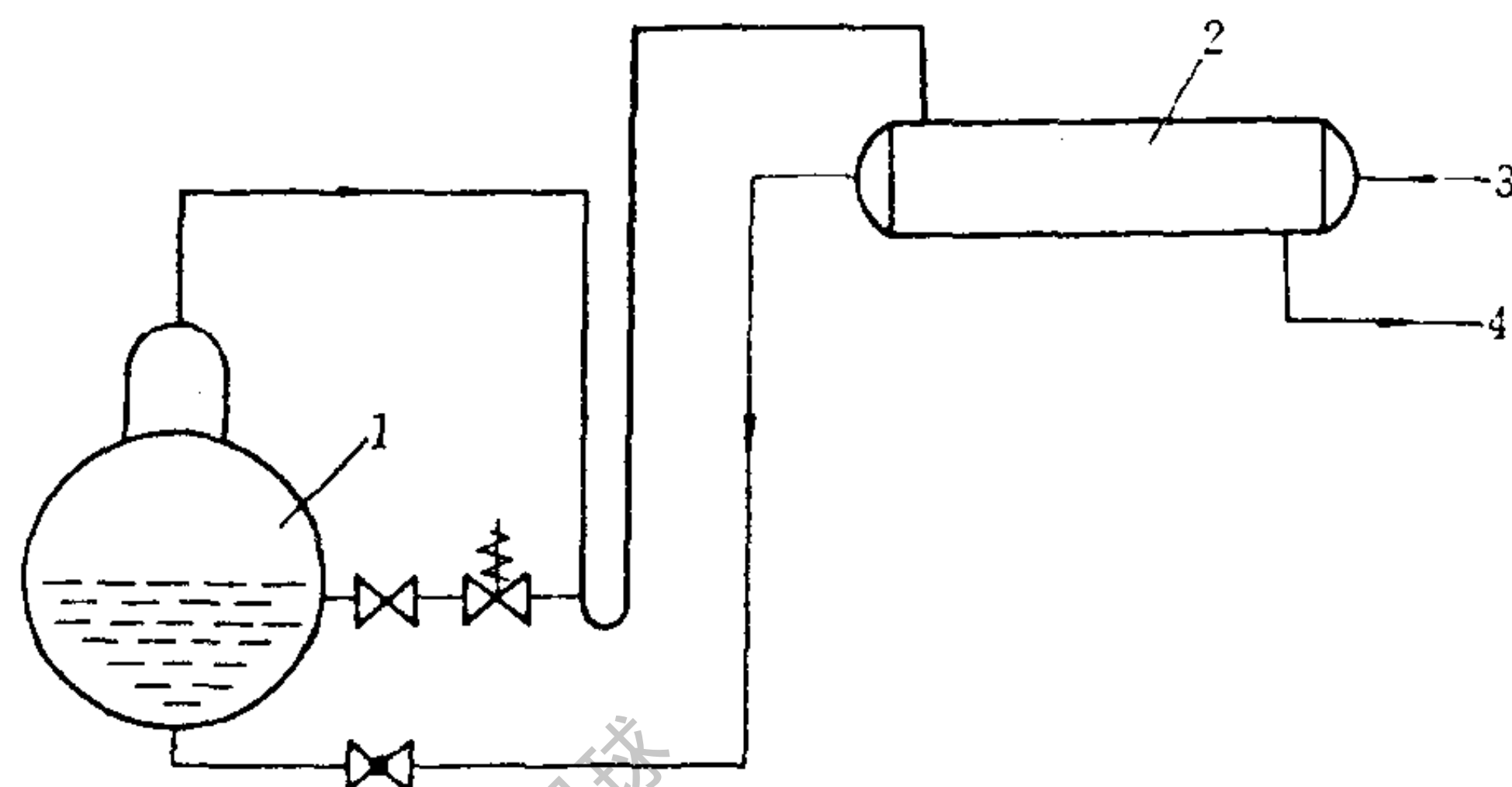


图 10- 20 卧式管壳式蒸发器的连接 I
1 蒸发器 2 热交换器 3 供液 4 回气

回油管的流量不大,约占制冷剂循环量的 1~ 2%,所以管径较小。为了控制回油管的流量,应在回油管上加装手动截止阀及电磁阀,用以在停机或开启时手动或自动启闭,使回油管断通,以免存油弯内积

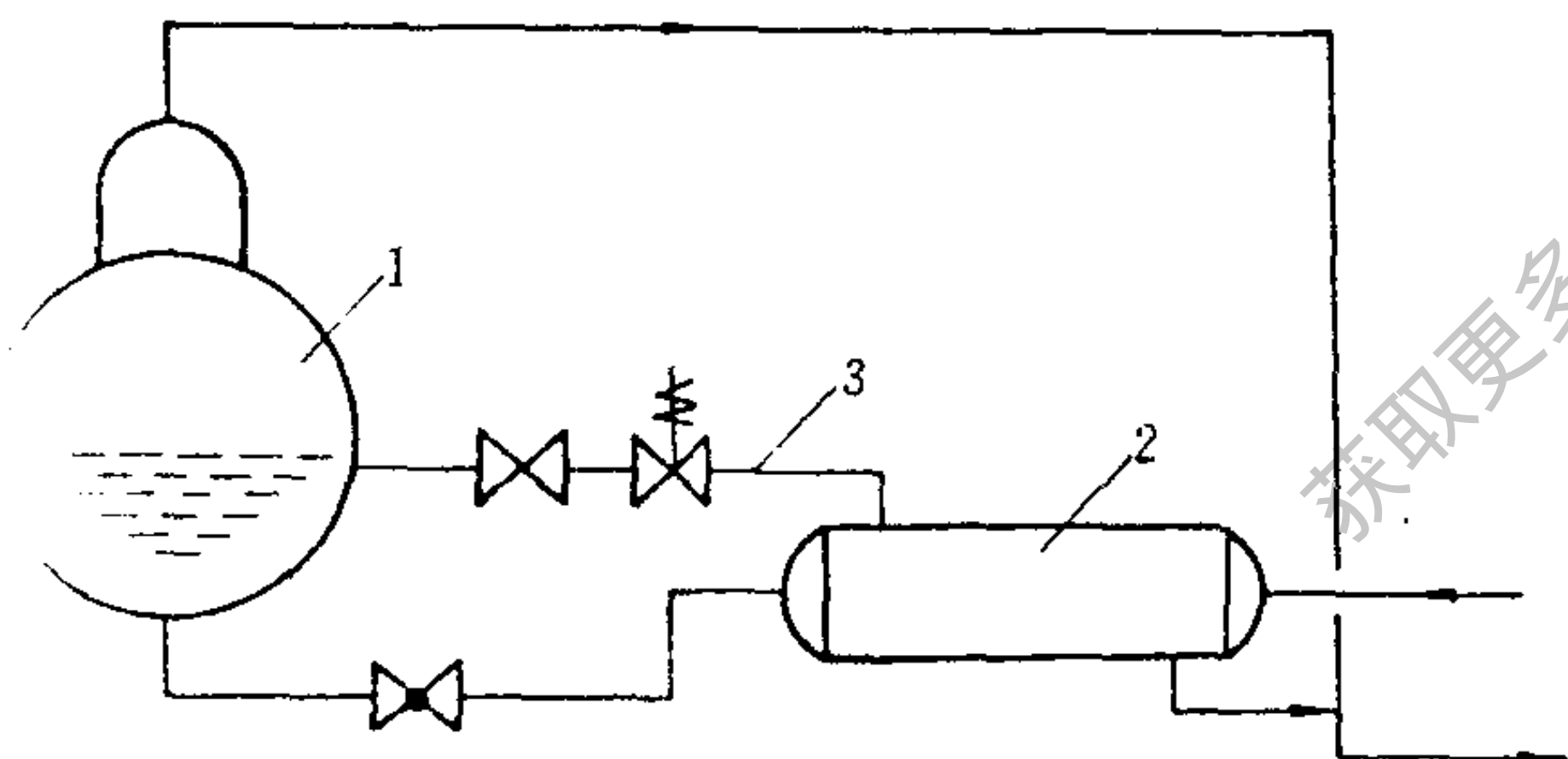


图 10- 21 卧式管壳式蒸发器的连接 II
1 蒸发器 2 热交换器 3 回油管

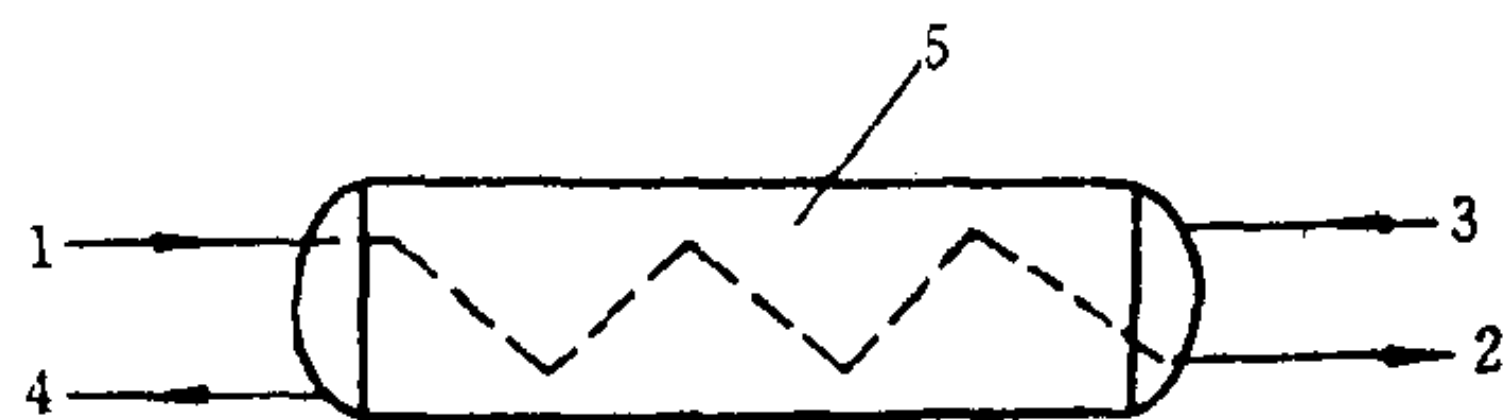


图 10- 22 回气管与热交换器的连接
1 进液 2 出液 3 进气 4 出气 5 热交换器

油液过多。

如果从蒸发器中带走的油量不多,可将回油管直接安装在热交换器上。见图 10- 21。

④回气管与热交换的连接:热交换器宜装在近压缩机的水平管上或向下立管上,不要装在上升立管上。同时,由蒸发器出来的回气管应和热交换器上面的接头连接,去压缩机的回气管由下面接头引出,以利于回气中带回的油顺利返回压缩机。为增强气与液体的热交换,进、出液与进、出气管应逆流连接,这样可增加其对数平均温度差。回气管与热交换器的连接见图 10- 22。对不同结构的热交换器可参照该方法连接。

⑤回气管与压缩机的连接:当蒸发器布置在压缩机下面时,为了改善回油,接至压缩机的回气管应隔 10m 左右设置一个存油弯,如图 10- 23 所示。

两台压缩机并联运转时,压缩机回气管应尽量对称布置,使各台压缩机的吸入压力近似相等,同时也应使回油均匀,如图 10- 24 所示。两台压缩机回气管汇合处要设存油弯,以防一台压缩机停

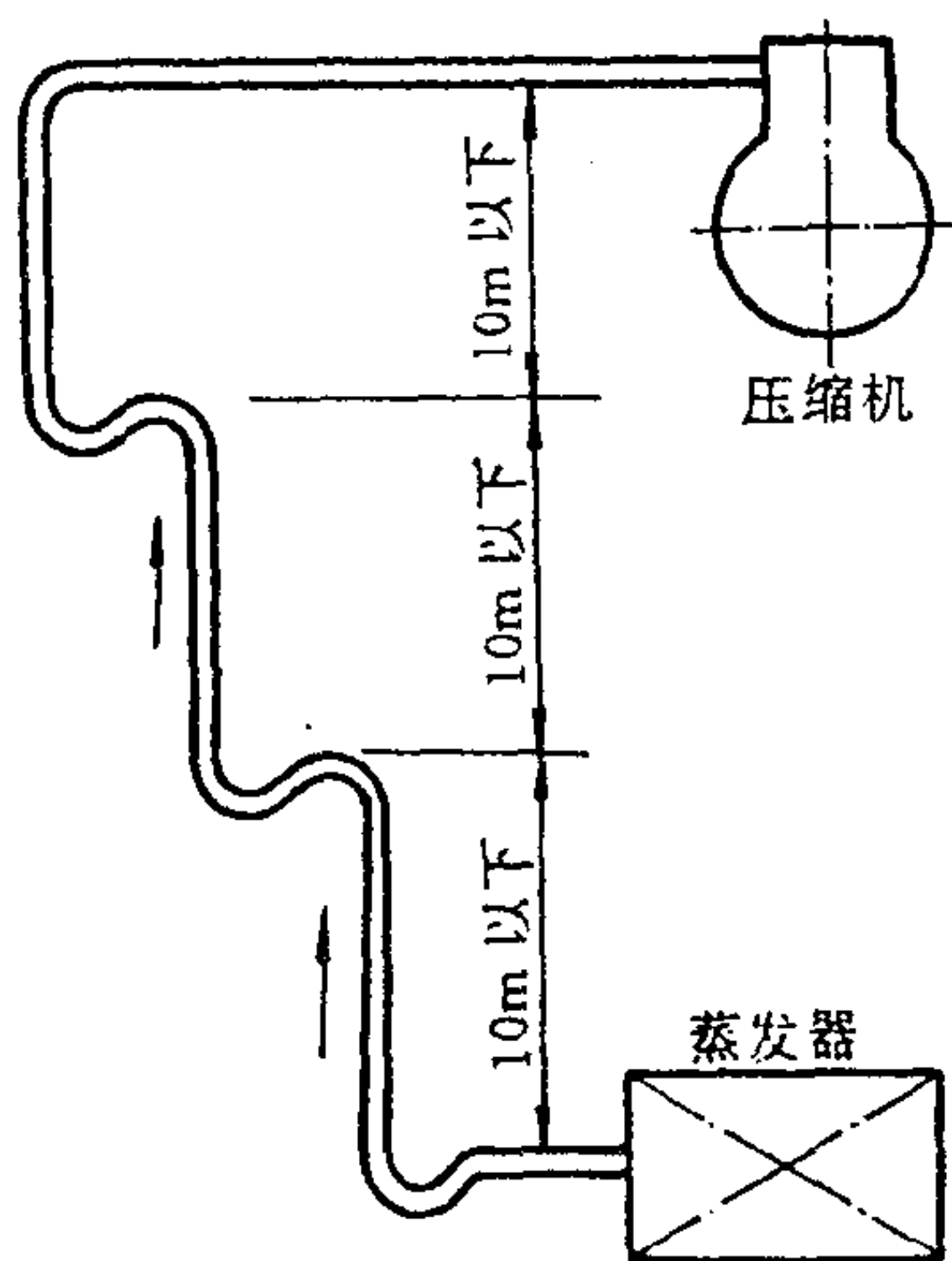


图 10-23

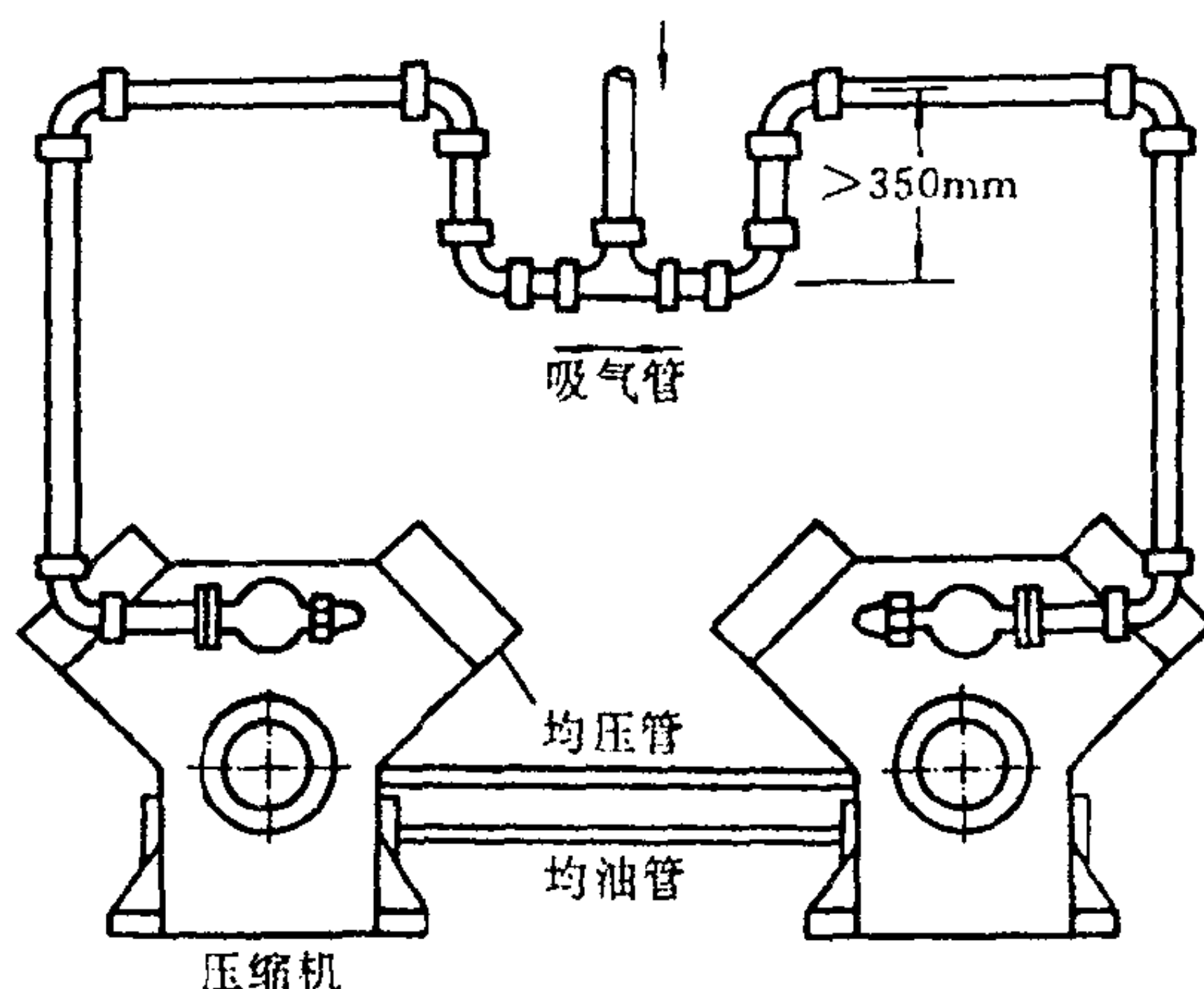


图 10-24 两台并联压缩机的吸气管排列形式

止工作时,回油到另一台压缩机中去。压缩机曲轴箱油面上部与油面下部均应装均压管和均油管,在这些管上应设阀门。

当多台压缩机并联运转时,为防止润滑油流入停止运转的压缩机的回气管内,可设一回气集管。该集管的水平部分应尽量短,同时要如图 10-25那样设置便于回油的分支口。

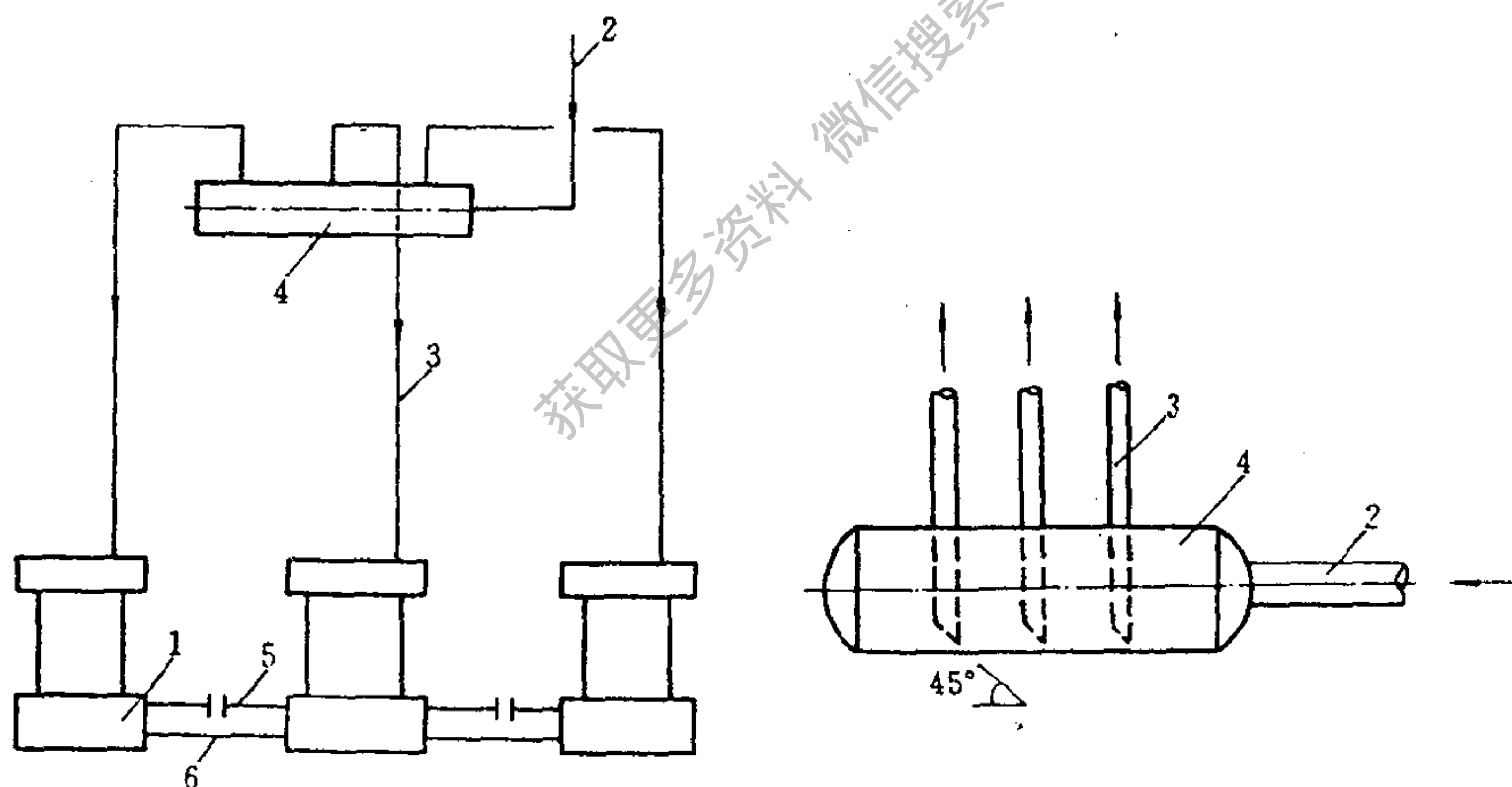


图 10-25 多台压缩机并联回气管的连接

1 压缩机 2 回气总管 3 回气支管 4 集管 5 均压管 6 均油管

三、排气管

对一些已组装成压缩冷凝机组中,不存在排气管的设计问题。只是在压缩机,冷凝器等单独配置的设备,才需要进行排气管的设计。

(一)管径的确定 排气管管径的确定,也应考虑所产生的压力降大小。排气管中的压力损失。对压缩机的制冷量影响较小,而对压缩机的耗功影响较大。当压力损失增大时,耗功就增大。为此,氟利昂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°C 的力差以内,即饱和温度差 0.5°C 时,对 R12 的压力差约为 0.0117MPa , R22 的压力差约为 0.019MPa 。

在 $t_k = 40^\circ\text{C}$ 时排气管径可利用图 10-26 及图 10-27 求得, 如 $t_k = 35-40^\circ\text{C}$ 也可近似使用。

上升排气立管的最小带油速度见图 10-9 及 10-10, 一般是根据图 10-26, 图 10-27 求得管径后, 计算出实际流速, 再与图 10-9 及图 10-10 中管径对应的最小带油速度比较, 如不满足, 则再适当缩小立管管径, 直至满足为止。

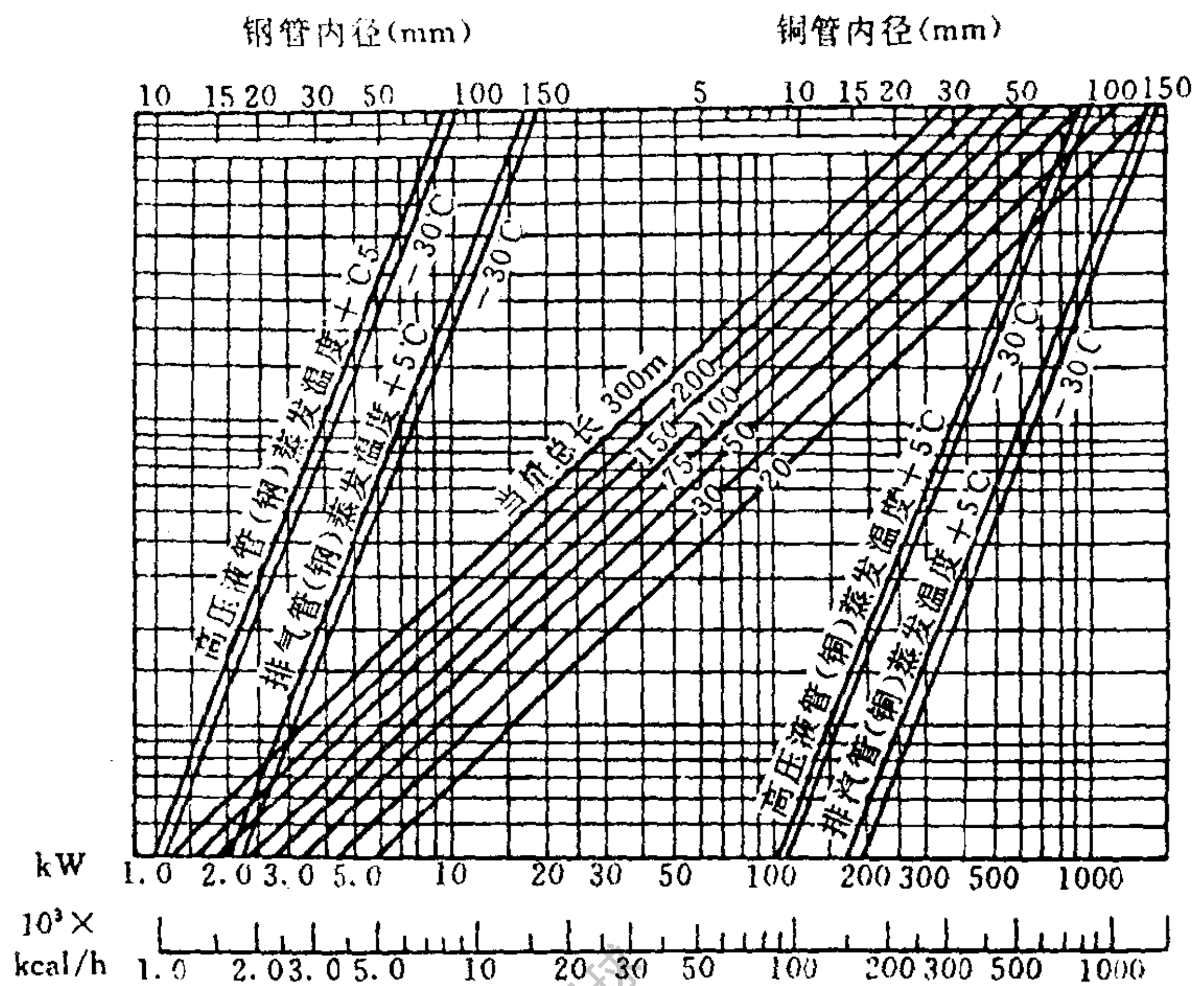
为避免排气管内流速过大而产生较大的流动阻力损失和噪声, 其流速应控制在 20m/s 以内。

(二) 排气管的连接

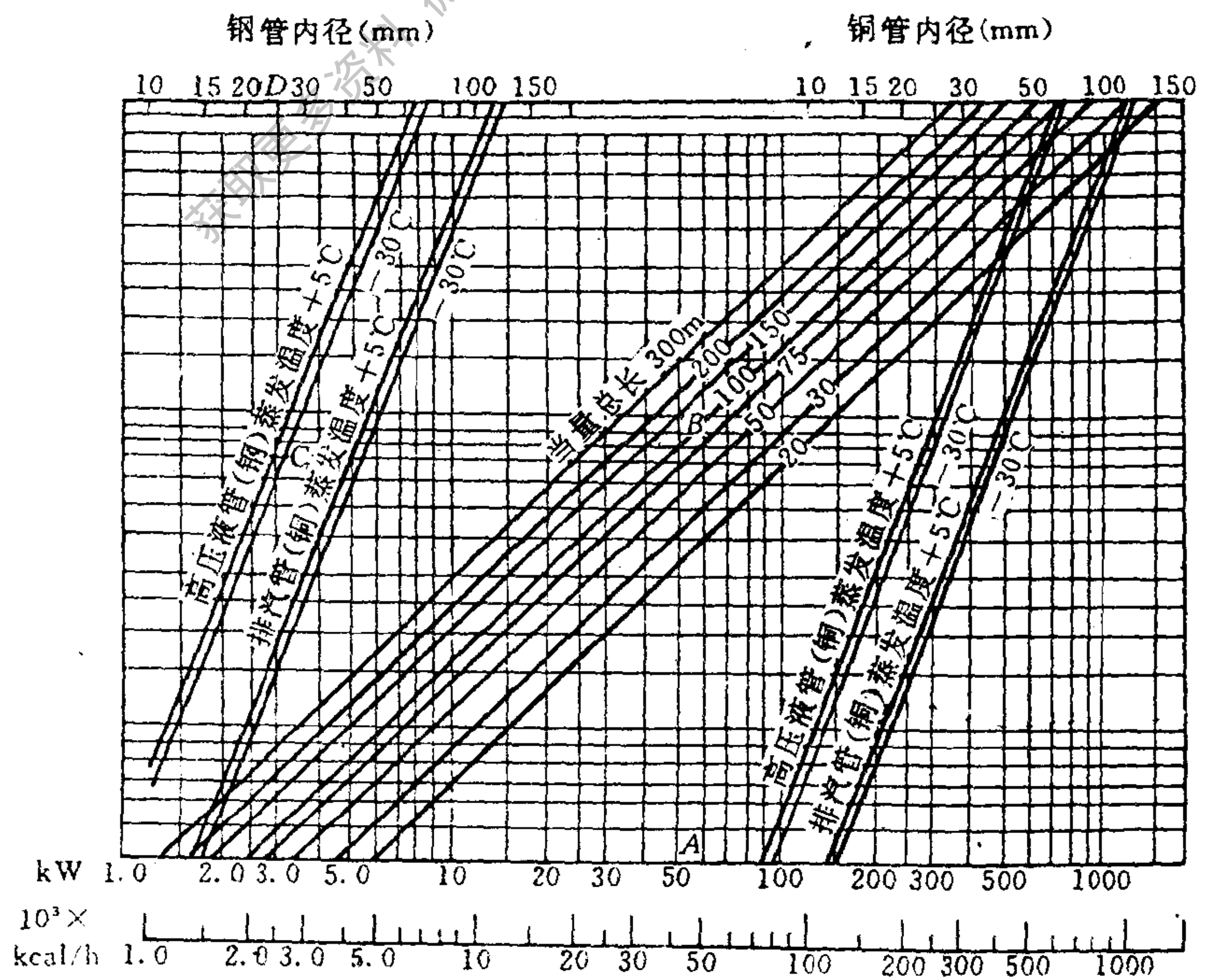
1. 为了防止压缩机停止运转时, 排气管中润滑油和制冷剂气体冷凝成液体返回压缩机, 待再次启动时出现液击或油击敲缸事故。要求压缩机排气管的水平管段应顺制冷剂的流动方向向下倾斜, 一般氟利昂系统的排气管向油分离器(或冷凝器)保持 1% — 2% 的倾斜坡度, 如图 10-28(a) 所示。无油分离器时排气管的连接, 当压缩机低于冷凝器时, 其高度差大于 $2.5-3\text{m}$ 时, 上升立管应考虑设存油弯及带油速度问题, 如图 10-28(c)

当压缩机向上排气立管较长时, 可用图 10-29 方式连接管路。

2. 设有油分离器时排气管的连接: 其上升立管应在油分离器之后, 确保压缩机在低负荷时立管



10-26 R12 排气管与高压液管负荷图
饱和冷凝温度差 0.5°C ; 冷凝温度 40°C



10-27 R12 排气管与高压液管负荷图
饱和冷凝温度差 0.5°C ; 冷凝温度 40°C

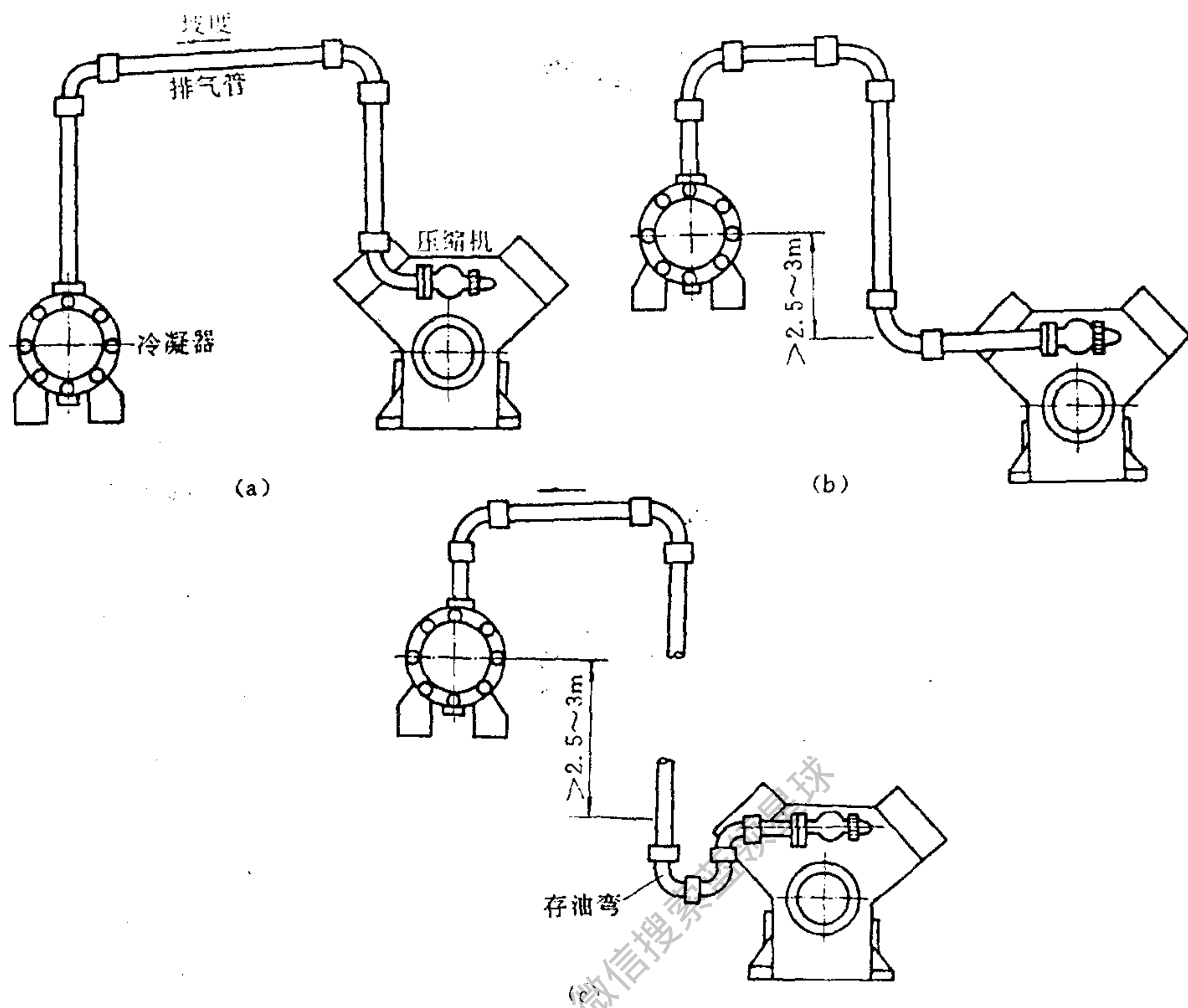


图 10-28 单机排气管的排列方式

(a) 压缩机与冷凝器同位 (b) 冷凝器高于压缩机(高差 $> 2.5 \sim 3\text{m}$)

(c) 冷凝器高于压缩机(高差 $< 2.5 \sim 3\text{m}$)

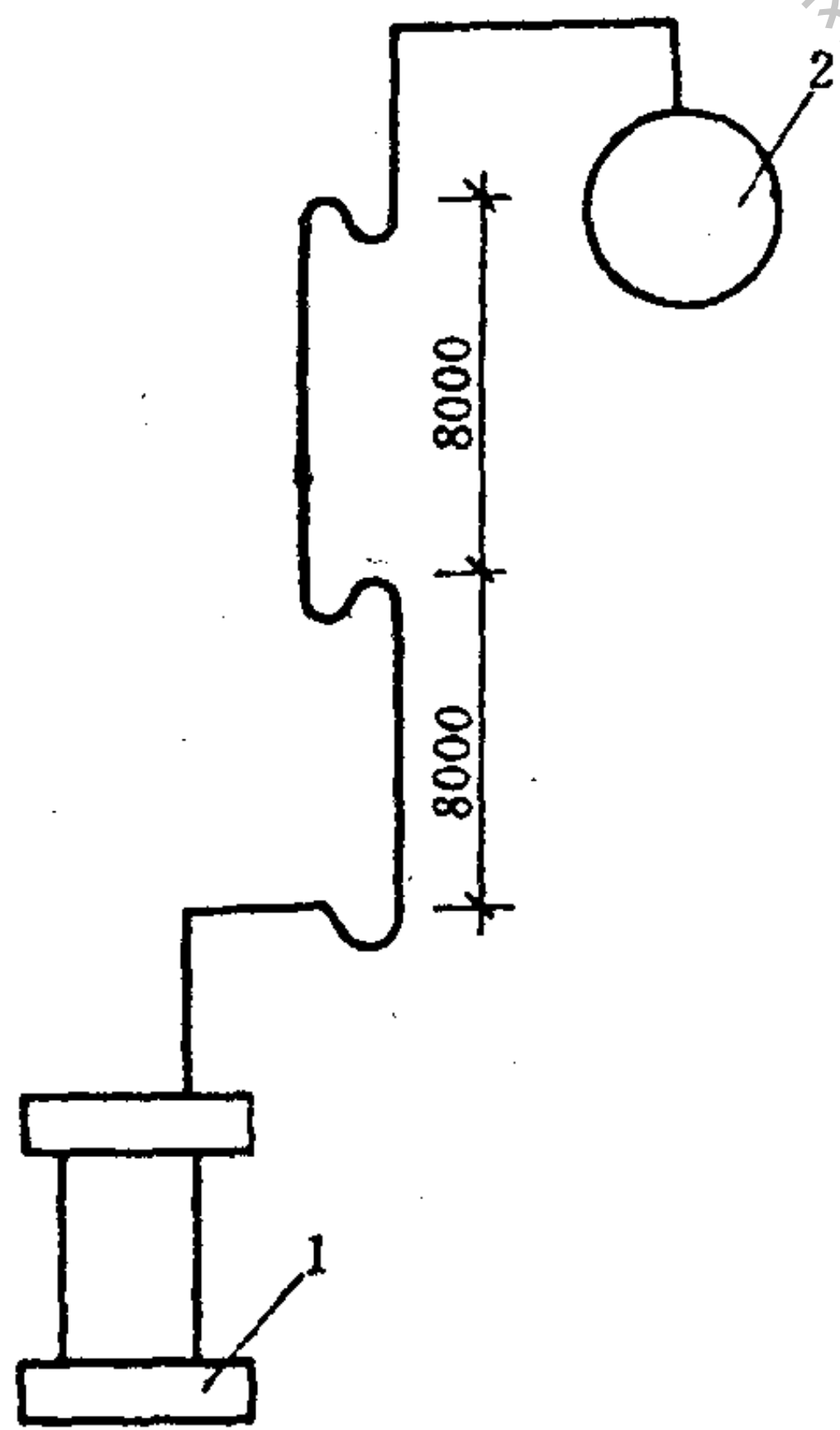


图 10-29 长上升排气立管的连接

1. 压缩机 2. 冷凝器

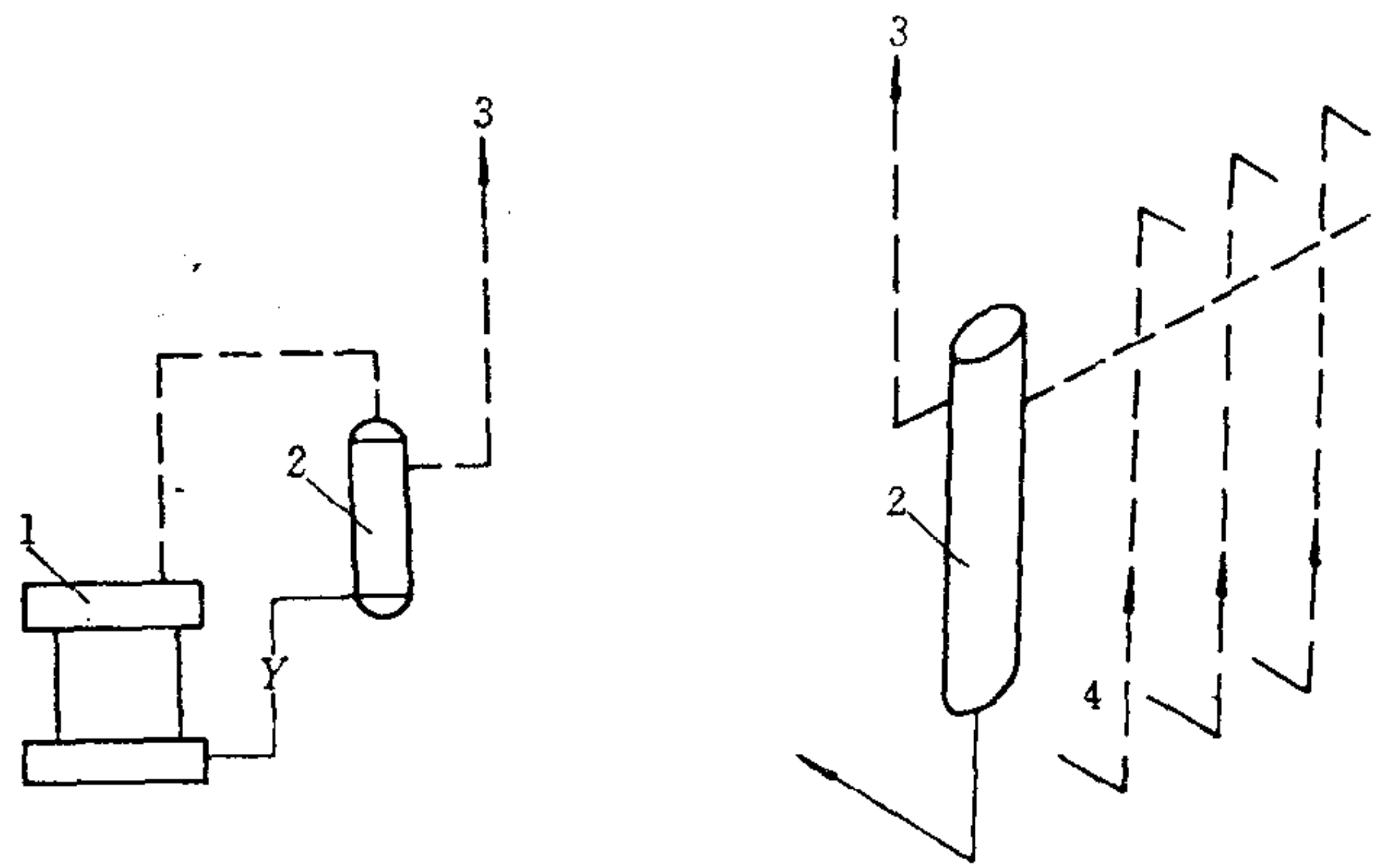


图 10-30 设有油分离器时排气管的连接示例

1. 压缩机 2. 油分离器 3. 接往冷凝器 4. 接自压缩机

中不能带走的油和停机时管内冷凝液回到油分离器中而不致流入压缩机,油分离器内的积油和液体制冷剂再由回油管流回曲轴箱。油分离器后的上升立管不需要考虑存油弯和带油速度。但大量氟液返回曲轴箱后,会引起开机时油中氟液剧烈沸腾使油成泡沫,造成湿行程和油泵不上油。为解决这个问题,可在排气管上加一止回阀或在油分离器上加设加热器等。图 10-30 是设有油分离器时排气管的连接示例。

3. 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 10-31(a)、(b)方

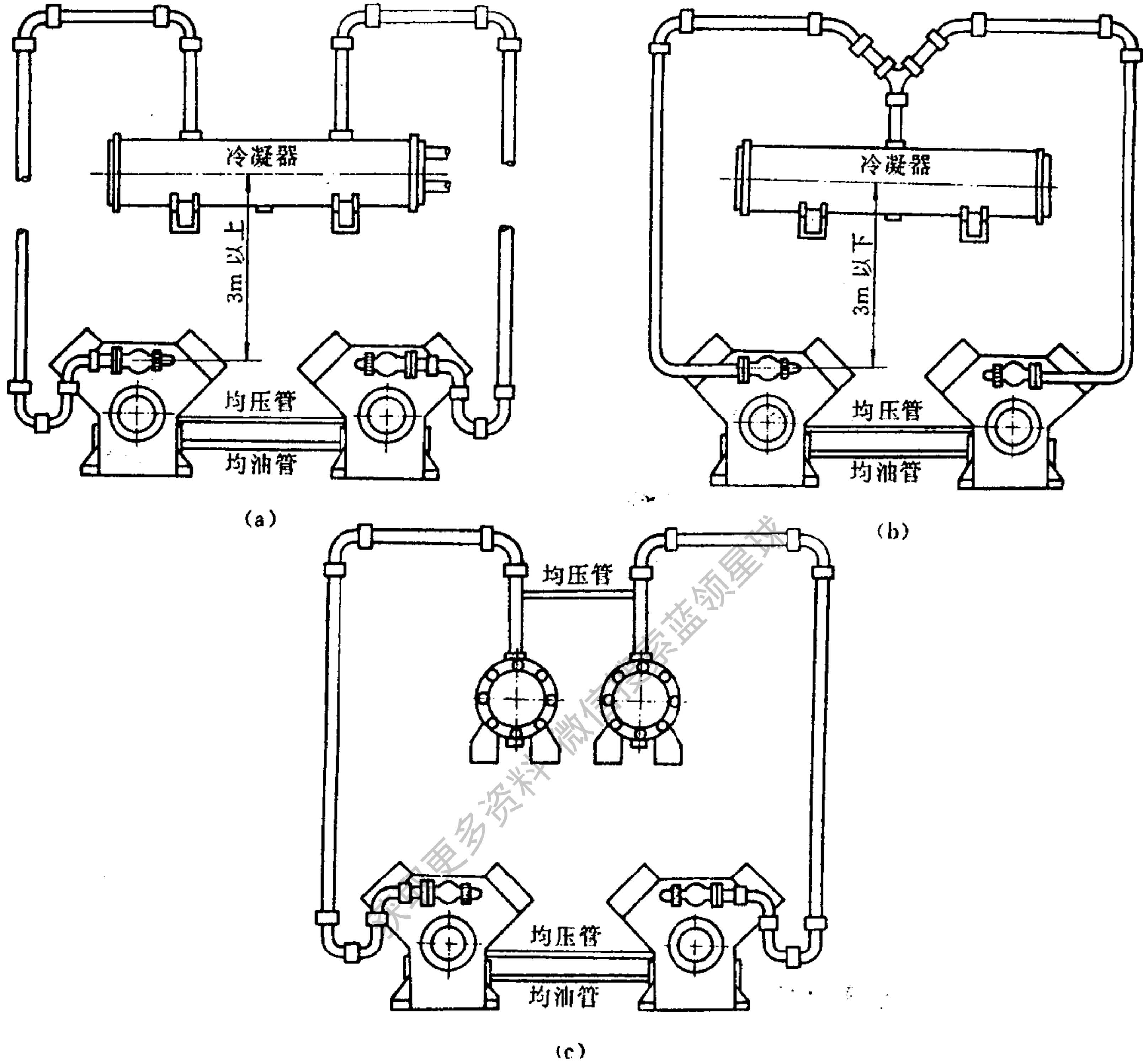


图 10-31 双机排气管排列形式(冷凝器位置高于压缩机)

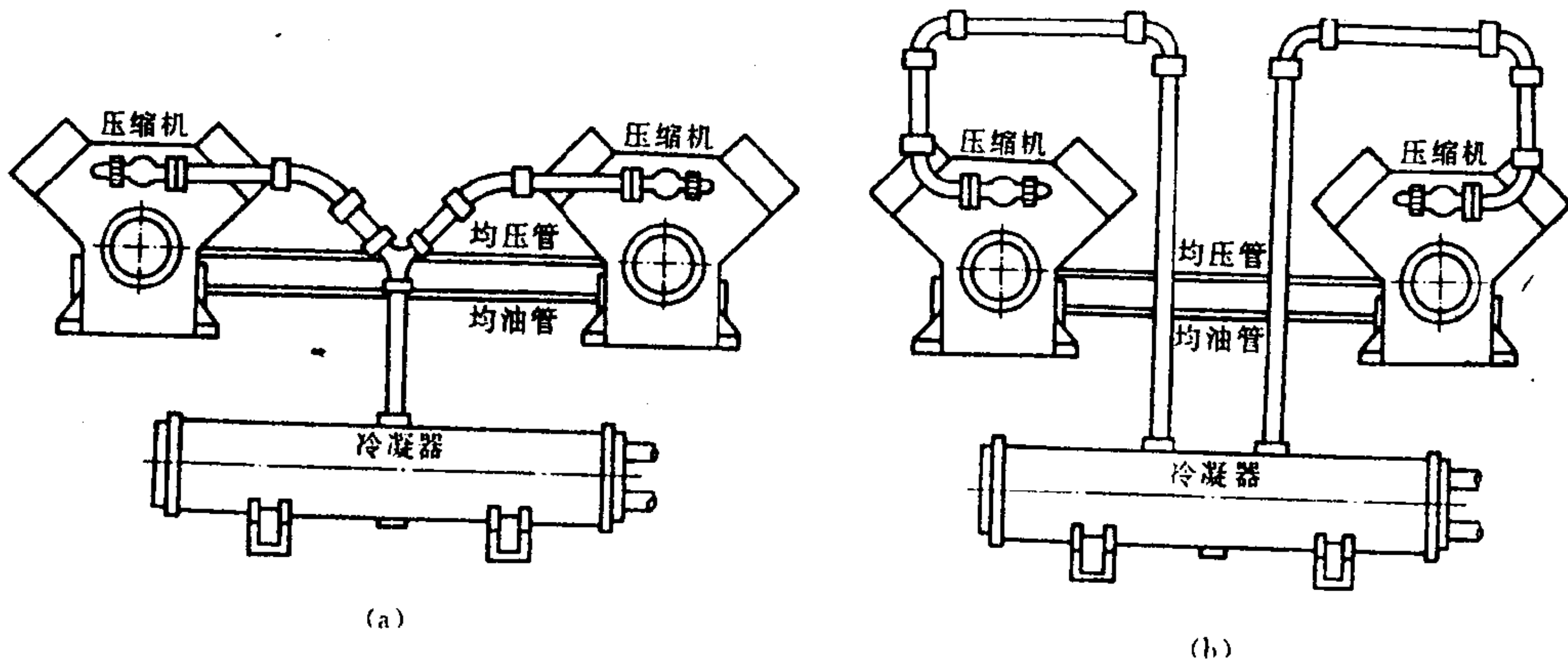


图 10-32 双机排气管的排列形式(冷凝器位置低于压缩机)

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 10-31(c)方式排列。

当冷凝器位置低于压缩机时,排气管可按图 10-32(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。

四、液体管

指冷凝器至蒸发器之间的制冷剂液体管道。液体管设计中主要问题是如何防止闪发气体的发生。

(一)冷凝器至贮液桶(器)之间的液体管

1. 管径的确定,冷凝器至贮液桶之间的管道应该畅通,以保证冷凝液体及时泄入贮液桶内,以免冷凝液体积存冷凝器内使冷凝面积减少。一般可将流速取 0.5m/s,其管径可由图 10-33,图中曲线是按液温 40℃和蒸发温度为 -20℃计算的。对于其他温度可近似采用。如冷凝器与贮液桶之间装有均压管,则图 10-33 中选择的管子的流速和能量可提高 50%。

2. 管子连接,为了便于冷凝器内液体自动流入贮液桶中,冷凝器与贮液桶之间必须有一定的高

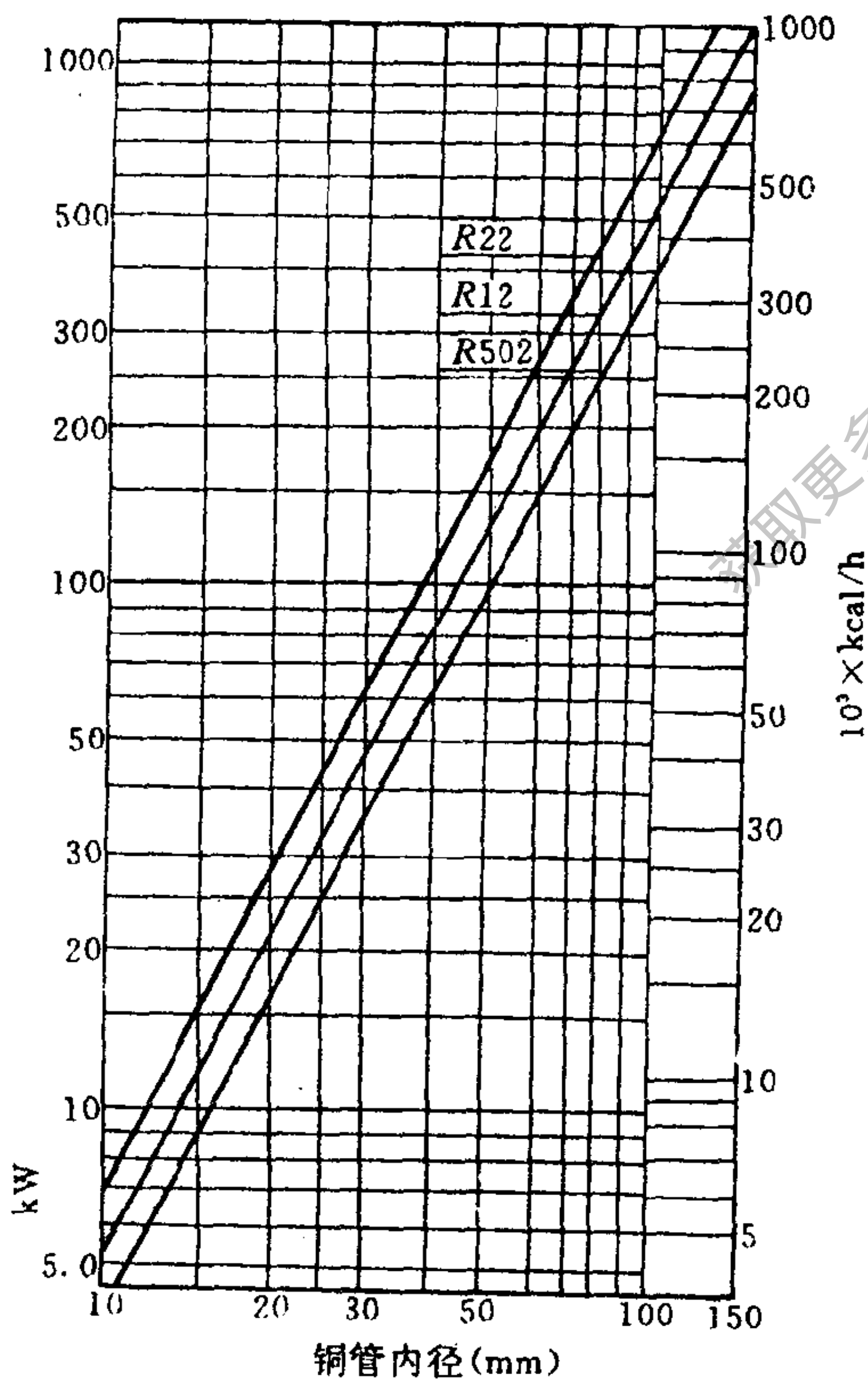


图 10-33 冷凝器至贮液器出液管负荷图

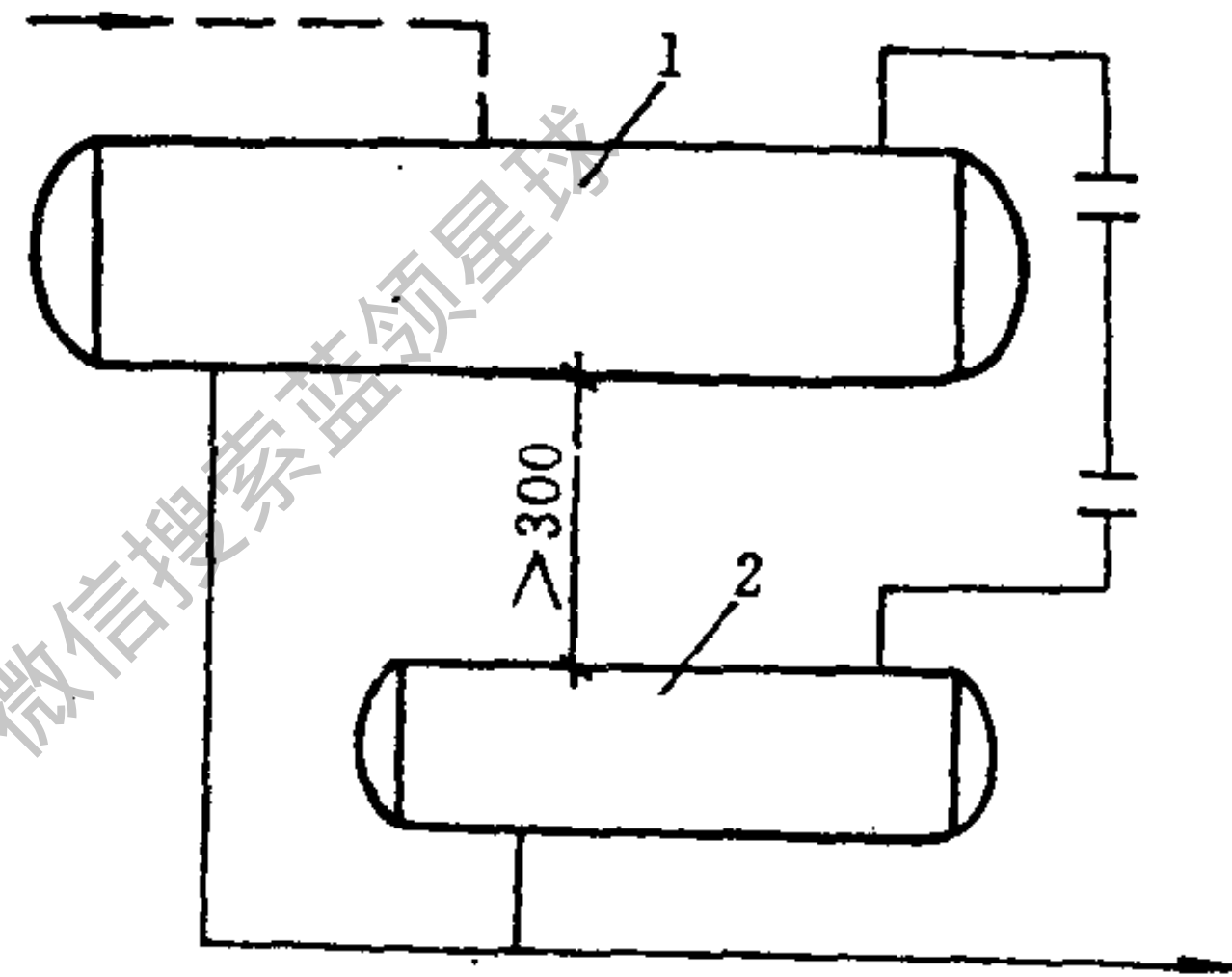


图 10-34 涨缩式贮液器的连接
1. 冷凝器 2. 贮液器

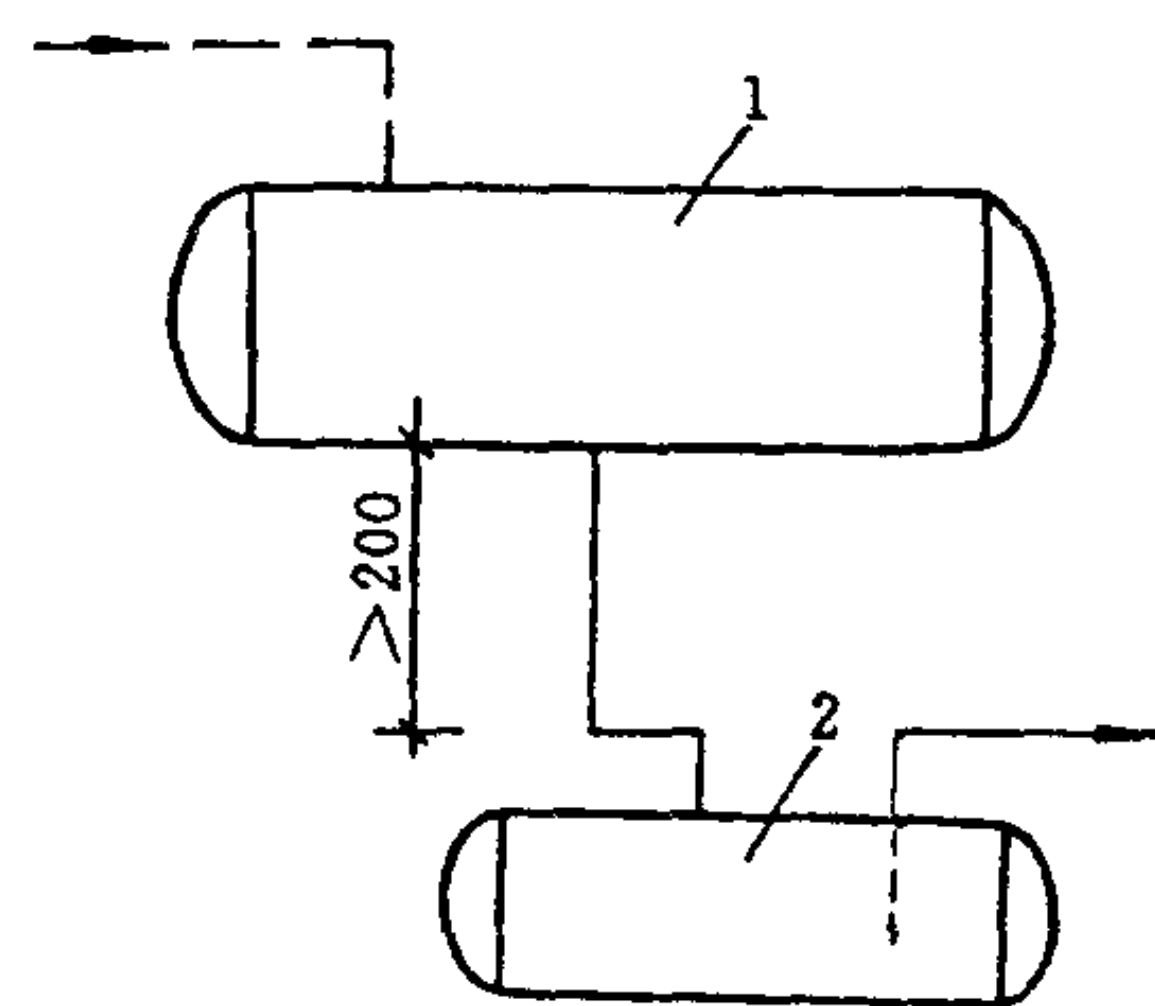


图 10-35 直通式贮液器的连接
1. 冷凝器 2. 贮液器

度差,参看图 10-34 与图 10-35,其水平管段上应有一定的坡度向贮液桶。根据贮液桶与冷凝器连接方式不同,有两种型式:

①补充式(涨缩式)贮液器,如图 10—34 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之间设有均压管。这种接法的优点是可以利用冷凝器中可能形成 1—3℃ 的过冷度。这种连接方式在最大负荷时,冷凝器至贮液器之间液体管内流速不应超过 0.75m/s。

②直流式(过流式)贮液器,如图 10—35 所示,这种型式进液速度一般应低于 0.5m/s,如流速大于 0.5m/s 时应装均压管。

(二)贮液器至节流阀前的液体管

1. 管径的确定 这段管道,除摩擦阻力和局部阻力引起的压力降外,尚包括蒸发器高于贮液器时液位差引起的压力降。一般认为,把这段管道中的压力降控制在相当于饱和温度差 0.5℃ 比较适合。因此,可根据图 10—26 及图 10—27 查得其管径。

2. 防止产生闪发气体的措施 当液体制冷剂温度接近于饱和蒸发温度时,如其温度稍有升高或压力降低,就可能产生部分液体气化,产生闪发气体。闪发气体的产生与系统阻力损耗有很大关系,特别是液位差造成的阻力损耗是相当大的。例如由表 10—2 可看出,R12 在冷凝温度 $t_c=40℃$ 时液管升高一米,其压力降为 0.0128MPa 左右,相当于其饱和蒸发温度下降约 0.53℃,这样,压力降引起闪发气体的产生,而闪发气体又增大了流动阻力,促使闪发气体进一步增加,形成了恶性循环。

为避免闪发气体的产生,靠加大管径的方法是解决不了的,必须增加液体的过冷度。如 R12,液管升高一米产生的压力降必须增加 0.53℃ 以上的过冷度才可避免闪发气体的产生。在管道设计时,为了不使节流阀前液体管中出现闪发气体,应保证节流阀前液体至少有 0.5~1℃ 的过冷度。阀前液体管不同的流动阻力损耗所要求的过冷度见表 10—3。

表 10—2 每米液柱的静压差及相应的饱和温降值

参 数	制 冷 剂						
	R12				R22		
冷凝温度 (℃)	45	40	35	30	40	35	30
冷凝压力(MPa)	1.125	0.997	0.880	0.776	1.611	1.423	1.251
每米液柱压差(MPa)	0.01259	0.01280	0.013	0.01319	0.01155	0.01178	0.012
相应饱和温降(℃)	0.47	0.53	0.59	0.67	0.29	0.33	0.37

表 10—3 阀前压力降对热力膨胀阀能量影响

阀前液体管流动阻力损耗	能量修正(%)		需过冷度(℃)		备 注
	R12	R22	R12	R22	
0.051	0.75	0.90	2.5	1.2	具有过冷度时不考虑能量修正,无过冷度时考虑。
0.102	0.65	0.75	4.5	3.0	
0.153	0.55	0.70	7.0	4.5	
0.204	0.45	0.60	9.5	6.0	
0.2551	0.40	0.57	12.0	7.5	
0.3061	0.35	0.53	15.0	9.0	
0.3571	0.30	0.50	18.5	10.5	

在氟系统中,一般都设有热交换器,液体的过冷主要是靠热交换器中低温气体冷却实现的。在双级压缩系统中,也有用中间冷却器来过冷或用热交换器和中间冷却器两次过冷的,参见本章第

一节。在上述条件下不能取得所需过冷度时,可在必要的地方增设一个直接蒸发的过冷器,参见图 10-36。

(三)节流阀至蒸发器间的液体管 液体通过节流阀成为两相流体,其流动阻力比单纯液体大得多,所以热力膨胀阀的出口接管往往大于进口。由于这段管道一般很短,可参照热力膨胀阀出口或蒸发器进口管径采用,或较高压液体管加大一号选用;也可按无闪发气体时的液体管的阻力乘以表 10-4 中的倍数求得低压液体管的流动阻力损耗,再确定所需管径。

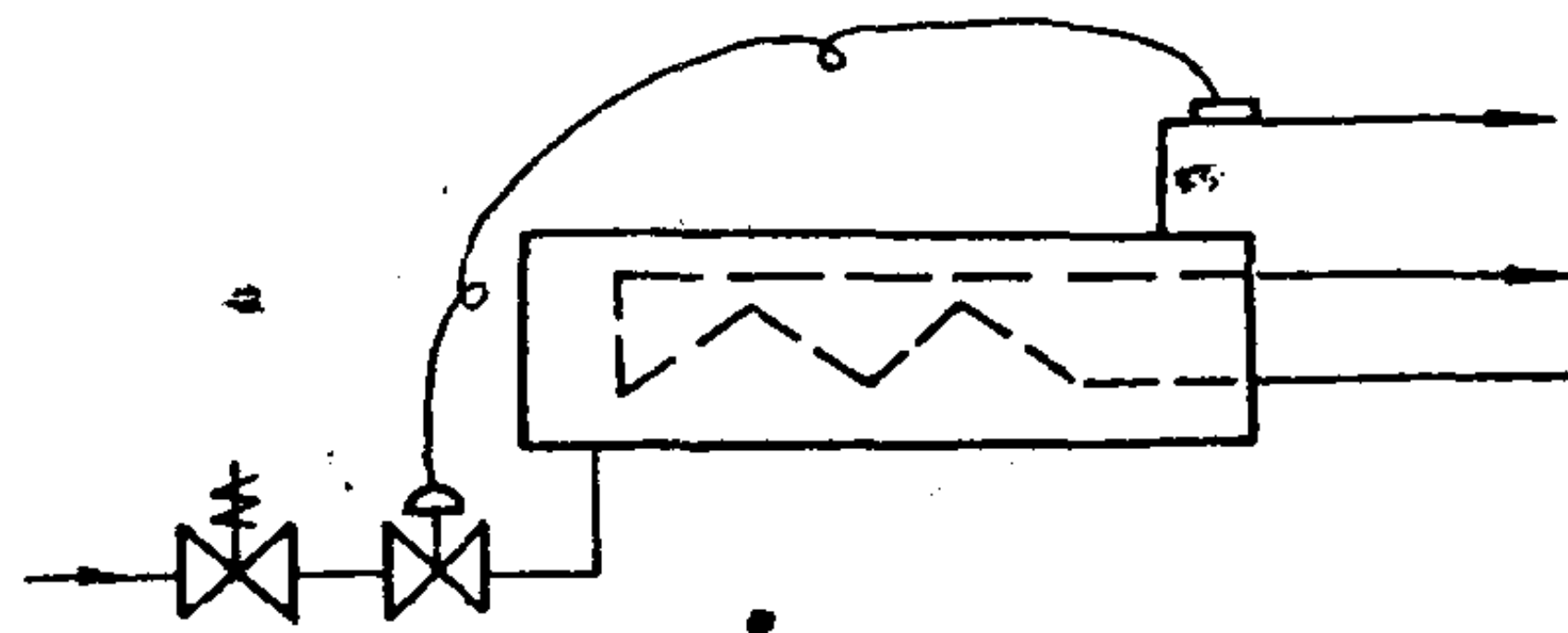


图 10-36 直接蒸发式过冷器的连接

表 10-4 低压液体管的阻力倍数

节流阀前液温 ($^{\circ}\text{C}$)	蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$)	阻力倍数		节流阀前液温 ($^{\circ}\text{C}$)	蒸发温度 ($^{\circ}\text{C}$)	阻力倍数	
		R12	R22			R12	R22
30	10	14.0	12.0	40	10	19.0	17.0
	0	21.5	18.5		0	29.0	24.5
	-10	33.5	28.5		-10	43.0	35.5
	-20	62.9	43.5		-20	61.0	51.0
	-30	76.5	64.0		-30	93.0	77.0

(四)热力膨胀阀的连接 热力膨胀阀在系统中的位置宜紧靠蒸发器,在阀前面一般都装有电磁阀,当不需供液时用以切断供液。这是因为热力膨胀阀的温包受回气管温度的控制,即使停机后,它也会使阀开启,向蒸发器供液,这对压缩机的再次启动是很不利的。加设电磁阀后,则在停机的同时(或停机之前)就令其切断供液,即使热力膨胀阀开着也不会有液体流入蒸发器。

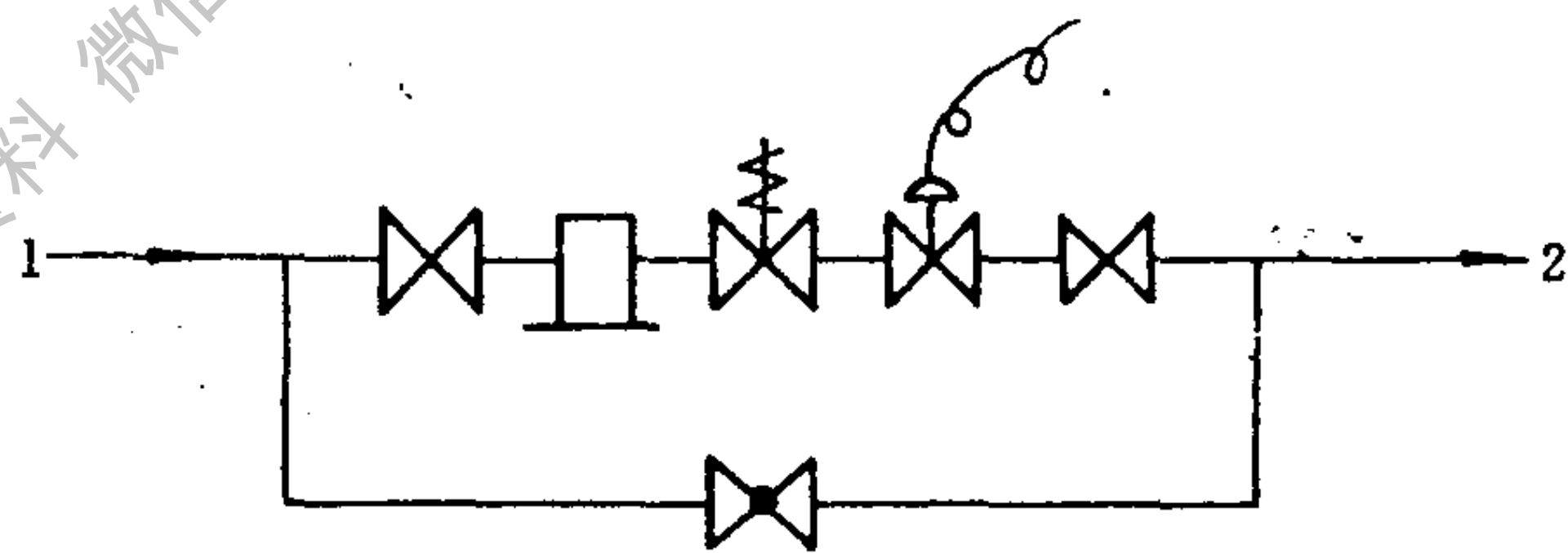


图 10-37 热力膨胀阀的连接
1 贮液器来液 2 接往蒸发器

热力膨胀阀前还应设干燥过滤器,以去除水分和滤除污物,减少电磁阀及热力膨胀阀阀芯由污物引起的失灵和冰塞现象。此外,由于电磁阀和膨胀阀容易发生故障,所以要在其前后设置截止阀,以便清洗干燥过滤器及检修电磁阀、热力膨胀阀时将前后截止阀关闭,并用手动节流阀与热力膨胀阀等

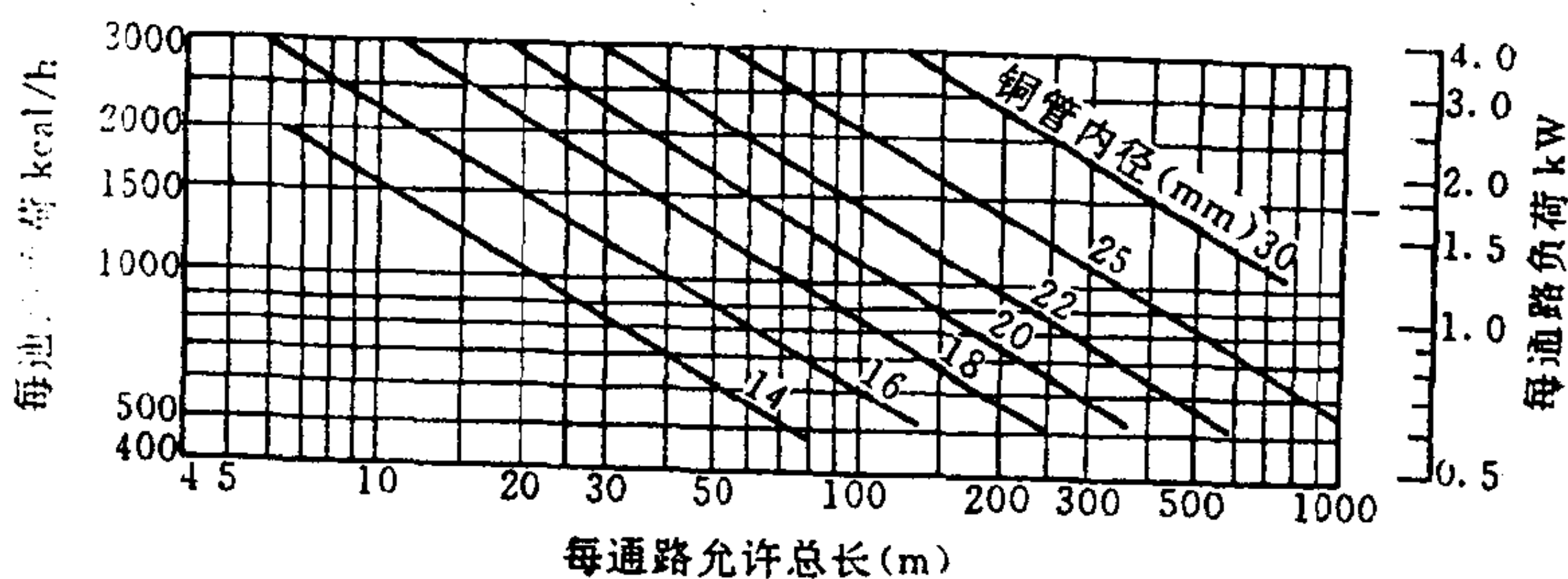


图 10-38 R12蒸发盘管允许串联长度图
蒸发温度 - 20 $^{\circ}\text{C}$;膨胀阀前液温 30 $^{\circ}\text{C}$;
允许压力降相应于饱和蒸发温度差 2 $^{\circ}\text{C}$

并联,参见图 10-37 所示。开启手动节流阀,通过手动节流阀供液,使检修膨胀阀时能正常制冷。

(五)氟利昂蒸发排管每通路允许长度 氟利昂蒸发排管每通路允许长度也取决于允许压力降。对于 R12 蒸发排管中的压力降,一般宜控制在饱和蒸发温度降 2°C 以内;R22 蒸发排管中的压力降,则宜控制在饱和蒸发温度降 1°C 以内。当过冷温度 $t_s=30^{\circ}\text{C}$, $t_0=-20^{\circ}\text{C}$ 时, R12、R22 蒸发排管每通路允许长度可分别由图 10-38、图 10-40 查得。对于其它过冷温度和蒸发温度,再分别用图 10-39、图 10-41 进行调整。

[例 2] R12 蒸发排管内径 $d_n=20\text{mm}$, 蒸发温度 $t_0=-20^{\circ}\text{C}$, 节流阀前过冷液温 $t_s=30^{\circ}\text{C}$, $Q_k=1500\text{Kcal/h}$ (1.744kW) 排管当量总长为 100m , 用一个通路能否满足要求? 若不能, 需用几个通路?

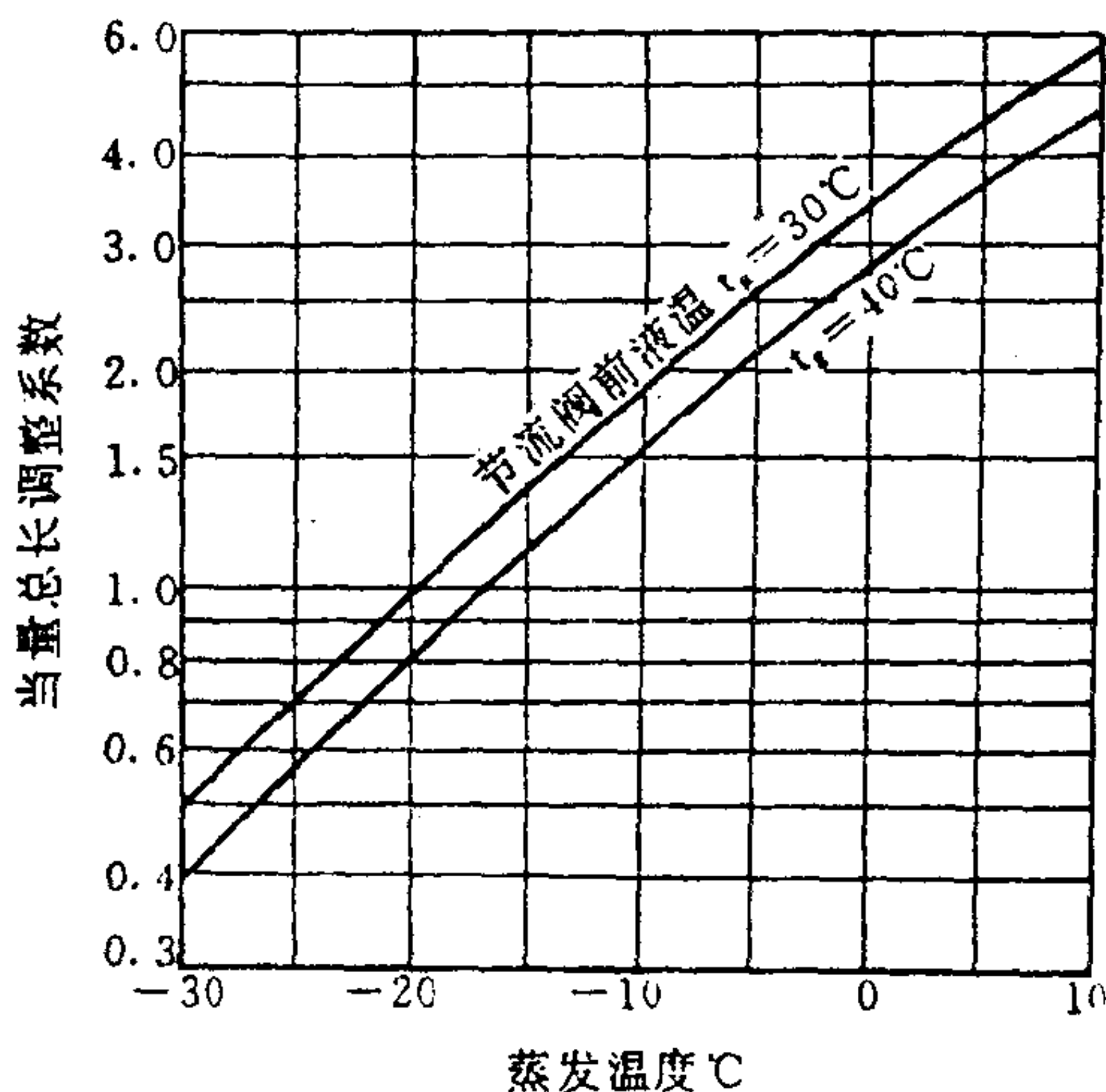


图 10-39 R12 蒸发排管每通路允许长度调整系数(用于图 10-38)

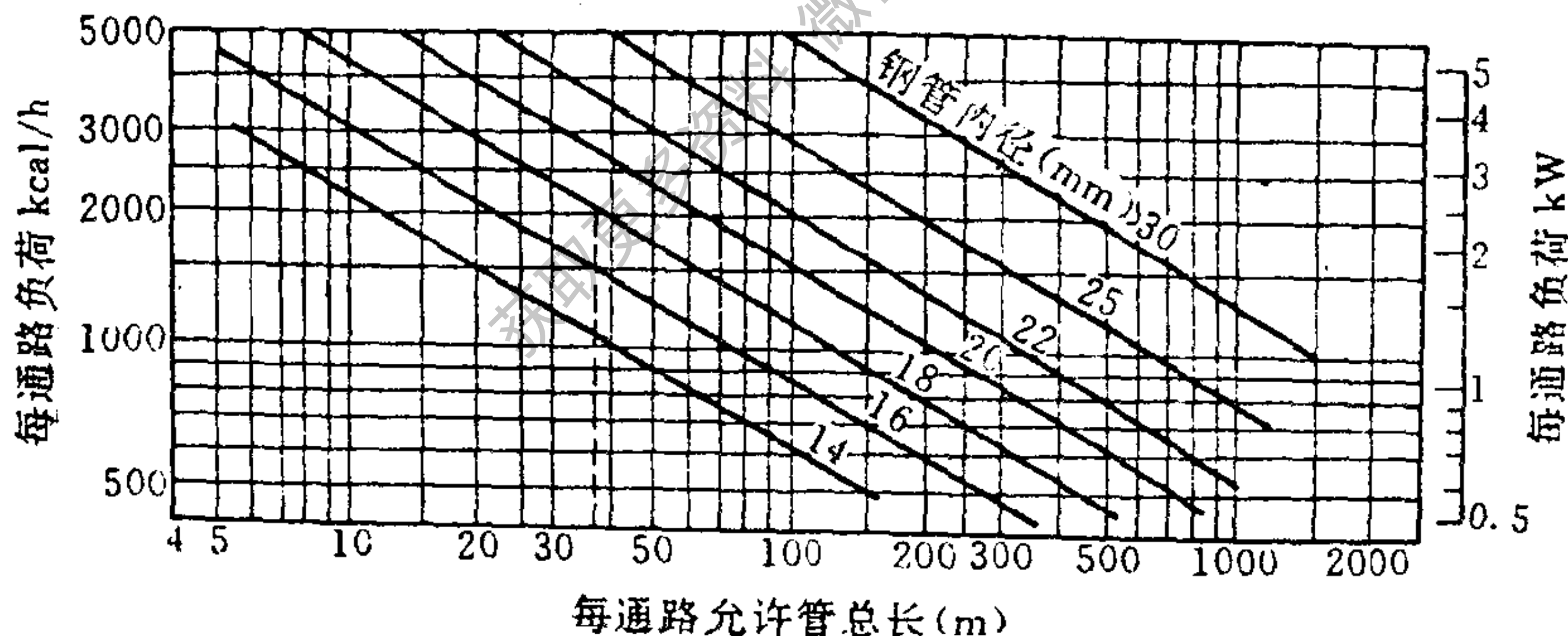


图 10-40 R22 蒸发盘管允许串联长度图

蒸发温度 -20°C ; 膨胀阀前的液温 30°C ; 允许压力降相应于饱和蒸发温差 1°C

解 根据 $Q_k=1500\text{Kcal/h}$ (1.744kW), $d_n=20\text{mm}$, 由图 10-38 查得每通路允许长度为 $60\text{m}<100\text{m}$, 故不能用一个通路。

改为二个通路, 每通路负荷 $Q'_k=\frac{1500}{2}=750\text{Kcal/h}$ (0.872kW), 每通路当量总长为 $\frac{100}{2}=50\text{m}$ 。由图 10-38 查得每通路允许长度为 $200\text{m}>50\text{m}$, 所以, 可采用两个通路。

[例 3] R22 蒸发排管内径 $d_n=18\text{mm}$, 蒸发温度 $t_0=-30^{\circ}\text{C}$, 节流阀前过冷液温 $t_s=30^{\circ}\text{C}$, $Q_k=2000\text{Kcal/h}$ (2.326kW) 排管当量总长为 150m , 试为之确定供液通路数。

解 根据 $Q_k=2000\text{Kcal/h}$ (2.326kW), $d_n=18\text{mm}$, 由图 10-40 查得允许当量总长为 37m 。

根据 $t_s=30^{\circ}\text{C}$, $t_0=-30^{\circ}\text{C}$, 由图 10-41 查得调整系数为 0.49 。一个通路的允许当量总长为 $37\times 0.49=18\text{m}<150\text{m}$, 故应采用较多通路。

改用二个通路,每通路负荷 $Q'_k = \frac{2000}{2} = 1000\text{Kcal}$ (1.162kW),每通路当量总长为 $\frac{150}{2} = 75\text{m}$ 。

由图 10-40 查得,当 $Q'_k = 1000\text{Kcal}$ (1.162kW)时,允许总长为 128m;调整系数仍为 0.49。改用二个通路后,每通路允许总长为 $128 \times 0.49 = 63\text{m} < 75\text{m}$,仍不满足要求。

如改用三个通路,每通路负荷 $Q'_k = \frac{2000}{3} = 667\text{Kcal/h}$ (0.776kW)时,当量总长为 $\frac{150}{3} = 50\text{m}$ 。由图 10-34、图 10-41 查得,当 $Q'_k = 667\text{kcal/h}$ (0.776kW)时,允许总长为 255m,调整系数仍为 0.49。

改用三个通路后,每通路允许总长为 $255 \times 0.49 = 125\text{m} < 50\text{m}$ 。因此,采用三个通路可满足要求。

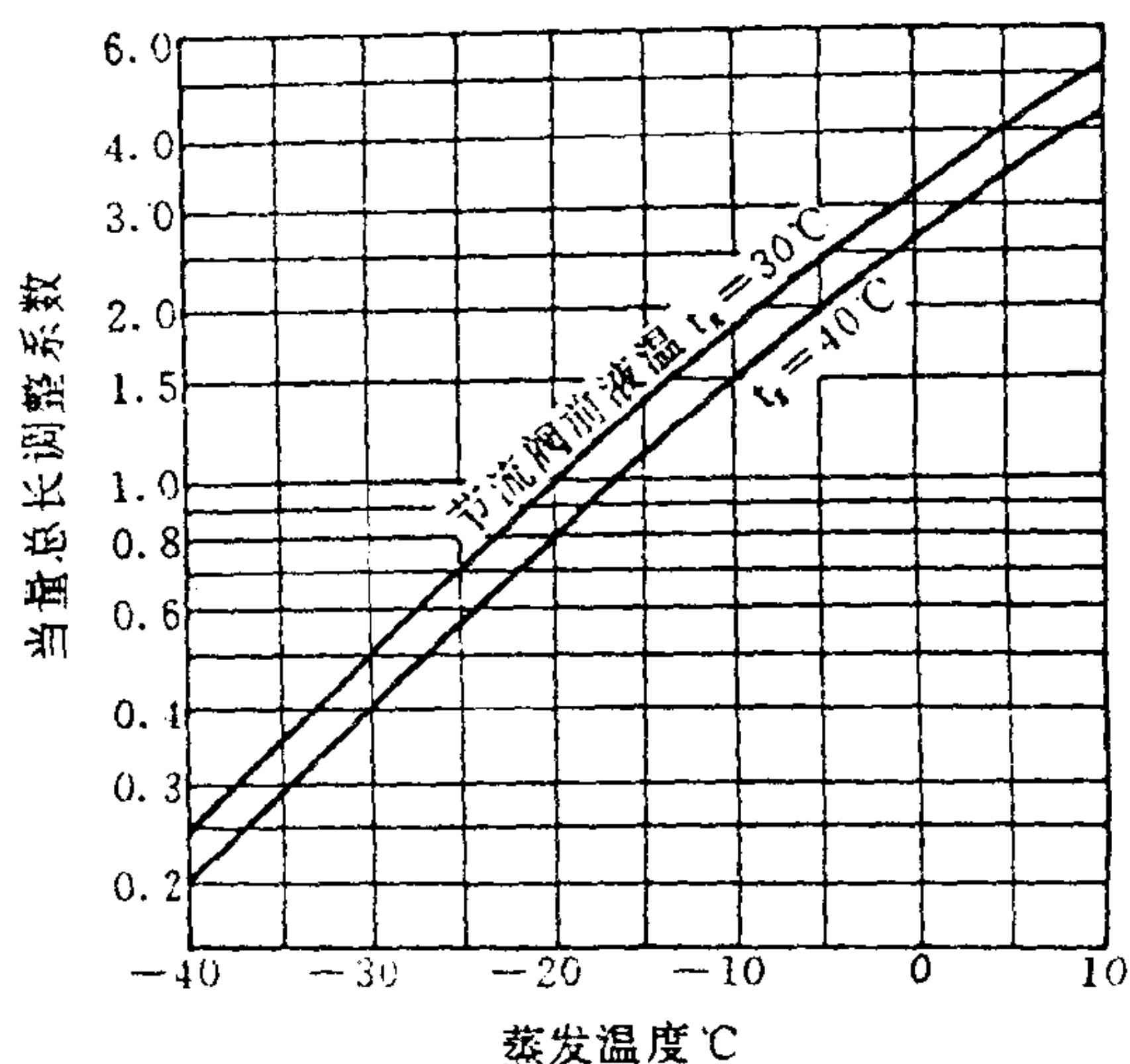


图 10-41 R22 蒸发排管每通路允许长度调整系数(用于图 10-40)

第三节 100 吨氟利昂冷库实例简介

目前,随着工农业生产的发展和人民生活需要的增长,库容量在 100 吨左右的氟利昂冷库有所增加,尤以外贸系统为多。一些设计单位设计绘制了 100t 氟利昂冷库通用图,编制了有关工艺设计的资料,有力地促进了氟利昂冷库的发展。本节我们从制冷工艺方面对某 100t 氟利昂冷库(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。

一、冷库的组成及平面布置

冷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、副产品冷藏间、包装间、机房、公路站台及屠宰加工车间等组成。图 10-42 和图 10-43 是甲、乙两库的平面布置图。

由图 10-42 可以看出,甲库低温度的库容量共 100t 分成两间,并配有容量为 8t 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 2t;而对于禽类、水产品等一些小型食品,又可装盘(每盘 20kg)后放在搁架排管上冻结,一次冻结量为 1.26t,即总冻结量为 3.26t,冻结时间 30h。

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 8t)和一间库容量为 100t 的低温库,并且还设有一间 30t 副产品冷藏间。

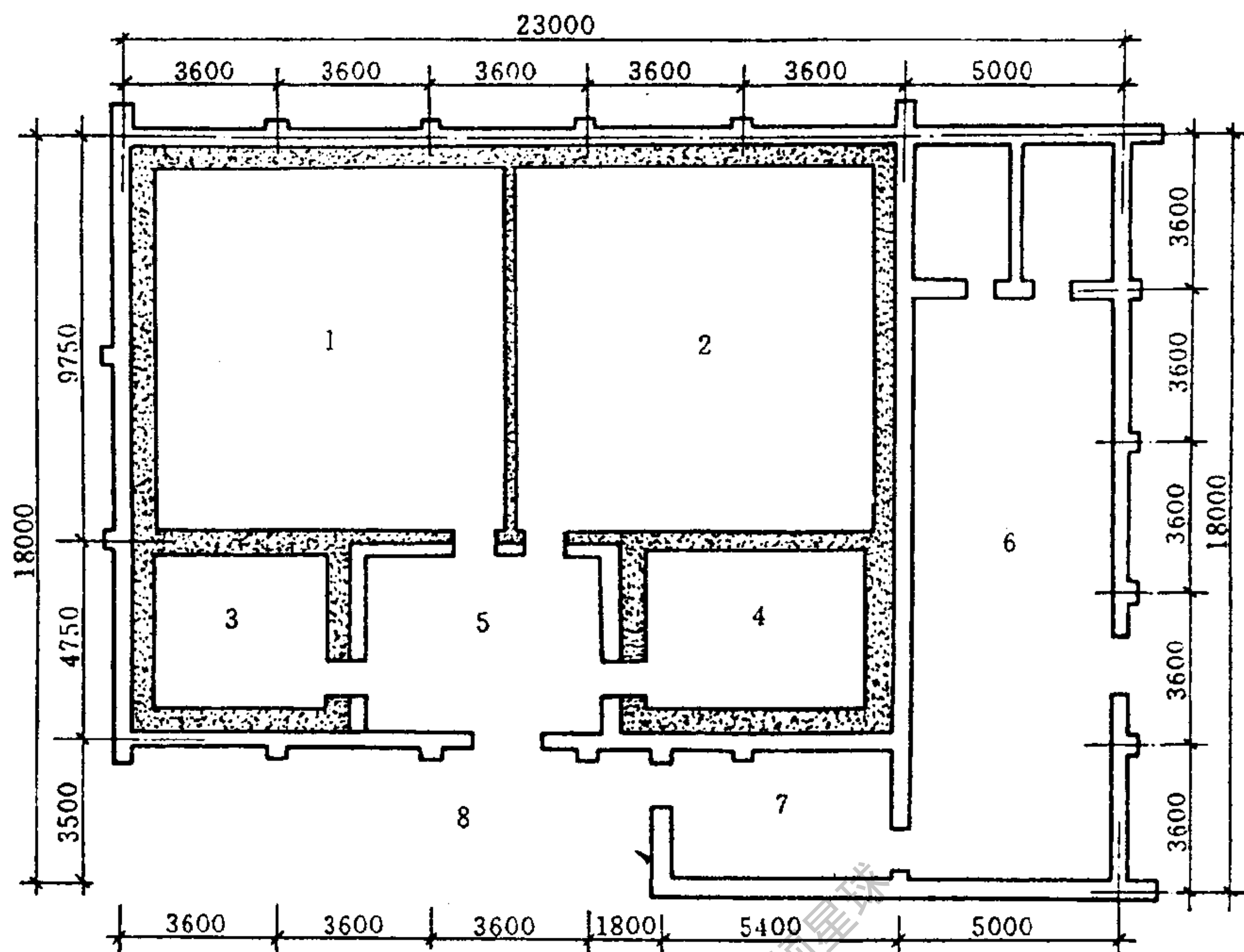


图 10-42 甲库平面布置图

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. 川堂 6. 机房 7. 值班室 8. 公路站台

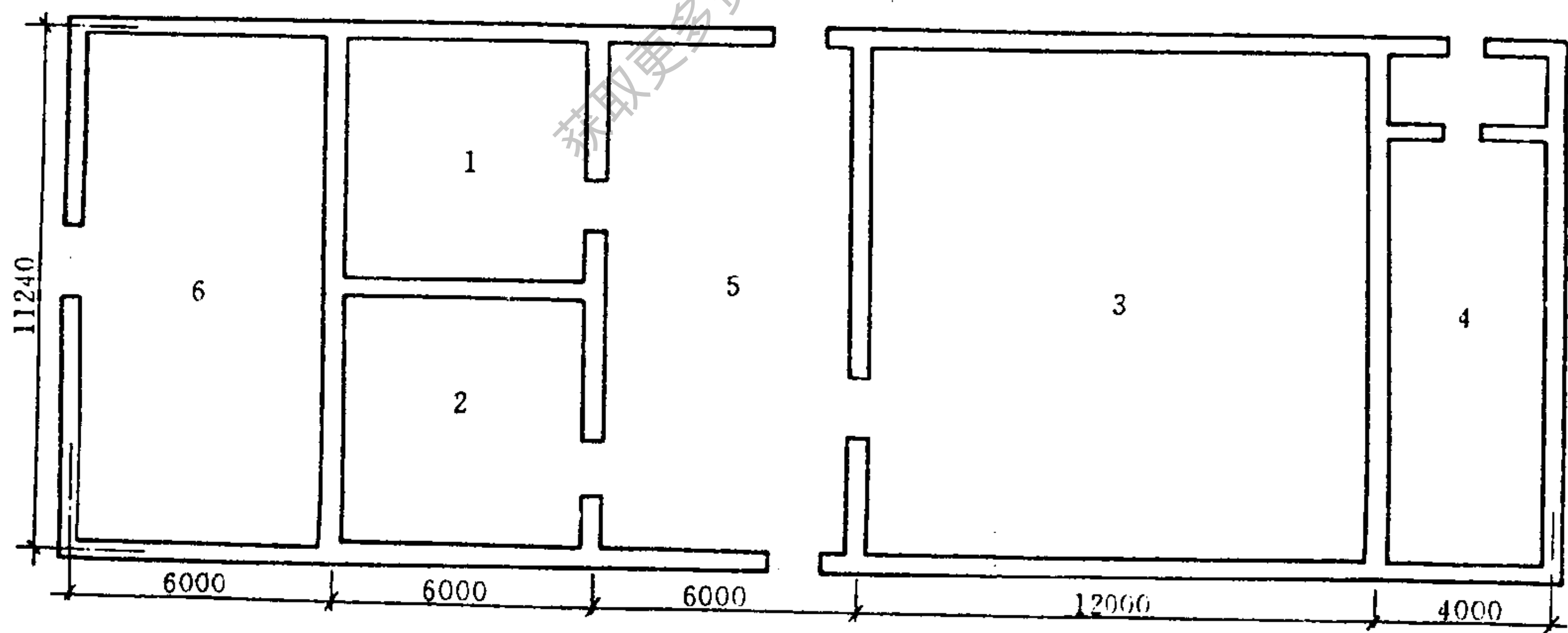


图 10-43 乙库平面布置图

1. 冻结间 2. 冻结间 3. 冻结物冷藏间 4. 副产品冷藏间 5. 包装间 6. 机房

二、压缩机和冷分配设备的配备

(一)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_c 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型式,故可不必对其他辅助设备计算。

表 12-5 是甲库耗冷量汇总表, $Q_j = 19930 \text{ kcal/h} (23.17 \text{ kW})$, 选配了四组 2F10 型压缩冷凝机组, 在 $t_k = 40^\circ\text{C}, t_0 = -27^\circ\text{C}$ 时, 一组机组的制冷量 $Q = 5100 \text{ kcal/h} (5.93 \text{ kW})$; $t_k = 40^\circ\text{C}, t_0 = -25^\circ\text{C}$ 时, $Q = 5900 \text{ kcal/h}$ 。即使按最不利的条件, 四组机组的制冷量 $Q_{\text{总}} = 5100 \times 4 = 20400 \text{ kcal/h} (23.72 \text{ kW})$, 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, 另二组则分别负担冻结间的搁架式排管和顶排管。

表 10-5 耗冷量汇总表

库名	库温($^\circ\text{C}$)	耗冷量 (Kcal/h)	
		设备 (Q_k)	机器 (Q_j)
冻结间	-20	13000(15.12kW)	10900(12.67kW)
低温库	-15	7400(8.6kW)	7400(8.6kW)
高温库	0-5	1630(1.895kW)	1630(1.895kW)
合计		22030(25.62kW)	19930(23.17kW)

乙库采用了 2/6FS10 型压缩冷凝机组二组和 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。

(二)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 10-6 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 10-6 库内冷分配设备

库名	排管形式	Q_k (Kcal/h)	排管面积(m^2)		管径(mm)	管长(m)	配管比
			计算	实配			
冻结间	搁架	6500(7.558kW)	-42	45	D38	377	1:4.04
	顶排管	6500(7.558kW)	-53.6	56.8	D32	565	
低温库	顶排管	7400(8.60kW)	122	132.5	D32	1320	1:0.885
高温库	墙排管	1600(1.86kW)	6.2	8.5	D32	85	1:0.45

表 10-7 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, 所以采用冷风机对于干耗影响不大。

表 10-7 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

三、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。

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	$\varnothing 400 \times 1200, V=0.15m^3$	只	4
3	热交换器	$\varnothing 250 \times 350, F=0.2m^2$	只	4
4	调节站		组	1
5	顶排管	D32 \times 2.5, 220m	组	6
6	墙排管	D32 \times 2.5, 85m	组	1
7	顶排管	D32 \times 2.5, 565m	组	1
8	搁架排管	D32 \times 2.5, 377m	组	1
9	分液器	5、6、10路	只	4
10	过滤干燥器	D _s 16	只	4
11	压力表	760-0-12kg/cm ³	只	1

图 10-44 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。

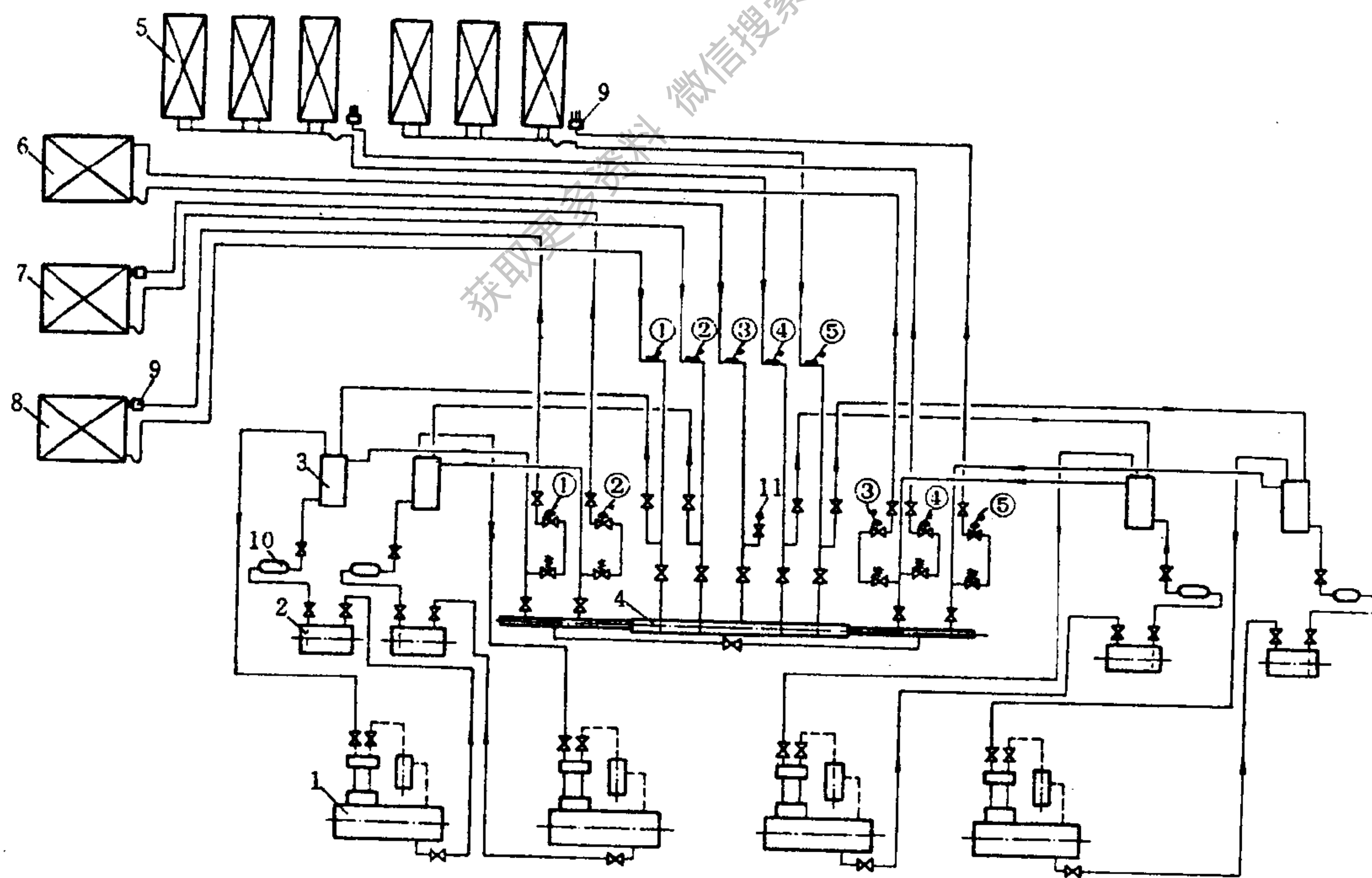


图 10-44 甲库制冷系统原理图

图 10-45 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。

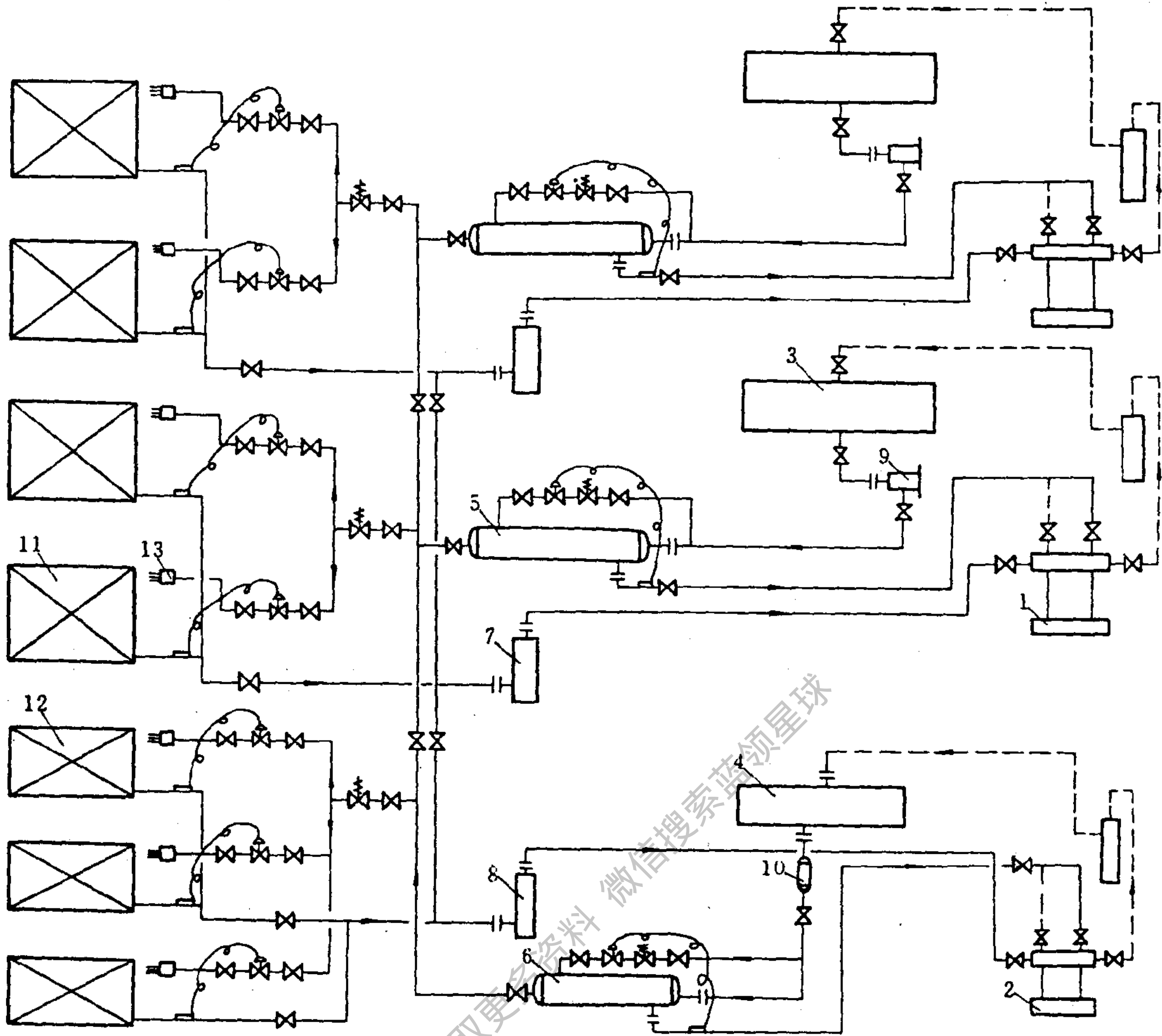


图 10-45 乙库制冷系统原理图

序号	名称	规格	单位	数量	备注
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	0.025m ²	只	2	
8	气液分离器		只	1	规格原图不详。
9	过滤器	GJ-32	只	2	
10	过滤器		只	1	规格原图不详。
11	冷风机	F-145	台	4	
12	冷风机	F-54	台	3	
13	分液器		只	7	

第十一章 食品冷加工

利用低温保藏食品又称为食品冷加工,它的主要优点是,使食品在较长时间的保藏过程中,能基本保持原有的营养成分、味道和色泽。食品冷加工包括以下几个过程:食品的冷却、冻结和冷藏。

冷却,是将食品的温度快速降低到指定的温度,但应高于食品汁液的冻结点。一般冷却食品的温度为 $\pm 4-0\text{C}$ 。在这样的温度下,既能延长食品的保藏期限,又能最大限度的保持食品的新鲜状态。但由于在这样的温度下,部分微生物仍能生长繁殖,因此,经过冷却的鱼肉类食品只能作短期保藏。

冻结,是将食品中所含的水分大部分冻结成冰,也就是将食品的温度快速降低到低于食品汁液的冻结点,并达到某一指定温度。食品冻结后,由于低温和缺水,部分微生物被杀死,其余微生物活动极弱。因此,经过冻结的食品可以作较长时期的保藏。

冷藏,是在维持食品冷加工最终温度的条件下,将食品作不同期限的保藏。根据冷加工最终温度不同,食品的冷藏可分为冷却物冷藏(高温冷藏)和冻结物冷藏(低温冷藏)两种。

第一节 食品冷加工基本知识

一、食品的成分

食品的成分可分为有机和无机,属于有机有蛋白质、糖、脂肪、维生素等,属于无机的有水和矿物质等。

(一)蛋白质 蛋白质是一类复杂的有机化合物,是高分子的含氮物质。它是一切生命活动的基础,是构成生物体细胞的主要原料。

蛋白质由多种氨基酸组合而成。目前已知蛋白质中的氨基酸共有三十多种,每种蛋白质至少含有十种以上的氨基酸。由于各种蛋白质中所含氨基酸的种类和数量不同,因而其营养价值也不同,按蛋白质中所含氨基酸种类的不同可分为完全蛋白质和不完全蛋白质。食品中如肉、鱼、蛋、乳等动物蛋白质都是完全蛋白质。一般植物性食品所含蛋白质为不完全蛋白质,蛋白质在动物性食品中含量较多,植物性食品中含量较少,如牛肉含 20.1%,猪肉含 16.9%,鸡蛋含 14.8%,鲤鱼含 18.1%,苹果含 0.2%,番茄含 0.6%。但如大豆等植物性质食品所含的蛋白质也较多。

由于微生物的作用,能使蛋白质分解而产生氨、硫化氢等各种有毒的物质,这种现象称为腐败。

(二)糖类 糖是由碳、氢、氧三种元素组合而成的有机物质,其中氢和氧的比例对绝大多数糖来说,是与水中的氢和氧比例一样。因此,糖又称为碳水化合物。

糖是供给人体热量的最主要的和最经济的原料。在动物性食品中,食糖量不多,约占 2%,在植物性食品中含有大量糖,约占 80%。

糖可分为单糖、双糖、多糖三类。

单糖是不能被水解的简单糖分子。属于单糖的有葡萄糖、果糖、半乳糖等数种。

双糖水解后能生成两分子单糖。属于双糖的有蔗糖、麦芽糖和乳糖等多种。

多糖在水解时能生成多分子的单糖。属于多糖的有淀粉、纤维素和糖元。

水果、蔬菜中的糖,在保管和运输过程中,由于呼吸作用被空气中的氧所氧化成二氧化碳和水,并放出热量。在缺氧呼吸时,则生成酒精和二氧化碳。

(三)脂类 脂类可分为脂肪与类脂两类。

脂肪是由各种不同的脂肪酸和甘油结合而成的三脂肪酸甘油酯。

构成脂肪的脂肪酸分为饱和脂肪酸和不饱和脂肪酸。

类脂是一些类似的脂肪的物质,其理化性质与脂肪相似,但其化学组成中,除含有脂肪酸、甘油等外,还含有磷、胺基、糖等成分。

脂肪的氧化分解过程与温度有关。温度高时,氧化作用进行得快些。所以,降低温度能保证脂肪的质量。

(四)维生素 维生素是低分子的有机化合物,它在食品中含量很少。但对人体的新陈代谢起着重要作用。

维生素分为脂溶性维生素和水溶性维生素两大类,脂溶性维生素包括维生素 A、D、E、K。水溶性维生素包括维生素 B₁、B₂、B₆、B₁₂、C、P、PP 及生物素等。

(五)酶 酶是由生物细胞中所产生的一种特殊蛋白质。酶在食品中的含量很少,起着生物催化剂的作用,它能加速生物化学反应,但本身不起变化,也不参加到反应后的生成物中去。

酶的性质与蛋白质相似。酶的作用强弱与温度有关。酶不耐热,一般在 40—50℃ 时活性最强,而低于 0℃ 时或高于 70—100℃ 时,酶的活性即变弱终止。每一种酶都有其最适宜的温度。

各种酶有不同的最适宜的酸碱值(pH 值)。一般在中性或弱酸、弱碱的介质中,酶具有最大的活性。

(六)水 一切食品中均含有水分,但含量多少不同。有的食品含水量较多,如水果、蔬菜中约含 95%,肉含 50%,鱼含 70~80%;有的食品含水量较少,如乳粉含 3—4%,食糖含 1.5~3%。

食品中的水分是以游离水和胶体结合水两种形式存在。游离水含于食品的汁液和细胞液中,是良好的溶剂。胶体结合水是位于胶体空间以及胶粒周围水膜中的水。胶体结合水与游离水的性质不同,它失去了普通水的流动性,比热较游离水小些。其冻结点较游离水低得多,一般在 -25℃ 以下。

食品中由于含有大量水分,造成了微生物生长繁殖的良好条件,容易引起食品发生质量变化。

(七)矿物质 矿物质是构成生物组织细胞所不可缺少的成分,它直接参加机体的新陈代谢过程,维持渗透压以及血液、淋巴等生物体液的酸碱值。

各种食品中都含有少量的矿物质,一般占其总重量的 0.3~1.5% 左右。

食品中所含的矿物质如钠、钾、钙、镁、铁、磷、碘等,是以可溶性盐类和有机化合物的形态存在的。在鱼、肉和蛋品中多半是酸式盐;在乳、水果、蔬菜中主要是碱式盐。

二、食品变质的原因

新鲜的食物在常温下放置一段时间后会变质,腐烂,以致完全不能食用。引起食物变质的主要原因如下:

(一)由微生物的作用所引起的变质 由于食品中含有多种营养物质和一定量的水分,适合于细菌、酵母、霉菌等微生物的生长、繁殖活动。大量的微生物在生活过程中分泌各种酶类物质,促使食品发生分解,由高分子的物质分解为低分子的物质,首先降低食品的质量,进而发生变质和腐烂。因此,在食品变质的原因中,微生物的作用往往是最主要的。

微生物的生存和繁殖需要一定的环境条件,如氧气、温度、湿度等。其中温度是微生物生存的重要条件。

一般来说,温度在 0C 左右即可阻止微生物的繁殖。但对某些嗜冷性微生物,如霉菌、酵母菌,它们的耐低温能力很强,即使在 -8C 的低温下,仍可进行繁殖。大部分水中细菌也都是嗜冷性微生物,它们在 0C 以下仍能繁殖。因此,用低温保藏食品,必须维持足够低的温度,才能抑制微生物的作用,使它们停止生长、繁殖活动,丧失分解食品的能力。

(二)由酶的作用引起的变质 酶是一种特殊的蛋白质,是活细胞所产生的一种有机催化剂。

无论是动物性食品还是植物性食品,它们本身都含有酶。酶在适宜的条件下,会促使食品中的蛋白质,脂肪和碳水化合物等营养成分分解。另外,霉菌、酵母、细菌等微生物对食品的破坏作用,也是由于这些微生物生活过程中分泌的各种酶所引起的。

酶的活性与温度有关。在低温(0C 以下)时,酶的活性很小。随着温度升高,酶的活性增大,催化的化学反应速度也随之加快。温度每升高 10C ,反应速度增加2—3倍。因此,食品保持在低温条件下,可以防止由酶的作用而引起的变质。

(三)非酶引起的变质 有一部分食品的变质与酶无直接关系。如油脂的酸败,这是由于油脂与空气接触,发生氧化反应,产生品质酸败。维生素C、天然色素等,也会发生氧化破坏。

无论是由细菌、霉菌、酵母引起的食物变质,还是由酶或非酶引起的变质,在低温环境下,都可延缓、减弱其作用,但是低温并不能完全阻止它们的作用,即使在冻结点以下的低温,食品进行长期贮藏时,其质量也会有所降低。因此,各类食品都规定有合理的冷藏期限。但已经变质的食品,在低温情况下也不能改变它原来的状态。

三、食品冷加工的特点

食品可分为植物性食品和动物性食品两大类。由于它们具有不同的特性,因此,利用低温进行贮藏时,应采用不同的处理方法。

(一)植物性食品 水果、蔬菜等植物性食品在贮藏时,它们仍然是具有生命力的有机体。因此,它们能控制体内酶的作用,并对外界微生物的侵入有抵抗能力。但另一方面,由于它们是活体,要进行呼吸,同时它们与采摘前不同的是不能再从母株上得到水分与其它营养物质,只能消耗其体内的物质而逐渐衰老。因此,为了长期保藏植物性食品,就必须维持它们的活体状态,同时又要减弱它们的呼吸作用。低温能减弱果蔬类植物性食品的呼吸作用,延长食品的贮藏期限。但温度又不能过低,温度过低会引起植物性食品生理病害,甚至冻死。因此,贮藏温度应该选择在接近冰点但又不使食品冻坏的温度。如同时采用气调措施,调节气体的含氧、含二氧化碳量,就能取得良好的贮藏效果。

(二)动物性食品 畜、禽、鱼等动物性食品,在贮藏时,因物体细胞都已死亡,因此不能控制引起食品变质的酶的作用,也不能抵抗微生物的侵害。如果把动物性食品放在低温条件下,则酶的作用受到抑制,微生物的繁殖受到阻止,体内起的化学变化就会变慢,食品就可较长时间维持它的新鲜状态。因此,贮藏动物性食品时,要求在冻结点以下的低温保藏。

四、食品冷加工过程

(一)食品冷加工中的热交换 食品冷加工的过程也就是食品与周围介质进行热交换的过程。食品冷加工的热交换是一极复杂的过程,它是以传导、辐射、对流、呼吸、水分蒸发五种形式进行的。热交换的速度与食品的导热系数、形状、散热面积、呼吸强度、食品和介质之间的温度差以及介质的性质、流动速度等因素有关。

食品冷加工时热交换的速度与食品本身的导热系数成正比。食品的导热系数越大,单位时间传导的热量就越多,食品冷却或冻结得就越快。各种食品由于化学组成不同,其导热性也不相同。水比脂肪的导热系数大些,因此含水多,含脂肪少的食品快热速度就快;而含水少,含脂肪多的食品传热速度就慢。

食品的散热表面积的大小与热交换的速度有直接关系。散热表面积大,单位时间内食品与周围介质之间交换的热量也就越多,因而食品冷却或冻结就越快。

食品与周围冷却介质之间的温度差,对热交换的速度有决定性的影响。温度差越大,热交换就进行得越强烈。

在食品冷加工中,食品的形状、导热系数以及食品本身的温度都是固定的因素,为了加速食品冷加工过程,根据热交换的原理,可以采取下列几种方法:

1. 减少食品的厚度 冻结时间是与冻品厚度平方成正比,所以减少冻品厚度是缩短冻结时间的有效方法。

2. 降低介质的温度 介质温度和冻品初温之间的温差与冻结时间成反比。因此降低冷却介质温度也能缩短冻结时间。但介质温度降低,冷冻机耗能增大,所以要选择合理的低温。

3. 提高食品表面对介质的放热系数 这种方法实际生产中应用较为广泛,如采用强烈吹风的隧道式冻结装置,采用导热性较好的不冻溶液和金属平板接触冻结等,其目的都是提高食品的放热系数。另外,当冻品厚度较大(如超过 20 厘米),即使增大放热系数,冻结时间也不会缩短很多。

(二)食品冻结过程中的冰结晶 食品的冻结,是将食品中所含的水分大部分转变成冰的过程。因此,结晶表现了冻结过程的最基本的实质。当食品中液态水分结成固态冰晶时,即有大量热量从食品中传出,同时食品的温度也随之降低。

1. 食品中溶液的冻结 溶液的冻结与纯水不同,它的冻结点较水的冰点低些。溶液的冻结点与溶液的浓度、溶质的离解程度及溶剂的性质有关。

食品冻结时,溶液浓度的变化过程较普通溶液复杂得多,因为在食品所含的水中溶有多种矿物质和有机物质。因此,在冻结过程中,随着汁液中的水分析出而形成冰结晶,使尚未冻结的汁液的浓度增大,冻结点降低。食品中剩余的汁液越少,其浓度越大,汁液冻结点也就越低。这样,食品的继续冻结就需要在温度大大降低的条件下进行。

大多数食品的冻结点在 $-1^{\circ}\text{C}\sim-2^{\circ}\text{C}$ 。含有大量溶质(糖、盐、酸)的食品,其冻结点较低,约为 $-3.5\sim-5^{\circ}\text{C}$ 左右。一般食品温度在 -20°C 时,有 90%左右的水分冻结成冰。

食品的冻结最终温度越低,被冻结的水量就越多,因而也就有利于食品的长期保藏。一般要求食品的冻结最终温度(中心温度)为 $-12\sim-15^{\circ}\text{C}$ 。

2. 食品冻结的温度曲线和最大冰结晶生成带 食品冻结时的温度曲线是根据冻结速度而变化的,但不论是快速冻结或慢速冻结,在冻结过程中,温度的下降可分三个阶段;见图 11-1。

在最初阶段,食品的温度迅速下降,直到降低至结晶温度为止。第二阶段即冰晶形成阶段,以近于水平线段表示。这阶段在 $0\sim-5^{\circ}\text{C}$ 左右,这时食品内部 80%以上水分都已冻结,这种大量形成冰结晶的温度范围,称为冰结晶的最大生成带。在冰结晶形成时放出的潜热相当大,因此,通过最大冰结晶生成带时,热负荷最大,相对需要较长的时间。当慢速冻结时,食品内冰晶的形成以较慢速度由表面向中心推移,而食品中心温度在很长时间内处于停滞阶段水平线段较长。当快速冻结时,由于强烈的热传导,冰晶形成很快的从食品表面层推移到食品中心,因此水平线段很短。最后,进入第三阶段,此线段表明冻结后的食品继续冻结到规定的最终温度的降温过程。

3. 冻结速度与冻结晶的分布 食品中的水分分布,大致可分为两部分:细胞内的水分和细胞间

隙中的水分。在食品的细胞间隙内,水蒸汽张力比细胞内小,盐的浓度也小些,冻结点则高些。当食品冻结时,细胞间隙内水分首先结成冰晶。由于冰的饱和蒸汽压较水为低,因此,在食品冻结初期,当细胞外的水分已冻成冰,而细胞内的水分因冰点较低仍处在液体状态时,由于两者饱和蒸汽压的不同,致使细胞中的水分以蒸汽状态透过细胞膜而扩散至细胞间隙中。如果是慢速冻结,就使大部分水冻结于细胞间隙内,并形成较大的冰结晶。水在转变成冰时,体积约增大9~10%,结果使细胞因受压挤而变形,甚至造成细胞膜破裂。于是当食品解冻时,冰晶融化成水,食品汁液流失。

如果采用快速冻结时,由于冰结晶形成的速度大于水蒸汽的扩散速度,因而冰结晶可均匀地分布在食品细胞内与细胞间隙中,并形成小的结晶体。这样就不会使细胞变形和破裂。

食品在快速和慢速冻结时,其组织内冰结晶分布见图 11-2。

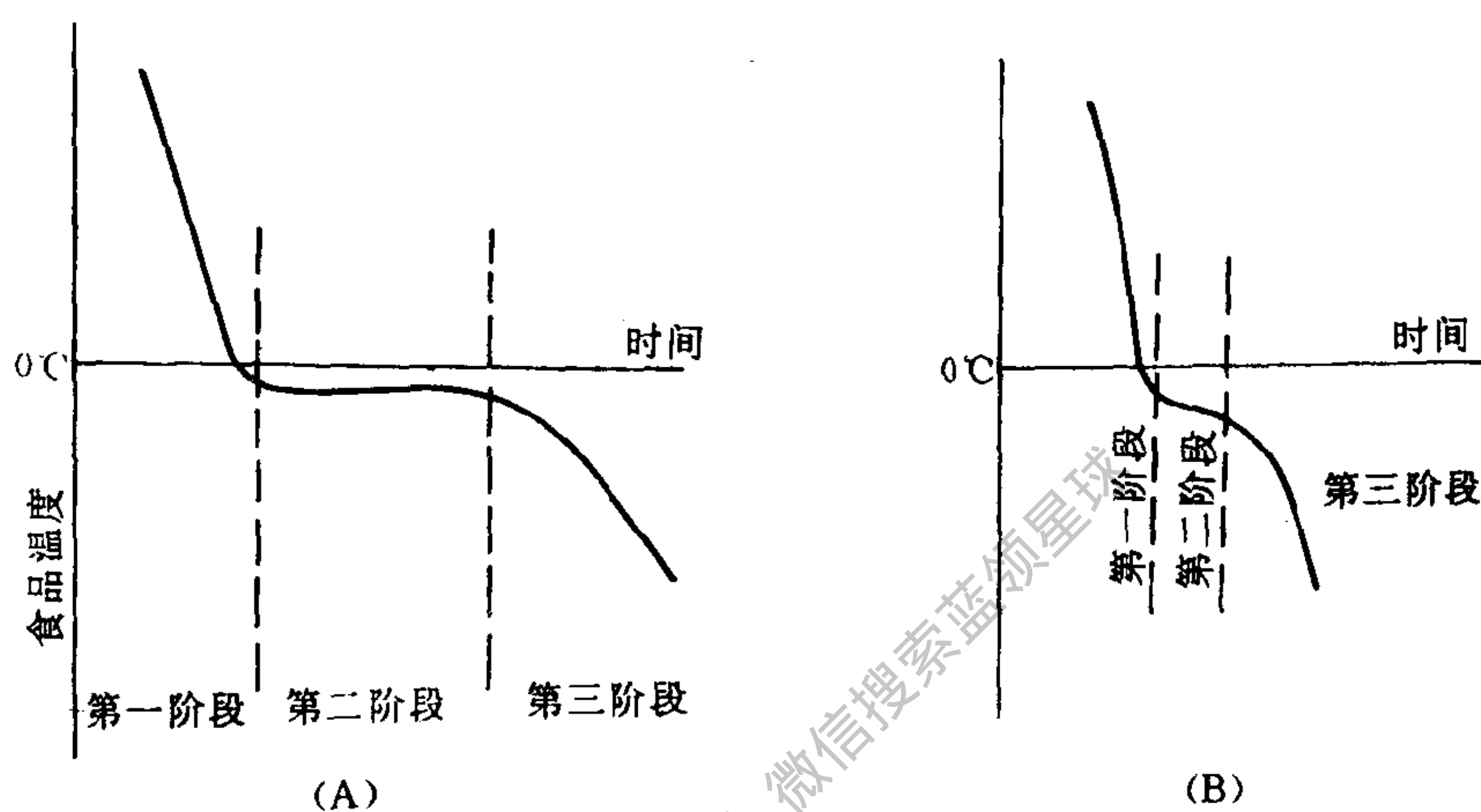


图 11-1 食品在冻结时温度下降情况
(A)慢速冻结 (B)快速冻结

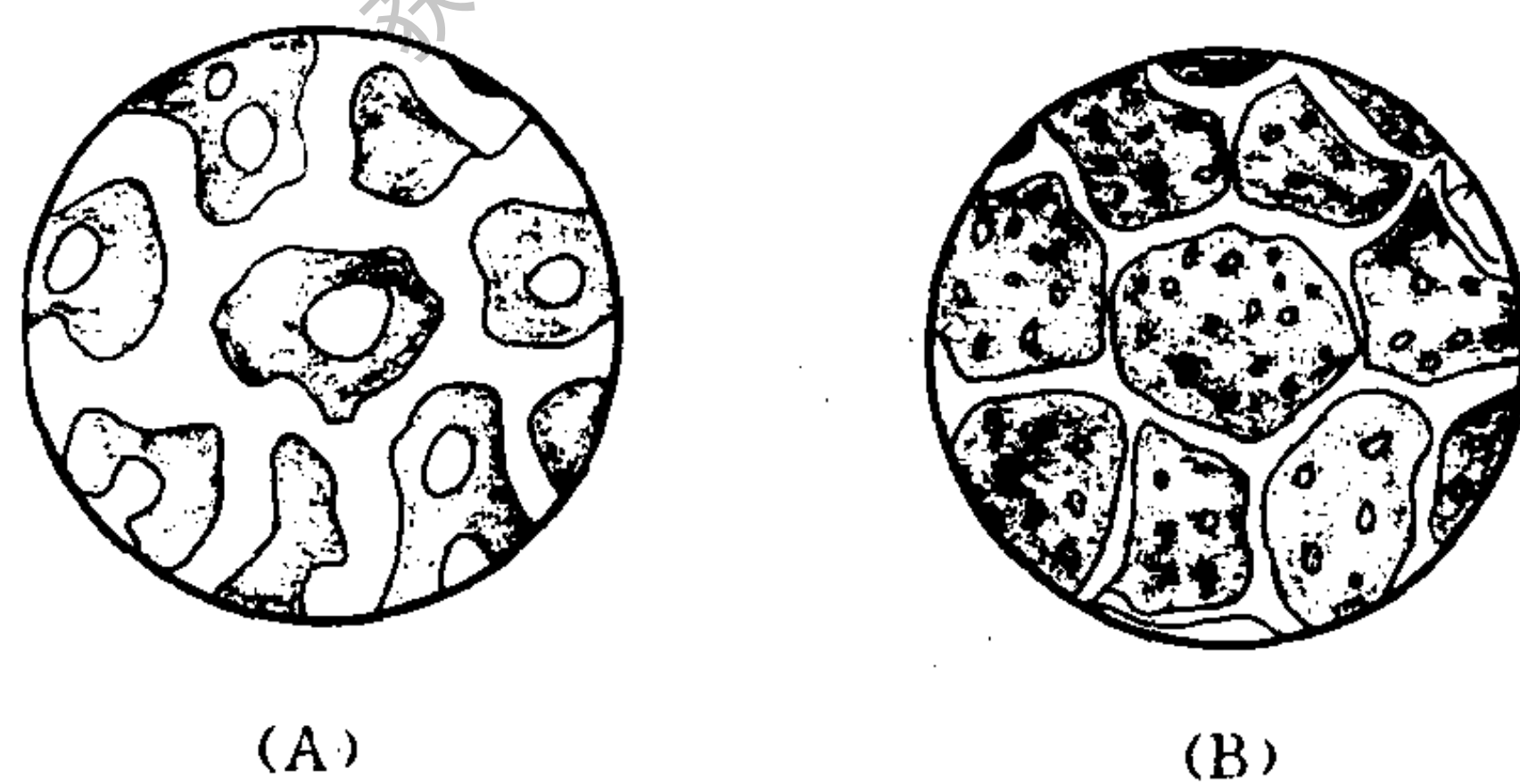


图 11-2 食品组织内冰结晶的分布情况
(A)慢速冻结 (B)快速冻结

(三)食品冷加工过程中的水分蒸发 食品在冷加工过程中,会产生食品表面水分蒸发(又称干耗)随着水分蒸发虽会有热量散出,能加速食品的冷加工过程,但这种蒸发不仅造成食品的重量损失,使食品发生干缩现象,而且降低了质量,使食品的味道和外观变坏。

产生干耗的原因在于食品表面水蒸汽压力与冷间内空气中水蒸汽压力之间存在着差值。食品表面的水蒸汽压力处于饱和,而空气中水蒸汽压力处于不饱和。水蒸汽的压力差引起食品表面水分的蒸发,而食品蒸发的水汽即被冷间内不饱和空气所吸收。水蒸汽的这种转移过程又叫扩散过程,在扩散过程中,食品表面水分的蒸发又造成食品内部水分浓度比例的变化,因而使食品中心的水分

向表面转移。水分在食品内部转移叫作内部扩散。

冻结食品的水分蒸发与冷却食品不同。冷却食品表面水分蒸发表现为内部扩散和外部扩散，冻结食品的水分蒸发类似冰的升华过程，而没有食品内部的扩散现象。由于冰的升华，经过若干时间后，使冻结食品表面形成了海绵状的脱水层，水蒸汽通过脱水层在压差作用下扩散到周围空气中去，同时，空气不断充满海绵层，使食品内氧化作用加强，造成食品形状、颜色改变，质量降低。

冷间内制冷设备运行时，空气温度与制冷设备内的蒸发温度存在较大的温差(5~10℃)。空气流过冷却排管时，温度到达露点并析出水分，然后流至食品，外墙处受热，其相对湿度降低，又可吸收从食品表面蒸发的水分，随后空气又至冷却排管处冷却，并将吸收的水分冷凝在冷却排管上。

冷间空气温度与蒸发温度之间的温差，对食品干耗影响极大。要求冷间空气保持较高的相对湿度，就必须减小温差。冷间内空气的流动速度对食品干耗也影响极大，一般冷藏间以自然对流为最佳，当采用强制循环时，空气流速一般控制在 0.3m/s 以下。另外，食品在冷间的干耗量还与食品的种类、大小、表面状态、堆放位置、保藏期、冷间容量大小、开门次数、周围空气的状态等因素有关。减少冷藏食品干耗的主要办法有下列几种：

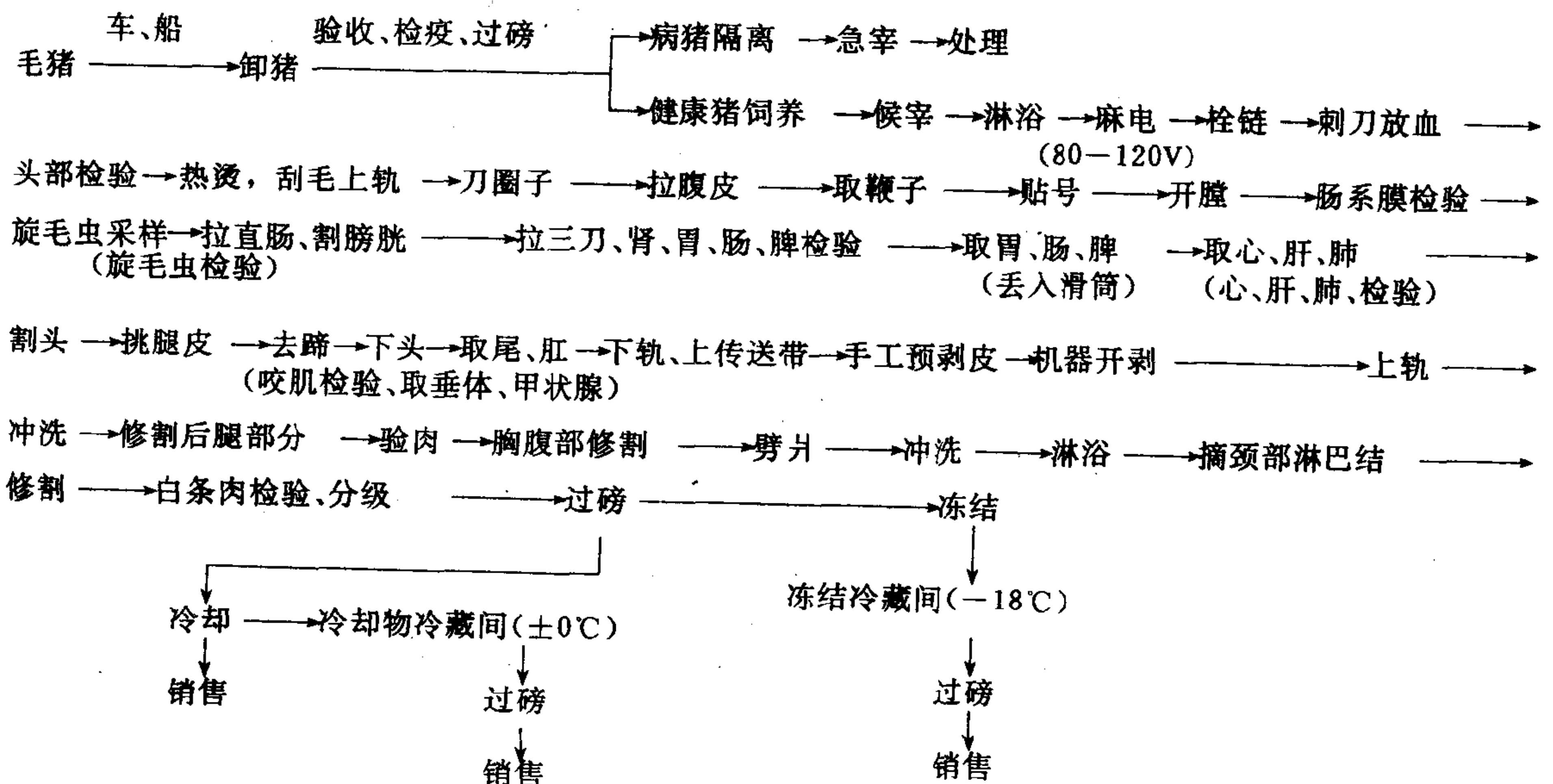
1. 用聚乙烯(无毒)塑料薄膜袋对食品进行密闭式包装。
2. 对冷藏食品入库前进行镀冰衣，冷藏过程中进行定期喷水或重镀冰衣。
3. 减小冷间空气温度与蒸发温度的差值，保持冷间空气有较高的相对湿度。
4. 减小强制空气循环中的气流速度。

第二节 食品冷加工工艺

一、肉类的冷加工

肉是一种营养价值很高的食品，含有丰富的蛋白质、脂肪、糖类、矿物盐类和维生素等多种营养成分。这些营养成分不仅人体需要，而且容易被消化吸收，特别是肌肉内的蛋白质，含有构成人体组织所必需的一切氨基酸。

肉食品生产必须执行国家的卫生标准，并按规定的工艺流程进行。白条肉生产工艺流程如下：



(一)肉的冷却 牲畜在刚屠宰完时,体内的热量还没有散去,肉体温度一般为 38~39℃。在宰后短时间内,体内的新陈代谢作用大部分仍继续进行,并放出热量。因此,宰杀后的牲畜内体体温会略有上升。肉体的体温和湿润的表面最适于微生物生长和繁殖,这对肉的保藏极为不利。

肉类冷却的目的,在于迅速排除肉体内部的热量,降低肉体深层的温度,并在肉体的表面形成一层干燥膜(亦称干壳)。肉体表面的干燥膜可以阻止微生物的生长和繁殖,延长肉的保藏时间,并且能够减缓肉体内部水分的蒸发,便于短期贮存,调节市场供应。在冷却的同时,使肉进行成熟过程,使销售时肉味鲜美。

目前在我国冷库里,肉的冷却都是在空气介质中进行的,即采用冷风机进行吹风冷却。

各种肉类在冷却间内都是吊挂在吊运轨道的带滚轮的吊钩上进行冷却。冷库的吊轨宜采用自动传送链条装置,以减轻体力劳动,提高产品质量。

1. 肉的一次冷却工艺

肉的冷却过程宜在最短的时间内完成。因此,在冷却时,应采取尽可能低的温度,但不能使肉体内部冻结。

肉的冷却工艺都采用干式冷风机,室内空气温度一般在 0℃左右。在冷却开始时,相对湿度一般可以维持在 95~98%之间,随着肉温下降和肉体中水分蒸发强度的减弱,相对湿度应逐渐降低到 90~92%左右。空气在肉体间流速约在 0.5~1.5m/s 之间。冷却时间,在一般情况下,猪白条和 1/4 片牛肉为 20h,羊整腔为 10~12h 左右。当肉体大腿最厚部分的中心温度达到 0~4℃,即可结束冷却过程。

为了缩短冷却时间,在装肉之前,冷却间内除风机外,其他制冷设备都应开始工作,预先将冷却间的空气温度降低至 -2~-3℃。在挂满肉体之后,由于肉体中热量的散发,冷却间的室温允许有一定幅度的上升,但经过 10h 后,室温应保持稳定,不能有较大幅度的波动。

肉的一次冷却条件见表 11-1。

表 11-1 肉的一次冷却条件

冷却过程	半片猪白条肉		四分之一片牛肉体		羊腔	
	室温	相对湿度	室温	相对湿度	室温	相对湿度
装入冷却间以前	-3~-4℃	90-92%	-1℃	90-92%	-1℃	90-92%
冷却间装满以后	±0~+3℃	95-98%	+1~+3℃	95-98%	±0~+4℃	95-98%
装入 10h 以后	±0~-2℃	90-92%	±0~-1℃	90-92%	±0~+1℃	90-92%
装入 20h 以后	±0~-3℃	90-92%	±0~-1℃	90-92%		

2. 肉的二次冷却工艺

二次冷却工艺的主要方法是,先在较低温度下,将肉体表面温度降低到 -2℃左右,迅速形成干膜,然后再用一般的冷却方法进行第二次冷却。采用二次冷却工艺的优点是:肉品的干耗损失少,比一般冷却方法可减少 40~50%;肉的质量也较好,表面干燥,外观良好。

二次冷却的工艺是:第一阶段,先把肉体放在 -10~-15℃室温的冷却间内,空气流速在 1.5~3m/s 的工况下,冷却 2~3h,这时,肉体表面温度为 -2℃左右,内部温度为 18~25℃。第二阶段,用一般冷却方法,或放在冷却物冷藏间内,即将肉体放在 0~-2℃室温下冷却 10~16h,肉体内部温度达 3~6℃左右,即完成冷却。

二次冷却的设备有两种形式。一种是先在有连续输送吊轨的冷却间中进行,然后再输送到一般冷间中。另一种是二次冷却都在同一冷却间中,但前后两个阶段所用的风速和风温不同。

(二)肉的冻结 经过冷却的肉虽能保藏一定的时期,但不能长时间贮藏,因为冷却肉的温度在冰点以上,细胞组织中的水分尚未冻结。这样的温度和湿度,对于微生物和酶的活动能力虽有一定程度的抑制,但不能使其终止。因此,要使肉能长期贮存并适于长途运输,必须将肉冻结,也就是将肉的温度降低到低于汁液冻结温度,一般在 $-15\sim-20^{\circ}\text{C}$,使肉中大部分汁液冻结,以造成不利于微生物生长、繁殖和延缓肉内各种生化反应的条件。

冻结肉的质量一般与鲜肉相接近,但冻肉在解冻后总有一部分汁液流失,营养成分减少。解冻后再冻的肉,质量更差。

1. 冻结速度和冻结方法

肉的冻结速度,一般按在单位时间内肉体冻结的速度(厘米/时)来表示,通常分为三种:

①冻结速度为 $0.1\sim 1\text{cm/h}$,称为缓慢冻结;

②冻结速度为 $1.1\sim 5\text{cm/h}$,称为中速冻结;

③冻结速度为 $>5\text{cm/h}$,称为快速冻结。

对大多数肉食品来讲,冻结速度以 $2\sim 5\text{cm/h}$ 即可避免质量下降。对于中等厚度的半片猪肉体在20h以内由 $0\sim 4^{\circ}\text{C}$ 冻结至 -18°C ,冻结质量是好的。从肉的冻结质量上要求,冻结速度越快,质量越高,干耗损失越少。

我国白条肉的冻结间大都采用强烈吹风冻结装置,在冻结间内装有干式冷风机,装有吊运轨道以挂运肉体。以猪白条肉为例,一般冻结间温度为 -23°C ,空气流速为 $0.5\sim 2.0\text{m/s}$,经冷却的肉在24h内(包括进出货时间),肌肉深部温度达 -15°C 。有些冷库进行技术革新,采用增加冷却设备的面积和用自动传送链条(可使肉体温度均匀)的措施,把白条肉冻结时间缩短到12h以内,达到一天两周转。影响肉类冻结速度的因素与冷却过程相同,特别是取决于冻结间空气温度和流速及肉片的厚度等。

2. 肉的直接冻结工艺

直接冻结,就是在牲畜屠宰后不经过冷却过程,直接送往冻结间进行冻结,直接冻结是一项较新的工艺。实践证明,猪肉直接冻结与经冷却后再冻结相比具有相同甚至更好的质量。

①白条肉直接冻结工艺

分级晾肉 \rightarrow 冻结间降温到 -15°C 一次进货 \rightarrow 冻结降温(肉温在 0°C 左右时冲霜一次) \rightarrow 出冻后进冷藏库(20小时,中心温度 -15°C)。

②直接冻结工艺的优点

●缩短冷加工时间 直接冻结时,由于一开始空气温度就较低,散热速度大,使肉体表面温度迅速下降。由于表面层很快冻结,使肉体内层与表面层的温差增大。同时,由于表层水结成冰,导热系数增大,因而加速了肉体深处的散热过程,缩短了肉体冻结时间。直接冻结的冻结时间可掌握在16小时左右,冷加工工艺周期为一天。这样,采用直接冻结工艺比经冷却后再冻($32\sim 36^{\circ}\text{C}$ 小时)可节约时间50%以上。

●降低干耗 经过试验,采用直接冻结工艺生产的冻肉,干耗较少,约比非直接冻结降低88%。

●节省耗电量 经测定,直接冻结工艺每冻结1吨肉,耗电量为 $63\text{kW}\cdot\text{h}$,而经冷却后再冻结1吨肉,耗电量为 $23.6\text{kW}(\text{冷却})+57(\text{冻结})=80.6\text{kW}\cdot\text{h}$ 。直接冻结工艺每吨肉省电 $17.6\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

●减少建筑面积 以每日冻结100t的冷库为例,仅需两间共晾40t肉的晾肉间,不需再设冷却间,这样,约可减少建筑面积30%。

节约劳动力 由于直接冻结不经过冷却过程,因此可减少搬运量,节约劳动力约50%左右。

目前,肉类直接冻结工艺在我国已广泛采用。

(三) 肉的冷藏

1. 冷却肉的冷藏

经过冷却的肉,如需作短期贮藏,应立即送入冷却物冷藏间内。肉在冷藏间放置的方法与冷却时完全相同。

冷却物冷藏间的空气温度为 $+1\sim-1^{\circ}\text{C}$,相对湿度应保持在 $85\sim90\%$ 。库温降低时,相对湿度可增大些。

冷却物冷藏间的空气流速缓慢均匀,自然循环即可,一般库内空气流速为 $0.05\sim0.1\text{m/s}$ 。

冷却肉的冷藏时间按肉体温度和冷藏条件来定。一般为 $15\sim20$ 天。

冷却肉在冷藏时的变化,主要是成熟过程的继续进行,肌肉的颜色由于水分蒸发和氧化而变暗。如冷藏时间过长,在微生物作用下,会使肌红蛋白和血红素呈淡灰色,并使其表面发粘。

2. 冻结肉的冷藏

经过冻结的肉,立即进入低温冷藏才能使其保藏较长的时间。

冷藏间的温度是以冻结后的肉体最终温度决定的,需要长期贮藏的肉类的冷藏温度应不高于 -18°C 。因为在此温度下,微生物的发育几乎完全停止,食品内部的生物化学变化受到很大抑制,表面水分的蒸发量也较小,能保持较好的质量。我国肉类冷藏温度普遍采用 -18°C ,对一些大型贮藏性冷库、外贸出口冷库,也有采用 -20°C 的,这对保证长期贮藏冷冻食品的质量更为有利。

对于商场和企业用的小型冷藏库,因贮藏期一般都在2个月以内,冷藏间的温度可采用 $-15\sim-18^{\circ}\text{C}$ 。

在生产性冷库中,冻肉在进入冷藏库时,其中心温度要求在 -15°C 左右。分配性冷库,由于冻肉长途运输,肉温有所上升,但也应在 -8°C 以下,如高于这一温度,说明冻肉已开始软化,必须进行复冻。冻肉的融化程度可按肉体温度求出:

表 11-2

冻肉的温度 ($^{\circ}\text{C}$)	± 0	-2	-4	-6	-8
肉的融化程度 (%)	100	58	29	17	9

冷藏间的温度应保持稳定,其波动幅度要求不超过 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 。如温差过大,会造成肉体组织内晶体融化和再结晶,并增加干耗损失和加速脂肪酸败。

冷藏间空气的相对湿度越高越好,并且要求稳定,以尽量减少水分蒸发,因此一般采用 $95\sim98\%$,其变动范围不超过 $\pm 5^{\circ}\text{C}$ 。

冷藏间的空气只允许有微弱的自然循环,如采用冷风机,其风速亦应控制在 0.25m/s 速度以下。不宜采用强烈吹风循环,否则会增加肉的干耗。

(四) 分割肉的冷加工 按照销售规格的要求,将肉体按部位分割成小的肉块,然后进行整形包装或放置在金属容器内冻结成块状,称为分割肉。

猪、牛、羊肉体都可以加工冷冻成分割肉。根据国内外市场需要,可分为带骨分割肉、剔骨分割肉及剔骨去皮肉和去脂分割肉等不同规格。

1. 分割肉的优点 与冻白条肉比较,分割肉具有下列优点:

①可以减少冷加工过程中的干耗 在空气温度为 -23°C 条件下,冻结猪白条肉,干耗为 1.7% 左右,而冻结分割肉,干耗为 0.3% 以下。分割肉由于体形规则,在冷藏过程中,可以堆码得整齐、紧密,使肉与空气的接触面小,冷藏干耗约比白条肉减少一半以上。

②可以提高冷藏库单位容积的载重量 根据实践经验,冻结白条肉一般冷藏时的堆垛密度为 $350\sim 420\text{kg}/\text{m}^3$,而分割肉的堆垛密度可达 $650\sim 800\text{kg}/\text{m}^3$,即提高冷藏能力 $85\sim 90\%$ (楼板负荷与其适应)。

③可延长肉的保藏期限 冻结分割肉比冻结白肉条可以贮存更多的时间。

④便于运输和装卸 这是冻结分割肉的最大优点之一。每块分割肉在 $20\sim 30\text{kg}$ 左右。由于其体形整齐,易于采用机构化运输和堆码。

2. 分割肉的冷加工工艺

分割肉的冷加工工艺根据加工产品的规格不同而有差异。例如,加工猪分割肉(剔骨、去皮和脂肪),需将每片猪肉分割成颈背、前腿、大排、后腿肌肉等四块。每块均需去骨,去皮和皮下脂肪。生产工艺如下:

①分割 将宰后的肉体进行分割。

第一刀:一般从五、六根肋骨中间斩下的颈背和前腿部位为颈背、前腿肌肉原料;

第二刀:从腰椎与脊椎连接处,斩下的后腿肌肉原料;

第三刀:在脊椎骨下约 $4\sim 6\text{cm}$ 肋骨处,平行斩下有脊背部位为大排肌肉原料;

分割时,一般用电锯分割。

②去皮和皮下脂肪

③剔骨和修整 剔骨、修整时要保持肌肉完整,并注意除去伤斑、出血点、淋巴结、疮疤等。操作过程力求在短时间内完成,不得过久,以免影响肉的质量。

④冷却 肌肉平摊在镀锌铁盘内,放置在搁架的冷却间进行冷却,要求在24小时内,肉温达到 4°C 以下。

⑤包装 冷却后,每块分割肉均用长方形聚乙烯薄膜或玻璃纸包裹两圈半以上,然后按品种分别用纸箱包装。

⑥冻结 把包装好的纸箱放在搁架式冻结间冻结。如在普遍冻结间冻结时,则将纸箱放在垫木上,作骑缝式堆码,以保证冷空气畅通。

用纸箱包装后冻结,因导热系数小,需时较长,一般需72小时左右。有些冷库先将分割肉放在铁盒中冻结(铁盒上有盖,箱体比纸箱稍小一些),然后再将肉块倒入纸箱,可缩短冻结时间。

⑦冷藏 当肉体中心温度达到 -15°C 时,即可送进冷藏间进行冷藏,冷藏的要求与冻肉相同。

(五)副产品的冷加工 牲畜经过初步加工处理后,除白条肉体外,副产品也占很大比重。牲畜的副产品有着极其广泛的用途。除大部分可供食用外,其他部分都是工业和医药原料。供食用的副产品中,大部分营养价值很高。蛋白质和脂肪的含量几乎与肉相等。

牲畜副产品和肉类同样易于腐败,需及时加工冷藏。如保藏条件不良,很快就会变质。特别是各种内分泌腺体,如在短时间内不加处理,其中所含的有效成分即被破坏,而失去其使用价值。

1. 食用副产品冷加工

①品种 食用副产品包括头(或头肉)、蹄、尾、舌、耳、胃、肠、肾脏(腰子)、蹄筋、碎肉、漕头等。此外,心、脾脏(沙肝)、肝脏、肺等,虽然也是脏器药品原料,但按照习惯,还是列在食用副产品内。

②冷却 食用副产品的冷却,是按不同牲畜、不同品种分别装在镀锌铁盘中或平摊在搁架上的不锈钢板上进行。盘内副产品的厚度不超过 10cm 。腰子、心、脑和舌每盘只能放置一层,而且不能过于紧密。体积比较大的副产品,如胃、头等,可用挂钩吊挂冷却。

副产品的冷却,最好利用专门的冷却间。冷却间内如有吊轨,应设有多层活动框架;如无吊轨,则应设固定搁架。

副产品冷却时,对空气温度、湿度和流动速度的要求与肉类冷却相同。冷却时间不应不超过24h。

经过冷却的副产品只能保藏3~5天,如需长期贮存,必须立即冻结,进行低温贮藏。

③冻结 副产品经冷却后,应进行整形、装盘、包装、然后进行冻结。

在实际生产中,有些副产品不经冷却而直接装盘冻结。冻品厚度应不超过150mm,要求在24h内冻结完毕。

副产品的冻结可在搁架排管形式的冻结间中进行,也可采用立式平板冻结器冻结,效果很好。副产品冻结中心温度为-15℃。

④冷藏 经过冻结的食用副产品,在-18℃冷藏库中可保藏8个月。

2. 脏器药品原料冷加工

①品种及质量要求 脏器药品原料主要包括以下几种:脑下垂体、胆汁、肾上腺、胰脏、胃膜、脑髓、脊髓、甲状腺、胎盘、睾丸、气管、软骨、膀胱、卵巢、胸腺、乳腺、十二指肠和眼球等。

为了最大限度地保存各种腺体的有效成分,必须在放血停止后20-30min内采摘完毕,在分离内分泌腺体时。要去除附着的脂肪,不应使器官受到损伤。采摘下来的各种脏器药品原料,应按不同种类分别放置在经过良好消毒的不锈钢盘内,立即送往冻结间进行冻结。

②冻结 对脏器药品原料的冻结,最好采取快速冻结的方法,这对保全这些原料的有效成分是有利的。

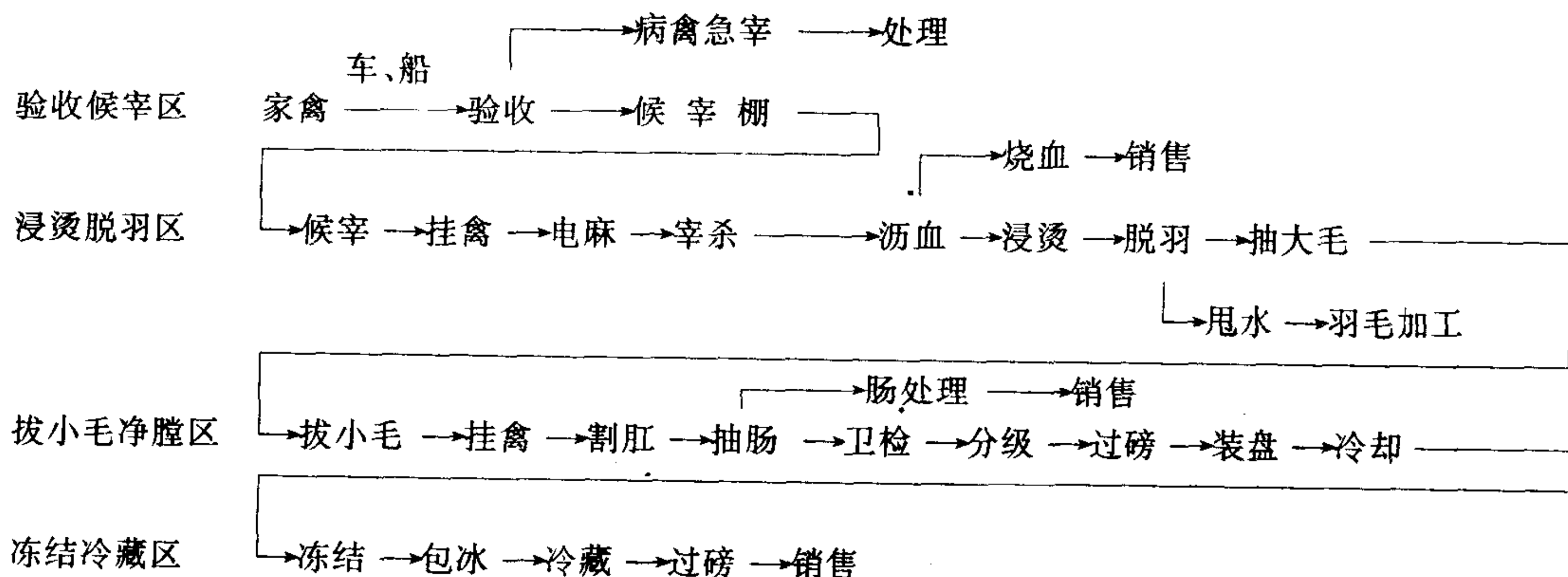
③冷藏 脏器药品原料经冻结后,应小心地从盘内取出,经包装后送入-18℃冷藏间贮藏。

二、禽类的冷加工

禽肉中的营养成分很丰富,含有人体所必需的各种主要营养物质,而且肉质细嫩,易于消化和吸收。禽肉和结构与畜肉一样,也是由肌肉组织、脂肪组织、骨骼组织和结缔组织所组成的。

禽肉(家禽)的成熟和腐败过程基本上与畜肉相同。

(一)冷加工对禽体的要求 禽肉进行冷加工之前,必须进行初步加工,加工工艺流程是:



为了保证冻禽的质量,对冻结前的禽肉有以下要求:

1. 禽体表面必须洁净,无残留羽毛、血迹或污物存在;
2. 放血彻底,体内不得有残留的淤血;
3. 拉肠时不能将肠、胆拉破,体腔内不允许有粪便和胆汁;

4. 嗉囊必须完整的去除,颈部不能有积食和淤血。

冻鸡的加工目前有全鸡(分净膛和半净膛)和分割鸡两种。

全鸡的加工工艺流程是:初步加工→剪去颈皮→挖肫→挖心、肝、胆→去除肫皮和胸口腺体→真空吸水→挂鸡→揩血水

分割鸡的加工工艺流程是:初步加工→割翅膀→割腿→拆骨→剪骨→挖内脏→斩颈→挖油→剔肉→送骨。

(二)禽的冷却 宰杀后的家禽,肉体温度近 40°C 。为了抑制微生物的生长和繁殖,应及时进行冷却,使肉体温度降至 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 左右。

家禽的冷却方法很多,如用冷水、冰水和空气冷却等。一般认为家禽在宰杀后包装前用冰水浸泡冷却较好,特别是分割鸡,冰水浸泡冷却是鸡体分割前必不可少的一环。对于全鸡的加工,目前很多冷库都采用直接冻结的方法,但在冻结前必须把禽体水分晾干,才能确保产品质量。

对于肝、心、颈皮、鸡尾、肫等产品,在室外气温 25°C 以上时,要放在冷却间进行30min至1h的冷却,避免肉变质。

宰杀后的家禽,在冻结前要进行塞嘴、包头和整形工作,可防止微生物从口腔中侵入,并使禽体美观。整形的方法通常是采用翻插腿翅法。

(三)禽的冻结和冷藏 禽的冻结一般都是在空气介质中进行的,采用搁架排管或强烈吹风等方式。

冻全禽时,如果用塑料袋包装,可放在带尼龙网的小车或吊篮上进行吹风冻结。没有包装的禽大部分放在金属盘内(盘可放在搁架、吊笼或推车上)进行冻结,脱盘后再镀冰衣冷藏,分割禽大多数采用先包装,后装盘冻结。

冻结间的温度一般为 -23°C ,外贸出口货物要求 -30°C ,空气相对湿度在 $85\sim 90\%$ 之间。当禽体最厚部位肌肉中心温度达 -15°C 时,可结束冻结,转入冷藏($-18\sim -20^{\circ}\text{C}$)。在冻结过程中,禽体因水分蒸发(无包装禽体)而减轻重量,重量损失一般为 $2\sim 3\%$ 。

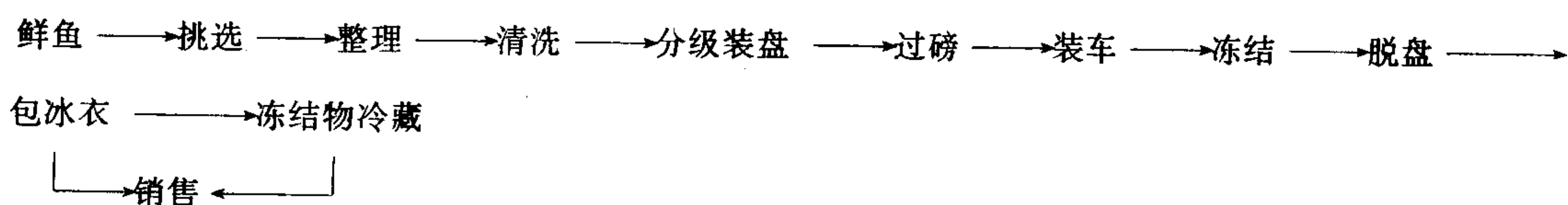
肉用鸡的冻结时间,目前大部分采用的冻结周期为6~8小时。

冷藏间的温度应保持在 $-18\sim -20^{\circ}\text{C}$,相对湿度为 $95\sim 98\%$ 之间,空气流速以自然循环为宜。在 -18°C 温度条件下冷藏,鸡可保藏6~10个月,鸭、鹅可保藏6~8个月。

三、鱼类的冷加工

鱼类等水产品是产量较高、营养丰富的动物性食品。鱼类等水产品的生产具有产地、季节和产量都高度集中的特点,而且它们容易腐败变质,这就造成了保藏、运输上的困难。采用冷加工方法,可以使大多数鱼类等水产品较长时间保持其原有的营养和味道,并便于保藏和运输,这对调节市场供应,丰富人民的生活具有重要的意义。

鱼类生产工艺流程如下:



(一)鱼类的冷却 鱼体内水分和蛋白质的含量较多,而结缔组织较少,因此极易腐败。除部分淡水鱼在捕获后可活着运输外,大多数鱼类为了保持其鲜度,一般是在捕捞现场迅速将死去的鱼进

行冷却,使鱼体温度降到 $5\sim\pm 0^{\circ}\text{C}$,即冷却到接近肌肉汁液的冻结点($-0.6^{\circ}\text{C}\sim-2.2^{\circ}\text{C}$)。冷却抑制了鱼体微生物的活动能力,延缓了鱼体内生化反应过程,在短期内可保持鱼的鲜度。目前冷却鱼类的方法有碎冰冷却法和液体介质冷却法。

1. 碎冰冷却法

这是目前应用最广泛的方法。用碎冰冷却鱼体时,冰与鱼体直接接触,冰在融化时从鱼体吸收热量而使鱼体冷却。此法速度较慢,而且鱼体温度达不到 0°C 。

鱼体冷却的速度与加冰量有关,见表 11-3。

表 11-3 鱼体冷却时间(分钟)和加冰量的关系

冷却程度	加冰量(对鱼重的%)					备注
	100	75	50	25		
$20^{\circ}\text{C}\rightarrow 1^{\circ}\text{C}$	134	139	310			每尾鱼平均重 1.25kg 冰块 $4\times 4\times 4\text{cm}$,
$20^{\circ}\text{C}\rightarrow 5^{\circ}\text{C}$	63	68	110	236		气温 10°C

鱼体冷却速度与鱼的品种、大小有关系。多脂鱼或大型鱼类的冷却速度较少脂鱼或小型鱼类为慢,如由 20°C 冷却到 1°C 时,当鱼体厚度为 5cm 时需 110min , 6cm 需 150min , 7cm 需 235min , 8cm 需 325min 。

从保鲜要求来看,冷却用的冰最好是机制冰,冰块大小要均匀,以便增大鱼体与冰块的接触表面,加快冷却速度,同时也可避免鱼体变形和机械损伤。

用海水冰冷却鱼类比淡水冰好,因海水的融点比淡水冰低(-1°C),并有较强的抑制酶活性的作用,用海水冰保藏鱼类可不失去天然色泽和硬度。海水冰可在渔船出海过程中在船上自行产生,有片状、柱状、雪花状等多种。用冰冷却的鱼不能长期保藏,一般为 $8\sim 10$ 天,最多不超过 $13\sim 14$ 天。用防腐冰或抗菌素冰可延长冷却鱼的贮藏期。例如用次氯酸钠冰(含有效氯 0.005%)冷却鱼,可保藏 $17\sim 18$ 天。

用冰冷却鱼类,一般以箱或桶为容器。先在容器底部放 $5\sim 10\text{cm}$ 的碎冰(随季节不同),然后将鱼均匀而紧密地排列在冰层上。在排列的鱼层上均匀地撒一层冰再放一层鱼。这样一层冰一层鱼,直到最后上部再撒一层 $5\sim 10\text{cm}$ 的冰。此法可使鱼体温度在 $2\sim 4\text{h}$ 降至 3°C 左右。

2. 液体介质冷却法

一种方法是用浓度 2% 的食盐溶液对鱼进行冷却。这种溶液的渗透压和鱼肉汁液的渗透压非常接近,故对冷却鱼的质量的不良影响很小。盐水加冰后的温度可降到 -1°C 。为了防止冰块上浮,可将冰用金属网罩上。缺点是盐水浓度会因冰的融化而逐渐降低,需要定期补充食盐。

另一种方法是用冷海水冷却鱼类,在渔船上,最近有较大的发展。它的优点是:

- ①减轻了繁重的冰鱼操作,省时省力。
- ②鱼在海水中冷却迅速,并在保持在 -1°C 的低温下,保鲜效果好。
- ③鱼在海水中具有浮力,不会被压坏。
- ④适用于吸鱼泵等机械化装卸。
- ⑤设备比较简单,投资不多,安装使用方便。

此方法要求用含盐量为 3% 浓度(冰点为 -2°C)的清洁海水。冷海水冷却鱼类的制冷方式,可由制冷装置或加冰和制冰装置兼用来实施。鱼类捕获后立即装入贮有 $0\sim 1^{\circ}\text{C}$ 冷海水的专用舱内,鱼与冷海水的重量比为 $7:3$ 。鱼遇冷迅速死亡。当鱼装满后,即密闭舱盖,开动制冷装置,在 $5\sim 6\text{h}$

内将舱内海水温度降到 $0\sim 1\text{C}$ 。在以后的整个航次中,每天分几次间歇降温,保持恒温冷却,这样可减少破肚鱼。用此法冷却鱼类,保鲜期限为 $10\sim 12$ 天。如果冷却后取出装箱,并放在 -2C 的冷库内暂存,保藏期可达 15 天或更长。冷却鱼在陆上运输过程中,必须再加入相当于鱼重 50% 的冰块。

(二)鱼类的冻结和冷藏 冷却后的鱼并不能长期贮藏,一般只用于鲜鱼运输和加工,销售前的暂时贮藏。为了长期贮藏,必须将鱼体温度降得更低。在生产中,冻鱼的最终温度根据冻结设备、工艺和贮藏期的不同而异。如只需短期贮藏的鱼类,可将鱼层表面 $5\sim 10$ 毫米厚的一层冻至 $-3\text{C}\sim -5\text{C}$,鱼体内部只有 $0\sim -1\text{C}$,贮存于 -3C 库房中,可贮藏 20 天左右,这种方法称为“微冻保鲜”。如要长期贮藏,冻鱼的温度要降到 -15C 以下,此时鱼体中 85% 以上的水分已经冻结。对某些鱼类(如金枪鱼等),有采用 $-18\sim -20$ 甚至更低的温度。在这样的冻结过程中,鱼体内发生的不良变化很小,能够贮藏较长时间,解冻后新鲜度较好,产品质量较高。

1. 鱼类冻结前的清洗和整理

鲜鱼在冻结前必须经过挑选和整理。先剔去已腐败变质和受机械损伤的鱼和杂鱼,然后将鱼放在清洁水中洗涤(最好 $3\sim 4\text{C}$ 水),以清除鱼体上的粘液和污物(无鳞而多脂的鱼,如带鱼、鲳鱼等则不必清洗,因洗涤会使其在冷藏过程中因脂肪氧化而迅速变黄)。清洗时要轻拿轻放,鱼在水中停留时间不得过长。

需装盘冻结的鲜鱼,必须经过整理,鱼整理得是否平直整齐,影响到鱼的质量和损耗。

各种鱼类的整理方法和要求如下:

①对鱼体色泽容易消失的鱼类,如大黄鱼、小黄鱼等,在整理装盘时,一般分上、下两层(鱼体过小的可分三层),底层背部向下,腹部向上;上层背部向上,腹部向下,使鱼体腹部的金黄色不与空气接触,保持本色,头尾位置相互错开,鱼体倾斜排列。

②墨鱼背部的色素,在冷藏过程中,与空气接触容易变红。整理装盘时,将贴在鱼盘四周的鱼体,腹部向外,背部藏在鱼体中间,头尾位置可不加整理。

③对扇形的淡水或海水鱼类,一般习惯将其腹部藏入鱼体中间。整理方法与大、小黄鱼相同。

④对长条形的鱼类,如带鱼、鳗鱼等,在装盘时,将鱼体沿鱼盘四周围成长圆形,背腹位置与黄鱼相同。在圈成长圆形时,应将头部圈入鱼体中间,尾部圈在外面。

⑤虾类整理方法,有长方形的盘装和圆形的篮装两种。采用盘装时,虾背放置盘的两端,头部放置在盘中间。用小容量的虾盘,装虾时,一般将虾理成双层相同的两行。采用篮装时,虾的头部放置在篮的中心,拱形的虾体整理成倾斜状折扇形,从篮底盘旋向上。

⑥鱼体高度不能超出或接近鱼盘高度,防止脱盘困难和损伤鱼体。

⑦整理好的鱼应立即运入冻结间冻结。如放置过久,鱼体内的血液和水分外泄,影响鱼体质量。

2. 鱼类的冻结

鱼类的冻结方法大体可分为两种,间接冻结法和直接冻结法。现有冷库大部分采用强烈吹风冻结和搁架式冻结。强烈吹风的冻结装置,目前采用隧道冻结形式,即将鱼盘放入小车或吊笼中进行冻结。冻结间温度在 $-20\sim -25\text{C}$ 情况下,可在 8h 左右冻好。搁架式冻结装置,是将鱼盘放在冻结管架上,用通风机强制空气循环流动。鱼类在冻结过程中,主要通过接触传热和冷空气对流传热而散失热量。冻结间温度在 $-20\sim 25\text{C}$,可在 $10\sim 12\text{h}$ 冻好。

另外,平板冻结和盐水沉浸冻结方法也在各地冷库广泛采用。

3. 冻鱼的脱盘和包冰衣

冻结完成后的鱼应立即脱盘和包冰衣,然后进入冷藏库。现在大多采用浸水融脱的方法,即将

鱼盘通过常温水槽,使鱼块与盘融化脱离,然后立即将盘反扣,倒出鱼块。鱼盘在水槽内的时间以刚能使鱼块与盘脱离为宜。生产性冷库都设有机械脱盘装置。

脱离鱼盘的鱼块必须立即包冰衣,其目的是防止鱼体发生冰晶升华,脂肪氧化和色泽消失等变化。冻鱼包冰衣是冻鱼工艺的重要工序,也是保持冻鱼质量,延长保存时间的重要环节。

包冰衣水槽的水应预先冷却,水温在+5℃左右,水质要求为食用水标准。脱盘后的鱼块立即滑入水槽内浸泡3~5s,然后使其滑到一条滑道上滴除过多的水分,体外很快凝结成一层冰衣。鱼体温度越低,包冰衣越厚。包冰衣一次,每盘鱼可增重1kg左右。

如果需要用较厚的冰层保护鱼类冻品,可在冻结过程中加水,使鱼类完全冻结在冰块中间。如对虾的冻结常采用这种包冰衣工艺。

(三)其他水产品的冷加工 这里介绍几种出口的冻虾、冻墨鱼片、冻蛭肉的加工工艺。

1. 冻无头对虾(一级品)

原料虾要求品质新鲜,色泽正常,卵黄按不同产期呈现自然色泽,气味正常,虾肉组织紧密有弹性。

虾的分级以每磅只数分:8~12只,13~15只,16~20只,26~30只,31~40只,41~50只,51~70只,71~100只。

冷加工工艺过程为:原料→挑选分级→清洗→去头→清洗→称重→装盘→速冻→脱盘包冰衣→包装冷藏(-18℃以下)。

2. 冻蛭肉

原料要求新鲜、活力强,规格在4cm以上(蒸煮冷却后,蛭肉可达3cm以上者),采收后及时运输,防止中途压碎、日晒和雨淋。

蛭肉的分级,按长度分为:一级(5cm以上),二级(4cm以上),三级(3cm以上)。

冷加工工艺过程如下:原料→洗涤→浸泡吐沙→蒸煮(或烫煮)→脱壳取肉→洗肉→挑选分级→初检→蛭烫浸洗→称重→排盘→冻前检验→冻结→脱盘包冰衣→包装→冷藏。

3. 冻墨鱼片

原料要求,具有新鲜墨鱼固有的色泽,皮层不得呈红、紫色及其它异色。具有新鲜墨鱼气味,肉体有弹性,触须柔软,不僵硬。

分级规格,A—30片/5磅,B—65片/磅。

冷加工工艺过程如下:原料→挑选→洗乌墨→去螯蛸、内脏、头→初洗(加冰保鲜或冷冻保鲜)→复洗→去黑膜→剥皮→洗净→验收→分级→过磅→盐水固定→装盘→加冰水→贴标签,半成品检验→冻结→脱盘→包冰衣→包装→冷藏。

由于墨鱼片冻结后脱盘时容易碎散,所以在冻结过程中,两小时后加水,每盘加水125克,使墨鱼片冻成块状。

(四)鱼类的冷藏 冻鱼包冰衣后,才能送入冷藏间作长期贮藏。对不同品种的鱼有不同的贮藏温度。一般对于含脂肪多的鱼(如带鱼、鲑鱼等)和色泽容易变化的(如墨鱼、黄鱼、对虾等)库温应在-18~-20℃或更低。

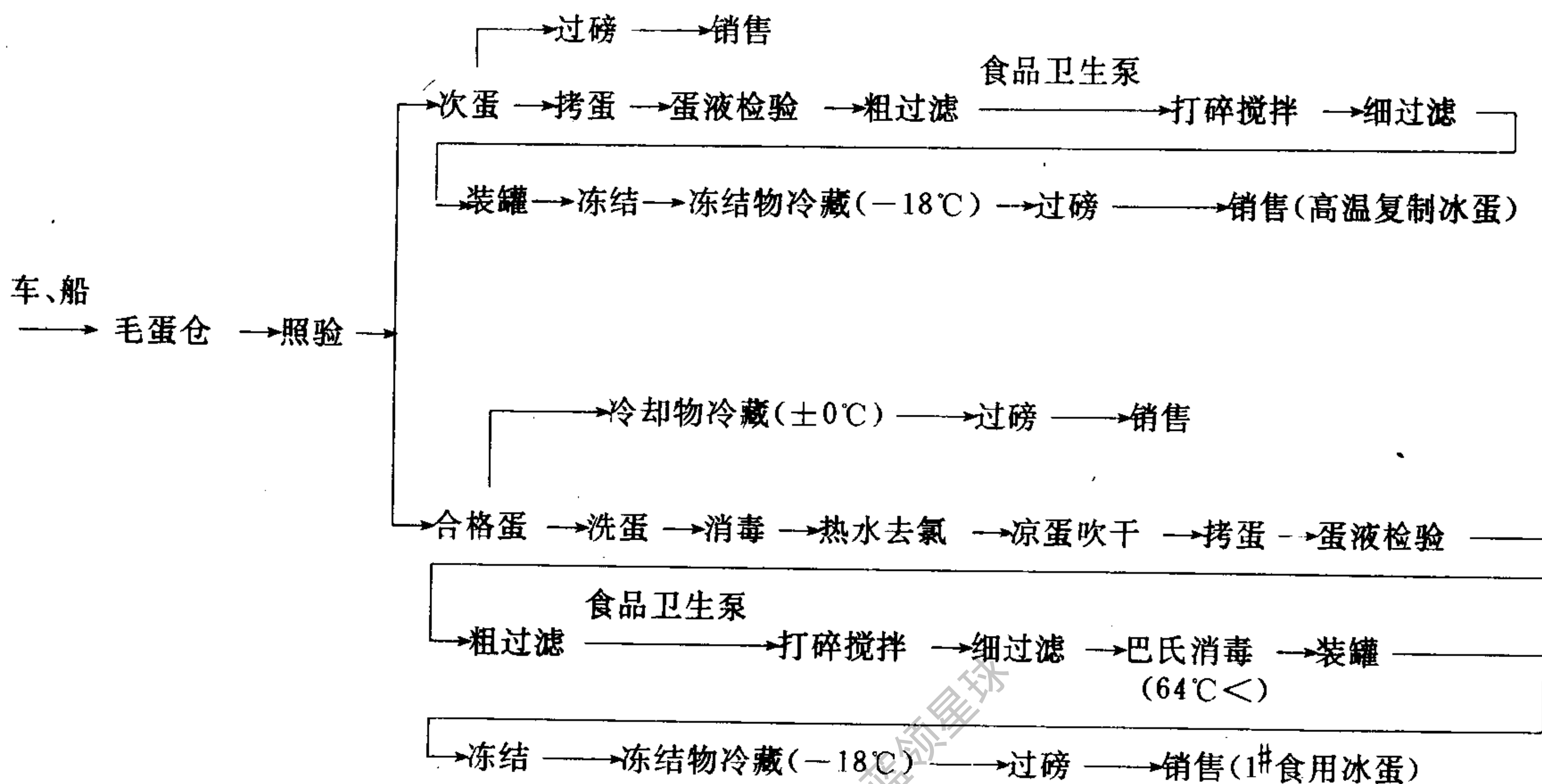
鱼类含有大量不饱和脂肪酸,极易氧化,特别是多脂肪鱼类,在低温情况下其稳定性也极低。因此,冻鱼除在冻结后包冰衣外,在冷藏过程中也要定期在垛外表面喷洒低温水,以加厚冰衣。

四、蛋的冷加工

鲜蛋在冷却和冷藏前,必须经过严格的挑选、检查和分级。长期保藏的鲜蛋应逐个检查,剔出次

劣蛋,一般采用肉眼和灯光透视相结合的方法进行检查。新鲜蛋的特征是,气室很小,固定在蛋的大头不动,略发暗,全蛋透明,根据蛋壳的厚薄不同而呈现淡桔黄、桔红或稍淡的暗红色泽,看不见蛋黄,蛋内无任何不透光的斑点或斑块。

蛋品生产工艺流程如下:



(一)鲜蛋的冷却 蛋的内容物系半液体状态的均质物质,如骤然遇冷,内容物收缩变小,蛋内压力略降低,这时,空气中的微生物会随空气一并进入蛋内,使鲜蛋逐渐变质。因此,鲜蛋在冷藏前,应有一个冷却过程。

鲜蛋冷却可在专用的冷却间进行,或利用冷库的川堂、过道等。每隔1~2h降温1℃。当鲜蛋温度降到1~2℃时,可转入冷藏间。一般冷却过程在24~48h内完成。旺季生产时,可在有冷风机的冷藏间内进行冷却。要求鲜蛋一批进库,然后逐步降温,达到温度后就可在室内贮藏,不需转库。有的冷库在鲜蛋进行挑选、整理过程中就降温冷却,然后再进库冷藏,质量也能得到保证。

(二)鲜蛋的冷藏 在鲜蛋入库以前,必须对冷藏间进行彻底消毒,墙面、地坪、垫木等不得有霉菌。这是保证鲜蛋冷藏质量的重要环节。

贮藏鲜蛋时,一般库温在0~-1.5℃,相对湿度80~85%左右。对于需长期贮存的鲜蛋,库温在-2~2.5℃相对湿度85~90%更好些,因为较低的库温有利于保持蛋的品质,蛋黄不易贴壳,内容物的变化也缓慢,蛋的干耗量也小。这种过冷却保藏,要求室温均匀,隔热层性能良好,单层库地坪要做防冻处理,以防地坪冻坏。

贮藏鲜蛋应防止库温忽高忽低,要求在24小时内,温度幅度变化不超过±0.5℃。

冷藏期间的鲜蛋,还应注意按时进行翻箱和抽检工作。翻箱是为了防止在冷藏期间产生浮黄,靠黄等次蛋。在0~-1.5℃温度下,每月翻箱一次;在-2~-2.5℃温度下,每隔二、三个月翻箱一次。另外,约隔10~20天应在每垛中抽检2~3%,以鉴定其质量,确定保藏时间的长短。翻箱和抽检时间视蛋的质量而定,如蛋的质量好,可间隔时间长些。一般优质鲜蛋可保藏6~8个月左右。

(三)冷藏蛋出库前的升温 当外界气温与库内温度相差很大时,经过冷藏的鲜蛋出库供应市场应先进行升温,不然蛋壳表面会凝结成一层水珠,会使蛋壳外膜破坏,气孔完全暴露,为微生物侵

入蛋内创造了有利条件。同时蛋壳有水珠后也易感染微生物,或使包装受潮发霉,加速蛋的变质。

冷藏蛋的升温应缓慢进行,即逐步将蛋的温度升高,当蛋的温度比外界温度低 3°C 左右时,就可出库。

(四)冰蛋的生产 鲜蛋除冷藏外,还可加工成冰蛋。即将蛋去掉壳,将蛋液装听或装入塑料袋,进行冻结处理,然后冷藏。这种贮藏方法与冷藏鲜蛋比较,其优点是:便于搬运,节省冷库容积和损耗量小。冰蛋可分为冰全蛋、冰蛋白和冰蛋黄三种。

冰蛋在加工过程中应严格卫生制度,不然会使产品中细菌数增加。为了消灭蛋液中细菌,一般在装听前采用巴氏消毒器消毒,巴氏消毒器是用不锈钢制造的片状热交换器,蛋听加热 $60\sim 64^{\circ}\text{C}$,经 3min 后,冷却至 5°C 再装听。

五、果蔬的冷加工

对于长期保藏的果蔬,应在产地进行冷却,充分散发“田间热”,并在冷却状态下运到冷库冷藏。实践证明,果蔬在采收后冷却得愈快,则后熟作用和病害发展过程愈慢。

(一)果蔬的冷却 果蔬的冷却最好在专用冷却间进行,也可在冷库的川堂内冷却。冷却间的温度视果蔬的品种而定,一般在 $0\sim 5^{\circ}\text{C}$ 范围内。空气的相对湿度保持在 $85\sim 90\%$,空气流速一般为 0.5m/s 。在这样的冷却条件下, 24h 后容器中心温度达到 $+5^{\circ}\text{C}$,即完成冷却过程。有些果蔬(如栗子、毛豆)需要拆包后倒在席子上摊开冷却,待冷却后再行包装。

对于直接入库冷藏的果蔬,可采取逐步降温的方法,使果蔬由常温逐渐冷却,然后定温冷藏。

果蔬的生产工艺流程如下:→挑选→分级→过磅→装箱→冷却→冷藏→过磅→销售。

(二)果蔬的速冻 大多数果蔬的平均冰点在 $-1\sim -2.2^{\circ}\text{C}$ 之间,。所以速冻时,当果蔬品温降至冰点时,因发生相变而放出大量潜热,增长了降温时间。冻结过程要求降温快速,其冰结晶小,成品质量高。一般冻结时间要求在 $45\sim 120$ 分钟之间,使用平板冻结器,螺旋输送式冻结装置和水平输送式冻结装置,可以达到速冻要求。

速冻果蔬的一般工艺流程如下:原料→分级→预处理(去皮、去籽等)→清洗→烫漂→冷却→装入容器→加糖水(或加盐水)→速冻→包装→冷藏。

(三)果蔬的冷藏

1. 冷却的果蔬的冷藏 果蔬经过冷却后,即可送入冷藏间。冷藏温度的高低直接影响果蔬的呼吸作用。温度过高,呼吸作用加快,果蔬容易变质腐烂,不耐贮藏,同时也有利于微生物的生长和繁殖,容易发生病害。但温度过低,又会冻伤果蔬。不同的品种的果蔬要求有不同的冷藏温度,应按温、湿度要求分库冷藏。

鸭梨的冷藏比较特别,应采取逐段降温方法。一般分为三个阶段:第一阶段,库温保持 10°C 约一星期左右。第二阶段,使果温从 10°C 逐渐下降到 $2\sim 4^{\circ}\text{C}$,约一个半月至两个月。第三阶段,将库温降至 $\pm 0^{\circ}\text{C}$ 左右,进行长期贮藏。逐段降温法,可防止鸭梨在冷藏早期出现黑心病,降低腐烂率。

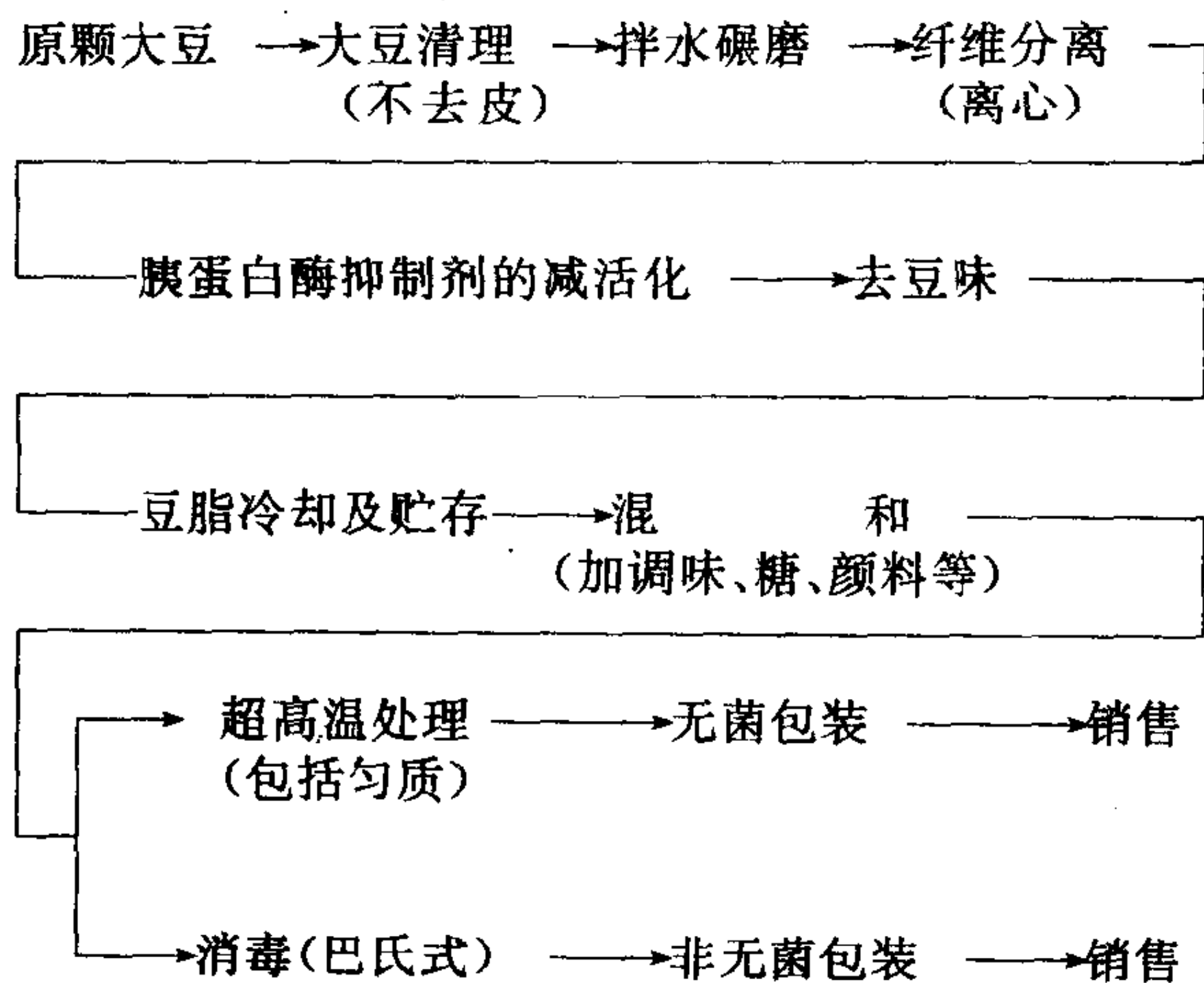
入库初期的通风换气也是逐步减少,刚入库时,鸭梨体温较高,呼吸旺盛,一般一天两次,随着温度降低,可一天一次,一到三天一次,逐步减少到一星期一次,要视库内空气的具体情况而定。通风换气的时问一般可安排在夜间和拂晓前进行,此时库外空气温度较低,不易引起库温的波动。

2. 速冻果蔬的冷藏

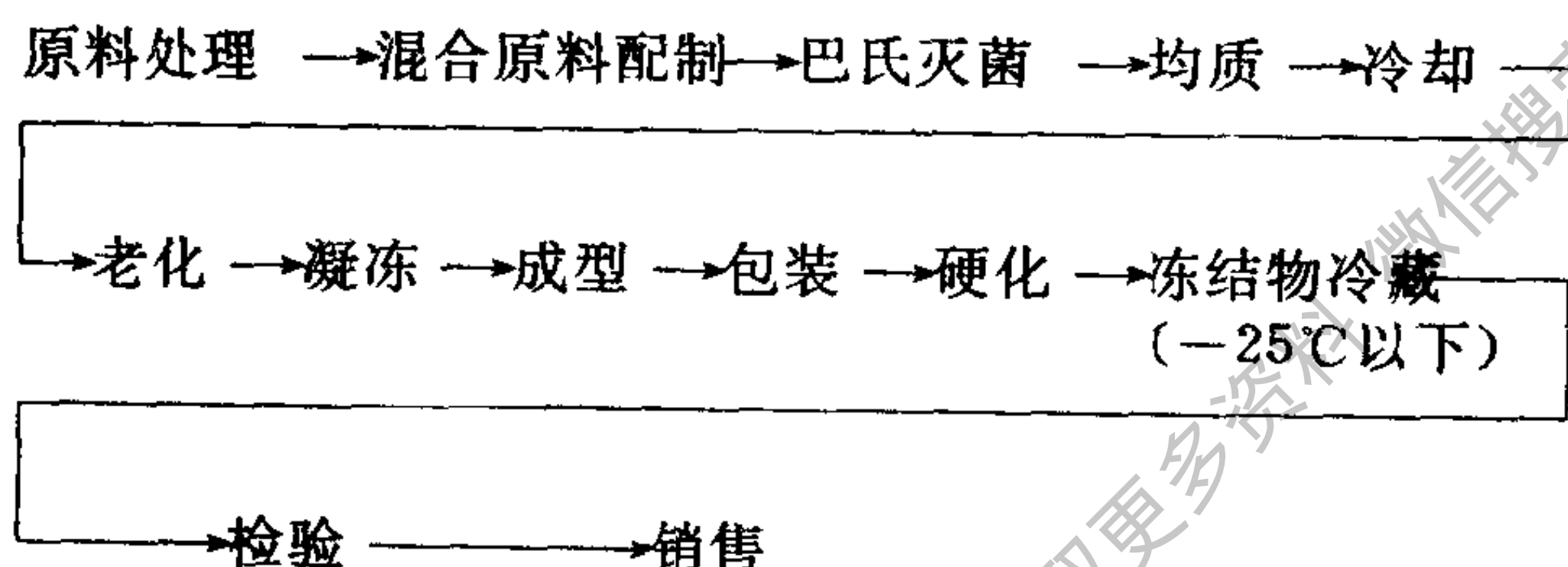
一般速冻果蔬的冷藏温度为 -18°C ,现在有些国家采用的冷藏温度达 -30°C ,甚至更低。

六、其他一些物品的冷加工工艺流程

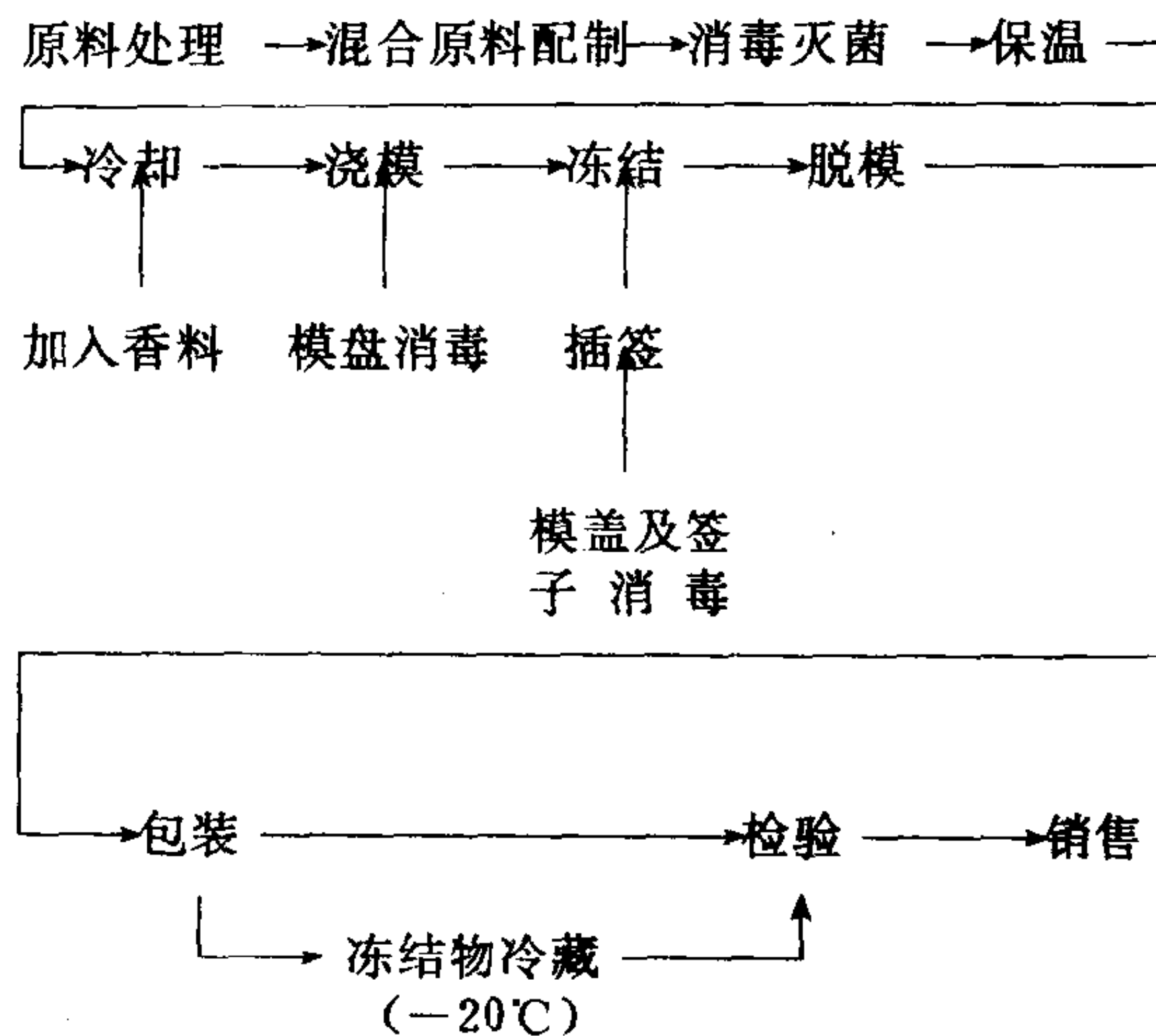
(一) 豆乳制品加工过程



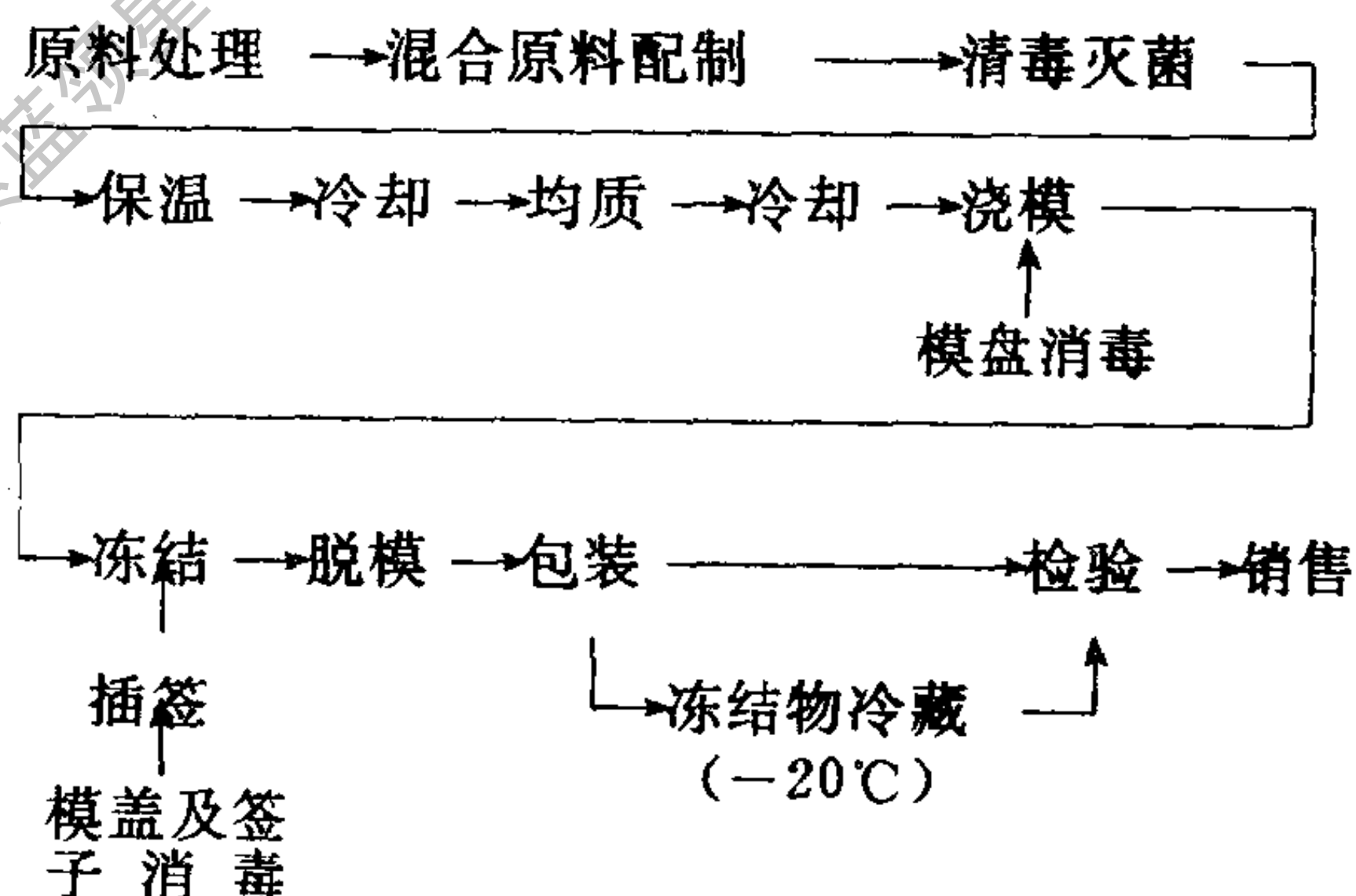
(三) 冰淇淋



(三) 棒冰



(四) 雪糕



第三节 食品的冻结方法和冻结装置

一、搁架式排管冻结装置

这种冻结装置是用光滑排管组装成的搁架,冻结货物直接放置在搁架上,其构造见图 11-3。

在氨重力供液系统和下进上出式氨泵系统中,氨液由下部供入供液集管,而后顺序流经各层横管,吸热蒸发后形成的气体或气液混合物,则经设置于排管上部的回气集管排入回气管道。

在氟利昂制冷系统中,大多数采用直接膨胀供液,上进下出,进入排管前用配液器对每路排管分别供液,回气总管上升时应设回油弯。

搁架式排管一般设置于冻结间或小型冷藏库的冷藏间内,对鱼类、家禽、兔子和小水产,以及冰棒和冰淇淋等食品进行冻结与硬化。

搁架式排管一般采用 $D32 \times 2.2$ 或 $D38 \times 2.2$ 无缝钢管制作。每排管子的水平中心距为 $80 \sim 100\text{mm}$ 。每层管子的垂直中心距一般为 $250 \sim 400\text{mm}$ 。最低一层距地坪的高度不宜小于 250mm ,最高一层管子距地坪的高度不宜大于 1800mm ,以便于操作。搁架式排管的宽度当单面为走道时应为

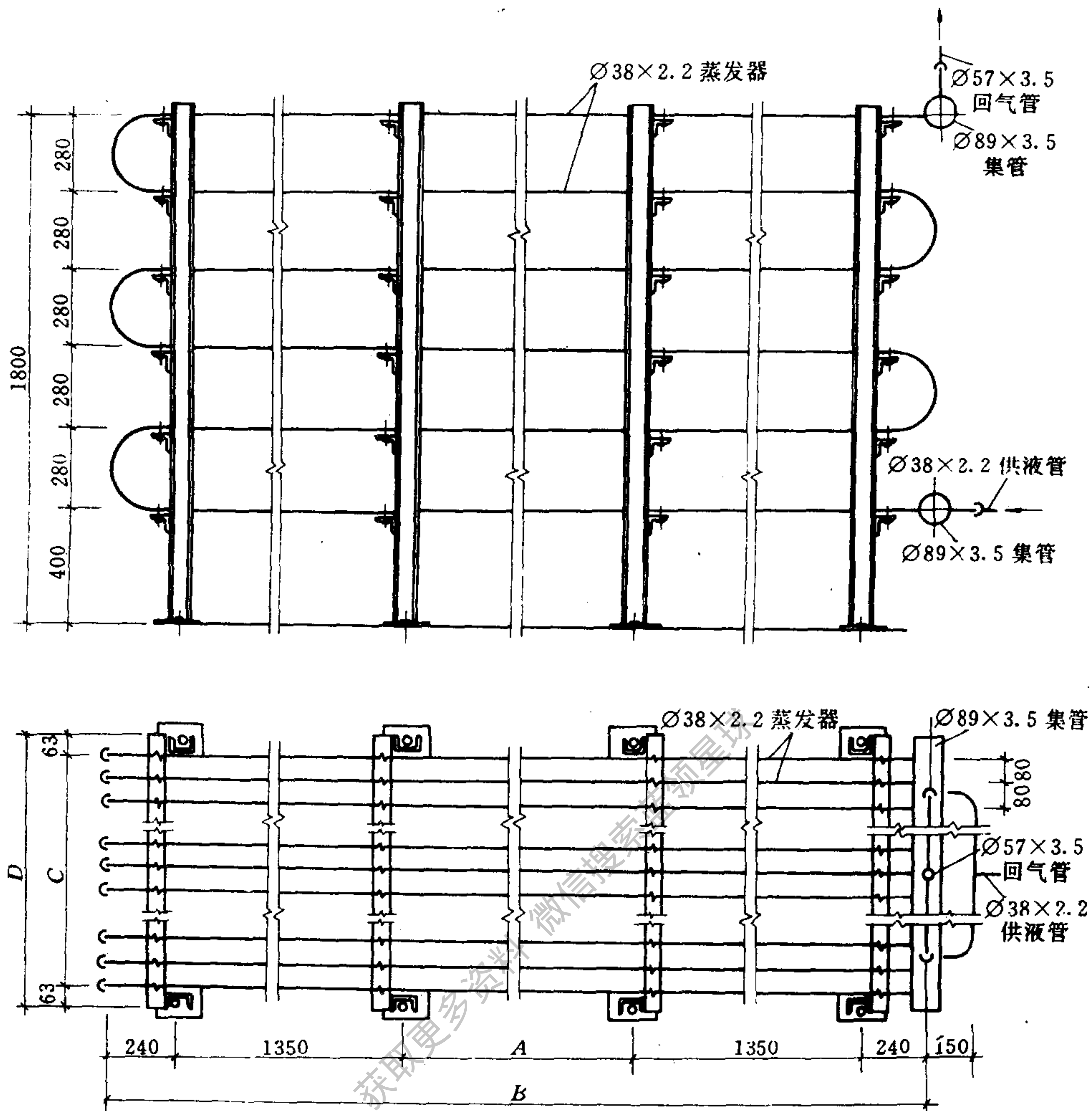


图 11-3 $\text{Ø}38 \times 2.2$ 管制搁架式排管

800~1000mm, 双面为走道时应为 1500~2000mm。排管层数以偶数为宜, 进液和回气集管位于排管的同一侧, 以便于安装和操作。用搁架式排管冻结食品时, 由于排管与放在其上的货物或盛盘直接接触, 在换热过程中, 除了以对流和辐射的方式换热外, 还通过排管与货物或盛盘的接触面进行传导换热, 因而其传热系数较盘管式墙排管提高了 2 倍左右, 高达 $62.8 \sim 75.4 \text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ 。为了增加接触传导换热, 有些冷藏库中采用在每层盘管上加铺 0.6~1.0mm 厚的薄钢板, 并保持钢板表面的平整和与盘管贴合紧密。这样既提高了搁架式排管的传热系数, 缩短了冻结时间和加速了周转, 又便于工人的操作。

搁架式排管的传热还可以通过增大空气的流速得到进一步提高, 空气流速的提高可由通风机(轴流通风机)的作用来实现。空气流速的增大不仅提高了空气和排管之间的对流换热, 同时也增大了空气和冻结食品之间的对流换热, 可以大大缩短食品的冻结时间。一般情况下, 有组织强制通风的搁架式排管较之自然对流下的搁架式排管约可缩短一半冻结时间, 因而加快了周转和减少了冻结间的投资。

搁架式冻结装置冻结货物时, 其冻结时间与冻结间空气温度、货间空气流速的关系见图 11-4。根据冷冻工艺要求的不同, 搁架式排管的吹风方式有下列三种:

1. 顺流吹风型搁架式排管(图 11-5)

轴流通风机一般设置在搁架式排管进液和回气集管的另一端上方,空气流经放置盛盘或冻结货物的有效通风截面上的风速一般采用 3m/s ,一般传热系数为 $84\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

2. 直角吹风型搁架式排管(图 11-6)

这种型式的排管专门设置了空气分配和循环系统。空气在通风机的作用下,经送风管道和送风口吹

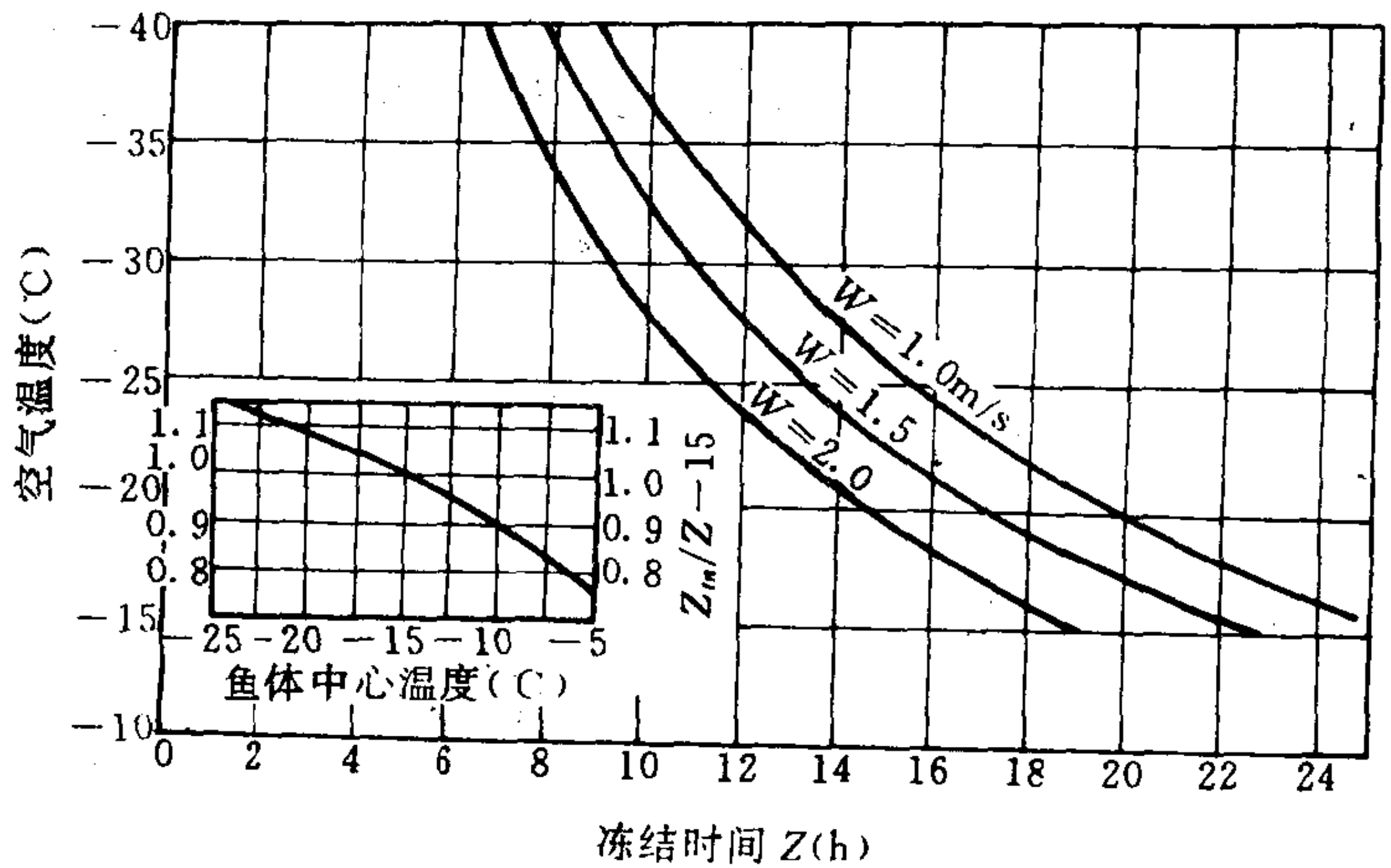


图 11-4 吹风型搁架式排管冻结鱼类时所需的冻结时间

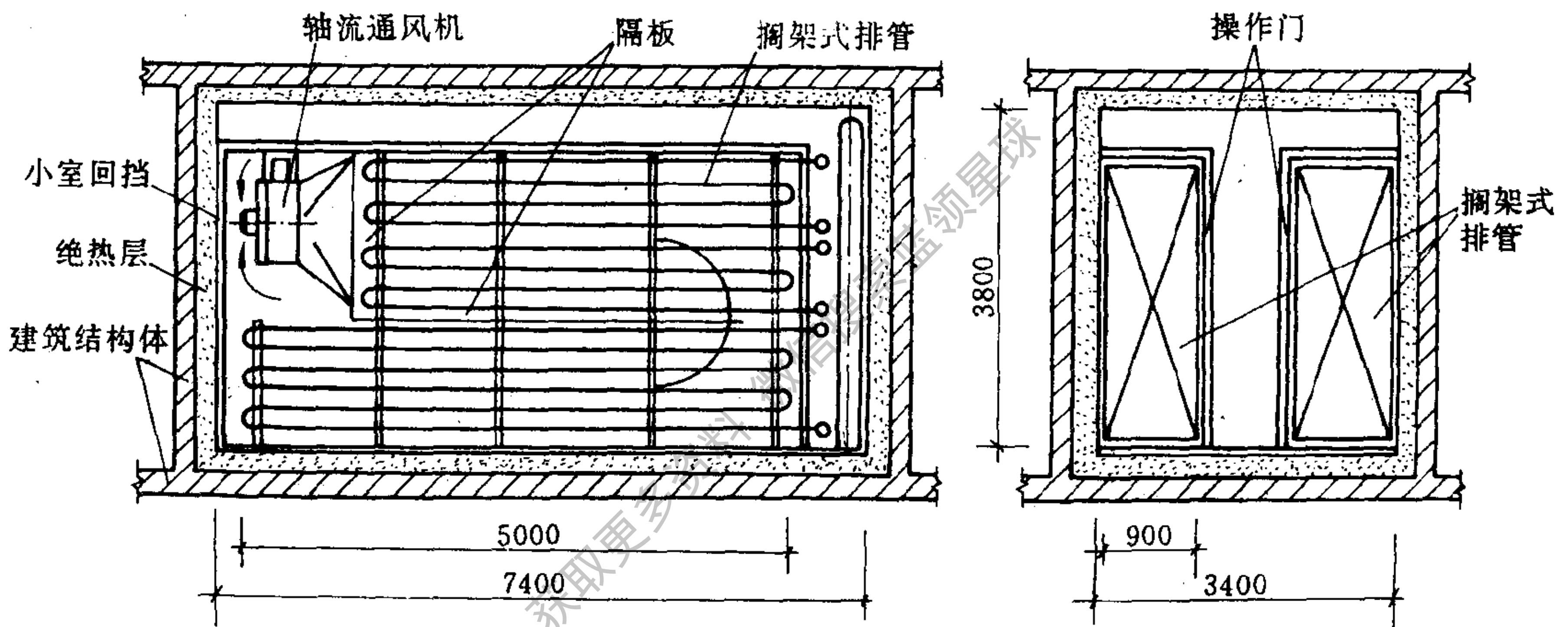


图 11-5 顺流吹风型搁架式排管

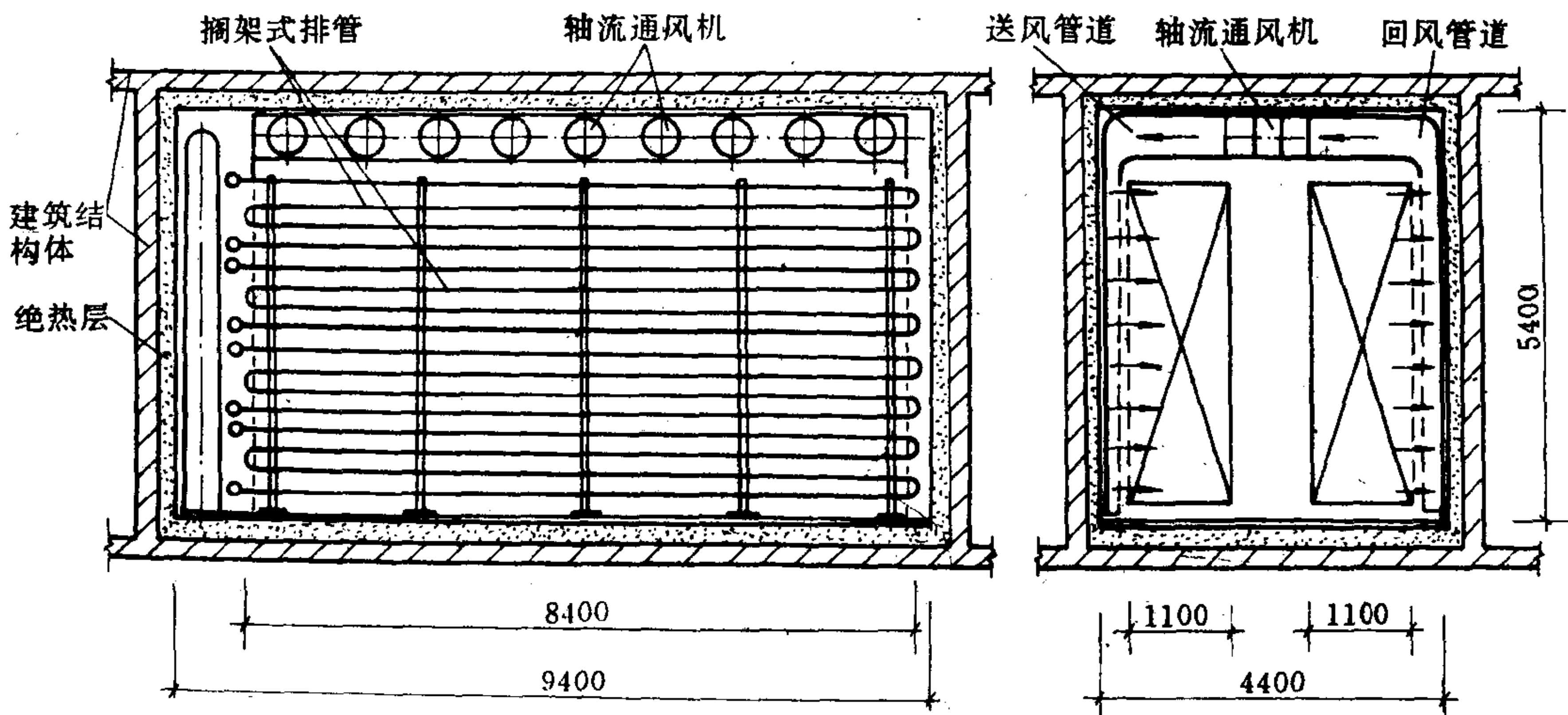


图 11-6 直角吹风型搁架式排管

向搁架式排管和排管上的冻结货物,而后经回风口和回风管道返回通风机,如此实现库内空气的不断循环。有效截面上的风速一般采用 1.5~2.0 米/秒。这种搁架式排管的传热系数,由于空气的流向和盘管相互垂直,故较顺流吹风型的为高。

3. 混流吹风型搁架式排管

混流吹风时,冻结间的气流呈无组织流动,有风速要求的盘管和冻结货物处的空气流速小,而且不均匀。因此,排管的传热差,冻结货物的温度不均匀和冻结时间长,这种吹风方式很不理想,不宜采用。

对于顺流吹风型和直角吹风型搁架式排管的传热系数,与截面风速密切相关,可参见图11-7。

二、吹风冻结装置

食品采用强烈吹风冻结装置冻结时,必须合理组织气流,尽量使库内气流均匀,才能有效地缩短冻结时间,提高冻结质量。

常用的吹风冻结装置有下列几种:

(一)白条肉冻结间 白条肉冻结间采用吊轨

吊挂白条肉,冻结能力可按下列式计算:

$$G = LgN = L \cdot g \cdot \frac{24}{t} \quad (11-1)$$

式中:G——冻结间每昼夜的冻结能力,t;

L——吊轨有效总长度,m;

g——吊轨单位长度载货量,t/m;

N——冻结加工的周转次数,次/24h;

t——冻结工序时间(冻结加工时间和进出货时间)。

吊挂白条猪肉,当轨距为 750~820mm 时,每米吊轨可装载 4.5~5 头猪,每头猪的白条肉重量按 40~50kg 计。采用吊钩吊挂时,一般每米吊轨只能吊挂 5~7 片,装载量就大为减少。

白条肉冻结间的冷分配设备采用的是落地式冷风机。虽然落地式冷风机需要占去一定的建筑面积,但与吊顶式冷风机相比,它的安装、操作与维修都比较便利,融霜排水比较容易处理,气流组织设计也比较易于适应白条肉冻结的特点,所以用得比较广泛。

白条肉冻结间的布置特点是,宽度一般为 6m,轨道股数不多于 5 道,冷风机沿冻结间长度方向布置,见图 11-8。这种布置比设置通风夹层要好,冻结速度也较快,一般 24h 以内可周转一次,也可冻结分层搁置的盘装食品(在冻结间内设临时货架或吊笼),适用性较强,已被广泛采用。

轨道布置时,靠近冷风机一侧处于冷空气的回流

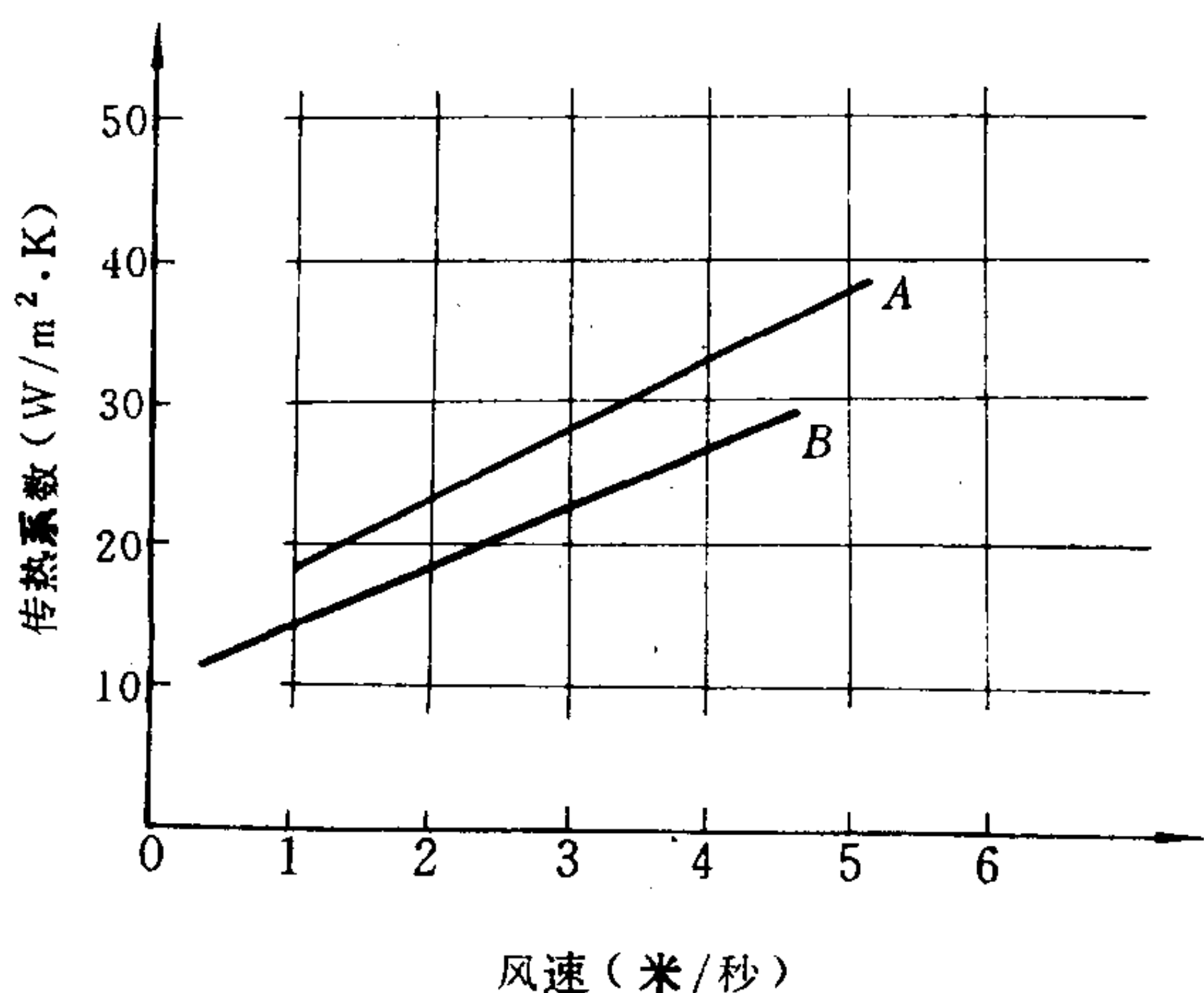


图 11-7 吹风型搁架式排管的传热系数
1. 直角吹风型 2. 顺流吹风型

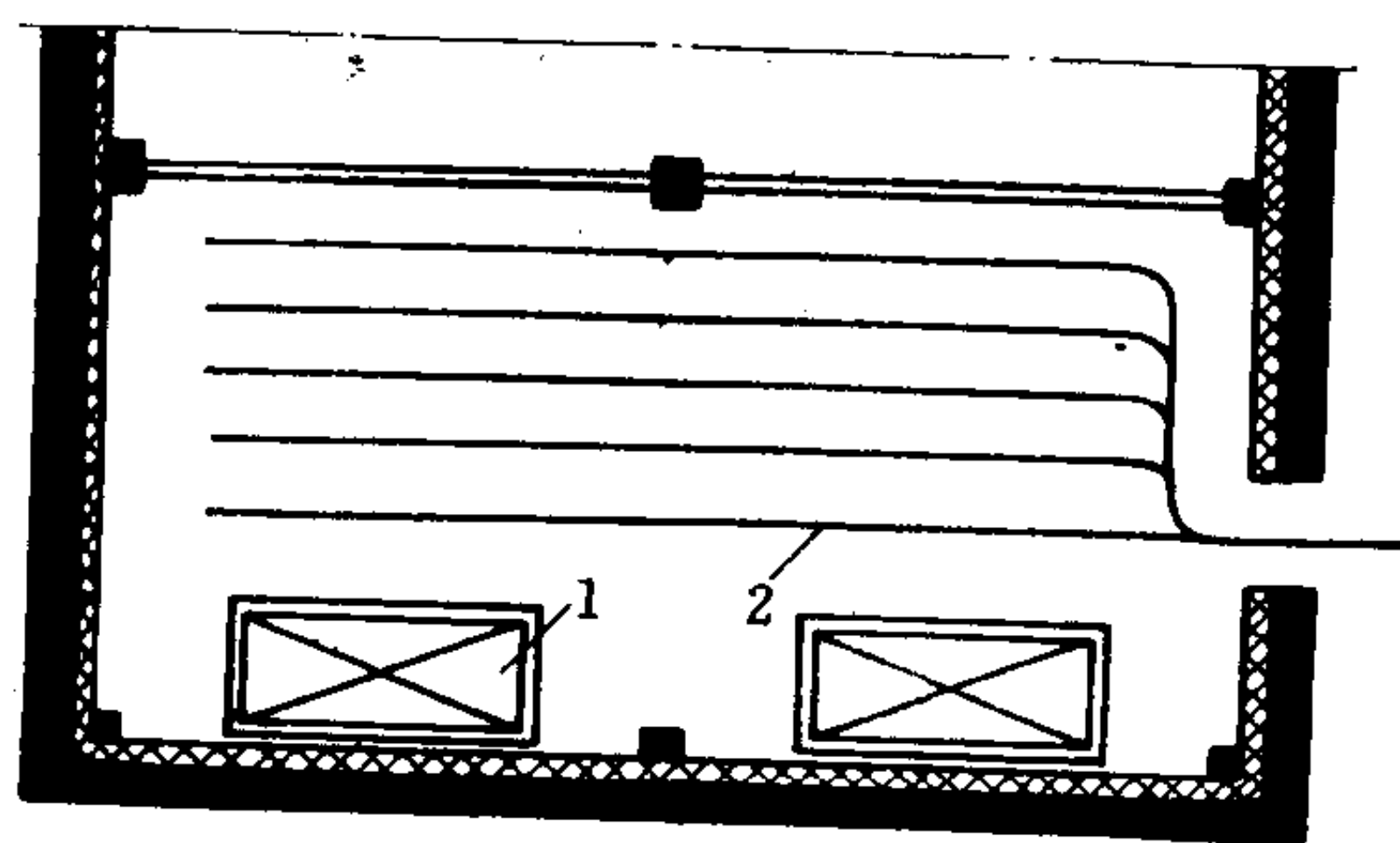


图 11-8 冻结间平面布置
1. 冷风机 2. 吊轨

区内,冻结速度不如冷风机对面靠墙一侧快。因此,应优先从冷风机对面靠墙一侧开始,不留走道。冷风机离最近一股轨道之间留 1.2~1.5m 的距离。对于单间冻结能力在 20t/24h 以上的冻结间,为了使每股轨道上冻品的冻结速度均匀,宜采用回转式传送链条,在每一冻结周期中定时开动链条顺序移动,使每股轨道上的冻品都有机会得到最好的冻结条件。

(二)轨道吊笼冻结装置 盘装食品(鱼、虾、肉类副产品等)多是用吊笼装载,挂在轨道上进行

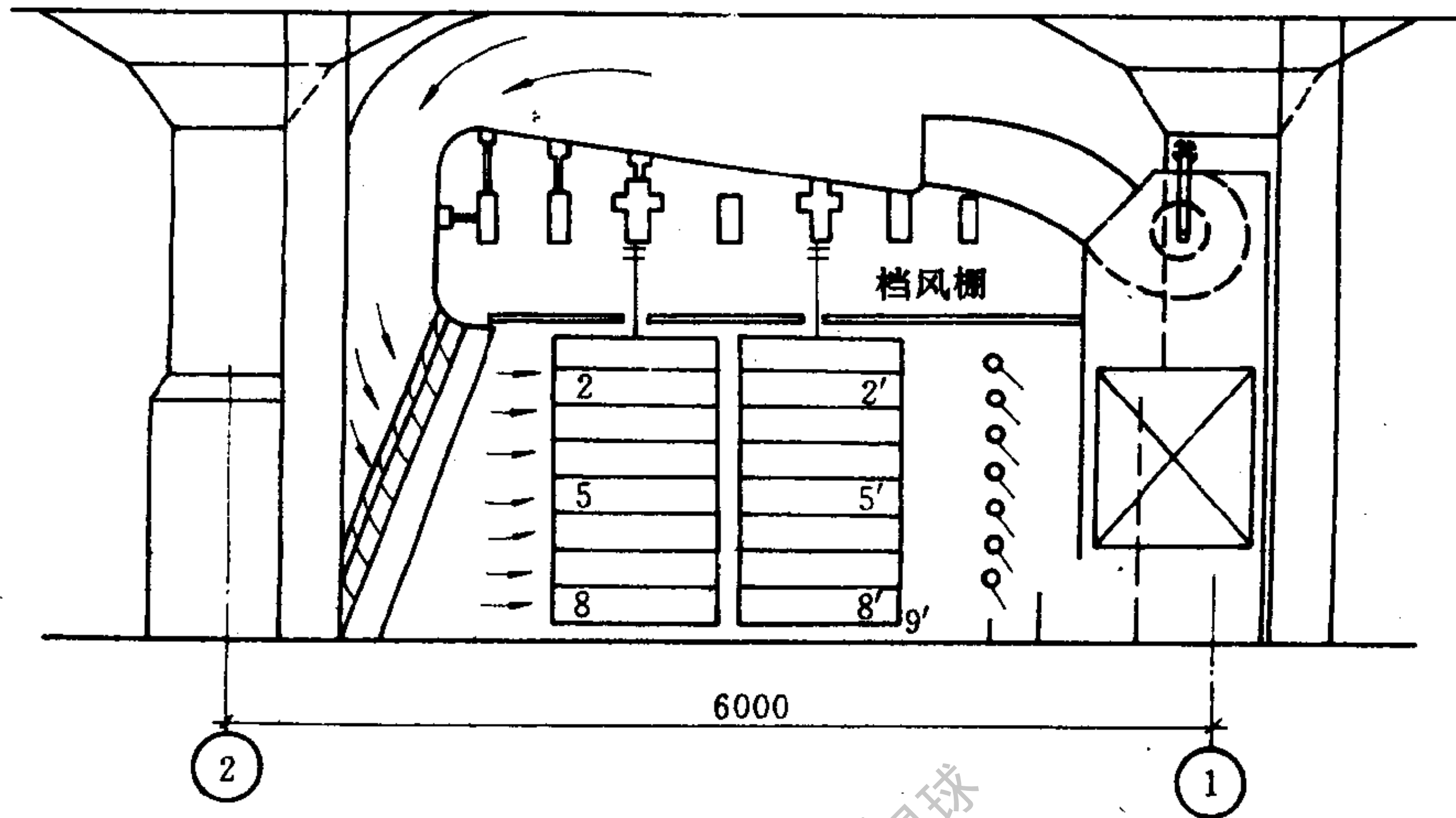


图 11-9 鱼类冻结间

冻结,吊轨单位长度载货量按下式计算:

$$g = U_p \cdot m \cdot n \cdot \frac{1}{l} \quad \text{t/m} \quad (11-2)$$

式中: U_p ——每盘装食品净重, t;

m ——吊笼装盘层数,一般为 7~10 层;

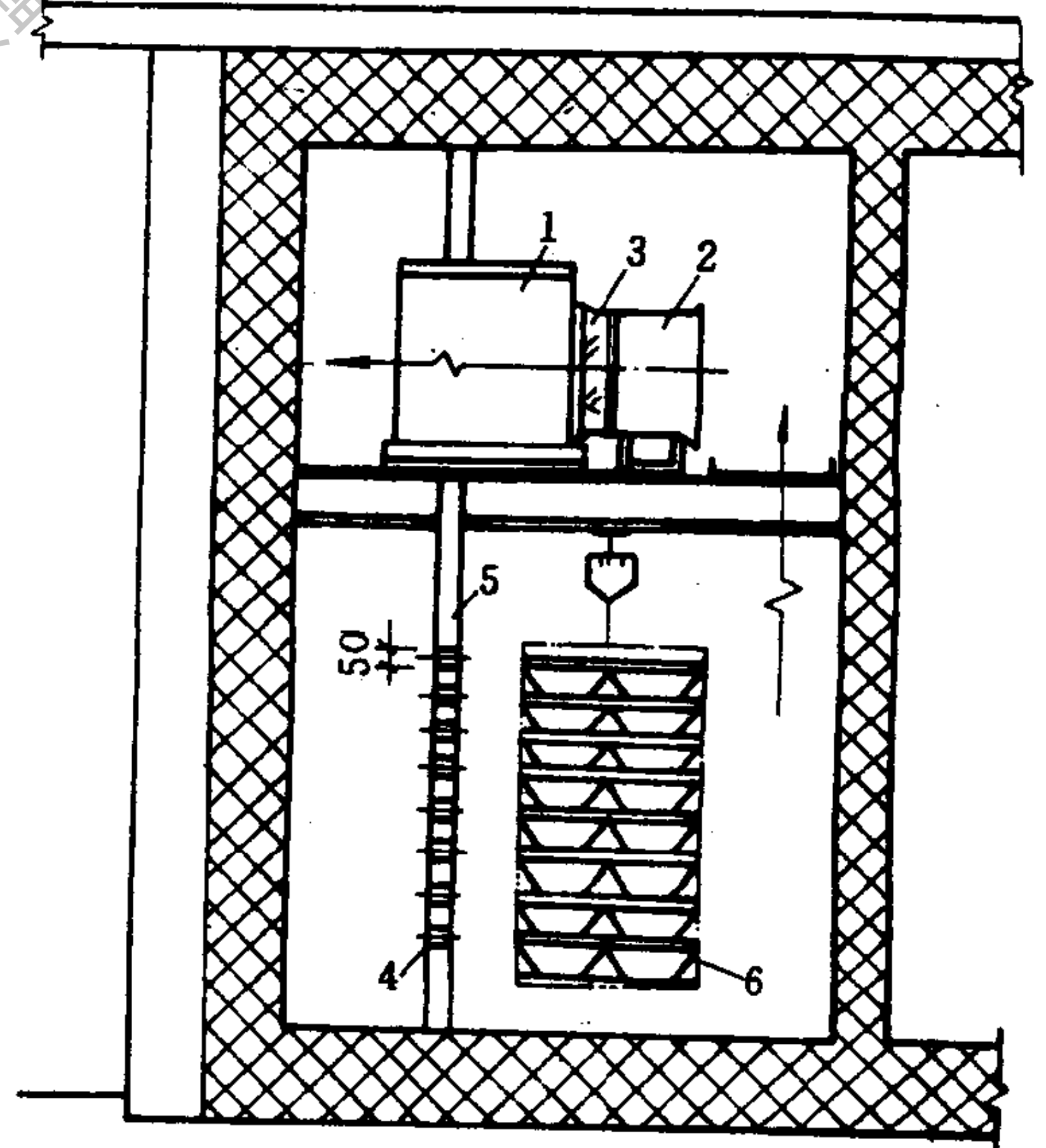
n ——每层装载的盘数,一般为 1~2 盘;

l ——吊笼顺轨道方向的长度, m。

标准鱼盘的尺寸为 $600 \times 400 \times 110 \sim 130(H)$ mm, 每盘食品净重为 15kg; 吊笼规格为 $720 \times 880 \times 1780$ 毫米, 共分 10 格, 每格载 2 盘, 每个吊笼共载 20 盘。两根轨道中间的距离为 800~1000mm。

这种冻结间的冷分配设备应采用整体式的或组合式的冷风机, 循环冷风的气流组织应为横向气流, 冻结间的温度分布和各个断面上的气流速度应力求均匀。气流组织设计首先应强调送风的均匀性, 尽量缩小吊笼上下的空间, 减少旁通风量, 迫使气流均匀地吹过吊笼中的货盘。出风口的分布应与吊笼的长度、高度和层数相适应。鱼类冻结间效果较好的气流组织见图 11-9。

采用吊顶式冷风机的冻结间的气流组织见图 11-10。



11-10 采用吊顶式冷风机的盘装食品冻结间

1. 吊顶式冷风机蒸发器 2. 电动机

3. 帆布接管 4. 条缝送风口 5. 木制竖风道

6. 吊笼

对于鱼类冻结, 常见一种直吹上吸风式冻结间, 见图 11-11, 这种冻结装置, 轴流风机直接对着吊笼吹风, 这种方法可以提高迎风面上气流轴心附近的食品的冻结速度, 但气流速度的分布不均匀, 使得冷空气流通差的货盘冻结时间较长, 影响冻结的加工质量。这种装置的最大优点是, 轴流风

机安装在地坪上,检修非常方便。

(三)货车(架)吹风冻结装置 对于盘装、箱装食品的冻结,还广泛采用手推车承放,手推车的规格应根据食品盘或箱的情况确定,一般冻结鱼类,手推车规格为 $760 \times 900 \times 1800\text{mm}$,载货净重为 300kg 左右。冻结间冷却设备采用冷风机,气流组织有纵向吹风冻结和横向吹风冻结。

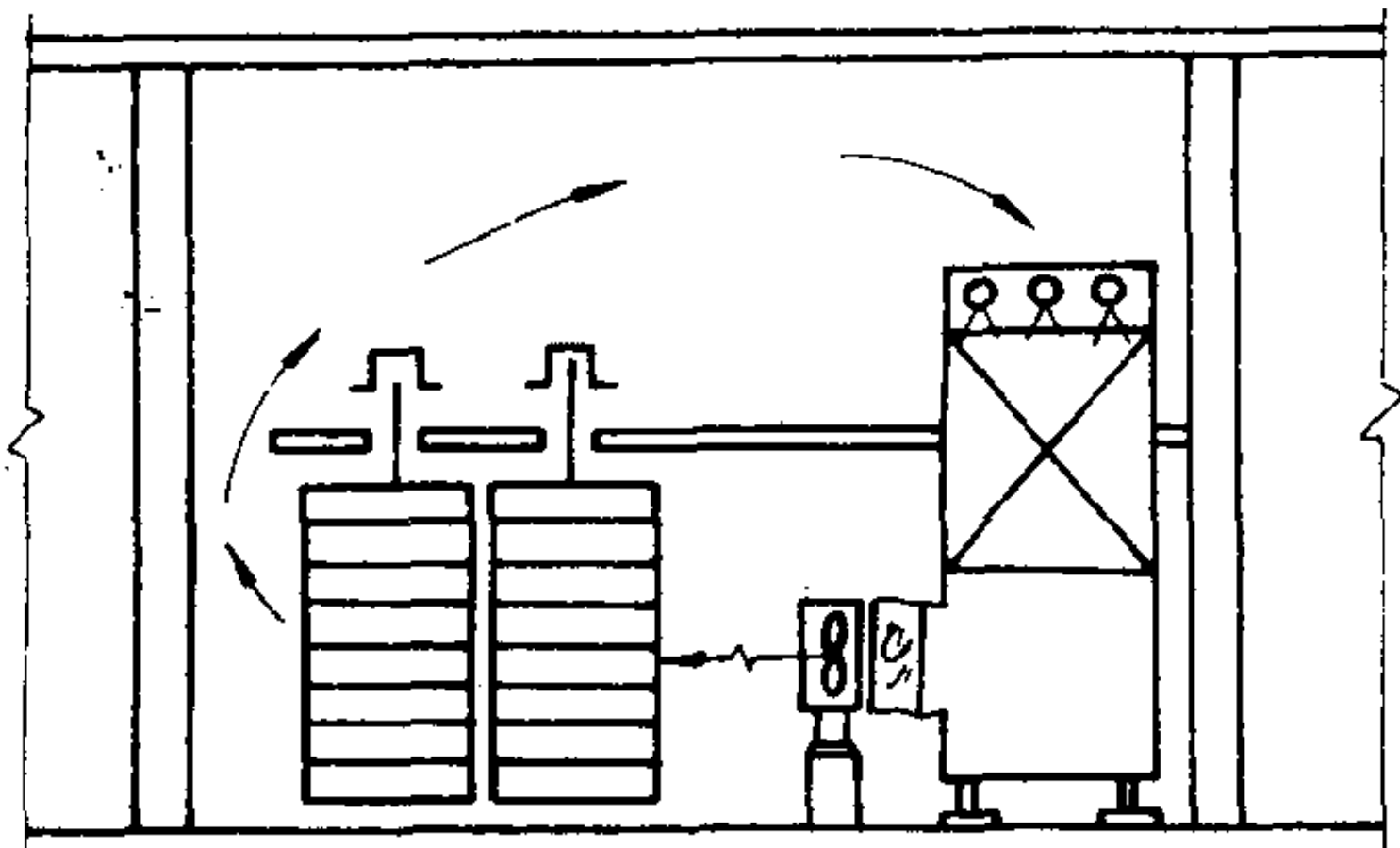


图 11-11 采用落地式冷风机的盘装食品冻结间

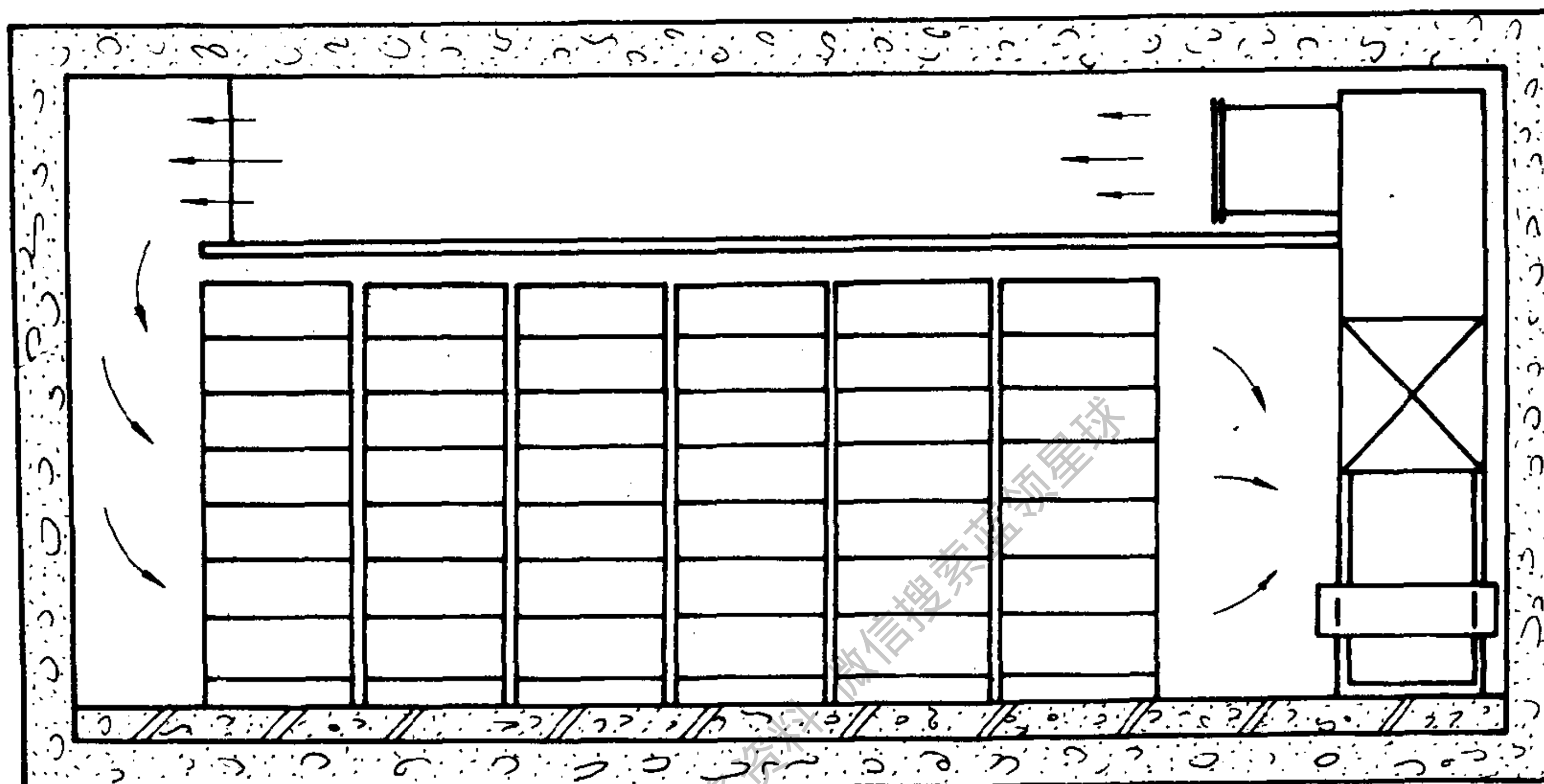


图 11-12

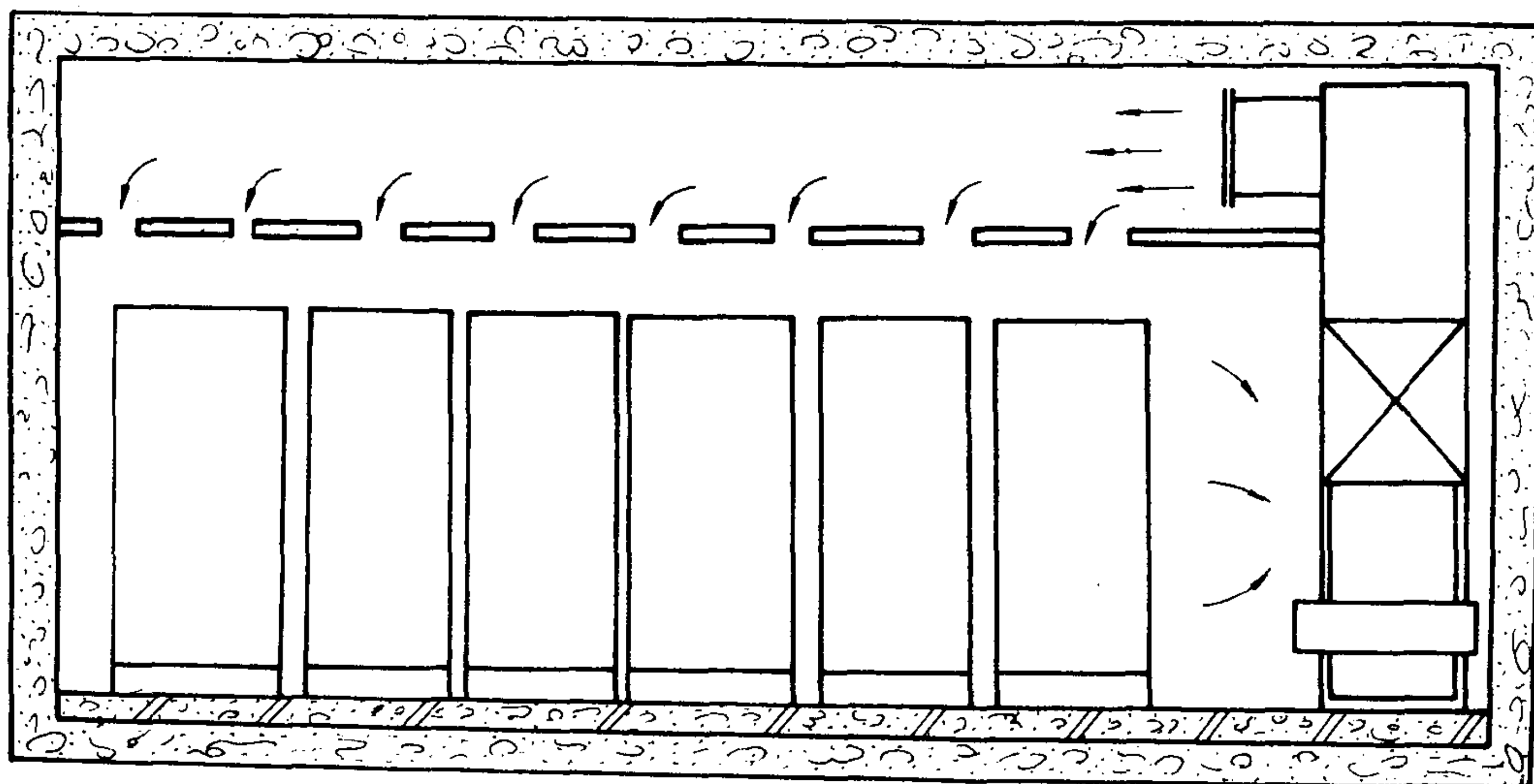


图 11-13

1. 纵向吹风冻结间

在冻结间一端装置冷风机,房间上部铺设挡风板,挡风板与房顶间形成风道使空气流通。挡风板的形式有两种:一种是在端头留风口,空气沿挡风板吹到房间的另一端,通过风口向下,吹过货车(或架),回到冷风机吸入口,见图 11-12。这种形式的特点是,空气流通距离长,食品冻结不均匀,所以要求房间长度不能太长,一般为 12~15m。另一种是在挡风板上沿着货车方向开长孔,冷风从孔中吹出,见图 11-13。这种形式食品冻结速度较均匀。出风孔的宽度为 30~50mm,靠近冷风机的孔为 60~70mm。

这种吹风形式的冻结间的优点是:能沿吊挂的肉体方向吹风,气流阻力小,耗电少,系统简单,投资少。缺点是:空气流通距离长,室内风速和温度不均匀,不宜于冻盘、箱装食品。

近年来,纵向吹风的冻结间,大都不设置挡风板,冷风从冷风机的风机口吹出,自然流过冻结货物。距离较远时,在出风口装设短风管,以增加冷风射程。

2. 横向吹风冻结间

在冻结间一侧装置冷风机,使气流横向流过冻结间的断面。这种冻结间的优点是空气流程距离短,为 3~7 米,风压小,可以布置较多风机,适合于冻多种品种。

冷却设备采用落地式冷风机和吊顶式冷风机,气流组织有向下压风式,向上吸风式等。为了使气流均匀,常采用挡板送风,(参见图 11-9),出风口装设导风板等措施。对气流组织要求不高的冻结间,可采用无组织送风。

通过冻结间各部分的空气阻力见表 11-4

表 11-4 通过冻结间的空气阻力

名 称	阻 力 (Pa)
70°扩散管	74.1
90°直角弯头	74.1
蒸发器阻力	60.6
出风口 90°直角弯头	49.2
缝隙阻力	65.0
白条肉阻力	3.1
局部阻力总和	252.0

采用强制空气循环的冻结间,所需风量一般每平方米冷风机冷却面积约配 100~120m³/h,如按货物间截面风速计算风量,一般要求风速为 0.8~1.5m/s 之间。

三、连续输送式冻结装置

连续输送式冻结装置是采用冷风机强烈吹风,食品在各种形式的传送带上进行连续输送和冻结的装置。

(一)悬架连续输送式冻结装置 这种冻结装置目前主要在快速冻结家禽(肉用鸡)的生产中采用,其工艺流程是:家禽经宰杀并晾干后,用塑料袋包装,再装入吊篮中,每只吊篮分五格,每格放四只,然后输送到冻结间内,采用不冻液(乙醇溶液)喷淋和强烈吹风相结合的冻结方法。袋装的肉用鸡进入冻结间后,首先被强烈冷风吹十多分钟,使禽体表面快速冷却,起到色泽定型作用。然后用-24~-25℃的乙醇溶液(浓度约 40~50%)喷淋五至六分钟,使禽体表面层快速冻结,随后再经强烈吹风加快冻结速度。吊篮在冻结室内连续运行,从不同角度受到风吹,使禽体各处温度均匀下降。

经过使用测定,在不用乙醇喷淋(仅用强烈吹风)时,传送带线速度为 1.2m/min,经 3h 的冻结,可使禽体中心温度降至 -16°C 。如采用乙醇喷淋时,冻结时间还可以缩短。当然,传送带线速度必须提高。所用冻结装置的生产能力为 2.7t/h。

(二)水平输送连续冻结装置

1. 货盘移动输送冻结装置

主要用于冻结蔬菜、水果、亦适用于其他小包装的水产和肉类等食品。

这种装置的工艺流程是:食品装入货盘后,在隧道入口处一次推进两盘,由液压推动机构将货盘经过三层平面输送并经设置在货盘上部的冷风机强烈吹风快速冻结后,在上层出口处推出。传送速度可由时间继电器控制电磁阀调整。4cm 厚的蔬菜,经 50~62min 即可冻到 -8°C 。

这种装置的特点是:连续生产,冻结速度快,构造简单,造价较低。其构造除有一间长 14.2m、高 4m、宽 4.4m 的隔热隧道室外,还有冷风机、液压传动机构及货盘推进和提升装置等。

隧道内的蒸发器由四组 600m^2 冷风机组成,每组冷风机配有 6 台 4 号轴流风机(风量 $7700\text{m}^3/\text{h}$)进行强烈吹风。

货盘规格为 $700\times 400\text{mm}$,每盘间距 50mm,每个盘底下焊有两道扁铁,承放在轨道上,每对轨道有两个推动装置,当液压系统将推动装置推动时,推头顶住盘底的扁铁,即将货盘向前推进。当推动装置后退复位时,推头被后面的扁铁压下,滑过后,由于偏心作用,推头便自动顶起,卡住扁铁。当推动装置作第二次推动时,推头又把货盘向前推进。通过这样反复动作,货盘便向前移动。两道扁铁的距离要与推动距离相适应。另外还有两个提升装置,将货盘分层提升。推头装置见图 11-14。

液压传动装置是由叶片油泵、油缸活塞、板式电磁阀、节流阀、溢流阀和止逆阀组成。液压传动装置的动作是由 5 个油缸分 8 次动作,其中 1、3、5 缸负责一、二、三层平面输送动作,2、4 缸是负责一、二层前后两组货盘提升之用。

这种冻结装置也可以根据具体情况做成多层和多排输送装置。冷风机可放在旁侧吹风,效果也较好。

2. 流态化冻结装置

这种装置除具有一般连续快速冻结的特点外,还由于在隧道入口处,采用强烈吹风,把食品吹起,使其呈悬浮状态,防止其互相粘连,因而提高了产品质量。是一种专用于食品单个速冻的装置。

食品冻结的工作原理是,该装置在隔热的壳体中设置了长条形的金属制槽道,槽道底面开有许多小孔,槽道的侧面或下方设有蒸发器组和离心风机,以强力吹风形式使风速为 $6\sim 8\text{m/s}$ 的 -30°C 冷风由槽底小孔吹出,置于槽道内的待冻食品(形状和大小应比较均匀)被上升冷气流吹动,

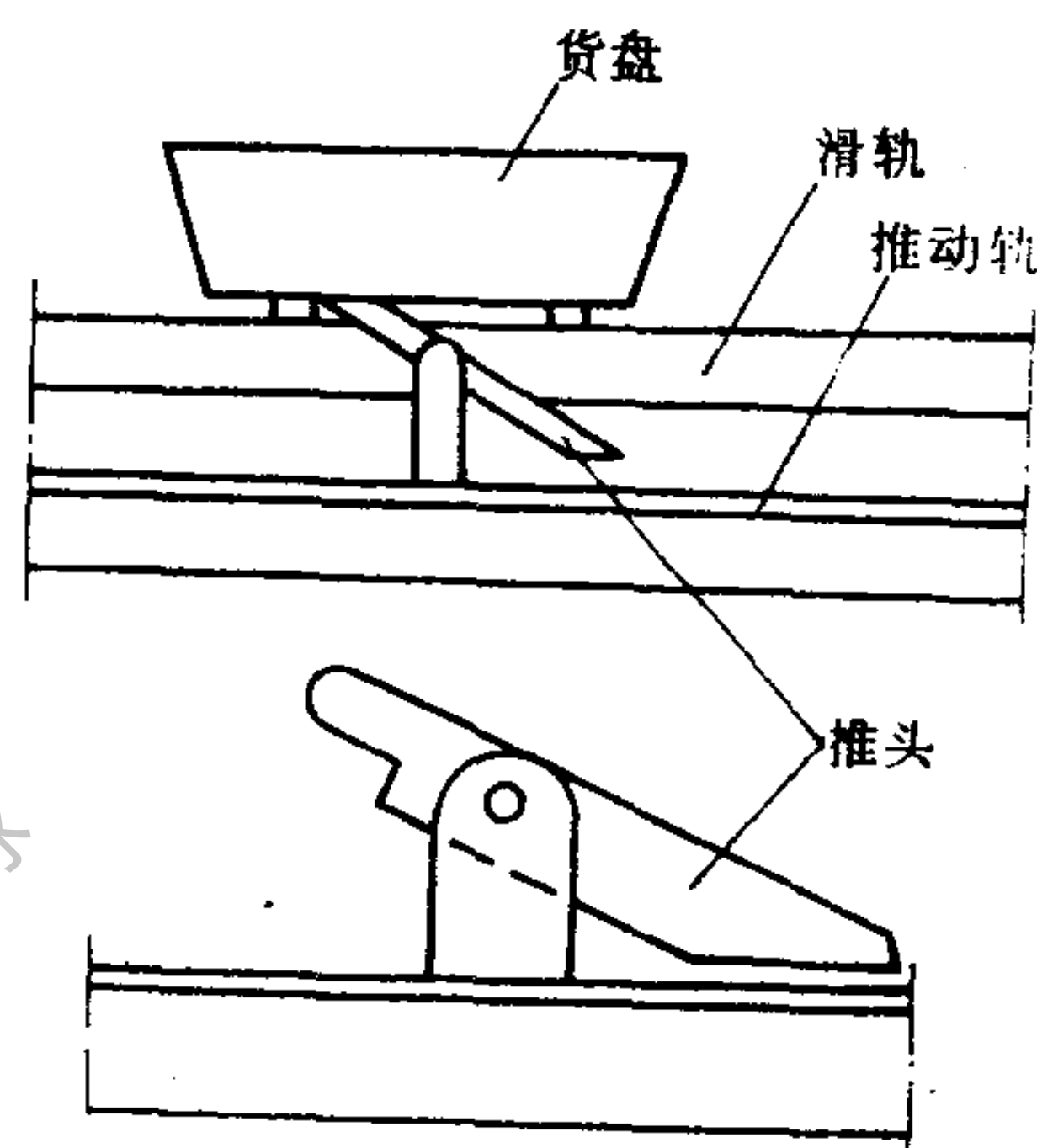


图 11-14 货盘推头装置

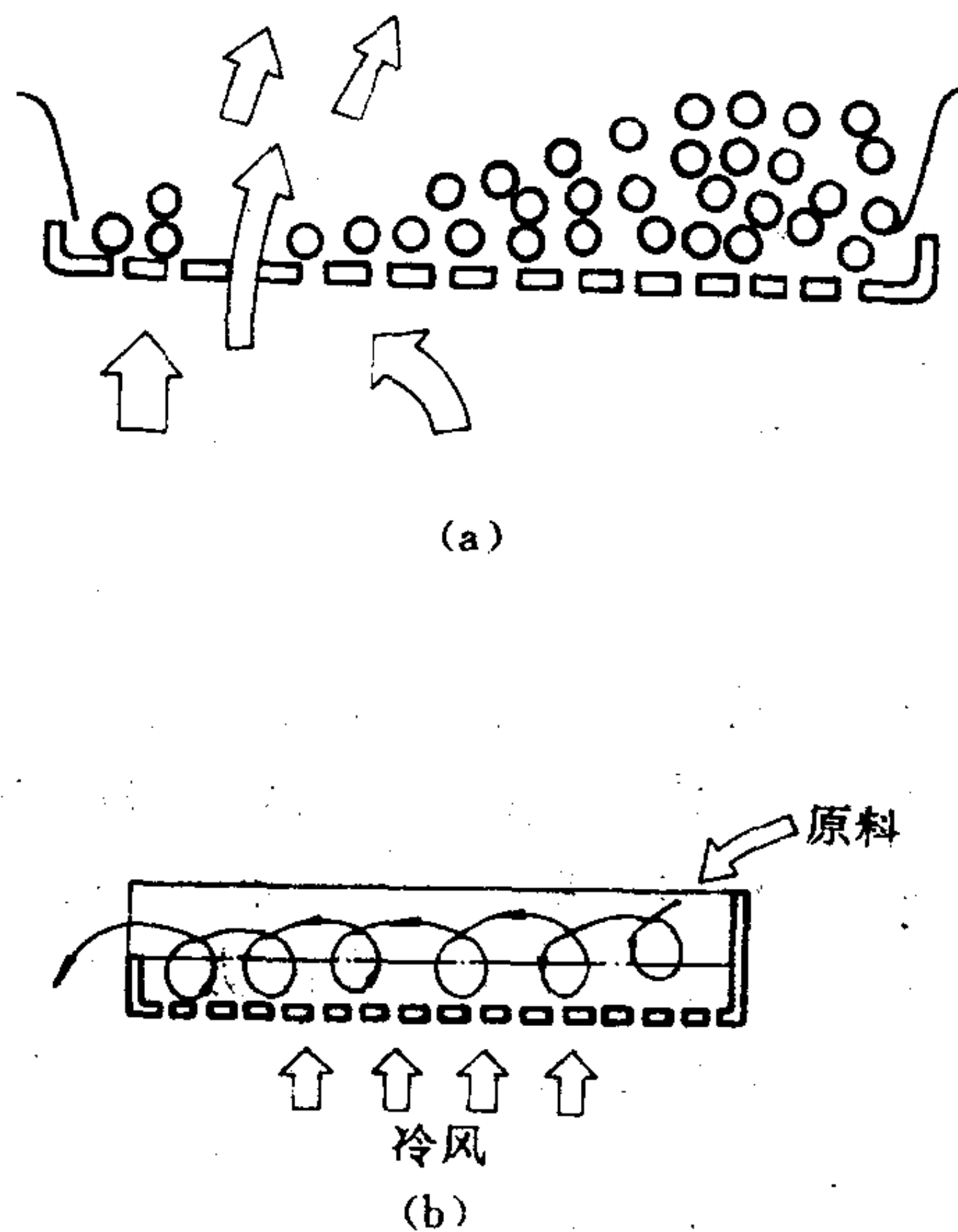


图 11-15 流态化冻结的原理
a. 冷气流的吹动 b. 流态化冻结

悬浮在气流中而彼此分离,呈翻滚浮游状态,出现了流态化现象。在一定风速下,冷空气形成了气垫,悬浮的食品颗粒好象流体般自由流动。当食品从进口处加入此倾斜的槽道后,就向低的一端移动,于是食品就在这低温气流中一边移动一边冻结,而不需要设传送带。见图 11-15。由于食品在冻结过程中呈悬浮分离状态,食品冻结后就不会粘结在一起,实现了单个速冻。每个冷冻食品的表面都有一层薄的冰膜,故干耗很小,而且这样可以与大气中的氧隔离,能确保食品原有的鲜度、色泽和滋味。又因由下方吹进的冷空气形成了气垫,有助于被冻食品的移动运送,防止食品的破损。

这种冻结装置适用于直径约 40mm 或长约 125mm 的食品,如豌豆、豆角、胡萝卜丁、整蘑菇及片、球芽甘蓝、玉米段及切成块、片、条状的蔬菜,还有草莓、苹果片、菠萝片、虾仁、肉丁等。

各种型号冻结装置的生产能力为:

表 11-5

型 号	18m	27m	35m	44m	5mm	7m
尺寸、产品						
长 度 (m)	2.4	3.4	4.4	5.4	6.2	8.5
宽 度 (m)	2.3	2.3	2.3	2.3	2.4	2.4
高 度 (m)	3.4	3.4	3.4	3.4	3.6	3.6
豌 豆 (t/h)	0.9	1.4	1.9	2.4	3.3	4.6
胡萝卜丁 (t/h)	0.7	1.1	1.5	1.9	2.6	3.6
草 莓 (t/h)	0.5	0.7	1.0	1.3	2.0	2.7
法式炸土豆片(t/h)	0.7	1.1	1.5	1.9	2.8	3.9
虾 仁 (t/h)	0.5	0.7	1.0	1.2	—	—
苹果片 (t/h)	0.6	1.0	1.3	1.7	2.5	3.5

液态化冻结装置的结构参见图 11-16。

3. 螺旋输送冻结装置

这种装置是把食品放置在金属传送带上,进行螺旋输送冻结,因而占地面积小,仅有一般水平输送带面积的 25%。这种装置由蒸发器、风机、转筒及其驱动装置、特制的弹性传送带、清洗装置、控制屏等组成,隔热的外壳在现场装配。弹性传送带是靠转筒的摩擦力带动的,传送带螺旋转动时,带上的张力很小,故驱动功率不大,传送带的寿命也很长。被冻食品直接放在传送带上,根据需要也可采用冻结盘,食品随着传送带进入冻结装置后,由下盘旋传动而上,并在传送过程中冻结,冻好的食品从出料口排出。传送带是连续的,它由出料口又折回到进料口。见图 11-17。

这种冻结装置具有如下特点:

①多功能性,它适用于需要冻结时间 10 分钟至 3h 之内的各种食品。

②它有一个特殊的冷风循环系统,冷风从顶面垂直向下吹过所有各层传送带,且直接从食品表

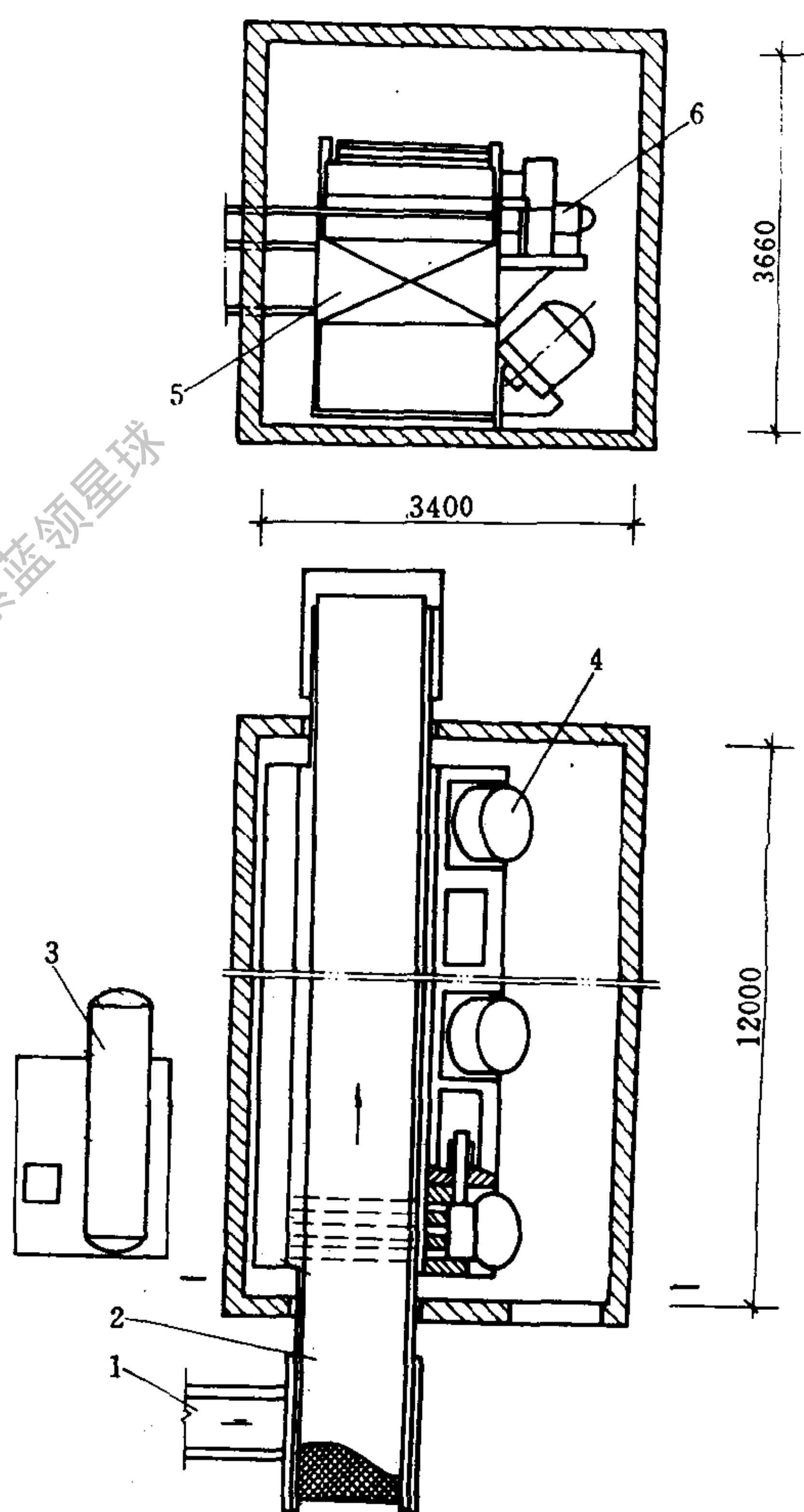


图 11-16 传送带水平输送冻结装置(流态化)

1. 进料机构 2. 不锈钢网状传送带 3. 制冷设备
4. 轴流风机 5. 翅片管蒸发器 6. 传动装置

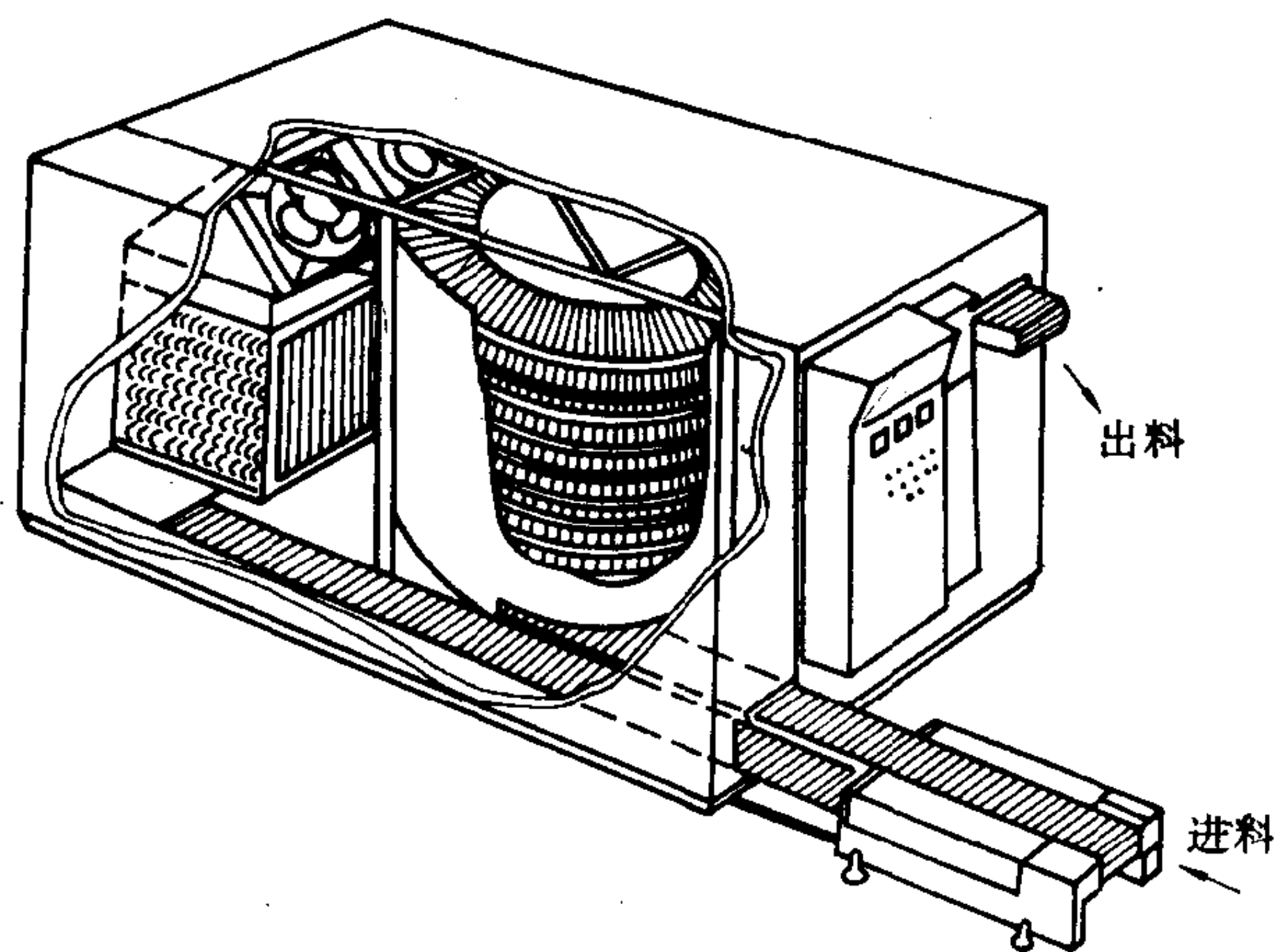


图 11-17 螺旋带式冻结装置

面吹过,其干耗比一般冻结装置少 50%左右。

③紧凑性,由于采用螺旋式传送,整个冻结装置的面积较小,如生产能力为 1.4~1.8t/h 的装置,占地仅 46m² 左右。

④可以通过调整传送带的速度(1~18m/min)来改变食品的冻结时间(10分~3h),用以冷冻不同种类或品质不一的食品。对于 20 层带的螺旋带式冻结装置,转筒与传送带之间的速比为 4:1。

⑤传送带的上升角度为 2°,几乎接近于水平,冻结盘不会下滑。

⑥传送带可以倒转,可以清洗,洗涤装置包括第一槽——温水洗涤槽、第二槽——化学洗涤槽、第三槽——温水喷射槽和高速空气吹干装置。必要时一天洗涤一次,也可连续清洗。

螺旋带式冻结装置又可分为单转筒和双转筒两种。根据带宽(20"、24"、30"、36")它有四种标准型。标准型的产量为 2200kg/h,其相应耗冷量为 134kW。

标准型的四种规格,生产能力见下表。

表 11-6

装置尺寸	20"	24"	30"	36"
长度 (m)	6.1	7.3	9.8	10.7
宽度 (m)	5.0	5.7	6.8	7.8
高度 (m)	3.7	3.7	4.5	4.5

(续表)

食 品	产 量 (t/h)	冻 结 时 间 (min)
生汉堡牛肉饼	0.5—2.5	22
炸汉堡牛肉饼	0.5—2.3	30
盘装预制食品	0.3—2.2	130
鱼 条	1.0—3.5	17
鸡 块	0.6—2.5	40
水 果 馅 饼	0.4—1.6	90

这种冻结装置还有一种 M 型,它的尺寸是 $5.4 \times 3.0 \times 2.45\text{m}$,产量为 $300-1000\text{kg/h}$,典型产品有炸小鱼、鱼片、汉堡牛肉饼、肉丸、鸡块、意式馅饼和小包装食品。

四、平板冻结装置

平板冻结装置是以若干块平板蒸发器为主体组成的冻结设备;它的工作原理是将食品放在各层金属平板之间,并借助油压系统使平板与食品紧密接触,此空心金属平板的通道内流动着低温工质(氨、氟里昂),由于金属平板有良好的导热性能,被夹紧的食品便得以迅速冻结。当食品两面加压时(接触压力一般为 $0.07-0.3 \times 10^5\text{Pa}$),其表面传热系数为 $93-174\text{w/m}^2\text{C}$ 。

平板冻结装置主要适用于分割肉、肉副产品、鱼类、虾及其他小包装食品的快速冻结。它的特点是:

①对厚度小于 50mm 的食品来说,冻结快、干耗小,冻品质量高。

②在相同的冻结温度下,它的蒸发温度可比吹风式冻结装置提高 $5-8\text{C}$,而且不用配置风机,故电耗比吹风冻结间减少 $30-50\%$ 。

③不占用冷间,可在常温下工作,改善了劳动条件。

④操作方便,冻结产品的外形整齐。

⑤占地少,建筑面积只有吹风搁架式冻结间的四分之一,节约了土建费用,建设周期也短。它的缺点是厚度超过 90mm 以上的食品(如全鸡)不很适用,未实现自动化装卸的平板冻结装置仍需较大的劳动强度。

平板冻结装置亦称接触式冻结装置,常见有卧式和立式两种型式。卧式平板冻结装置的冻结平板系水平安装,一般有 $6-16$ 块平板。平板之间的间距由液压装置调节,平板上升时两板间的最大净距约 $110-115\text{mm}$,下压时两板间的间距视食品盘的高度而定。间距扩大时将被冻食品(装盘或盒)放入,启动液压油缸(液压 $20-45\text{MPa}$),使被冻食品紧密接触平板而进行冻结。为了防止食品变形和压坏,可在平板之间放入与食品厚度相同的角钢作为垫块。液压油缸一般位于平板冻结装置外壳的上部,为双作用形式,下压时使食品压紧于平板之间,当食品冻好时又将平板与食品拉开。卧式平板冻结装置的液压系统可见图 11-18。

卧式平板冻结装置以采用满液式和液泵强制循环式这两种供液方式为主,船用的平板冻结装置还采用盐水循环式冷却。满液式供液系统如图 11-19 所示,气液分离器放在装置的顶部,它连接供液和回气集管各一根。由于冻结平板需上下移动,故用耐低温的橡胶软管连接。橡胶软管的内层用丁基橡胶,并加入 $2-3$ 层编织物,外包金属丝保护套,它的使用寿命约 2 年左右。如使用 R22 作制冷剂,也可采用不锈钢软管。

平板冻结装置的主体框架多用槽钢及角钢焊接而成,外壳内外两面采用镀锌钢板,外表面涂上

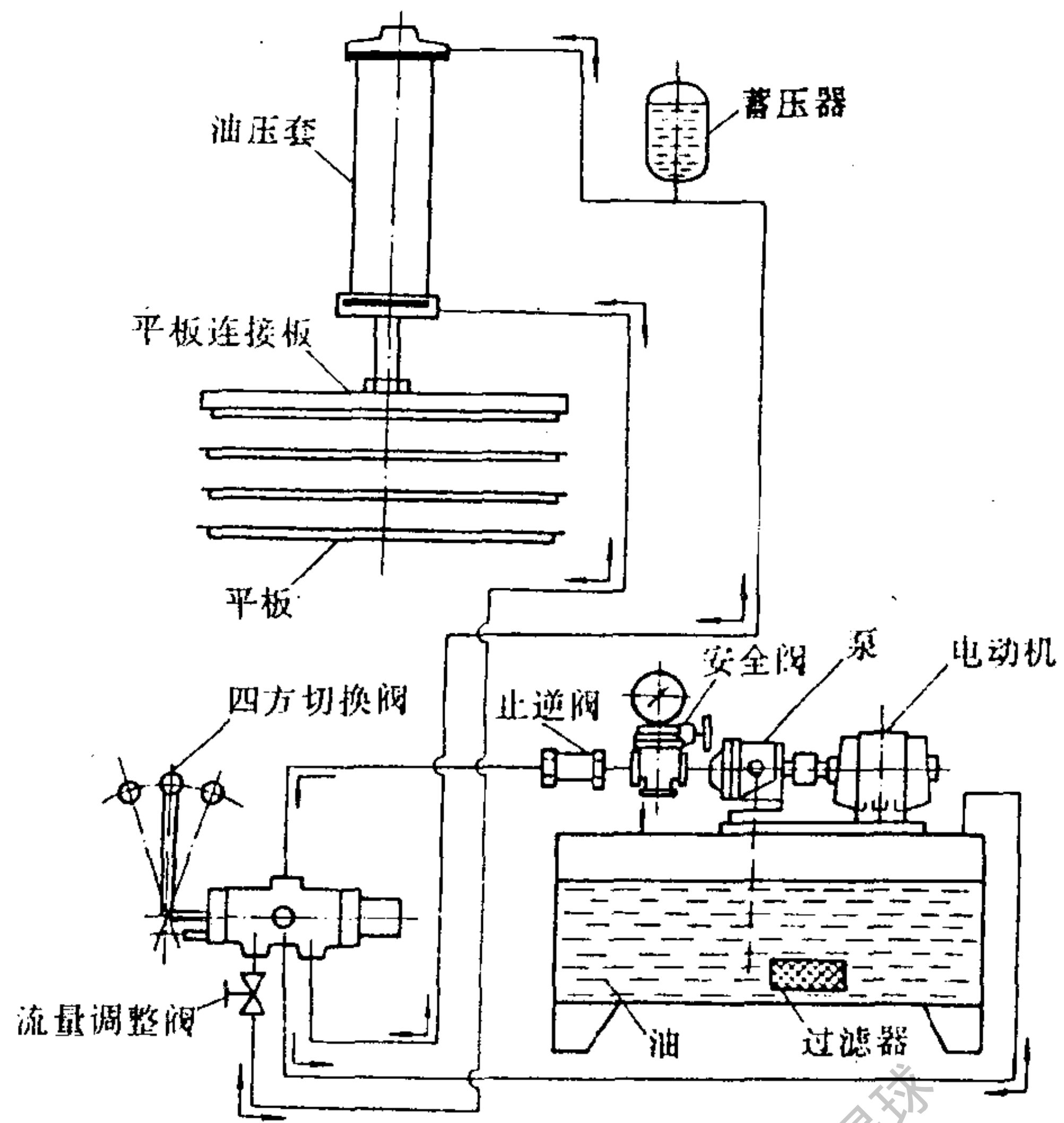


图 11-18 卧式平板冻结装置的液压系统

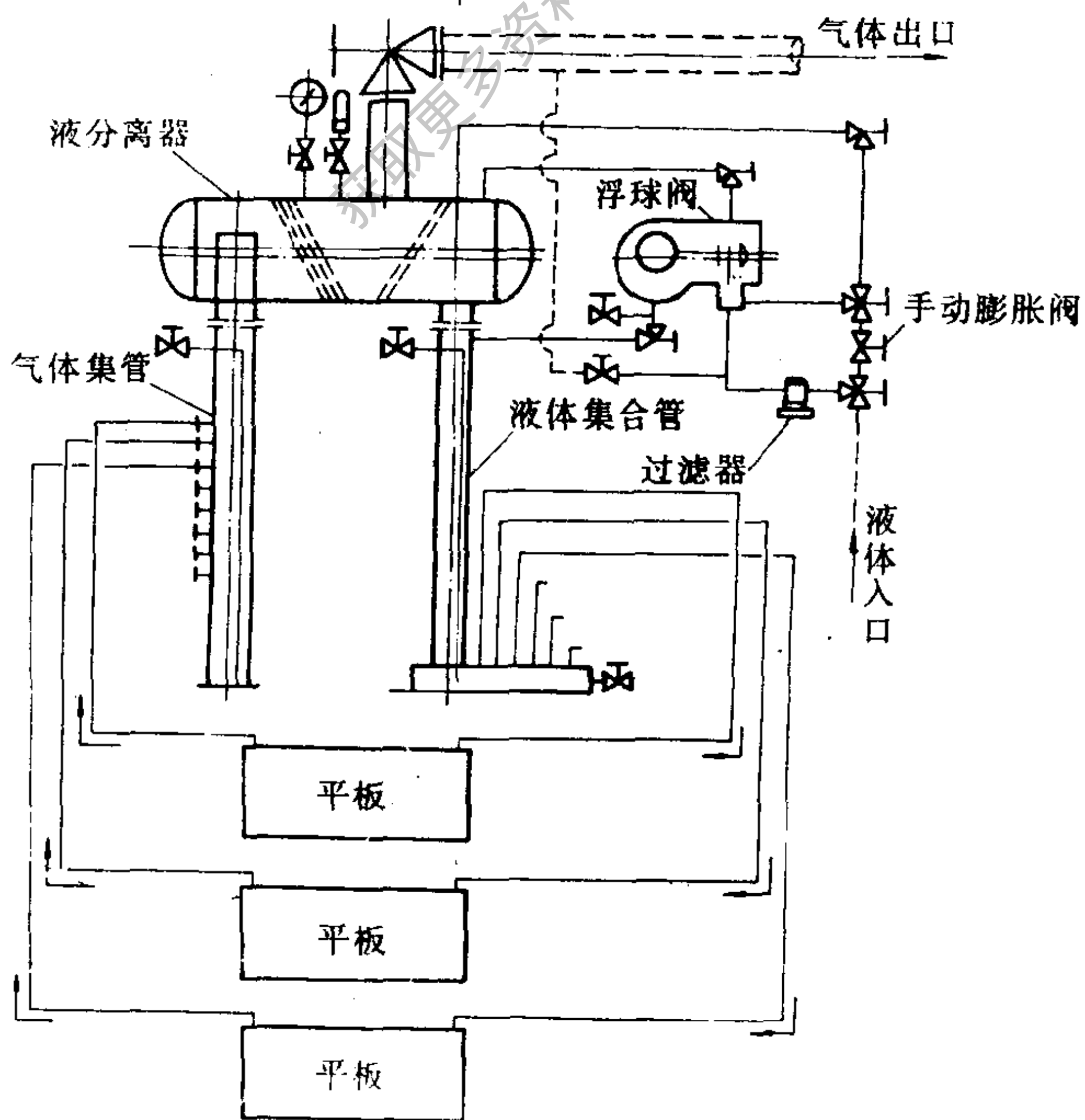


图 11-19 满液式供液系统

耐酸碱的涂料,中间用软木或硬质聚胺酯泡沫塑料作为隔热材料。冻结平板有三种制作方法。一种是用铝合金挤压成形,板内为矩形孔,板的一边为燕尾槽,一边为燕尾槽榫以便拼装,也有用铝合金板钎焊加工而成。一种是用2~3mm厚钢板按所需大小裁好,另外再用槽钢复扣在钢板上进行焊接。在另一块钢板上根据槽钢间中心距(75mm)每隔50~60mm钻孔,孔径15mm;冻结平板内如用盐水时槽钢间中心距为150mm。将此钢板覆盖在槽钢上进行焊接,然后焊上端板及其它附件。成品完成后,用三联轧辊校平,水平允许误差为1mm。第三种是采用异形钢管焊接而成。有的用方形无缝钢管焊接后刮平成板;有的将方形管并列在两块薄钢板之间,四周焊接成板,平板外面镀锌。铝合金平板比钢管焊接平板轻一半左右,表面放热系数高10~45%,且较卫生。

几种平板冻结装置的技术数据见表11-7。

表 11-7 平板冻结器的技术数据

项 目 \ 型 号	PDS-0.75	PDS-0.96	PDS-1.2
冻结能力(t/次)	0.75	0.96	1.2
蒸发面积(m ²)	29	34	43
耗冷量(kw)	29	30	38
冻结时间(h)	4~5	4~5	4~5
外形尺寸(mm)	2500×1700×2800	2700×1700×2800	2950×1700×2900
重 量(kg)	1500	1800	2000
制冷剂	R717	R717	R717

第十二章 制 冰

冰在食品保鲜中用途非常广泛,食品冷加工生产中需要用冰,渔轮出海捕鱼需要用冰,鲜货长途运输需要用冰,医疗、科研、生活服务等部门也常需要用冰。

冷库中常采用的制冰设备有,盐水制冰设备、桶式快速制冰设备、沉箱管组式快速制冰设备和小型快速制冰设备。不同的食品生产工艺,需要用不同的制冰设备,各种制冰设备有其各自的特点。

第一节 盐水制冰

盐水制冰是使用较早的制冰方式,制出的冰坚实,不易融化,便于贮藏和搬运,目前国内冷库(特别是水产冷库)中,使用得比较普遍,而且大规模生产的还是盐水制冰。

一、制冰及制冷工艺

(一)制冰工艺 把固定在冰桶组合架上的若干个冰桶加满水,用吊车把冰桶架吊送至制冰池内,制冰池内的盐水被蒸发器冷却到 -10°C 左右,利用这低温盐水将冰桶内的水冻结成冰。冰冻好后,再用吊车将冰桶架一组一组地依次吊送至融冰池,在池中浸 $2\sim 3\text{min}$,待冰桶与冰的接触面融化后,再将冰桶置于倒冰架上,令其倒翻,冰块就很快脱离冰桶倾倒在带有坡度的滑冰道上,然后使冰块滑入贮冰间。空冰桶在倒冰架上复至平放,用加水器对冰桶加满水后重新入池。

(二)制冷工艺 盐水制冰属间接冷却系统,制冷剂(氨)通过制冰池中的蒸发器蒸发吸热,使流过蒸发器的盐水温度降低,低温盐水流过冰桶时,吸收冰桶中水的热量,使水的温度迅速下降,凝结成冰。流过冰桶后的盐水,温度升高,再次流过蒸发器而被冷却,如此不断循环,使冰桶中的水全部结成冰。池中盐水的循环依靠搅拌器来完成,见图12-1。

制冷系统多为重力供液式,制冷系统的氨液分离器及管道布置,应不妨碍吊车运行,防止被吊车及冰桶等碰撞,防止管道的绝热层受潮。

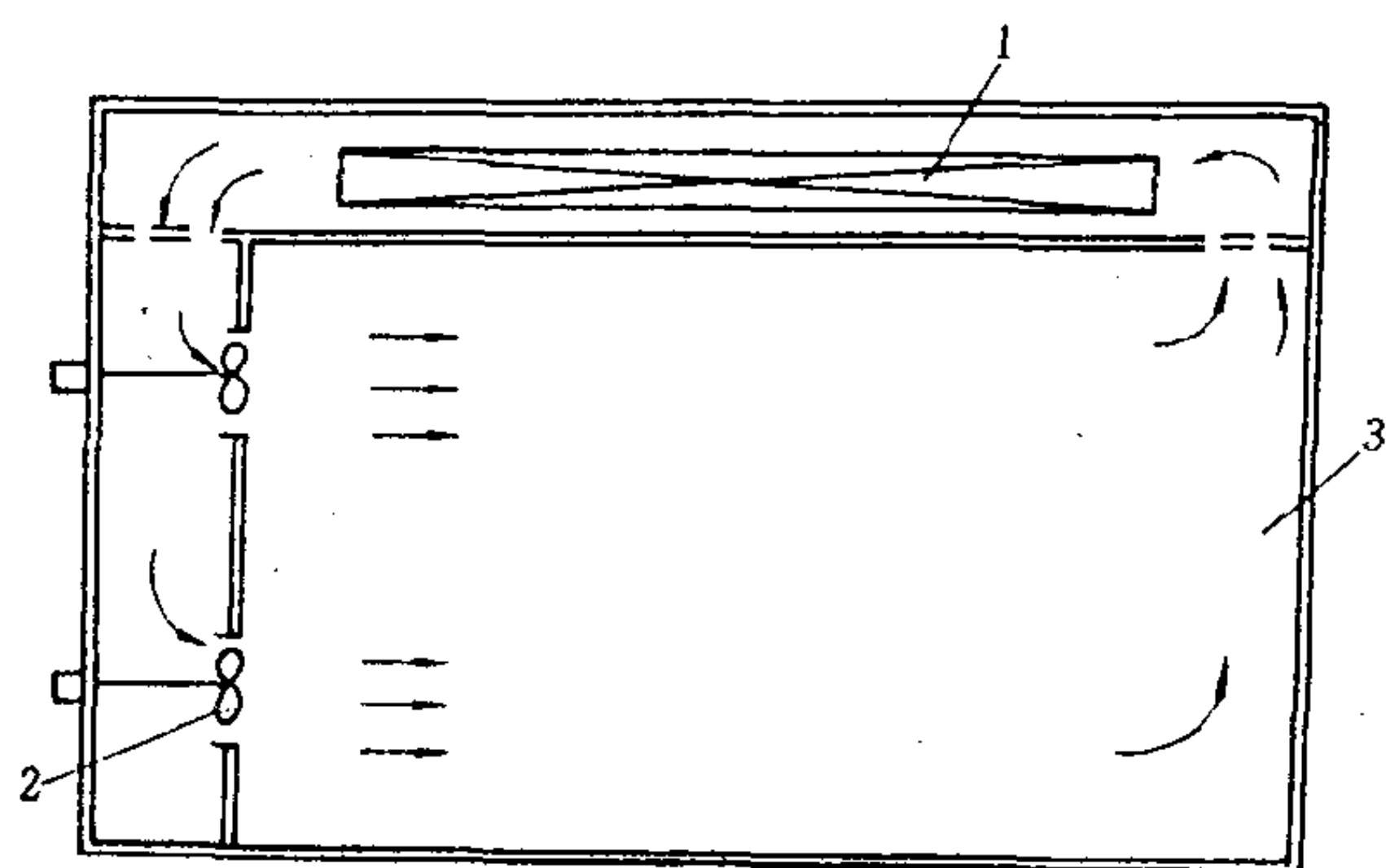


图12-1 制冰池示意图

1. 蒸发器 2. 搅拌器 3. 盐水池

二、对盐水的要求

(一)有关温度的确定

1. 盐水平均温度 t_v t_v 直接影响到结冰速度及冰的质量。 t_v 降低,结冰速度加快,但制冷剂的蒸发温度要求较低,使压缩机的制冷量下降; t_v 升高,则不利于盐水与冰桶之间的换热,结冰速度减慢。一般情况下, t_v 取 -10°C 。

2. 盐水平均温度与蒸发温度的温差 Δt 取较大的 Δt ,虽可加快盐水和制冷剂的换热,有利于盐

水的降温。但随着 M 增大,必将要求更低的蒸发温度,会导致压缩机单位功耗的增加。因此,蒸发温度与盐水温度之差取 5°C 。

3. 盐水的凝固温度 要使冷盐水在制冰池中不断循环,就必须保证它在低温下不会冻结。如果盐水的凝固温度接近蒸发温度。盐水就有冻结的危险,如果盐水的凝固温度过低,则因盐水浓度的增加将使搅拌器的功耗增大,因此,一般将盐水凝固温度定为比蒸发温度低 $6\sim 8^{\circ}\text{C}$ 。

(二)盐水的配制 制冰常用的盐水是氯化钠或氯化钙溶液。盐水的配制应考虑既要满足制冰工艺所要求的温度,又要尽量减少对金属的腐蚀。

1. 浓度的确定 盐水温度与浓度的关系见图 12-2

在图中共晶点 E 的左侧,盐水凝固温度随浓度增大而下降;在 E 点的右侧,则凝固温度反而随浓度的增大而上升。因此可根据图确定的凝固温度,由表 12-1,表 12-2 查到对应的盐水浓度。

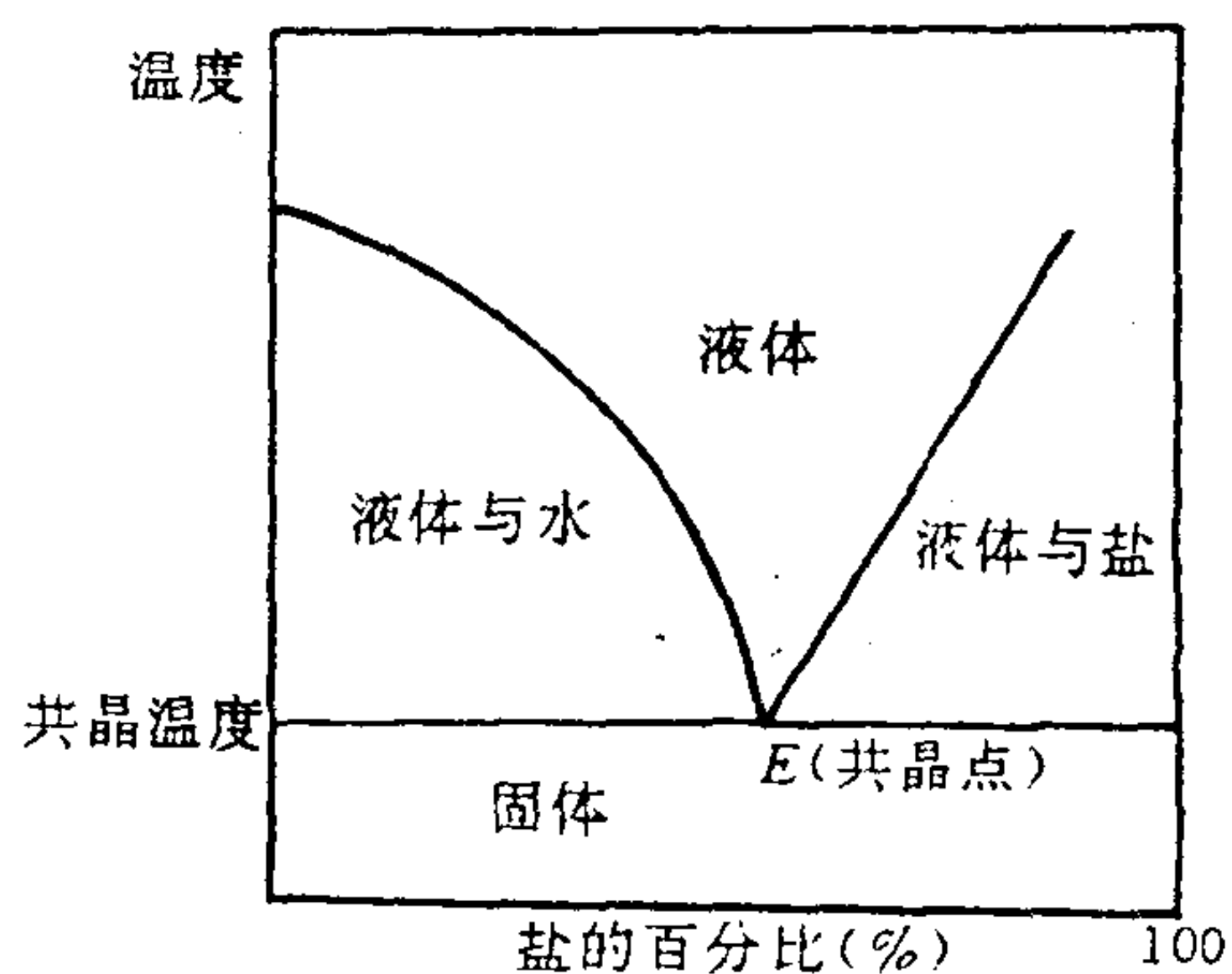


图 12-2 盐水温度——浓度图

表 12-1 氯化钠(NaCl)溶液特性表

比重	波美度	盐的含量		凝固点 ($^{\circ}\text{C}$)	比热 ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)		动力粘性系数 $\mu 10^4(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2)$			导热系数 λ ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)			
		在 15°C 时 %溶液	在 100 份 水中		-10 $^{\circ}\text{C}$	0 $^{\circ}\text{C}$	-5 $^{\circ}\text{C}$	-10 $^{\circ}\text{C}$	-15 $^{\circ}\text{C}$	$\pm 0^{\circ}\text{C}$	-5 $^{\circ}\text{C}$	-10 $^{\circ}\text{C}$	-15 $^{\circ}\text{C}$
1.00	0.1	0.1	0.1	0.0		4.18				0.582			
1.01	1.6	1.5	1.5	-0.8		4.07				0.578			
1.02	3.0	2.9	3.0	-1.7		4.00				0.576			
1.03	4.3	4.3	4.5	-2.7		3.94				0.573			
1.04	5.7	5.6	5.9	-3.6		3.88				0.571			
1.05	7.0	7.0	7.5	-4.6		3.83				0.569			
1.06	8.3	8.3	9.0	-5.5		3.77	23.03			0.566	0.547		
1.07	9.6	9.6	10.6	-6.6		3.72	23.72			0.564	0.544		
1.08	10.8	11.0	12.3	-7.8		3.68	24.40			0.561	0.542		
1.09	12.0	12.3	14.0	-9.1		3.63	25.19			0.557	0.540		
1.10	13.2	13.6	15.7	-10.4	3.58	3.59	26.07			0.556	0.537		
1.11	14.4	14.9	17.5	-11.8	3.54	3.55	27.15	33.42		0.554	0.535	0.519	
1.12	15.6	16.2	19.3	-13.2	3.50	3.51	28.32	34.89		0.551	0.533	0.516	
1.13	16.7	17.5	21.2	-14.6	3.47	3.48	29.69	36.75		0.549	0.531	0.514	
1.14	17.8	18.8	23.1	-16.2	3.43	3.44	31.16	38.71	47.73	0.545	0.529	0.512	0.497
1.15	18.9	20.0	25.0	-17.8	3.40	3.41	32.73	40.77	50.08	0.544	0.527	0.509	0.495

(续表)

比重	波美度	盐的含量		凝固点 (°C)	比热 (kJ/kg·K)		动力粘性系数 $\mu 10^4$ (N·s/m ²)			导热系数 λ (W/m·K)			
		在 15°C 时 %溶液	在 100 份 水中		-10°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	±0°C	-5°C	-10°C	-15°C
1.16	20.0	21.2	26.9	-19.4	3.36	3.37	34.40	43.02	52.72	0.542	0.525	0.507	0.493
1.17	21.1	22.4	29.0	-21.2	3.33	3.34	36.36	45.57	55.76	0.541	0.522	0.506	0.491
1.175		23.1	30.1	-21.2			37.44	47.04	57.43	0.540	0.521	0.505	0.490
1.18	22.1	23.7	31.1	-17.3	3.30	3.31	38.51	48.61	59.29	0.538	0.520	0.504	0.489
1.19	23.1	24.9	33.1	-11.1	3.27	3.28	40.67			0.536	0.519		
1.20	24.2	26.1	35.3	-2.7		3.26				0.534			
1.203	24.4	26.3	35.7	0.0		3.25				0.530			

表 12-2 氯化钙(CaCl₂)溶液特性表

在 15°C 时的比重		浓 度 (每 100kg 溶液 中钙量)(kg)	结晶 温度 (°C)	比热 (kJ/kg·K) (在 0°时)	动力粘度 μ (10 ⁴ N·s/m ²)			导热系数 λ (W/n·K)			
(kg/L)	波美度 (°Be')				0°C	-15°C	-25°C	0°C	-10°C	-20°C	-30°C
1.00	0.1	0.1	0.0	1.166	17.74			0.566			
1.01	1.6	1.3	-0.6	1.147	18.03			0.565			
1.02	3.0	2.5	-1.2	1.126	18.33			0.563			
1.03	4.3	3.6	-1.8	1.105	18.62			0.562			
1.04	5.7	4.8	-2.4	1.084	19.21			0.561			
1.05	7.0	5.9	-3.0	1.064	19.80			0.559			
1.06	8.3	7.1	-3.7	1.046	20.29			0.558			
1.07	9.6	8.3	-4.4	1.026	20.87			0.557			
1.08	10.8	9.4	-5.2	1.007	21.56			0.556			
1.09	12.0	10.5	-6.1	0.990	22.25			0.555			
1.10	13.2	11.5	-7.1	0.972	22.93			0.553			
1.11	14.4	12.6	-8.1	0.956	23.81			0.551			
1.12	15.6	13.7	-9.1	0.940	24.70			0.550			
1.13	16.7	14.7	-10.2	0.925	25.58			0.549	0.534		
1.14	17.8	15.8	-11.4	0.909	26.56			0.548	0.533		
1.15	18.9	16.8	-12.7	0.896	27.64			0.547	0.532		

(续表)

在 15℃时的比重		浓 度 (每 100kg 溶液 中钙量)(kg)	结晶 温度 (℃)	比热 (kJ/kg·K) (在 0°时)	动力粘度 μ ($10^4\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)			导热系数 λ (W/n·K)			
(kg/L)	波美度 (°Be')				0℃	-15℃	-25℃	0℃	-10℃	-20℃	-30℃
1.16	20.0	17.8	-14.2	0.882	28.71			0.545	0.531		
1.17	21.1	18.9	-15.7	0.869	29.89	61.45		0.544	0.530		
1.18	22.1	19.9	-17.4	0.857	31.16	63.11		0.543	0.528		
1.19	23.1	20.9	-19.2	0.846	32.73	65.86		0.542	0.527		
1.20	24.1	21.9	-21.2	0.834	34.40	68.80		0.542	0.526	0.513	
1.21	25.1	22.8	-23.3	0.823	36.16	71.93		0.541	0.525	0.512	
1.22	26.1	23.8	-25.7	0.814	38.12	75.46	115.54	0.540	0.523	0.511	
1.23	27.1	24.7	-28.3	0.805	40.18	79.28	121.52	0.537	0.522	0.509	
1.24	28.0	25.7	-31.2	0.797	42.53	83.59	128.97	0.535	0.521	0.508	0.494
1.25	28.9	26.6	-34.6	0.789	45.18	88.59	137.00	0.533	0.520	0.507	0.493
1.26	29.8	27.5	-38.6	0.780	48.02	94.37	147.00	0.531	0.518	0.506	0.492
1.27	30.7	28.4	-43.6	0.772	51.16	100.74	159.25	0.530	0.517	0.505	0.491
1.28	31.6	29.4	-50.1	0.765	54.88	107.80	175.13	0.528	0.516	0.504	0.490
1.286	32.3	29.9	-55.0	0.761	56.84	111.92	183.26	0.528	0.515	0.503	0.489
1.29	32.5	30.3	-50.6	0.757	58.80	116.13	190.90	0.527	0.515	0.503	0.487
1.30	33.4	31.2	-41.6	0.750	63.31	125.83	210.70	0.526	0.514	0.501	0.486
1.31	34.2	32.1	-33.9	0.743	68.21	137.30	229.32	0.526	0.513	0.498	0.485
1.32	35.1	33.0	-27.1	0.736	73.79	150.33	248.92	0.525	0.512	0.498	
1.33	35.9	33.9	-21.2	0.729	80.07	164.93	—	0.525	0.511	0.495	
1.34	36.7	34.7	-15.6	0.722	86.44	181.10	—	0.523	0.510		
1.35	37.5	35.6	-10.2	0.716	93.10	—	—	0.523	0.508		
1.36	38.3	36.4	-5.1	0.709	100.25	—	—	0.521	0.507		
1.37	39.1	37.3	0.0	0.702	109.07	—	—	0.521			

2. 酸碱度 盐水对金属的腐蚀性与盐水的 pH 值有关,一般以略带碱性为好,即 pH 值在 7—9 之间,为使盐水的腐蚀作用减弱,可向其内加缓蚀剂。常用的缓蚀剂用重铬酸钠和氢氧化钠配成,其配比为每 100kg 重铬酸钠加 27kg 氢氧化钠,用量见表 12—3。

根据经验,氯化钠盐水的比重在 1.15~1.18、氯化钙盐水的比重在 1.20~1.24 之间腐蚀性最弱,使用较为适宜。总之,配制盐水时其浓度不应超过其共晶点。

在使用过程中,由于盐水与空气接触或因系统中有氨漏入盐水池,将使配好的盐水浓度稀释,或使其偏离合适的 pH 值,为此应定期检查,及时调整。

表 12-3 防腐剂与氯化钙和氯化钠之比

氯化钙溶液		氯化钠溶液	
盐水比重(kg/L)	每 100kg 氯化钙(73%纯度) 应用重铬酸钠(kg)	盐水比重(kg/L)	每 100kg 氯化钠 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		

三、制冰主要设备

盐水制冰设备已经有标准成套设备,常用的规格为 3t/24h、5t/24h、10t/24h、15t/24h、20t/24h、30t/24h、60t/24h、120t/24h、180t/24h、240t/24h。

(一)制冰池 制冰池体是用 6~8 毫米厚的钢板制成,多为长方形,主要作用是承放盐水、蒸发器和冰桶。一般是将蒸发器布置在制冰池纵向的一侧,用钢板隔离,构成盐水循环流道。池体四周及池底均设有隔热层,常用 150~200mm 软木,以减少冷量损失。为防止地坪冻结,可在池底设通风管道或做地垄墙架空。同时,在隔热层的下面或外面相应做防潮层,池上面盖有 50~60mm 厚的木盖。池体要求严密不漏水。

(二)蒸发器 常用的蒸发器有螺旋管式、V 型管式、立管式等。

(三)冰桶 冰桶用 1.5~2.0mm 厚钢板焊制而成,桶的上下两端均有钢板箍加固。为了便于脱冰,应做成上大下小的矩形,见图 12-3。常用冰桶规格见表 12-4。

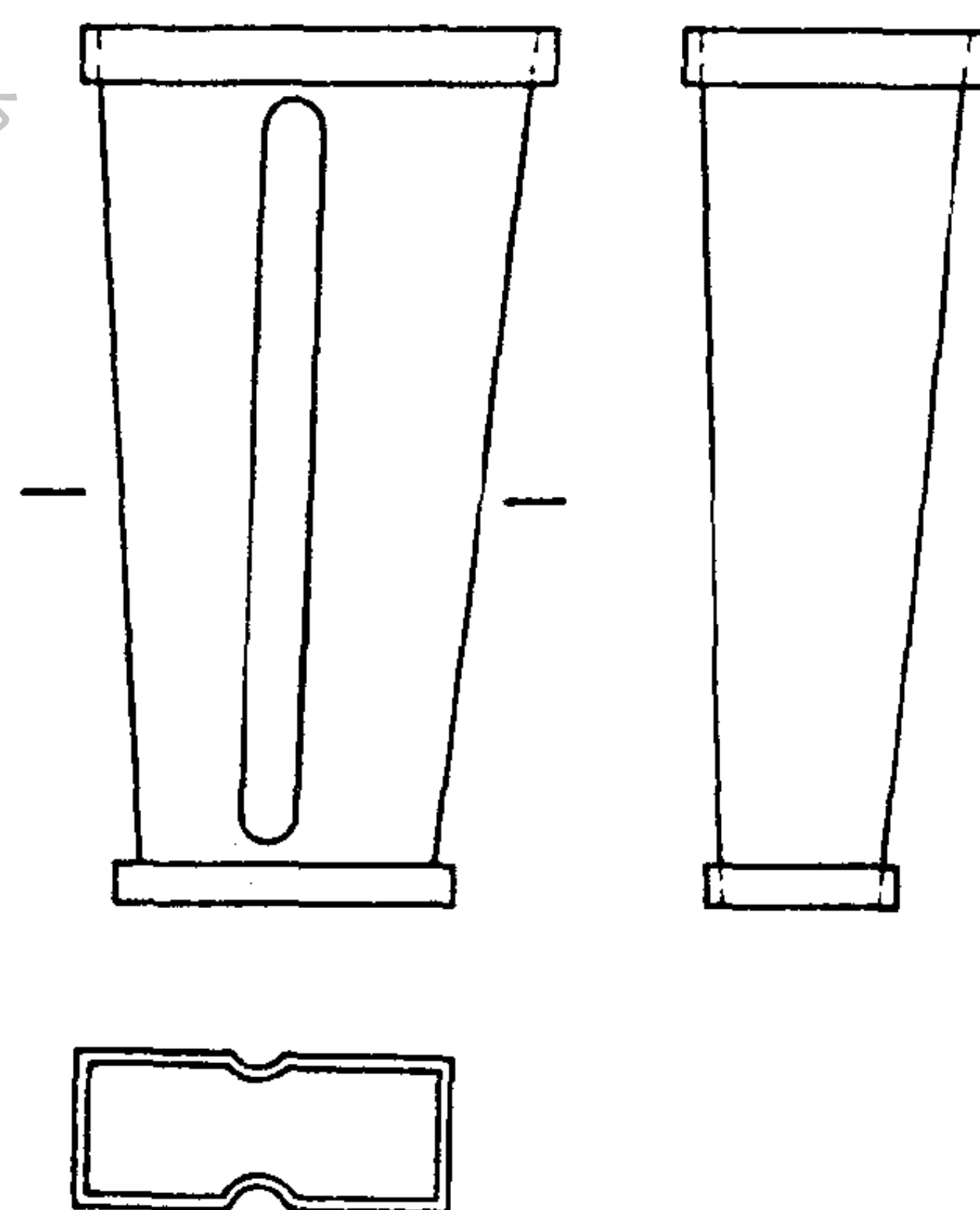


图 12-3 冰桶

表 12-4 常用冰桶规格

冰块重量 (kg)	冰桶内尺寸(mm)			壁厚 (mm)	桶重 (kg)
	上部	下部	高		
25	260×130	230×110	1100	1.5	12
35	342×115	313×123	1100	1.5	16.5
50	380×190	340×160	1100	1.5	17.2
100	500×250	466×216	1175	2.0	34
125	550×275	522×247	1175	2.0	38.6

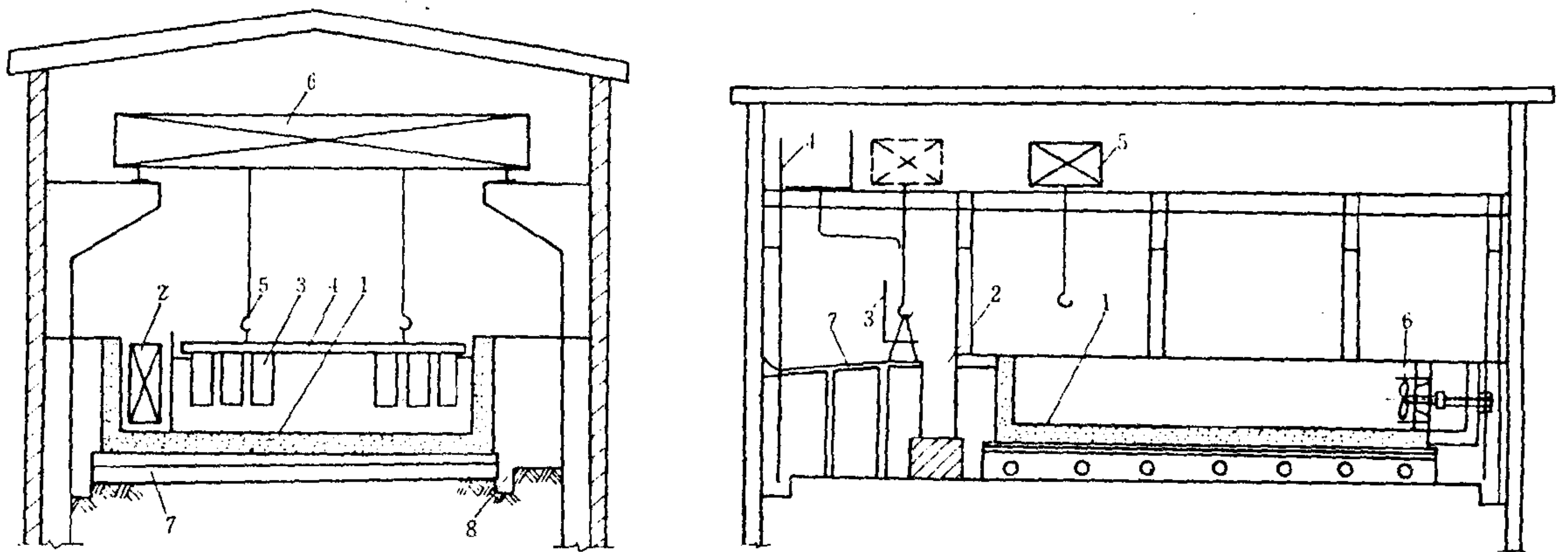


图 12-4a 制冰间横断面

1. 制冰池 2. 蒸发器 3. 冰桶 4. 冰桶架
5. 起吊钩 6. 吊车 7. 通风管 8. 排水沟

1. 制冰池 2. 融冰池 3. 倒冰架
4. 注水器 5. 吊车 6. 搅拌器 7. 滑冰台

(四)盐水搅拌器 搅拌器有立、卧式两种。立式安装在池面上,卧式安装在池的侧壁上。其作用是驱动池内盐水循环流动。流过蒸发器的盐水流速不小于 0.7m/s ,制冰池中冰桶间盐水流速取 0.5m/s 。

(五)冰桶架 冰桶架是用 8mm 厚扁钢制成,用于搁置冰桶和提冰。

(六)融冰池 可用钢板或混凝土制作,尺寸应比冰桶架大些。通常在池中设有摇摆架,以加快冰块脱模。池上设有进水和排水管道,以便补充高温水及排除低温水。

(七)倒冰架 多用槽钢、角钢和钢板制作,成 L 形,两端用轴承支撑,靠冰桶重量和倒冰架的偏心作用翻动。两端装有平衡锤,用以减缓倒冰时的速度和易于复位。

(八)加水器 它是根据一组冰桶架上的冰桶数来设置,每格的容量为一个冰桶容积的 90% 。设有溢流管,以保证冰桶加水的容量。通常用 $2\sim 3\text{mm}$ 钢板焊制而成。

(九)双构桥式吊车 用于冰桶出冰、加水、入池时的吊运。一般应能水平和垂直方向移动。对于一个制冰池设双排冰桶架时,吊车还应能横向水平移动。纵向运动速度为 $0.2、1.0\text{m/s}$ 两档、横向运动速度为 $0.2、0.8\text{m/s}$ 两档。

制冰设备在制冰间的布置见图 12-14(b)。

四、盐水制冰的有关计算

(一)冻冰时间 冰的冻结时间与盐水平均温度、冰块尺寸及盐水流速有关,可按下列经验公式计算:

$$Z = - A\delta(\delta + B)/t_v \quad (12-1)$$

式中: Z ——水在冰桶中冻结的时间, h ;

δ ——冰块上端厚度, m ;

$A、B$ ——系数,与冰块横断面长边与短边之比有关,见表 12-5;

t_v ——制冰池内盐水温度, (C) 。

表 12-5 系数 A、B 值

长、短边之比	1	1.5	2	2.5	4
A	3120	4060	4540	4830	5320
B	0.036	0.030	0.026	0.024	0.023

(二)冰桶数量 冰桶数量可按下式计算,并结合冰桶排数和每排的冰桶个数确定。

$$n = \frac{(Z + Z_g)G}{24g} \times 1000 \quad (\text{个}) \quad (12-2)$$

式中: n ——冰桶个数,个;

Z ——冻冰时间,h;

Z_g ——操作时间,h,一般取 0.1~0.15h;

G ——制冰能力,t/24h;

g ——冰块的重量,kg。

(三)制冰冷负荷的计算 制冰时的冷负荷包括制冰池渗入热量,水冷却和冻结热量,冰桶热量、搅拌器热量和脱冰时融化热量。

$$\Sigma Q = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5)1.15 \quad (12-3)$$

1. 制冰池渗入热量(Q_1)

$$Q_1 = KF(t - t_y) \quad W \quad (12-4)$$

式中: K ——制冰池的传热系数, $W/(m^2 \cdot C)$,取 0.58;

F ——制冰池底、壁、顶面的面积, m^2 ;

t ——制冰间空气温度(C),一般取 15~20 C ;

t_y ——盐水温度(C)一般取 -10 C 。

2、水冷却和冻结的热量 冰桶的水降至 0 C 要放出显热,0 C 的水结成冰要放出潜热,0 C 的冰降至终温还要放出显热。所以冻冰耗冷量为:

$$\begin{aligned} Q_2 &= 1000G[C_1(t_s - 0) + L + C_2(0 - t_b)]0.2278/24 \\ &= 277.8G(C_1t_s + L - C_2t_b)/24 \quad W \end{aligned} \quad (12-5)$$

式中: G ——制冰池生产能力,t/24h;

C_1 ——水的比热, $kJ/kg \cdot C$;

C_2 ——冰的比热, $kJ/kg \cdot C$;

L ——水的潜热, kJ/kg ;

t_s ——制冰用水的温度, C ;

t_b ——冰的终温,一般较盐水温度高 2 C , C ;

0.2278—— kJ/h 换算成 W 。

3. 冰桶的热量

$$\begin{aligned} Q_3 &= 1000G \cdot g_d(t_s - t_y) \cdot C \times 0.2278/24g \\ &= 277.8G \cdot g_d(t_s - t_y) \cdot C \times 24(g) \end{aligned} \quad (12-6)$$

式中: G ——制冰池生产能力,t/24h;

g_d ——每个冰桶的重量,kg;

g ——每块冰的重量,kg;

t_s ——原料水温度, C ;

t_v ——盐水温度, $^{\circ}\text{C}$;
 C ——钢的比热, $\text{kJ}/\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$ 。

4. 搅拌器热量

$$Q_4 = 1000P \text{ (W)} \quad (12-7)$$

式中: P ——搅拌器功率, kW 。

5. 融冰的热量

$$Q_5 = 917F_b \cdot \delta \cdot Q_2/g \text{ (W)} \quad (12-8)$$

式中: F_b ——每块冰的表面积, m^2 ;

δ ——冰块融化层厚度, m , 一般采用 0.002;

g ——每块冰的重量, kg ;

917——冰的密度, kg/m^3 。

(四)蒸发器面积的计算 盐水制冰蒸发器常用立管式、V型管式和螺旋管式三种,蒸发面积按下式计算:

$$F = Q/K \cdot \Delta t_m = Q/q_F \quad (12-9)$$

式中: F ——蒸发器传热面积, m^2 ;

K ——蒸发器传热系数, $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$, 取 465;

q_F ——蒸发器单位面积负荷, 取 2300, W/m^2 ;

Δt_m ——制冷剂和载冷剂之间对数平均温差, $4 \sim 6^{\circ}\text{C}$ 。

(五)盐水搅拌器流量

盐水搅拌器流量可按下式计算:

$$q = \omega_v f \text{ (m}^3/\text{s)} \quad (12-10)$$

式中: q ——盐水搅拌器流量, m^3/s ;

ω_v ——盐水流速, 蒸发器管间取 0.7, 冰桶间取 0.5 m/s ;

f ——蒸发器或冰桶间盐水流通的净截面积 m^2 。

第二节 快速制冰设备

快速制冰设备是制冰业的发展方向,与盐水制冰设备相比,具有冻结快、设备小巧、占地少、投资小、无腐蚀、成套性强等诸多优点。

以前的快速制冰设备主要有,桶式快速制冰和沉箱管组式快速制冰。最近几年又出现了管冰机和片冰机。

一、桶式快速制冰

(一)原理与流程

1. 原理 桶式快速制冰采用指形蒸发器和冰桶组成的直接蒸发式冰桶,氨液在冰桶夹层和指形蒸发器内同时蒸发,直接吸收冰桶内水的热量,使冰桶内壁和指形蒸发管上同时结冰,从而大大加速了冻结过程,达到快速制冰的目的。图 12-5 为制冰系统原理图。

2. 制冰工艺流程

①预冷水过程 当水箱充满一组冰桶所需要的水时,经装在水箱中蒸发器吸热降温,使水温降

至 6~10℃,即可加入冰桶。

②冰桶加水过程 向冰桶加水以前,必须首先使冰桶底的弹簧活动底盖密封。因此必须首先向冰桶中加少量的水,使冰桶壁和底盖都被润湿,同时将多路阀转至“制冰”位置,使氨液进入桶壁夹层蒸发吸热,桶壁和底盖的润湿水都冻结,起密封桶底的作用;然后徐徐将水加入冰桶。

③制冰过程 氨液连续不断由氨泵经多路阀送入冰桶夹层,经夹层顶部进入指形蒸发器顶部集氨器上夹层,再进入指形蒸发器内套管,转入内外套管之间的夹层,然后上升至集氨器的下夹层,由回气管经多路阀进入氨液分离器。在此过程中,氨液逐渐蒸发吸热,冰桶内壁和指形蒸发器外壁同时结冰,并向周围发展,直到全部冻透结成冰块,大约需时 90~100min。

④脱冰过程 当冰块结成以后,即可将多路阀转向“脱冰”位置,此时氨泵供液通路切断,热氨通路接通,热氨经多路阀由冰桶组的回气管进入冰桶组,最后从冰桶组的进液管经多路阀,将氨液排至排液桶。在此过程中,指形蒸发器的外壁和冰桶内壁的冰层被溶开,冰块借自重推开弹簧底盖落在托冰小车上。

⑤运冰过程 托冰小车载着一组冰桶脱下的四块冰,借运冰装置驱动,将冰块运向翻冰架,冰块经滑道进入贮冰间。

(二)主要部件 以 AJB~15/24 型为例,主要部件有:

1.冰桶 共 24 个,分成 6 组,每组 4 个,用 1.5~2mm 钢板焊制而成。上部断面 175×270mm,下部断面 195×290mm,高 1200mm,冰桶四周有空夹层,供氨液蒸发,桶底有弹簧活动底盖,供出冰。

2.指形蒸发器 由 11 根 $\varnothing 18$ 和 $\varnothing 10$ 无缝钢管制成套管组,每个冰桶配一组,并与冰桶夹层相连通。

3.多路阀 由阀芯、阀体等组成,具有组合阀特点,有 6 个接口,起着 6 个普通截止阀的作用。在制冰过程中,控制制冰时的供液和回气,脱冰时的热氨和排液,脱冰后的排空及停车时的关闭。

4.氨泵 单级叶轮泵,流量 $3\text{m}^3/\text{h}$,功率 1.1kW。

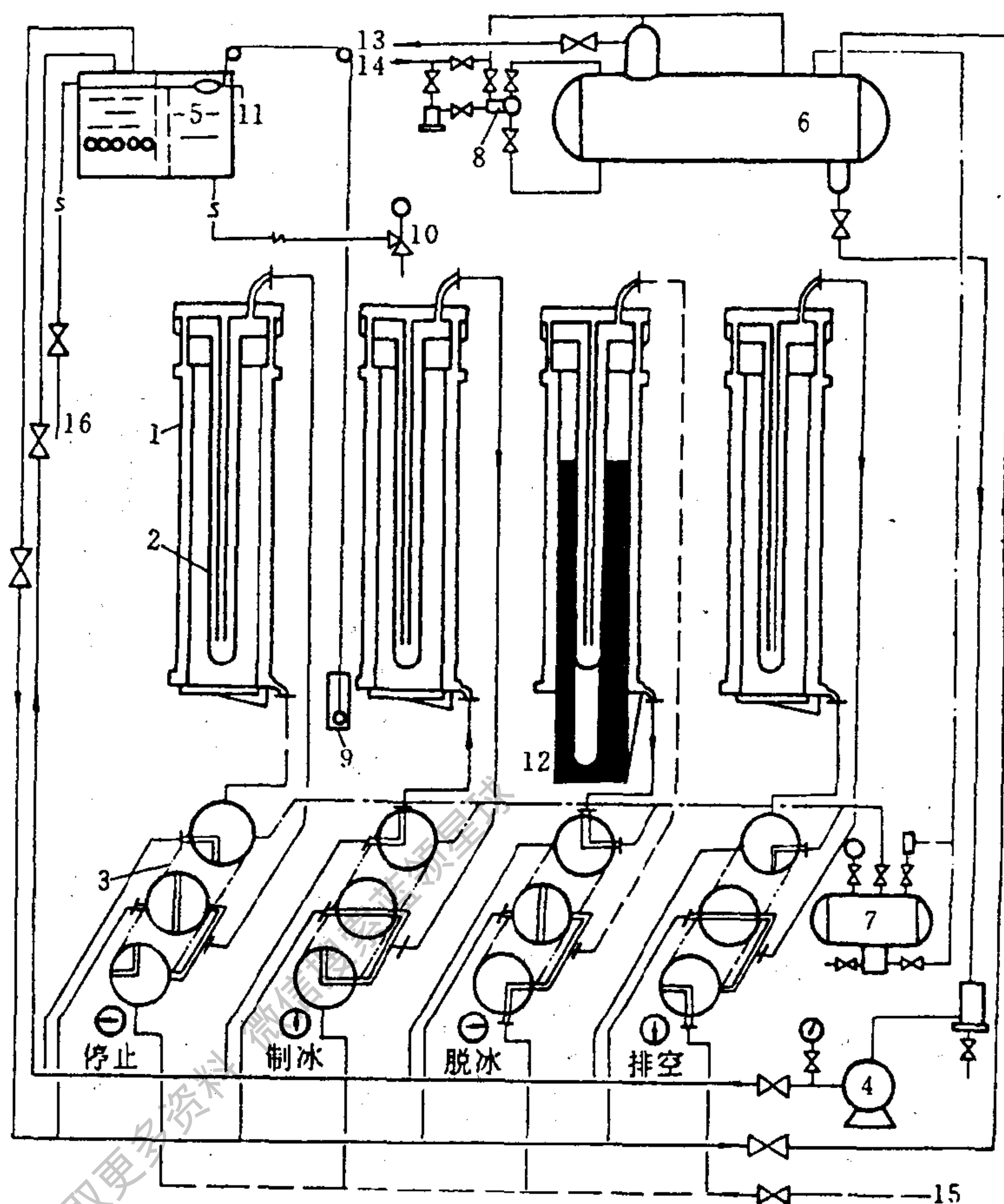


图 12-5 AJB—15/24 桶式快速制冰机原理

1. 冰桶 2. 指形蒸发器 3. 多路阀 4. 氨泵
5. 预冷器水箱 6. 低压循环桶 7. 排液桶 8. 浮球阀
9. 水位计 10. 拉线给水阀 11. 溢流管 12. 冰块
13. 吸入管 14. 供液管 15. 热氨管 16. 上水管

5. 预冷水桶 水箱内装有预冷蒸发器,使原料水先经预冷再进冰桶。

6. 其他部件 还包括有氨液分离器、排液桶、托冰车和翻冰架、配电箱、系统管路及阀门。

主要技术参数为:

制冷剂蒸发温度	-15℃
预冷后的水温	6~10℃
产冰量	15t/24h
冰块重量	50kg/块
出冰次数	13次/24h
压缩机耗冷量	87~104kW/h

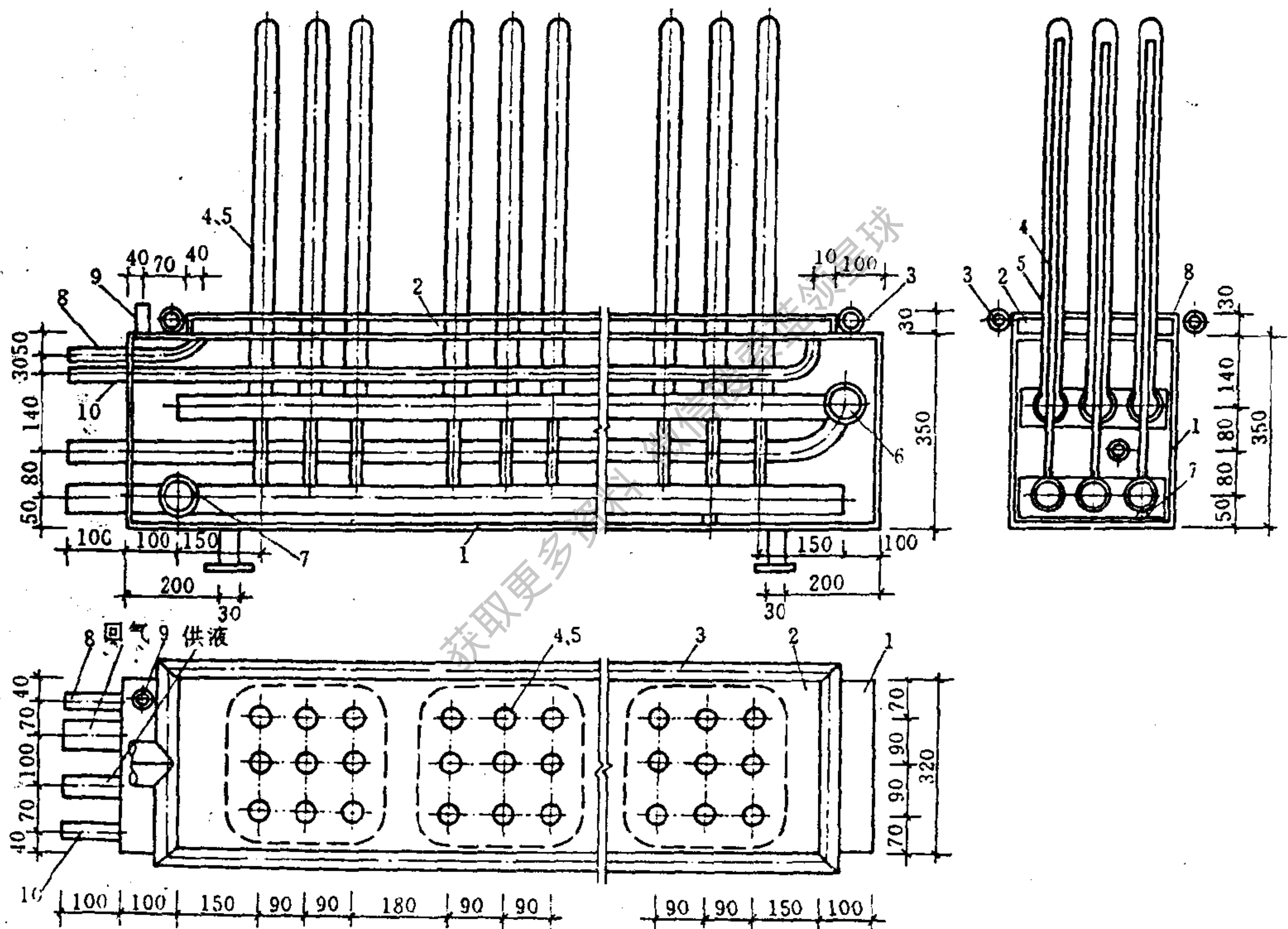


图 12-6 沉箱管组

1. 沉箱 2. 脱冰夹层 3. 水管 4. 内套管 5. 外套管
6. 供液集管 7. 回气集管 8. 夹层热氨管 9. 透气管 10. 夹层排液管

二、沉箱管组式快速制冰

沉箱管组式快速制冰,是一种比较简易的制冰设备,比较适用于小型冷库。

(一)原理与流程 沉箱管组式快速制冰,是将指形蒸发器管组与沉箱组合,沉浸在水池中,氨在指形蒸发管组内蒸发吸热,指形管外壁即结冰。九根或八根指形管所结的冰互相联结成为整体,即为一块冰。因指形管外面是水,每块冰的外形和重量只是大致相同。

指形蒸发管为双重套管,制冰时氨液在套管夹层中蒸发,氨气由内管中回去。脱冰时热氨气由

内管中进入。指形管组的供液总管和回气总管装于密闭的沉箱中。沉箱顶盖有一夹层,脱冰时热氨进入夹层,即可将冰块的端面与沉箱融开,同时,进入指形管的热氨将冰块与指形管融开,冰块即浮至制冰水池的水面。沉箱夹层边缘四周有一圈水管,制冰时自来水经常流过,水流带来的热量即可阻止沉箱夹层的侧面结冰。一般情况下,通过这一圈水管加入制冰水池中的水量,应能与制冰生产量平衡,以使制冰水池的水位保持相对稳定。

沉箱端部设透气管,与回气管连通。透气管上装压力表,观察压力表显示压力的变化,可以帮助判断沉箱内的管道在使用过程中是否有渗漏。

沉箱管组的平、剖面图可见图 12-6。

一般每一个沉箱可以组装 5~6 组指形管。当结冰部分指形管的高度为 750mm,冰块横断面为 300×300mm 时,每块冰的重量约 50kg。

当氨蒸发温度为 -15℃ 时,冻结时间约 4h。

(二)主要部件 沉箱管组式快速制冰装置主要由指形蒸发管沉箱,制冰水池和制冷系统组成。

1. 指形蒸发管沉箱 它由 9 根套管构成的指形管组和带有供液集管、回汽集管、脱冰夹层和水管的沉箱组成。

2. 制冰水池 它是容纳指形蒸发管沉箱和制冰用水的小池,应维持一定的水平,以满足制冰和浮冰的需要。

三、管冰机

管冰机是一种间歇产冰装置,与盐水制冰相比,它具有结构紧凑、占地面积少、生产成本低、高效节能等优点。

(一)制冰原理 管冰机的结构如图 12-7 所示,由蒸发器、低压贮液器、水泵、水箱、旋转刀片等组成。蒸发器的形状与立式冷凝器相似,有一直立的圆筒形钢制外壳,两端有封板,封板之间焊有多根直径为 50mm 的无缝钢管——即制冰管。制冷剂在制冰圆筒内管壁之间蒸发吸热,制冰水从上部经分流器沿管子内壁呈薄膜状往下流动,受管壁外面的制冰剂冷却,冻结成冰。开始时为冰壳,不断制冷,冰壳层逐渐加厚成为冰管,如果继续结冰就成为冰柱。冰层达到需要的厚度后,停止供水,蒸发器停止供液,通入热氨气将蒸发器内氨液排入低压贮液器,并开始用热氨脱冰,使管壁外的冰层融化,冰管脱离管壁后,由于自重往下降落,此时在制冰机下部的旋转刀片作用下,往下落的冰管被切成一定长度的小冰管,通过滑台排出制冰机外。冰管全部下落后,将氨液从低压贮液器压回蒸发器,对蒸发器重新供液,蒸发器重新开始制冰。

蒸发器内的供液与排液由浮球阀和低压贮液器等装置自动调节,制冰用水由水泵不断循环供给。

制冰机的蒸发器高度为 3~4m,生产的管冰外径 50mm,壁厚 10~15mm,长 50~80mm。管冰的冻结时间约为 15 分钟,冻结成冰柱的时间约为 40min,排液和脱冰时间约为 10min。

(二)制冷系统 管冰机采用重力供液系统,高压氨液制冷剂经膨胀阀节流后进入低压贮液桶,低压贮液桶设置在制冰机的上方,氨液靠重力供入制冰机内。管道的连接见图 12-8。

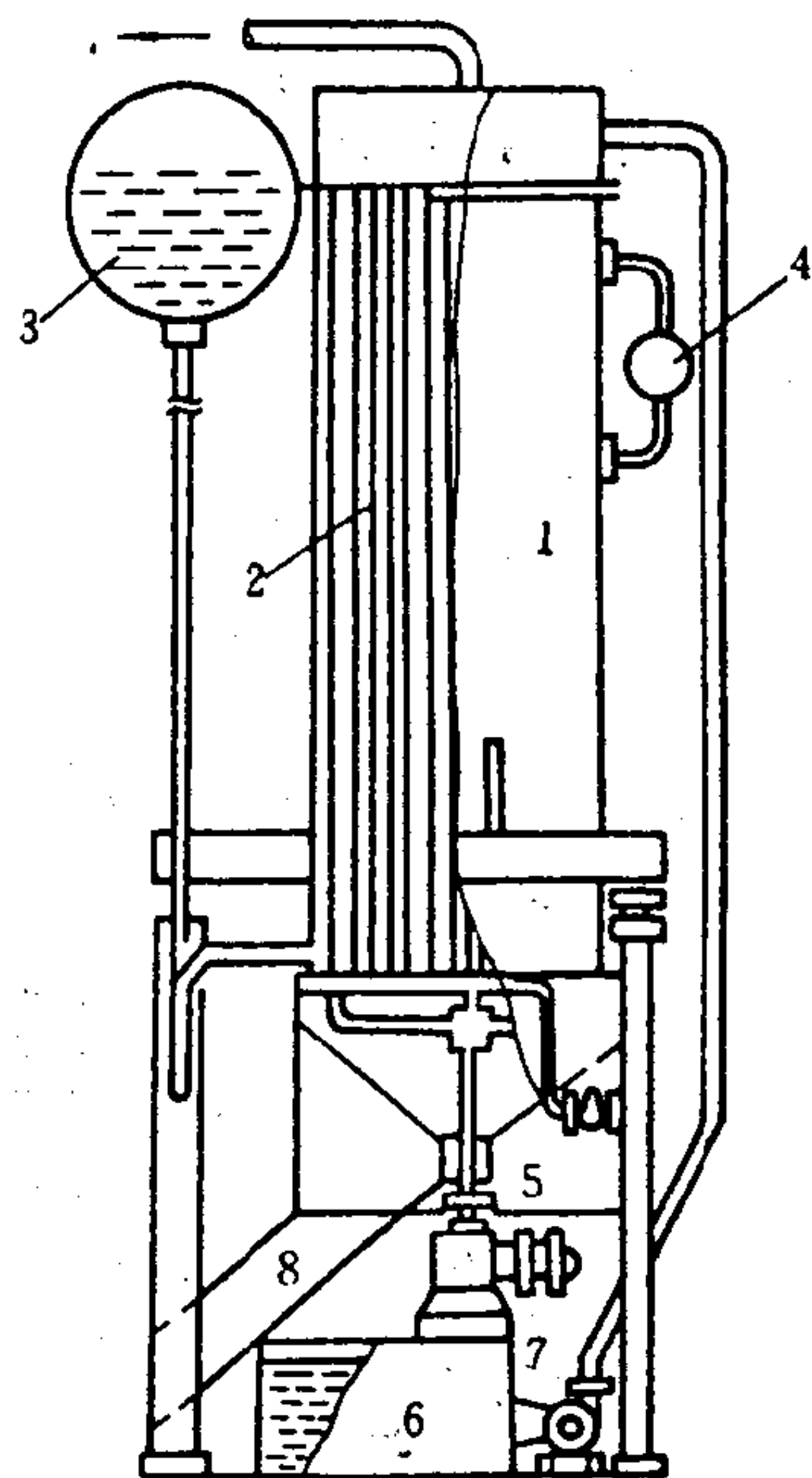


图 12-7 管冰机

1. 机体 2. 制冰管 3. 低压贮液器
4. 浮球阀 5. 旋转刀片 6. 水箱
7. 水泵 8. 滑冰台

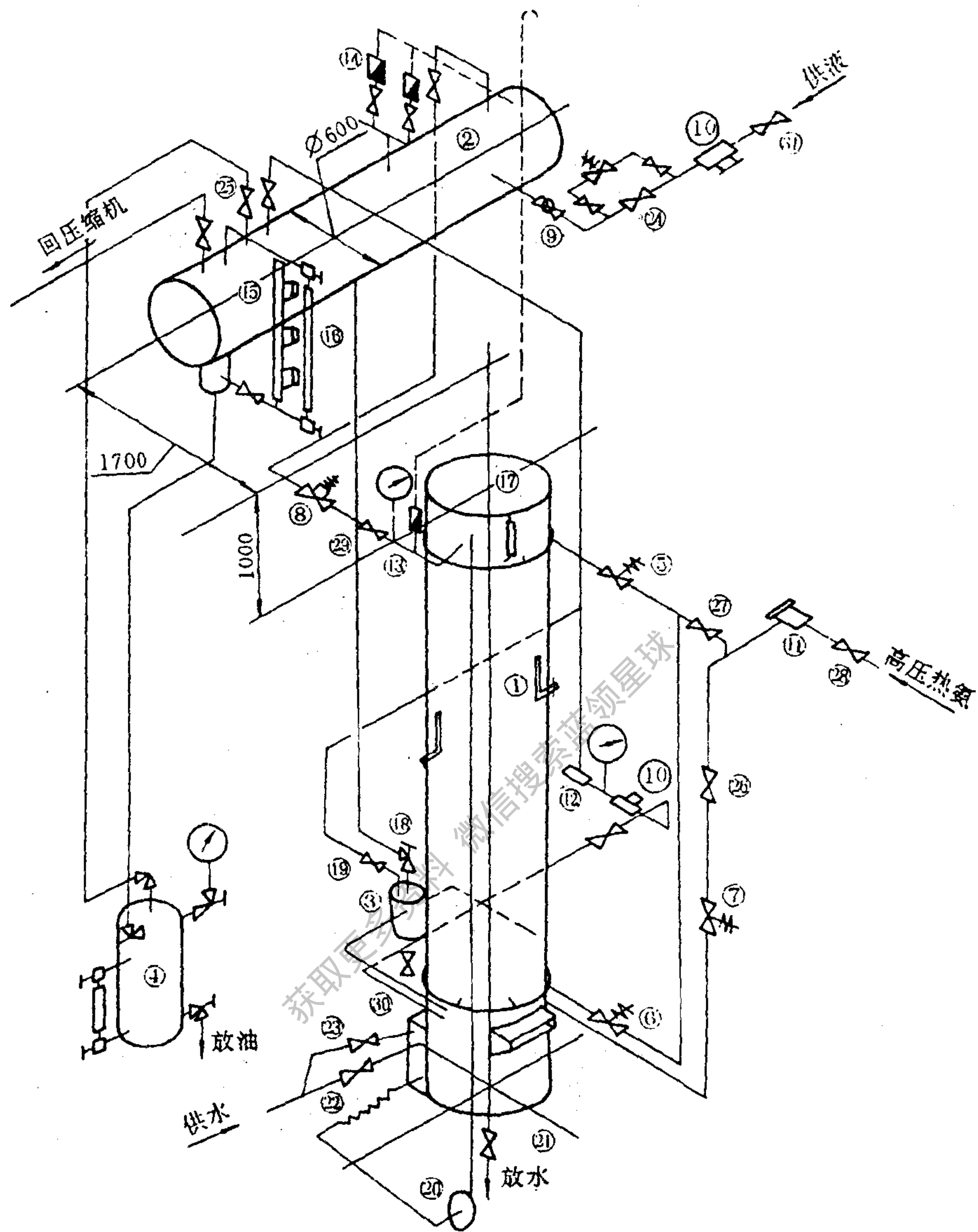


图 12-8 管冰机系统原理图

1. 制冰器 2. 贮液桶 3. 集气阀 4. 集油器 5. 上加热阀 6. 下加热阀 7. 底部加热阀
 8. 主阀 9. 节流阀 10. 氨液过滤器 11. 氨气过滤器 12. 节流阀 13. 压力表 14. 安全阀
 15. 浮球液位控制器 16. 液位计 17. 浮球液位控制器 18. 截止阀 19. 截止阀 20. 水泵
 21. 放水阀 22. 供水阀 23. 供水阀 24. 供液旁通阀 25. 截止阀

四、片冰机

片冰机是一种能快速、连续制取片冰的机械，它广泛适用水产渔业上鱼类保鲜、食品冷藏、冷饮以及水利、化工、轻工、医药等需要用冰的部门。

(一)特点

1. 机器结构紧凑、体积小、占地省。
2. 机器连续快速制冰,随制随用,不需破碎。
3. 片冰表面干燥,过冷,可以贮藏使用,不会结成大块。
4. 建造费用省,周期短。
5. 操作简便,节省劳动力。
6. 制取片冰温度低,表面干燥,能均匀地与冷却食品接触、冷却效果好。
7. 片冰洁净、冰鲜食品卫生。

(二)工作原理 低温低压液体制冷剂从制冰机空心轴内部的进液管进入,经分配器进入螺旋状的圆筒蒸发器,制冷剂在蒸发器吸热气化使周围水得到冷却,低压蒸气回气管由空心轴的夹层回气至制冷压缩机。如此不断地循环,产生连续的制冷效应,使与结冰圆筒接触的水温急剧下降凝结成冰,并附在圆筒表面上,随着圆筒的旋转,冰被冰刀轧碎落下。国产 PBL—2×112 型片冰机采用氨作为制冷剂,氨泵强制供液。

(三)主要部件

1. 结冰圆筒 冰机结冰圆筒采用双筒立式布置,立式旋转的结冰圆筒是冰机的主要工作部件,冰筒为一夹套形结构,冰筒外层材料为不锈钢板,内层材料为普通钢板,筒的夹套通道截面应能保证氨液在一定流速下进行吸热气化。结冰圆筒两端用不锈钢板封牢,由筒中心的空心轴支承,形成一个密闭的整体。

2. 轧冰刀 轧冰刀刀刃呈螺旋状,其刀体用 D76×7mm 无缝钢管制作,刀刃为硬质不锈钢条,轧冰刀依靠冰层摩擦带动。刀刃同圆筒应保持一定的间隙(0.1~0.15mm)并使其轴心与旋转筒轴平行。

3. 传动机构 由电动机(2.2kW)带动减速器、减速器带动结冰圆筒旋转。减速器采用双级齿差式行星变速器,其总速比为 702。

4. 输水装置 设有专用水箱、制冰原料水为淡水,制冰水由水泵输入淋水管,直接淋浇于圆筒外表面。

5. 配套部件 应另行配套制冷压缩机组及辅助设备。

(四)主要技术性能(国产 PBL—2×112 型)

型式:	立式双结冰圆筒
生产能力:	30t/24 小时
冰厚:	1.5~2.5mm
冰温:	-5℃~-11℃
制冷剂:	氨
制冷剂蒸发温度:	-18~-22℃
水箱进水温度:	低于 15℃
标准工况耗冷量:	273kW
结冰圆筒转速:	1.02r/min
传动结冰圆筒功率:	2.2kW×2
电机转速:	720r/min
进液管直径:	∅70mm
回汽管直径:	∅108mm

外形尺寸 2510×1580×2110mm

重量: 约 6t

国内外几种片冰机的性能比较见表 12-5。

表 12-5 各国片冰机性能比较

国别	型号	产冰量 t/24h	外形尺寸(m) (长×宽×高)	实际耗冷量 (kW)	吨冰耗冷量 kJ/h	重量 (t)
丹 麦	A20	20	4.25×2.45×3.32	116.3	502.416	9.8
日 本	TPI-1001	10	2.19×2.19×2.17	70.8	611,942	
苏联(原)	JTr-20	24	11.1×5.1×4	174.45	628,020	11
英 国	HALL MARK-20	20	2.52×2.79×3.4	102.3	442,120	4.16
中 国	PBL-2×112	30	2.51×1.58×3.01	156.9	456,579	6.2

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

第十三章 其他专业概要

第一节 供水

冷库供水包括下列各种用水:制冷压缩机和冷凝器冷却用水、制冰用水、融霜用水、气调设备冷却用水、加湿器用水、饲养用水、清洗食品用水、冷却食品用水、冻结食品脱盘和镀冰衣用水、生活用水和消防用水等。

一、水温、水质要求

(一) 水温 制冷设备冷却用水的水温应不高于下表的规定(见表 13-1)。

表 13-1

设备名称	进水温度 (°C)	进出水温差 (°C)
制冷压缩机	30-32	5~10
立式冷凝器	≥31	2~3
卧式冷凝器	≥29	4~6
淋浇式冷凝器	≥31	2~3
融霜用水	15-25	
催化燃烧降氧机	<32	

(二) 水质 生活用水、清洗食品及制冰用水应符合我国《生活饮用水卫生标准》,见表 13-2。

设备冷却用水、融霜用水不能腐蚀和污染设备,其水质应符合表 13-3 的规定。

取海水作为设备冷却水水源时,应采取措施防止海水对管道、设备的腐蚀及贝藻类在管道中附着寄生或造成堵塞。

设备前的进水压力一般应达 0.15~0.20MPa,但不大于 0.3MPa。

表 13-2 生活饮用水卫生标准

编号	项目	标准
	感官性状指标	
1	色	色度不超过 15 度,并不得呈现其它异色
2	浑浊度	不超过 5 度
3	嗅和味	不得有异臭,异味
4	肉眼可见物	不得含有
	化学指标	
5	pH 值	6.5~6.8

(续表)

编 号	项 目	标 准
6	总硬度(以 CaO 计)	不超过 250mg/L
7	铁	不超过 0.3mg/L
8	锰	不超过 0.1mg/L
9	铜	不超过 1.0mg/L
10	锌	不超过 1.0mg/L
11	挥发酚类	不超过 0.002mg/L
12	阴离子合成洗涤剂毒理学指标	不超过 0.3mg/L
13	氟化物	不超过 1.0mg/L, 适宜浓度 0.5~1.0mg/L
14	氰化物	不超过 0.05mg/L
15	砷	不超过 0.04mg/L
16	硒	不超过 0.01mg/L
17	汞	不超过 0.001mg/L
18	镉	不超过 0.01mg/L
19	铬	不超过 0.05mg/L
20	铅	不超过 0.1mg/L
	细菌学指标	
21	细菌总数	1mg 水中不超过 100 个
22	大肠杆菌	1L 水中不超过 3 个
23	游离性余氯	在接触 30min 后应不低于 0.3mg/L

表 13-3 设备冷却用水的水质要求

指 标	最 大 允 许 含 量	备 注
浑浊度(mg/L)	50~100	洪水期 100~200
硫化氢(mg/L)	0.5	
铁 (mg/L)	0.3	
硫酸钙(mg/L)		
暂时硬度(度)	≥15~20°	上限用于卧式和淋浇式冷凝器
pH	7~8	下限用于立式冷凝器

二、用水量估算

(一) 冷凝器冷却水量按冷凝热负荷进行计算:

$$G_w = \frac{\sum Q_k \cdot 3.6}{1000 \Delta t \cdot C} \quad (\text{t/h}) \quad (13-1)$$

式中: G_w ——冷却用水量, t/h;

$\sum Q_k$ ——冷凝热负荷, W;

Δt ——冷凝器进出水的温差, °C;
 C ——水的比热容, $C=4.1868, \text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ 。
 3.6——W 换算成 kJ/h。

在粗略估算冷却水量时,可采用下式:

$$G_w = F \cdot A \quad (13-2)$$

式中: F ——冷凝器的传热面积, m^2 ;

A ——冷凝器单位面积冷却水用量, $\text{t/m}^2 \cdot \text{h}$ 。见表 13-4

表 13-4 冷凝器单位面积冷却水用量

冷凝器型式	$A(\text{t/m}^2 \cdot \text{h})$	备注
立式壳管式	1.0~1.7	$\Delta t=2\sim 3^\circ\text{C}$
卧式壳管式	0.5~0.9	$\Delta t=4\sim 6^\circ\text{C}$
淋浇式	0.8~1.0	补充水量为循环水量的 10~12%
蒸发式	0.15~0.20	补充水量为循环水量的 5~10%

(二) 压缩机汽缸冷却水量 制冷压缩机的汽缸冷却水量一般可采用产品样本规定的数值,当缺少资料时可按下式计算:

$$G_j = \frac{3.6 \cdot N_e \cdot \xi}{1000 \cdot C \cdot \Delta t} \quad (\text{t/h}) \quad (13-3)$$

式中: G_j ——压缩机汽缸冷却水用量, t/h ;

N_e ——压缩机轴功率, W ;

ξ ——冷却水移热量占全部热量的百分比,一般取 0.13~0.18;

Δt ——汽缸水套进出水温差,一般为 5~10°C;

C ——水的比热容, $C=4.1868(\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C})$;

3.6——W 换算成 kJ/h。

在粗略估算时,每 1kW 制冷量需冷却用水 13~22kg。

(三) 冷风机融霜用水量 一般可按产品样本提供的数值,也可采用下式进行计算:

$$G_s = 0.035 \cdot F \cdot 20/60 \quad \text{t/次} \quad (13-4)$$

式中: G_s ——融霜用水量, $\text{t/m}^2 \cdot \text{次}$;

0.035——冷风机融霜用水定额, t/h ;

F ——冷风机换热面积, m^2 ;

20——融霜时间, min 。

在粗略估算中,一般可按 $10\text{kg/m}^2 \cdot \text{次}$ 计算。

(四) 其他生产用水量 可按定额进行计算:屠宰猪清洗 200~250kg/头,水产品清洗 3~3.5 m^3/t ,制冰用水 1.1 m^3/t ,冲洗地面用水 3~6 $\text{kg/m}^2 \cdot \text{次}$ 。

(五) 生活用水量 职工生活用水量的多少与当地气候条件、人们的生活习惯和卫生设施数量有关,可按表 13-5 进行计算。

表 13-5 各种设施的生活用水量

项 目	单 位	用 水 量(L)	小时变化系数
家属宿舍	每人每日	30~250	1.7~3.0
集体宿舍	每人每日	50~150	2.5
办公室	每人每班	10~25	2~2.5
幼儿园、托儿所	每人每日	25~50	2~2.5(不住宿)
厂 校	每人每日	10~30	2~2.5
食 堂	每人每餐	10~15	1.5~2
理发室	每人每次	10~25	1.5~2
浴 室	每人每次	40~90	1.5~2.0 淋浴人数按 60% 计
车间职工	每人每班	25~35	2.5~3.0

(六) 消防用水量 消防用水量及水压应符合公安部颁布的《关于建筑设计防火原则规定》，冷库按生产的火灾危险性分类属于戊类，不设库内消防。但氨制冷机房属于乙级防火，且有防爆要求，应设计房内消防水管。对于生产性冷库(如肉联厂)要考虑消防设施，一般室外用水量为 10~25L/s，水枪充实水柱不小于 10m，室内消防用水量为 5L/s，水枪充实水柱不小于 7m。在计算冷库给水总量时可不计消防用水量，万一发生火警时，可调整生产和生活用水量加以解决。

三、水源选择

冷库用水的来源一般有以下几种：

(一) 地面水 指江河、湖水。它们的水量大，取水方便，费用较低，水中溶解物质少。缺点是浑浊度和细菌含量较高，须经过净水设备处理后方可使用。

(二) 地下水 指深井水或浅井水，水质较清，细菌含量少，水温较低且常年恒定，取水费用也较低。由于打井和取水设备价格较贵，故它的初次投资较高，且水中无机盐的浓度较高，应进入软化处理后使用。水质和水量也因地而异。

(三) 城市自来水 优点是可以直接使用，基建投资很少，缺点是要得到自来水主管部门的允许才能大量使用，而且水价较高，经常性费用大。

(四) 水源选择的原则 水源选择时，应符合冷库用水对水质、水温和水量的要求，并结合当地气象资料、所用冷凝器型式、供水方式、水冷却设备等条件，经过详细的技术经济比较而确定。选用水源时，应尽量避免或减少进行水质处理，如必须进行水质处理时，应同时作出水处理的技术方案。

沿海地区只有在不易取得地下水和地面水时，才允许选用海水作为水源。

四、冷凝器冷却用水的供水方式

根据冷却用水的水源情况和用水量的大小，供水方式一般可分为二种：

(一) 直流式供水系统 这种系统比较简单，一般在水源的水量充足、水温适宜、排水方便的地区可优先考虑采用。冷却水从水源用水泵送到有关设备中经过换热后直接排入下水道或农用灌溉系统，见图 13-1。

(二) 循环供水系统 这种系统的冷却用水经过水冷却设备冷却后循环使用，只需补充少量

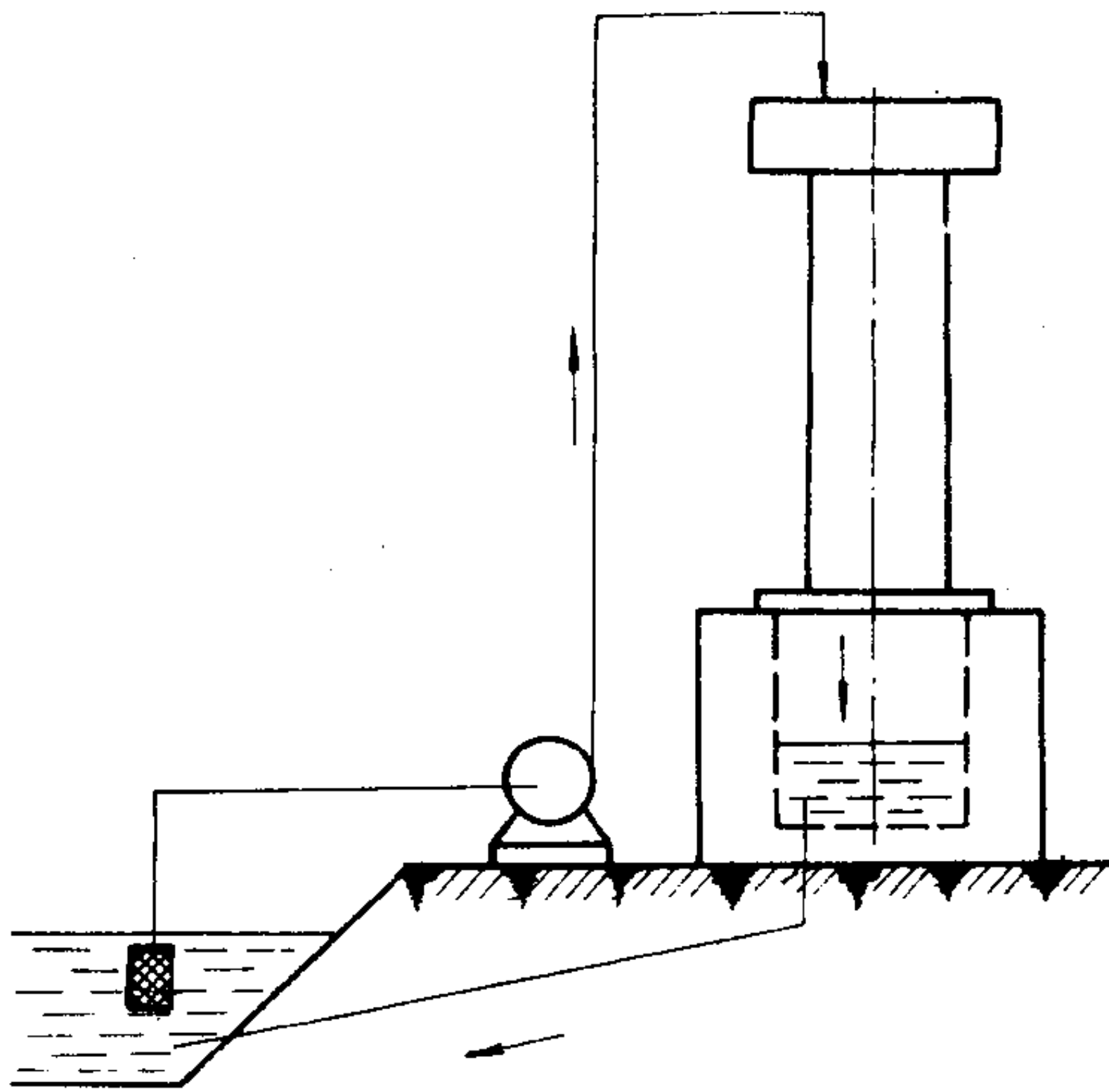


图 13-1 一次供水系统

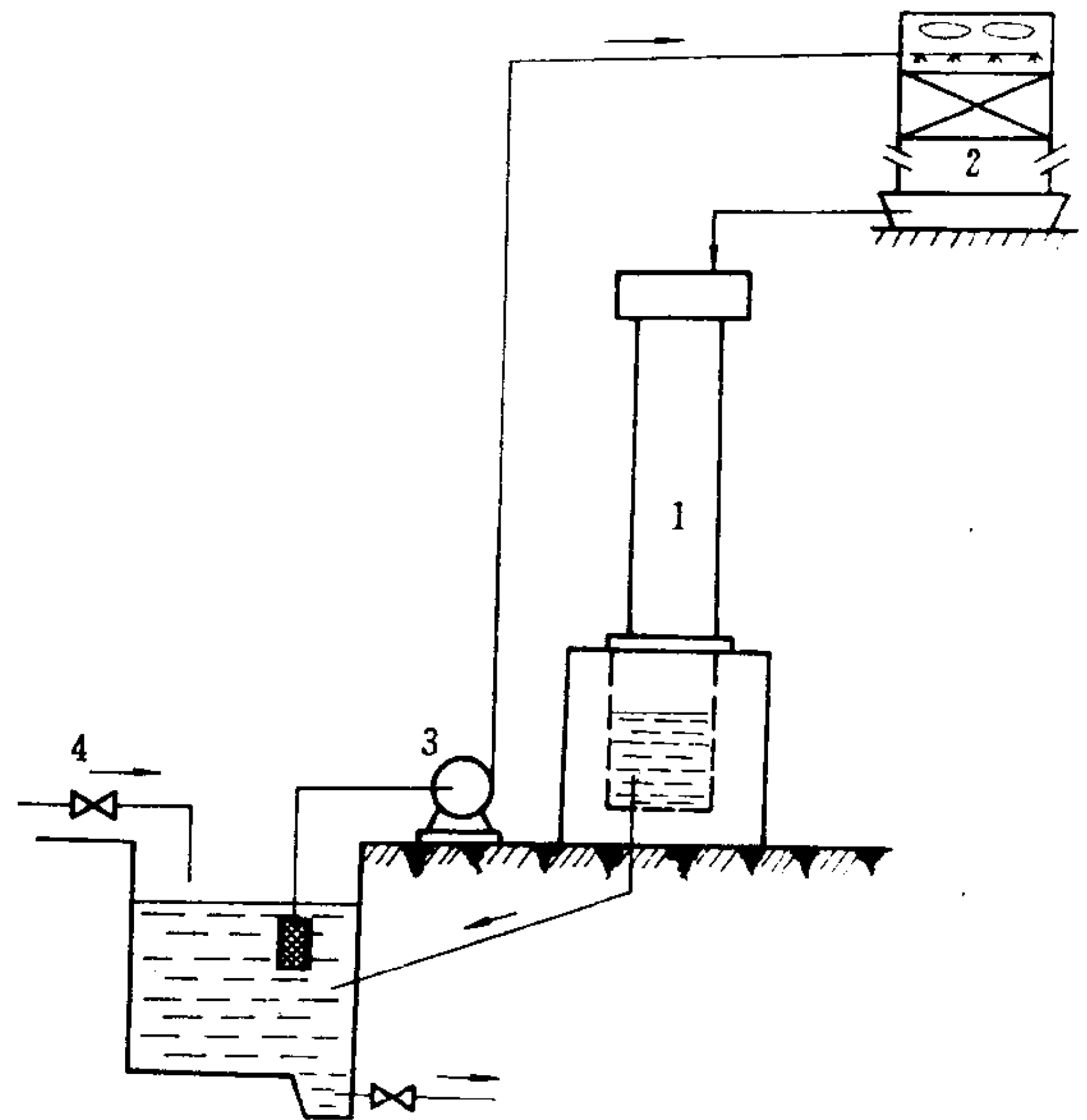


图 13-2 循环供水系统

1. 立式冷凝器 2. 冷却塔 3. 水泵 4. 补充水源

水。它适用于水源水量较少、水温较高的地区，但它需增设水冷却设备（或构筑物），见图 13-2。对于淋浇式冷凝器和蒸发式冷凝器的循环用水，不需另设冷却设备。

另外，为了节约用水和利用温度较低的融霜排水，可采用综合循环用水方案，其示意图见图 13-3。

冷库中普遍采用循环供水系统，水质稳定，节能效果好。

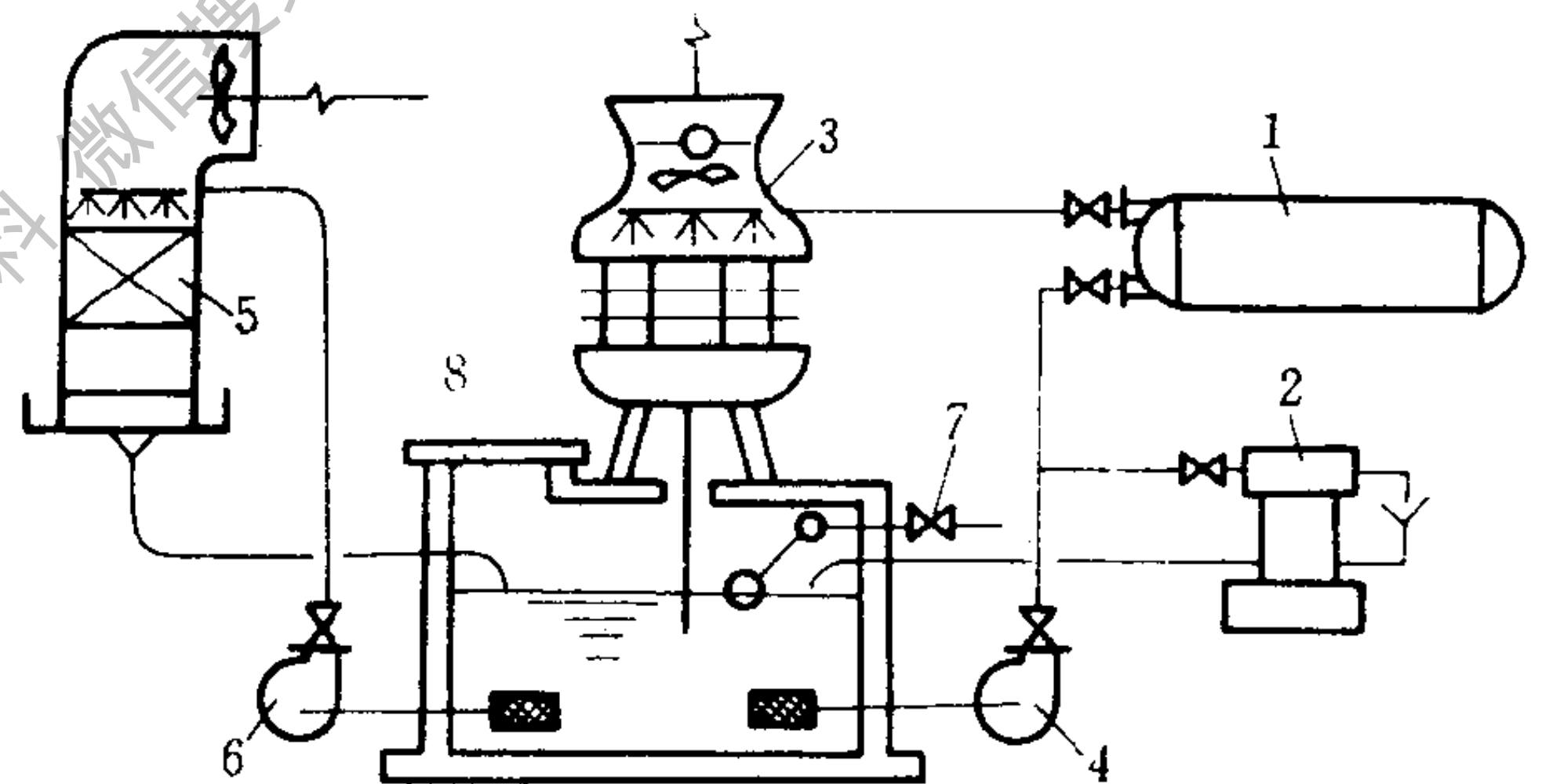


图 13-3 综合循环用水示意图

1. 冷凝器 2. 压缩机 3. 冷却塔 4. 冷却水循环泵
5. 冷风机 6. 融霜水泵 7. 补给水 8. 水池

五、循环供水的冷却方式

循环用水的冷却是通过水与空气接触、由蒸发散热、接触散热和辐射散热三个过程共同作用的结果。这三种散热过程所起的降低水温作用，因空气的物理性质不同而异。在春、夏、秋三季内，室外气温较高，蒸发散热起主要作用；在最炎热的夏季，它的散热量可达总散热量的 90% 以上。在冬季，由于气温降低，接触散热的作用增大，从夏季的 10~20% 增加到 50%，严寒情况下甚至可达 70%。辐射散热量主要由温差的大小而决定，因温差较小，故一般可忽略不计。由于循环水的冷却是按夏季气温高的不利条件考虑的，所以冷却装置的计算主要以水的蒸发散热为基础。

冷库中常用的水冷却装置有以下三种类型：

（一）喷水池 人工或天然的水池（池塘、湖泊），池面上装有带喷嘴的水管，水流经喷嘴呈涡流喷出，借流动空气冷却后，落入水池。见图 13-4a。

（二）自然通风冷却塔（开放式冷却塔）。见图 13-4b。

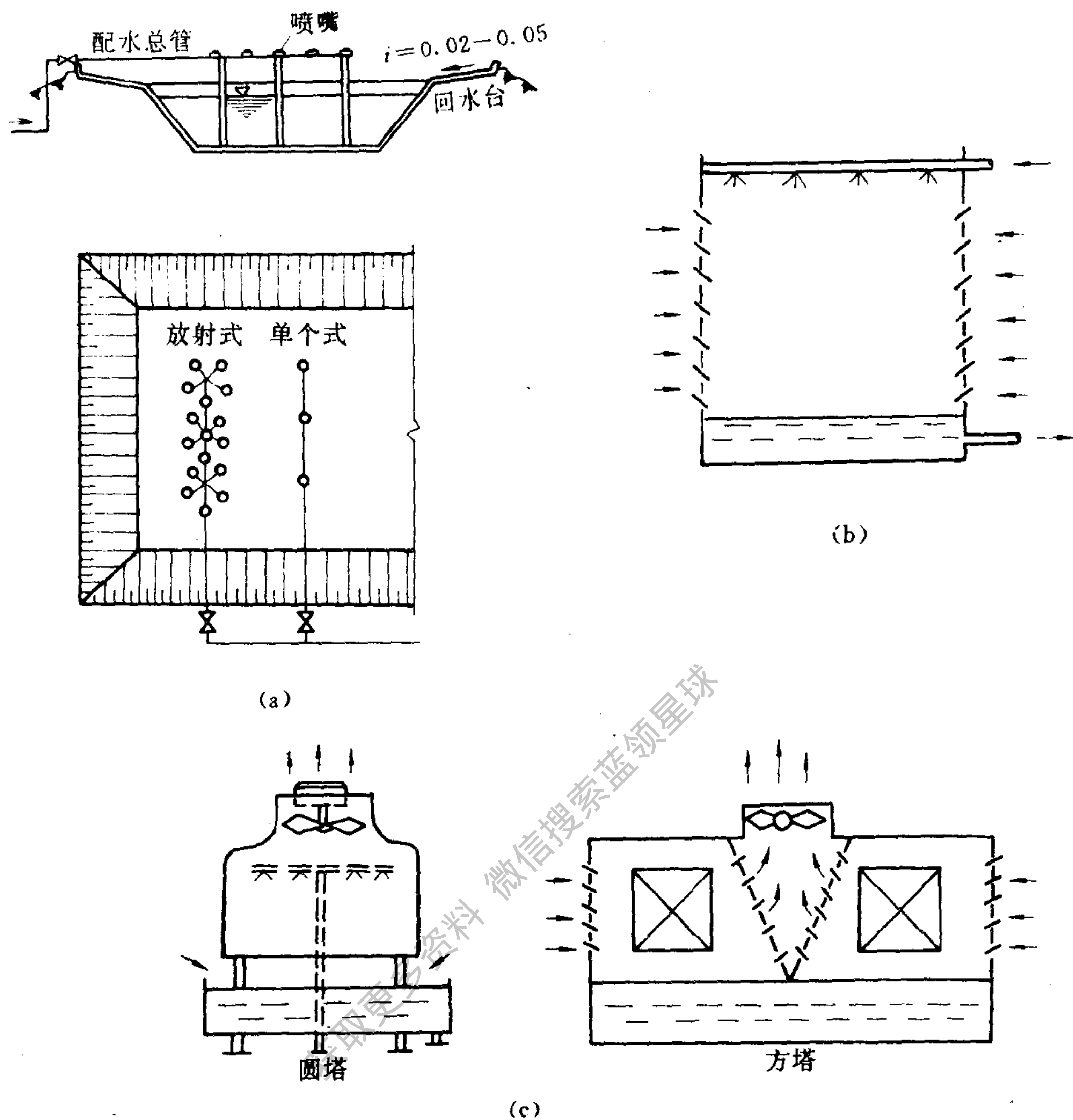


图 13-4 各类冷却塔示意图

(三) 机械通风冷却塔 对于机械通风冷却塔,按空气流向不同,又可分为横流式与逆流式两种。见图 13-4c。

横流式:空气从横向进入塔内进行换热的形式称为横流式。其优点为:高度矮、体积小、结构与配水装置简单、空气进出口方向可任意选择,有利于布置。当处理水量在 100t/h(单台)以下时,采用横流式较合适。缺点为填料利用效率差,热交换比逆流式低些。

逆流式:空气从底部进入塔内,与水流方向相反而进行换热的形式称为逆流式。其优点为热交换性能好,占地面积小。逆流式冷却塔以多面进风的形式最为普遍。

现在使用最广泛的是逆流式圆形玻璃钢冷却塔,它具有耐腐蚀、耗电省、噪声小、轻巧、布水均匀、气流组织好、冷却性能高等特点,是较理想的水冷却设备。

各种冷却装置的优缺点和适用条件、技术指标可见表 13-6、表 13-7。

表 13-6 各种冷却构筑物的优缺点和适用条件

名称	优点	缺点	适用条件
喷水池	结构简单, 造价低, 可就地取材	占地面积大, 风吹损耗大, 有水雾影响附近交通	要有足够大的开阔场地, 冷却水用量小
开放式冷却塔	造价较其它冷却塔低, 冷却效果较喷水池高	冷却效果受风力影响, 冬季形成水雾, 风吹损耗较其它冷却塔大	气候干燥、风速较大地区, 冷却水用量较小, 对冷却后的水温及其稳定性要求不高
自然通风冷却塔	冷却效果较开放式冷却塔稳定, 且受风的影响小, 风吹损耗小, 占地较小	造价高, 冬季维护困难, 不适用于高温高湿地区	适于空气湿球温度 $\tau < 22^{\circ}\text{C}$ 场合
机械通风冷却塔	冷却效果高, 也较稳定, 布置紧凑, 风吹损耗小, 造价较自然通风冷却塔低	耗电多, 机械设备维护较复杂, 鼓风式冷却塔的冷却效果易受塔顶排出热湿空气回流影响	气温、湿度较高地区, 场地狭窄、通风条件不良, 对冷却后的水温及其稳定性要求严格

表 13-7 冷却构筑物技术指标

名称	淋水密度 $q(\text{m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h})$	冷却水温差 $\Delta t(^{\circ}\text{C})$	冷却幅度 $t_2 - \tau(^{\circ}\text{C})$
喷水池	0.7—1.2	$< 5 \sim 10$	大于水温差
开放式冷却塔	喷水式 1.5~3.0	$< 10 \sim 15$	
	点滴式 2.0~4.0		
自然通风冷却塔	喷水式 ≤ 4	6~12	$> 7 \sim 10$
	点滴式 $\leq 4 \sim 5$		
	薄膜式 $\leq 6 \sim 7$		
机械通风冷却塔	喷水式 4~5	允许很大	< 6 可达 2~3
	点滴式 3~8		
	蜂窝式 10~12		
	点波式 > 12		
	斜波式 > 12		

六、净水设备

使用地面水为水源时, 须使用净水设备对水源进行处理。

新型的净水设备将传统的混凝、沉淀、澄清、过滤等净化工艺过程紧密地组合在一起, 具有处理效果显著、水质好、长期运行稳定、投资省、投产快等优点。处理源水的浊度在 500 度以下(短期内可处理 1000 度以下源水), 处理后的水质浊度小于 5 度, 符合国家规定的生活饮用水卫生标准。

常用净水设备的规格、性能见表 13-8。

表 13-8

型 号	处理水量 (m ³ /h)	源水浊度 (mg/L)	出水浊度 (mg/L)
ZJS-3	3	<500	<5
ZJS-5	5	<500	<5
ZJS-10	10	<500	<5
ZJS-15	15	<500	<5
ZJS-20	20	<500	<5

(一) 构造原理和工艺流程 该装置由进水定量箱、机械搅拌反应池、斜管沉淀池、快滤池、虹吸出水管组成。

源水由水泵吸入,同时吸入混凝剂和消毒剂,经水泵混合,流经定量箱进入机械搅拌反应池,然后经斜管沉淀池把澄清水和活性泥渣分离,澄清水经快滤池过滤即可得到清水。

净水设备的工艺流程见图 13-5。

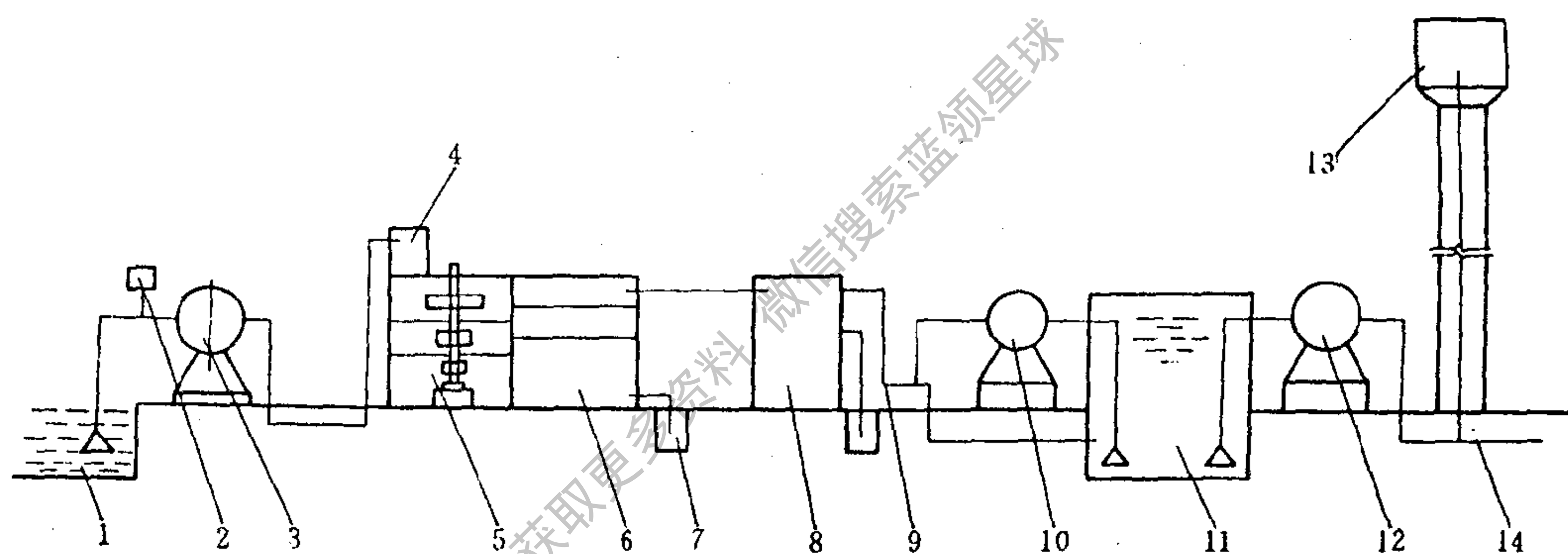


图 13-5 净水设备工艺流程示意图

1. 源水 2. 投药器 3. 进水泵 4. 进水定量箱 5. 机械搅拌反应池 6. 沉淀池 7. 排泥沟
8. 快滤池 9. 虹吸出水管 10. 反冲洗泵 11. 清水池 12. 出水泵 13. 水塔 14. 输出水管

(二) ZJS-20 型净水器的主要技术参数

序号	名称	技术参数	序号	名称	技术参数
1	净水流量	20m ³ /h	8	清水上升流速	2mm/s
2	进水源水	<500mg/L	9	沉淀停留时间	15min
3	反应时间	16min	10	冲洗浊度	14l/m ² ·s
4	搅拌转速	18r/min	11	冲洗时间	2min
5	斜管上升流速	4mm/s	12	冲洗压力	3×10 ⁵ Pa
6	颗粒沉降速度	0.3mm/s	13	进水工作压力	>10 ⁵ Pa
7	滤速	2.8mm/s	14	冲洗周期	8~16h

第二节 污水处理及排放

一、污水的种类、水质和水量

(一) 生产性冷库(肉联厂)的污水大致有以下几种

1. 生产污水 无油脂污水:来自宰前淋浴、屠宰、烫毛、厂房地坪冲洗;油脂污水:来自家禽家畜解剖、胴修、副产品加工、洗油和油脂加工;胃房污水:来自剖洗胃房工序,污水内含大量未消化食物等;清洗食品污水:来自整理间或理鱼间;家禽家畜粪便污水:来自候宰间、饲养栏和洗车场;制药污水:来自脏器剂车间;

2. 生活污水 来自办公楼、宿舍、车间卫生设施、洗衣房、锅炉房、食堂、浴室等厂内福利设施。

3. 生产废水 冷却水:采用直流式供水的冷凝器、压缩机冷却排水;融霜水:采用直流式供水的冷风机融霜排水;制冰排水:来自制冰间。

肉联厂库区污水排放情况示意图见图 13—6。

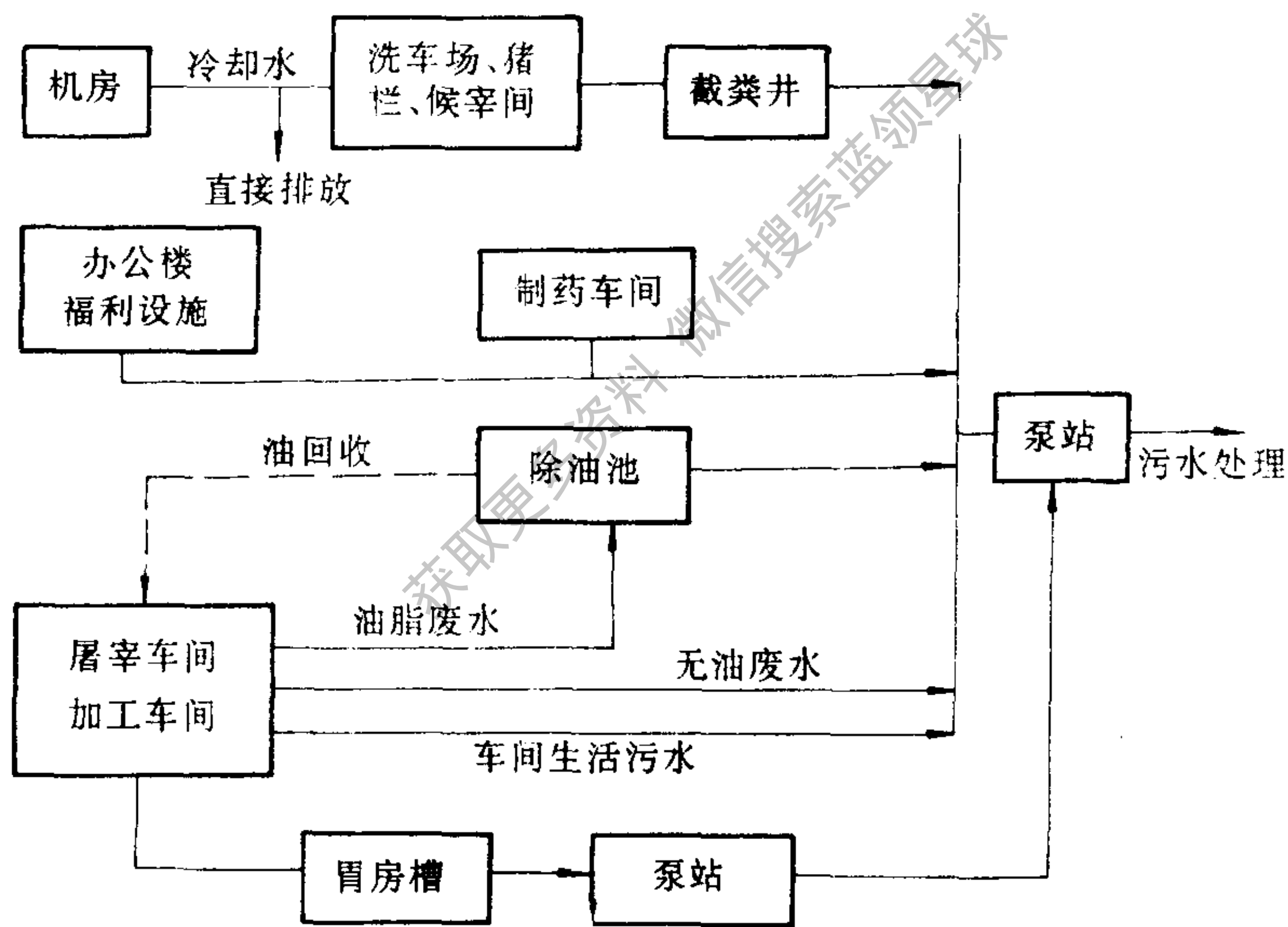


图 13—6 肉联厂库区排水情况示意图

(二) 污水的水质与水量 混合污水含有大量的有机物和氮、磷、钾肥分,而且不含有毒物质,经过适当处理后可用于灌溉农田和养鱼。混合污水的化验结果见表 13—9。

污水水量大致为:猪饲养废水 $0.015 \sim 0.025 \text{m}^3/\text{头} \cdot \text{日}$,屠宰猪 $0.2 \sim 0.3 \text{m}^3/\text{头}$,油脂废水 $0.3 \sim 0.35 \text{m}^3/\text{头}$,屠宰羊 $0.13 \sim 0.15 \text{m}^3/\text{头}$,屠宰牛 $0.9 \sim 1.4 \text{m}^3/\text{头}$,淋浴水 $40 \text{L}/\text{人} \cdot \text{班}$,车间生活污水 $25 \sim 35 \text{L}/\text{人} \cdot \text{班}$,居住区生活污水 $40 \sim 100 \text{L}/\text{人} \cdot \text{日}$ 等。

表 13-9 冷藏库混合污水水质指标

序 号	项 目	单 位	猪废水	牛羊废水
1	pH	mg/L	7.2	7.6—8.5
2	总碱度	mg/L	334mg/L	7.3—9.35mg 当量/L
3	总固体	mg/L	1580—1740	1131—2960
4	悬浮物	mg/L	573—710	360—1300
5	五日生化需氧量	mg/L	471—840	453—710
6	氨态氮	mg/L	32—68.5	23.4—35.6
7	总氮	mg/L	179—207	23—36
8	磷酸盐	mg/L	47—78.4	55—116
9	钾	mg/L	24—27	25—48
10	硫酸盐	mg/L	25.5—46.6	23—36
11	氯化物	mg/L	49—203	96—210
12	钙	mg/L	24—52.8	60—91
13	镁	mg/L	22.3—30.6	30—40
14	钠	mg/L	45—85.6	
15	油脂	mg/L	115—262	

二、库区内排水管道的设置原则

库区排水管网一般采用污水、雨水分流系统。雨水一般采用地面明沟直接排放。

屠宰车间内污水在排入局部处理设施以前的管段多采用宽而浅的明沟，上加铸铁篦子盖，以便随时清除沉渣，避免淤积。

融霜排水管的坡度不小于 2%，在通过高温库、川堂等处时应考虑防止结霜措施。

室外排水一般采用混凝土管，其管顶埋设深度一般不宜小于 0.7m，如在严寒地区其管顶应在冰冻线以下 0.4~0.6m。由于冷库污水中含固形物、油脂较多，为防止淤塞，管道设计流速宜大于 0.8m/s，最小管径不小于 200mm，并采用 5% 的坡度。检查井的间距不宜大于 15m。

三、局部处理设施和污水泵房

在屠宰车间的劈半、剖腹、拆肠等有冲洗水处应设集油槽，随时回收含油脂污水表面的油脂。集油槽的原理是降低污水流速和改变流向，并利用油脂比水轻的特点收集浮在水面上的油脂。集油槽可用薄钢板焊制，其容积一般可按 10~15min 的冲洗水量来确定，构造形式可参照图 13-7 所示。

胃房(即猪肚)中未消化的食物如带入污水中，易使排水管道堵塞，因此在翻胃时应将胃房物单独排除运走，冲洗胃房的污水也要经过设在车间外污水排出处的截留井处理。截留井的构造形式可见图 13-8，其沉淀区容积可按最大小时流量停留 10min，沉渣区容积可按全日沉渣量 20~30% 计。每日沉渣量以全日胃房污水量的 10% 计。

为了防止排水管道阻塞，饲养栏各猪圈冲洗污水排出处均应设置截粪井。截粪井的构造可参见胃房物截留井的型式，其沉淀区的容积可按各猪圈冲洗时排水量停留 10min 计，其沉渣区可按全日

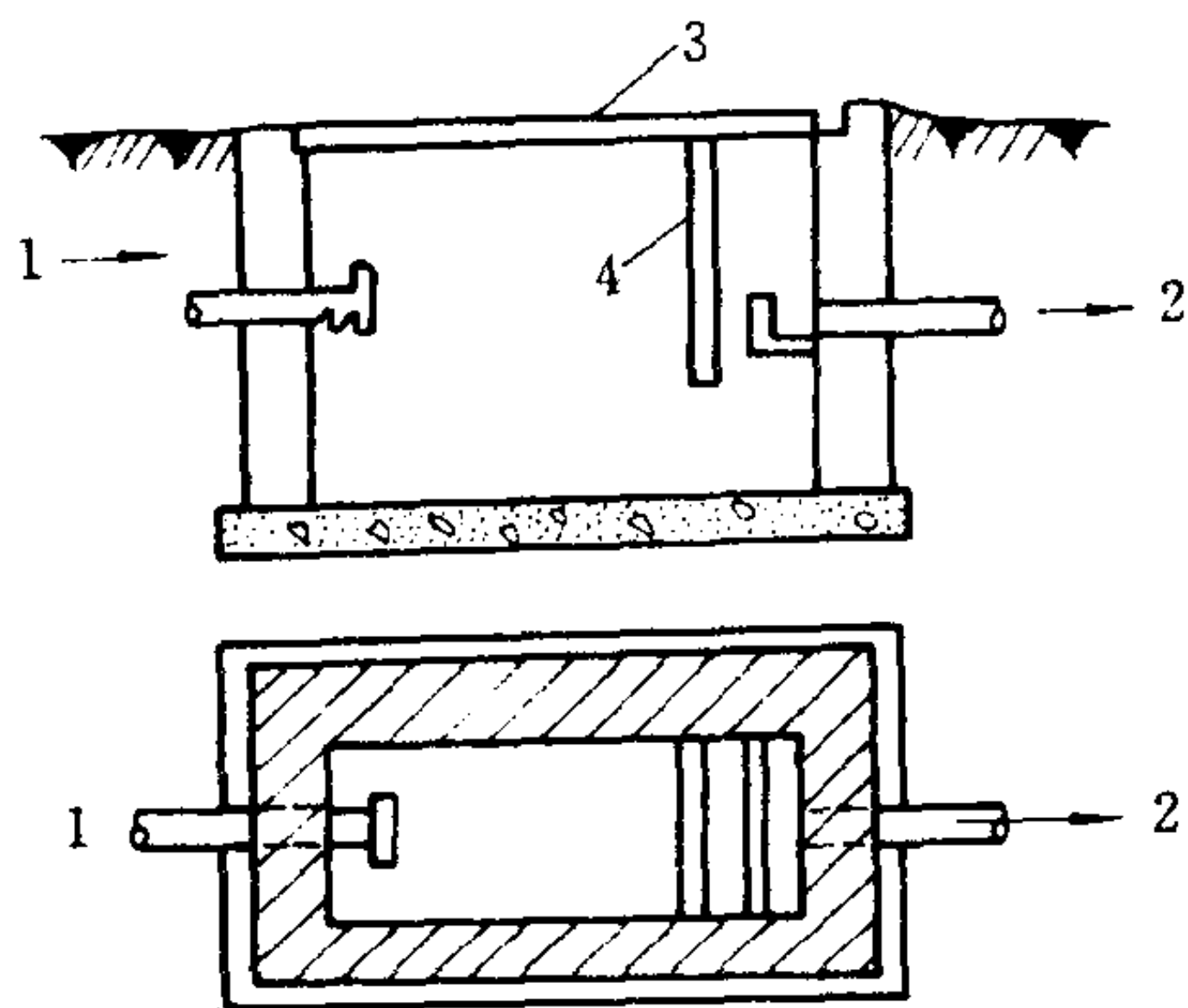


图 13-7 集油槽

1. 进水管 2. 出水管 3. 盖板 4. 隔板

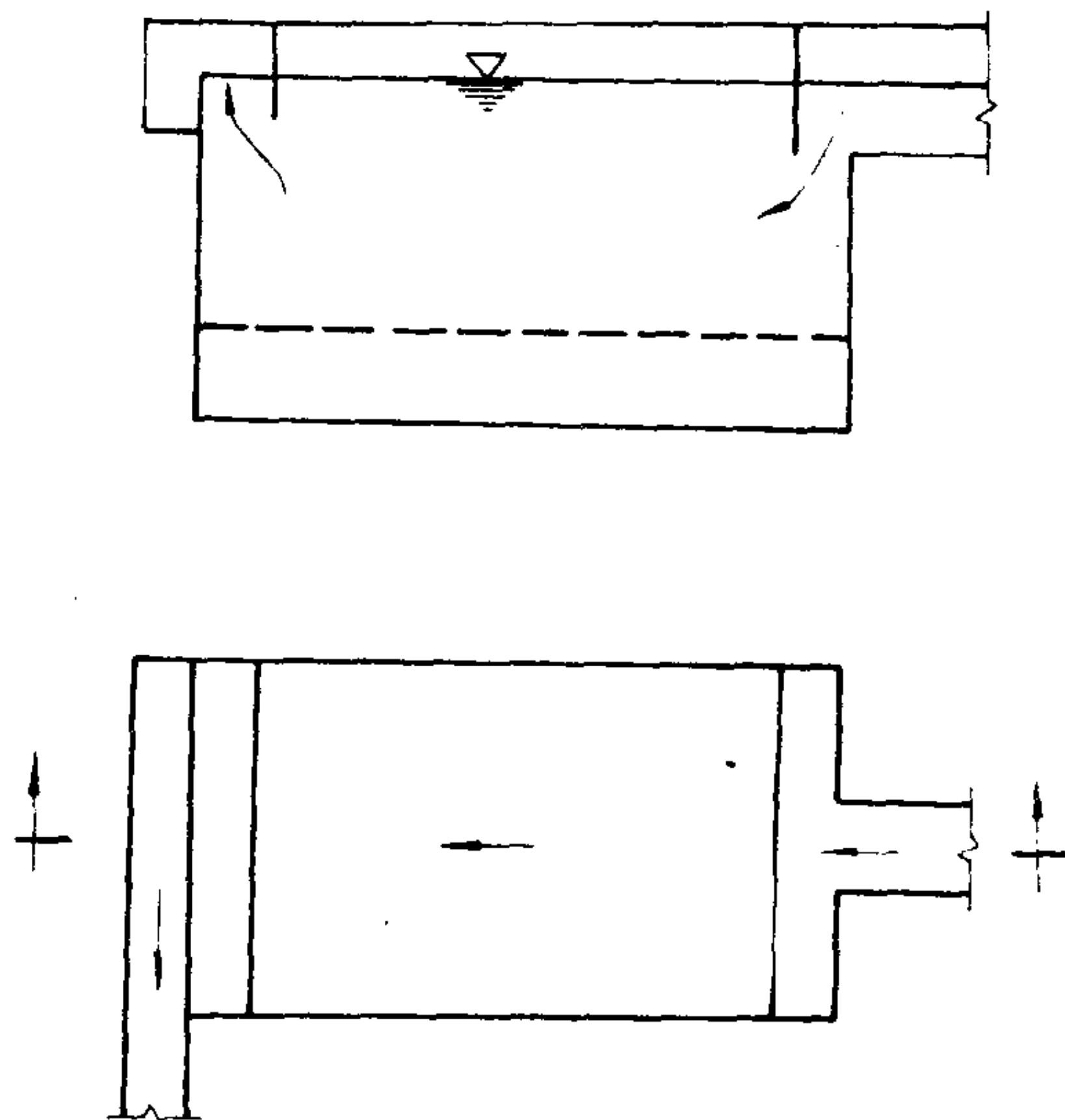


图 13-8 截留井

沉渣量 40~50% 及每日清理次数决定。全日沉渣量以全日饲养废水量的 10% 计。

污水泵房的型式根据地形、气温、水泵型号等条件综合考虑。水泵机组的计算水量按最大时流量设计；污水泵房内应设一台与最大出水量相同型号的备用泵。污水池进口须设格栅，以除去废水中所含的大块固形物和杂质。如集中处理设施中采用水力循环式厌气接触池时，为避免喷嘴受阻，可在格栅后加设格网。污水池的有效容积一般不小于最大一台水泵 5min 的出水量。

四、废水处理

肉联厂经常采用的废水处理构筑物有：

(一) 厌气塘 它在厌气条件下利用厌气性活性污泥的生物吸附消化作用处理废水，一般适用于气候温暖地区，并有单个或几个天然池塘可资利用的地方，厌气塘设计停留时间可采用 24h，即它的容积等于日废水量。厌气塘宜建成长方形塘，进水应从池塘一端的底部进入（如能多处分散进水更好），从另一端溢流出水。出水堰前应设障板，以挡住浮渣，障板淹没深度为 0.5~1m。塘深宜采用 2~5m，深塘处理效果比浅塘好，多级塘处理效果比单级好，夏季比冬季好。当停留时间为 24h、 BOD_5 负荷 $486 \sim 580g/m^3 \cdot 日$ （属强污水）时，处理效果可除去 37~48% BOD_5 和 51~66% 的悬浮固体。废水经厌气塘处理后无明显臭气，适宜于灌溉农田。3~6 月清理一次污泥。

(二) 厌气接触池 系在厌气消化条件下，利用厌气性活性污泥的生物接触吸附作用处理废水。它较厌气塘占地面积小，池身周围应填土保温，寒冷地区应置于室内。厌气接触池的构造见图 13-9，废水从底部进入，流经污泥区，与厌气活性污泥接触，产生生物吸附作用，再进入沉淀区，沉淀后从出水堰溢流排出。设计停留时间按最大日废水量停留 8 小时计，即池水容积等于最大日废水量的三分之一。直径与池深的关系可取 $H=1.1 \sim 1.3D$ ，中心管直径 d_0 采用 200~400mm。停留时间 8h，在夏季的处理效果为去除 BOD_5 48%，冬季可去除 29%。废水处理后可用于农田灌溉，一般 10~20 日排泥一次。

(三) 厌气塘—氧化塘 可利用单个或多个天然池塘或砖砌池组成，混合废水经厌气塘处理后流入氧化塘，见图 13-10。氧化塘平均水深可为 0.6~1.5m。氧化塘的处理作用在于塘中繁殖藻类

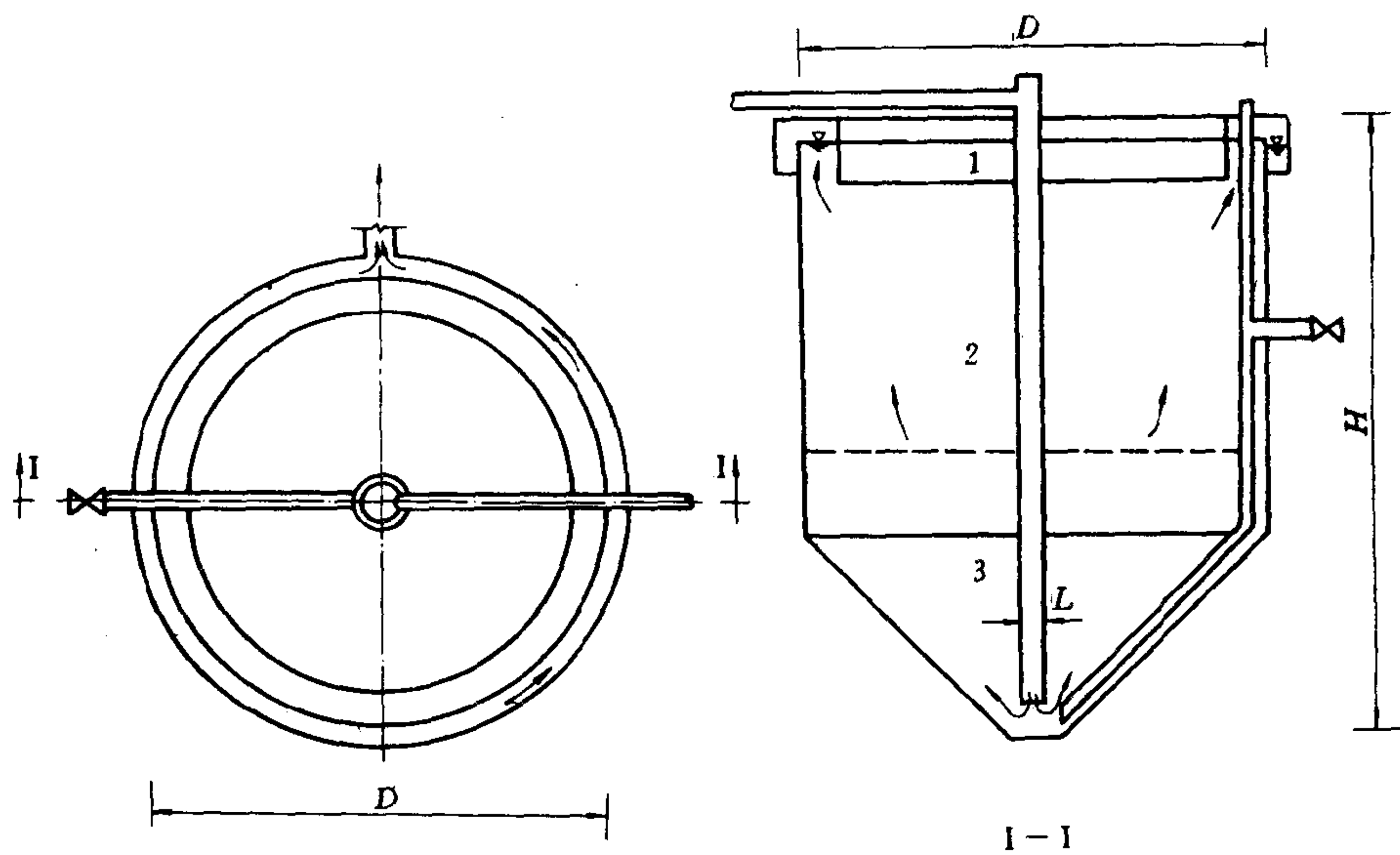


图 13-9 厌气接触池
1. 浮渣区 2. 沉淀区 3. 污泥区

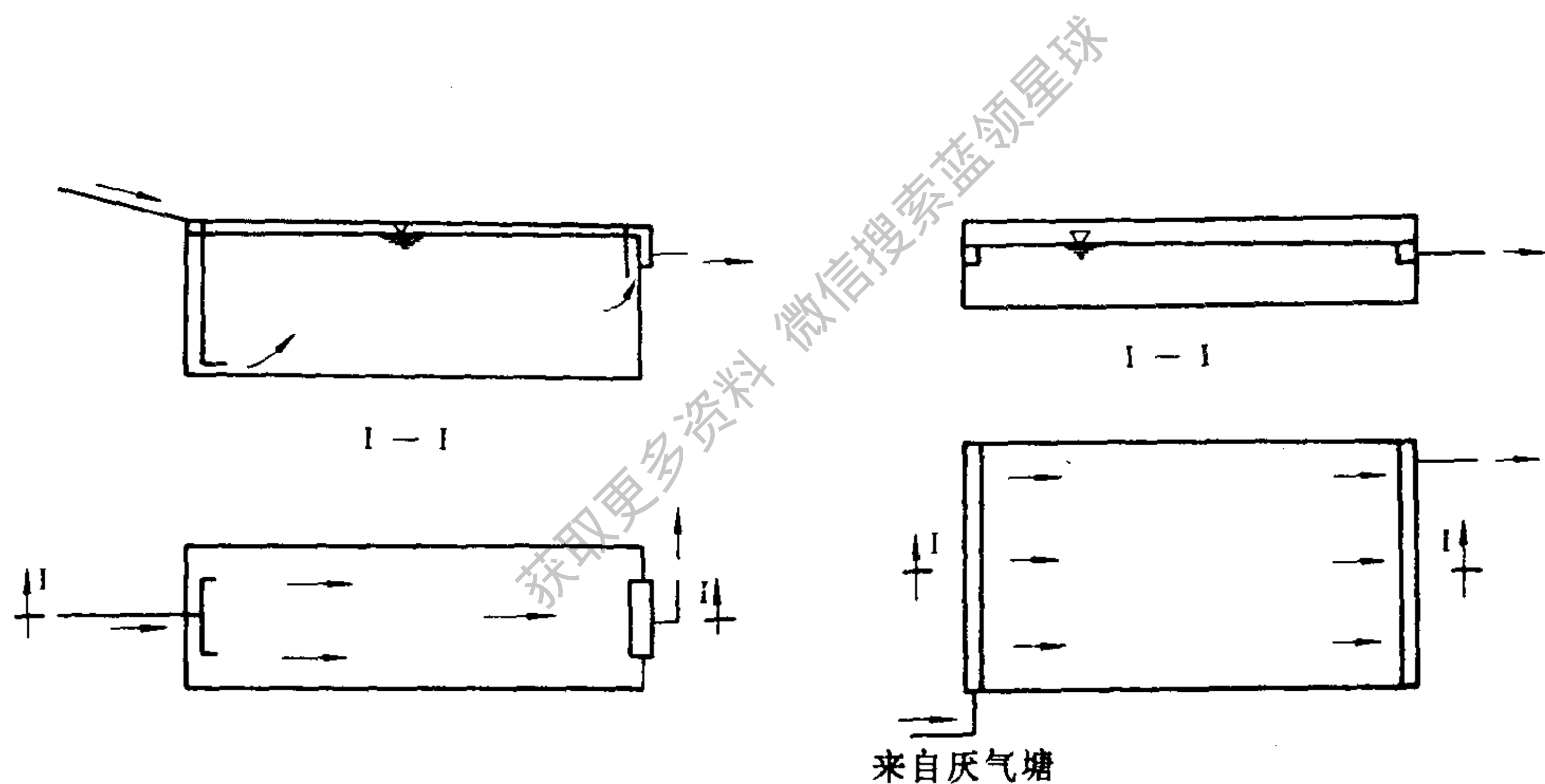


图 13-10 厌气塘及氧化塘
a. 厌气塘 b. 氧化塘

所产生的光合作用,其处理效果一般夏季高、冬季低。当在厌气塘停留一天,氧化塘停留 5 天时, BOD_5 降低了百分之八十五。氧化塘出水可排入鱼塘养鱼,排入流量视出水水质而定。

第三节 供汽和采暖

一、供汽

只有生产性冷库(肉联厂、肉食品厂等)为了满足宰杀加工工艺的要求才需要供汽(生活供汽除外)。锅炉房的容量应根据每小时生产和生活的最大用汽量,并考虑到同时使用系数、管网损失、锅炉房自用汽量等确定。肉联厂各车间生产需用蒸汽量可参见表 13-10。

表 13-10 各车间生产需用蒸汽量

班宰能力(头) 蒸汽用量(t/h)	班宰能力(头)			
	500	1000	2000	3000~5000
车间名称				
屠宰车间	2	3	4	5
制药车间	1	2	3	4
高温肉加工间	0.2	0.25	0.4	0.6
蛋白胨加工间	0.3	0.3	0.6	0.9
血粉加工间	0.6	0.7	1.7	1.5
洗衣间	0.03	0.04	0.06	0.12
浴室	0.28	0.34	0.4	0.45
烘衣房	0.07	0.09	0.16	0.22
厨房	0.2	0.3	0.3	0.4

注：屠宰加工以剥皮为主时，其蒸汽量可酌情减少。

为了适应冷库生产的季节性带来用汽负荷的变化，锅炉的台数不宜少于2台。锅炉房应位于全年主导风向的下风侧，同时尽可能接近用汽负荷大户。锅炉房属于丁类生产厂房，其建筑耐火等级不低于二级。对于锅炉房的设计，应按《工业企业锅炉房设计规范》执行。

冷库附近有热电厂或其它企业的余热可利用时，应优先考虑利用余热，可不设锅炉房。

二、采暖

位于采暖地区的冷库，其附属建筑物的采暖参照当地采暖标准，也可参考表 13-11。

表 13-11

房间名称	采暖计算温度(°C)	房间名称	采暖计算温度(°C)
机 房 间	16	办 公 室	16—18
设 备 间	12	洗 衣 间	18
制 冰 间	12—16	烘 衣 间	40
变配电间	16	食 堂	14
电瓶车充电间	12	厕所 盥洗室	12
候 宰 间	10	更 衣 室	23
麻 电 间	10	淋 浴 室	25
烫 毛 间	18—20	理 鱼 间	18
熟食加工间	16	其它加工间	16—18
分割肉加工间	14—16		
副产品加工间	16—18		

冷库附属建筑的采暖一般采用蒸汽或热水集中采暖系统，用铸铁散热器。如用蒸汽热源，工作压力一般为 0.2MPa；如用热水热源，热水温度一般为 95°C 或 130°C 两种。机房内不准用明火采暖。

采暖系统冬季耗热量可由下式估算:

$$Q = P \cdot V(t_n - t_w) \quad (\text{W}) \quad (13-5)$$

式中: P ——热指标, $\text{W}/\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}$ (有通风房间 $P=1.2$, 无通风房间 $P=1.0$);

V ——房间容积, m^3 ;

t_n ——房间采暖温度, $^\circ\text{C}$;

t_w ——室外计算温度, 取当地采暖设计温度, $^\circ\text{C}$ 。

第四节 电 气

一、冷库用电的特点

冷库用电与一般的建筑有所不同, 它主要有以下几方面的特殊要求:

1. 为了保证冷藏食品的质量, 库温不允许有过大的波动。因此, 要求供电应有可靠的保证。
2. 冷库中的理鱼间、屠宰加工间等属高湿环境, 冷藏库内属低温高湿环境, 对这些环境内的电气设计和选用电气器材, 应考虑用电安全、防潮和防腐蚀方面的要求。
3. 根据安全保护条例中的规定, 灯具安装高度低于 2.4m 的高潮湿房间, 其照明电压应 $\leq 36\text{V}$ 。
4. 冷库(如水产冷库)的生产有比较明显的淡旺季节性。

二、供电

冷库供电一般属三级负荷, 当冷库公称容积等于或大于 15000m^3 , 或日冻结量等于或大于 60t 时, 属二级负荷, 可采用一回路专用线供电。冷藏库一般不设备用电源, 若因条件需要考虑保安电源时, 则其容量应以运转一台制冷压缩机及其有关辅助设备、冷库中一台电梯和库房照明等必须的用电量来决定。

对于生产季节性强、负荷变化大、负荷率低的大中型冷库, 受电变压器容量大于 315kVA 时, 宜选用两台变压器。

为了选用供电系统的变压器等设备, 必须确定用电负荷。冷库最大电力设计负荷, 一般按需要系数法计算:

$$P_j = P_e \cdot k_c \quad (13-6)$$

式中: P_j ——最大电力计算负荷, kW;

P_e ——用电设备容量之和, kW;

k_c ——用电设备的需要系数。

高限系数 k_m 是最大电力计算负荷与最大负荷季度的平均负荷 P_{cm} 之比, 即

$$k_m = \frac{P_j}{P_{cm}}$$

季度平均负荷 P_{cm} 与设备容量 P_e 之比, 称为利用系数 k_a , 可用下式计算:

$$P_{cm} = P_e \cdot k_a \quad (13-7)$$

则

$$P_j = P_e \cdot k_a \cdot k_m \quad (13-8)$$

冷库用电在一年中随着季节不同有显著的变化, 在寒冷季节的用电量往往只有最大负荷的 50%。而在一昼夜内负荷变化不大, 一般在第一班中的负荷要比其它各班大 20~25%。 k_m 可取 1.1,

则
或

$$k_c = k_a \cdot k_m = k_a \cdot 1.1$$

$$k_a = 0.9k_c$$

利用这个关系式可以由 k_a 换算成 k_c 。最大无功负荷为：

$$Q_m = P_j \cdot t_g \varphi \quad (\text{kVAR}) \quad (13-9)$$

最大计算视在负荷为：

$$S_m = P_j / \cos \varphi = \sqrt{P_j^2 + Q_m^2} \quad (\text{kVA}) \quad (13-10)$$

式中： $\cos \varphi$ 、 $\text{tg} \varphi$ ——用电负荷的平均自然功率系数及其正切值。

变压器的容量可根据冷库总计算负荷选取，一般留有 20% 的富裕量，即：

$$S_c = 1.2 \Sigma S_m$$

有关冷库用电设备的需要系数、功率因数和最大负荷的年利用小时数可参考表 13-12。

表 13-12

用电设备及部门	需要系数(k_c)	功率因数($\cos \phi$)	最大负荷的年利用小时数(T_s)
压缩机	0.7	0.8	5400
氨泵	0.7	0.8	5000
水泵	0.7	0.8	3000
冷库风机	0.5	0.8	3000
装卸设备	0.35	0.6	2000
机修车间	0.4	0.7	2500
锅炉房	0.7	0.8	4000
充电间	0.75	0.8	1500
食堂	0.5	0.85	1200
洗衣房	0.5	0.8	1500
冷冻食品车间	0.55	0.75	3500
冻结间	0.6	0.75	2000
包装间	0.6	0.8	4000
鱼品加工车间	0.75	0.9	3000
地坪电加热	0.6	0.6	5000
室内照明	0.5	0.95	2000
室外照明	1.0	0.95	2500
全厂	0.4	0.8	4000

按规定，低压用户的功率因数应不低于 0.85，高压用户的功率因数应不低于 0.9。达不到规定时，多采用低压静电电容器装于配电间集中补偿。冷库的功率因数较低，补偿前为 0.78，补偿后的功率因数根据当地电业部门的要求决定，一般低压侧补偿到 0.85 左右，补偿所需容量为：

$$Q_c = P_j (\text{tg} \varphi_1 - \text{tg} \varphi_2) \quad (\text{kVAR}) \quad (13-11)$$

式中： $\text{tg} \varphi_1$ 、 $\text{tg} \varphi_2$ ——补偿前后功率因数角的正切值。

全库总电力负荷需要系数可采用 0.55~0.7。

冷库一般是动力和照明共用一个电源。供电电压低压为 380/220V 三相四线制，高压 10kV（目前还有 6kV）。

氨压缩机房和设备间的事故排风机，应独立供电（不受压缩机控制线路控制），起动开关应设置

在机房间门外。

三、电力和照明

氨压缩机房属于 Q_3 级爆炸危险场所,事故排风机、照明都须采用防爆设备和灯具。

冷库中的冻结间、冷却间、冷藏间、内川堂、整理间、制冰间、理鱼间等属于高潮湿房间,设置在其中的电动机应采用全封闭型,灯具采用防潮型或防水型。其配电及起动设备、开关应采用密封防潮型,或集中安装在机房、常温川堂等干燥场所。

低于 0°C 的冷间电气线路应采用铜芯耐低温绝缘电线或电缆,并宜明敷。

电气线路穿过建筑物的隔热层时,必须采取可靠的防火(钢套管)和防止冷桥的措施。库房阁楼内不得装置电气设备或敷设电气线路。

冷藏门、地面等防冻电热线的电压不宜超过 36V。电热线严禁穿过建筑物的隔热层。

冷藏间内宜设呼救信号装置(36V)。

冷库各车间、场所的照度标准可参考表 13-13。

表 13-13 冷库各车间及场所的照度标准

车间名称	白炽灯		日光灯	
	照度(lx)	安全系数	照度(lx)	安全系数
冻结间、冷藏间	20	1.5	—	—
分发、清洗、制冰间	50	1.3	—	—
设备间	20	1.4	—	—
川堂、站台	30	1.5	—	—
烘衣间	20	1.4	—	—
铁路、公路站台	50	1.4	150	1.6
机房、机修、电工、过磅间	50	1.4	150	1.6
化验室	150	1.3	200	1.5
包装间	100	1.4	150	1.6

冷藏间内照明灯具应布置在顶排管两侧,并与之平行,安装高度应稍低于顶排管。

四、建筑防雷和电气安全

冷库属于潮湿建筑物,故高层冷库必须设防雷装置。单层冷库应根据当地雷击情况及周围建筑物的高度等予以设置。各种建筑物的防雷高度见表 13-14。

表 13-14 建筑防雷参考高度

分区	年雷电日数	建筑物需考虑防雷的高度
轻雷区	小于 30 天	高于 24m
中雷区	30~75 天	平原高于 20m,山区高于 15m
强雷区	75 天以上	平原高于 16m,山区高于 12m

电气设备的工作接地、保护接地或保护接零的接地电阻不大于 4Ω 。水塔、烟囱、高层厂房等三

类建筑防雷的接地装置与电气装置的接地装置可以共用。可以利用自来水管或钢筋混凝土基础作为接地装置。

五、屠宰车间用电

屠宰车间是多油脂的房间,为了避免油脂对橡胶制品的不良作用,不宜采用橡皮电线及用橡皮绝缘的电气器材。对于安装于屠宰设备上的电机按钮、行程开关及电气装置,必须选用密封防水型。屠宰车间的照明,应采取均匀照明与局部照明相配合的方式,局部照明可沿屠宰加工的流水线布置。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第十四章 制冷系统的安装、操作与运行

第一节 制冷设备的安装

制冷设备的安装和调试工作是制冷工作中的重要环节。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、饮水水箱、电冰箱等,这些设备几乎没有安装和接管的问题,只有按技术要求供电、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,然后再进行校验。

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和制冷系统设计原理图提出的技术要求,先将各部件安装固定,再将各部件间的管路连接起来,然后进行校验。

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。

一、制冷系统的特点和特殊性

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、沥清工等),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氧化皮、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,使制冷装置无法正常运转。

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,形成冰塞,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。

由于上述制冷装置的特殊性,因此在安装时要注意每一个细小环节。

二、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。

三、安装的一般原则

1. 制冷系统的布置应根据制冷工艺流程及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,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 1m 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℃,也不要低于 0℃。

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 0.12MPa。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,一般无需拆检机器的内部。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。

四、制冷压缩机及辅助设备的安装

(一) 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 0.1mm,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,拧紧地脚螺钉,用1:2水泥砂浆粉抹平,并覆盖垫铁。

如果电机和压缩机无公共底盘,在安装压缩机的同时,将电机及电机导轨安装好,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,还需调节电机和压缩机两轴同心,其径向偏差数不大于0.2~0.3mm,否则弹性橡皮易坏,并能引起振动。方法如图14-1所示。

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,调整电机。将千分表的支架固定在电机的轴上或电机半联轴带上,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,这种方法找同心较精确。

压缩机的安装,除上述方法外,还有事先将地脚螺钉预埋在基础中,这样作地脚螺钉较牢固。但是这种方法必须计算精确(如地脚螺钉露出地面高度,相互间的距离等),否则设备就无法安装就位。

对于机组的安装比较简单,可参考上述办法及产品说明书进行。对于整体式设备,安装工作量更简单,只需放平、防振、接上水、电即可。

(二) 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10~20mm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。当基础作好之后,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丝而

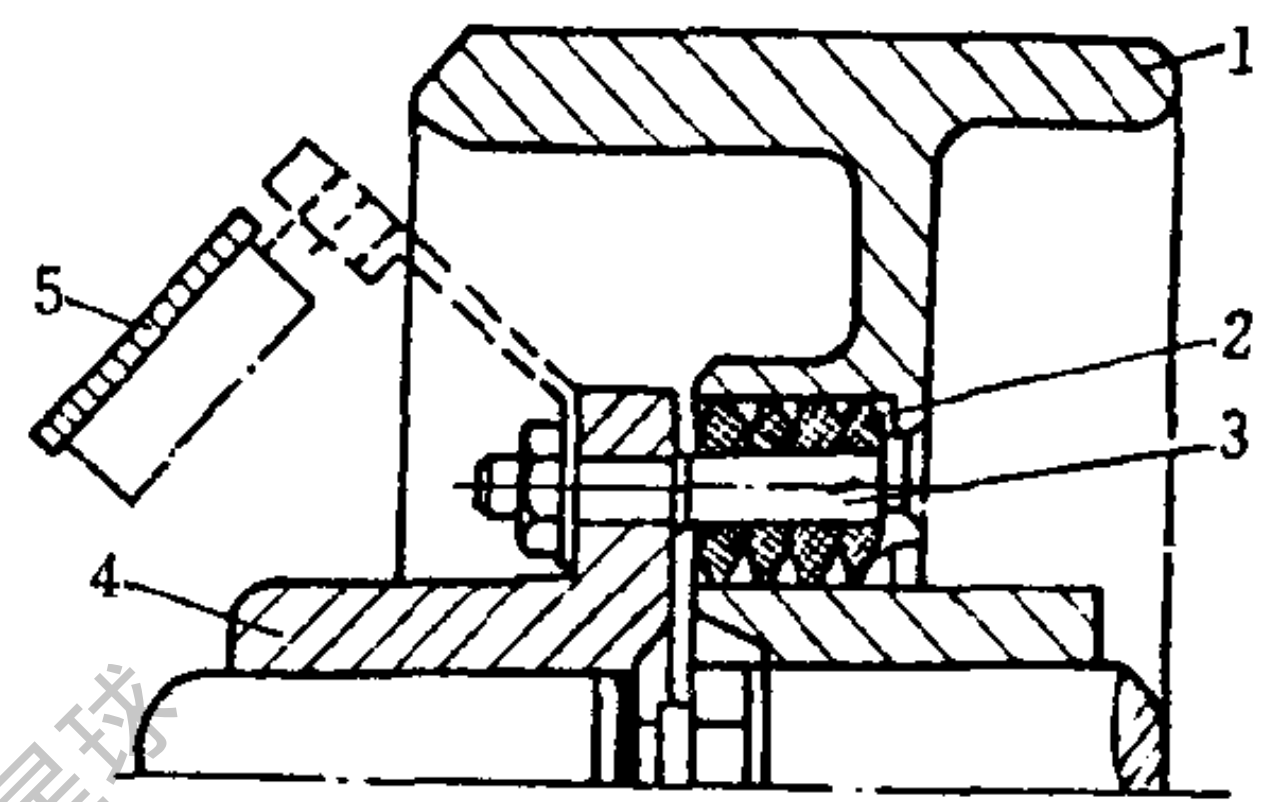


图14-1 找同轴度示意图

1. 压缩机飞轮 2. 弹性橡皮

3. 联轴节螺钉 4. 电机半联轴节 5. 千分表

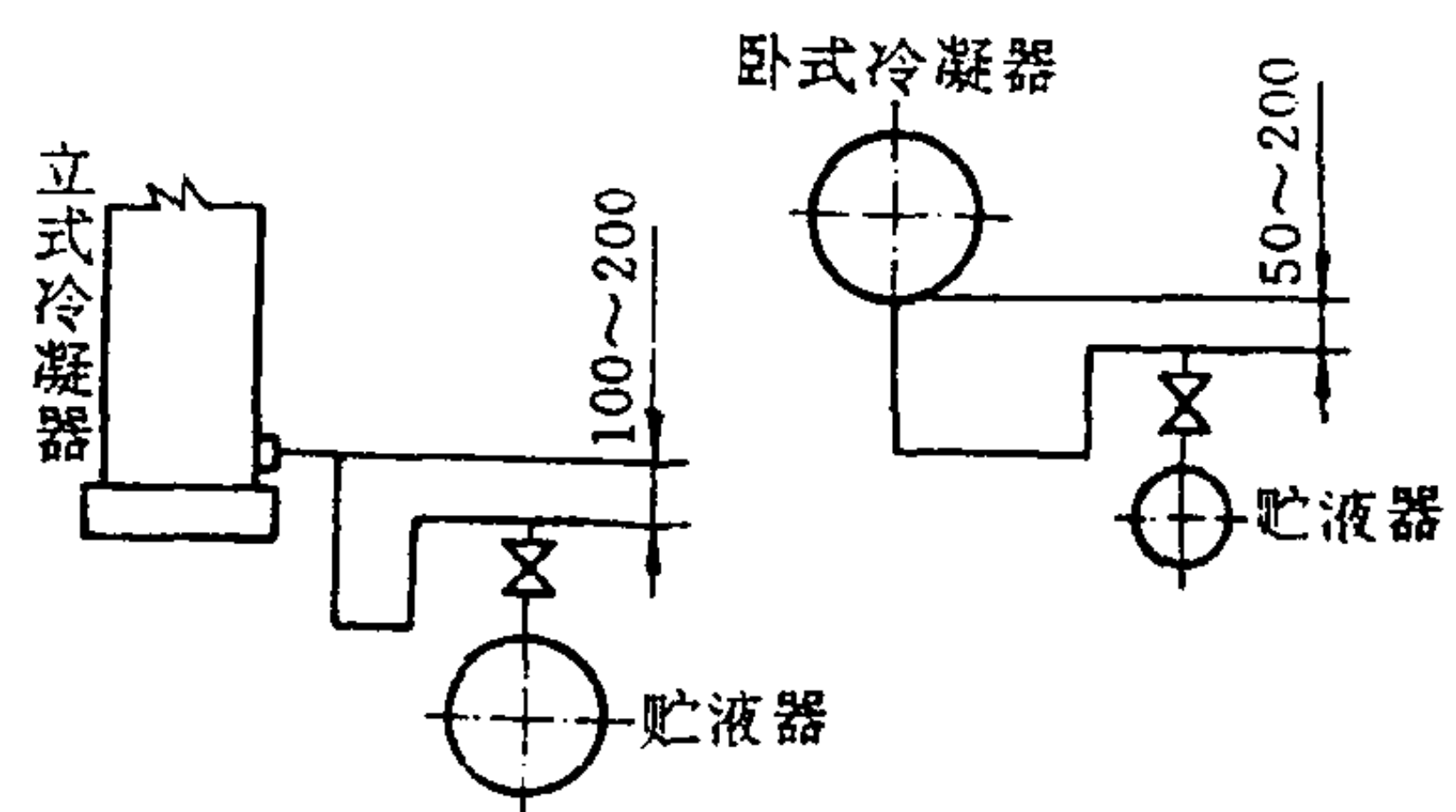


图14-2 冷凝器与贮液器安装时相对高度

直接放在支座上。

冷凝器和贮液器安装时的相对高度,如图 14-2 所示。其相对高度应予保证,使冷凝后的制冷剂液体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,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。

五、制冷管道安装

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。

(一) 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,内壁光滑,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。制冷装置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 14-1 中,供参考。

表 14-1 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	3.58
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 25mm 以下可用紫铜管,25mm 以上应采用无缝钢管。紫铜管的规格列于表 14-2。

表 14-2 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钢管,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。

(二) 管道的连接工艺 为了保证管与管之间精确的连接,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 $4\sim 5d$ (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,由于氟的重度大,管道弯曲应平滑而不能太急,一般用 $5\sim 6d$ 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%,其余为铜。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 14-3。紫铜管的一端用钢冲模冲成

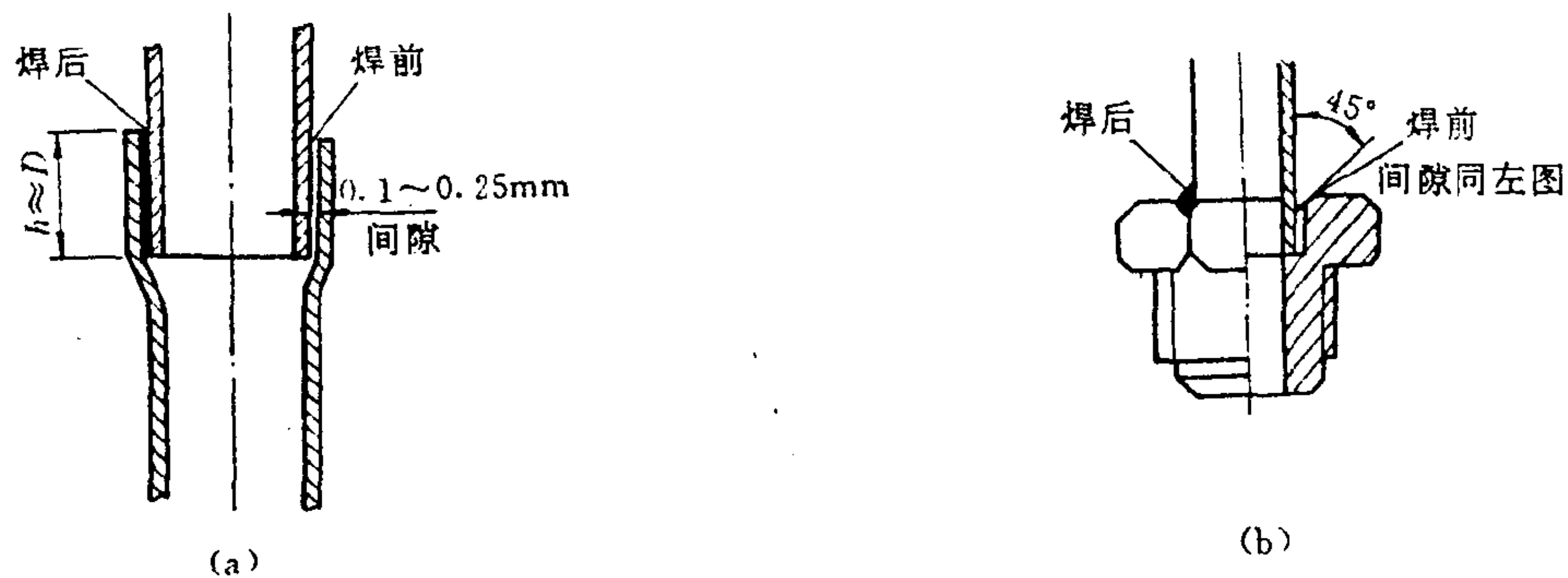


图 14-3 紫铜管焊接的装置形式
(a)铜管与铜管 (b)铜管与接头

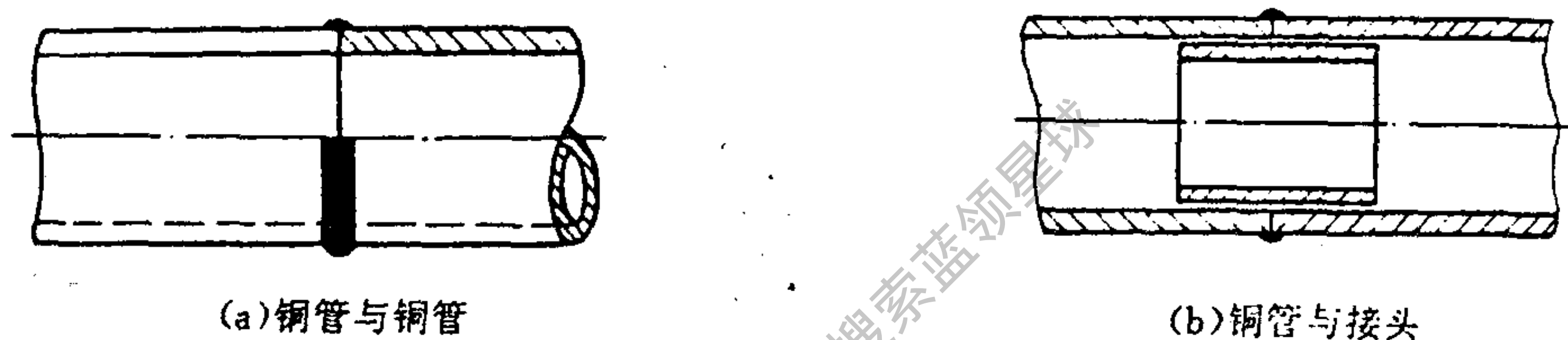


图 14-4

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 14-4 所示的焊接方式,因紫铜管管壁薄,难保证焊接质量。

如果要连接三通管,则应预制三通接头,应按图 14-5 所示的方式焊接,不宜采用如图 14-6 所示的焊接方式。

无缝钢管一般采用电焊,不宜采用气焊,因为气焊的应力难以消除,可采用对接方式进行焊接,

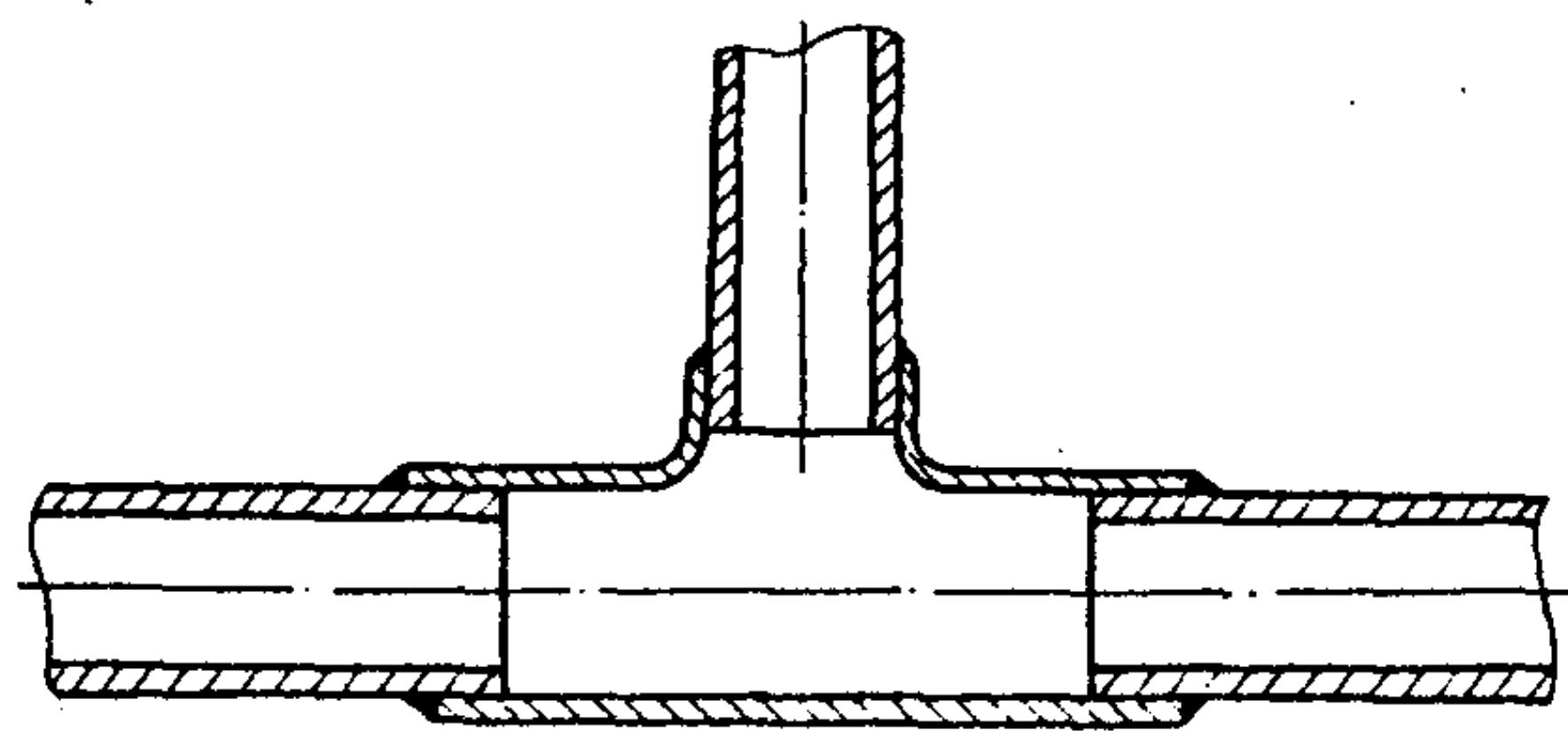


图 14-5

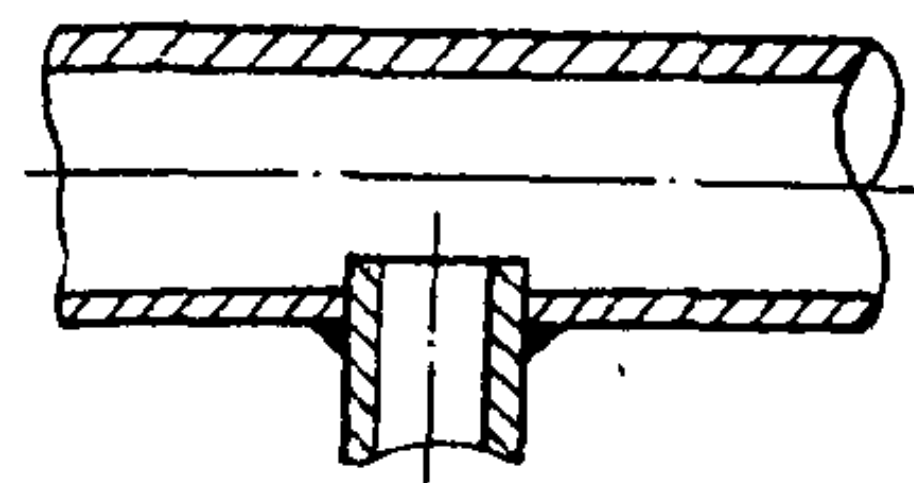


图 14-6

如图 14-7 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:

- (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; 磷铜焊的只能因磷铜焊料进行补焊; 锡钎焊也只能用锡合金补焊。

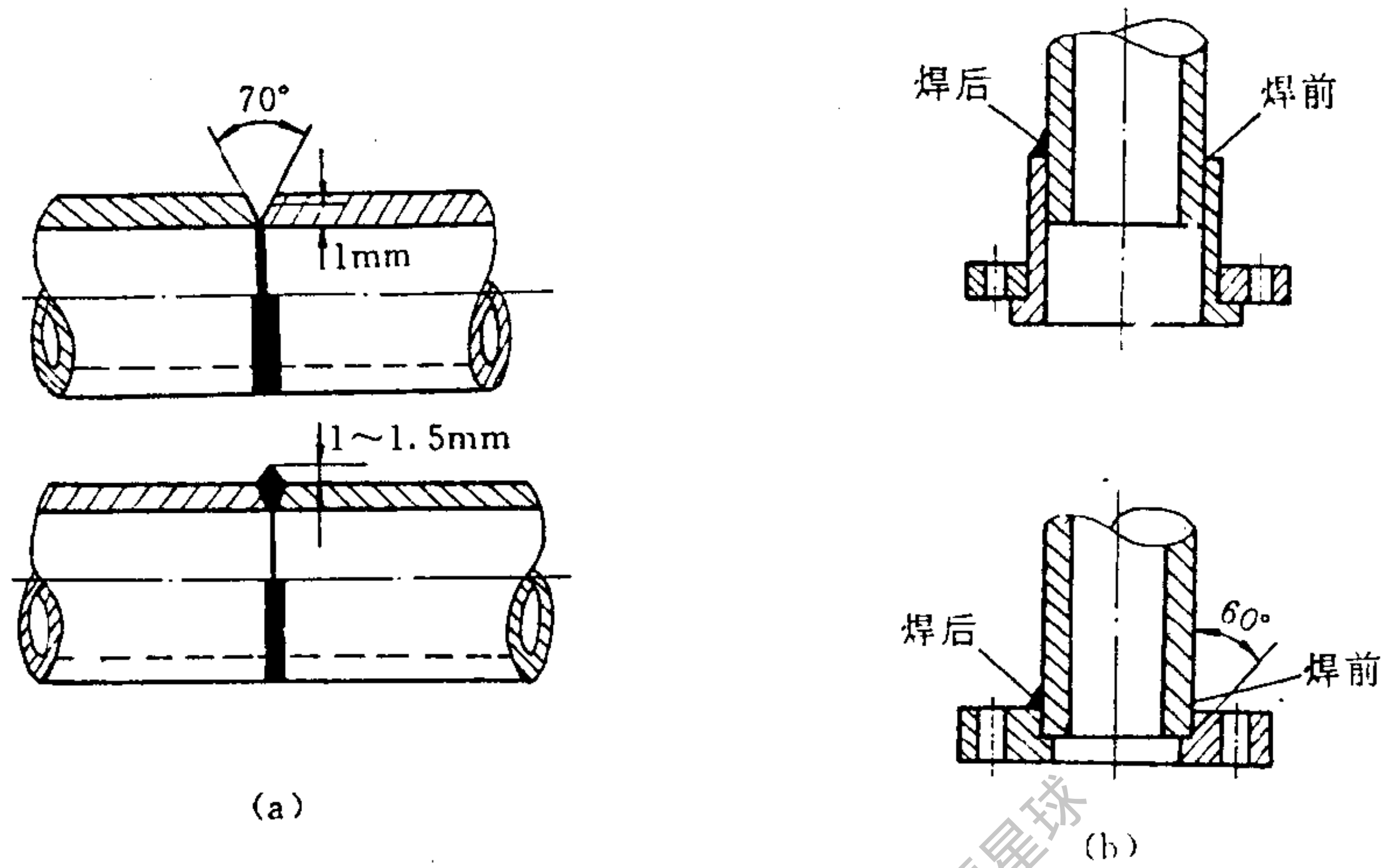


图 14-7 无缝钢管的对接焊

(a) 钢管对钢管 (b) 钢管对法兰

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。这两种连接方式均可拆的。

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 14-8(a); 半接头连接, 如图 14-8(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遍。螺

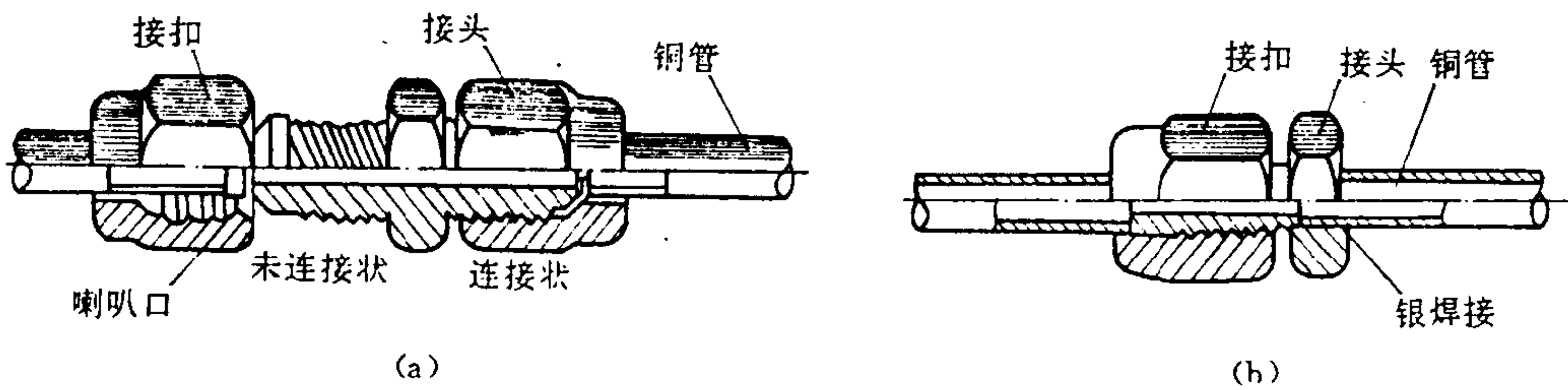
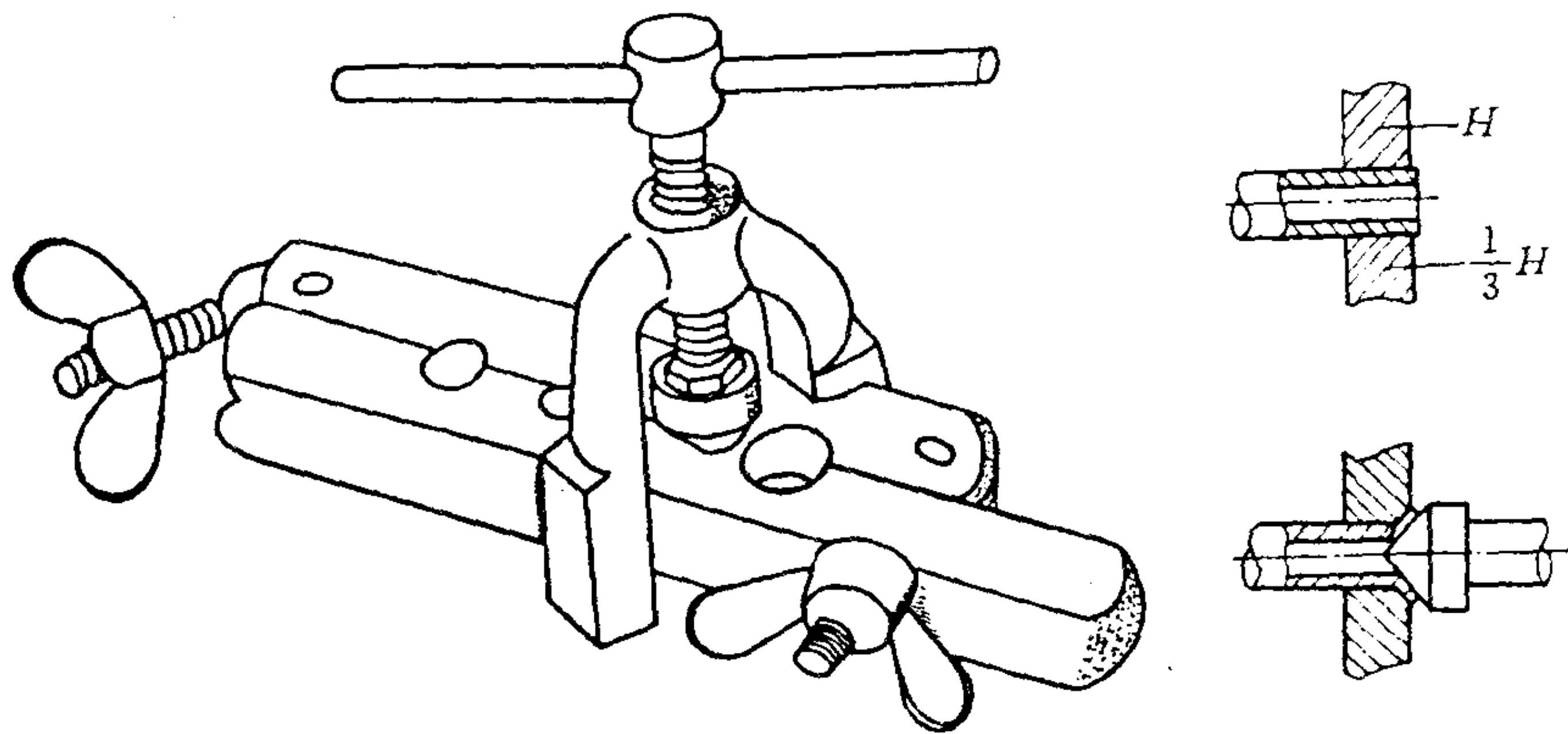


图 14-8 紫铜管的螺纹连接

(a) 全接头连接 (b) 半接头连接

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。扩张喇叭口需采用扩管工具(见图 14-9)。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 14-9。喇叭口应是平整 45° 的角, 不能搞成带弧度的 45° 喇叭口, 见图 14-10。喇叭口不应有裂纹和麻点的缺陷。



14-9 胀管工具

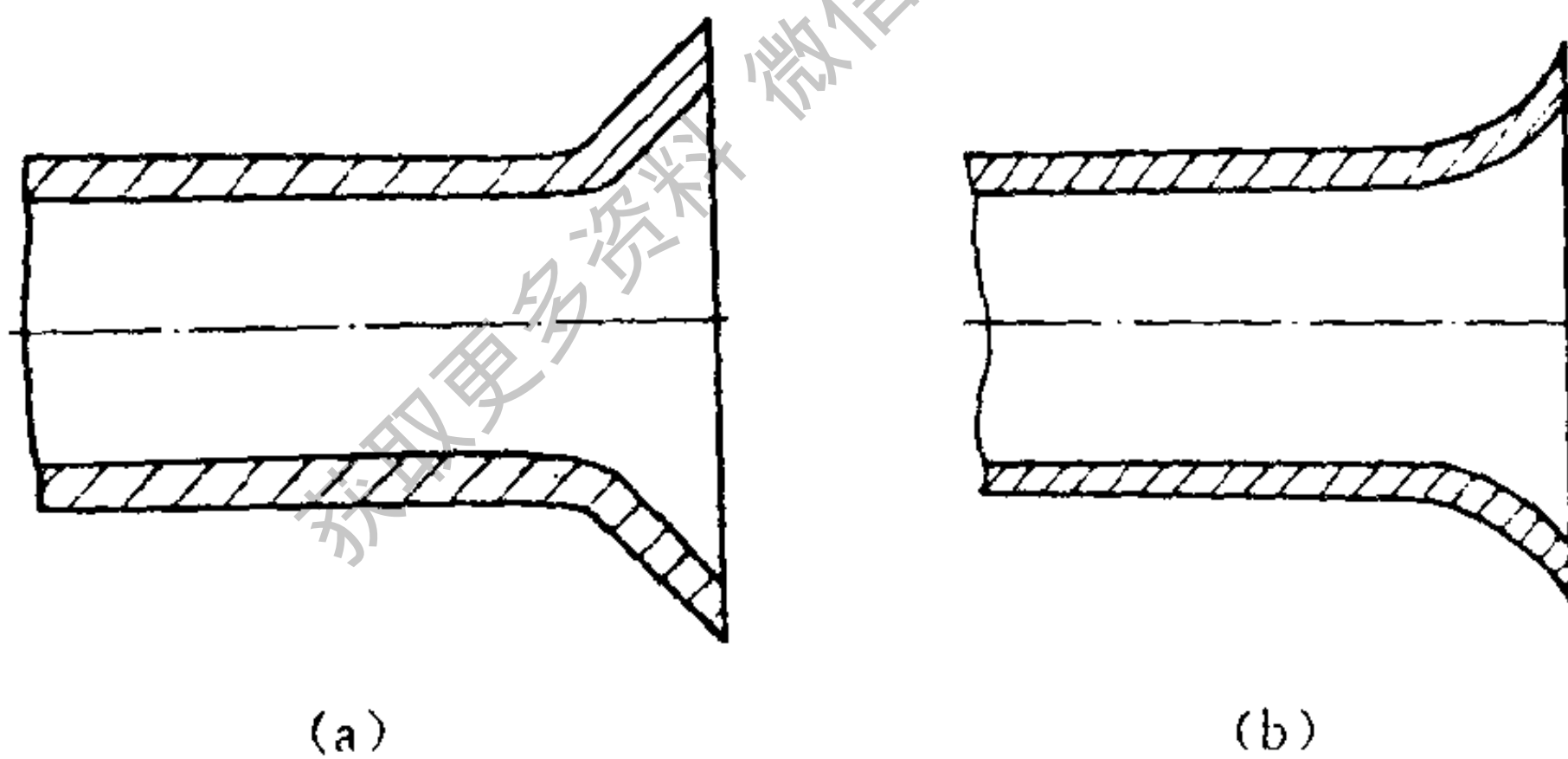


图 14-10

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 14-11 所示的凹凸型法兰。

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。

(三) 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。对这三种管路接管工艺的共同要求如下:

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

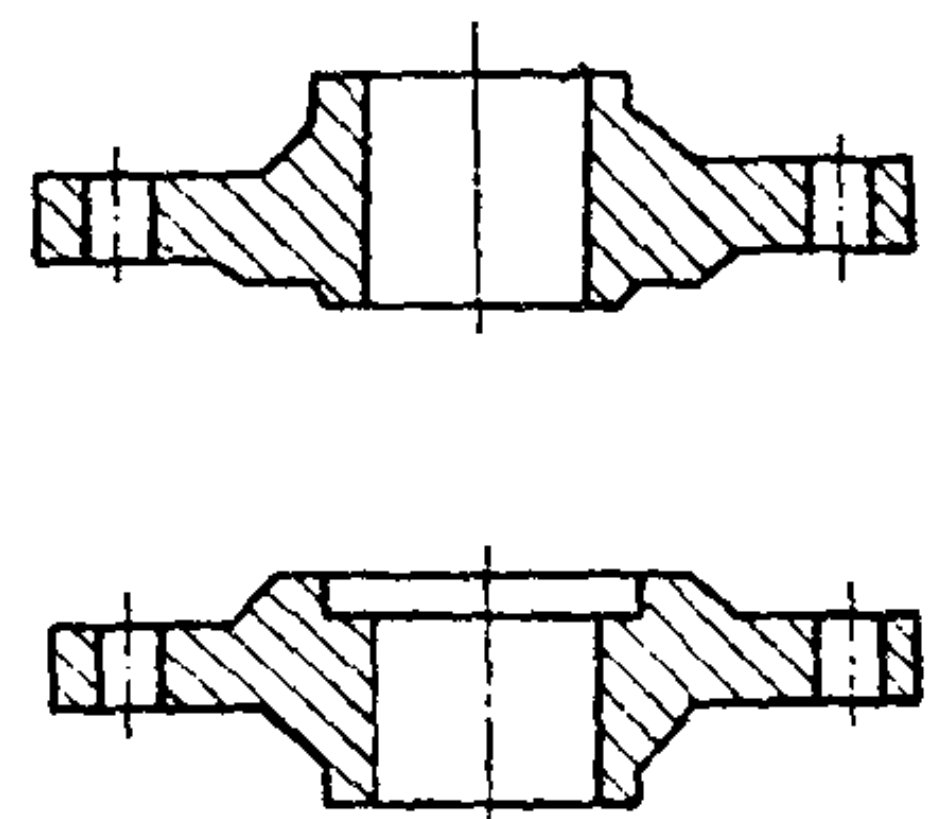


图 14-11 凹凸型法兰

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,以保证弯管圆滑平整,节流阀应尽可能靠近蒸发器,以减少冷量损失。

5. 接管应有防震措施,较长的接管应有架子支撑,以免震动损坏或碰伤。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震动。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和推力。

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。

第二节 制冷系统的吹污和气密性试验

一、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 0.5~0.6MPa 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用,但使用时应注意制冷压缩机的排气温度,不超过 125℃,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。在排污口放上一张净白纸,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。

二、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,氟利昂虽无毒,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。

(一) 压力试漏 系统试验压力标准见表 14-3 所示。

表 14-3 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,亦可采用干燥压缩空气试漏(就是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 14-12 为以 R12 制冷系统充气操作示意图。

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 14.7MPa,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)和管路口其他所有阀门。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 0.3~0.5MPa,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 0.98MPa。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 1.57MPa,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。

4. 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

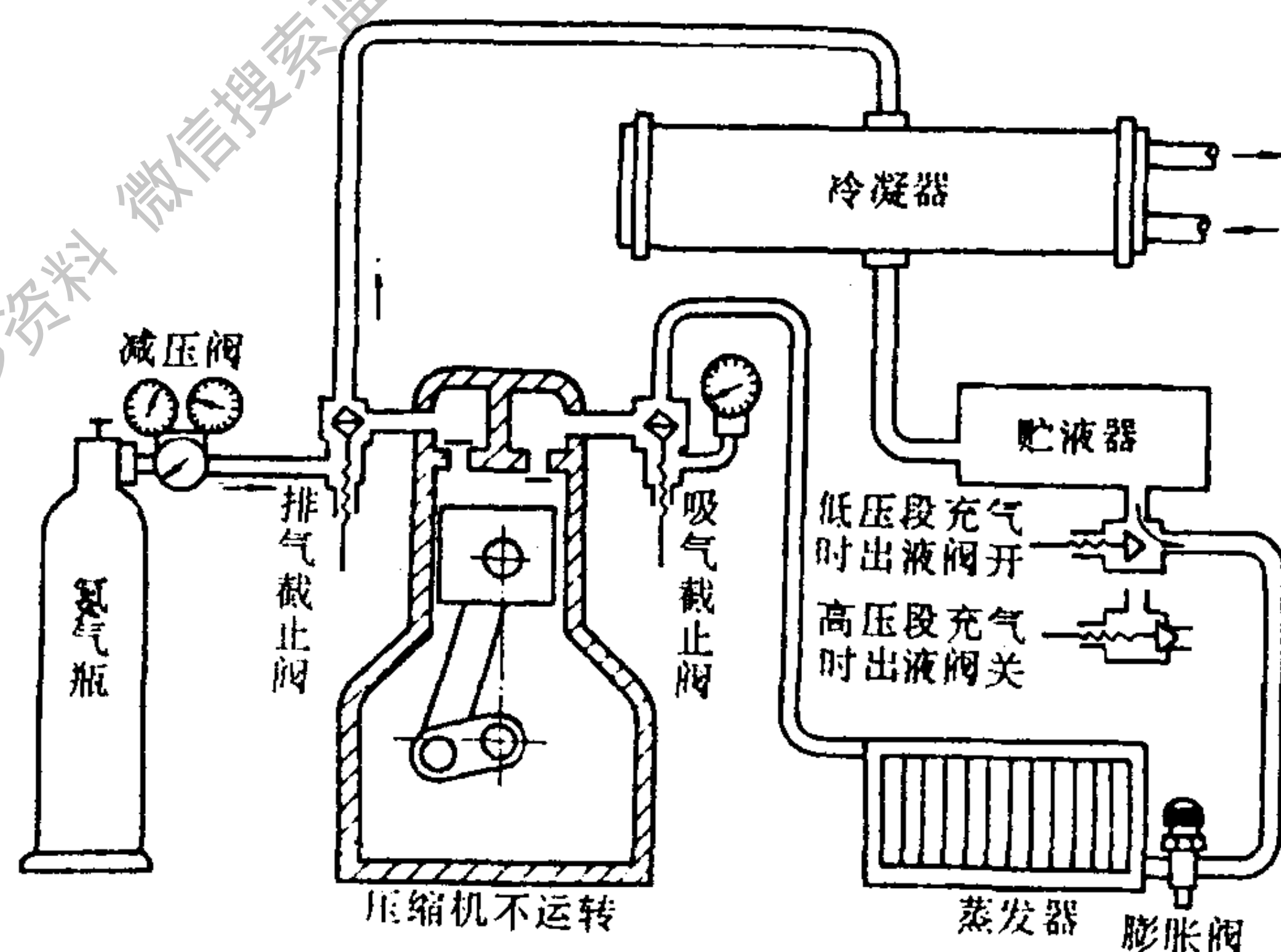


图 14-12 制冷系统充气检漏

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($K=1.4$),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(0.49MPa)左右暂停一次,每次排气温度不能超过 140°C ,压缩机吸、排压差不得超过1.37MPa。当压差上升到1.57MPa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(0.196~0.245MPa),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(1.76MPa)时,高压系统的安全阀就会跳开。

(4)对于经过大修后氨系统的试压,应注意系统内不得留有氨。如使用本身氨压缩机试压时,机器应经过拆检除氨气,以免可能引起爆炸事故。

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,这种查漏是行之有效的。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。补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14-3)24h,前6h的压力降不应超过2%,其余18h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 和 t_1 ——试验开始时的压力(MPa)和温度值($^{\circ}\text{C}$);

P_2 和 t_2 ——试验终止时的压力(MPa)和温度值($^{\circ}\text{C}$);

5. 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。

(二) 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着,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5.33MPa以下(即真空度要在

96.0kPa 以上),并在 8h 内压力的回升不超过 1.33kPa 以下。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 14-13。具体操作方法如下:

图 14-13 为制冷系统的抽真空图,它利用系统本身的压缩机抽气。

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,一直要抽到在较大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(插入面不深的情况下)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,电机冷却条件差。用真空泵抽真空的示意图如 14-14 所示。

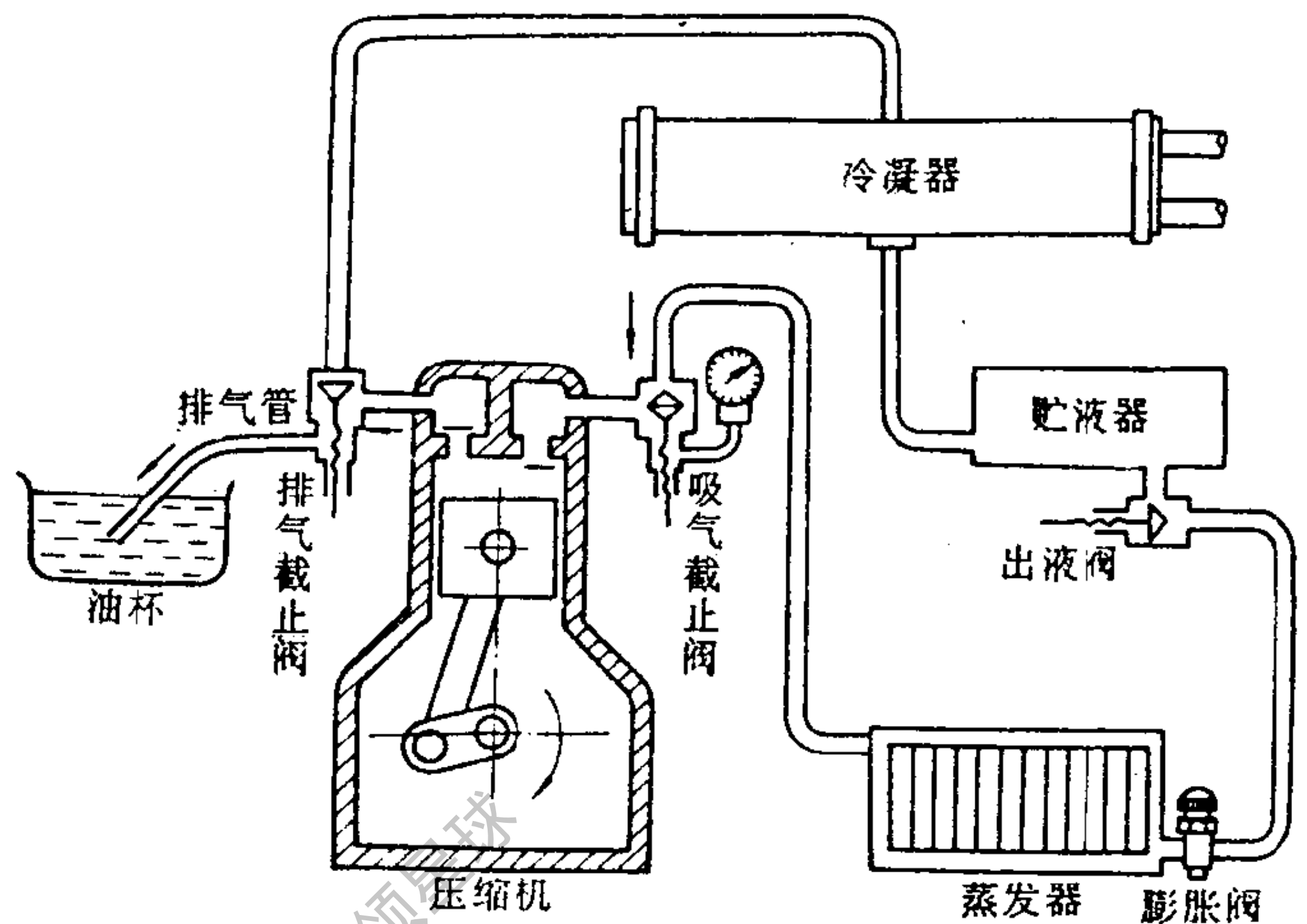


图 14-13 系统抽真空操作图

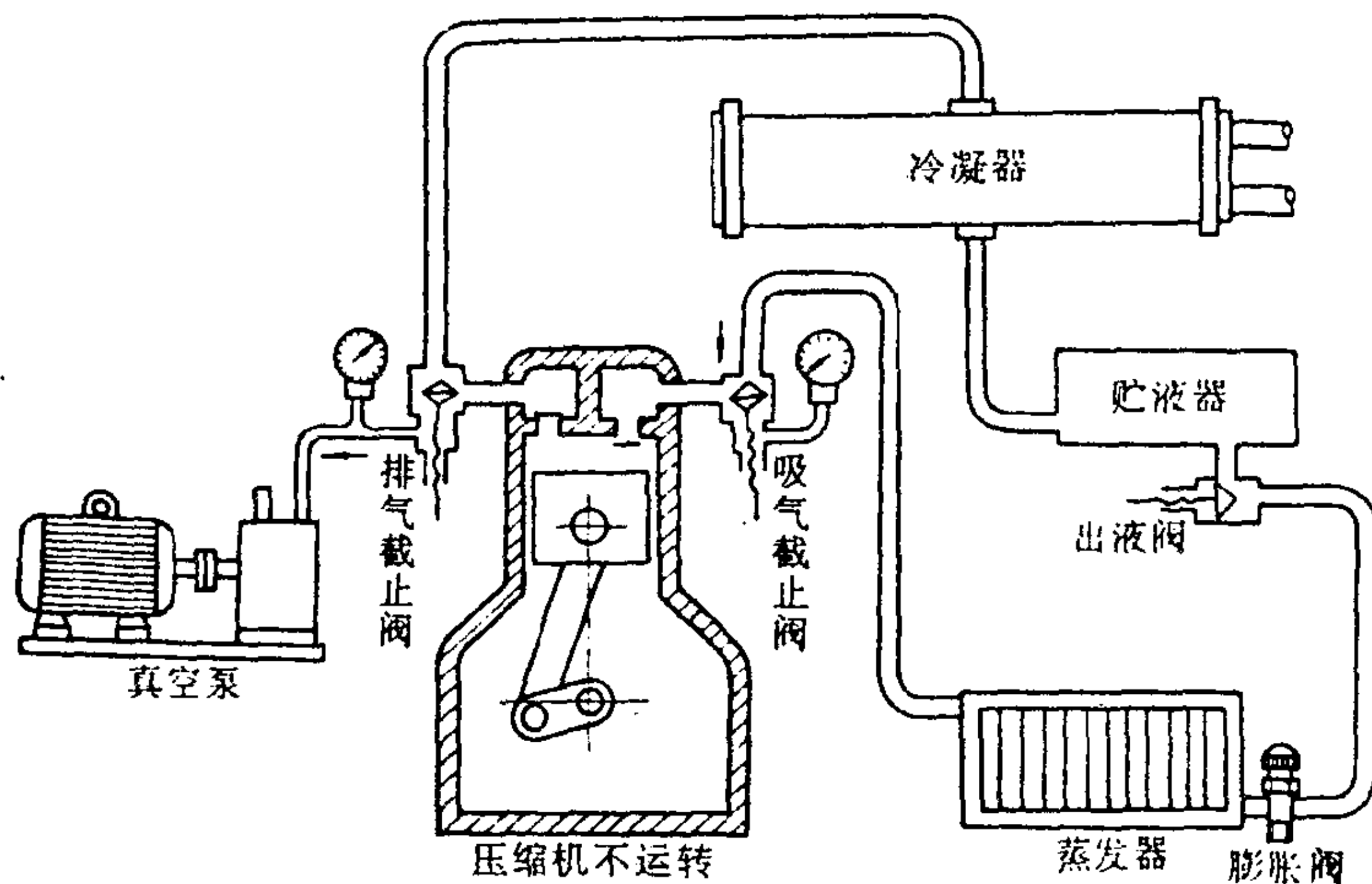


图 14-14 用真空泵抽真空

(三) 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 $0.2 \sim 0.3 \text{ MPa}$, 然后开始检漏,氟利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 14-15 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。

卤素灯具体使用时,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,让乙醇蒸汽从喷嘴喷出,蒸汽

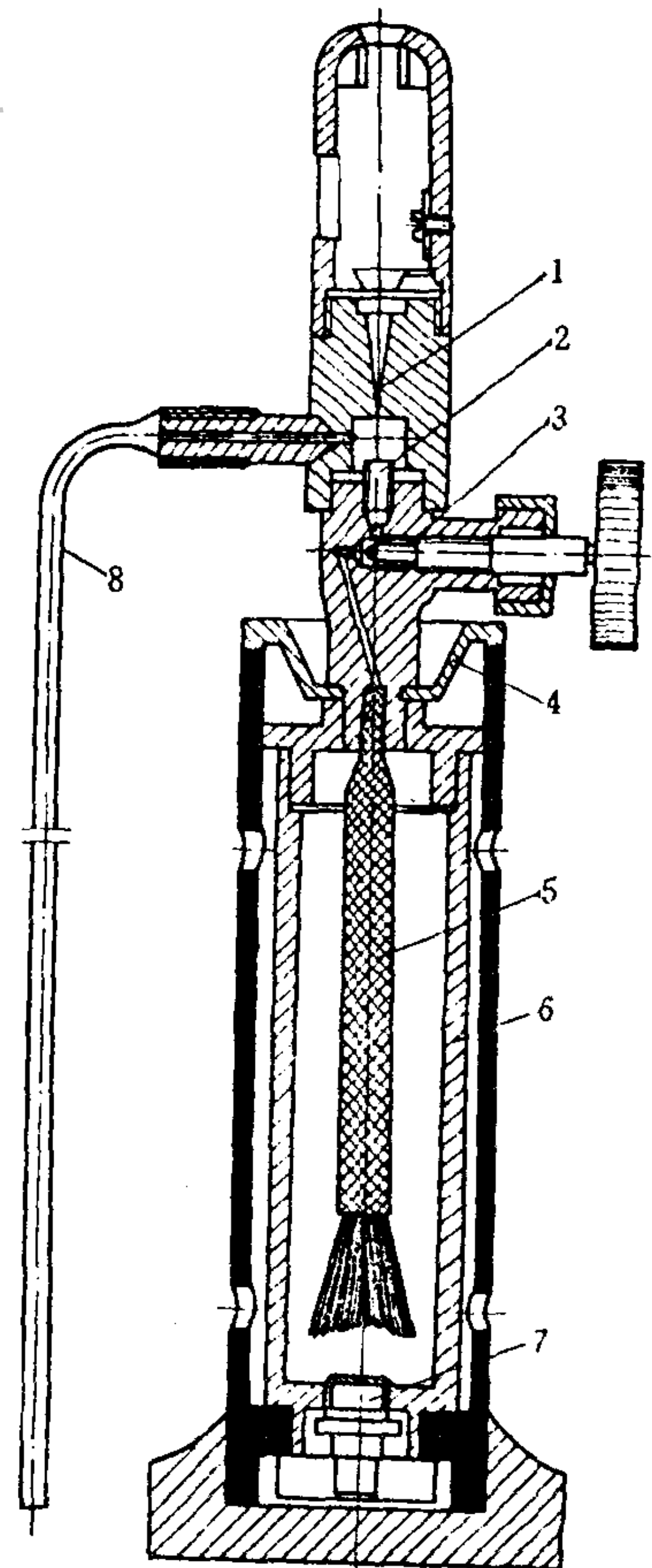


图 14-15 卤素灯结构图

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

连续燃烧。喷嘴的上面有一个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汽与喷灯火焰相接触，使化合生成氟化铜气体 ($\text{Cu} + \text{Cl}_2 \rightarrow \text{CuCl}_2$)，这时火焰的颜色随空气含氟利昂多少而变化。详见表14-4。

表 4-14 漏氟浓度与卤素灯火焰色变化表

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，酚酞试纸用 100mL95%纯度的酒精，加 20mL 甘油，再加 0.1g 酚酞配成的溶液，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，因为检查地点，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，可先用破布将被检处肥皂水擦试干净，再检漏。

第三节 制冷剂的充注和取出

一、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 14-5 中推荐的数值进行估算，然后根据估算的数量来灌注。

表 14-5 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	卧式冷凝器	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 0.65kg/L、R12 按 1.43kg/L、R22 按 1.3kg/L 计算。

充注氟利昂的操作办法如下：

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 14-16 所示。用 $\varnothing 6 \times 1$ 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, 随即又马上开掉, 则把接管内的空气排净, 然后把螺母旋紧。

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。

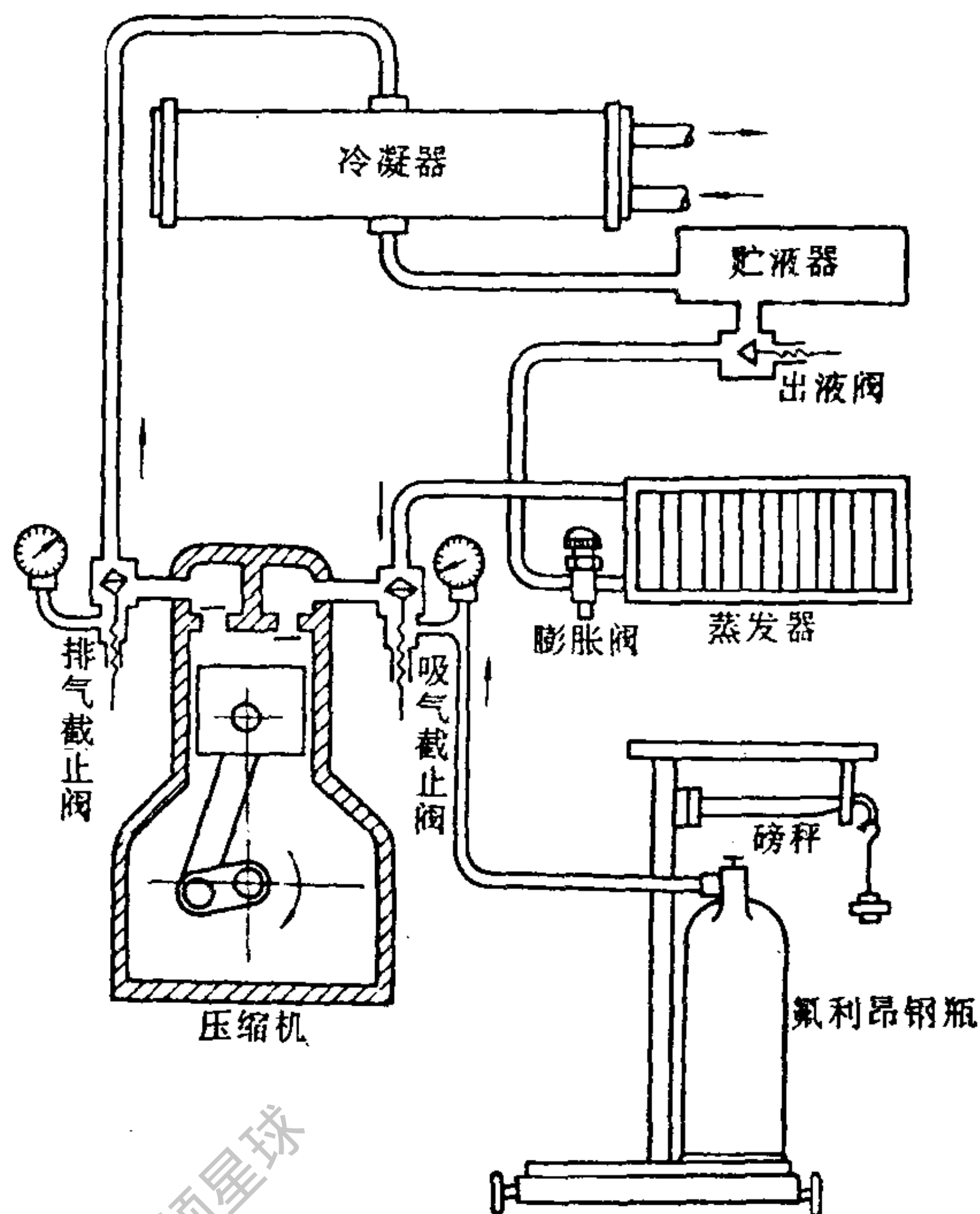


图 14-16 低压段充灌制冷剂

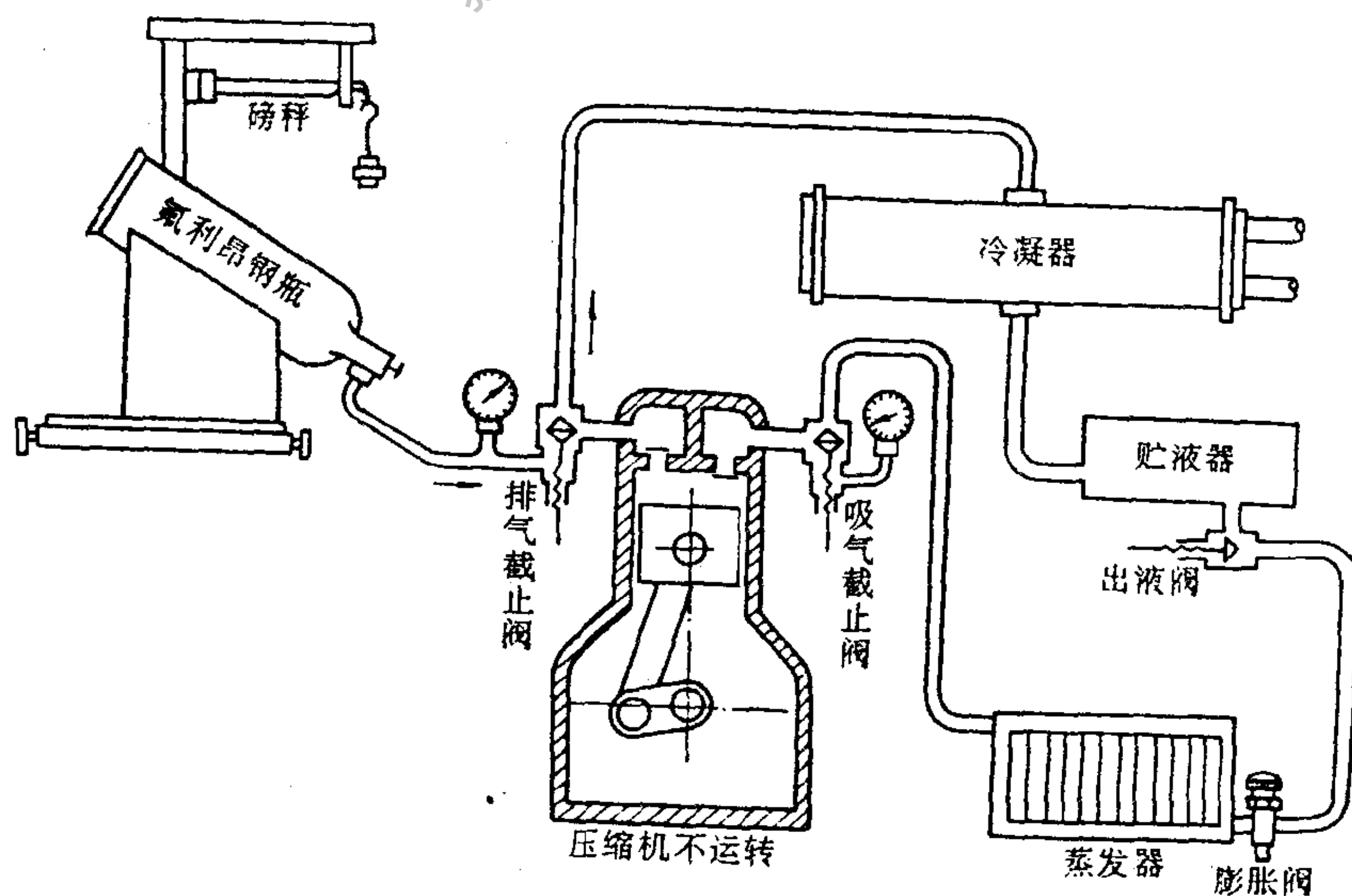


图 14-17 高压段充灌制冷剂

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 14—17 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 0.3MPa 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汽。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情况，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 14—18 所示。

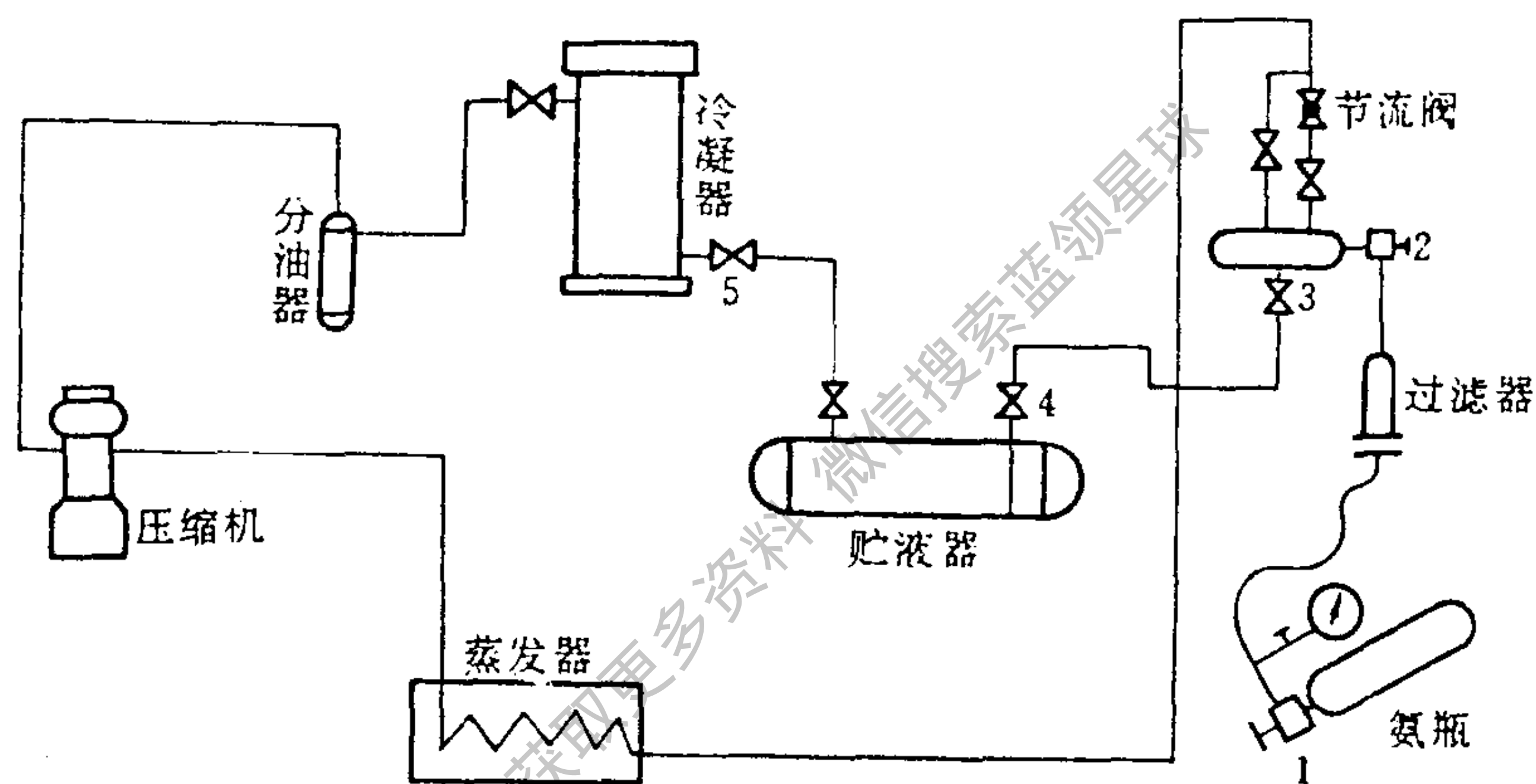


图 14—18 系统充氨示意图

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 0.2MPa 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，让氨气大量充入，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。

二、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汽形式直接压入钢瓶，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

蒸汽变成液态而贮存于钢瓶中，它抽取部位选在压缩机排出端。两种方法相比。前者取出制冷剂速度快，但不能抽取干净。后者抽取速度慢，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），就必须用另外一台压缩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。

（一）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 14-19 进行接管。

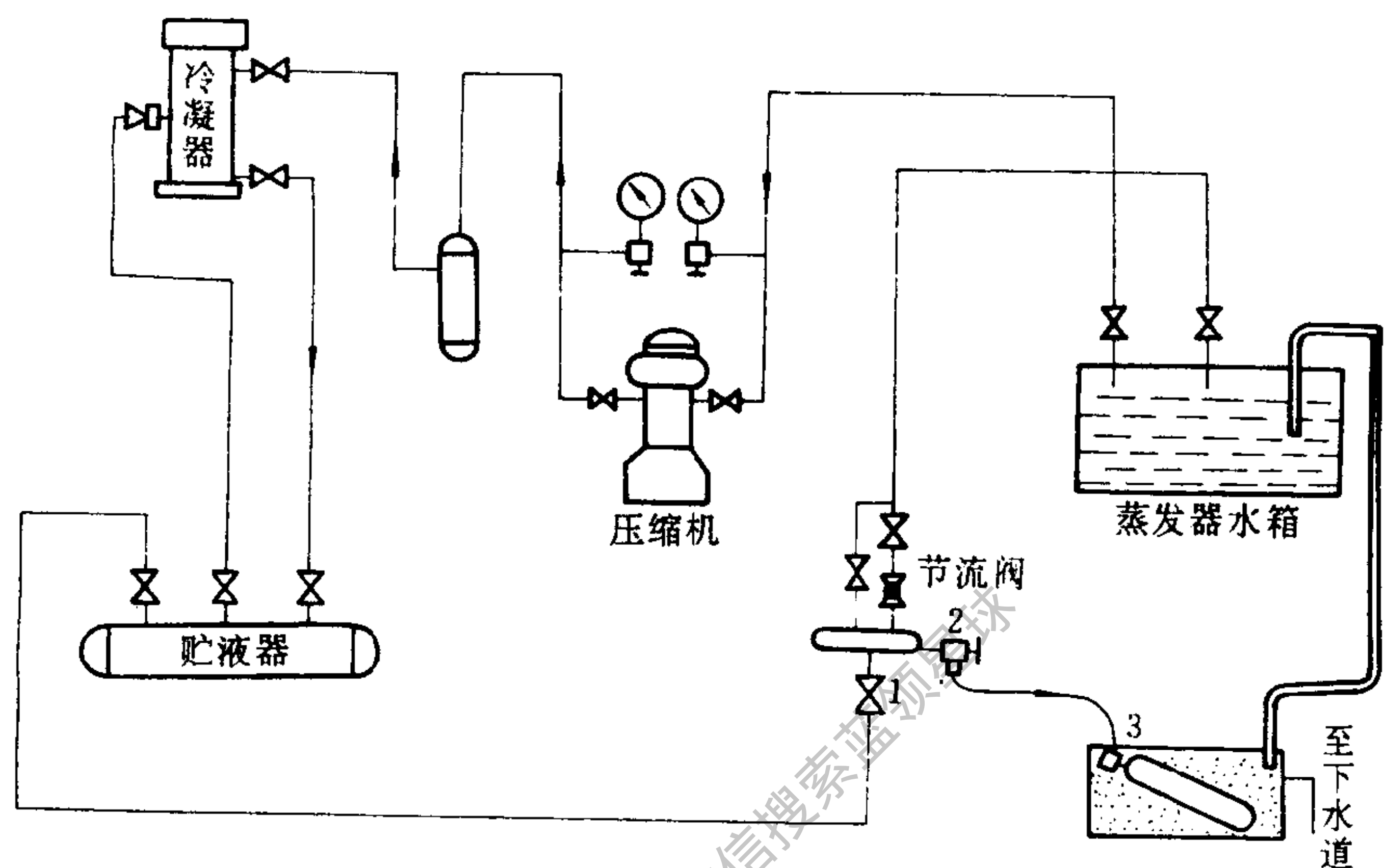


图 14-19 制冷系统取氨示意图

1. 供液总阀 2. 充氨阀 3. 氨瓶阀

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°C 时，关闭节流阀，使蒸发器压力维持在 0.098MPa 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 1.25MPa 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。

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），一般不得超过氨瓶的容积的 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。

（二）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 14-21 进行加工），依照图 14-20 接好取氟管（一般用 $\varnothing 6 \times 1$ 紫铜管作成）。

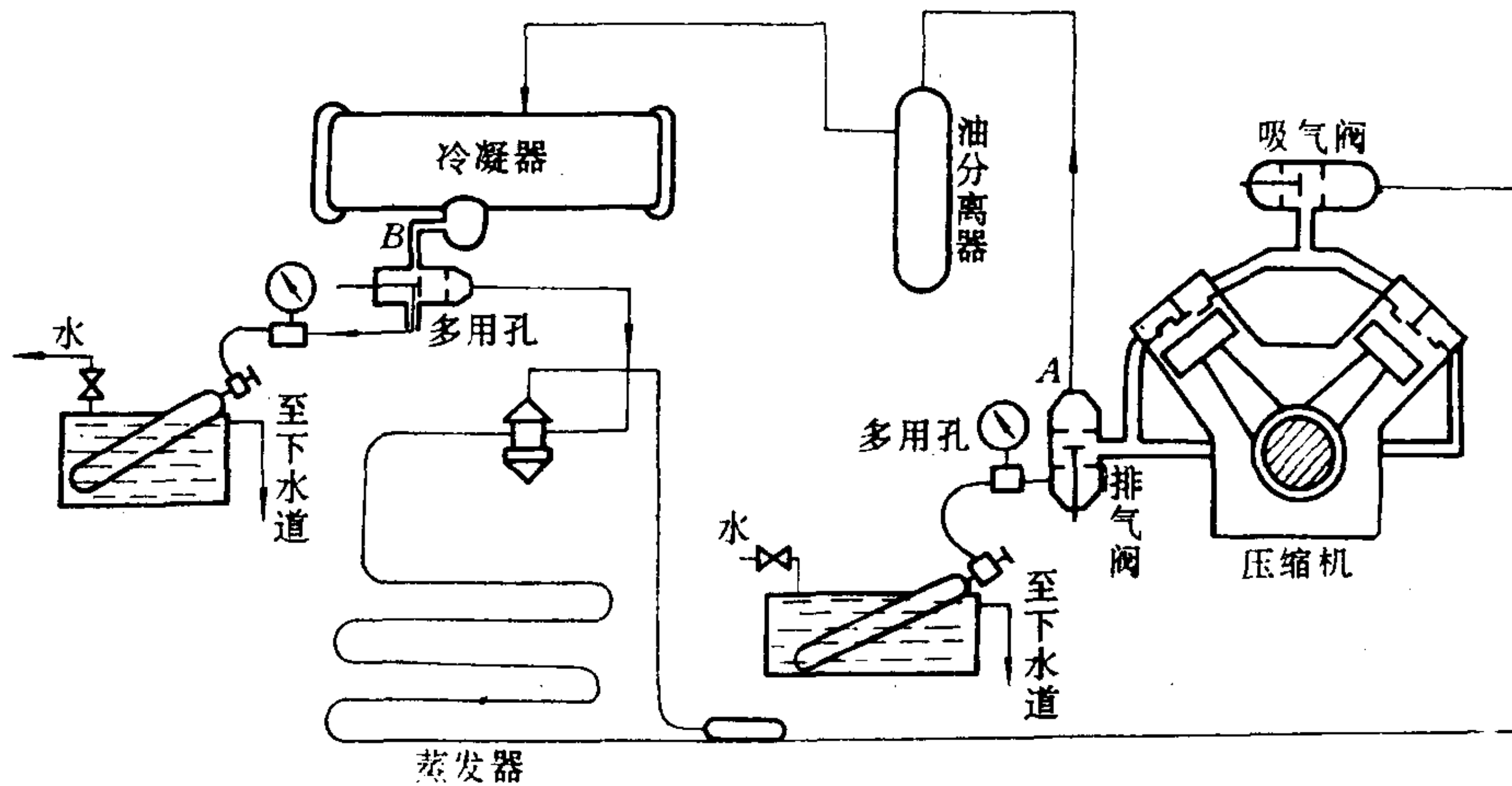


图 14-20 制冷系统的取氟示意图

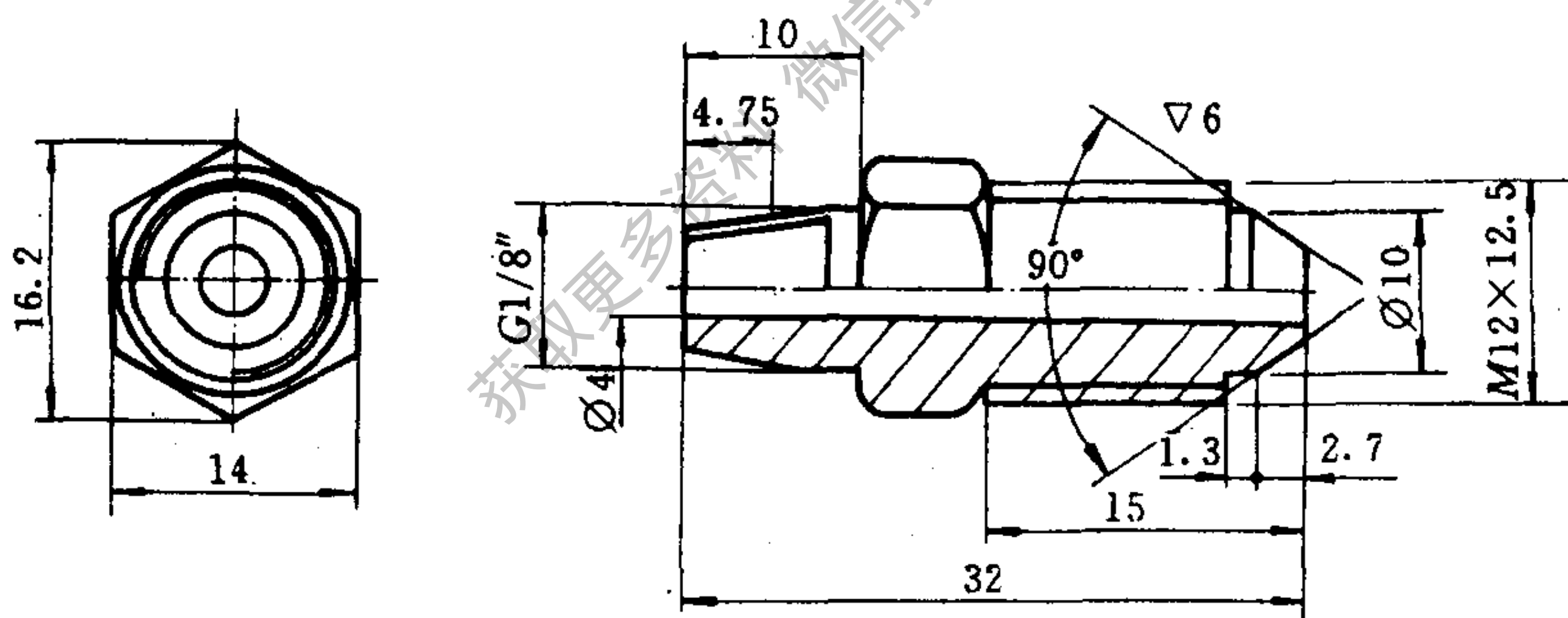


图 14-21 直形接头

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。
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，应调节压缩机吸入截止阀之大小，以排气压力不超过 0.098MPa 为宜。
6. 当低压系统中的压力为 0.098MPa 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 0.098MPa

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。

第四节 制冷装置的试运转

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。

一、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。

二、制冷装置的试运转

在制冷装置调试之前，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 0.075~0.15MPa；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 0.15~0.30MPa。若发现不符合要求，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，一般应不能超过 60℃（许可条件是≤70℃）。因为油温过高会降低润滑油的粘度，影响润滑效果，但油温也不宜过低，如低于 5℃，粘度太大，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 1.18MPa，R22 及 R717 不能超过 1.67MPa，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：在压缩机运转以后，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，浮球阀自动的周期性开启、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，即可着手对制冷装置的工作进行调试。

三、制冷装置的调试

制冷装置的调试就是把装置运行参数调整到所要求的范围内工作。从而使制冷装置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。

制冷装置运行的主要参数有：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。这些参数在制冷装置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装置的特点，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。

（一）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 。

装置运行的蒸发温度 t_0 它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 $10\sim 15^\circ\text{C}$ ；空气为强制循环时，蒸发温度比冷库温度低 $5\sim 10^\circ\text{C}$ 。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 $4\sim 6^\circ\text{C}$ 。

在制冷装置运行过程中，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。从制冷装置的工作原理可知；在冷凝压力 P_k 不变的情况下，装置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。

（二）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 。

冷凝温度的大小是取决于冷却水（或空气）的温度、冷却水在冷凝器的温升及冷凝器的型式。

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 ——冷却水进水温度 $^\circ\text{C}$ ；

Δt_1 ——冷却水在冷凝器中的温升（即进出水温度），一般 $\Delta t_1 = 2\sim 4^\circ\text{C}$ ；

Δt_2 ——冷凝温度与冷却水出口水温度之差，一般情况下冷凝温度比冷却水温度高 $5\sim 9^\circ\text{C}$ 。

当用空气冷却时，冷凝温度比空气温度高 $8\sim 12^\circ\text{C}$ 。

冷凝温度决定也是通过技术经济分析的，降低冷凝温度对装置工作是有利的，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，这对制冷装置的运行极不安全。按照规定：R12 装置的冷凝温度 $t_k \leq$

50℃ (最好能在 40℃ 以下); R22 和 R717 装置 $t_k \leq 40^\circ\text{C}$ (最好不超过 38℃)。

同时从制冷装置的工作原理可知: 冷凝温度 t_k 的升高, 不仅使装置的制冷量下降, 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%)。

下面用具体例子, 当冷凝温度 t_k 或蒸发温度 t_0 分别变化时, 其单位制冷量 q_0 , 单位 L 及制冷系数变化情况, 参见图 14-22 和图 14-23。

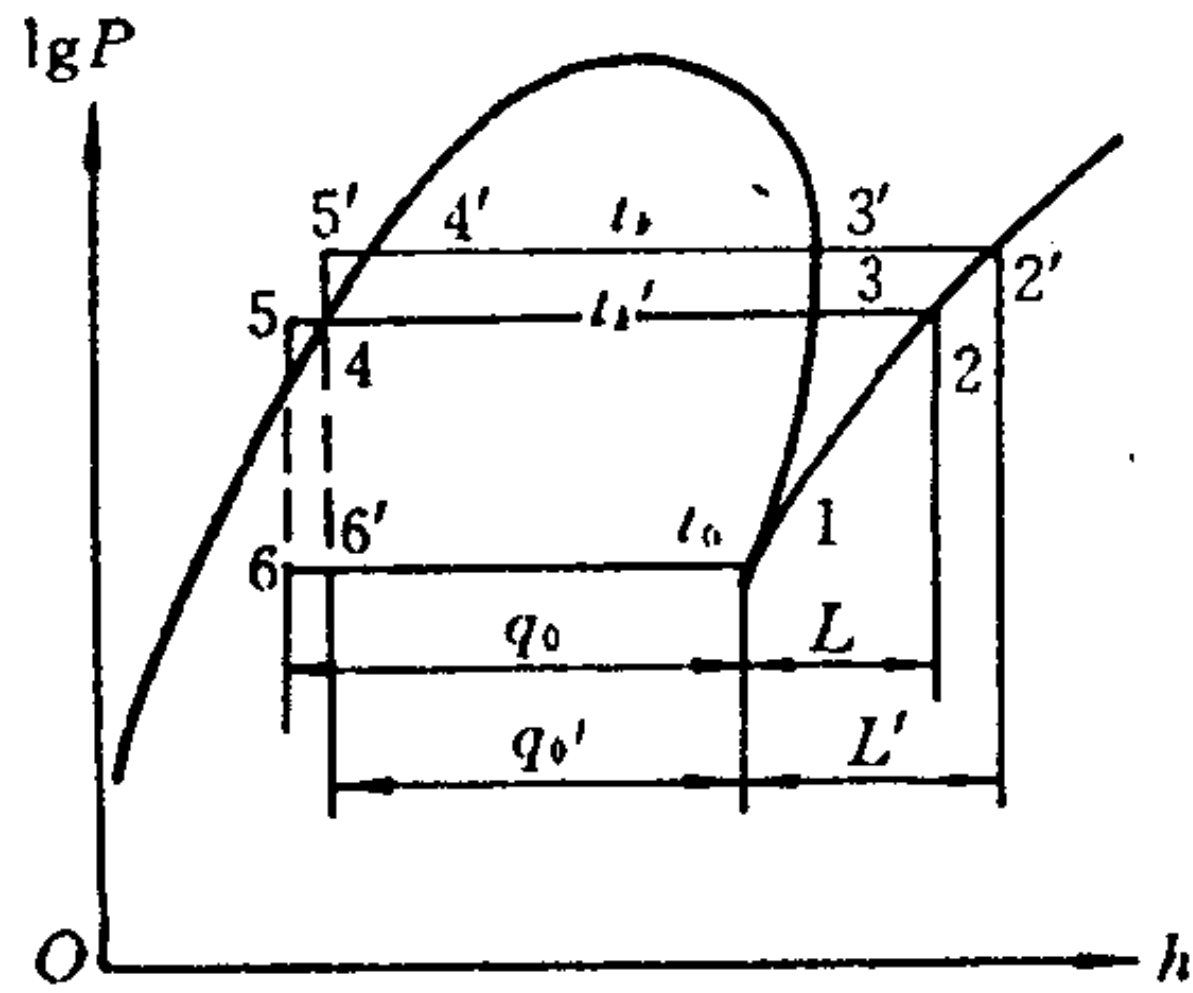


图 14-22 t_0 = 常数时, q_0 、 L 和 t_k 的关系

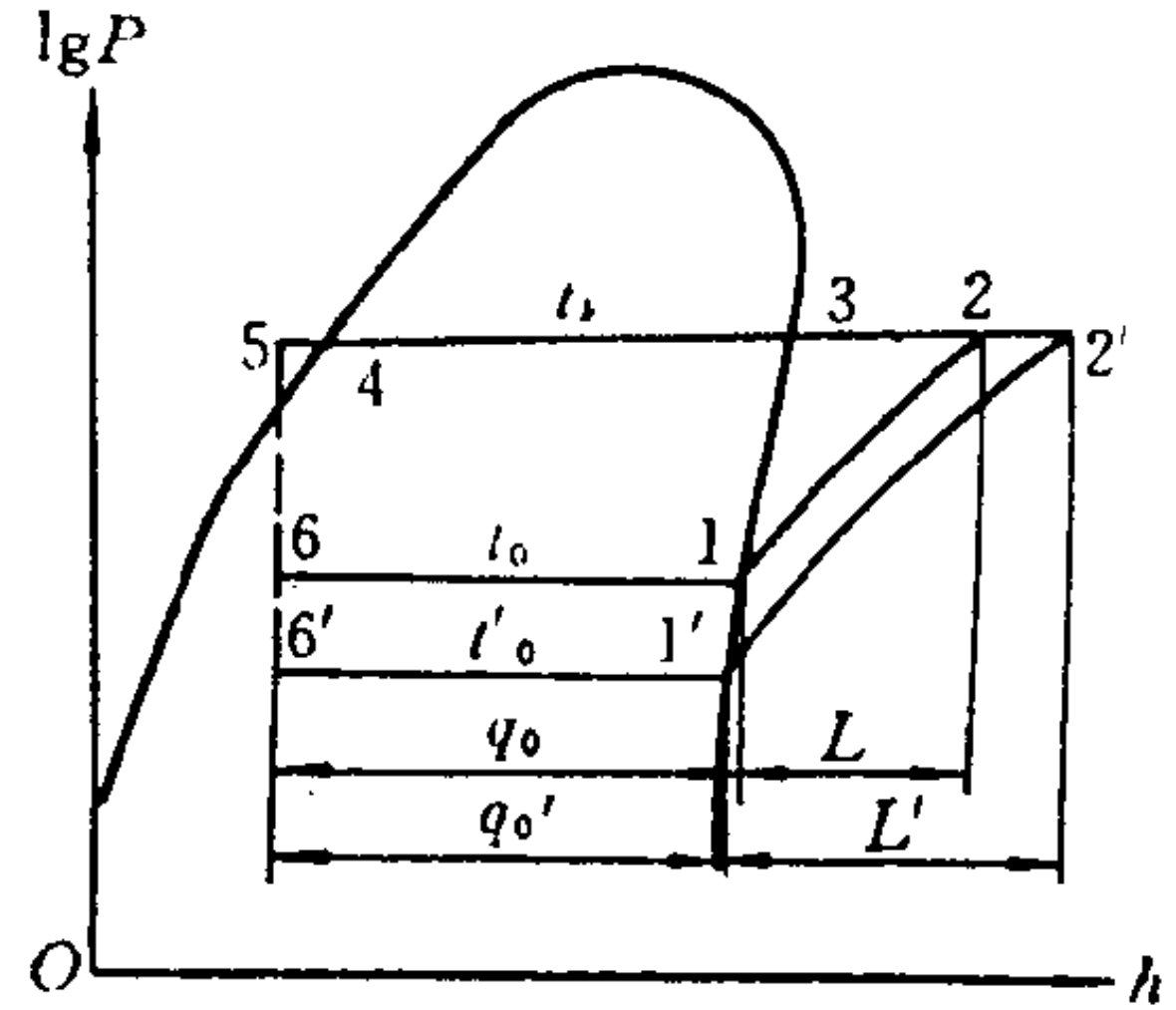


图 14-23 t_0 = 常数时, q_0 、 L 和 t_k 的关系

在图 14-23 中, 冷凝温度等于 t_k 时, 单位制冷量等于饱和蒸汽的焓值 (h_1) 减去过冷液体的焓值 (h_5), 即:

$$q_0 = h_1 - h_5。$$

单位功等于绝热压缩后蒸汽的焓值 (h_2) 减去压缩前蒸汽的焓值 (h_1), 即:

$$L = h_2 - h_1。$$

制冷系数 ε_0 可用上述焓值差之比计算, 即:

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{L} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}。$$

当蒸发温度不变 (即 t_0 = 常数) 时, 如果冷凝温度 (压力) 由 t_k (P_k) 升高至 t_k' (P_k'); 那么制冷循环将由 1-2-5-6-1 变为 1-2'-5'-6'-1', 单位制冷量由 q_0 减为 q_0' , 单位功由 L 增至 L' 。其制冷系数随之减小。以 R12 制冷机为例, 当蒸发温度 $t_0 = -15^\circ\text{C}$ 不变时, 如果冷凝温度由 20°C 升至 30°C , 其性能变化如下:

$$t_k = 20^\circ\text{C}, h_1 = 566.9\text{kJ/kg} (-15^\circ\text{C} \text{ 时蒸气的焓});$$

$$h_2 = 582.9\text{kJ/kg} (20^\circ\text{C} \text{ 时蒸气的焓}), h_5 = 438.2\text{kJ/kg}$$

(20°C 时液体的焓, 未考虑过冷)。

$$q_0 = h_1 - h_5 = 128.7\text{kJ/kg},$$

$$L = h_2 - h_1 = 16\text{kJ/kg},$$

$$\varepsilon_0 = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{128.7}{16} \approx 8。$$

$t_k = 30^\circ\text{C}$ 时, $h_1 = 566.9\text{kJ/kg}$ (不变); $h_2 = 586.9\text{kJ/kg}$ (30°C 时蒸气的焓); $h_5 = 448.\text{kJ/kg}$ (30°C 时液体的焓, 未考虑过冷)

$$q_0' = h_1 - h_5 = 118.7\text{kJ/kg},$$

$$L' = h_2 - h_1 = 20\text{kJ/kg},$$

$$\varepsilon_0' = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{118.7}{20} \approx 5.9。$$

过冷液体的焓值 (h_5) 小于饱和液体的焓值 (h_4)，制冷剂液体过冷可以提高单位制冷量 ($h_1 - h_5 > h_1 - h_4$)。在计算中为方便起见，可近似用相同温度下饱和液体的焓值代替过冷液体的焓值。

在图 9-34 中，当冷凝温度不变 (即 $t_k = \text{常数}$) 时，如果蒸发温度 (压力) 由 $t_0 (P_0)$ 降至 $t_0' (P_0')$ ；那么，制冷循环将由 1-2-5-6-1 变为 1'-2'-5'-6'-1，单位制冷剂量由 q_0' 减为 q_0 ，单位功由 L 增至 L' 。其制冷系数随之减小。以 R12 制冷机为例，当冷凝温度 $t_k = 30^\circ\text{C}$ 不变时，如果蒸发温度由 $+5^\circ\text{C}$ 降为 -15°C ，其性能的变化如下：

$$\begin{aligned} t_0 = 5^\circ\text{C} \text{ 时, } q_0 &= 128.1 \text{ kJ/kg,} \\ l &= 10.6 \text{ kJ/kg} \\ \varepsilon_0 &= \frac{128.1}{10.6} \approx 12. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_0 = -15^\circ\text{C} \text{ 时, } q_0' &= 118.7 \text{ kJ/kg} \\ L' &= 20.1 \text{ kJ/kg} \\ \varepsilon_0' &= \frac{118.7}{20.1} \approx 5.9. \end{aligned}$$

上述分析表明，同一台压缩机的产冷量和消耗的功率，是随工作温度的变化而改变的。例如一台 8AS12.5 型氨压缩机，当冷凝温度为 $+30^\circ\text{C}$ ，蒸发温度为 $+5^\circ\text{C}$ 时，产冷量为 230 kJ/h，消耗的功率为 90 kW。冷凝温度不变，降低蒸发温度至 -15°C ，此时的产冷量仅为 88 万 kJ/h，而消耗的功率约为 71 kW。也即是说冷凝温度 t_k 不变，蒸发温度 t_0 由 $+5^\circ\text{C}$ 降至 -15°C ，每获得 1 kJ 冷量所消耗的功率将增加 1 倍以上。如果蒸发温度继续降低，产冷量将进一步减少，每获得 1 kJ 冷量所消耗的功率将进一步增加。

因为蒸发温度较高时，压缩机的产冷量较大，每获得 1 kJ 冷量所消耗的功率较少；随着蒸发温度的降低，压缩机的产冷量则随之减少，每获得 1 kJ 冷量所消耗的功率反而增大。因此，在能够满足使用要求的情况下，一般不宜将蒸发温度调得过低。

(三) 压缩机的吸气温度 压缩机的吸气温度是指吸入阀处的制冷剂温度。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，也就是使制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装置，吸气温度应比蒸发温度高 5°C 左右 (即有 5°C 过热度) 是比较适宜的；在有气液过热器时，保持 15°C 的吸气热度是合适的，对于氨制冷装置，吸气过热度一般为 $5 \sim 10^\circ\text{C}$ 。

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；反之，过热度过小，易产生液击冲缸现象。

(四) 压缩机的排气温度 压缩机的排气温度是指排气阀处的制冷温度。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°C ，R22 和氨的装置不能超过 150°C 。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。

排气温度是与压缩比 $\frac{P_k}{P_0}$ 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，得到排气温度为 106°C 左右，而冷凝温度则为 30°C ，由排气温度为 106°C 的过热气体，冷却至冷凝温度 30°C 饱和气体，放出显热约占 15%；由 30°C 的饱和气体，冷凝为 30°C 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。

(五) 液体制冷剂的过冷温度 为了防止液体制冷剂在膨胀阀（节流阀）前的液管中产生闪发气体，保证进入膨胀阀的制冷剂全部是液体，则应让液体制冷剂具有一定的过冷度。不同的装置，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 14—16 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 的装置中还常见把液管和回气管包扎在一起，达到过冷目的。

表 14—16 最小过冷度值

过冷度 (°C)	阀前液管总的压力损失 (MPa)							
		0. 049	0. 098	0. 147	0. 196	0. 245	0. 294	0. 343
制冷剂								
	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

下面就一冷库的调试实例来说明制冷系统调试的操作过程和要求。

例：有一制冷装置，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. 098MPa（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 20min 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. 49MPa（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. 784MPa 左右，若高压能工作在 0. 784MPa 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，保持在 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。

第五节 活塞式制冷压缩机的操作

压缩机启动时，由原来的静止状态转变成为运动状态。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，必须设法减小电机的启动电流。活塞式制冷机通常有以下几种方法，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；另一种是系列化压缩机采用能量调节装置是减少启动负荷，其结构与原理前已讲述。

一、单级氨压缩机操作

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. 首先要看车间记录，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，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 0.2MPa，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器管道的，其阀门必须关闭。

(4) 冷凝器与高压贮液器的均压阀应开启。压力表阀，液面指示器应稍开启。

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. 如果是用氨泵供液方式的，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，不再重复。

二、双级压缩机组的操作

1. 检查中间冷却器的进出液阀，蛇形管的进出阀是否全部打开。

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 0.5MPa 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 0.1MPa 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的，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 0.4MPa。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，再关小高压机的吸气阀，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。

三、单机双级压缩机操作

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，如发出有液击声时，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 1.5MPa。

3. 当中间压力降至 0.1MPa 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 0.4MPa，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。

四、氟利昂压缩机操作

氟利昂制冷压缩机的操作，基本上与氨压缩机操作相同，由于 R12 具有能与润滑油互相溶解的特性，因此要经常注意查看回油情况，保证曲轴箱有足够的润滑油。

（一）氟利昂制冷压缩机开机的准备 除与氨制冷压缩机开机前准备相同外，氟利昂制冷压缩机还要检查：

1. 如冷凝器为水冷却时，要开水阀供水，采用风冷式的冷凝器时要开风机。

2. 检查温度继电器，低压继电器，高压继电器，油压继电器，装有电磁阀的系统还要注意查看电磁阀等部件是否正常。

（二）氟利昂制冷压缩机的开机操作

1. 开启氟利昂制冷压缩机的排汽阀、吸气阀和其它有关阀门。

2. 盘动制冷压缩机的联轴器，检查一下是否过重。

3. 启动制冷压缩机，监听压缩机的运转声音是否正常，如无杂音，即可正常运行。

4. 开启膨胀阀，根据需要确定开启大小（若系统采用热力膨胀阀时，开机后能自动开启）。

（三）正常运行的标志

1. 压缩机的正常排汽温度，采用 R12 制冷剂的最高排汽温度不超过 130℃，采用 R22 制冷剂的最高排汽温度不超过 150℃。

2. 检查温度控制器，应能按预定温度停机或开机。

3. 膨胀阀内制冷剂流通正常，无阻塞现象，它的低压侧结霜。
4. 油分离器装有自动回油装置应能自动回油。

五、制冷装置的停车

(一) 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 0.03~0.05MPa 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，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 2~3min 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器或贮液器中，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，适当降低蒸气器压力，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 0.1MPa 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。

(二) 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，然后关闭制冷机吸排气阀。对于氟系统有电磁阀的条件下，可不作处理，拉下电源开关。检查停车原因，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，叫湿压缩或湿冲程，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序分别处理。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。

第六节 制冷系统放油、放空气操作

一、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：

(一) 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 14-24。
2. 稍稍开启多用孔道，用制冷剂来吹净管内空气，随即托撤住，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 $1/2 \sim 1/3$ 时，停止抽吸。
4. 关闭吸入阀的多用孔道，拆除吸油接管。

(二) 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。

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,把入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。

二、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。

(一) 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,其蒸发量也增大。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24~30m/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。

(二) 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。而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。

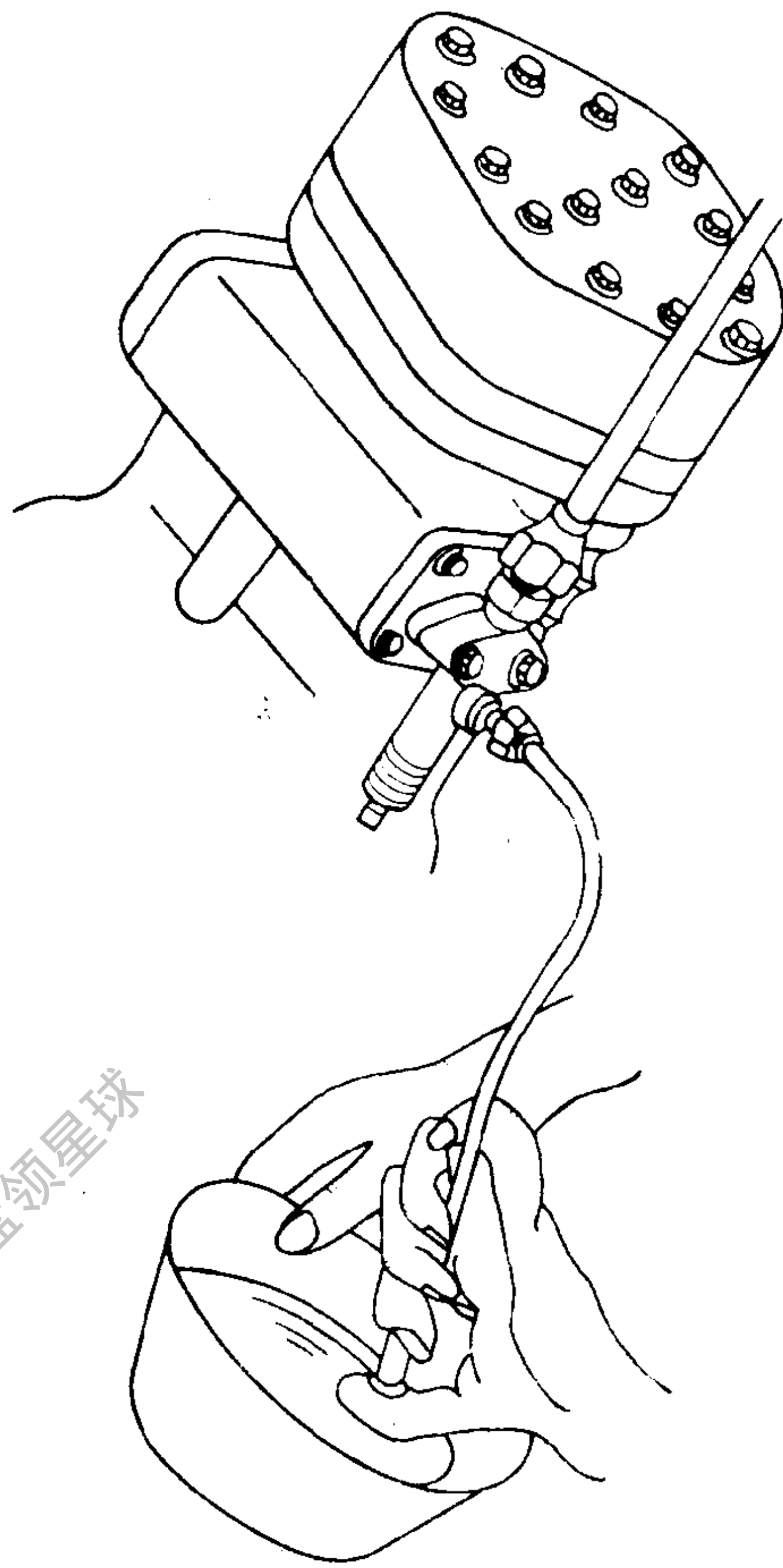


图 14-24 从吸入阀添加润滑油示意图

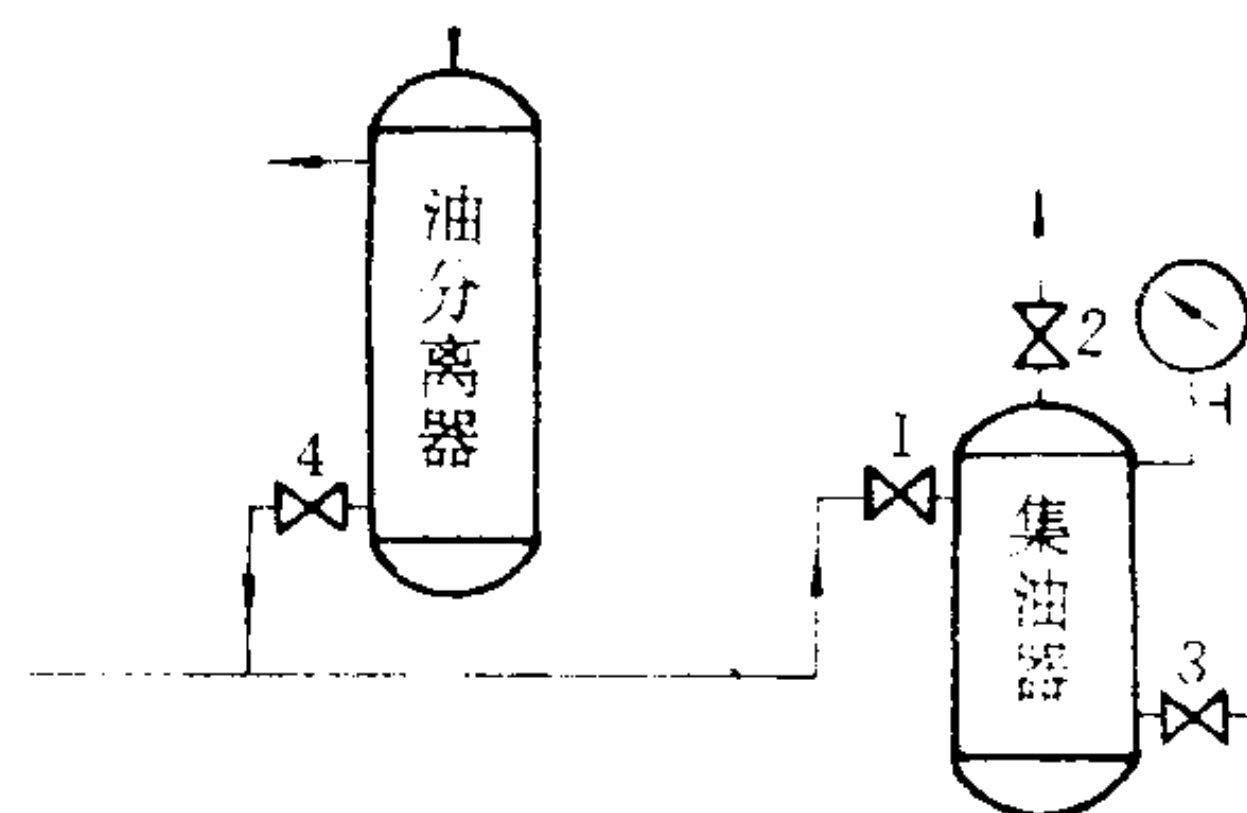


图 14-25 放油操作

1. 集油器进油阀
2. 回气阀
3. 放油阀
4. 油分离器放油阀

(三) 放油操作 如图 14-25 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、低压循环桶、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。

1. 停止氨油分离器工作, 由于氨液比重小, 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。

(四) 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 20~30min, 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。

三、制冷系统放空气操作

(一) 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。

(二) 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。

(三) 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，指针摆动略大，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 为

$$g = \frac{P - P_k}{P} \%$$

式中： P 及 P_k 均采用绝对压力。

[例 14-1] 实测到含空气的氨冷凝器压力表读数为 1.127MPa，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
得

$$P = 1.127 + 0.098 = 1.225\text{MPa}。$$

查氨温度与饱和压力对应表，当温度为 28℃ 时， $P_k = 1.098\text{MPa}$ （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，它的比重比氨气重，而又比氨液轻。故空气存在于氨液与氨气的交界处。正是这个道理，立式氨冷凝器水凝气体出口，设在冷凝器的中下部位。

对于氟利昂系统来说，空气比氟气轻，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。兹将氨制冷系统放空气程序介绍如下。

(四) 放空气步骤

1. 如图 14-26 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。

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。如一次未完成，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。

(五) 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，以防蒸气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 2m。如果制

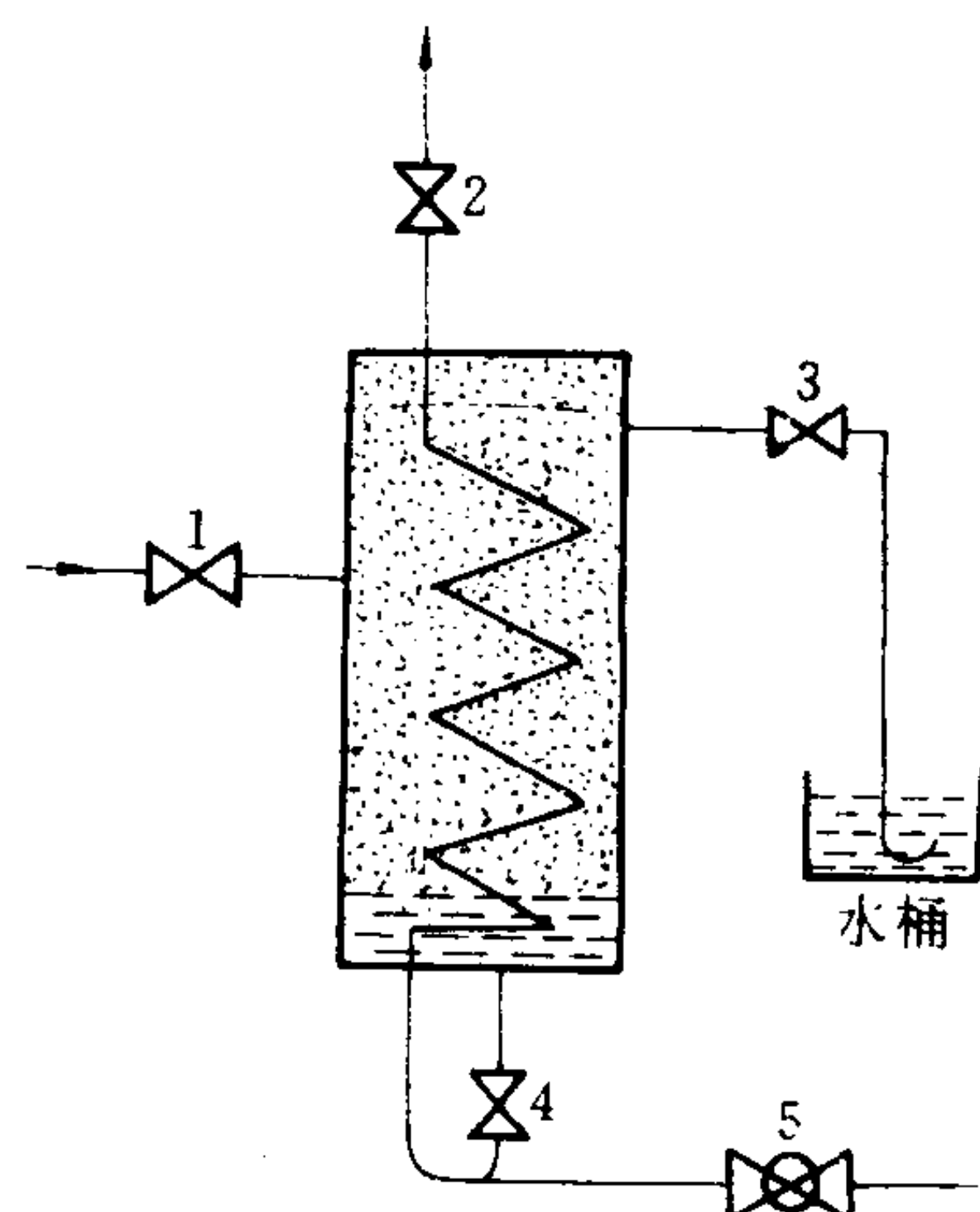


图 14-26 氨系统放空气原理图

1. 混合气体入口阀 2. 回气阀
3. 放空阀 4. 回液阀 5. 节流阀

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。

如果是氨里昂系统，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，用手触摸气体，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，氟气跑出往往是过热气体，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，否则就会浪费氟里昂。

第七节 螺杆式制冷压缩机的操作

一、螺杆式制冷压缩机开机前的准备

螺杆式制冷压缩机开机前的准备工作可参见活塞式制冷压缩机。

开机前对螺杆式制冷压缩机要进行以下检查：

1. 四周有否障碍物；
2. 观察油位，看润滑油是否达到油面线（油镜中间位置偏上）；
3. 冷凝器，油冷却器水路是否畅通；
4. 排汽阀是否开启；
5. 滑阀是否在 0% 的位置。

二、螺杆式制冷压缩机的开机操作

1. 再一次检查排汽阀是否开启；
2. 观察高低压情况，高低压不平衡时，要开启平衡阀（吸汽过滤器旁通阀），使高低压力平衡后，再关平衡阀；
3. 启动油泵，待油压上升后启动螺杆制冷压缩机；
4. 按螺杆式制冷压缩机启动按钮，启动主机；
5. 主机启动运转正常，指示灯亮后，缓慢开启吸汽阀，将油阀调到所需的能量位置，不应长时间空载运行；
6. 主机启动后应注意观察油压和各温度变化，若局部温度剧变和有不正常声音应立即停机；
7. 供液与活塞式制冷压缩机开机后的供液操作顺序相同；
8. 开机 10~30min 后，排气温度稳定在 60~90℃，油温在 40℃ 左右是正常的。

三、螺杆式制冷压缩机正常运行标志

见表 14—7 和 14—8。

表 14-7 单级正常的运转状态

主要参数	R22
排汽压力 10^5 [Pa]	10.8~14.7 (表压)
排汽温度 [C]	45~90
油压 10^5 [Pa]	排压1.96~2.94 (表压)
供油温度 [C]	35~45

表 14-8 两级压缩正常的运转状态

主要参数	R22		R717	
	单机高压级	低压机	单机高压级	低压机
排汽压力 10^5 [Pa]	8.82~14.7	0.49~5.88	8.82~14.7	0.49~5.88
吸汽压力 10^5 [Pa]	0~0.49	0~5.88	0~4.4	0~4.4
油压 10^5 [Pa]	1.96~2.94	1.96~2.94	1.96~2.94	1.96~2.94
排汽温度 [C]	45~90	35~70	50~90	40~70
吸汽温度 [C]	-40~15	-40~15	-40~15	-40~15
供油温度 [C]	35~55	30~55	20~50	20~15
压缩机油泵轴封泄漏	6滴/min		6滴/min	

四、螺杆式制冷压缩机停机操作

1. 关闭调节站有关的供液阀；
2. 缓慢关闭吸入阀；
3. 停机，关闭排汽阀；
4. 停机时出现几次倒转属于正常。当出现多次倒转是止逆阀没有关严造成的。
5. 冬季停机后放掉冷水式冷凝器和油冷却器中的水，以防冻裂。
6. 切断控制设备的电源。

第八节 制冷系统与设备的操作调整

一、制冷系统的调整

制冷系统在操作调整前，必须熟悉各个设备的性能，制冷剂的流向，阀门的开启和关闭情况。系统正常运行工况标志：

1. 蒸发温度应比冷库温度低 8~10℃。
2. 重力供液系统，严格控制调节阀的开启大小，保持氨液分离器中的液面稳定，当库房热负荷变化时，要相应地调节液体分配站上供液阀的开启度，供液适当，库房能保持稳定的低温。
3. 采用氨泵供液系统，主要是依靠遥控液位器或浮球阀控制低压循环桶内的液面，同时要注意电磁阀和其它阀门的灵敏情况和氨泵运行情况。
4. 冷凝温度一般比冷却水出水温度高 5~7℃。当采用循环水冷却系统时，要视水温情况补充

新水（如井水）。

5. 应根据热负荷来确定制冷系统中制冷机运行的台数和开机时间。

如一个日冻结 200t 猪肉的冻结间，初入库时肉温为 +35℃，此时其焓值为 318kJ/kg，而冻结终了肉温为 -15℃，其焓值为 12.2kJ/kg，出入库的热量相差为 6120×10^4 kJ，从这个数字就可以看出，冻肉的焓值是变化的。所以在运行中，制冷压缩机应根据冷负荷的大小来调配开机的台数和运行时间。

二、制冷设备的操作

制冷系统除制冷压缩机外，还有油分离器、冷凝器、中间冷却器、贮液器、集油器、空气分离器、低压循环桶、排液桶、空气冷却器等设备，这些设备按使用情况又分为高压、中压、低压三个压力部分。现分别叙述如下：

（一）高压部分

1. 油分离器在冷库制冷系统中一般采用洗涤式油分离器和填料式油分离器，氟利昂制冷系统采用过滤式油分离器。

洗涤式油分离器的操作 在正常运行的系统中，油分离器的进、出气阀和供液阀是开启的，放油阀是关闭的，根据开机时间长短和油分离器下部存油情况确定放油时间。

2. 冷凝器 立式壳管式冷凝器正常运行时注意冷却水不能中断，压力不得超过 14.7×10^5 Pa，除放油阀、放空气阀，其它各阀应开启，根据压力和冷凝温度，决定是否需要放空气和是否要清除水垢。卧式冷凝器冬季停止运行后，要将冷却水放净，以免冻坏设备。

蒸发式冷凝器运行时，应先启动排风机、循环水泵，再开启上端进氨汽阀门和下端出液汽阀门。在运行中压力不得超过 14.7×10^5 Pa，冷却水不得中断，喷水嘴应畅通，使水喷向盘管，定期清除水垢，冬季停止工作时，应将存水放净，以免冻坏设备。

3. 贮液器 贮液器是贮存从冷凝器来的高压液体制冷剂，以保证系统中制冷剂不间断循环和调剂冷库因热负荷增减供液不相适应的矛盾。贮液器液面不得超过其容积的 80%，少于 30%。液面高了容易发生容器爆裂危险，液面过低，不能保证正常制冷循环。工作时，放油阀、放空气阀应是关闭的，其余各阀均应开启。贮液器的工作压力不得超过 14.7×10^5 Pa。

（二）中压部分 中间冷却器的操作。中冷器供液是由手动调节膨胀阀和遥控液位器控制。液面过低，不能充分冷却低压级排出的过热气体，致使高压级吸汽过热，降低制冷效果。液面过高，会引起高压级制冷机走潮车，所以，值班人员应根据液面指示器显示的液面高度和高压级制冷机吸汽温度来调整供液阀的开启度。

中间冷却器在停止工作时，中间压力不应超过 3.92×10^5 Pa，超过时应采取降压措施。

（三）低压部分

1. 低压循环桶的操作 首先检查放油阀、出液阀是否呈关闭状态，其它各阀均应开启。然后开启供液阀，待桶内液面达到预定的高度时，打开低压循环桶的出液阀，启动氨泵向系统供液。

在运转过程中要注意液面，严防液位阀控制失灵，造成“敲缸”或氨泵不上液等故障。要定期放油。

2. 空气分离器的操作 系统设备中若有空气时可将混合气体经空气分离器放出。操作顺序：

（1）放空气时首先打开回汽阀；

（2）开启混合气体进入阀；

（3）微开供液膨胀阀，冷却混合气体，视结霜情况，决定供液膨胀阀的开启大小；

(4) 等空气分离器外壳凉了,可开启放空气阀,要控制开启度。放空气管插入水中(在放空气阀口上接一根橡胶软管插入水桶中放比较安全)。若发现水桶中的水色呈乳白色,这说明空气已放净,氨汽已进入水中,应立即关闭放空气阀,停止放空气。

3. 排液桶的操作

(1) 打开排液桶进液阀,把需要排出的液体排入桶内。

(2) 排液完了,关闭进液阀,等30min后打开放油阀,放一下液体中的润滑油,放油完毕,关好放油阀,开启加压阀加压 $(5.88\sim 6.86)\times 10^5\text{Pa}$ 。

(3) 关闭调节站或贮液器向低压循环桶的供液阀,开启排液桶出液阀,将液体送到低压循环桶或氨液分离器。排液完毕关闭出液阀,开启调节站或贮液器去低压循环桶的供液阀,恢复正常供液。

4. 氨液分离器的操作 氨液分离器在工作时,放油阀应是关闭的,其它各阀均应开启。注意液面指示器显示的液位,防止因液位过高造成压缩机“液击”。

5. 冷风机的操作 冷风机启动前应检查一下轴流风机翼片有否与外壳摩擦或轴承润滑不良等情况。在运行中翅片管组应均匀结霜,若结霜不匀或下部结霜(下进上出的供液方式)、或上部不结霜,说明供液不正常应进行调整,需加大供液量。若运行中霜层太厚应进行融霜,否则因霜层厚而阻碍空气流通,降低热交换效果,致使降温时间延长或温度降不下去。

第九节 制冷装置的故障分析和处理

一、检查故障的方法和正常运行的标志

(一) 检查故障的方法 由于制冷装置是由制冷机、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。因此一旦制冷装置出现了故障,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”:运用制冷装置工作的有关理论,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。

(二) 制冷装置正常运行的标志 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0.12MPa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0.15~0.3MPa;老系列产品,油泵压力表读数应比吸气压力高0.05~0.15MPa。

例如，一台 2AL15 型老系列制冷机，油压表读数为 0.29MPa，在空调工况下工作，其吸气压力为 0.26MPa。显然油泵真正油压只有 $0.29 - 0.26 = 0.03\text{MPa}$ 是不正常的，应及时调节使油压上升到 0.31~0.4MPa，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 1.37MPa，R12 不超过 1.18MPa。老系列产品 R22 和氨不超过 1.37MPa，R12 不超过 1MPa。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 1h 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接低压一端应发凉，若不凉就说明高低压窜气。

12. 运行中蒸气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，说明传热交换器设备传热面有污垢，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 $\leq 1.26 \times 10^5 \text{kJ/h}$ ，轴封允许有微量渗油，标准产冷量 $> 1.26 \times 10^5 \text{kJ/h}$ 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应相对的稳定, 温度计指示正确。

二、活塞式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械运动。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。

(一) 压缩机有敲击声 压缩机发生敲击声一般来自两方面的原因:

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”、“听诊”响声的来源(图 14-27)。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。

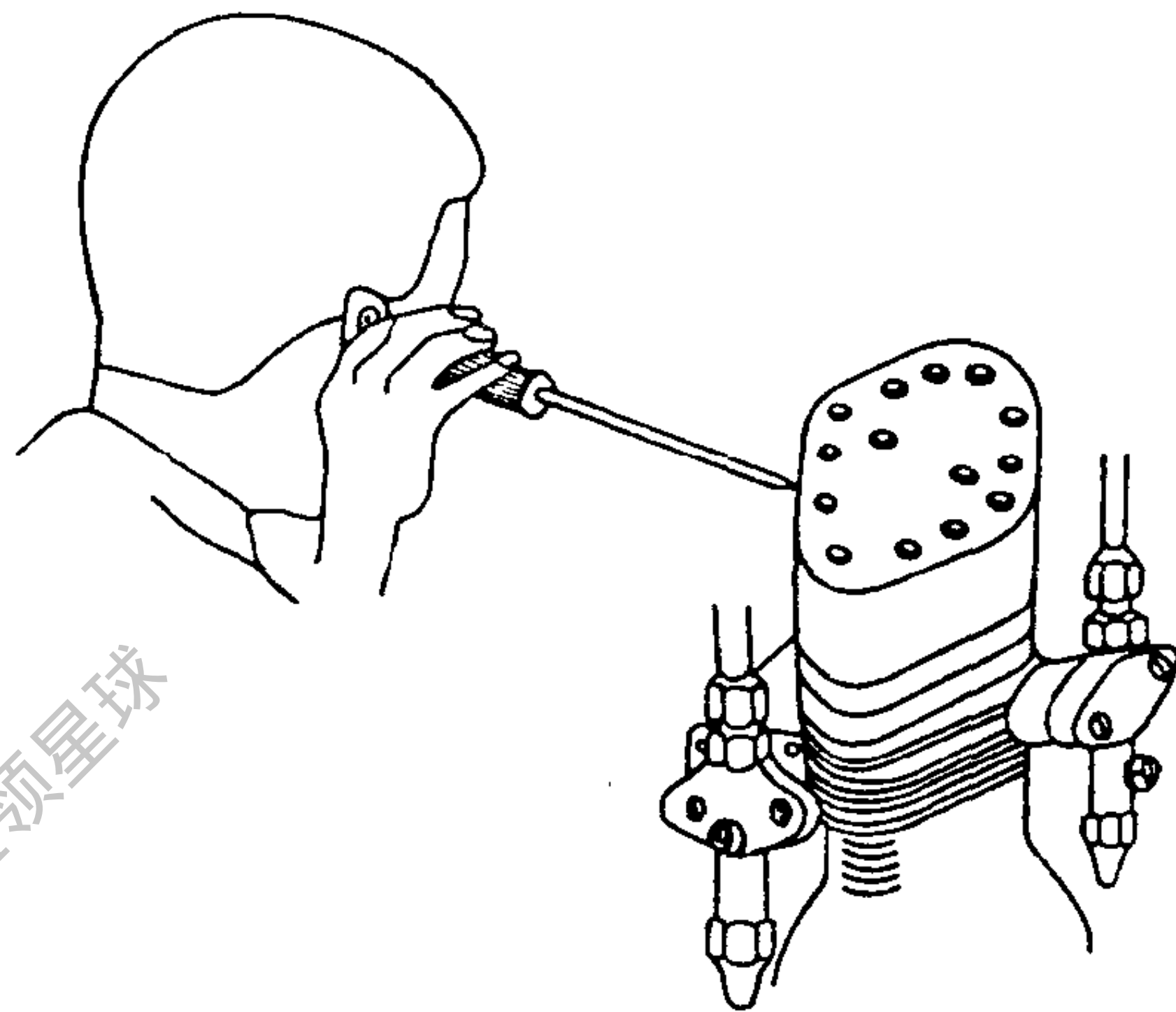


图 14-27 用螺丝刀听响声源

(1) 压缩机的敲击声从气缸里传出的三种可能性

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 $0.1\sim 0.2\text{mm}$ (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支薄纸箔, 将阀板垫高。活塞撞击阀板一般要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活塞销与连杆小头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 $2\sim 3$ 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的四种可能性

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。这两对摩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,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 油泵齿轮因磨损严重,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,一般可从三个方面检查。

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,最后皮带被拉断。

皮带太松,以致电动机皮带轮打滑,严重的会发出象汽车急煞车的尖叫声,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,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,湿冲程等) 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“当当当”的巨响。声音有连续的,有不连续的,只要把吸气阀一关,响声就会逐渐消失。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。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联在一根总回气管上，而未设液面平衡管，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太大变化，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，使油泵工作恶化，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，究竟是溶霜还是结霜的趋向，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。

若是氨泵供液系统，在关闭低压循环桶上的供液阀同时，应将低压循环桶内的液体用氨泵迅速地送入蒸发器（冷库排管），不使液体制冷剂继续进入压缩机。

如果回气管道中已有液体制冷剂，可以采用间歇的办法开动制冷压缩机，同时注意吸气阀的开启大小，避免“敲缸”，使回气管内的液体不断气化，以至最终完全排除液击现象。当排气温度上升达 70°C 以上后，可逐渐全开压缩机的吸气阀，恢复压缩机的正常运转。

在处理湿冲程过程中，应注意压缩机的油压和油温的降低，如果油压明显下降，润滑条件恶化，应采取措施，避免发生压缩机严重磨损事故，一般可以采用增加油冷却器内水的流量和温度，这样做即能提高油温，还可以防止油冷却器管组的冻裂。

在处理两级制冷压缩机发生湿冲程时，如果采用两级配组，即既有低压机和高压机时，低压机发生湿冲程的调整与单级基本相同。如高压级发生湿冲程时，主要是因为中冷器内液面过高而引起的，调整时首先关闭低压机的吸气阀，使低压机全部卸载运转，再关闭中间冷却器的供液阀，同时关小高压机的吸气阀，将中冷器内多余的液体排至排液桶，待高压机恢复正常后，再开启低压机吸气阀，使机组恢复正常运行，视中冷器的液位高低再调节供液阀。

(二) 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。如气缸因缸油所拉毛，必须针对拉毛的轻重情况进行处理。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受热。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，那它肯定是咬煞了。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，若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，磨损加剧，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，有潮气浸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，检查活塞与气缸的锈蚀程度（包括磨损在内），以确定是否需要更换气缸体（或套）和活塞。鉴定之前应先用 000[#] 铁砂皮擦去活塞的外圆柱面与气缸镜面的锈蚀，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否超出许用范围，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 14-28，将连杆活塞组重新塞进气缸，并推至顶部，用一只手掌封住汽缸上端面（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。如果封住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）。

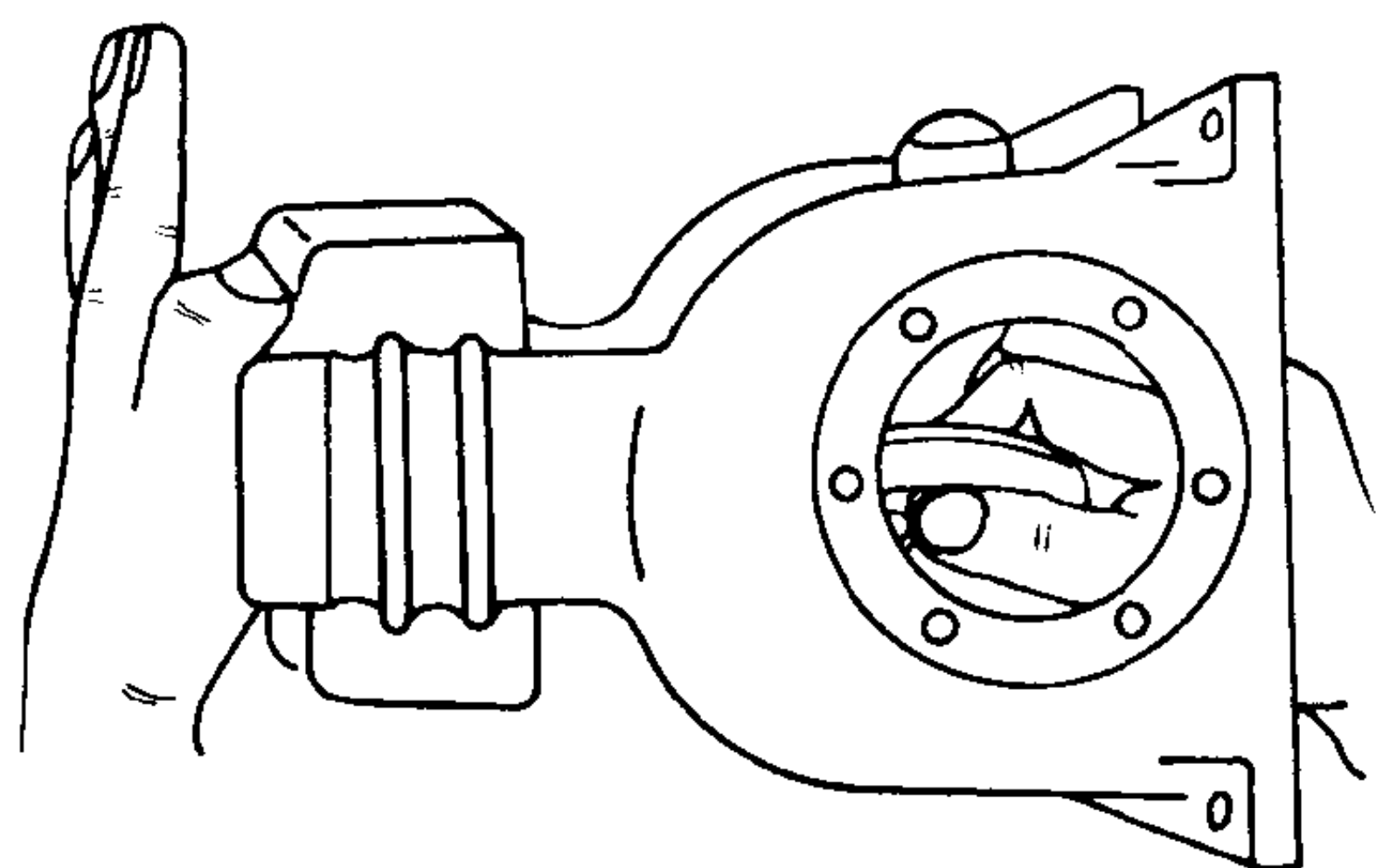


图 14-28 土法检查活塞与气缸密封性

（三）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压差。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) 油压表管路是否堵塞。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。

(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 14-29），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

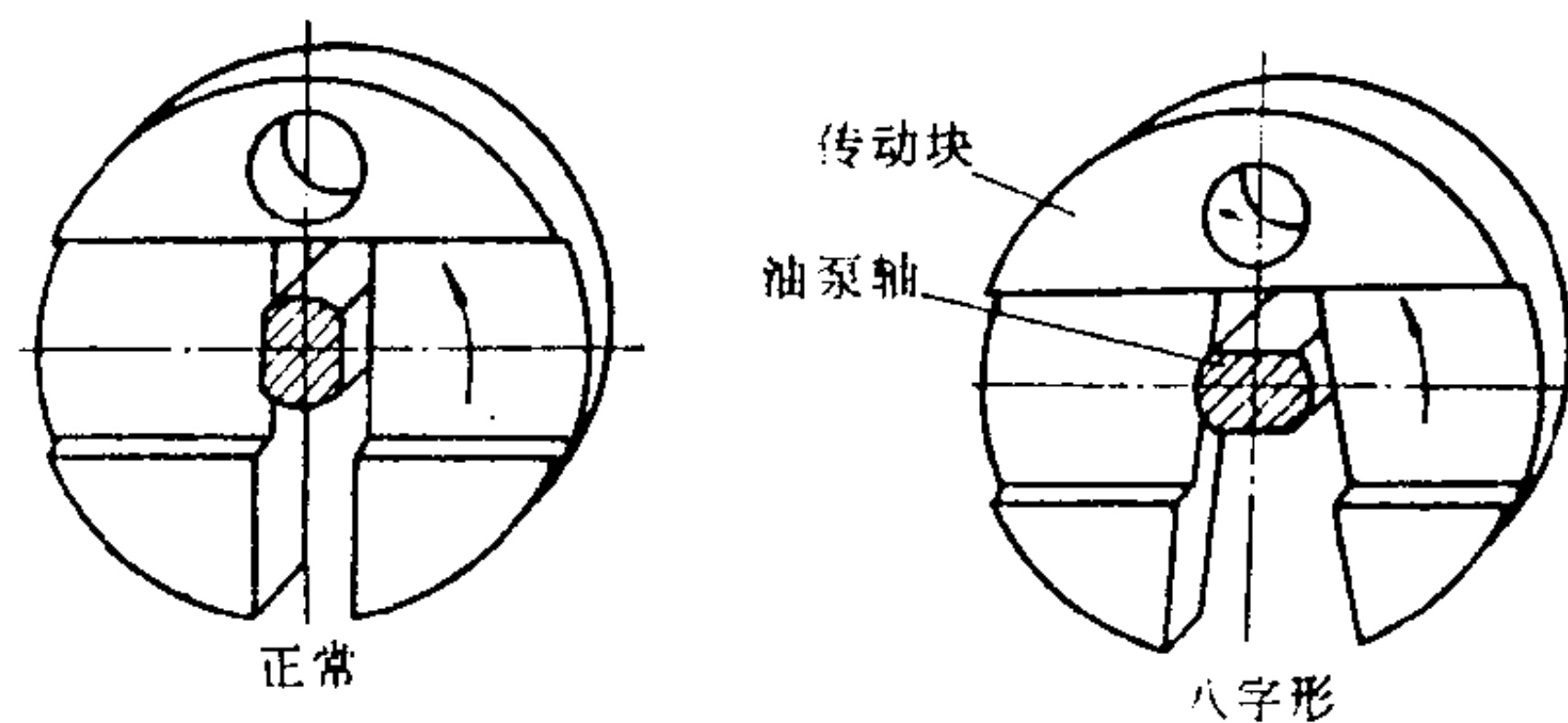


图 14-29 传动块八字形

能下降，可调至0.15~0.30MPa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。

(四) 轴封泄漏 轴封泄漏为制冷剂常见。漏氨是很容易发现，漏氟则不易被发觉。轴封漏气，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0.015~0.02mm。

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。如果轴封缸油，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。

(五) 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

它不严密处，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。如是气缸窜气严重，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。

（六）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太小，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5min才能复位，若在5min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，需要修理。

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着，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。

三、制冷装置的故障分析

在制冷装置的故障中，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，装置稍有不严密处。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；另一方面在装置的低压部分往往有空气渗入，从而引起高压升高，压缩机耗电增大，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°C 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，当溶解于氟利昂制冷剂中的润滑油，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：

(一) 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) 装置中有空气 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。

装置中有了空气，在排放空气之前应检查空气是如何进入系统的。造成空气进入装置的原因有：一是低压段有渗漏点，尤其是低温制冷装置，吸气压力低于大气压、一旦低压段有渗漏点，则空气就会渗入装置。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，装置内空气未抽干净，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。

氟利昂制冷装置放空气的操作如下：

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空气，可用手挡住放气口试验，若是空气，手的感觉只是象风吹过一样，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，直至满足要求为止。

氨制冷装置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：冷却水进水阀开度太小；或是水压太低（一般应在 0.1MPa 以上）；或是进水管路有堵塞；或是水量调节阀失灵等。要判断这一点，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 $2^{\circ}\text{C}\sim 4^{\circ}\text{C}$ ，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减少，水在冷凝器内流动时间增长，则使进出水温差增大。

在风冷却的制冷装置中，由于风机未开，周围环境气温太高（高于 40°C ），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0.1~0.2MPa。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。

内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。制冷装置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装置中。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。

以上二种情况，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。直接蒸发表冷器表面结霜与包冰相同，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。

(二) 冷量不足，库温降不下来 制冷装置运行中，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有：

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，造成制冷装置消耗电能所获得的冷量被逃掉，这种现象叫“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）与门框之间的缝隙大小，一般用厚0.2~0.3mm，宽20~30mm的硬纸板插试，若硬纸板插得进，说明这处的缝隙大。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薄薄一层为佳，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，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，也可用自来水融霜，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1h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20min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所以要等 20min 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，因节流量度突然下降，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。

排除冰塞的办法，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，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°C 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 14-30 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），让空气缓慢吸入压缩机，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 0.98MPa 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 10min，看低空真空度回升情况。若 10min 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 0.98MPa 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 14-9 中的数据。

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

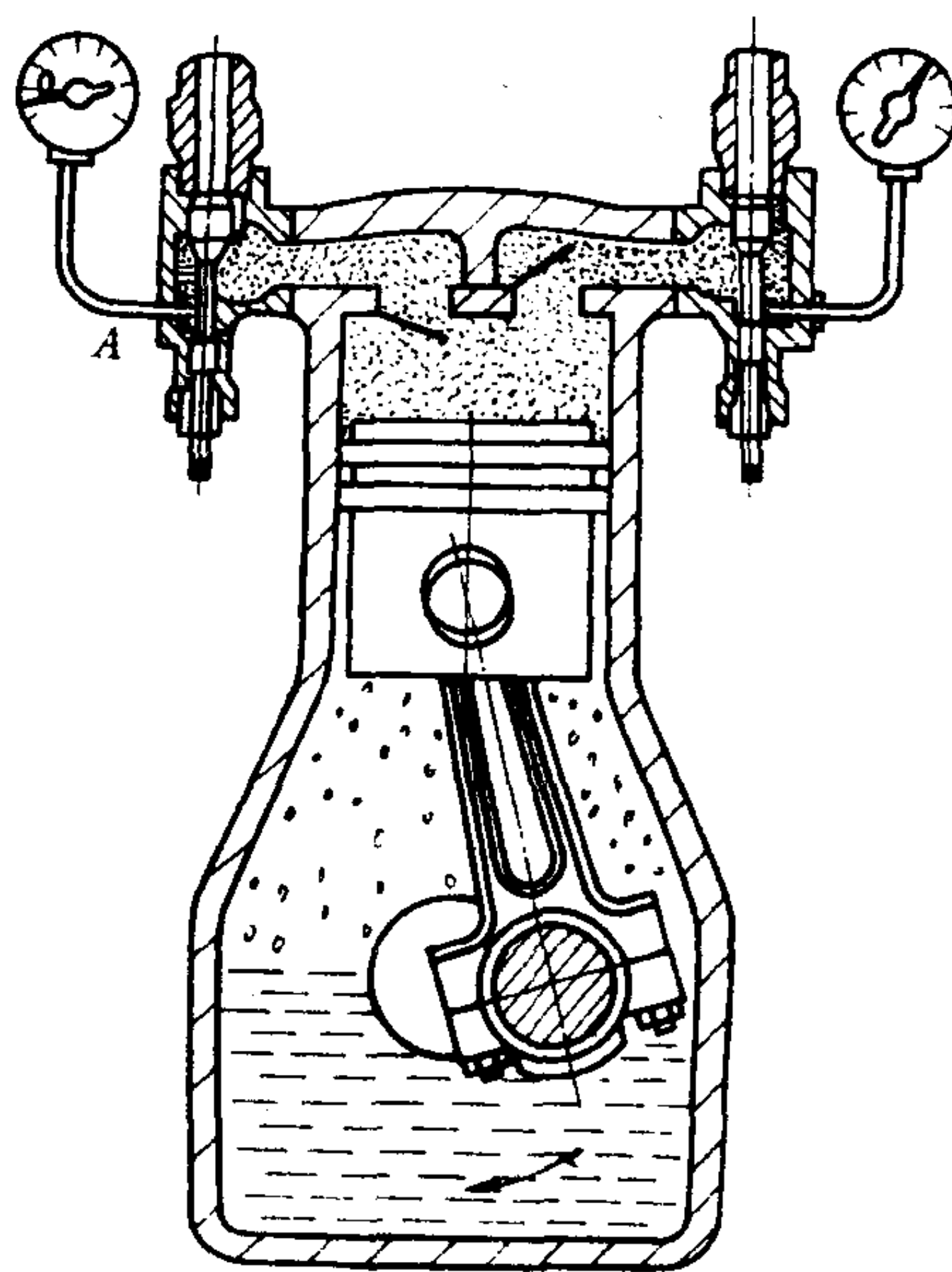


图 14-30

力能达到表 14-9 的数值要求，压缩机还可以使用。

表 14-9 根据吸排气压力值来确定压缩机效率

设备名称	冷室温度 (°C)	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，但制冷机还允许转动，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，膨胀阀处可听到断续的“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所引起，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振动，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，最容易振裂而渗漏。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 这和本章第九节三、(一)段中所述的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，这是吸、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，也可以不收制冷剂，只需停车几分钟，从排气截止阀旁通孔放空气。

8. 蒸发器内有冷冻油 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地结得不完全，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。

(三) 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个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 14-31），从而使阀孔关闭，系统的制冷剂不能流进蒸发器，制冷机就

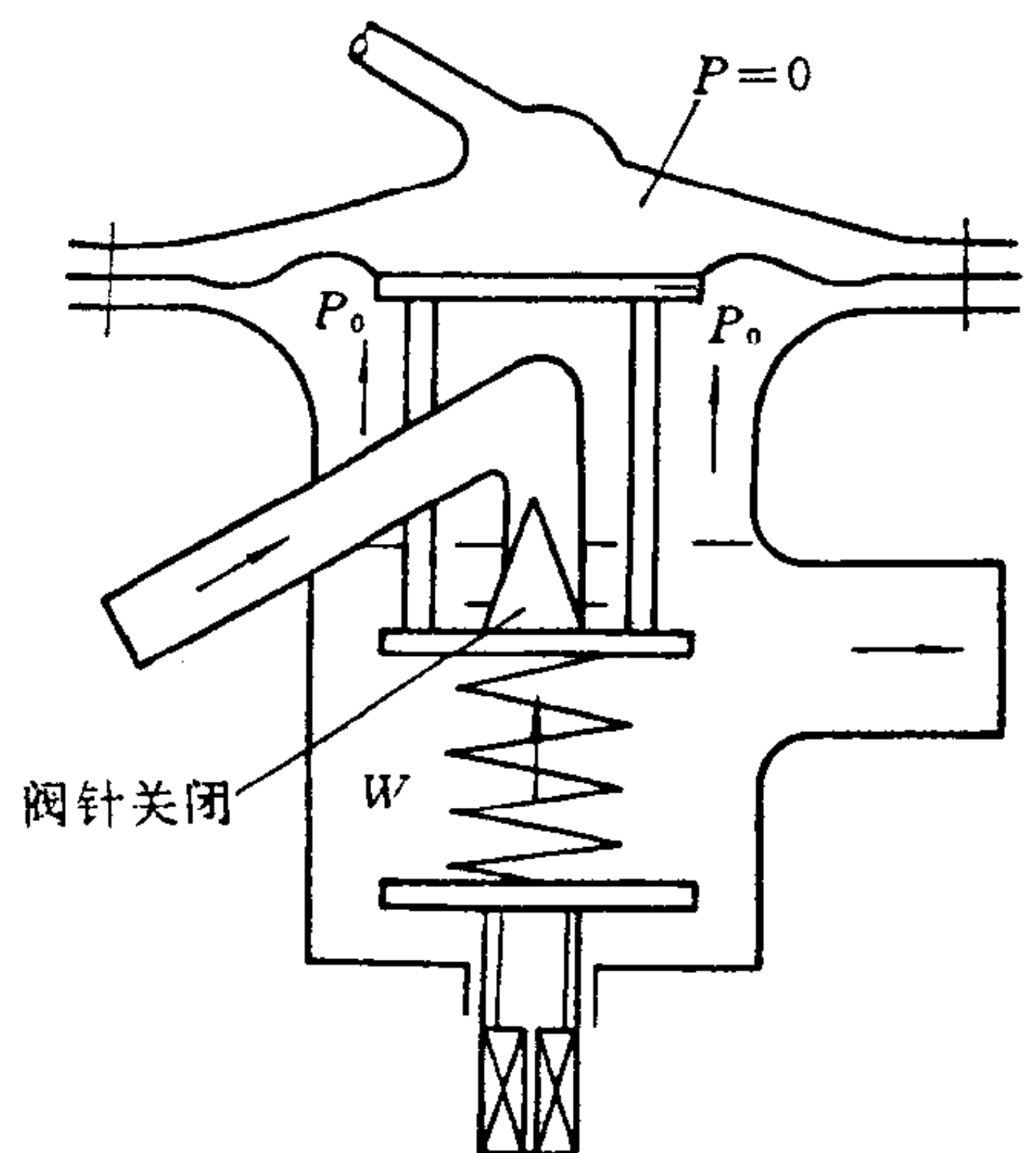


图 14-31 温包泄漏后的膨胀阀阀针受力图

不能制冷。

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。原因已讨论过了，不再重复。

②在 -60°C 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“啾啾”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冷冻油结冻堵塞。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种接头和接扣：

(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进口端）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 14—32），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。

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空气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，排出机外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

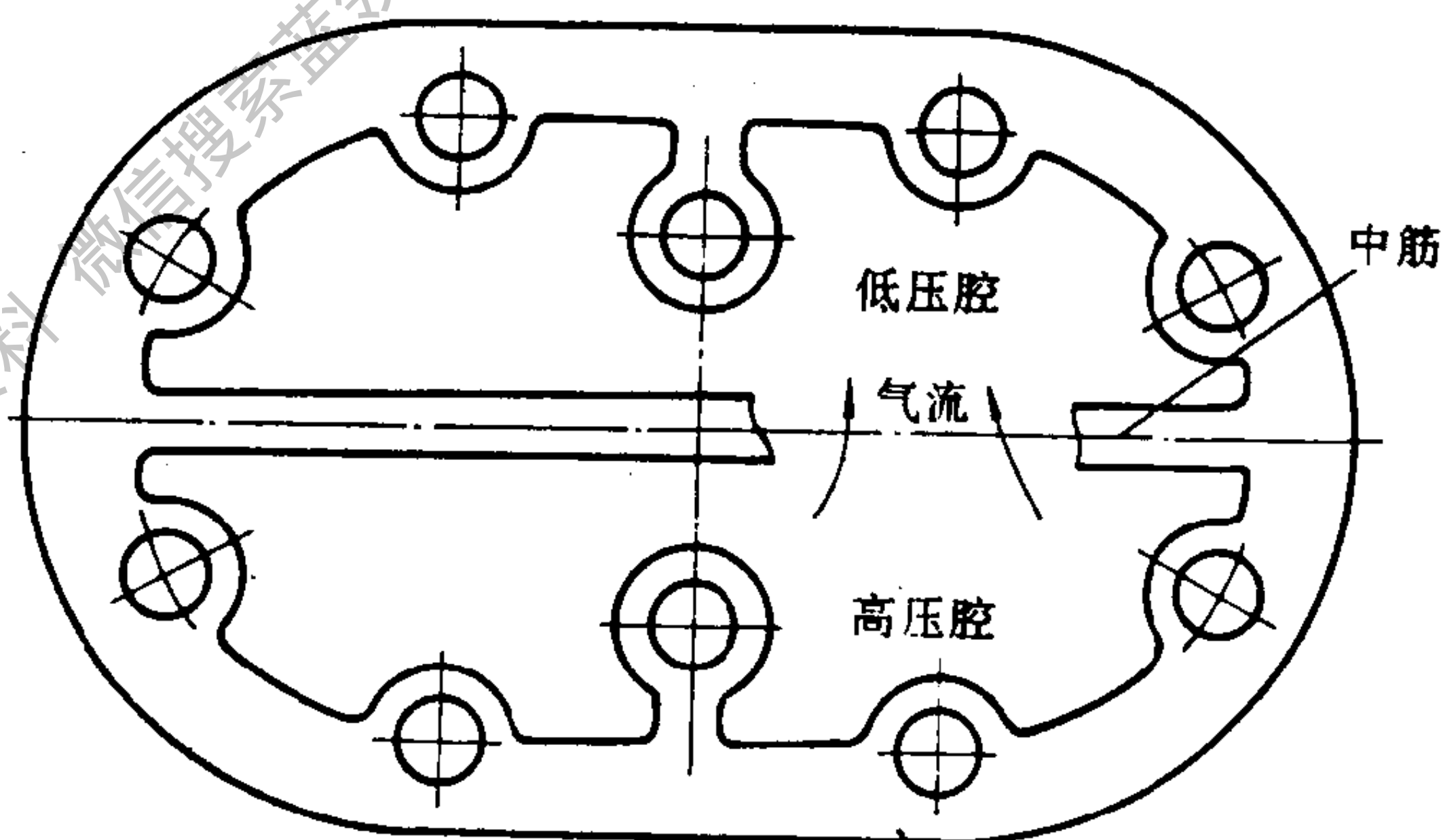


图 14—32 气缸垫片中筋击穿

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。

(四) 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，使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。可在运行时如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，而检修中又未更换，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。

四、制冷系统常见故障分析和排除方法的综合表

表 14-10 氨活塞式制冷压缩机常见故障和排除方法

故障情况	主要原因	排除方法
压缩机不能正常启动运行	1. 供电电压过低：电动机线路接触不良 2. 排气阀片漏气，造成曲轴箱内压力太高 3. 能量调节机构失灵 4. 温度控制器失调或发生故障 5. 压力继电器失灵	1. 检查电压过低原因，如系电网临时出现降压，待电网电压恢复后再次启动，检修线路及电动机有关连接处 2. 检查漏气阀片，研磨阀片与阀座的密封线 3. 检查供油管路是否堵塞、压力过低、油活塞卡住等情况，根据查出原因进行修理 4. 调整温度控制器，检修发生的故障 5. 检修压力继电器，重新调定压力参数
压缩机启动、停机频繁	1. 由于排气阀片漏气，使高低压部分压力平衡，造成进气压力过高	1. 拆卸缸盖，研磨泄漏的排气阀片和阀座密封线

故障情况	主要原因	排除方法
压缩机启动后, 没有油压或运转中油压不起	2. 温度继电器幅差太小 3. 由于冷凝器缺水或出液阀关闭, 造成压力过高, 压力继电器动作 1. 油泵管路系统连接处漏油或管道堵塞 2. 油压调节阀开启过大或阀芯脱落 3. 曲轴箱太少 4. 曲轴箱内有氨液, 油泵不进油 5. 油泵严重磨损, 间隙过大 6. 连杆轴瓦和主轴瓦, 连杆小头衬套和活塞销严重磨损 7. 压表表阀未打开 8. 曲轴箱后端盖垫片错位堵塞油泵进油通道	2. 调整或更换温度继电器 3. 检查冷凝器的冷却水量和出液阀 1. 检查通道, 疏通油管路, 紧固接头 2. 调整油压调节阀, 将油压调至需要数值, 属于阀芯脱落的, 要重新装好、紧固 3. 应及时加油 4. 及时停车, 排除氨液 5. 修理或更换零件 6. 修理更换严重磨损零件 7. 打开表阀 8. 拆卸检查, 纠正错位的垫片
油压过高	1. 油压调节阀未开或开启太小 2. 油路系统内部堵塞 3. 油压调节阀阀芯卡住	1. 调整油压调节阀, 使油压达到要求值 2. 检查疏通油路系统 3. 检修调节阀, 属于阀芯卡住的, 要修好
油泵不上压	1. 油泵零件严重磨损, 致使间隙过大不泵油 2. 油压表不准, 指针失灵 3. 油泵的部件检修后装配不适当	1. 检修油泵零件或换新零件 2. 检查更换新油压表 3. 检查部件装配情况或重新拆卸, 再按要求装好
曲轴箱中润滑油起泡沫 油温过高	1. 润滑油中混有大量氨液, 压力降低时由于氨液蒸发引起泡沫 2. 曲轴箱加油过多连杆大头搅动注滑油引起 1. 曲轴箱油冷却器没有供水 2. 轴与瓦装配不适当, 间隙过小 3. 润滑油中含有杂质, 致使轴瓦拉毛 4. 轴封摩擦环安装过紧或摩擦环拉毛 5. 吸、排气温度过高	1. 将曲轴箱中氨液抽空 2. 将曲轴箱中注滑油放出, 使油位达到规定油面线 1. 打开供水阀 2. 调整轴、瓦装配间隙, 使之符合要求 3. 更换新油, 把拉毛瓦刮平, 瓦片严重拉毛时要换新瓦片 4. 检查修理轴封或更换摩擦环 5. 调整系统供液阀

(续表)

故障情况	主要原因	排除方法
油压不稳定忽高忽低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油泵吸入有泡沫的油 2. 油路不畅通 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 消除油起泡沫的原因 2. 检查疏通油路
压缩机耗油量过多	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油环严重磨损, 装配间隙过大 2. 油环装反, 环的锁口安装在一条垂直线上 3. 活塞与气缸间隙过大 4. 排气温度过高, 使润滑油被气流大量带走 5. 曲轴箱油面过高 6. 油分离器的自动回油阀不灵, 油不能自动回到曲轴箱而被排走 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 更换新油环 2. 重新装配油环 3. 调换活塞环, 必要时更换缸套 4. 查明排气温度过高的原因并消除 5. 将多余的油放出 6. 检修油分离器自动回油阀
曲轴箱压力升高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 活塞环密封不严造成高压向低压串气 2. 排气阀片关闭不严 3. 缸套与机座不密封 4. 曲轴箱内进入氨液, 蒸发后致使压力升高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查修理 2. 检查排气阀片与阀座密封线是否严密、平整、阀片如有破裂应更换 3. 拆下缸套后把接合处清洗干净重新装配 4. 抽空曲轴箱氨液
能量调节机构失灵	<ol style="list-style-type: none"> 1. 油压过低 2. 油管堵塞 3. 油活塞卡住 4. 拉杆与转动环安装不正确 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 增大油压 2. 清洗疏通油管 3. 拆卸清洗, 换去脏油, 按正确要求重新组装 4. 检查装配情况, 修理至转动灵活转动
排气温度过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 冷凝压力太高 2. 回气压力太低 3. 回气过热 4. 活塞上死点余隙过大 5. 缸盖冷却水泵量不足 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 加大冷凝器的冷却水理, 放除空气 2. 调整调节阀或向系统加氨 3. 按“下项”1~3办法解决 4. 按出厂说明书要求调整 5. 加大缸盖冷却水流量
回气过热度过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 蒸发器中氨液太少, 供液阀开得小 2. 回气管道隔热保温不良或保温层受潮损坏 3. 吸气阀片漏气或破裂 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 适当开大供液阀, 若系统缺氨, 应立即补充 2. 检查保温层或更换隔热材料 3. 检查研磨阀片或更换阀片
排气温度过低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 压缩机湿冲程 2. 中冷器供液过多 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调节阀开得过大, 应关小 2. 中冷器供液阀应关小
压缩机吸气压力比正常蒸发压力低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 供液阀开启太小, 供液不足, 因而蒸发压力下降 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 供液阀适当开大些

故障情况	主要原因	排除方法
	2. 吸气管路中阀门未全开 3. 吸气管路中阀门的阀芯脱落 4. 系统中液氨量不足, 虽然开大供液阀, 压力仍不上升 5. 吸气过滤器太脏 6. 回气管路有“液囊”现象 7. 回气管太细	2. 将应全开的阀门都开足 3. 检查修理 4. 按照实际情况补充液氨 5. 清洗过滤器 6. 将管路中有“液囊”段拆掉重新焊接管道 7. 按设计要求调整管径
压力表指针跳剧烈	1. 系统内有空气 2. 压力表指针松动 3. 表阀开启过大	1. 放掉空气 2. 检修压力表或换新压力表 3. 关小表阀
压缩机排气压力比冷凝压力高	1. 排气管道中阀门未全开 2. 排气管道内局部堵塞 3. 排气管道设计不合理	1. 开足排气管道中的阀门 2. 检查去污, 清理堵塞物 3. 应进行重新设计计算, 改变管径
压缩机湿冲程	1. 供液阀开启过大 2. 启动时吸气阀开启过快 3. 冷库融霜恢复正常降温时吸气阀开启太快	1. 关小供液阀 2. 开时时应缓慢开启吸气阀 3. 要缓慢开启吸气阀, 并注意压缩机运转情况, 若回气温度下降过快, 应暂停开启, 待运转正常后继续慢慢开启
汽缸中有敲击声	1. 活塞上死点余隙过小 2. 活塞销与连杆小头孔间隙过大 3. 吸排气阀片固定螺松动 4. 安全弹簧变形, 弹力变小 5. 活塞与气缸间隙过大 6. 润滑油过多或不干净 7. 阀片断裂掉入缸中 8. 连杆扭曲 9. 汽缸与曲轴连杆中心线不正 10. 液氨冲入气缸产生液击	1. 按规定重新调整 2. 更换连杆小头衬套或换活塞销 3. 紧固螺栓 4. 更换弹簧 5. 检修更换活塞环或缸套 6. 清洗换油 7. 停机检修更换阀片 8. 矫正或更换阀片 9. 检查修理 10. 调整操作
曲轴箱有敲击声	1. 连杆大头瓦与曲拐轴颈的间隙过大 2. 主轴承与主轴颈间隙过大 3. 开口销断裂, 连杆螺母松动	1. 调整或更换新瓦 2. 修理或换新瓦 3. 更换新开口销, 紧固连杆螺母

故障情况	主要原因	排除方法
	4. 联轴器中心不正或联轴器键槽处松动 5. 主轴承（如采用滚动轴承时）轴承钢珠磨损，轴承架断裂	4. 调整联轴器或检修键槽或更换新键 5. 换新轴承
汽缸壁温度过高	1. 油泵故障，油压过低或油路堵塞 2. 活塞与汽缸壁间隙太小或活塞走偏 3. 安全块或假盖密封不严，高低压窜气 4. 吸气温度过高 5. 润滑油质量不好，粘度太小 6. 冷却水套内水垢太厚或水量不足 7. 吸排气阀片损坏 8. 活塞环严重磨损	1. 停机检修 2. 检查修理 3. 检查修理 4. 调整操作 5. 更换新油 6. 清除水垢后加大冷却水量 7. 检查更换阀片 8. 更换新环
汽缸拉毛	1. 活塞与汽缸间隙太小，活塞环销口尺寸不正确 2. 吸气中含有杂质 3. 润滑油粘度太低或有杂质 4. 排气温度过高，引起油的粘度降低 5. 连杆中心与曲轴颈不垂直，活塞走偏	1. 按要求间隙重要装配 2. 检查吸气阀处的过滤器，并清洗 3. 更换润滑油 4. 调整操作，降低排气温度 5. 检修校正
阀片漏气或断裂	1. 压缩机湿冲程，阀片变形或皮裂 2. 阀片安装不平或装歪 3. 阀片材质不合格	1. 调整操作，避免压缩机湿冲程 2. 检查阀片时要注意，把阀片安放平稳 3. 使用合乎要求的阀片
轴封漏油严重	1. 装配不良 2. 动环与固定环摩擦面拉毛 3. 橡胶密封圈老化或松紧不适当 4. 轴封弹簧弹力减弱 5. 固定环背面与轴封压盖不密封 6. 曲轴箱压力过高	1. 正确装配 2. 检查研磨密封面 3. 更换橡胶圈 4. 更换弹簧 5. 检查拆卸固定环，把背面清洗干净重新装配好 6. 调整操作，停车前使曲轴箱降压，并检查排气阀是否泄漏
轴封油温过高	1. 润滑油不足 2. 润滑油不干净	1. 检查油泵与油管路是否堵塞 2. 清洗过滤器，更换新油

故障情况	主要原因	排除方法
	3. 动环与固定摩擦面压得过紧 4. 填料压盖过紧 5. 主轴承装配间隙过小	3. 调整弹簧强度 4. 均匀紧固压盖螺母 5. 调整间隙达到正确要求
连杆大头瓦熔化	1. 润滑油中杂质太多, 致使轴瓦拉毛发热熔化 2. 油泵不供油形成干摩擦熔化 3. 连杆大头轴瓦装配间隙小 4. 曲轴油孔堵塞	1. 更换新油, 装配新瓦片 2. 检修油泵, 更换新瓦片 3. 正确安装, 按规定调整间隙 4. 检查清洗曲轴中的油路
压缩机主轴承发热	1. 主轴承径向间隙过小 2. 二个主轴承同轴度超差或曲轴翘动 3. 皮带过紧 4. 润滑油不足或断油 5. 主轴瓦拉毛	1. 检查调整间隙 2. 检查主轴承与曲柄平行度, 进行校正 3. 调整皮带的松紧度 4. 检查油泵油路或补充新油 5. 检修换新瓦
活塞在汽缸中卡住	1. 润滑油低劣, 杂质多 2. 气缸缺油 3. 气缸温度变化剧烈 4. 活塞环搭口间隙太小	1. 更换合格润滑油 2. 疏通油路 3. 调整操作, 避免气缸温度剧烈变化 4. 按规定调整装配间隙

表 14-11 小型氟利昂制冷压缩机常见故障和排除方法

故障情况	主要原因	排除方法
压缩机在运转中突然停机	1. 吸汽压力过低, 低于压力继电器的低压下限值 2. 排气压力过高, 引起高压继电器动作断电 3. 油压过低, 油压继电器动作断电 4. 电动机过载, 热继电器动作断电	1. 检查原因, 属于管道堵塞的要疏通管道, 如系统制冷剂不足就补充 2. 检查冷凝器的冷却量或冷却风量 3. 检查输油系统管道和油泵 4. 检查电源电压是否偏低或冷负荷过大
排汽压缩过高	1. 水冷冷凝器冷却水量不足或风冷冷凝器的冷却风量不足 2. 冷凝器管簇表面水垢过厚或油污太厚, 造成散热困难 3. 制冷系统内有空气 4. 制冷剂灌注过多	1. 检查不阀是否全开、加大供水或检查电动机电压, 转速, 传动皮带是否过松 2. 清洗水垢, 刷洗油污, 使冷凝器管簇表面清洁干净 3. 放掉空气 4. 排出多余的制冷剂

(续表)

故障情况	主要原因	排除方法
排汽压缩过高	5. 排汽管道中阀门发生故障, 造成压力过高	5. 检查修正阀门
压缩机的湿冲程	1. 热力膨胀阀失灵, 开启度过大 2. 电磁阀失灵, 停机后大量制冷剂进入蒸发排管, 再次开机时进入压缩机 3. 系统灌注制冷剂量过多 4. 热力膨胀阀的感温包松动未绑扎, 致使热力膨胀阀开启度增大	1. 关闭供液阀, 检修热力膨胀阀 2. 检修电磁阀 3. 放出多余的制冷剂 4. 检查感温包的绑扎情况
压缩机卡死	1. 润滑油中有脏污杂质 2. 油泵输油管阻塞, 使汽缸缺油活塞卡死 3. 油泵主齿轮插入曲轴中的柄销扭断, 致使油系统断油	1. 更换新油润滑油 检修油泵管路 3. 检修更换油泵主齿轮轴
汽缸中有异声	1. 汽缸上死点余隙过小 2. 活塞销与连杆小头衬套间隙过大 3. 阀片断裂 4. 曲轴曲拐或连杆大头拨油所产生的油液击声	1. 调整加厚汽缸热片 2. 更换活塞销或衬套 3. 立即停机更换阀片 4. 短时间可不必停机, 如长达几分钟后要停机检查
曲轴箱中有声	1. 连杆螺母松动 2. 连杆大头轴瓦间隙过大	1. 停机重新紧固 2. 更换瓦片
压缩机启动不起来	1. 电源断电保险丝接触不良、烧断 2. 启动器的接触点接触不良 3. 温度控制器失调或发生故障 4. 压力继电器的调定不适	1. 检查电源、保险丝 2. 检查启动器, 用砂布擦净触点 3. 检查温度指示位置, 检查各元件 4. 检查压力继电器各元件和调定值
压缩机制冷量不足	1. 活塞环磨损或活塞与气缸间隙因磨损而过大	1. 更换新活塞环或检修换新部件
压缩机与电动机联轴器有杂声	1. 压缩机与电动机联轴器配合不当 2. 联轴器的键和键槽配合不当 3. 联轴器的弹性圈松动或损坏 4. 皮带过松 5. 联轴器内孔与轴配合松动	1. 按正确装配要求重新装配 调整键与键槽的配合, 换新键 3. 紧固弹性圈或换新件 4. 调整拉紧皮带 5. 调整装紧联轴器

表 14-12 螺杆式制冷压缩机常见故障和排除方法

故障情况	主要原因	排除方法
起动负荷大或不能起动	<ol style="list-style-type: none"> 1. 排汽压力过高 2. 排汽止回阀泄漏 3. 能量调节未在零位 4. 机内积油或液体过多 5. 部分机械磨损 6. 压力继电器故障或调定压力过低 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 打开吸气阀, 使高压汽体回到低压系统 2. 检查止回阀 3. 卸载复原至 0% 4. 用手盘压缩机联轴器, 将机腔内积液排出 5. 拆卸检修、更换、调整 6. 同上
机组启动后连续振动	<ol style="list-style-type: none"> 1. 机组地脚螺栓紧固 2. 压缩机与电动机轴线错位偏心 3. 压缩机转子不平衡 4. 机组与管道的有振动频率相同而共振 5. 联轴器平衡不良 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 塞紧调整垫块, 拧紧地脚螺栓 2. 重新找正联轴器与压缩机同轴度 3. 检查、调整 4. 改变管道支撑点位置 5. 校正平衡
机组启动后短时间振动, 然后稳定	<ol style="list-style-type: none"> 1. 吸入过量润滑油或液体 2. 压缩机积存油而发生液击 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 停机用手盘车使液体排出 2. 将油泵手动启动, 一估时间后再启动压缩机
运动中有异常响声	<ol style="list-style-type: none"> 1. 转子内有异物 2. 止推轴承磨损破裂 3. 滑动轴承磨损, 转子与机壳磨损 4. 运转连接件(联轴器等)松动 5. 油泵汽蚀 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检修压缩机及吸气过滤器 2. 更换 3. 更换滑动轴承, 检修 4. 拆开检查, 更换键或紧固螺栓 5. 检查并排除汽蚀原因
压缩机无故自动停机	<ol style="list-style-type: none"> 1. 高压继电器动作 2. 油温继电器动作 3. 精滤器压差继电器动作 4. 油压差继电器动作 5. 控制电路故障 6. 过载 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查、调整 2. 检查、调整 3. 拆洗精滤器、调整 4. 检查、调整 5. 检查修理控制线路元件 6. 检查原因
制冷能力不足	<ol style="list-style-type: none"> 1. 喷油量不足 2. 滑阀不在正确位置 3. 吸汽阻力过大 4. 机器磨损间隙过大 5. 能量调节装置故障 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检查油泵、油路、提高油量 2. 检查指示器指针位置 3. 清洗吸气过滤器 4. 调整或更换部件 5. 检修

(续表)

故障情况	主要原因	排除方法
能量调节机构不动作或不灵	1. 四通阀不能, 控制回路故障 2. 油管路或接头不通 3. 油活塞间隙过大 4. 滑阀或油活塞卡住 5. 指示器故障: (1) 定位计故障 (2) 指针凸轮装配松动 6. 油压不高	1. 检修四通阀和控制回路 2. 检修吹洗 3. 检修更换 4. 拆卸检修 5. 检修 6. 调整油压
排气温度或油温过高	1. 压缩比过大 2. 油冷却器传热效果不佳 3. 吸入过热气体 4. 喷油量不足	1. 降低压缩比或减少负荷 2. 清除污垢, 降低水温、增加水量 3. 提高蒸发系统液位 4. 提高油压或检查原因
压缩机机体温度高	1. 机体摩擦部分发热 2. 吸入气体过热 3. 压缩比过高 4. 油冷却器传热效果差	1. 迅速停机检查 2. 降低吸气温度 3. 降低排气压力或负荷 4. 清洗油冷却器
耗油量大	1. 一次油分离器中油过多 2. 二次油分离器有回油	1. 放油至规定油位 2. 检查回油通路
油压不高	1. 油压调节阀调节不当 2. 喷油过大 3. 油量过大或过小 4. 内部泄漏 5. 转子磨损, 油泵效率降低 6. 油路不畅通 (精过滤器堵塞) 7. 油量不足或油质不良	1. 调整油压调节阀 2. 调整喷油阀, 限制喷油量 3. 检查油冷却器, 提高冷却能力 4. 检查更换“O”形环 5. 检修或更换油泵 6. 检查吹洗油滤器及管路 7. 加油或换油
油面上升	1. 制冷剂溶于油内 2. 进入液体制冷剂	1. 继续运转提高油温 2. 降低蒸发系统液位
压缩机及油泵油封漏油	1. 磨损 2. 装配不良造成偏磨振动 3. “O”形密封环变形腐蚀 4. 密封接触面不平	1. 运转一个时期, 看有否好转, 否则停机检查 2. 拆卸检查调整 3. 检修或更换 4. 检查更换
停车时压缩机反转不停 (有几次反转是正常的)	1. 吸入止回阀卡住, 未关阀 2. 吸入止回阀弹簧弹性不足	1. 检修 2. 检查、更换

表 14-13 氨制冷系统的故障分析和排除

故障情况	主要原因	排除方法
冷凝压力过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 冷却水量不足 2. 冷却水温过高 3. 冷却水分布不均匀 4. 冷凝器管内壁水垢太厚 5. 高压贮液器已满或排液阀未全开, 致使液氨占去冷凝器传热面积 6. 冷凝器中有大量空气 7. 冷凝面积不够 8. 冷凝器断水 9. 当采用蒸发式冷凝器时风机因故停转 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 增加冷却水流量 2. 检查原因, 采取相应措施 3. 调整配水器, 检查疏通 4. 清洗除去不垢 5. 检查贮液器液面的阀门, 如果液氨已满, 应排液 6. 放空气 7. 增加冷凝器 8. 检查供水阀门和水泵 9. 检查修理
中间压力过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 蒸发压力过高 2. 高压机配比小 3. 高压机阀片破裂 4. 中间冷却器隔热层损坏 5. 供液量太小, 致使低压机排出的气体不能得到冷却 6. 中间冷却器蛇形盘管损坏 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调整回气阀门, 或因负荷太大增开压缩机 2. 调整压缩机, 使配比适当 3. 检查修理, 换阀片 4. 修理包扎隔热层 5. 开大供液阀, 同时注意变化情况 6. 停止使用盘管, 等大修时更换修理
蒸发压力过高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 压缩机制冷量小于实际负荷 2. 压缩机阀片泄漏, 或活塞环泄漏和旁通阀漏气 3. 供液量过多 4. 冷藏间进货量过多 5. 能量调节机构失灵 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 增加压缩机运行台数或减少负荷 2. 检查修理 3. 关小节流阀 4. 控制进货量 5. 检查修理
蒸发压力过低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 节流阀开启过小, 供液不够 2. 供液管堵塞, 或阀头掉下卡住 3. 蒸发排管内外表面有油污或霜层太厚 4. 氨液分离器下端油污太多, 油管堵塞 5. 系统内氨液不足 6. 供液管道中有“气囊” 7. 盐水池内盐水浓度不够, 蒸发器外表面结冰 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 开大节流阀 2. 检查管路阀门, 并进行修理 3. 清扫排管表面, 并进行融霜 4. 及时放油排除油污 5. 补充液氨 6. 采取措施排除, 必要时应将“气囊”管段切除 7. 用比重计检查盐水浓度, 加盐达到要求浓度

(续表)

故障情况	主要原因	排除方法
冷库降温困难	<ol style="list-style-type: none"> 1. 进货量太多 2. 节流阀未调好或阀芯堵塞 3. 排管内表面油污太厚, 或外表面霜层太厚 4. 冷库外墙隔热层隔热材料受潮 5. 冷库门关闭不严或开门次数过多 6. 冷库蒸发排管面积小 7. 如采用温度自控元件时, 温度控制器失灵 8. 系统中制冷剂太少 9. 压缩机效率低, 制冷量达不到原标准 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 控制进货数量 2. 适当开启节流阀或检查阀门 3. 及时清除油污或融霜 4. 检查隔热材料, 并进行翻晒 (指松散隔热材料) 5. 检修冷藏门, 并减少开门次数 6. 根据需要增加蒸发排管 7. 检修温度控制器 8. 向系统补充制冷剂 9. 更换新的气缸套或活塞环等
冷库蒸发排管结霜不匀或不结霜	<ol style="list-style-type: none"> 1. 供液量太小 2. 系统内制冷剂不足 3. 蒸发排管内表面有油污或存油过多 4. 供液管路中有“气囊” 5. 供液管设计安装不合理 6. 液体分配站加工制做时, 插入管过长 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调整节流阀或供液阀开启度 2. 向系统内补充制冷剂 3. 进行融霜, 并及时放油 4. 检查修理 5. 改进供液管路 6. 切除液体插入管过长管头 (这项工作应在大修时进行)
氨泵启动后不上液	<ol style="list-style-type: none"> 1. 氨泵内有汽体 2. 系统压力低, 氨泵密封器漏汽 3. 氨液过滤器污物堵塞 4. 氨泵进入液阀未打开 5. 氨泵拆装后装配不当 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 打开抽气阀抽掉氨气 2. 检修泵轴密封器 3. 清洗过滤器 4. 打开进液阀 5. 重新装配
氨泵排出压力过低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 氨泵部件严重磨损 2. 进液管路有堵塞 3. 氨液过滤器堵塞 4. 氨泵中心与低压循环桶液位差过小 5. 氨泵流量不够或氨泵出液阀开启过大 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检修更换零件 2. 检查排除 3. 清洗排除 4. 调整供液阀的开启度, 加大供液量 5. 适当调整供液阀的开启度

表 14—14 氟利昂制冷系统的故障和排除

故障情况	主要原因	排除方法
冷库或冷藏柜降温不正常	<ol style="list-style-type: none"> 1. 冷库或冷藏柜门关闭不严, 缝隙大、跑冷多 2. 蒸发排管结霜太厚 3. 压缩机的效率低 4. 膨胀阀的流量太大 5. 膨胀阀的流量太小 6. 系统内有空气, 冷凝液过冷度小, 制冷量下降 7. 过滤器油污过多, 影响流量 8. 制冷系统中氟利昂不足 9. 蒸发排管中积油过多 10. 热力膨胀阀感温包内制冷剂泄漏 11. 热力膨胀阀产生冰堵 12. 热力膨胀阀产生脏堵 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 检修冷藏门 2. 进行融霜 3. 检修压缩机 4. 调整膨胀阀, 减少供液 5. 调整膨胀阀, 适当加大供液 6. 排除系统内空气 7. 清洗过滤器 8. 补充灌注氟利昂 9. 进行放油、并查明原因、修理 10. 检修感温包, 灌注制冷剂 (查明原灌注的制冷剂牌号) 11. 更换过滤器中吸湿剂 12. 清洗膨胀阀
高压侧压力偏高	详见表 14—11	详见表 14—11
压缩机吸入压力偏高	<ol style="list-style-type: none"> 1. 膨胀阀开启太大 2. 压缩机的吸汽阀片漏 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 关小膨胀阀 2. 检修研磨阀片, 使阀板与阀片保持密封
压缩机吸入压力偏低	<ol style="list-style-type: none"> 1. 膨胀阀开启过小 2. 装在液体管道中的过滤器有污物堵塞 3. 制冷系统中氟利昂不足 4. 有过多的润滑油和氟利昂混合在一起 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 调节膨胀阀的开启度 2. 检查清洗过滤器 3. 补充氟利昂 4. 检查油面计、油分离器的回油装置是否正常, 如果确实油多应放出
压缩机的高压控制器动作频繁	<ol style="list-style-type: none"> 1. 冷凝器中冷却水供给量不足 2. 压缩机高压控制器的工作压力值定得太低 3. 系统中加的制冷剂过多, 减少了热交换面积致使压力升高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 在水泵不停止工作时检查水管路是否有堵塞, 如系阀门开启太小, 可开大 2. 根据实际需要重新调定 3. 放出多余的制冷剂
压缩机的低压压力控制器动作频繁	<ol style="list-style-type: none"> 1. 蒸发器管组表面霜层太厚 2. 压缩机排汽阀有泄漏, 当压缩机停机后, 低压立刻上升 3. 膨胀阀的感温包中制冷剂泄漏, 致使低压偏低 4. 低压压力控制器压力值定得偏高 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 清扫蒸发器上霜层 2. 停机检修, 研磨排汽阀片, 必要时换新片 3. 检查更换膨胀阀 4. 根据冷库或冷藏柜温度要求重新调定低压压力控制值

故障情况	主要原因	排除方法
压缩机不停地运转	1. 压力控制器或温度控制器失灵或工作情况不佳 2. 压缩机的排汽阀片或吸汽阀片泄漏严重	1. 检修控制器, 调定压力或温度参数值 2. 停机检修或更换阀片
压缩机运转时噪音太大	1. 压缩机机座上脚螺栓松动 2. 制冷剂中混入润滑油过多, 发生液击 3. 压缩机发生湿冲程 4. 活塞销或轴承等 5. 管路振动	1. 紧固底脚螺栓 2. 检查曲轴箱油面, 放出多余的润滑油 3. 关小供液阀, 恢复正常运行 4. 停机检修, 更换部件磨损严重, 造成间隙大、松动 5. 加固或增加管路支撑
压缩机不停地运转 汽缸盖密封垫片漏汽	1. 压力控制或温度控制器失灵或工作情况不佳 2. 压缩机的排汽阀或吸汽阀片泄漏严重。 1. 紧固螺栓松动或垫片碎裂 2. 发生湿冲程或液击把汽缸盖垫片冲烂	1. 检修控制器, 调定压力或温度参数值 停机检修或更换阀片 1. 紧固螺栓或更换新垫片 2. 停机更换垫片
冷却水中断	1. 水电磁阀失灵 2. 水阀中有污物堵塞	1. 检修电磁阀 2. 检修水阀

电磁阀常见故障及排除

目前设计、安装的制冷系统, 大多采用氨泵供液方式。电磁阀在运行中常常出现一些故障, 直接影响正常运行, 现将一段常见的故障和排除方法列于表 14—15。

表 14—15 电磁阀常见故障及排除方法

故障情况	主要原因	排除方法
接通电源后阀门没开启	1. 电流电压低于额定的 85% 2. 线圈接间脱落或线圈烧坏 3. 阀头卡住	1. 调整电压在额定电压的 $\pm 10\%$ 范围内 2. 检查修理或更换线圈 3. 拆卸清洗
关闭不及时	1. 阀塞侧面小孔堵塞 2. 弹簧强度减弱	1. 清洗小孔内污物 2. 更换弹簧
阀塞与阀座间不密封有泄漏现象	1. 有污物杂质 2. 阀塞上的密封环磨损 3. 阀的前后压差低于公称压力	1. 清洗干净 2. 更换密封圈 3. 按说明书要求正确调整

第十五章 制冷系统的维护与检修

制冷装置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。制冷装置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磨损或疲劳,有的间隙增大,有的丧失工作能力。静止的设备亦因腐蚀、振动、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,以保证制冷装置的正常运行。

第一节 活塞式制冷压缩机的拆卸

各类活塞式制冷压缩机的拆卸工艺虽然基本相似,但由于结构不同,因此,拆卸的步骤和要求也有所不同,必须制订不同的拆卸工艺规程。

一、拆卸注意事项

1. 拆卸之前压缩机应进行抽空,切断电源(电闸拉掉),关闭机器与高低压系统连通的有关阀门,拆除安全防护罩等工作,具体方法如下:

(1) 若机器内的压力在 $0.49 \times 10^5 \text{ Pa}$ (表压) 以下时,可将放汽阀接好塑料管或橡皮管通向室外,开启放汽阀,将微量的余氨直接放出室外。

(2) 若机器内的压力较高,应查明原因进行排除。一般是排汽阀泄漏造成的,这时应启动压缩机将氨汽排入系统内,使曲轴箱接近真空状态,然后停机,同时关闭机器的排汽阀和排汽总阀,待 10min 后观察曲轴箱压力,如压力微升,则可以进行放汽(其方法同上)。关闭与水系统连通的阀门,将汽缸盖和曲轴箱冷却水管内的积水放掉,可将曲轴箱侧盖的堵塞旋掉,待压力升至与外界压力相等时,利用油三通阀将润滑油放出,准备拆卸机器。

2. 拆卸静配合的零件,要注意方向,防止击坏零件。对固定位置不可改变方向的零件,都应做好记号,以免装错造成事故;对体积小的零件拆卸后,要及时清洗装在有关的零件上,防止丢失。

3. 对拆卸的零件要按它的编号(如无编号要自行打印),有顺序地放到专用支架和工作台上,不要乱放乱堆,以免损伤零件。

4. 对拆卸的油管、汽管和水管等,清洗后要用布包好孔口,防止进入污物。零件拆完后及时清洗,除油,用布盖好,防止灰尘。

5. 拆卸压缩机,一般是先拆卸部件,然后再由部件拆成零件,由上到下,由外到里,防止碰伤,拆卸零件时,用力不宜过大,当拆不下时,要找出原因,用适当的方法进行拆卸,防止损伤零件。

二、压缩机的拆卸

整台压缩机的拆卸步骤和方法,以 8AS-12.5 氨制冷压缩机为例。

(一) 拆卸的程序

1. 拆卸汽缸盖 先将水管(塑料管)拆下,再把汽缸盖上螺母拆掉,在卸掉螺母时,两边长螺栓的螺母最后松开,松开时两边同时进行,使汽缸盖随弹力平衡升起 2—4mm 时,观察纸垫粘到机体部分多,还是粘到汽缸盖部分多,用螺丝刀将纸垫铲到一边,防止损坏。若发现汽缸盖弹不起时,注意螺母松得不要过多,用螺丝刀从贴合面轻轻撬开,防止汽缸盖突然弹出造成事故,然后将螺母均匀地卸下。

2. 拆卸排汽阀组 取出假盖弹簧,接着取出排汽阀组和吸汽阀片,要注意编号,连同假盖弹簧放在一起,便于检查和重装。

3. 拆卸曲轴箱侧盖 拆下螺母可将前后侧盖取下,同时要注意油冷却器,以免损伤。若侧盖和纸垫粘牢,可在贴合面中间位置用薄镊子剔开,应注意不要损坏纸垫。取下侧盖时,要注意人的脸不应对着侧盖的缝隙,以免余氨跑出冲到脸上,然后检查曲轴箱内有无脏物或金属屑等。

4. 拆卸活塞连杆部件 首先将曲轴转到适当的位置,用钳取出连杆大头开口销或铅丝,拆掉连杆螺母,取下瓦盖,然后将活塞升至上止点位置,把吊栓拧进活塞顶部的螺孔内,利用吊栓可将活塞连杆部件轻轻地拉出(连杆大头为斜剖式),防止擦伤汽缸表面,当活塞连杆部件取出后,再将瓦盖合上,防止瓦盖的编号弄错,以免影响装配间隙。

取出的活塞连杆部件与配合的汽缸套应是同一编号,要按次序放在支架上并用布盖好。

若连杆大头为平剖式,可将活塞连杆部件和汽缸套一起拉出,若拉不出时,用木棒轻轻敲击汽缸套底部或用木块一端放在曲轴上,而另一端与汽缸套底部接触,这时将曲轴微量转动一下即可拉出。

5. 拆卸卸载装置 先拆卸油管的连接头,应注意微量的余油。在拆卸机体的卸载法兰时,螺母应对称拆掉,再将留下的两只螺母均匀地拧出,因里面有弹簧,要用手推住法兰,将螺母拆下即可取出法兰和油活塞。若油缸取不出时,可在机器的吸入腔内用木棒敲击油缸,将油缸、弹簧和拉杆等零件取出。

系列化机器有一套、三套或四套卸载装置,汽缸套的座孔与机体侧面的距离不同,因此,拉杆的长度也不同,取出后要做好标记,以免装错。

6. 拆卸汽缸套 先将两只吊栓旋进汽缸套顶部的螺孔内,借助吊栓拉出汽缸套,拉出时,要注意汽缸套台阶底部的调整纸垫,防止损坏。

7. 拆卸油三通阀与粗滤油器 先拆卸油三通阀与油泵体的连接头和油管,再拆下油三通阀,注意六孔盖不能掉下,以免损伤,还要注意其中的纸垫层数,取出粗滤油器(网状式)。

8. 拆卸转子式油泵与精滤油器 先拆下滤油器与油泵的连接螺母,取下滤油器(梳状式)、油泵和传动块。

9. 拆卸吸汽过滤器 先将法兰螺母拧下,再将留下的两只螺母对称均匀地拧出。因有压紧弹簧,拆卸时要用手推住法兰,以免压紧弹簧弹出,取下法兰、弹簧和过滤器。

10. 拆卸回油过滤器 粗滤油器(机器携带油分离器)拆卸时,将螺栓拆下取出网式滤芯。

11. 拆卸回油浮球阀 先拆卸浮球阀的出油孔与曲轴箱的进油孔连接螺母,再拆下机体(高压级吸入腔左侧)的出油孔与浮球阀的进油孔连接螺母,然后拆下机体(高压级吸入腔右侧)与浮球阀平衡管的连接螺母。

12. 拆卸联轴器 先将压板和塞销螺母拆下,移开电机及电机侧半联轴器,从电机轴上拉出半联轴器,取下平键。拆下压缩机半联轴器挡圈和塞销,从曲轴上拉出半联轴器并取下半圆键,把键放好便于重装。

另一种联轴器的拆卸:首先拆下传动块、电机半联轴器和中间接筒的连接螺栓,移开电机,再拆

下压缩机半联轴器与中间接筒的连接螺栓,取下中间接筒,拆下曲轴端挡块,然后敲击联轴器,分别将二个半联轴器和键从电机轴和压缩机轴上取下,并把键放好。

13. 拆卸轴封 首先均匀地松开轴封端盖螺栓,对称留两只螺母暂不拆下,其余的螺母均匀拧下,用手推住端盖,对称螺母慢慢地拆下,同时应将端盖推牢,防止弹簧弹出。顺轴取出端盖、外弹性圈、固定环、活动环、内弹性圈、压圈及轴封弹簧时,应注意不要碰伤固定环与活动环的密封面。

14. 拆卸后轴承座 首先将曲柄销用布包好,防止碰伤,再用方木在曲轴箱内把曲轴垫好,将前后轴承座连接的油管拆掉,然后拧下后轴承座周围的螺母,用两只 $D10\text{mm}$ 的专用螺栓拧进后轴承座的螺孔内,把轴承座均匀地顶开,同时注意纸垫不要损坏,慢慢地将轴承座取出,防止用力过猛卡住将曲轴带出,抬下时防止损坏轴承座的密封平面。

15. 拆卸曲轴 曲轴从后轴承座孔抽出,抽曲轴时,后轴颈端用布条缠好防止擦伤,曲轴前端面有两个螺孔,用两只 $D16\text{mm}$ 的长螺栓拧进,再套上适当长度的圆管,以便抬曲轴用。曲轴抽出放平,注意曲拐部分不要碰伤后轴承座孔。

16. 拆卸油分配阀 拆卸油管接头,取下油管,再拧下手柄头,将油分配阀与控制台连接的螺丝拆掉,取下油分配阀。沉头螺钉及时与阀盖旋上以免丢失。

17. 拆卸安全阀 将螺母拆掉取下安全阀,同时注意纸垫不要损坏。

18. 拆卸压力表 拧下时应注意不要用力过猛,如果突然撞击部件,造成失灵或损坏表面。

19. 拆卸吸入和排出截止阀 首先将阀盖周围的螺母拆下,并做好阀盖与阀体的记号,以免方向装错。

(二) 部件的拆卸 部件拆卸时,要注意各零件的编号和方向,避免把零件搞错。

1. 拆卸排汽阀组 取出汽阀弹簧时不能硬拉,以免变形。如果过紧可用手轻旋,使弹簧的直径稍微变小即可取出。拆卸钢碗时,应注意汽阀的连接螺栓是否松动。拆下开口销和连接螺栓,取下内阀座,再拆下阀盖与外阀座连接螺栓,使排汽阀片和汽阀弹簧与外阀座分开,并将密封面向下放在布上,以免碰伤。

2. 拆卸活塞连杆组 先拆卸汽环和油环。拆卸有三种方法:

(1) 用两块布条套在环的锁口上,两手拿住布条轻轻地向外扩张把环取出,应注意不能用力过猛,以免损坏汽环和油环。

(2) 用三四根 $0.75\sim 1\text{mm}$ 厚、 10mm 宽的铁片或用锯条(磨去锯齿),垫在环与槽中间,便于环均匀地滑动取出,如图 15-1 所示。

(3) 用专用工具拆卸汽环和油环,如图 15-2 所示。

拆卸活塞销时,先用尖嘴钳把活塞销座孔内的钢丝挡圈拆下,垫上软金属后,用木锤或用铜棒轻击,将活塞销敲出。如上述方法困难时,可将活塞和连杆小头一同浸在 $80\sim 100^{\circ}\text{C}$ 的油中加热几分钟后,使活塞膨胀,然后用木棒从座孔内将活塞销很容易地推出,活塞销和连杆即被拆开。

拆卸系列 S8-12.5 氨制冷压缩机的高压级连杆小头滚针轴承时,取下钢丝挡圈的方法与上述相同。活塞和连杆小头没有加热前,应准备引套,要求引套的直径与滚针轴承滑配(滚针轴承的内径为 42mm)。加热活塞和连杆小头,当活塞销移动时,可将引套放入座孔内移至小头轴承的末端,把活塞销取出。注意滚针不能掉下,以免丢失或损伤,便于检查测量或重装。

3. 拆卸汽缸套部件 汽缸套上的零件有定位销和卸载部分,而卸载部分又包括:弹性圈(钢制)、垫环、转动环(分左右)、开口销、弹簧和顶杆,拆卸时应按上述顺序进行。拆卸前应检查顶杆的高度是否相同,若高低不等易将吸汽阀片顶歪或工作时产生转动,加速磨损和损坏,同时检查顶杆弹簧是否完好。

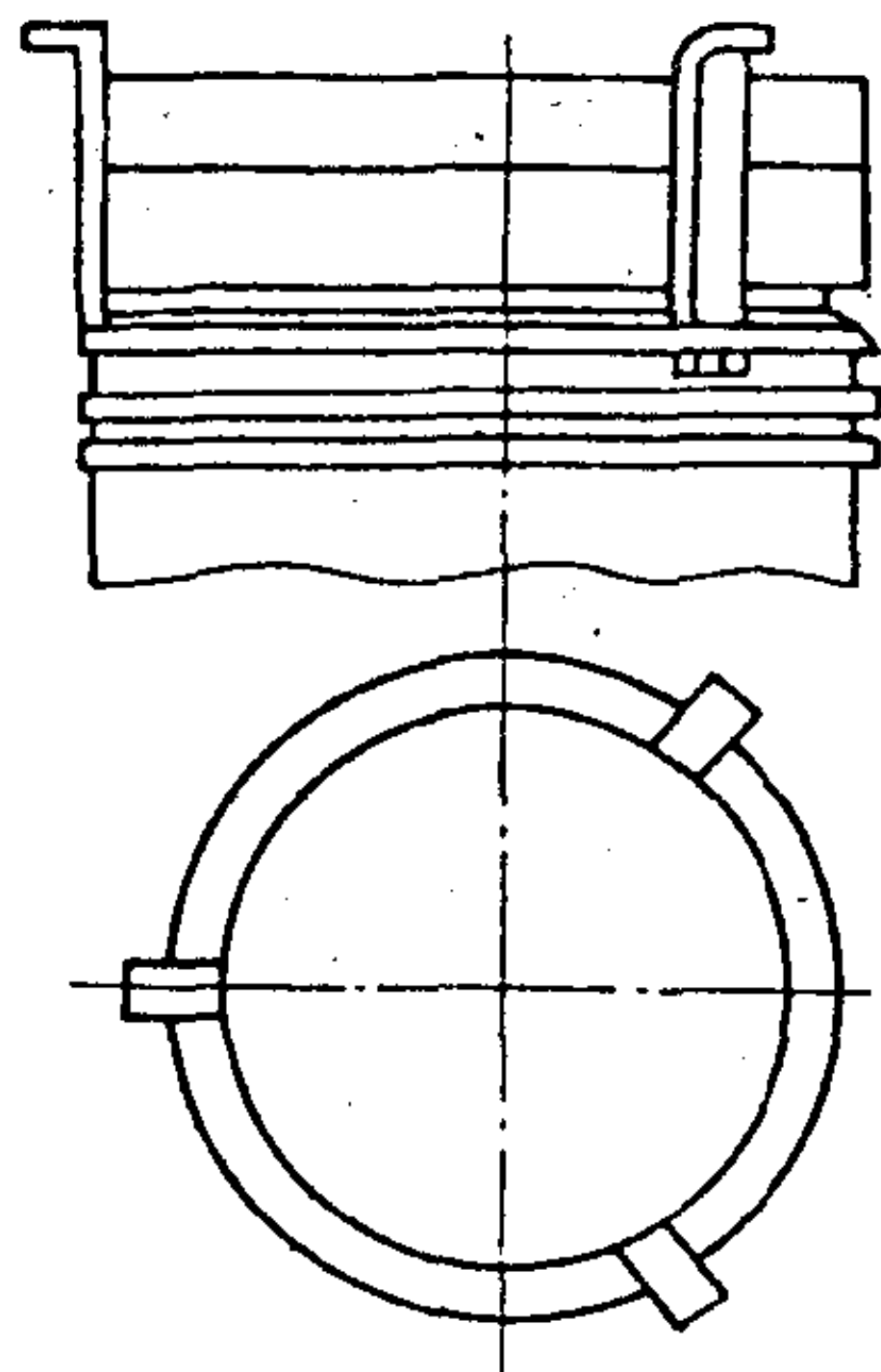


图 15-1 拆卸、装入活塞环的方法

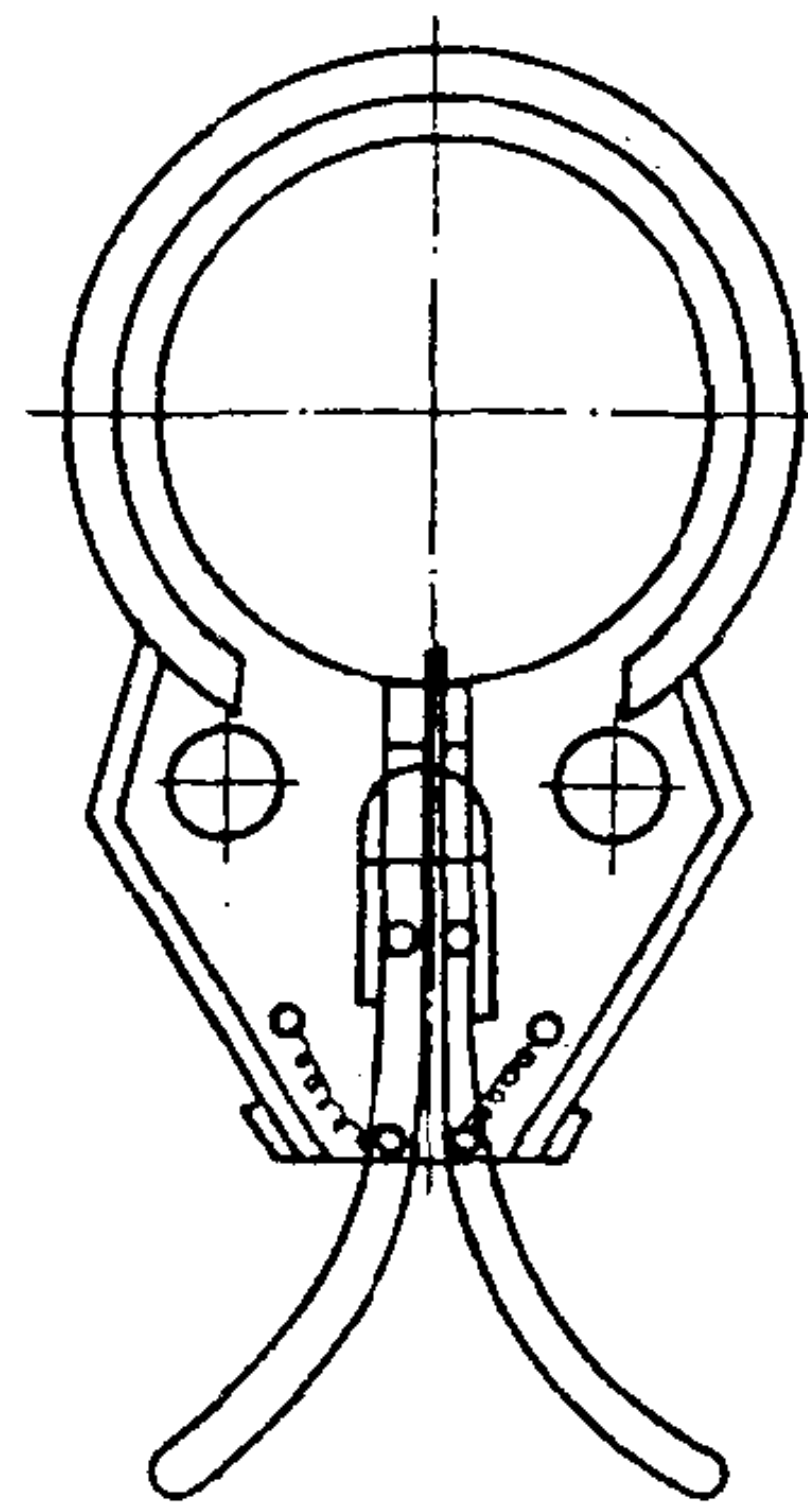


图 15-2 拆卸、装入活塞环的工具

4. 拆卸精滤油器 在拆卸滤芯盖螺栓之前,先转动一下枢轴,如转不动时,说明梳片与夹片之间有脏物或梳片表面有毛刺卡住,这时应拆下清洗、修理或更换新梳片及夹片。

5. 拆卸油泵 先转动一下泵轴是否灵活,再将螺栓拧下取出泵盖,然后取出主动齿轮和被动齿轮。拆出油道垫板记住方向。

6. 拆卸主轴承 将主轴承座装在固定位置,用螺旋式工具拉出,或用压床压出,应注意轴承座孔不能碰伤,取下定位圆销放好以备重装。

第二节 活塞式制冷压缩机的检修和装配

压缩机在运转过程中,运动机件的磨损或损失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,压缩机会发生突然故障,迫使进行事故检修,为此对压缩机要实行有计划的检修。

一、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 15-1。

表 15-1 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 700h 主要工作内容	中检修修理周期约 2000—3000h 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,必要时重新浇铸轴承合金或更换新阀

(续表)

主要部件名称	小检修修理周期约 700h 主要工作内容	中检修修理周期约 2000—3000h 主要工作内容	大检修每年一次 主要工作内容
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
连杆和连杆轴承	检查连杆螺栓和开口销，防松铁丝，有无松脱，折断现象	检查连杆大头轴瓦和小头衬套；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
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

二、压缩机零部件的检查和测量

(一) 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。

(二) 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 0.15~0.25mm 时，必须进行检修。或者是气缸与活塞的间隙超过 0.45~0.6mm 时也应进行检修。当活塞最大磨损在 0.3~0.35mm 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，加大的数值以 0.25mm 为加

大一级,0.5mm 为气缸加大二级。

(三) 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 $0.004D \pm \frac{0.001}{2}$ (直径 D 小于 120mm) 和 $0.004D \pm \frac{0.001}{3}$ (直径大于 120mm) 时,应进行修理或更换。

2. 活塞环高度(轴向)磨损超过 0.15mm。

3. 活塞环厚度(径向)磨损超过 1mm。

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 0.03mm。

5. 活塞环端面翘曲度超过 0.04~0.05mm(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。

(四) 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 100mm 长度上不大于 0.03mm。

2. 连杆小头孔与端面的不垂直度,在 100mm 的长度上不大于 0.05mm,否则需要检修。

3. 连杆螺栓孔的不平行度在 100mm 长度上不大于 0.02mm。

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 100mm 长度上不大于 0.05mm。

(五) 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 100mm 长度上不大于 0.02mm,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 10mm 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性,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 0.03mm 时应检修。

3. 曲柄销比标准尺寸磨损超过 0.25~0.30mm 时,应检修或更换。最大修理尺寸为 0.5mm,此时应更换连杆大头轴瓦。

(六) 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 0.15mm 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 100mm 上大于 0.2mm 时,应进行检修或更换。

(七) 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。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 0.15mm 时应更换。

(八) 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 0.015~0.02mm 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。

(九) 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。当顶杆的长度不使卸载机构卸载时应更换顶杆。

3. 当推动气缸套的转动环推杆凸圆磨损比原尺寸少 0.5mm 时应更换。

4. 卸载机构油活塞弹簧丧失弹性时,应更换。

(十) 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向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。

(十一) 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°C 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(5~10mm 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。

三、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:

(一) 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°C 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。

(二) 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5mm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着色找点时,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 $25\times 25\text{mm}$ 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0.3mm,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15-3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。

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。对于上半轴瓦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。

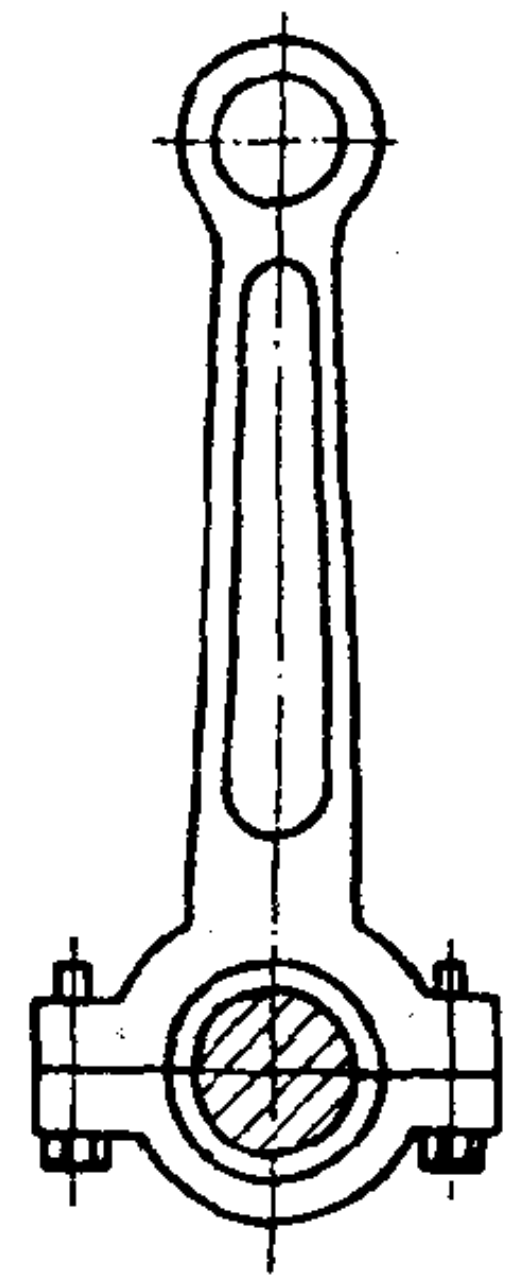
当连杆活塞装入气缸时,也可进一步检查轴瓦的刮研质量。从活塞顶部用塞尺检查活塞与气缸的间隙,如果间隙不均,则说明轴瓦偏了,需要纠正。对于气缸布置形式为V或W型,则从活塞顶部观察,因为重力作用关系,上、下、左、右四点中,下一面可能没有间隙,但左右不应有间隙不均的现象。

对于薄壁轴瓦,由于合金层很薄(不到1mm),只有极微的刮研量,故磨损到一定程度后就应更新。

(三) 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,加大一级即指加大气缸直径0.25mm,通常加大一级即可排除气缸“拉毛”现象。特殊情况下可加大二级,即0.5mm,甚至可加大三级、四级。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,



15-3 连杆大头轴瓦松紧示意图

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。

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 15-4 所示,缓缓装入气缸即可。图中 D_0 与气缸直径一致。

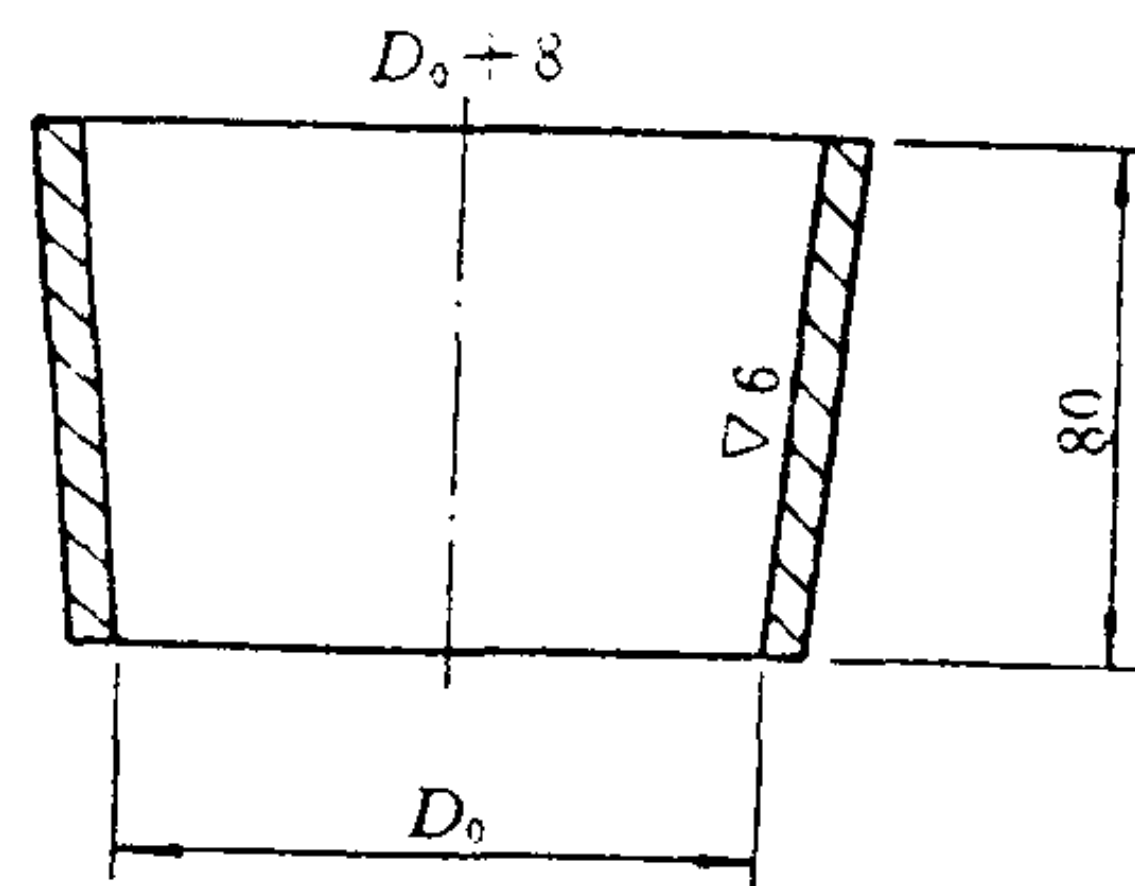


图 15-4 活塞环装卸套

(四) 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,就必须进行仔细的研磨。

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蕊、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 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、1.5 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,被研磨的零件表面就被迫嵌入平板显微组织的石墨组织中,它们象一块具有无数切削刀具又达到 1 级平面度平板可以往复地在平板上研磨,且受到金刚砂粒切削,这样研磨使其光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 \times 400mm 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 直径约为 80mm,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,分别在 0.5、1.5、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 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 15-5 为 2AL15 型制冷机轴封动密封环研磨用的胎具。

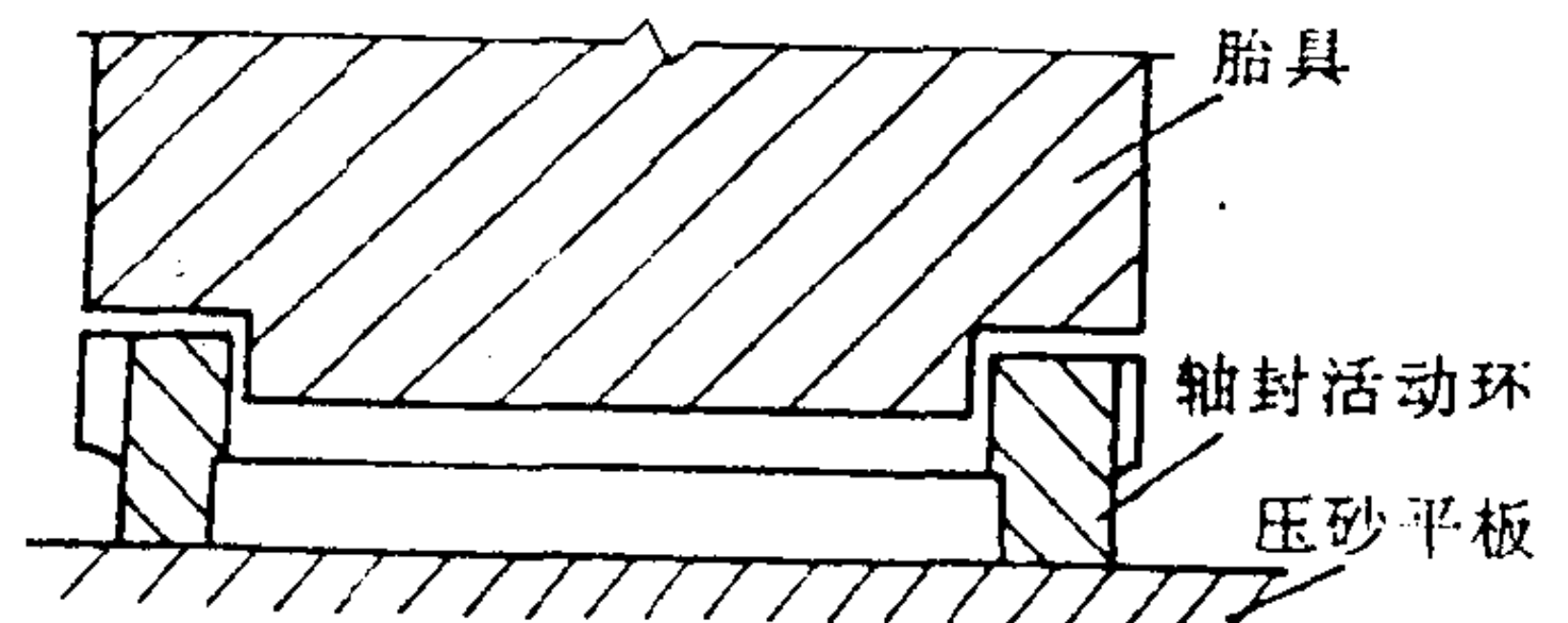


图 15-5 研磨胎具

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 光洁度。但是,这种方法研磨零件其平面性是比较差的。

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。

(五) 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,3~5min 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,能在 10s 吸住,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。

(六) 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。尤其是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。

(七) 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 15-6。

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,改用聚四氟乙稀塑料做被动轮或其他轻型耐磨材料做被动齿轮,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

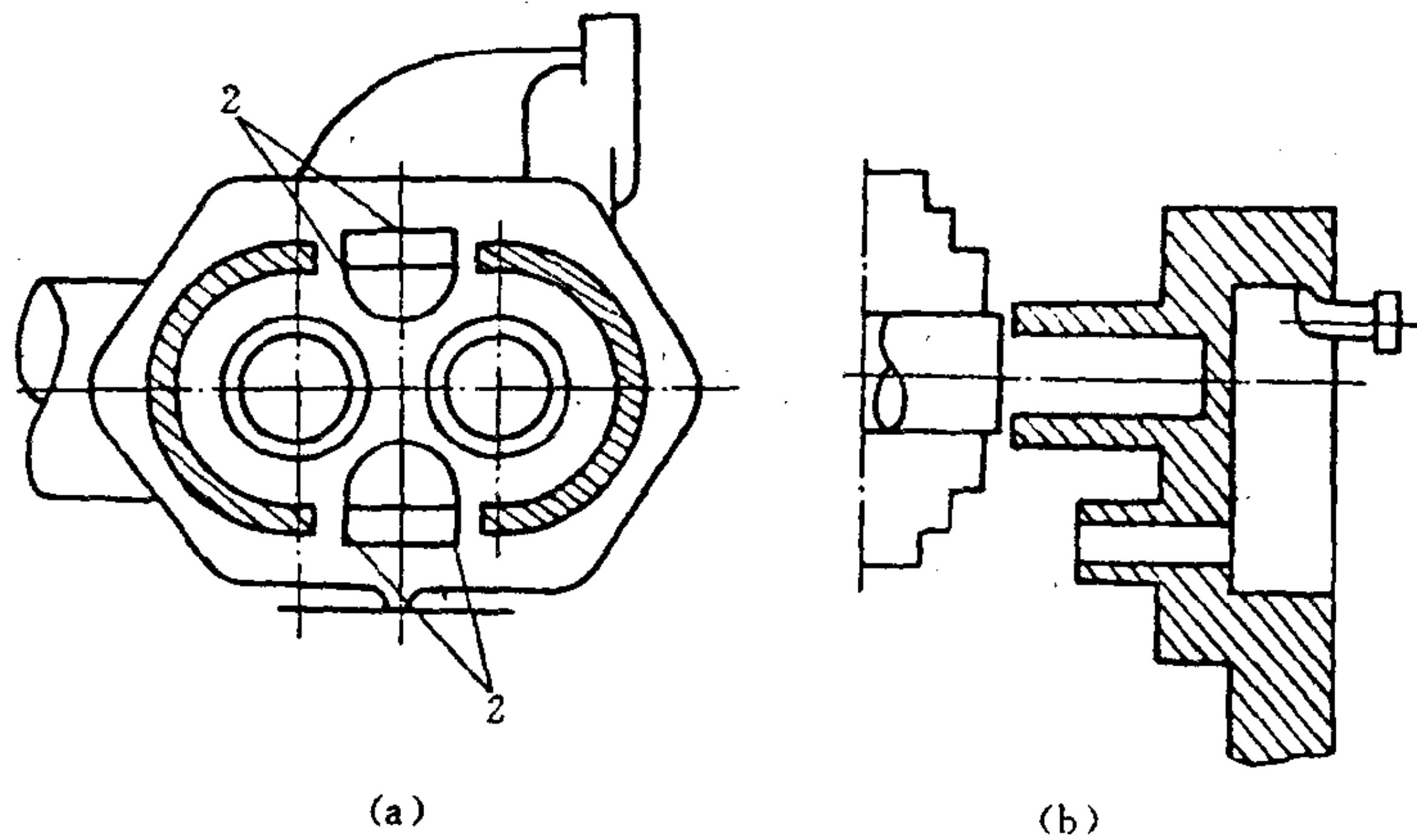


图 15-6 在油泵壳内镶套

(a)镶制衬套 (b)在车床上搪孔 1.衬套 2.焊道

拉毛或有掉块出现,应更换内、外转子。

四、压缩机的装配与调整

制冷压缩机的装配与调整工作是检修工艺的最后阶段,零件经过拆卸,检查与修理之后,即可重新组装起来,组装的程序是:先将零件组装成部件,然后进行总装。

(一) 部件组装 凡备件和修理后的零件都应经过检查,看其表面有无损伤和锈蚀,同时必须清洗干净后才能组装。

1. 汽缸套 将顶杆和弹簧装入汽缸套的外孔内,用开口销锁牢,再将转动环(分左右)和垫环以弹性圈装好,最后检查转动环的移动位置是否灵活。

2. 活塞连杆

(1) 连杆小头与衬套的装配。

(2) 将钢丝挡圈装入一端活塞销座孔槽内、查对活塞与连杆的编号,防止装错。

(3) 活塞销装配时,可将活塞浸在 $80\sim 100^{\circ}\text{C}$ 的热油中加热,然后将活塞销插入一端活塞销孔和连杆小头衬套孔,可用木棒轻轻地敲打,最后把钢丝挡圈装入活塞销座孔槽内。若环境温度较低,活塞销也要略微加热,这是为了避免:活塞与活塞销因金属材料不同,其膨胀系数也不相同,若销太凉,插入孔内局部传热快,没等活塞销装好,活塞销座孔急剧收缩,装不进去。

(4) 将汽环和油环装入活塞环槽内,装配方法与拆卸方法相反,可参见活塞环的检查。

(5) 对于连杆小头是滚针轴承的,在装配前,首先将夹圈和滚针装入轴承外壳内,然后把引套推入。

装配时,将一只孔用弹性挡圈,用尖嘴钳装入小头孔的凹槽内,用加热小头的方法,将轴承挡圈和滚针轴承装入小头孔内,再放入轴承挡圈,然后装上另一只孔用弹性挡圈。

3. 油泵

(1) 装轴衬时,油槽应得到良好的润滑,否则,里侧不进油引起轴衬烧坏。

(2) 将油道垫板装好,再把内、外齿轮装入泵体,泵轴转动灵活即可。

(3) 将泵盖对准定位圆销装在泵体上,对称旋紧螺钉。

(4) 将传动块装入曲轴端槽内,转动灵活。

4. 排汽阀组

(1) 装配时,阀盖应没有毛刺,汽阀弹簧不能装偏,汽阀弹簧要挑选长短一致的,用手旋转装入阀盖座孔内,决不能用劲硬往里塞,以防汽阀弹簧变形。

(2) 装配前将密封面擦干净,阀片要装平。阀盖与外阀座装配时,将外阀座密封面与阀片密封面贴合,使外阀座凸台进入阀盖凹槽内,然后用两只螺钉对称拧紧,检查阀片启用是否灵活,然后装上其余螺钉。

(3) 阀盖和外阀座与内阀座装配时,将内阀座密封面与阀片密封面贴合,将汽阀螺栓装入内阀座和阀盖的中央,用冕形螺母拧紧,同时注意拧入的螺栓底平面,不能高出内阀座下平面,以防撞击活塞。

(4) 排汽阀组装好后,测量阀片的开启度,其技术要求可参见吸、排气阀的检查,如不符合要求应进行调整,然后试漏,其方法可参见吸、排气阀的修理。

5. 油三通阀

(1) 油三通阀装配时,将阀芯有孔处对准出口,再把弹性圈、圆环和阀盖装好,然后将标牌面螺钉装平,以防阀杆转动不灵活。

(2) 手柄装配时,注意手柄箭头指示要与标牌上的位置相符,最后用螺钉紧牢。

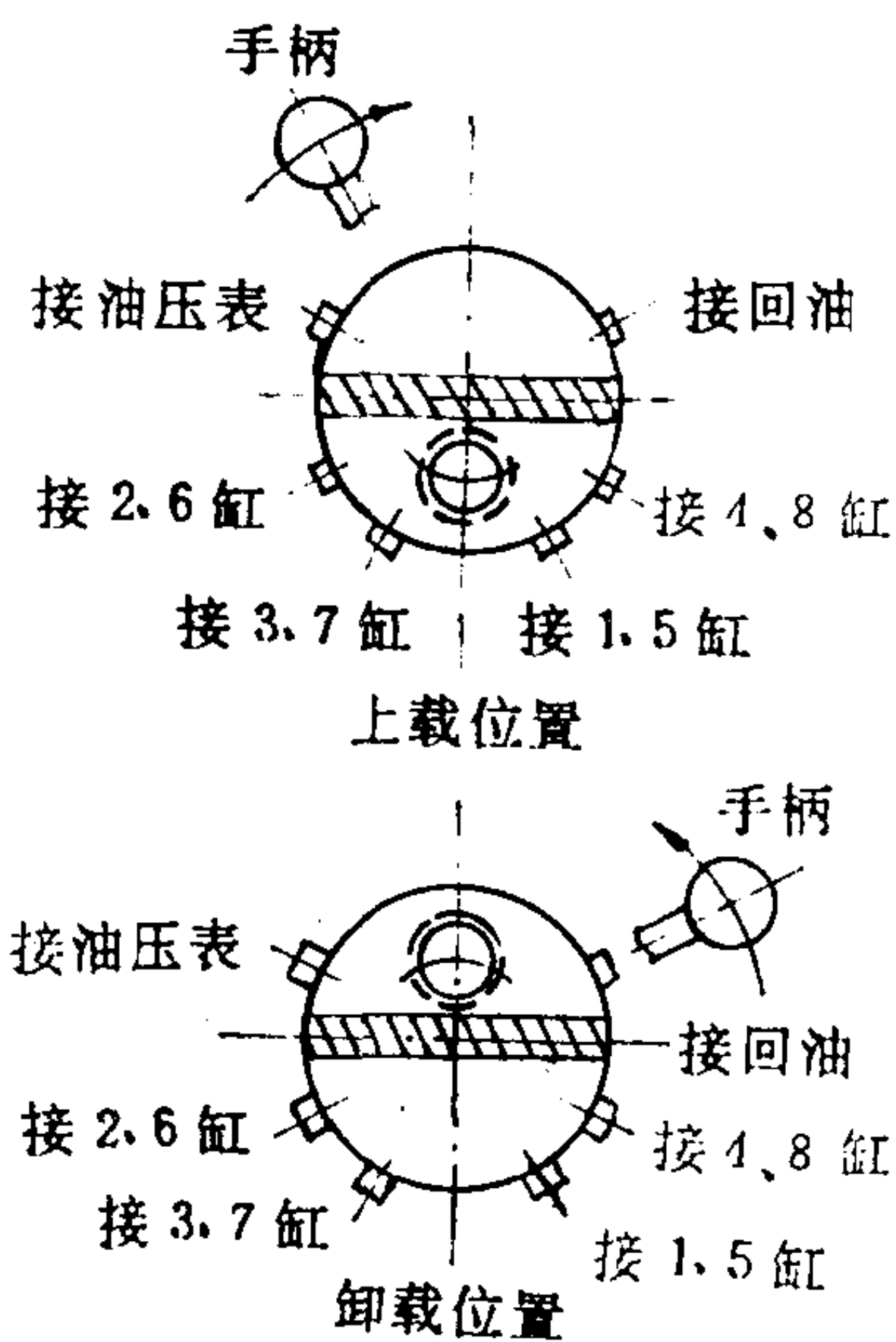


图 15-7 油分配阀上下载位置

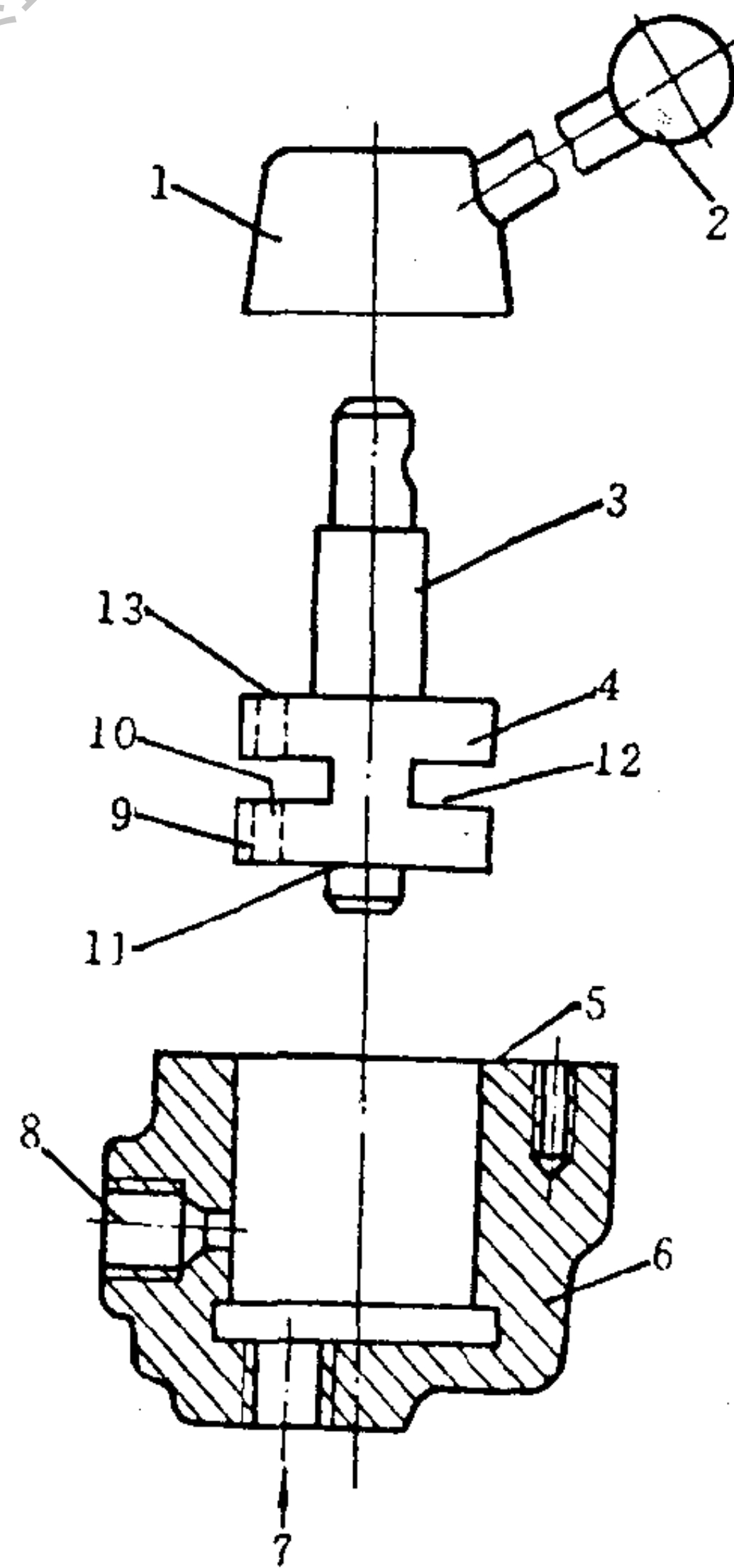


图 15-8 油分配阀零件

1. 手柄头 2. 手柄 3. 阀杆 4. 阀芯
5. 弹性圈 6. 阀体 7. 进油孔 8. 油缸接头 9. 弹簧座面
10. 下油孔 11. 增压侧 12. 泄压侧 13. 上油孔

6. 油分配阀

(1) 油分配阀零件在清洗时,不要用棉纱或棉织纤维多的布。阀芯与阀体的径向间隙为0.03 mm左右。

(2) 在装配时,应注意将阀芯有油孔一侧,对准上载接头,另一侧对准泄压管(油回至曲轴箱)接头,如图 15—7 和图 15—8 所示。

(3) 阀芯和弹簧装入阀体后,将套筒与弹性圈以及阀盖装好,用沉头螺钉拧紧,试通时,可用手指按住接头孔,从进油口吹气,按数字从“0”位到“1”位逐个检查,同时检查一下回油孔的通向是否符合要求,然后将油分配阀装入控制台孔内,将标牌装好,手柄箭头指示“0”位,用螺钉紧牢。

(4) 装油管连接螺母时,先将垫圈装好,对应接头拧紧螺母。

7. 安全阀

(1) 阀芯和弹簧放入阀体要平整,不能装偏。

(2) 试压时,要注意调节螺丝,如压力过高才能跳起,可调松一点;如不到规定压力,便跳起,可调紧一点。要做到压力调准(具体规定值,可参看安全阀的修理)为止,调整装好后进行铅封。

8. 截止阀(机器上的吸、排汽阀)

(1) 截止阀装配时,将半环垫圈和阀杆装入阀盖内,再把塑料网装进填料盒内,用压紧螺母拧上即可。

(2) 密封圈(塑料)放入活瓣凹槽内,将压紧盖装上,用螺钉拧紧,再把活瓣放入阀杆,一同装入阀体内,然后将周围的螺钉对称拧紧。

9. 浮球阀 将阀杆与浮球下杆用开口销固定,然后把阀芯装在阀座密封面上,再将浮球上杆放入浮球支脚的孔内,用螺钉将浮球支脚与阀盖连接一体。应注意浮球与阀芯的垂直度。

(二) 总装配 总装配是将各个组装好的部件逐一装入机体。在进行总装配时,对每个部件要仔细检查相对位置和互相关系是否正确,同时还要检查有无碰伤,如有碰伤要及时修理。各个零部件都应用煤油或汽油清洗干净。在装配过程中,凡有相互运动的零件表面均要涂上润滑油,既防腐蚀又便于装配。凡与外部接触的部件结合面都应加耐油石棉橡胶纸垫,以保证密封性。凡与机体装配有间隙的结合面(如前、后主轴承座与机体座孔的结合面等),其纸垫厚度应按要求选用,不得任意改变;凡是要拧紧的螺母都要用力均匀。总装配的程序及注意事项如下:

1. 曲轴 安装时,将曲轴从后轴承座孔装入机体内,移动时要水平,慢慢移至正常位置,并注意安全,不能碰伤部件。将曲轴支承好,装置前、后轴承座,然后把保护主轴颈的布条去掉。

2. 前轴承座 装配前应检查石棉耐油橡胶纸垫有无损伤,若已损坏或折断,需按原来的厚度重新制做。安装纸垫时,应涂上润滑脂,使纸垫贴牢,使以后拆卸时不易损坏。装配时,将前轴承孔对准曲轴端推入座孔内,最后将螺栓对称拧紧。

3. 后轴承座 检查石棉耐油橡胶纸垫的要求与前轴承座一样,安装时,防止碰伤主轴承,装好后,应转动曲轴是否灵活,测量装配后的轴向间隙,如不符合技术要求时,可用石棉纸垫的厚薄调整。

4. 轴封 检查石棉纸垫与上同。先将外弹性圈套在固定环上,装入轴封盖,密封面要平整,然后将弹簧、压圈、内弹性圈及活动环装入,再将轴封盖慢慢推进,使固定环与活动环的密封面对正,然后将螺栓对称拧紧。在装配时内弹性圈的松紧度,以活动环推进后稍微弹出为好。

5. 联轴器 将曲轴键槽位置转向上,在轴上涂些润滑脂,半圆键装入键槽,键的两个侧面应与键槽贴合,装配压缩机联轴器时顺曲轴锥形端推进,装上挡圈,用螺钉拧紧。

将电机轴键槽位置朝上,在轴上涂些润滑脂,平键装入键槽,将电动机联轴器内孔上键槽与键

对准,轻敲使孔入键及轴上。

对准两联轴器柱销孔,插入柱销、锁紧螺母。

弹性联轴器装配时,应注意两轴同心,一般允许径向偏差在 $\pm 0.3\text{mm}$ 范围内,角度偏差 $\leq 1^\circ$ 。

6. 汽缸套 装前要检查汽缸套的编号,转动环有左、右之分,不能搞错。把纸垫装在汽缸套的外平面上,注意转动凹槽对准拉杆凸缘和定位销的位置。

7. 卸载装置 按拆卸时的编号安装,装好油缸外石棉纸垫,将拉杆套入油缸中央,装上弹簧和挡圈等,再一同装入机体孔内,装上油活塞,将纸垫装在油缸顶端,然后装上卸载法兰,将螺栓对称拧紧,法兰装好后,可用螺丝刀插入法兰中心孔内,推动油活塞,活动灵活即可。

8. 活塞连杆 先将曲柄销上的布条拆除,把曲柄销转到上止点位置,将导套放入汽缸套上,用吊栓将与汽缸套对号的活塞连杆部件吊起,从大头轴瓦油孔中向活塞销加油,并向活塞外表面与汽缸套内表面以及曲柄销上加油,注意活塞环和油环的锁口应错位 120° ,将活塞经导套装入汽缸套内,连杆大头轴瓦装到曲柄销上,将大头轴瓦盖装上,随即将连杆螺栓拧紧,转动曲轴是否灵活,然后装上开口销固紧。

活塞连杆部件装配时,若连杆大头轴瓦为斜剖式,应按上述方法进行装配;若连杆大头轴瓦为平剖式,可将活塞连杆部件和汽缸套一同装入机体内。

9. 油泵与精滤油器 检查石棉纸垫油孔要与油路孔对准,先将滤油器芯装入壳体内,再检查滤油器壳体与油泵之间石棉纸垫的油孔与油路孔是否对应,装上滤油器,然后将螺栓均匀拧紧。

油泵装好后 应转动曲轴,要求油泵转动灵活。

10. 油三通阀与粗滤油器 先将石棉纸垫装入机体座孔内,再把粗滤油器装入曲轴箱内。装配时,要注意滤油器与曲轴箱之间的石棉纸垫要贴牢,弹性圈应装入六孔盖的凹槽内,再一同装进阀体上。将石棉纸垫装入滤油器顶端,同时将油三通阀装好,然后用螺栓对称拧紧。连接油管时,两端的垫圈要装好,并分别与油泵的进油孔和油三通阀的出油孔对好,拧紧螺母。

11. 排汽阀组与安全弹簧 装排汽阀组前,将卸载装置用专用螺钉顶起,使顶杆落下,处于工作状态,避免吸汽阀片压死顶杆或放不正,以及滑到汽缸套顶面上。装上后再将排汽阀组活动一下,检查有无卡住现象,然后装上安全弹簧。安全弹簧必须与钢碗垂直。

12. 汽缸盖 首先检查耐油石棉纸垫是否完好,将汽缸盖装上,同时注意弹簧座孔要与安全弹簧对准。还要注意汽缸盖冷却水管的进、出水方向,防止冷却水走短路。

装上汽缸盖后,先均匀地拧紧两根较长的螺栓上的螺母,然后将汽缸盖的螺母全部均匀地拧紧。

汽缸盖装好后,应转动曲轴,如发现有轻重不均和有碰击的感觉(如活塞顶碰击内阀座),则说明余隙太小,将汽缸套取出,适当调整石棉纸垫的厚度。

13. 浮球阀 对于S8-12.5制冷压缩机的回油浮球阀,在装配前,先将油管两端垫圈放好,再将高压级吸入腔右侧油孔与浮球阀平衡管的连接螺母拧紧,高压级吸入腔左侧出油孔与浮球阀进油孔的连接管螺母拧紧,然后装上浮球阀出油孔与曲轴箱进油孔的连接管,并拧紧螺母。

14. 其它零部件

装配曲轴箱侧盖(包括油冷却器)、汽体过滤器、回油阀与过滤器(如油分离器携带的)、安全阀、控制台(如压力表、高低压控制器以及油压差控制器)、油管,放气阀及水管等,均按原来的位置装好,应注意垫圈或纸垫不能漏装。

机器装配完毕后,要以曲轴为基准校平,拧紧地脚螺栓,将曲轴箱侧盖上的加油孔帽盖拧下,向曲轴箱内加润滑油(25号或30号),油量符合要求时,将帽盖旋上,准备试车。

第三节 螺杆式制冷压缩机的拆卸和修理

一、压缩机的拆卸

(一) 拆卸的注意事项

1. 首先将压缩机进行抽空,切断电源,关闭吸、排汽截止阀。若机器内压力不上升时,可开启放空阀,将机器内的少量汽体制冷剂放掉。
2. 若机器内压力升高,应查明原因,加以排除,拆卸压缩机时要有步骤地进行,一般是由外到里,然后将部件拆成零件,防止碰伤。
3. 在拆卸过程中,应细致地作好记号,标明方向,以防装错。

(二) 以 KA20C 压缩机为例及其拆卸步骤和方法

1. 润滑系统的拆卸。

(1) 将各部件的连接油管和控制台以及四通阀拆下。

(2) 关闭有关阀门,拆下粗、精滤油器。

(3) 拆卸转子油泵的连接油管,拧下油泵的地脚螺栓和支架螺钉,取下油泵。注意联轴器的方形垫块(胶木制)不能损坏。

2. 拆卸联轴器,先将压板和传动芯子拆下,然后把飞轮推向电机一侧。

3. 将吸、排汽口的联接螺栓拆下,吊下吸汽过滤器。

4. 拆卸压缩机的底脚螺栓,然后将压缩机吊到修理台上平放。

(1) 拆下吸汽止回阀和轴端(靠近主动转子侧)的压紧螺母,然后敲击联轴节,将压缩机联轴器和半圆键取下。

(2) 拆下能量指示器的帽盖,取下能量指示器组件。

(3) 拆下内六角螺钉,拔出定位销后,平行地移出吸汽端盖。

(4) 再用吊环螺钉(专用工具)拉出油活塞部件,然后用尖头钳取出挡圈和垫圈,抽出汽缸套。

(5) 拆下平衡活塞螺丝、挡圈、平衡活塞以及平衡油缸套(内外侧作好标记)。

(6) 拆卸轴封。

(7) 拔出定位销钉后,拆下排汽端盖和轴封护圈,然后取出轴封组件。

5. 以压缩机的吸汽端座为底,并在其下垫上木块,竖直放置。

(1) 拆下压缩机螺母。

(2) 拆下定位销钉和六角螺钉后,用两只吊环螺丝对称地旋入排汽端座的螺孔内,水平吊起,并放在平台上,然后用专用工具拉出轴承,取下调整块。

(3) 用吊环螺栓旋入主动转子阳螺杆,慢慢地吊出,此时,从动转子阴螺杆就会跟随转动,使主动转子旋出。

(4) 在拆下与吸汽端座相连的螺钉和销钉后,可用两只吊环螺钉对称旋入机体,这样就可吊离机体,然后取下滑阀组。

(5) 取出挡圈后,可用螺旋工具将滑动轴承拉出,然后再拆下止推轴承。

6. 拆卸润滑系统的部件。

(1) 拆卸油泵

① 拆下联轴器,以及机械轴封组件(含静环、动环以及弹性圈等零件);

- ② 拆下泵体端盖,压紧螺母,然后拆下轴承座(包括滚珠轴承);
- ③ 拆下内、外齿轮、偏心套以及油道垫板,最后取出轴承(滚珠轴承)。

(2) 拆卸粗精滤油器

拆下粗滤油器盖,取出过滤网;精滤油盖拆下后,取下永久磁铁和过滤网。

二、零件的检查与修理

螺杆式压缩机的检查测量工作,应伴随零部件的拆卸过程同时进行。因为各部件的配合必须有一定的间隙,对拆下的零件测量部位、间隙和磨损情况,应进行认真检查,如发现问题,及时分析,找出原因,提出修理或更换方法。其主要部件的配合见表 15-2。

表 15-2 螺杆式制冷压缩机装配间隙表 [mm]

序号	配合部件	间隙或过盈		
		KA16C	KA20C	备注
1	转子排气端面与排气端座间隙	0.08~0.10	0.10~0.12	—
2	转子吸气端面与吸气端座间隙	0.30~0.40	0.30~0.45	—
3	机体孔与转子径向间隙	0.18~0.24	0.20~0.25	—
4	滑阀与机体径向间隙	0.05~0.06	0.04~0.08	装配时选配 0.04—0.06
5	滚动轴承孔与转子轴颈间隙	0.06~0.08	0.06~0.10	装配时控制在 0.08—0.115
6	滚动轴承内圈与轴颈间隙	—	0—0.028	—
7	主轴承外径与机座孔间隙	—	-0.026~+0.014	装配时选配 -0.026—-0.005
8	平衡活塞与平衡活塞缸套间隙	0.08~0.10	0.08~0.135	—
9	轴承护圈与单列向心轴承外圈端面间隙	0.01~0.02	0.005~0.01	—
10	滑阀导块宽部间隙	—	0—0.044	—

(一) 机体和滑阀的检查与修理

1. 机体和滑阀的检查

- (1) 用内径千分尺测量机体内径尺寸(取上、中、下三处),同时也测量滑阀的尺寸。
- (2) 检查机体内表面和滑阀表面有无摩擦痕迹。
- (3) 用塞尺测量主动转子和从动转子与机体之间的间隙(主动转子和从动转子未吊出机体时进行检查)。

2. 机体和滑阀的修理

(1) 机体

若机体内表面有轻微磨损或因杂质引起的拉毛痕迹,可在机床上加以修光。如拉毛严重超过极限尺寸,则不作修理。

(2) 滑阀 滑阀表面有不太严重的磨损或因杂质引起的拉毛,其修理方法与机体相同。

(二) 主动转子和从动转子的检查与修理

1. 主动转子和从动转子的检查

(1) 用外径千分尺测量转子的外径尺寸和轴颈尺寸,检查转子表面磨损情况。

(2) 检查转子两端与吸、排汽端座间有无相互摩擦痕迹。

(3) 检查转子端面轴向间隙(吸、排汽端面与吸、排汽端座之间),用塞尺测量,即可得出上述数值。

2. 主动转子和从动转子的修理

(1) 转子 阴、阳转子表面有稍许局部磨损或拉毛时,可用细油石磨光。转子轴颈表面和轴封部位表面不允许有锈斑、裂纹等缺陷。微量磨损或拉毛可用细砂布打光,然后测量尺寸,以便决定滑动轴承的装配间隙。

(2) 零件若在机床进行磨光,必须把零件校正精确,以减少不必要的磨削量。

对于机体与转子任何一个机件的磨损量较大时,都必须按实际情况考虑更新,否则,长期运转会降低制冷量和增加耗电量。

(三) 主轴承的检查与修理

1. 主轴承的检查 主轴承从端座拆下前,用内径千分尺测量主轴承内径尺寸。

2. 主轴承的修理

(1) 主轴承的磨损量若超过与轴配合的间隙限度范围时,应更换新的。

(2) 更换主轴承后,如需要刮削内孔时,必须保证主轴承内孔与机体的同心。

(3) 主轴承在更换时,应保证油槽在机壳内的位置不变。

(四) 止推轴承的检查

1. 检查止推轴承的滚道和滚珠(或圆锥滚柱)的光洁度及磨损情况,若发现滚道光洁度下降、光泽变暗时,应更换新的。

轴承间隙超过极限尺寸时,亦必须更换新的,

2. 重新装配和更换轴承应注意的问题

(1) 若在紧固轴承发现无间隙时,应停止紧固,否则会损伤轴承。

(2) 更换轴承时,首先应测量新旧轴承的内、外圈厚度和两侧内外圈高度差,然后根据测量结果,调整端面间隙。

(五) 轴封的检查与修理

1. 检查轴封 检查轴封的动环和静环的摩擦面有无斑点、拉毛或掉块等现象,以及磨损程度,同时检查密封环和撑环是否老化,以及接触面有无斑痕,否则应更换新的。

2. 轴封的修理 轴封的动环和静环的修复,以及轴封弹簧的检查和修理,与活塞式制冷压缩机相同。

(六) 油活塞的检查 检查油活塞的密封圈与轴封密封圈的检查方法相同,如不符合要求,应更换新的。用内径千分尺测量油缸套的磨损情况,如超过极限值应更换新的。

(七) 平衡活塞和平衡油缸套的检查

1. 检查平衡活塞 用外径千分尺测量平衡活塞的磨损情况。

2. 检查平衡油缸套 用内径千分尺测量平衡油缸套的磨损情况。

若平衡活塞和平衡油缸套磨损量超过极限值时,应更换新的。

(八) 润滑系统的检查与修理

1. 润滑系统的检查

(1) 检查油泵 检查油泵的内、外齿轮间的间隙和磨损状况。其方法与活塞式压缩机油泵相同。

(2) 检查油泵轴封 检查静环和动环两摩擦表面的磨损量以及是否拉毛,检查弹性圈是否老化,以及弹簧的弹力是否减弱。

(3) 检查滚珠轴承的磨损状况

(4) 检查粗、清滤油器的过滤网有无腐烂现象

2. 润滑系统的修理

(1) 油泵内、外齿轮和油泵轴封的修复方法,与活塞式压缩机相同。

(2) 滚珠轴承的磨损超过极限值,应更换新的。

(3) 四通阀的修理与装配 四通阀的结构与油分配阀相似,其修理和装配方法,可参阅活塞式制冷压缩机的部件组装。

(九) 止回阀 装在机组上的吸、排汽止回阀,应定期检查阀瓣的填料、弹簧、螺钉等,对已损坏或老化的填料应更新。

三、螺杆式压缩机的密封

压缩机机体平面的密封是采用厌氧胶。拆卸机器时,表面上的厌氧胶要刮净,最后用汽油清洗干净。

装配时,将机器的密封面呈平放状,表面清洗干净,不能有任何油污,待表面干燥后,在密封面上涂上一层很薄的厌氧胶。装配后,应静放几分钟,待厌氧胶干燥之后,才能将机器翻身,否则,未凝固的厌氧胶将流到机器的运动部位,影响运转。

四、压缩机的装配与调整

压缩机的零部件通过检查、测量、修理和清洗后,就可进行装配工作,其步骤如下:

(一) 以压缩机的吸汽端座为底,并在其下垫上木块,竖直装配

1. 将各主轴承按号装入吸、排汽端座内,再将吸汽端座的两个主轴承各装上挡圈。在压入主轴承后,查看是否变形,并测量主轴承内径尺寸,使与转子轴颈配合的间隙符合表 15-2 的要求。

2. 将吸汽端座平放在平台上,其平面涂上厌氧胶,吊起机体,呈垂直状装在吸汽端座上,压入定位销后,才可拧紧螺钉。

3. 装上滑阀组件,但滑阀导向块(导键),应按出厂要求装配,不得前后调换,如图 15-9 所示。

将机体内和待装入的转子表面涂上润滑油,用吊环螺栓将阴转子吊起,垂直装入机体内,然后用吊环螺栓吊起阳转子,慢慢地旋入机体内,此时,阴转子要跟随阳转子旋转恢复原来位置。

4. 当转子放入机体后,待转子的下端已与吸汽端座紧靠,可测量转子排汽端面与机体端面的间隙。

5. 用两只吊环螺栓水平地吊起排汽端座,然后通过转子轴端装入机体上,在放置时,勿使轴端碰伤主轴承表面。

6. 放入调整垫块。将止推轴承装入排汽端转子轴(阴螺杆)上,然后将圆锥滚柱轴承装在吸汽端的轴上。

在各转子轴上旋上锁紧螺母(必须拧紧),装上止推轴承压板,用螺钉压住。

注意用手盘动转子应是轻便无阻力,且能惯性转动若干转。

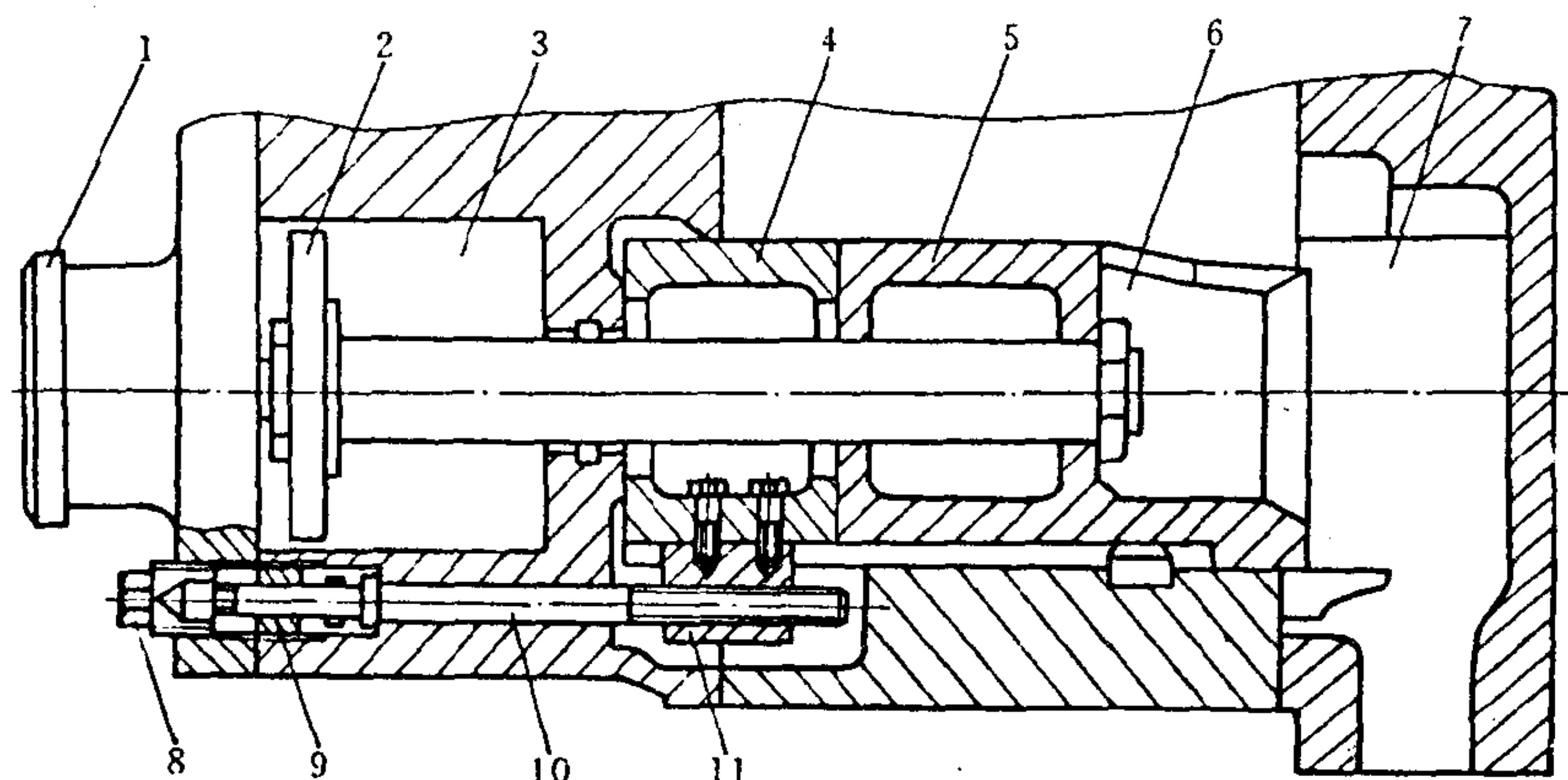


图 15-9 滑阀组件

1. 能量指示装置 2. 油活塞 3. 油缸 4. 固定端(可调滑阀)
5. 滑阀 6. 排汽口 7. 排汽腔容积比调节组件 8. 密封帽
9. 锁紧螺母 10. 调节丝杆 11. 导向块

7. 用两个吊环螺栓垂直而慢慢地吊起排汽端座,此时转子也跟着上升,使转子露出适当高度,垫上垫块,用塞尺测量转子排汽端面与排汽端座的间隙,其值见表 15-2。

若排汽侧的间隙过大,可减薄调整垫块;如间隙过小,则加厚调整垫块。调整结束后,将机体平面按上述方法涂上厌氧胶。

转子的吸汽端面与吸汽端座的间隙,其调整方法与上述相同。

8. 排汽端座平面放上纸垫,对准定位销和紧固连接螺钉装上排汽端盖。

9. 轴封 装上轴封弹簧座、弹簧、推环、密封圈、动环座、动环及静环等零件,最后将轴封盖的连接螺钉紧固,如图 15-10 所示。在装配上述零件时,应涂上润滑油。

(二) 压缩机水平放置后的装配

1. 装上平衡油缸套和平衡活塞,以及油缸套和油活塞(包括密封圈和压板)。

2. 将吸汽端座平面放上纸垫,装上吸汽端盖,要对准定位销和紧固连接螺钉,然后装上能量调节指示器、组件和帽盖。

3. 装上压缩机的联轴节,将压缩机装到机组上。

4. 联轴器的安装

(1) 将飞轮与电动机半联轴器的连接螺钉紧固。

(2) 将千分表固定在压缩机半联轴节上,如图 15-11 所示。

测量飞轮的外圆表面和端面,应达到下列要求:

① 两轴的不同心度偏差应小于或等于 0.04mm。

② 飞轮的端面跳动量小于或等于 0.10mm。

5. 装上止回阀,汽体过滤器,安全阀以及油压调节阀。

(三) 润滑系统的装配

1. 油泵

(1) 将轴承和轴装入壳体内,再把油道垫板放入泵体,方向不要装错,以防油泵不上油。

(2) 将内、外齿轮以及偏心套装入泵体,用手转动是否灵活。

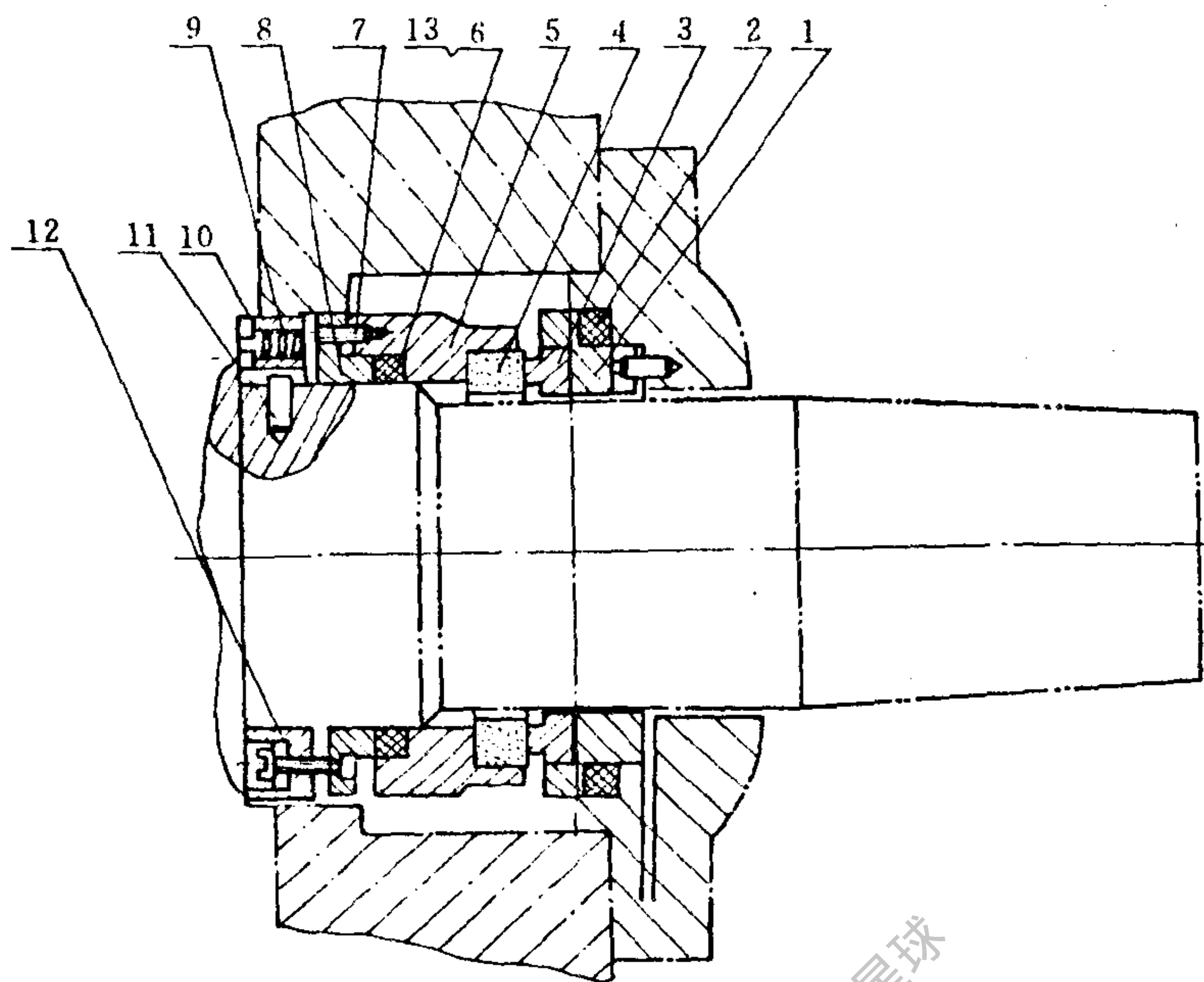


图 15-10 轴封

1. 静环座 2. 静环密封圈 3. 静环 4. 动环 5. 动环座 6. V形密封圈 7. 动环传动销
8. 推环 9. 弹簧 10. 弹簧座 11. 圆柱销 12. 传动螺钉 13. 撑环

(3) 将轴承装入轴承端座上,与泵体和连接螺钉紧固。

(4) 拧紧轴承两端的锁紧螺母,再装上后端盖。

(5) 轴封的装配步骤与拆卸相反。

(6) 把油泵装到机组上,校正联轴器,紧固底脚螺栓,然后再把支架与泵体和连接螺钉拧紧。

2. 装上粗、精滤油器,以及各部位的连接油管。

3. 将四通阀装入控制台,并与油管连接。

五、调试

压缩机经过检修后,须进行空载试运转与调整,其步骤如下:

(一) 对压缩机组进行试漏 压缩机未装上联轴器前,应检查电机转向(螺杆压缩机不允许倒装),然后接上联轴器,用手盘动联轴器应能轻便转动。

(二) 油泵油压试验 使油压压差维持在 $(1.96 \sim 2.94) \times 10^5 \text{Pa}$ (表压),油压可通过装在机组上的油压调节阀调节。

(三) 启动压缩机 注意其振动、响声、油压及油温等情况。

(四) 开动油泵 用手动按钮进行加载或减载,试验滑阀的动作,检查机器负荷能否由0%增至100%或由100%减至0%。

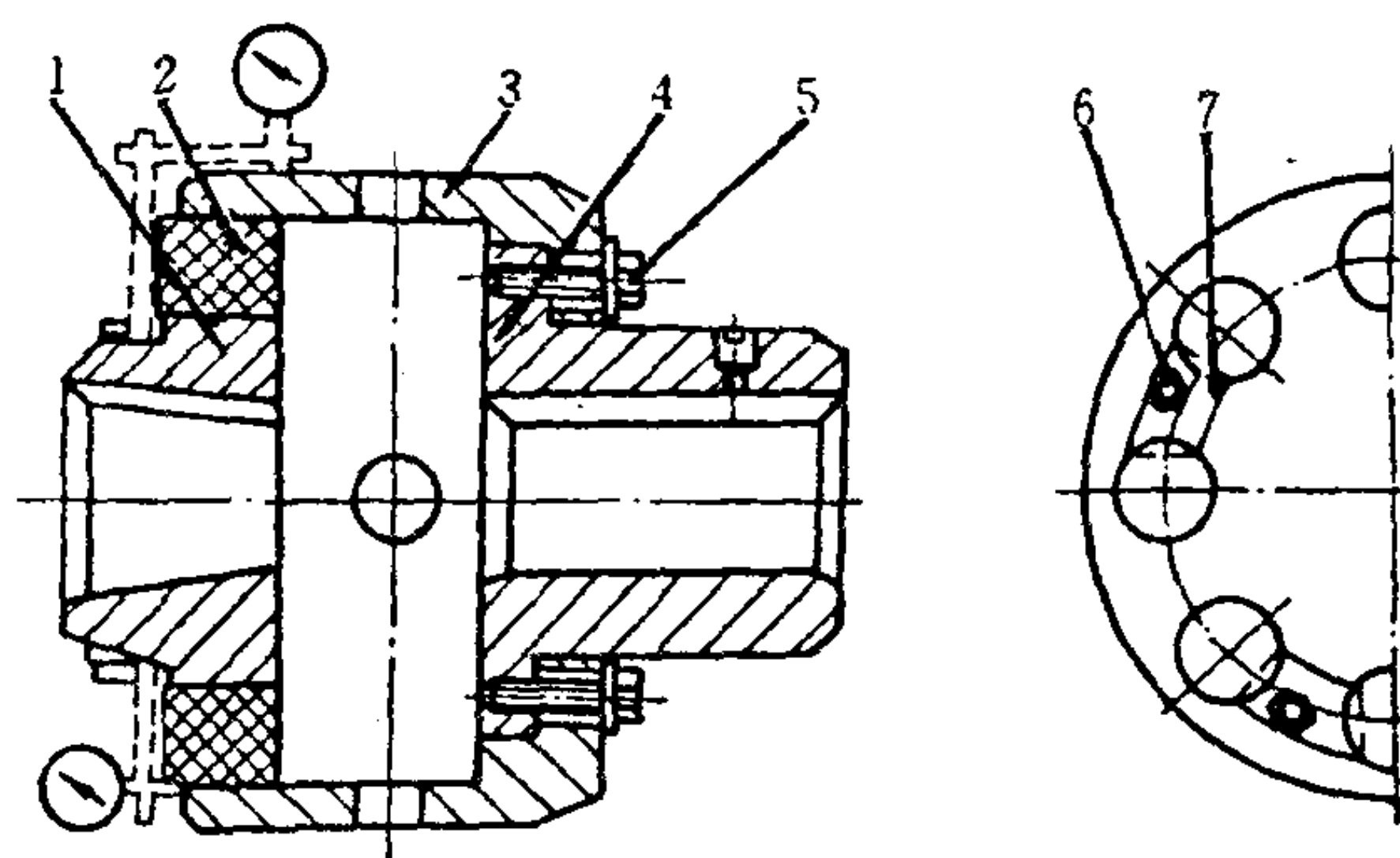


图 15-11 联轴器校正

1. 压缩机半联轴器 2. 传动芯子 3. 飞轮 4. 电动机半联轴器 5. 螺钉 6. 螺钉 7. 压板

当能量调节指示在 0% 的位置,即可停机。当压缩机停止运转后,用手盘动联轴器,应能轻便转动。

第四节 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 15-3 所示。

表 15-3 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,进行防锈措施,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	拆卸清洗泵的零件,检查轴的磨损情况,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	同上
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	同上
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	同上
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	同上

一、容器与换热器的检修

制冷装置的容器,在氨制冷系统中,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、再冷却器和冷却排管等。容器和换热器的型式较多,作用不同,损伤的原因及修复的方法都相类似。

这些容器和换热器处于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：

(一) 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低部。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。此外由于振动和高温的影响,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。另外极个别情况下无缝管本身有漏点。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,引起高压管路振动,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,焊接部位不符规定,也会使焊缝处产生裂纹(见图 15-12 所示。)

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。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。

(二) 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

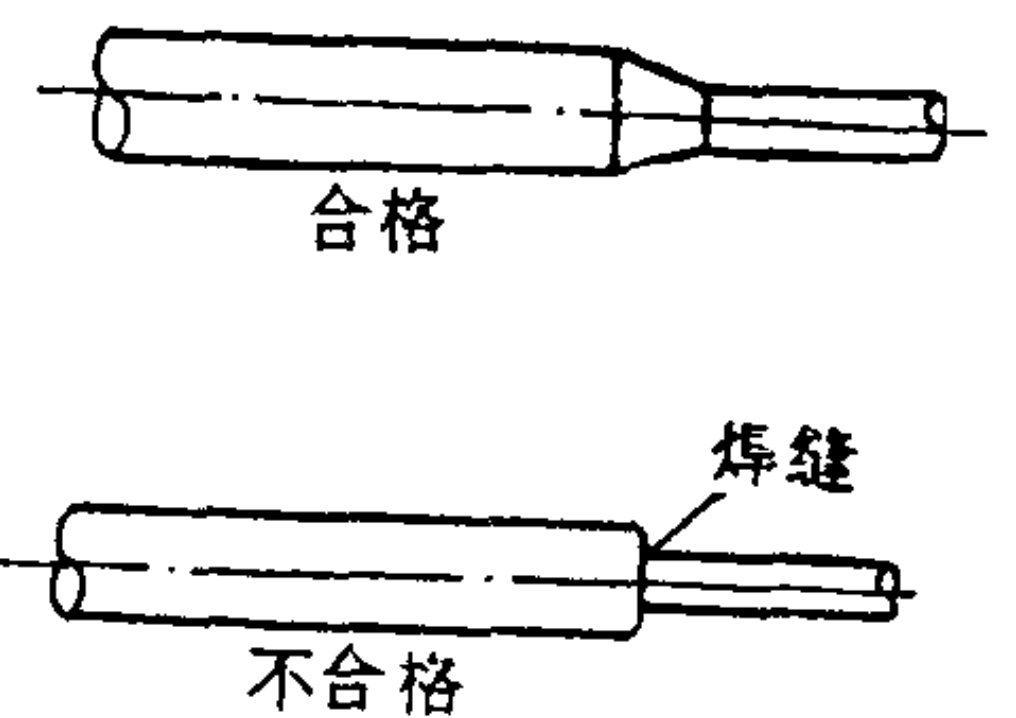


图 15-12 管子的焊接

门泄漏或其他事故发生能及时抢救。

(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,较安全的把液体处理干净。泄漏的氨气溶于水中,不致使房间内氨气味太大。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都要考虑周到。如果马虎从事,就要造成事故甚至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 0.59MPa。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) 手工清除法 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 15-13)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。

(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变化,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

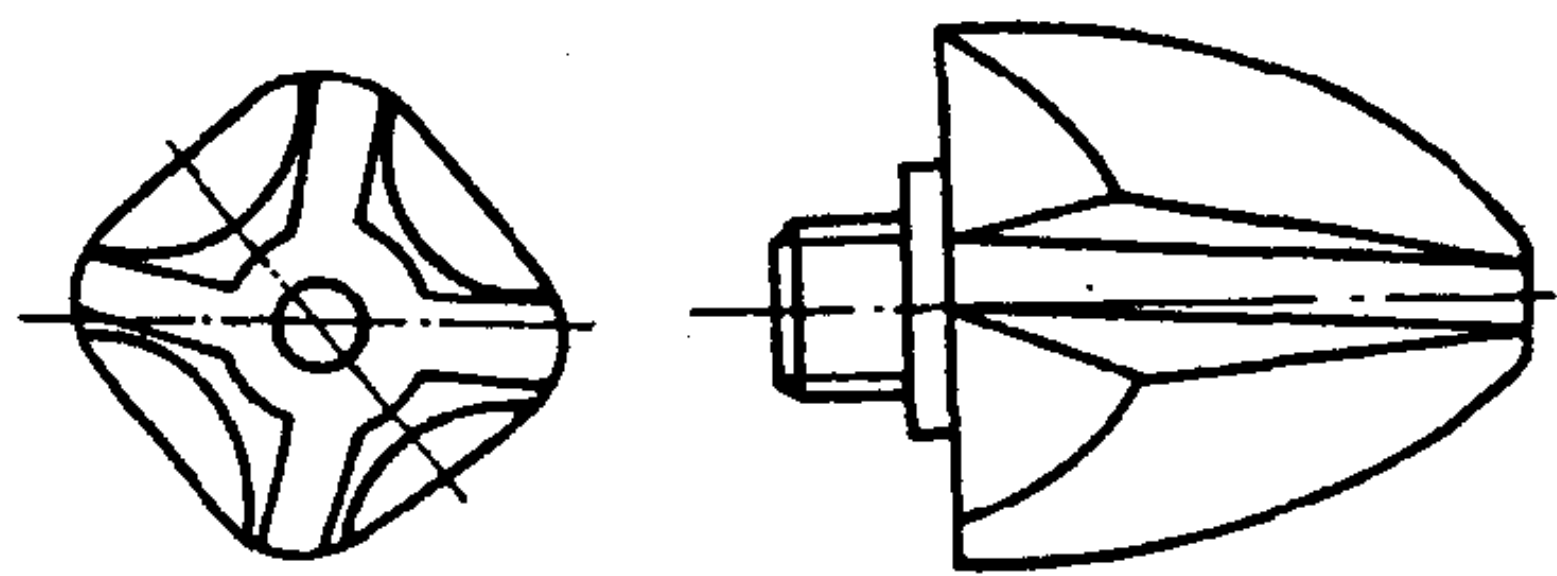


图 15-13 刮刀

酸泵打入冷凝器,进行清洗。清洗时需要不断的加入新的溶液,维持浓度不变,连续循环冲洗 20~30h(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 15min 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 1~2h,直至出水清洁为止。

第二种以 8%浓度的盐酸溶液 1t,加入防腐剂纯苯铵 4kg 和甲醛(福尔马林)4kg 的比例,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:

- ①取 70°C 的温水 10kg;
- ②取浓度 31%的盐酸 0.8kg,缓慢的倒入温水内搅匀(溶液无色);
- ③放入 0.5kg 的苯铵搅匀(溶液无色);
- ④最后取 0.5kg 的甲醛,放入搅匀(溶液呈桔红色)。

小样调匀时,先后次序不可颠倒,尤其是③与④条禁止颠倒。

如配制 8%浓度的盐酸溶液 1t,要按上面方法先做小样 8 次,分别倒入 125kg 的 8%浓度的盐酸溶液内搅匀,即可使用。

配制盐酸溶液及清洗过程,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 15-14 所示。

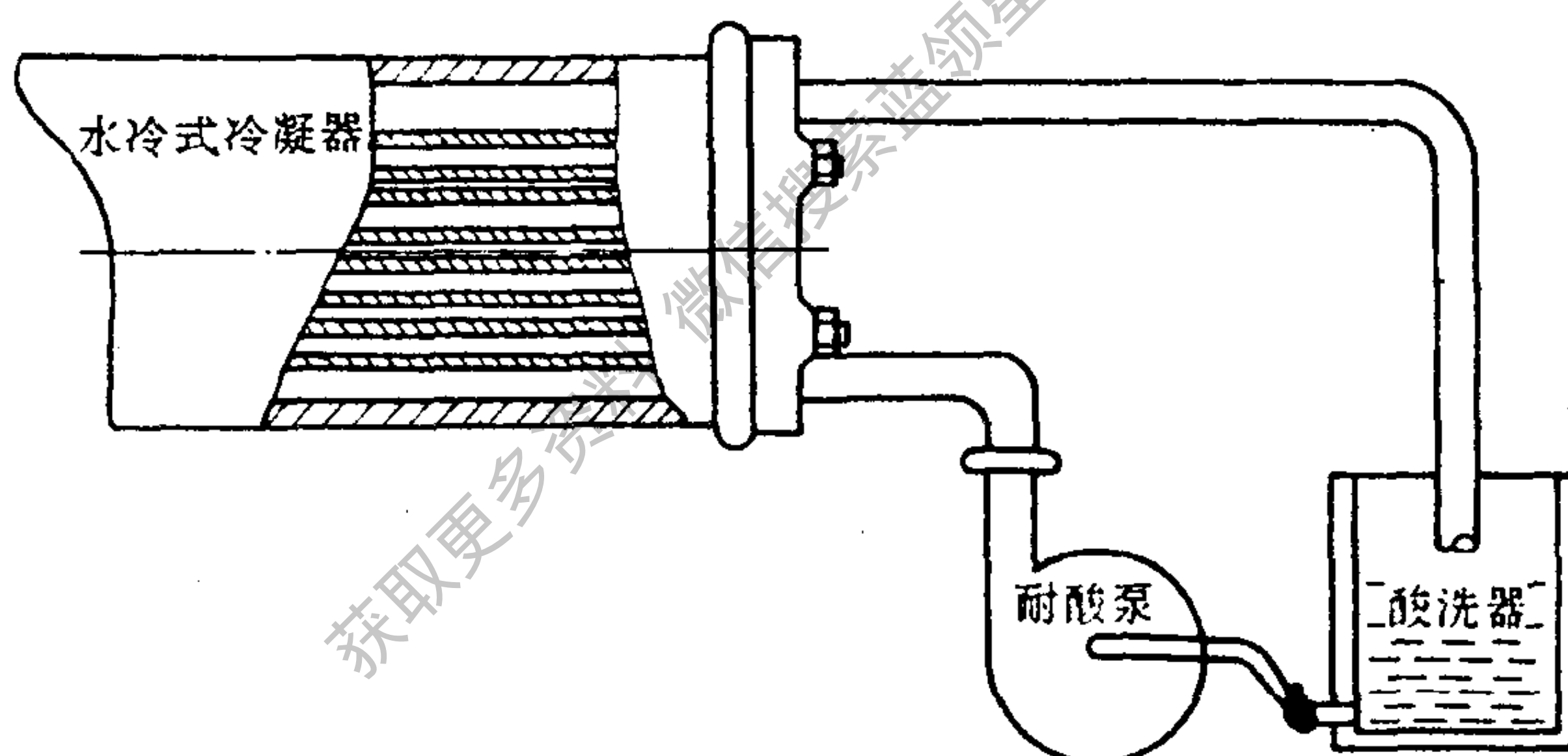


图 15-14 酸洗装置

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,撬着管子拧上的法兰,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 2~4mm 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。正确确定截管的位置较为妥当。这样可避免截管检查的盲目性。

设备经检查后,如淋浇式冷凝器和蒸发器的厚度少于 1.5mm 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的变形,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 250mm,且应比缝隙长 50~100mm。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弛和泄漏,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。如检查管子本身裂缝或小孔时,可用气压检查,即将加压后的冷凝器装满水,看哪一根管子有气泡,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,用錾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 20~50mm 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的胀接。并把管头 200~250mm 的一段退火,退火后用胀管器(见图 15-15)胀接在多孔板上,但必须注意管子须长出多孔板平面 1~2mm。板孔内径与管子外径之差一般限度为 0.25~0.75mm 之间,小于和大于此数都是

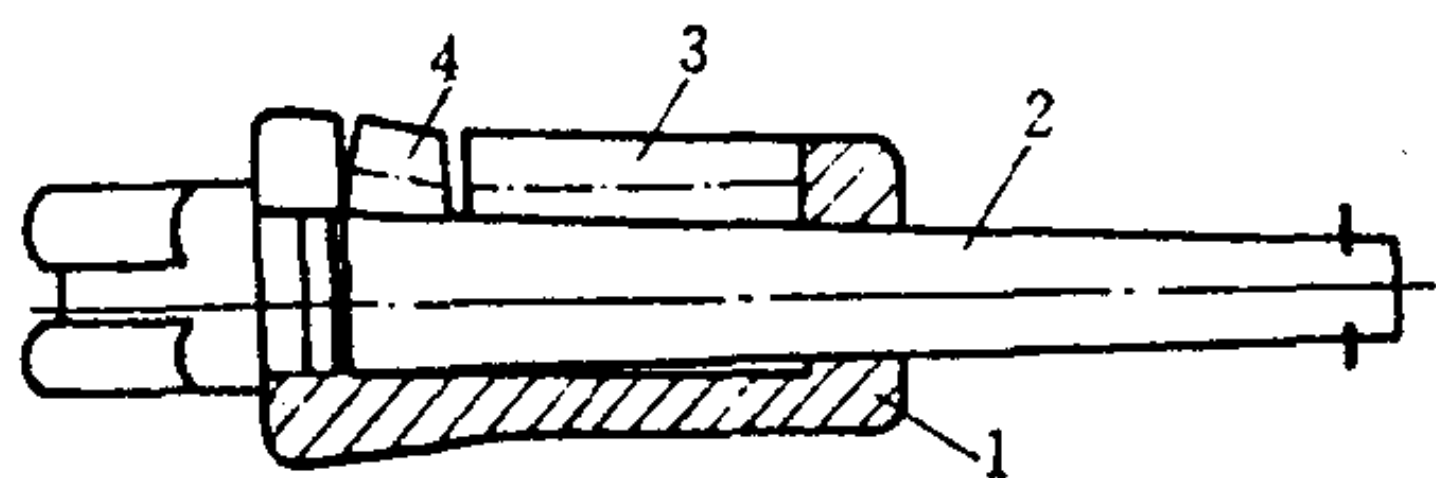


图 15-15 胀管器

1. 外壳 2. 胀杆 3. 胀杆滚柱 4. 滚柱

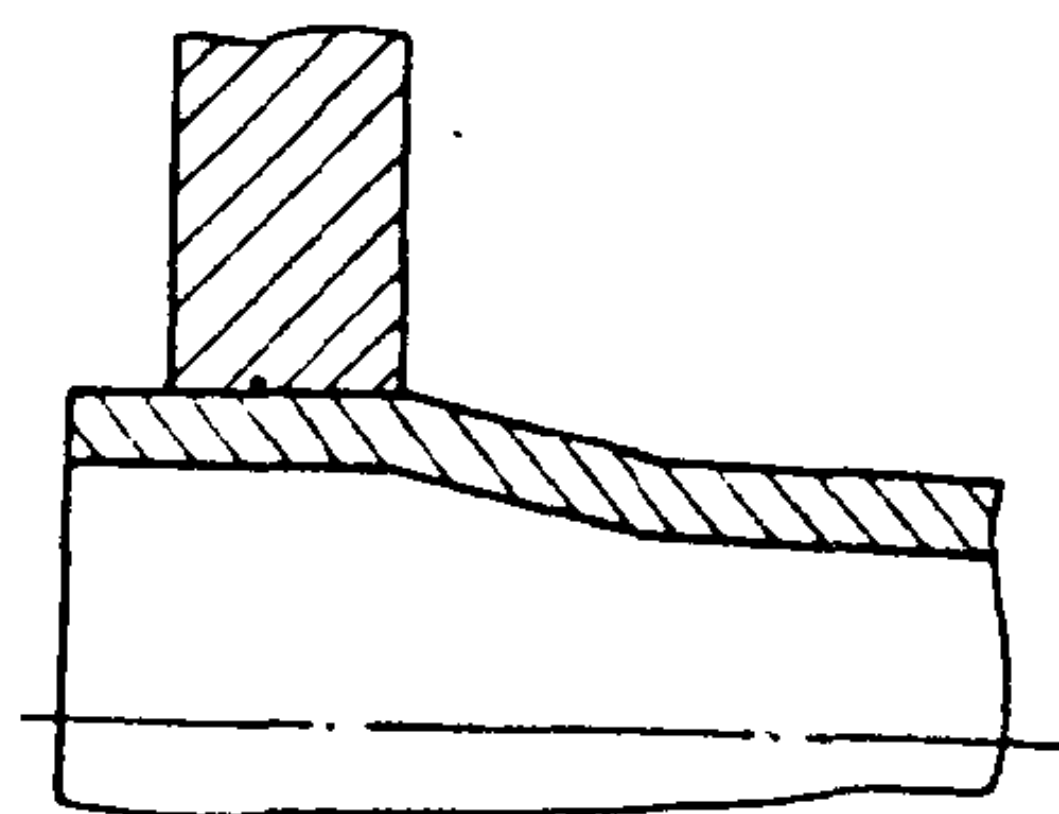


图 15-16 胀管后管子固定在管板上的形状

不允许的,以保证胀管的严密性。

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 10~20mm 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 15-16)。

二、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。

(一) 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。

(二) 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

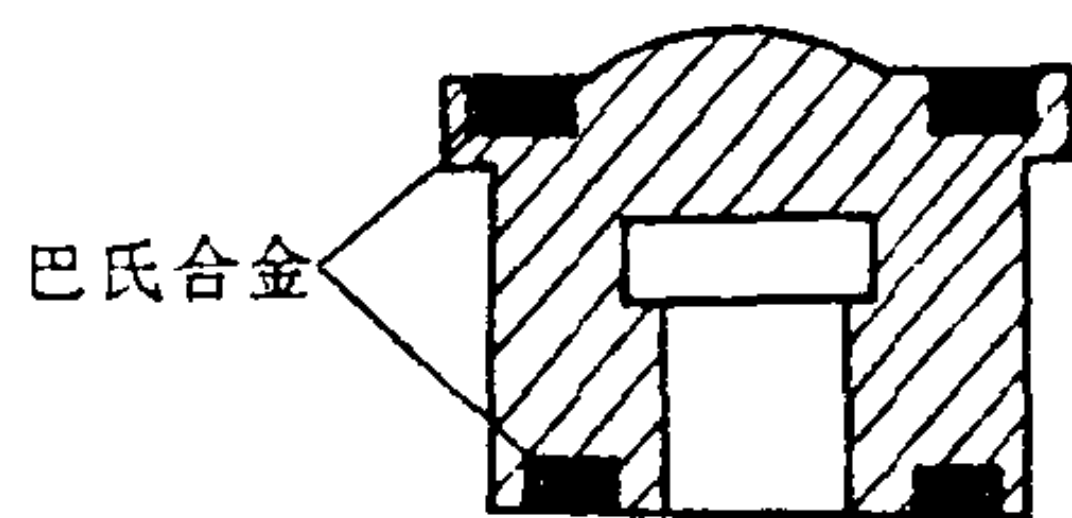


图 15-17 阀芯的巴氏合金层

15—17为阀芯双面挂有巴氏合金的示意图。

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,用银头打紧嵌牢,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的,因而叫线密封。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。

(三) 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,用手指揞压传动压块,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;反之,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。

(四) 泵的检修

1. 离心水泵 离心水泵运转中常见故障有:

(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) 运转时振动较大 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振动,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。

(5) 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振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、振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,或叶轮的振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,滚珠容易发生破碎现象,原因是装配不当和润滑不良。

(6) 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。如磨损时应根据磨损的程度,采取镀铬、喷钢和堆焊等方法修复。

若轴弯曲,轴径25mm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。若轴出现裂纹时,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0.02kg。叶轮装在轴上后,还应测量轮面的摆度,一般对于直径300mm以下的叶轮,摆值不超过0.2mm。

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0.1~0.2mm,以不发生摩擦为宜。若磨损严重,需更换新密封环。

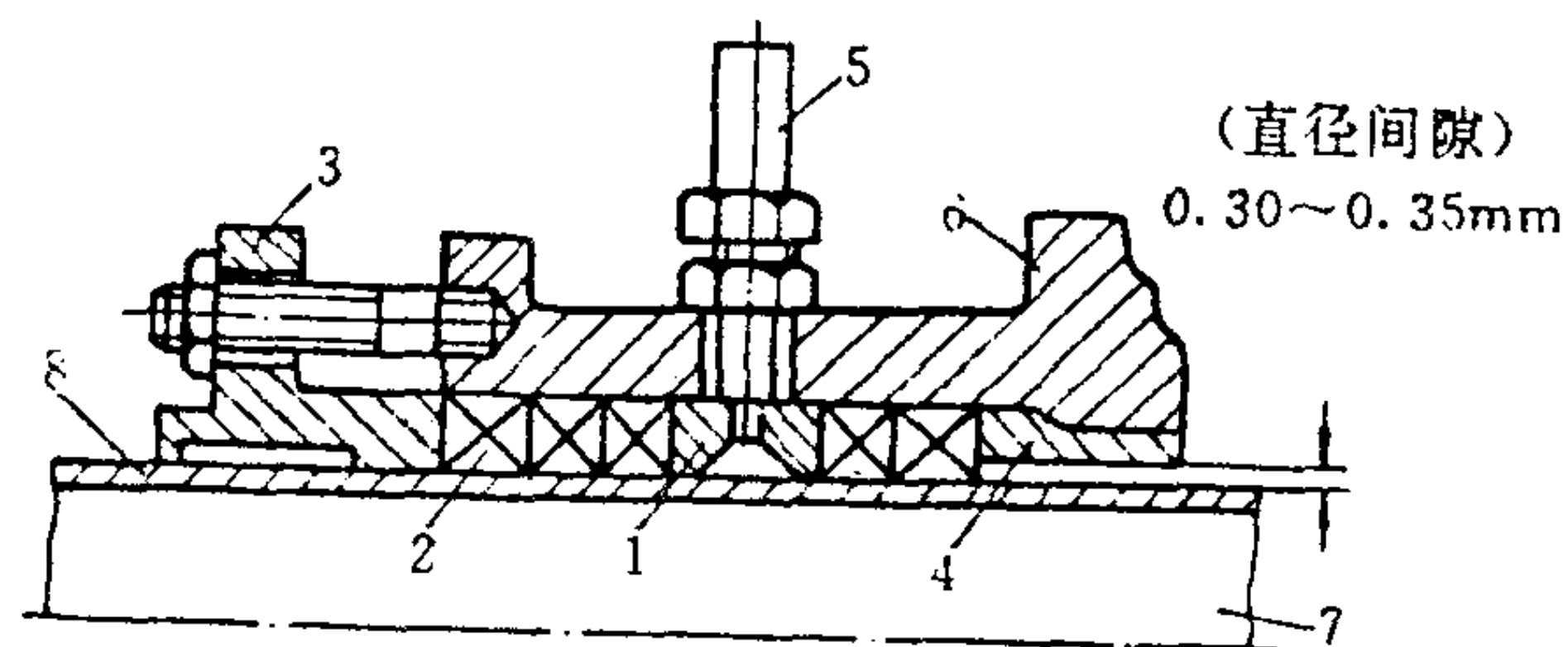


图 15-18 水泵轴封装置

1. 水封环 2. 填料 3. 填料压盖 4. 挡环
5. 水封引水管 6. 填料盖座 7. 轴 8. 轴套

④填料盒的检修 填料盒的构造见图 15-18。填料盒不会发生摩擦,在检修时只要把各个零件拆下清洗即可。

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 0.3~0.5mm。填料盖与轴必须保持同心,其间的间隙应为 0.4~0.5mm,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节。

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 15-4)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 15-4 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。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相结合,进行检修工作。氨泵运转中可能发生的问题是:

(1) 轴封漏氨(屏蔽氨泵除外) 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。从氨泵零部件上看,由于运转中磨损严重或装配间隙不对,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。

第十六章 冷库库房管理

冷库是保证新鲜易腐食品长期供应市场、调节食品供应随季节变化而产生的不平衡、改善人民生活所不可缺少的一环。搞好库房的管理工作,对保证冷藏食品的质量和提高企业的经济效益非常重要。

第一节 库房操作管理

一、正确使用冷库,保证安全生产

冷库是用隔热材料建筑的低温密闭库房,结构复杂,造价高,具有怕潮、怕水、怕热气、怕跑冷的特性。最忌隔热体内有冰、霜、水,一旦损坏,就必须停产修理,严重影响生产。为此,在使用库房时,要注意以下问题:

(一) 防止水、汽渗入隔热层 库内的墙、地坪、顶棚和门框上应无冰、霜、水,要做到随有随清除。没有下水道的库房和走廊,不能进行多水性的作业,不要用水冲洗地坪和墙壁。库内排管和冷风机要定期冲霜、扫霜,及时清除地坪和排管上的冰、霜、水。经常检查库外顶棚、墙壁有无漏水、渗水处,如一旦发现,须及时修复。不能把大批量没有冻结的热货直接放入低温库房,防止库内温升过高,造成隔热层产生冻融而损坏冷库。

(二) 防止因冻融循环把冷库建筑结构冻酥 库房应根据设计规定的用途使用,高、低温库房,不能随意变更(装配式冷库除外)。各种用途的库房,在没有商品存放时,要保持一定的温度,冻结间和低温间应在 -5°C 以下,高温间在露点温度以下,以免库内受潮滴水,影响建筑(装配式冷库除外)。原设计有冷却工序的冻结间,如改为直接冻结间时,要设有足够的制冷设备,还要控制进货的数量和掌握合理库温,不使库房内有滴水。

(三) 防止地坪(楼板)冻臃和损坏 冷库的地坪(楼板)在设计上都有规定,能承受一定的负荷,并铺有防潮和隔热层。如果地坪表面保护层被破坏,水分流入隔热层,会使隔热层失效。如商品堆放超载,会使楼板裂缝。因此,不能将商品直接散铺在库房地坪上冻结。拆货垛时不能采用倒垛方法。脱钩和脱盘时,不能在地坪上摔击,以免砸坏地坪或破坏隔热层。另外,库内商品堆垛重量和运输工具的装载量,不能超过地坪的单位面积设计负荷。每个库房都要核定单位面积最大负荷和库房总装载量(地坪如大修改建,应按新设计负荷),并在库门上作出标志,以便管理人员监督检查。库内吊轨每米长度的载重量,包括商品、滑轮和挂钩的总重量,应符合设计要求,不许超载,以保证安全。特别要注意底层的地坪没有作通风等处理的库房,使用温度要控制在设计许可范围内。设计有地下通风的冷库,要严格执行有关地下通风的设计说明,并定期检查地下通风道内有无结霜、堵塞和积水,并检查回风温度是否符合要求。应尽量避免由于操作不当而造成地坪冻臃。地下通风道周围严禁堆放物品,更不能搞新的建筑。

(四) 库房内货位的间距要求 为使商品堆垛安全牢固,便于盘点、检查、进出库,对商品货位

的堆垛与墙、顶、排管和通道的距离都有一定要求,详见表 16-1。

库内要留有合理宽度的走道,以便运输、操作,并利于安全。库内操作要防止运输工具和商品碰撞冷藏门、电梯门、柱子、墙壁、排管和制冷系统的管道等。

(五) 冷库门要经常进行检查 如发现变形、密封条损坏,电热器损坏,要及时修复。当冷库门被冻死拉不开时,应先接通电热器,然后开门。

(六) 冷库门口是冷热气流交换最剧烈的地方 地坪上容易结冰、积水,应及时清除。

(七) 库内排管扫霜时,严禁用钢件击排管。

表 16-1

建筑物名称	货物应保持的距离 (mm)
低温库顶棚	≤200
高温库顶棚	≤300
顶 排 管	≤300
墙	≤200
墙 排 管	≤400
风道底面	≤200
冷风机周围	≤1500
手推车通道	≤1000
铲车通道	≤1200

二、加强管理工作,确保商品质量

提高和改进冷加工工艺,保证合理的冷藏温度,是确保商品质量的重要一环。食品在冷藏间如保管不善,易发生腐烂、干枯(干耗)、脂肪氧化、脱色、变色、变味等现象。为此,要求有合理的冷加工工艺和合理的贮藏温度、湿度、风速等。各种商品的冷藏推荐条件见表 16-2。

在正常生产情况下,冻结物冷藏库的温度应控制在设计温度 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 的范围内。冷却物冷藏库的温度应控制在设计温度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 的范围内。货物在出库过程中,冻结物冷藏库的温升不超过 4°C ,冷却物冷藏库的温升不超过 3°C 。进入冻结物冷藏库的冻结货物温度应不高于冷藏库温度 3°C 。例如,冷藏库温度为 -18°C ,则货物温度应在 -15°C 以下。

商品在贮藏时,要按品种、等级和用途情况,分批分垛位贮藏,并按垛位编号,填制卡片悬挂于货位的明显地方。要有商品保管帐目,正确记载库存货物的品种、数量、等级、质量、包装以及进出的动态变化,还要定期核对帐目,出库一批清理一批,做到帐货相符。要正确掌握商品贮藏安全期限,执行先进先出的制度。定期或不定期地进行商品质量检查,如发现商品有霉烂、变质等现象时,应立即处理。

有些商品(如家禽、鱼类和副产品)在冷藏时,要求表面包冰衣。如长期冷藏的商品,可在垛位表面喷水进行养护,但要防止水滴在地坪、墙和冷却设备上。冻肉在码垛后,可用防水布或席子覆盖,在走廊边或靠近冷藏门处的商品尤应覆盖好,要求喷水结成三毫米厚的冰衣。在热流大的时候,冰衣易融化,要注意保持一定的厚度。

表 16-2 易腐食品冷藏推荐条件

类别	品名	温度 °C	相对湿度 %	预计冷藏期限	备注
一、冷冻肉、禽、蛋类					
冻猪肉		-12	95~100	3~5个月	肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短
		-18	95~100	8~10个月	
		-20	95~100	10~12个月	
冻猪分割肉(包装)		-18	95~100	10~12个月	肥度大的猪肉冷藏期限还应缩短
冻牛肉		-12	95~100	6~10个月	
		-18	95~100	10~12个月	
		-20	95~100	12~14个月	
冻羊肉		-12	95~100	3~6个月	
		-18	95~100	8~10个月	
		-20	95~100	10~12个月	
冻肉馅(包装,未加盐)		-18	95~100	6~8个月	
冻副产品(包装)		-18	95~100	5~8个月	
冻猪油	(不包装)	-18	95~100	4~5个月	
	(包装)	-18	95~100	9~12个月	
冻家禽	(包冰衣)	-12	95~100	3~4个月	
	(包冰衣)	-18	95~100	6~10个月	
冻家兔		-18	95~100	5~8个月	
二、冷冻水产类					
肥鱼:鳗、沙丁鱼等		-18~-25	95~100	6~10个月	
中等肥鱼:鲈、鳕鱼等		-18~-25	95~100	8~12个月	
瘦鱼:比目鱼、黄花鱼等		-18~-25	95~100	10~14个月	
虾类		-18~-25	95~100	6~10个月	
蛭、贝、蛤		-18~-25	95~100	6~10个月	
三、冷冻水果、蔬菜类					
杏(加糖)		-18	95~100	12个月	
酸浆果(加糖)		-18	95~100	12个月	
甜浆果(加糖)		-18	95~100	8~10个月	
桃(加糖)		-18	95~100	8~10个月	
桃(加糖和维生素丙)		-18	95~100	12个月	
复盆子(加糖)		-18	95~100	18个月	
杨梅(加糖)		-18	95~100	12个月	

(续表)

类别	品名	温度 °C	相对湿度 %	预计冷藏期限	备注
其它冻果		-18	95~100	12 个月	
冷冻蔬菜包括:		-18	95~100	12 个月	
	青豌豆、青扁豆、花椰豆、文竹、胡萝卜、菠菜等				
蘑菇		-18	95~100	8~10 个月	
黄瓜片		-18	85~100	5 个月	
四、冷冻熟制品和其他类					
灌肠		-18	95~100	8~4 个月	
熏肉		-18	95~100	5~7 个月	
油煎鸡(包装)		-18	95~100	3~4 个月	
炸肉末饼(包装)					
猪肉饼		-18	95~100	6~8 个月	
牛肉饼		-18	95~100	8~10 个月	
羊肉饼		-18	95~100	12 个月	
冰激凌		-18~-23	85	2~6 个月	
五、冷却肉、禽、蛋类					
猪肉		-1.5~0	85~90	1~2 星期	
牛肉		-1.5~0	90	2~3 星期	
羊肉		-1~0	85~90	1~2 星期	
猪肉		-1~0	80~90	4~6 天	
		-1~0	95~100	3~5 天	
腊肉		-3~-1	80~90	1 个月	
副产品		-1~0	75~80	2~3 天	
家禽		0~+1	85~90	1 星期	
家兔		0~+1	85~90	3~5 天	
鲜蛋		±0	85~90	4~6 个月	
		-0.5~-02.5	85~90	6~8 个月	
六、冷却水果、蔬菜类					
苹果		-1~+1	85~90	3~8 个月	有些品种也可在 2~4°C 下冷藏
杏		-1~0	90	2~4 星期	
香蕉(青的)		+11.5~+14.5	90	10~20 天	
(熟的)		+14~+16	90	5~10 天	
覆盆子		-1~0	85~90	2~3 星期	

(续表)

类别	品名	温度 °C	相对湿度%	预计冷藏期限	备注
椰子		0	80~85	1~2个月	
葡萄		-1~0	80~90	1~2个月	
荔枝		0	90	5~6星期	
芒果		10	90	2~5星期	
甜瓜		+4~+10	85~90	1星期	
核桃		+7	70	12个月	
西瓜		+2~+4	75~85	2~3星期	
木瓜		+10	90	2~3星期	
桃子		-1~+1	85~90	1~4星期	
菠萝(青的)		+10	90	2~4星期	
(熟的)		+7	90	2~4星期	
樱桃		0	85~90	1~5天	
柑		+4~+7	85~90	3~6个月	
橙		+4~+6	85	6个月	
梨		+0.5~+1.5	85~90	6~8个月	
土豆		+3~+6	85~90	6~8个月	
韭菜		±0	90~95	1~3个月	
莴苣		±0	90~95	1~3星期	
洋葱		-3~0	70~75	6个月	
青豌豆		±0	80~90	7~21天	
菠菜		0~+1	90	10~14天	
西红柿(生)		+11.5~+13	85~90	3~5星期	
(熟)		±0	85~90	1~3星期	
土豆(晚期)					
商品		+4.5~+10	85~90	4~8个月	
种子		+2~+7	85~90	5~8个月	
茄子		+7~+10	85~90	10天	
大蒜		-1.5~0	70~75	6~8个月	
芹菜		±0	90~95	1~2个月	
黄瓜		+11.5	85~90	1~2星期	
花卷心菜		±0	85~90	2~3星期	
蘑菇		±0	85~90	5天	

第二节 库房卫生管理

食品进行冷加工,并不能改善和提高食品的质量,仅是通过低温处理,抑制微生物的活动,达到较长时间保藏的目的。因此,在冷库使用中,冷库的卫生管理是一项重要工作。要严格执行国家颁发的卫生条例;尽可能减少微生物污染食品的机会,以保证食品质量,延长保藏期限。

一、冷库的卫生和消毒

(一) 冷库的环境卫生 食品进出冷库时,都需要与外界接触,如果环境卫生不良,就会增加微生物污染食品的机会,因而冷库周围的环境卫生是十分重要的。冷库四周不应有污水和垃圾,冷库周围的场地和走道应经常清扫,定期消毒。垃圾箱和厕所应离库房有一定距离,并保持清洁。

运输货物用的车辆在装货前应进行清洗、消毒。

(二) 库房和工具设备的卫生与消毒 冷库的库房是进行食品冷加工和长期存放食品的地方,库房的卫生管理工作,是整个冷库卫生管理的中心环节。

在库房内,霉菌较细菌繁殖得更快些,并极易侵害食品。因此,库房应进行不定期的消毒工作。

运货用的手推车以及其它载货设备也能成为微生物污染食品的媒介,应经常进行清洗和消毒。

库内冷藏的食品,不论是否有包装,都要堆放在垫木上。垫木应刨光,并经常保持清洁。垫木、小车以及其它设备,要定期在库外冲洗、消毒。可先用热水冲洗,并用2%浓度的碱水(50℃)除油污,然后用含有效氯0.3~0.4%的漂白粉溶液消毒。加工用的一切设备,如铁盘、挂钩、工作台等,在使用前后都应用清水冲洗干净,必要时还应用热碱水消毒。

冷库内的走道和楼梯要经常清扫,特别在出入库时,对地坪上的碎肉等残留物要及时清扫,以免污染环境。

(三) 消毒剂 and 消毒方法

1. 抗霉剂 冷库用的抗霉剂有很多种,常与粉刷材料混合在一起进行粉刷。

(1) 氟化钠法:在白陶土中加入1.5%的氟化钠(或氟化铁)或2.5%的氟化铵,配成水溶液粉刷墙壁。白陶土中钙盐的含量不应超过0.7%或最好不含钙盐。

(2) 羟基联苯酚钠法:当发霉严重时,在正温的库房内,可用2%的羟基联苯酚钠溶液刷墙,或用同等浓度的药剂溶液配成刷白混合剂进行粉刷。消毒后,地坪要洗刷并干燥通风后,库房才能降温使用。用这种方法消毒,不可与漂白粉交替或混合使用,以免墙面呈现褐红色。

(3) 硫酸铜法:将硫酸铜2分和钾明矾1分混合,取此1分混合物加9分水在木桶中溶解,粉刷时再加7分石灰。

(4) 用2%过氧酚钠盐水与石灰水混合粉刷。

2. 消毒剂 库房内消毒有以下几种方法。

(1) 漂白粉消毒:漂白粉可配制成含有效氯0.3~0.4%的水溶液(一升水中加入含16~20%有效氯的漂白粉20g),在库内喷洒消毒,或与石灰混合,粉刷墙面。配制时,先将漂白粉与少量水混合制成浓浆,然后加水至必要的浓度。

在低温库房进行消毒时,为了加强效果,可用热水配制溶液(30~40℃)。用漂白粉与碳酸钠混合液进行消毒,效果较好。配制方法是,在30升热水中溶解3.5kg碳酸钠,在70L水中溶解2.5kg含25%有效氯的漂白粉。将漂白粉溶液澄清后,再倒入碳酸钠溶液。使用时,加两倍水稀释。用石灰粉刷时,应加入未经稀释的消毒剂。

(2) 次氯酸钠消毒:可用 2~4% 的次氯酸钠溶液,加入 2% 碳酸钠,在低温库内喷洒,然后将门关闭。

(3) 乳酸消毒:每立方米库房空间需用 3~5mL 粗制乳酸,每分乳酸再加 1~2 分清水,放在瓷盘内,置于酒精灯上加热,再关门几小时消毒。

(4) 福尔马林消毒:在库温 20°C 以上的库房,可用 3~5% 的甲醛消毒(即 7.5~12.5% 的福尔马林溶液),每立方米空间喷射 0.05~0.06kg。在低温库内喷射,效果较差。每立方米空间可用 15~25g 福尔马林,加入沸水稀释,与 10~20% 的高锰酸钾同置于铝锅中,任其自然发热和蒸发,闭门 1~2 天后,经过通风,消毒工作即完成。因福尔马林气味很大,肉吸收后即不能食用。为了吸收剩余的福尔马林,可在通风时用脸盆等容器盛氨水放在库内。福尔马林对人有很大的刺激作用,使用时要注意安全。

3. 消毒和粉刷方法 库房在消毒粉刷前,应将库内食品全部搬出,并清除地坪、墙和顶板上的污秽,发现有霉菌的地方,应仔细用刮刀或刷子清除。在低温库内,要清除墙顶和排管上的冰霜。必要时需将库温升至正温。

库内刷白,每一平方米消毒表面所消耗的混合剂约为 300mL 左右,在正温库房可用排笔涂刷,负温时可用细喷浆器喷洒,有时会出现一层薄溶液冻结层,经 1~3 天以后,表面会逐步变干。

冷库内消毒的效果,根据霉菌孢子的减少来评定。因此,在消毒前后均要做测定和记录。消毒后,每平方厘米表面上不得多于一个霉菌孢子。

4. 紫外线消毒 一般用于冰棍车间模子等设备和工作服的消毒。不仅操作简单,节约费用,而且效果良好。每立方米空间装置功率为 1W 的紫外线光灯,每天平均照射 3h,即可对空气起到消毒作用。

(四) 冷库工作人员的个人卫生 冷库工作人员经常接触多种食品,如不注意卫生,本身患有传染病,就会成为微生物和病原菌的传播者。对冷库工作人员的个人卫生应有严格的要求。

冷库作业人员要勤理发,勤洗澡,勤洗工作服,工作前后要洗手,经常保持个人卫生。同时必须定期检查身体,如发现患传染病者,应立即进行治疗并调换工作,未痊愈时,不能进入库房与食品接触。

库房工作人员不应将工作服穿到食堂、厕所和冷库以外的场所。

二、食品冷加工过程中的卫生管理

(一) 食品冷加工的卫生要求 食品入库冷加工之前,必须进行严格的质量检查,不卫生的和有腐败变质迹象的食品,如次鲜肉和变质肉均不能进行冷加工和入库。

食品冷藏时,应按食品的不同种类和不同的冷加工最终温度而分别存放。如果冷藏间大而某种食品数量少,单独存放不经济时,也可考虑不同种类的食品混合存放,但应以不互相串味为原则。具有强烈气味的食品如鱼、葱、蒜、乳酪等和贮藏温度不一致的食品,严格禁止混存在一个冷藏间内。

对冷藏中的食品,应经常进行质量检查,如发现有软化、霉烂、腐败变质和异味感染等情况时,应及时采取措施,分别加以处理,以免感染其它食品,造成更大的损失。

正温库的食品全部取出后,库房应通风换气,利用风机排除库内的混浊空气,换入过滤的新鲜空气。

几种食品卫生的标准如下:

1. 鲜猪肉卫生标准 GBn8-77 鲜猪肉系指生猪屠宰加工,经兽医卫生检验符合市场鲜销而未经冷冻的猪肉。

2. 鲜牛肉、鲜羊肉、鲜兔肉卫生标准 GBn9—77 鲜牛肉、鲜羊肉、鲜兔肉系指活牛、羊、兔屠宰加工,经兽医卫生检验符合市场鲜销而未经冷冻的牛、羊、兔肉。

3. 鲜鸡肉卫生标准 GBn10—77 鲜鸡肉系指活鸡宰杀加工,经兽医卫生检验符合市场鲜销而未经冷冻的鸡肉。

4. 鲜蛋卫生标准 GBn39—77 鲜蛋可进行感观检验,鲜蛋蛋壳坚固完整,灯光透视时整个蛋呈微红色,蛋黄不见或略见阴影。打开后蛋黄凸起完整并带有韧性,蛋白澄清透明,稀稠分明。

各种鲜肉的感观指标见表 16—3

表 16—3

品种 项目	鲜猪肉	鲜牛、羊、兔肉	鲜鸡肉
色泽	肌肉有光泽,红色均匀,脂肪洁白。	肌肉有光泽,红色均匀,脂肪洁白或淡黄色。	皮肤有光泽,肌肉切面发光。
粘度	外表微干或微湿润,不粘手。	外表微干或有风干膜,不粘手。	外表微干或微湿润,不粘手。
弹性	指压后的凹陷立即恢复	指压后的凹陷立即恢复。	指压后的凹陷立即恢复。
气味	具有鲜猪肉正常气味。	具有鲜牛、羊、兔肉的正常气味	具有鲜鸡肉正常气味。
肉汤	透明澄清,脂肪团聚于表面,具有香味。	透明澄清,脂肪团聚于表面,具特有香味。	透明澄清,脂肪团聚于表面,具特有香味。

(二) 除异味 库房中发生异味一般是由于贮藏了具有强烈气味或腐烂变质的食品所致。这种异味能影响其他食品的风味,降低质量。

臭氧具有清除异味的性能。臭氧是三个原子的氧,用臭氧发生器在高电压下产生,其性质极不稳定,在常态下即还原为两个原子的氧,并放出初生态氧(O)。初生态氧性质极活泼,化合作用很强,具有强氧化剂的作用。因而利用臭氧不仅可以清除异味,而且浓度达到一定程度时,还具有很好的消毒作用。

利用臭氧除异味和消毒,不仅适用于空库,对于装满食品的库房也很适宜。臭氧处理的效能取决于它的浓度,浓度越大,氧化反应的速度也就越快。由于臭氧是一种强氧化剂,长时间呼吸浓度很高的臭氧对人体有害。因此,臭氧处理时,操作人员最好不留在库内,待处理后两小时再进入。利用臭氧处理空库时,浓度可达 40mg/m³。对有食品的库,浓度则依食品的种类而定。鱼类和干酪为 1~2mg/m³,蛋品为 3kg/m³。如果库内存有含脂肪较多的食品,则不应采用臭氧处理,以免脂肪氧化变质。

此外,用甲醛水溶液(即福尔马林溶液)或 5~10%的醋酸与 5~20%的漂白粉水溶液,也具有好的除异味和消毒作用。这种办法目前在生产中广泛采用。

(三) 灭鼠 鼠类对食品贮藏的危害性极大,它在冷库内不但糟蹋食品,而且散布传染性病菌,同时还能破坏冷库的隔热结构,损坏建筑物。因此,消灭鼠类对保护冷库建筑结构和保证食品质量有着重要意义。

鼠类进入库房的途径很多,可以由附近地区潜入,也可以随有包装的食品一起进入冷库。冷库

的灭鼠工作应着重放在预防鼠类进入。例如在食品入库前,对有外包装的食品应进行严格检查,凡不需带包装入库的食品尽量去掉包装。建筑冷库时,要考虑在墙壁下部放置细密的铁丝网,以免鼠类穿通墙壁潜入库内。发现鼠洞要及时堵塞。

消灭鼠类的方法很多,可用机械捕捉,毒性饵料诱捕和气体灭鼠等方法。用二氧化碳气体灭鼠效果较好。由于这种气体对食品无毒,用其灭鼠时,不需将库内食品搬出。在库房降温的情况下,将气体通入库内,将门紧闭即可灭鼠。二氧化碳灭鼠的效果取决于气体的浓度和用量。如在 1m^3 的空间内,用浓度为25%的二氧化碳 0.7kg ,或用浓度为35%的二氧化碳 0.5kg ,一昼夜即可彻底消灭鼠类。二氧化碳对人有窒息作用,可造成死亡。操作人员需戴氧气呼吸器才能入库充气和检查。在进行通风换气降低二氧化碳浓度后,方可恢复正常进库。

用药饵毒鼠,要注意及时消除死鼠。一般是用敌鼠钠盐来作毒饵,效果较好。其具体配方是:面粉 100g ,猪油 20g ,敌鼠钠盐 0.05g ,水适量。先将敌鼠钠盐用热水溶化后倒入面粉中,再将猪油倒入混匀,合好,压成 $0.5\text{—}1\text{cm}$ 的薄饼,烙好后,切成 2cm 的小方块,作为毒饵。

第三节 冷库节能

冷库是冷藏业中主要的用电部门,因此也是节能的核心部门。当前,冷库的制冷系统,每冻结 1t 白条肉平均耗电为 110kW ,其中高的耗电指标是每吨 180kW ,低的耗电指标是每吨 70kW ;对于冻结物冷藏间,贮藏 1t 冻食品,每天耗电平均为 0.4kW ,其中高的耗电指标是每天每吨 1.4kW ,低的耗电指标是每天每吨 0.2kW ;对于冷却物冷藏间,贮藏一吨食品每天耗电平均为 0.5kW ,其中高的耗电指标每天每吨 1kW ,低的耗电指标是每天每吨 0.3kW 。由此可见,冷库的能耗随着地区之间、企业之间、设计和管理水平的不同存在着较大的差别。因此,对冷库制冷系统进行技术改造和科学管理以达到节能目的,其潜力是很大的。

一、采用新工艺、新技术、新设备的设计方案

(一) 减少冷库围护结构单位热流量指标

在冷库设计中,低温冷库的外墙的单位热流量 q_F 一般采用 $11.63\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 左右,如果将 q_F 降到 $6.98\text{—}8.14\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$,则对于一座 5000t 至 10000t 级的低温冷库,据统计,动力费可下降10%左右。当然,由于单位热流量指标的降低,冷库围护结构的隔热层要加厚,一次投资要提高。但与冷库的运行费用的减少相比较,无论从经济角度,还是技术管理角度来考虑,采用降低冷库围护结构单位热流量指标的做法是合理的。

(二) 缩小制冷系统制冷剂蒸发温度与库房温度的温差 当库房温度一定时,随着蒸发温度与库房温度温差的缩小,蒸发温度就能相应提高,此时如果冷凝温度保持不变,就意味着制冷压缩机制冷量的提高,也就是说要获得相同的冷量可以少消耗电能。据估算,当蒸发温度每升高 1°C ,则可少耗电3~4%。再则,小的温差对降低库房贮藏食品的干耗也是极为有利的。因为小的温差能使库房获得较大的相对湿度,能减缓库房内空气中热质交换程度,从而达到减少贮藏食品的干耗,尤其是对未包装贮藏食品,应该采用小的温度差。

提高蒸发温度的措施主要是适当增大蒸发器的传热面积和增加通风量。

(三) 根据不同的冷藏食品 and 不同的贮藏期确定相应的贮藏温度 人们可针对食品(特别是肉食品)在低温贮藏期间的生化变化及嗜低温细菌滋长和繁殖被抑制的程度,确定相应较佳的贮藏温度。如不超过半年的低温贮藏,一般采用的贮藏温度为 $-15\text{—}-18^\circ\text{C}$;超过半年的低温贮藏,贮藏温

度应 $\leq -18^{\circ}\text{C}$;对于含脂肪量大的食品,如鱼类,为防止低温贮藏期脂肪的氧化,应采取低于 -18°C 的贮藏温度,最好是 $-25\sim -20^{\circ}\text{C}$ 的温度。由此可见,采取了不同贮藏温度后,对于某些产品,特别是属短时期贮藏者,就可适当提高制冷系统的蒸发温度,从而就提高了制冷压缩机的制冷量。

(四) 冻结间配用双速或变速电机的冷风机 食品在冻结间冻结过程中,热量的释放,实际上是不均匀的放热过程,所以冻结过程对冷却设备的需冷量也是不均匀的。食品的冻结过程由三个阶段组成:第一阶段是冷却阶段,食品温度由 $>0^{\circ}\text{C}$ 降至 0°C 左右;第二阶段是冰晶形成阶段,食品温度由 0°C 左右降至 -5°C 左右;第三阶段是冻结降温阶段,食品由 -5°C 降至 -15°C 左右。在食品冻结的三个阶段中,第二阶段所需冷量最大,此时冻结间所配冻结设备要全部投入运转,而在第一和第三阶段,由于单位时间内热负荷较少,可适当降低风速,减少风量,以达到节能的目的,以往冻结采用的冷风机仅是一种转速,无法调节,如果冷风机配用双速或变速电机,冻结的循环风量可以得到调节,从而达到节能的目的。

(五) 冷却物冷藏库配用双速电机的冷风机 冷却物冷藏库一般都是既用作冷藏又用作冷却。在货物进库时,用作冷却,此时热负荷较大,冷风机需较大的风量,电动机为高速档。当货物经冷却后进入贮藏期,其热负荷较小,冷风机风量可小些,电动机为低速档。以达到节能的目的。

二、及时进行冷藏食品的结构改革

(一) 在市场推广销售冷却肉 从卫生角度出发,市场出售的新鲜肉均应进行冷却,可达到明显的节能效果。

推广销售冷却肉,不仅在外观、营养等品质方面保持肉的最佳质量,在能耗上也只有冻结肉的40%左右。

(二) 肉胴体进行分割剔骨后的节能 将肉胴体进行分割剔骨,改变过去白条肉冻结和冷藏的做法,据统计资料介绍,肉胴体经剔骨、去肥膘处理后进行冻结贮藏,可节省劳动力25%,节省冻结能耗50%,节省低温冷藏空间50%。

(三) 冷藏肉食品包装后的节能效果 冷藏食品如无包装,在贮藏时干耗较大,能量消耗也较大。包装的冷冻食品在贮藏期间的干耗基本上接近零。由于食品的干耗大大减少,减少蒸发器融霜次数,制冷压缩机的无效功也降低到最小的程度,实际也就起到了节约能源的作用。

三、加强科学管理

加强科学管理是达到节能目的的重要一环。应建立完善管理制度,积极进行技术改造,尽量降低能耗。

科学管理的主要内容有:

(一) 建立能耗管理制度

1. 日常运行管理

(1) 填写工作日记 要坚持填写设备运行日记。主要填写内容是,压缩机、氨泵、水泵、风机等动力设备的启动和停车时间,每隔2h记录各种制冷设备工作的温度、压力状况(如蒸发温度、冷凝温度、中间温度和压力、排汽温度、吸汽温度、膨胀阀前液体温度、库温、水温、室外温度、相对湿度等),以便检查各种设备的工作状态和工作效率。(日记填写内容见下表)

(2) 按月进行统计 月平均工作状况,只有在一个月內,昼夜工作时数不变的情况下,才可以按算术平均数计算,否则要将每一个昼夜的日平均数乘以工作时数,然后将所有乘积加起来,除以一个月內总工作时数。

为了简化计算,月平均数可不以日平均数计算,而以全月记录合计数,除以全月记录次数求得。

压缩机号	工作条件		测 量 小 时												日 平 均	工作小时
			2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24		
1# 单 级 机	蒸发温度														开车: 停车: 开车: 停车: 运转小时:	
	吸入温度															
	排出温度															
	冷凝温度															
	电流表读数															
	电压表读数															
2# 单 级 机	蒸发温度														开车: 停车: 开车: 停车: 运转小时:	
	吸入温度															
	排出温度															
	冷凝温度															
	电流表读数															
	电压表读数															
3# 双 级 机 组	蒸发温度														开车: 停车: 开车: 停车: 运转小时:	
	吸入温度	低压缸														
		高压缸														
	排出温度	低压缸														
		高压缸														
	冷凝温度															
	中间温度															
	电流表读数															
电压表读数																
4# 双 级 机 组	蒸发温度														开车: 停车: 开车: 停车: 运转小时:	
	吸入温度	低压缸														
		高压缸														
	排出温度	低压缸														
		高压缸														
	冷凝温度															
	中间温度															
	电流表读数															
电压表读数																

(续表)

设备名称	工作条件	测 量 小 时												日 平 均	工作小时			
		2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24		开车	停车	运行	
1#循环水泵	电流表读数																	
2#循环水泵	电流表读数																	
1#氨 泵	电流表读数																	
2#氨 泵	电流表读数																	
3#氨 泵	电流表读数																	
4#氨 泵	电流表读数																	
1#风 机	电流表读数																	
2#风 机	电流表读数																	
3#风 机	电流表读数																	
4#风 机	电流表读数																	
5#风 机	电流表读数																	
6#风 机	电流表读数																	
凝 凝 水	进水温度																	交接班签字 第一班： 第二班： 第三班： 车间主任：
	出水温度																	
气 候	室外温度																	
	室外相对湿度																	

2. 制定单位冷量耗电量定额 单位冷量耗电量是按各制冷系统分别计算的每生产 1kW 冷量的耗电量。如， -15°C 制冷系统压缩机的每月制冷量为 88430kW，压缩机每月耗电量为 23000 kW·h，则每千瓦冷量耗电为 $23000 \div 88430 = 0.26 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 。

单位冷量耗电定额是考核压缩机操作管理是否正常合理的指标。压缩机的蒸发温度应根据库房温度要求掌握。蒸发温度过低或压缩机无负荷运转，都会导致单位冷量耗电量增加。单位冷量耗电定额就是按库房设计温度要求达到的蒸发温度来计算的单位冷量耗电量。

表 16-4 和 16-5 是每分钟转速 ≤ 720 转和 ≥ 960 转的氨压缩机在各制冷系统不同冷凝温度下生产 1kW 冷量的耗电定额，它是根据压缩机的制冷量和功率计算编制的。每月终了时计算出压缩机实际单位冷量耗电量和定额进行比较，以考核压缩机操作管理情况。

计算单位冷量耗电定额时，蒸发温度按各制冷系统要求，冷凝温度按各制冷系统压缩机组实际月平均冷凝温度。

3. 制定单位产品耗电量定额 单位产品耗电量是按每吨产品耗电量来计算的。

单位产品耗电量是衡量冷库耗电的综合指标，它不但反映制冷设备的设计、运行和管理情况，而且还反映冷库结构的设计、使用情况和冷库贮藏货物的管理情况(如库门的开启，人员进出时间和货物进出时间等)。每座冷库的单位产品耗电量是不可能相同的，应根据各自不同的情况制定单位产品耗电量定额。

表 16-4 氨压缩机单位冷量耗电量(kW·h/kW)

转速:720r/min 及以下

氨压缩机	高低缸 容积比	蒸发温 度(°C)	冷 凝 温 度 (°C)												
			15	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
单级机		-10	0.14	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.22	0.23	0.25	0.26	0.28	0.29	0.31
		-15	0.18	0.20	0.21	0.22	0.24	0.25	0.27	0.28	0.30	0.31	0.33	0.35	0.37
双级机组	1:2	-28	0.30	0.32	0.33	0.34	0.36	0.37	0.39	0.40	0.42	0.43	0.45	0.46	0.48
		-33	0.37	0.39	0.40	0.41	0.43	0.44	0.46	0.47	0.49	0.51	0.53	0.55	0.57
		-35	0.40	0.42	0.43	0.44	0.46	0.47	0.49	0.50	0.52	0.54	0.57	0.59	0.61
	1:3	-28	0.30	0.32	0.33	0.34	0.36	0.37	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44	0.45	0.46
		-33	0.37	0.38	0.39	0.40	0.42	0.43	0.45	0.46	0.48	0.49	0.52	0.54	0.56
		-35	0.40	0.42	0.43	0.44	0.46	0.47	0.49	0.50	0.52	0.54	0.56	0.58	0.60

表 16-5 氨压缩机单位冷量耗电量(kW·h/kW)

转速:960r/min 及以上

氨压缩机	高低缸 容积比	蒸发温 度(°C)	冷 凝 温 度 (°C)												
			15	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
单级机		-10	0.14	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.22	0.23	0.25	0.26	0.28	0.29	0.30
		-15	0.18	0.20	0.21	0.22	0.24	0.25	0.27	0.28	0.30	0.31	0.33	0.35	0.37
双级机组	1:2	-28	0.29	0.31	0.32	0.34	0.36	0.37	0.38	0.40	0.41	0.43	0.44	0.46	0.48
		-33	0.35	0.38	0.39	0.40	0.41	0.43	0.44	0.46	0.48	0.50	0.51	0.53	0.55
		-35	0.39	0.41	0.42	0.44	0.45	0.46	0.48	0.49	0.51	0.53	0.54	0.55	0.57
	1:3	-28	0.29	0.30	0.31	0.33	0.34	0.35	0.36	0.38	0.39	0.40	0.42	0.43	0.45
		-33	0.34	0.36	0.38	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44	0.46	0.47	0.49	0.50	0.52
		-35	0.38	0.40	0.41	0.42	0.44	0.45	0.47	0.48	0.50	0.51	0.53	0.55	0.56

冷库产品分冷冻品和冷藏品两大类。计算单位产品耗电量时,冷冻品如机制冰、冻肉、冻副产品或冻鱼等,应分别按不同制冷设备进行计算。冷藏品应分别按高温贮藏(冷却物冷藏)和低温贮藏(冻结物冷藏)进行计算。对于各制冷系统共用的设备(如水泵、冷却塔风机等),可按各制冷系统(冻结、制冰、贮冰、高温冷藏、低温冷藏)制冷压缩机的制冷量大小进行分配计算。

对于冷冻品和机制冰,制定单位产品耗电量的定额比较容易,因为环境温度变化对其影响很小(围护结构渗入热只占总耗冷量的5~10%),可直接按下列公式计算。

$$\text{单位产品耗电量} = \frac{\text{设备总耗电量}}{\text{冷加工产品总数量(吨)}}$$

对于冷藏品,制定单位产品耗电量的定额比较困难,因为环境温度变化对其影响较大。因而只能以设计工况下的单位产品耗电量作为定额依据,并随环境温度变化进行调整。可参照下列公式计算:

$$\text{单位产品耗电量} = \frac{\text{设备总耗电量(设计)}}{\text{贮藏数量(吨)}} \cdot \xi$$

ξ ——为环境温度修正系数,可按 $\xi = \frac{t_{\text{实}} - t_{\text{库}}}{t_{\text{设}} - t_{\text{库}}}$ 进行计算, $t_{\text{实}}$ 为实际环境温度, $t_{\text{库}}$ 为库房温度, $t_{\text{设}}$ 为设

计环境温度。

另外可参照以往类似冷库的使用经验。其单位产品耗电量见表 16—6。

表 16—6 某 5000 吨冷库单位产品耗冷、耗电量计算表

产品名称	单位	产量	耗冷量 (kW)	耗电量(kW·h)		单位产品耗 冷量(kW)	单位产品耗 电量(kW·h/t)
				制冷用电	风机用电		
猪肉冷加工	吨	800	86458	45464	12500	108	72.45
机制冰	吨	300	43981	15999		147	53.33
贮冰	吨	3000	4356	2023		1.44	0.67
冷却物冷藏	吨日	32000	44450	16169	5000	1.38	0.66
冻结物冷藏	吨日	95000	61888	28749		0.65	0.30
合计		以月计	241133	108404	17500		

(二) 及时进行技术改造,淘汰能耗大的设备 科学技术在不断地发展,各种能耗低、效益高的设备会不断地出现。要及时进行技术改造,用新技术、新设备替代旧设备、老技术。根据实际测定,各类旧型号制冷压缩机单位轴功率制冷量普遍比新系列的制冷压缩机低,能耗指标高。如五十年代生产的 5—135/12 和 5—200/12 这两种型号的氨活塞式制冷压缩机与 8AS—12.5 氨活塞式制冷压缩机相比,单位轴功率制冷量分别降低 15% 和 4%。

(三) 合理堆垛,提高库房利用率 对商品进行合理堆垛,正确安排,能使库房增加装载量,即提高了库房的利用率(在设计许可条件下)。

1. 改进堆码方式或提高堆码技术可提高商品堆码密度。如冻猪肉的堆码,四片井字垛头,平均每立方米库容可贮存 375~394kg;三片井字垛头,每立方米库容只能贮存 331~338kg。可见四片井字垛比三片井字垛能提高装载量约 13%。

近年来,有的冷库广泛采用金属框架堆放猪肉为垛头,中间进行分层错排填装,平均每立方米库容可贮 420~435kg 左右。

2. 充分利用有效容积。由于商品质量、批次、数量、级别等不同,虽在货源充足的情况下也会有部分容积利用不足。因此,在使用中应采取勤整并、巧安排等办法,减少零星货堆,缩小货堆的间隙,适当扩大货堆容量,提高库房有效容积利用率。

(四) 其他措施

1. 对制冷系统定期放油、放空气、融霜和除水垢,以保持热交换设备良好的传热效果和充分利用传热面积,以达到降低制冷系统的能量消耗。

据资料介绍,蒸发器传热面如有 0.1mm 厚的油膜,为了保持已定的低温要求,蒸发温度就要下降 2.5°C,耗电增加 11%;当冷凝器的水管壁结水垢 1.5mm 时,冷凝温度要比原来上升 2.8°C,耗电增加 9.7%;当制冷系统中混有不凝结气体,其分压力达到 $1.96 \times 10^5 \text{Pa}$ 时,耗电要增加 18%。

2. 对冷却水系统要注意改善水质,减缓热交换器上的结垢,保持热交换器良好的传热效果,降低冷凝压力(冷凝温度)以达到节能的目的。据计算可知,冷凝温度在 25°C~40°C 之间,每升高 1°C,增加耗电量 3.2% 左右。

3. 节约用水。节约用水既能达到节省水源,又达到节省电能。制冷系统用水主要是下列三个方面:冷凝器用水;压缩机汽缸冷却用水;冷风机冲霜用水。为了节约用水,大多数都采用循环用水。

4. 制冷系统运行时,应根据库房的热负荷和外界环境温度,合理调配制冷设备(压缩机、氨泵、水泵、冷却塔风机、冷风机等)。

第四节 制冷系统安全运行管理

制冷系统承受压力虽属于中低压范畴,但有些制冷剂(氨)具有毒性、窒息、易燃和易爆的特点,给系统的安全操作提出了严格要求。为了确保制冷系统的运行安全,不仅要做到正确设计、正确选材、精心制造和检验,而且还必须做到正确使用和操作。

制冷系统必须有完善的安全设备,所有制造材料的质量和机械强度,必须符合国家的有关技术标准。同时,正确地使用和操作,对保证制冷系统的运行安全是至关重要的。特别要求操作人员,对每项工作都要极端地负责任,要严格执行安全技术规程和岗位责任制。

一、安全装置

(一) 压力监视及其安全设备

1. 压力监视 制冷系统的运转是否处于安全状态,其主要监视手段是通过压力表显示系统各部位的壓力。这样,一方面便于进行正常的操作管理,另一方面是为能及时地察觉制冷设备内有无异常或超压现象,予以控制或报警。

对分散式制冷设备的氨制冷系统,每台氨压缩机的吸排汽侧、中间冷却器、油分离器、冷凝器、贮氨器、氨液分离器、低压循环桶、排液桶、低压贮氨器、氨泵、集油器、加氨站、热氨管道、油泵、滤油装置以及冻结设备,均须装有相应的压力表。

这里必须强调指出,氨压力表盘上注有明显的“氨”字样。这是因为普通压力表是由铜合金制造的,当接触到氨制冷剂时,很快就被腐蚀。氨压力表是用钢材制造的,对氨有着相应的化学稳定性。所以,氨压力表不允许用普通压力表代替。

制冷系统上的压力表,必须经过检验部门检验合格,并铅封好的,方可使用。

2. 压力保护安全设备 为了防止超压运行,在制冷设备上皆设置安全阀或压力控制继电器,或压差控制继电器,以及自动报警等压力保护安全设备。一旦工作压力发生异常,出现超压运行时,安全设备即自动动作,把设备内的汽体排至大气一部分,或自动停机,以保证制冷系统不致因超压运行而发生事故。因此,压力保护安全设备不得任意调整或拆除。

(1) 安全阀 制冷机器和设备上设置安全阀是严格的。例如,在氨压缩机的高压侧、冷凝器、贮氨器、排液桶、低压循环桶、低压贮氨器、中间冷却器等设备上均须装有安全阀。

为了便于检修和更换,要求在安全阀前设置截止阀。但是,这些阀都必须处于开启状态,并加以铅封,以免失去安全保护作用。

制冷设备上的安全阀必须定期检验,每年应校验一次,并加铅封。安全技术规程还规定:在运行过程中,由于超压,安全阀启跳后,需重新进行校验,以确保安全阀的功能。

在校验和维护安全阀时,有时需要清洗和研磨,然后应进行气密性试验。试验压力为安全阀工作压力的1.05倍至1.1倍,气密性试验合格的安全阀经过校正调整到指定开启压力,加以铅封。调整及复验时使用的压力表精度不低于1级。例如,氨压缩机上的高压安全阀,其开启压力为吸排汽侧之间的压力差达到 $15.7 \times 10^5 \text{Pa}$ 时,应自动开启,对于两级压缩,压力差达到 $5.9 \times 10^5 \text{Pa}$ 时,应能自动开启,以保护氨压缩机。

在冷凝器,贮氨器等高压设备上的安全阀,当压力达到 $18.1 \times 10^5 \text{Pa}$ 时,应能自动开启。

在中间冷却器,低压循环桶,低压贮氨器等设备上的安全阀,当压力达到 $12.3 \times 10^5 \text{Pa}$ 时,安全阀应能自动开启。

几种常用制冷剂(R12、R22、R717)所用制冷设备的安全阀开启压力见表 16-7。

R22 两级压缩机的低压机,其中安全阀自动开启的压力与两级氨压机相同,故不赘述。规程规定:氨制冷系统高压侧的最高工作压力不得超过 $14.7 \times 10^5 \text{Pa}$ 。那么,为什么高压设备上安全阀的开启压力 $18.1 \times 10^5 \text{Pa}$ 比最高工作压力还高出 $3.4 \times 10^5 \text{Pa}$ 呢?这主要是由于安全阀一旦在超压时自动开启,往往不容易恢复到完全密封状态,而造成制冷剂的经常泄漏损失。在这种情况下,绝对禁止用拧紧弹簧式安全阀的调整螺栓来消除泄漏(这也是安全阀必须铅封的主要原因之一),所以,规定安全阀的开启压力值高于最高工作压力,这样不会因压力波动就开启,更不会经常开启。不允许操作人员任意调整和提高安全阀的开启压力。

在设备上设置安全阀,最重要的一点是要求它在达到开启压力时必须具有足够的排气能力。因此,要求出厂的安全阀应经过额定排量试验合格。全安排放系统的气流阻力尽可能要小而且畅通,其管道的截面积应符合表 16-8 的要求,以确保迅速排除超压部分的制冷剂。

表 16-7 安全阀的开启压力

项 目	开 启 压 力 $10^5[\text{Pa}]$			
	制 冷 剂 名 称	R12	R22	R717
冷凝器和高压贮液器		15.7	18.1	18.1
中间冷却器、低压循环桶、排液桶、低压贮液器		9.8	12.3	12.3

表 16-8 安全阀的通道直径与容器内贮液量的关系

贮 液 量	容 器 内 制 冷 剂 贮 液 量 $[\text{kg}]$					
	安全阀规格 $[\text{mm}]$	<1000	1000~2000	2000~3000	3000~4000	>4000
安全阀通道直径		10	20	30	40	50

目前,在制冷系统的氨泵回路和中间冷却器中,广泛应用的自动旁通阀是弹簧式安全阀的一种特定形式,也起着安全保护作用,即当压力超过调定值时,阀门自动开启,起旁通降压作用。

(2) 继电器保护安全设备 制冷系统的压力安全保护,除设有安全阀、带电信号的压力表和紧急停机装置外,还采用压力继电器、压差继电器等安全设备,以实现压缩机的高压、中压、低压保护、油压保护,以及制冷设备的断水保护。

压缩机高压保护的目的是,当压缩机排出压力过高时切断电源,以防止发生事故。在生产运行中往往由于冷却水断水故障,或制冷系统中进入大量空气,或高压系统的阀门误操作等原因,使压缩机的排出压力超过规定值,此时,高压保护装置立即动作,压缩机自动停机。高压压力继电器常与安全阀并用,在这种情况下,高压压力继电器切断开关的动作压力,应调整到比安全阀的开启压力稍低为宜。因为,在发生异常高压时,压力继电器首先动作可以避免万一发生事故。同时也不会伴随有安全阀开启后所带来事后处理的麻烦。只有在高压压力继电器发生故障不能动作,或因火灾等异常情况时,安全阀才开启。

低压保护是:当压缩机在运转过程中,由于制冷剂泄漏,供液不足等原因,产生吸汽压力过低,甚至出现抽空现象,此时,低压保护装置动作,压缩机作为故障停机,以便操作技工检查停机原因,消除故障。

使用低压压力继电器的机组,应与感温控制阀相配合,才能充分地发挥其作用。

中压保护是指两级压缩中的低压级排出压力的安全保护,其目的同单级压缩的高压保护相仿。当低压级排汽压力(中压压力)超过规定值时,压力继电器立即动作切断电源,使压缩机作事故停

机。凡单机两级压缩机,都需设置中压保护,而用单级机配套的两级压缩机,其中压保护可以用低压级压缩机的高压压力继电器,但其压力应调整到中压的安全保护调定值。

高压和低压继电器的调整压力值,依制冷剂的种类而定。表 16—9 列出常用的 R12、R22 和 R717 制冷剂,其压力继电器触点断开和启动的调整压力值。

表 16—9 高压和低压压力继电器的调整压力值

制冷剂	高压压力 $10^5[\text{Pa}]$ (表压)		低压压力 $10^5[\text{Pa}]$ (表压)	
	断 开	启 动	断 开	启 动
R12	12.7	比高压断开压力 低 1.96~2.94	比蒸发温度低 5°C 的相应饱和压力,其值 不宜小于 0.098	比低压断开压力 高 0.69~0.98
R22 R717	16.2	比高压断开压力 低 0.98~2.94	比蒸发温度低 5°C 的相应饱和压力,其值 不宜小于 0.098	比低压断开压力 高 0.98~1.96

中压压力继电器的调整值,应根据实际经验确定,一般情况下,其调整压力不大于 $7.84 \times 10^5 \text{Pa}$ 。

对中、小型氟利昂制冷剂的制冷系统,一般不设置安全阀,仅用高、低压力继电器作安全保护设备。

压力继电器和压差继电器还可用于断水事故保护。一般采用两种方法:发出断水警报信号,并作事故停机;或者发出断水警报,经过一段延时作事故停机,延时时间约为 30s 左右。

润滑油压差保护,是在压缩机运行时确保一定的油压。当油压低于某一定值时,压差继电器动作,压缩机必须停机,以免发生设备事故。油压保护不能使用压力继电器,只能采用压差继电器,因为曲轴箱或油箱是与压缩机吸入侧相通。其压差继电器动作的调定值是:旧式活塞式压缩机为 $0.49 \times 10^5 \text{Pa}$;带卸载装置的系列活塞式压缩机为 $1.47 \times 10^5 \text{Pa}$ 。

压差继电器,也是氨泵不上液的安全保护设备。用于氨泵的压差继电器的特点是量程范围小,在 $(0.098 \sim 1.47) \times 10^5 \text{Pa}$ 的范围内,动作较为灵敏,同时采用延时措施。

综上所述,随着制冷系统自动控制程度的提高,压力保护安全设备也日益完善。

(3) 熔塞 在贮液器和冷凝器上设置的熔塞也是一种安全设备,可以防止因火灾而出现的爆炸事故。熔塞因火灾等外部发生的高温而熔化。它和因操作管理上的失误而产生的高压,所设置的安全阀和压力继电器等安全设备不同。异常高压时,熔塞不起安全保护作用。

熔塞是镶在压力容器壁上的易熔合金塞子,其主要成分是铋(Bi)、铅(Pb)和锡(Sn)组成,其熔点为 $60 \sim 80^{\circ}\text{C}$ 。

(二) 液位监视及其安全设备 为防止压缩机湿冲程,必须在汽液分离器、低压循环桶、中间冷却器上设置液位指示、控制和报警装置,在低压贮液器上设液位指示和报警装置。排液桶、集油器等均应装设液位指示器。

如使用玻璃液位指示器时,必须采用高于最大工作压力的耐压玻璃管,不得以锅炉用玻璃管代替,并设有自动闭塞装置(例如弹子角阀,如有可能采用板式玻璃液位指示器则更好)。

为了保证使用安全,液位计应经耐压试验,其试验压力见表 16—10。

表 16-10 液位计的试验压力

制 冷 剂	最小试验压力 10^5 [Pa]		高压侧试验压力,相当制冷剂的 饱和温度[°C]
	低 压 侧	高 压 侧	
R717	11.76	19.6	51
R12	9.8	16.17	65
R22	11.76	19.6	52

注:耐压试验,是用水和压缩机润滑油为介质的液压试验,不应用制冷剂作试验介质。

液位计内应清洁,防止堵塞;玻璃管式液位计应设有金属保护管,定期检查液位指示、控制和报警装置,并保证灵敏可靠。

(三) 温度监视及其安全设备 压缩机的吸排汽侧、轴封器端、分配站、热制冷剂的集管上均设有温度计,以便监视和记录制冷系统的运行工况。为避免排汽温度过高,一般还在压缩机排汽管上装置温度控制器。在大、中型电机上也设有温度计。

所用的温度计种类主要有热电偶温度计、电阻温度计、半导体温度计和电接点的水银温度计等。

压缩机的排汽温度、润滑油温度和冷却水的进出口温度、电机温度以及库房温度等都是检查制冷系统安全运行的重要参数。所以,要求温度显示准确可靠,并能进行有效地控制,测温元件的位置应全部浸入被测介质中,或被介质所包围,不得随意改变测温点的位置,以避免造成温度的异常和滞后。

采用电接点的水银温度计测温时,应采用电压为 36V 的电源。

压缩机吸汽和排汽侧的温度变化能反映出机器运转是否正常、中间冷却器供液的多少,甚至还能反映出阀片的损坏情况等,所以要求在压缩机排汽管上的温度控制器感温元件应尽可能靠近排汽腔。如果采用温度套管的形式,应在套管内加入润滑油,以便准确和迅速地反映排汽温度的变化。当排汽温度超过调定值时,即发出警报并使压缩机作为故障停机。

设置在压缩机曲轴箱中的温控器感温元件,当油温超过允许值时,温控器动作,发出警报,并使压缩机作故障停机。对于高速、多缸活塞式压缩机,其润滑油温的保护值可取 60°C (最高不超过 70°C)。

在氟利昂制冷系统中,由于润滑油中溶解有大量制冷剂,会造成开机时不起油压,使机器断油。为防止这一现象的发生,可以在曲轴箱内装设电加热器,在起动前,电加热器先自动加热,使溶解在油中的制冷剂受热蒸发,然后再自动起动压缩机。

(四) 电气参数的监视及其安全设备 机器间应设置电压表,并定时记录电压数值。当电网的电压波动接近规定幅度时(即不应低于 340V,不高于 420V),应密切注意电流变化和电机温升,以防止发生电机烧毁事故。

每台压缩机、氨泵、水泵、风机都应单独装设电流表,并有过载保护装置。

冷藏库须设置库内解救报警装置,一旦有人困在库内,可在库门附近发出呼救信号,同时向机器间或值班室人员传达报警,以便及时解救。报警线路应采用 36V 以下电压。

冷库的隔热材料,如聚苯乙烯等,属于易燃物质,应注意电缆和电器设备不得直接与这类隔热板建筑物接触,以免因电器事故引起火灾。

(五) 其他安全防护设备

1. 为避免制冷剂倒流,在压缩机的高压排汽管道和氨泵出液管上,应分别装设止回阀。

这里值得提醒的是：中间冷却器、蒸发器、汽液分离器、低压贮液器等设备的节流阀禁止用截止阀代替，避免因供液不当而使制冷压缩机出现湿冲程。

2. 冷凝器与贮液器之间设有均压管，在运行中均压管应是开启状态，两台以上贮液器之间还分别设有汽体和液体均压管。这些均压管不得处于切断状态，使其起到保证高压设备之间的压力均衡、液态制冷剂流动畅通以及液位稳定的作用。

3. 高压贮液器设在室外时，应有遮阳棚，以防止日光直晒，不致使温度升高而影响安全运行。

4. 机器的转动部位均需设置安全保护罩，设在室外的设备应设有防止非操作人员入内的围墙或栏杆。

5. 在机器间和设备间内设有事故排风设备，以便在事故发生时能及时排除有害气体。在平时运行或检修时，也可减少室内空气的污染。其排风能力要求是每小时将室内空气更换不少于八次。而且在室内和室外都装设事故排风机的按钮开关，备有事故电源供电，在紧急情况下能确保风机工作。

6. 机器间和设备间的门应向外开，并应留有两个进出口，以保证安全。

机器间外设有事故开关、消火栓，机房配备带靴的防毒衣、橡皮手套、木塞、管夹、氧气呼吸器等防护用具和抢救药品，并把它们放在便于索取的位置，要专人管理、定期检查、确保使用。

7. 为避免对邻近环境的污染和影响安全，要求安全阀的泄压管高出机房屋檐 1m 以上，或高出冷库四周 50m 以内的最高建筑物 1m 以上，或高出冷凝器操作平台 3m 以上，而且确保泄压管的畅通。

二、安全操作

制冷系统中的安全装置对生产运行中所出现的异常危险情况，防止发生爆炸或重大事故起到了良好的保证作用。但是，由于错误的操作，或违反安全技术规程而造成的重大事故还时有发生。因此，还必须制定科学而合理的安全操作规程，并严格遵守执行才能杜绝事故发生。

为了使制冷系统安全运转，有三个必要的条件。第一是使系统内的制冷剂蒸汽不得出现异常高压，以免设备破裂；第二是不得发生湿冲程、液爆、液击等误操作，以免设备被破坏；第三是运动部件不得有缺陷或紧固件松动，以免损坏机械。

(一) 阀门的安全操作 阀门是控制制冷系统安全运转所必不可少的部件，在制冷系统内应该有一定数量的调节阀、截止阀和备用阀。

向容器内充灌制冷剂时，阀门的开启操作应缓慢打开。过快的加载速度会使设备潜在的原有的微型缺陷，没有足够的时间产生滑移过程，应变速率在缺口根部区域增大，从而降低了材料的断裂韧性，容易引起脆性破坏。加载速度不同对材料断裂韧性的影响见图 16-1 所示。

材料的断裂韧性 K_{IC} 越低，设备发生脆性破坏的可能性就越大，所以，缓慢打开阀门，向容器内加载，有利于保证容器的安全。

制冷系统中，有液态制冷剂的管道和设备，严禁同时将两端阀门关闭。尤其在工作状态下，供液管、排液管、液态制冷剂调节站等管道一般是充满液体的，在停运前都应进行适当抽空。否则，当在

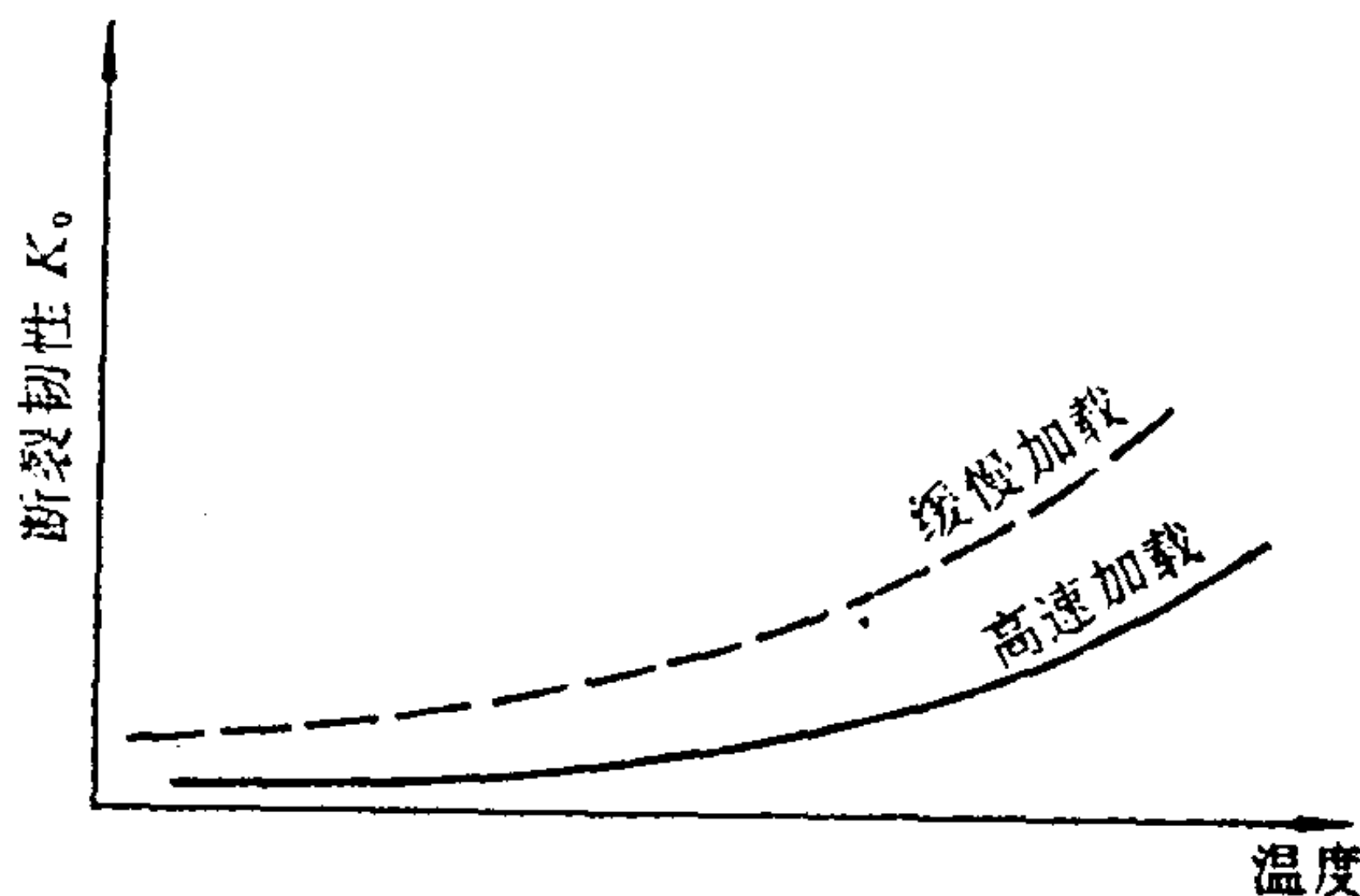


图 16-1 加载速率对材料断裂韧性影响

满液情况下,关闭设备或管道的进出口截止阀时,因吸收外界热量,液体产生体积膨胀而使设备或管道引起爆裂事故,通常称为“液爆”。一般情况下,液爆时大都在阀门处崩裂,事故的后果是很严重的。

由此可见,充满制冷剂的管路两端的阀门至少要有一个必须处于开启状态。同理,冷风机在用水冲霜时,严禁将分配站上的回汽阀和排液阀全部关闭。

在制冷系统操作中,可能发生液爆的部位应特别加以注意,这些部位有:

1. 冷凝器与贮液器之间的液体管道;
2. 高压贮液器至膨胀阀之间的管道;
3. 二端有截止阀门的液体管道;
4. 高压设备的液位计;
5. 在氨容器之间的液体平衡管;
6. 液体分配站;
7. 汽、液分离器出口阀至蒸发器(或排管)间的管路;
8. 循环贮液器出口阀至氨泵吸入端的管路;
9. 氨泵供液管路;
10. 容器至紧急泄氨器之间的液体管路等,均是有可能造成液封的管路。

开启回汽阀时,也应缓慢动作,并注意倾听制冷剂的流动声音,禁止突然猛开,以防过湿汽体冲入压缩机内,而引起事故。

开启阀门时,为防止阀芯被阀体卡住,要求转动手轮不应过分用力,当开足后应将手轮回转 $1/8$ 圈左右。

为了避免误操作阀门而发生事故,压缩机至冷凝器总管上的各阀门应处于开启状态,加以铅封。各种备用阀、灌液阀、排污阀等平时应关闭,并加铅封或拆除手轮。对连通大气的管接头应加闷盖。所有控制阀手轮上,可以挂启闭牌,调节站上的阀门应注明控制某冷间或某设备的标志。最好在所有靠近阀门的管道上标上制冷剂的流向箭头。

(二) 设备的安全操作 制冷系统中的运动部件,如传动皮带、联轴器等应加防护装置,否则禁止运转。为了防止低压、低温管路在融霜时受到压力波动和温度变化的影响,规定进入蒸发器前的压力不得超过 $7.84 \times 10^5 \text{Pa}$,并禁止用关小或关闭冷凝器进汽阀的方法加快融霜速度。

为防止环境污染和氨中毒,从制冷系统中排放不凝性气体时,需经过专门设置的空气分离器排放入水中。

为防止高温、高压的气体制冷剂窜入库房,使机器负荷突增,规定贮液器液面不得低于其径向高度的30%。

为了防止贮液器、排液器出现满液影响冷凝压力,使系统运行工况恶化,贮液器的液面不得超过径向高度的80%。

由于制冷设备内的油和氨一般呈有压力的混合状态,为避免酿成严重的跑氨事故,严禁从制冷设备上直接放油。

另外,当设备间的室温达到冰点温度时,对所有用冷却水的设备,在停用时应将剩水放尽,以防冻裂。

(三) 设备和管道检修的安全操作 为防止检修时因设备内残存的制冷剂造成操作者中毒和窒息,特别是为避免氨与空气混合到一定比例后遇到明火发生爆炸,以及氟利昂制冷剂遇到明火会分解出剧毒物质。在制冷剂未抽空或未置换完全而未与大气接通的情况下,严禁拆卸机器或设备的

附件进行焊接作业。同时,还规定在压缩机房和辅助设备间不能有明火,冬季严禁用明火取暖。

为了防止触电事故,在检修制冷设备时,特别是检修库内风机、电器等远离电源开关的设备,须在其电源开关上挂上工作牌,检修完毕后由检修人员亲自取下,其它人员不允许乱动。

在检查和维修机器间和泵房内的机器设备和阀门时,必须采用 36V 以下电压的照明电源,潮湿地区应采用 12V 以下的照明电源。

在检修制冷系统的管道时,若需更换管道或增添新管路,必须采用符合规定的无缝钢管(氟利昂制冷系统可以采用无缝紫铜管),严禁采用有缝管和水暖管件。

制冷系统在大检修以后,应进行耐压强度和气密性试验,以设备增加焊接或连接管道后,应进行气密试验,合格后方允许使用。

(四)充灌制冷剂的安全操作 新建或大修后的制冷系统,必须经过气密试验、检漏、排污、抽真空,当确认系统无泄漏时,方可充灌制冷剂,如用充氨试漏时,设备内的充氨压力不超过 $1.96 \times 10^5 \text{Pa}$ 。

由于充氨操作危险性大,要求在值班班长的指导下进行。为防备万一,还应备有必要的抢救器材。向制冷系统内充灌制冷剂的数量应严格控制在设计的要求和设备制造厂家所规定的范围内,并认真做好秤量数据的记录。

氨瓶或氨槽车与充氨站的连接管必须采用无缝钢管,或用耐压在 $29.4 \times 10^5 \text{Pa}$ 以上的橡皮管,与其相接的管头,需有防滑沟槽,以防脱开发生危险。

三、制冷剂钢瓶的使用和管理

盛装制冷剂的钢瓶,必须严格遵守国家劳动总局颁布的“压力容器安全监察规程”和“气瓶安全监察规程”的规定。

制冷剂钢瓶属于液化气体压力容器,钢瓶的爆炸是常见的事故,往往造成人身伤亡的惨痛后果。发生爆炸事故的主要原因是:

1. 超过允许的充装量;
2. 使用超过期限的钢瓶;
3. 使用受损有缺陷的钢瓶;
4. 使用了其他易爆或助燃气体的钢瓶而又未清理干净;
5. 存放地点的温度过高或暴晒。

据劳动部门统计,氨瓶爆炸事故中,约 90% 是因为超装而引起的。这说明事故的性质是属于责任事故。

经验证明,充满液氨的钢瓶,放在日光照射的场地上半个小时就能爆炸,爆炸率是百分之百。

为了保证生产和人身的安全,对制冷剂钢瓶的充装、使用、运输和贮存都必须遵守下列安全技术要求。

(一)充装的安全要求

1. 钢瓶的检查 钢瓶充装前,须有专人检查,有下列情况之一者,不准充装:

- (1)漆色、字样和所装气体不符,字样不易识别的气瓶;
- (2)安全阀件不全、损坏、或不符合规定的气瓶;
- (3)不能判别装有何种气体,或钢瓶内没有余压的气瓶;
- (4)超过检查期限的气瓶;
- (5)钢印标志不全,不能识别的气瓶;

(6) 瓶体经外观检查有缺陷,不能保证安全使用的气瓶。

钢瓶不得用贮氨器或其它容器代替。钢瓶必须每三年交当地劳动管理部门指定的检验单位进行技术检验,检验合格后,打上钢印方可使用。

2. 充装时的安全要求

(1) 制冷剂的充装数量,可按钢瓶标定值,也可按下表 16—11 的规定。实际充装量为钢瓶容量乘以充装系数。

表 16—11 制冷剂的充装系数

制冷剂名称	化学式	充装系数
R717	NH ₃	0.53
R12	CF ₂ Cl ₂	1.14
R22	CHF ₂ Cl	1.02

(2) 认真填写充装记录,其内容应包括:充装日期、氨瓶编号、实际充装量、充装者和复验者姓名等。

(3) 秤量衡器应保持准确。

(二) 钢瓶使用的安全要求

① 操作人员启闭钢瓶阀门时,应站在阀的侧面缓慢开启。

② 钢瓶的瓶阀冻结时,应把钢瓶移到较暖的地方,或者用洁净的温水解冻,严禁用火烘烤。

③ 立瓶应防止跌倒,禁止敲击和碰撞。

④ 不得靠近热源,与明火的距离不得小于 10m,夏季要防止日光曝晒。

⑤ 瓶中汽体不能用尽,必须留有剩余压力。

(三) 运输的安全要求

① 旋紧瓶帽、轻装、轻卸、严禁抛滑或撞击。

② 钢瓶在车上应妥善加以固定,用汽车装运时应横向排列,方向一致,装车高度不得超过车帮。

③ 夏季要有遮阳设施,防止暴晒。

④ 车上禁止烟火,禁止坐人,并应备有防氨泄漏的用具。

⑤ 严禁与氧气瓶、氢气瓶等易燃易爆物品同车运输。

(四) 储存的安全要求

① 专用钢瓶仓库与其它建筑物的距离规定为:距厂房,不小于 25m;距住宅和公共建筑物不小于 50m。

② 氨瓶仓库应为不低于二级耐火等级的单独建筑,地面至屋顶最低点的高度,应不小于 3.2m,屋顶应为轻型结构,地面应平整不滑。

③ 仓库内不应有明火或其它取暖设备。

④ 仓库内有良好的自然通风或有机械通风设备。

⑤ 旋紧瓶帽,放置整齐,妥善固定,留有通道。堆放不应超过五层,瓶帽、防震圈等附件,必须完整无缺。

⑥ 氨瓶严禁与氧气瓶、氢气瓶同室贮存,以免引起燃烧、爆炸,并在附近设有消防、灭火器材。

⑦ 禁止将有氨液的钢瓶贮存在机器设备间内。临时存放钢瓶,在室外要远离热源,防止阳光暴晒,在室内应选择通风良好、便于保管的独立建筑。

四、人身安全及救护

制冷系统的操作人员要做到安全生产,不仅要掌握制冷技术知识和具有熟练的安全操作能力,而且还必须掌握有关人身安全和救护知识。

在冷库生产过程中,电器设备、运动机械、高温高压气体、低温环境、以及制冷剂等,都可能危及人身的安全。因此,必须认真贯彻执行有关的安全规定和条例。一般通用电器设备、运动机械、高温、高压等,均有完善的安全规定。这里主要介绍制冷剂对人体的影响及其紧急救护措施。

(一)制冷剂对人体生理的影响 制冷剂对人体生理的影响,较为重要的有中毒、窒息和冷灼伤。引起人中毒的制冷剂有氨和二氧化硫,引起人窒息的制冷剂有氟类,所有的制冷剂都会引起冷灼伤。

氟利昂类制冷剂本身是无毒、无臭、不燃烧、不爆炸。但是,当有水和氧气混合时,与明火接触则发生分解,生成氟化氢、氯化氢和光气,特别是光气对人体十分有害。氟利昂类制冷剂虽无毒,但它在常温下的气态密度比空气大,当其在空气中含量(容积浓度)超过 80%时,会引起人窒息。

窒息可分为突然窒息和逐渐窒息两类。突然窒息是指在空气中制冷剂含量很高,操作人员立即失去知觉,好象头部受到打击一样而跌倒,可能在几分钟内死亡。这种窒息发生在设备检修中不按照安全技术规程进行操作的情况下。另一类是逐渐窒息,主要是由于制冷剂泄漏,使空气中的氧含量逐渐降低,而使人慢慢地发生窒息。这种情况通常很容易被人们所忽视,因此对人造成伤害的可能性就更大。要避免逐渐窒息对人员的危害,必先了解窒息对人体生理的影响。

当空气中的氧气含量降低到 14%(体积比)时,出现早期缺氧症状。即呼吸量增大、脉搏加快。注意力和思维能力明显减弱,肌肉的运动失调。

当空气中的氧气含量降到 10%时,仍有知觉,但判断功能出现障碍,很快出现肌肉疲劳,极易引起激动和暴躁。当空气中氧含量降到 6%时,出现恶心和呕吐,肌肉失去运动能力,发生腿软,不能站立,直至不能行走和爬行。这一明显症状往往是第一个也是唯一的警告,然而已经发现为时已晚,严重者窒息已经发生。这种程度的窒息即使经过抢救可能苏醒,也会造成永久性的脑损伤。

制冷剂泄漏时,对人体的危害程度取决于制冷剂的化学性质及其在空气中的浓度,以及人在此环境中所停留的时间长短。

制冷剂的毒性分为 6 级,1 级毒性最大。二氧化硫为 1 级,它是一种早期采用的制冷剂,目前已很少使用。氨为 2 级,当空气中氨的浓度在 0.5~1%时,人在此环境中停留 30min 就会患重症或死亡;当氨浓度达到 15.5~27%时,遇明火即有爆炸的危险。

制冷剂毒性比较表 16-12,按其对人体毒性和危险的大小进行排列。

空气中的含氨量对人体生理影响见表 6-13。

冷灼伤是指裸露着的皮肤接触低温制冷剂造成皮肤和表面肌肉组织的损伤。在有可能直接接触制冷剂的场合,应采用防护措施。

(二)预防措施 制冷系统的操作人员对工作要极端地负责任,确保机器、设备和管道的密封,不能泄漏。凡是有可能接触到制冷剂工作的人员,应接受安全教育,严格遵守有关技术规程。

机房必须备有橡皮手套、防毒衣具(带靴的下水衣)、安全救护绳、胶鞋以及救护用的药品,并应妥善放置在机房进口的专用箱内,使之取用方便。

机房内应配备二氧化碳、“干粉”等灭火器材,以备事故发生时使用。

表 16—12 各种制冷剂的毒性比较表

制冷剂名称	毒性级别	对空气的比重	发生危险的条件	
			按容积计的蒸汽含量(%)	停留时间(min)
二氧化硫	1	2.07	0.5~0.8	5
R717	2	0.55	0.5~0.8	30
二氯甲烷	3	2.74	5.0~10.0	30
R22	4	3.55	10.0~15.0	30
R11	4	4.44	5.0~10.0	30
R12	5	3.93	25.0~30.0	60

表 16—13

对人体生理的影响	空气中的含氨量(ppm)
可以感觉氨臭的最低浓度	53
长期停留也无害的最大值	100
短时间对人体无害	300~500
强烈刺激鼻子和咽喉	408
刺激人体眼睛	698
引起强烈的咳嗽	1720
短时间(30min)也有危险	2500~4500
立即引起致命危险	5000~10000

(三) 氧气呼吸器的使用和保管

1. 氧气呼吸器的工作原理是借助肺力而动作的一种呼吸器。由人体的肺部呼出的气体进入清净罐,二氧化碳被吸收剂清除掉,残余的气体与氧气瓶贮存的氧气混合后组成新鲜空气,被呼吸进入人体的肺部。

2. 氧气呼吸器的使用方法

(1)使用时,将头和左臂穿过悬挂的皮带,然后落于右肩上,再用紧身皮带把呼吸器固定在左侧腰际。

(2)打开氧气瓶的开关,手按补给钮,排出呼吸器内各部分的污气。

(3)把覆面由头顶套入,戴向下颚,它的大小以既能保持气密,又不太紧为原则。校正眼镜框的位置,使其适合视线。

(4)检查气压表的压力数,以便核对氧气呼吸器的工作时间。

(5)必要时可按气笛进行联系。

3. 氧气呼吸器的消毒和保管

(1)消毒:使用前后都必须消毒。消毒的主要部分是气囊、覆面以及呼吸用的软管。消毒时可用2~5%的石炭酸溶液或酒精清洗。

(2)保管:避免日光直接照射,以免橡胶老化或高压氧气部分降低安全度。保持清洁,防止灰尘,切忌与各种脂肪油类接触。每年应检查氧气瓶内的存氧情况和吸收剂性能,要及时充氧和更换吸收剂,使氧气呼吸器处于准备使用状态。

(四) 紧急救护

1. 发生漏氨时的急救措施 如果漏氨事故发生在机房内,应先正确判断情况,开启事故排风机,组织有经验的技工穿戴防护用具进入机房抢救。先关停所有运转设备,寻找出漏氨点。如在高压管道漏氨,应切断漏氨口二端的阀门和与有关设备相连通的管道。可采用放空的办法,待管内余氨放完,用新鲜空气吹扫管道,然后进行补焊。如在低压系统管道(如库房内冷却设备)漏氨,应迅速查明漏氨部位,关闭该冷间冷却设备的供液阀和回汽阀。如果冷间氨汽甚浓,可开动风机排除氨汽,并用醋酸溶液喷雾中和,然后用管卡将漏点夹死,再将货物转移,待货物出空,库温升高后再行补焊(操作人员可根据制冷系统的不同特点和具体情况,灵活采用安全有效的处理方法)。

2. 发生氨中毒的急救措施 氨对人体造成的伤害,大致可分为三类:

- (1) 氨液溅到皮肤上会引起冷灼伤;
- (2) 氨液或氨汽对眼睛有刺激性或灼伤性伤害;
- (3) 氨汽被人体吸入,轻则刺激呼吸器官,重则导致昏迷甚至死亡。

对造成伤害的急救措施是:当氨液溅到皮肤上或衣服上时,应立即把被氨液溅湿的衣服脱去,用水或2%硼酸水冲洗皮肤,注意水温不得超过46℃,切忌干加热,当解冻后,再涂上消毒凡士林、植物油脂或万花油等。

当呼吸道受氨汽刺激引起严重咳嗽时,可用湿毛巾或用水弄湿衣服,捂住鼻子和口,由于氨易溶于水,因此,可显著减轻氨的刺激作用。也可用食醋把毛巾弄湿,再捂口、鼻,由于醋蒸汽与氨发生中和作用,使氨变成中性盐。这样,也可减轻氨对呼吸道的刺激和中毒程度。

当呼吸道受氨刺激较大而且中毒比较严重时,可用硼酸水滴鼻漱口,并给中毒者饮入0.5%的柠檬酸水或柠檬汁。但切勿饮白开水,因氨易溶于水会助长氨的扩散。

当氨中毒十分严重,致使呼吸微弱、甚至休克、呼吸停止时,应立即进行人工呼吸抢救,并给中毒者饮用较浓的食醋,有条件时施以纯氧呼吸。遇到这种严重情况,应立即请医生或将中毒者送医院抢救。

不论中毒或窒息程度轻重与否,均应将患者转移到新鲜空气处进行救护,不让其继续吸入含氨的空气。

对腹部以下器官,当吸附氨而产生强烈刺痛感时,应立即跳进水池即可逐渐缓解。

第五节 气调冷库管理

一、气调库运行管理

(一) 气调库运行前的准备 在货物进库之前,应检查库内所有的气调设备、冷冻设备和通风设备并作好使用前的准备工作。为了使气调库获得最大的效益,应把气调库迅速地装满,迅速地给予冷却。库内货物应进行合理的堆装,保证气流循环良好。

在库房关闭密封前,应做好下列工作:

- ①给压力安全装置注水;
- ②校正好遥测温度计;
- ③检查照明设备;
- ④给冲霜排水管水封注水;
- ⑤检查通风管道的密闭性。

(二) 运行

1. 运行操作

(1) 快速降氧运行 通常是用催化燃烧降氧机或碳分子筛气调机进行,库房封闭后即行开始,通常将库内气体的氧含量从 21% 快速降到 10% 左右即可。同时做好运行记录。

(2) 二氧化碳脱除 可用消石灰、二氧化碳脱除机或碳分子筛气调机进行,一般降到 2% 即可。

(3) 氧气的补充 气调库中的果蔬,其呼吸会消耗氧气,库内气体的氧含量会越来越低。为了保证不发生缺氧呼吸,必须根据各种货物对氧含量的要求定期进行补氧。通用的补氧方法是:用一根空气管从库外向库内送入氧含量高的新鲜空气。该空气管上有可供调节的孔,可通过开孔的大小控制库内气体的氧含量。也可用一台微型离心风机迅速地添加新鲜空气,风机在时间继电器控制下运行。在通风机运行时,也可以将气调门上的检修孔稍微打开,以释放库内压力。一般氧含量补充到 5~8%。

2. 气体成分测试和校正 每间气调库应装有二根取样管,一根供日常测试取样,另一根供校正用。对气调库中的气体成分,每天最少应检测一次,每星期最少应校正一次,每年对所有管线至少要做一次压力测试。

气调库运行前和运行期间,测氧仪和二氧化碳检测仪应经常用奥氏气体分析仪进行校核,确保使用仪表的测试准确度,避免因检测失误造成损失。

(三) 打开气调库 为了安全起见,在人们进库前,必须用室外新鲜空气对库房进行通风换气若干小时,使库内气体的氧含量升到 21%。

二、气调设备的维修与管理

(一) 正确操作使用设备 操作人员应严格按照产品操作使用说明书进行操作,并应指定经过专门培训的技工进行操作,做好工作记录。

对于催化燃烧降氧机的开机程序和关机程序可参见下表 16-14,表 16-15。

(二) 设备维修

催化燃烧降氧机常见故障及修理见表 16-16。

二氧化碳脱除机常见故障及修理见表 16-17。

碳分子筛气调机常见故障及修理见表 16-18。

三、气调库安全管理

(一) 掌握安全知识

1. 操作维修人员必须了解气调库内的气体不能维持人的生命,当人们进入气调库工作时,会导至窒息而死。因而要了解窒息的症状(见本章第四节第四段:人身安全及救护),懂得不同症状的危险程度。

2. 操作维修人员必须熟练掌握呼吸装置的使用,装入呼吸器的应是空气(利用空压机或鼓风机)不是纯氧,呼吸面具要有带子绑牢。

表 16-14 催化燃烧降氧机开机程序

序号	操作内容	工作情况及显示
一	<ol style="list-style-type: none"> 1. 接好水源,打开冷却水量调节阀(序号 18)。 2. 接好燃料管道,打开燃料油箱总阀(序号 5)。 3. 接好三相四线电源,合上总开关。 4. 调整好温度计,下限指针调到 260°C,上限指针调到 580°C。 5. 把机器顶盖上的电热偶(序 13)插入到反应器上端插口内。 	
二	<ol style="list-style-type: none"> 1. 打开电源开关 2. 合上报警开关 3. 打开风机上回流阀 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电源指示灯亮。 2. 风机顺时针方向旋转。 3. 反应器电炉预热,约半小时。 4. 温度计指针直至上升到 260°C。
三	<p>预热温度上升到 260°C 时</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. 关闭风机上的回流阀 2. 调节燃料流量 <p>(1)用气体燃料时,因大转子流量计,关闭小转子流量计。</p> <p>(2)用液体燃料时,用小转子流量计,关闭大转子流量计。</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电磁阀自动打开 2. 空气与燃料混合进入机器,催化剂开始反应。 <p>(1)气体燃料流量控制在 300~400 刻度之间。</p> <p>(2)液体流量在 7~12 刻度之间。</p> <ol style="list-style-type: none"> 3. 温度上升到 580°C,有一次高温冲击过程。
四	<ol style="list-style-type: none"> 1. 温度第一次超越 580°C 时... 2. 温度下降到 580°C 以下时,适当关小阀门,使温度稳定在 500—580°C 之间。 3. 接好机器通罩帐或库房管道。 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 电磁阀关阀,燃料切断。同时反应器电炉关闭,催化剂不反应。 2. 当温度下降到 500°C 以下时,电磁阀打开,自动进燃料,电炉不工作,催化剂正常反应。

表 16-15 催化燃烧降氧机关机程序

序号	操作内容	工作情况及显示
一	<ol style="list-style-type: none"> 1. 关闭燃料总阀 2. 关闭流量计的阀门 	机器运行正常,流量计浮子跌落。
二	切断冷却水开关	机器运行正常
三	切断机器与罩帐或库房的连接管道。	机器运行正常
四	<ol style="list-style-type: none"> 1. 过五分钟左右关闭机器的电源开关。 2. 合下报警消除开关。 3. 机器长期不用时,应放掉冷却塔底部的水。 4. 关闭总电源。 	机器停止运转

表 16-16 催化燃烧降氧机常见故障及修理

故障现象	故障原因及排除方法
1. 打开电源开关,工作指示灯不亮,电机(风机)不运转	自控保险丝烧断,更换 整机保险丝烧断,更换
2. 电机运转,风压指示灯(兰)不亮	气体流量不够,开足调节阀,检查管道 电机反向运转,重新接好三相线 微压差信号接触不良,调节螺帽,修理触点
3. 预热温度升不上,或指示不正常	交流接触器触点损坏, 更换 热电偶接触不良,或±线接反, 调整 电炉丝接头接触不良或烧断, 修理或更换
4. 当温度上升到 260°C 时,调节转子流量计阀门无燃料	电磁阀损坏 更换 燃料用尽 加足燃料
5. 超温报警	冷却水量过小 加大水量 冷却水温度高>30°C 降低水温 滤器或喷头堵塞 清洗
6. 低温报警	库内气流短路 打开库内搅拌风机 库内氧含量低于 1.5% 停机与厂方联系 燃料用尽 加足燃料 催化剂中毒,活性下降 更换新的催化剂
7. 防爆膜破裂	空气与燃料混合比例过高,形成爆炸性气体,将防爆膜炸破。 更换防爆膜(石棉橡胶板 0.8mm)

表 16-17 二氧化碳脱除机常见故障及修理

故障现象	故障原因及排除方法
1. 按下启动按钮,鼓风机不转动,所有指示灯不亮。	①电源保险丝断 换上保险丝。 ②自控保险丝断,内部电路接触不良,请专职电工检查、修复。
2. 鼓风机运转,但指示灯全不亮	①自控电路内部接触不良,请懂自控电路电工修理。 ②零件损坏,更换零件。
3. 鼓风机运转有异响,切换指示灯不按程序控制闪亮。	三相四线电源接错,改正。
4. 气调库中氧含量迅速上升	①气调库本身有漏气,查出泄漏部位,重新密封。 ②机器内阀门失控,检查阀门动作程序,找出原因,如联杆与弹簧、电压、微动开关、凸轮是否正常,阀门是否严密,阀板是否卡住。

(续表)

故障现象	故障原因及排除方法
5. 气调库中二氧化碳含量下降太慢或不见下降	①鼓风机电源接反, 改正 ②外接管道太细太长, 阻力大, 放大管径。 ③管路堵塞, 检查阀门是否开, 放掉管中冷凝水。 ④库内无气体搅拌机, 加装气体搅拌机。 ⑤循环计时器的延时时间太长, 缩短循环计时器的延时时间。 ⑥活性炭失效, 查出失效原因(泡水或吸附上硫化物), 设法再生或更换新鲜活性炭。
6. 鼓风机噪音很大	铜茎轴承磨损, 润滑系统闭塞, 缺少润滑油, 检查马达主轴, 更换轴承, 疏通油路, 加足 10# 变压器油。

表 16-18 碳分子筛气调机常见故障及修理

故障现象	故障原因及排除方法
1. 按下启动按钮, 电源指示灯不亮, 空压机不运转。	电源保险丝断, 更换。
2. 电源有电, 空压机不运转, 真空泵不运转	①空压机、真空泵保险丝断, 更换 ②自控线路故障, 检修
3. 空压机和真空泵运转有异声	三机电源线接错, 更正
4. 气调库中氧含量降不下	①气调库本身有漏气, 堵漏。 ②转换电磁阀失控或损坏, 检修, 更换。 ③系统密封不好, 真空度达不到, 检查系统, 重新试压, 修理真空泵。 ④分子筛失效, 再生或更换。 ⑤系统中凝结水过多, 排放干净。
5. 空压机、真空泵运转噪音很大	空压机、真空泵润滑系统闭塞, 轴承磨损, 疏通油路, 更换轴承。

(二) 安全措施

1. 在气密门上安装一个可拆卸的检修门, 该门至少宽 600mm, 高 750mm, 使背后绑扎着呼吸装置的人员可以通过。
2. 在靠近库内冷风机处, 放一架梯子, 以便检修设备时使用。
3. 在每扇气密门上书写危险标志, 写明“危险——库内气体不能维持人的生命”。
4. 至少要准备两套经过检验的呼吸装置。
5. 进入气调库修理设备时, 至少要有二人, 一人进入库内, 一人在观察窗外观察, 库内人员不能远离观察人员的视线之外。

附表 1

氨热力性质表

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵		火用	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (m ³ /kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m ³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]	液体 e' (kJ/kg)	蒸汽 e'' (kJ/kg)
-62	0.01917	1.3961	5.32558	0.7163	0.1878	223.59	1670.87	1447.28	0.8557	7.7100	57.21	-483.25
-61	0.02050	1.3983	5.00129	0.7151	0.1999	228.40	1672.59	1444.19	0.8784	7.6858	55.43	-474.53
-60	0.02190	1.4006	4.69999	0.7140	0.2128	233.20	1674.31	1441.11	0.9010	7.6620	53.69	-465.90
-59	0.02338	1.4029	4.42335	0.7128	0.2261	236.92	1676.11	1439.18	0.9134	7.6388	52.36	-457.38
-58	0.02494	1.4052	4.16250	0.7116	0.2402	241.69	1677.81	1436.12	0.9406	7.6156	50.69	-448.93
-57	0.02658	1.4076	3.92271	0.7105	0.2549	245.39	1679.60	1434.21	0.9577	7.5930	49.42	-440.59
-56	0.02832	1.4099	3.69622	0.7093	0.2705	250.12	1681.29	1431.17	0.9795	7.5702	47.82	-432.31
-55	0.03015	1.4122	3.48642	0.7081	0.2868	254.31	1683.02	1428.71	0.9988	7.5480	46.43	-424.13
-54	0.03208	1.4146	3.29060	0.7069	0.3039	258.48	1684.74	1426.26	1.0179	7.5260	45.07	-416.03
-53	0.03411	1.4170	3.10648	0.7057	0.3219	263.16	1686.42	1423.26	1.0391	7.5041	43.58	-408.00
-52	0.03624	1.4104	2.93446	0.7045	0.3408	267.82	1688.08	1420.26	1.0002	7.4824	42.12	-400.05
-51	0.03849	1.4218	2.77473	0.7034	0.3604	271.94	1689.79	1417.84	1.0788	7.4612	40.85	-392.19
-50	0.04085	1.4242	2.62526	0.7022	0.3809	276.05	1691.48	1415.44	1.0973	7.4402	39.62	-384.41
-49	0.04332	1.4266	2.48431	0.7010	0.4025	280.66	1693.13	1412.48	1.1178	7.4193	38.25	-376.70
-48	0.04592	1.4290	2.35228	0.6998	0.4251	285.24	1694.77	1409.53	1.1382	7.3986	36.92	-369.06
-47	0.04865	1.4315	2.22941	0.6986	0.4485	289.30	1696.45	1407.15	1.1562	7.3784	35.77	-261.51
-46	0.05151	1.4340	2.11331	0.6974	0.4732	293.85	1698.07	1404.22	1.1763	7.3582	34.51	-354.03
-45	0.05450	1.4364	2.00436	0.6962	0.4989	298.38	1699.69	1401.31	1.1961	7.3382	33.27	-346.62
-44	0.05764	1.4389	1.90243	0.6950	0.5256	302.63	1701.32	1398.68	1.2147	7.3185	32.13	-339.28
-43	0.06093	1.4414	1.80666	0.6937	0.5535	306.87	1702.94	1396.07	1.2332	7.2991	31.03	-332.02
-42	0.06436	1.4440	1.71627	0.6925	0.5827	311.35	1704.54	1393.19	1.2525	7.2798	29.88	-324.82
-41	0.06796	1.4465	1.63125	0.6913	0.6130	315.80	1706.12	1390.32	1.2718	7.2606	28.76	-317.69
-40	0.07171	1.4491	1.55124	0.6901	0.6446	320.24	1707.70	1387.46	1.2908	7.2415	27.68	-310.63
-39	0.07563	1.4516	1.47589	0.6889	0.6776	324.65	1709.27	1384.62	1.3097	7.2230	26.62	-303.64
-38	0.07973	1.4542	1.40491	0.6877	0.7118	329.05	1710.83	1381.78	1.3284	7.2046	25.59	-296.72
-37	0.08431	1.4568	1.33799	0.6864	0.7474	333.43	1712.38	1378.96	1.3469	7.1863	24.59	-289.86
-36	0.08847	1.4694	1.27462	0.6852	0.7845	338.04	1713.90	1375.87	1.3664	7.1681	23.56	-283.06
-35	0.09312	1.4621	1.21508	0.6840	0.8230	342.37	1715.44	1373.07	1.3846	7.1502	22.61	-276.34
-34	0.09797	1.4647	1.15863	0.6827	0.8631	346.94	1716.94	1370.00	1.4037	7.1324	21.63	-269.67
-33	0.10302	1.4674	1.10553	0.6815	0.9045	351.24	1718.46	1364.23	1.4216	7.1148	20.74	-263.07

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵		焓用	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (m³/kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]	液体 e' (kJ/kg)	蒸汽 e'' (kJ/kg)
-32	0.10828	1.4701	1.05514	0.6802	0.9477	355.77	1719.95	1364.18	1.4404	7.0974	19.82	-256.52
-31	0.11376	1.4728	1.00750	0.6790	0.9926	360.27	1721.43	1361.15	1.4590	7.0801	18.93	-250.04
-30	0.11946	1.4755	0.96244	0.6770	1.0390	364.76	1722.89	1358.14	1.4775	7.0631	18.06	-243.62
-29	0.12538	1.4782	0.91976	0.6765	1.0872	369.22	1724.35	1355.13	1.4957	7.0462	17.23	-237.26
-28	0.13154	1.4810	0.87941	0.6752	1.1371	373.66	1725.80	1352.14	1.5139	7.0294	16.41	-230.96
-27	0.13795	1.4837	0.84117	0.6740	1.1888	378.09	1727.24	1349.16	1.5318	7.0129	15.63	-224.72
-26	0.14460	1.4865	0.80492	0.6727	1.2424	382.49	1728.67	1346.19	1.5496	6.9965	14.86	-218.53
-25	0.15150	1.4893	0.77048	0.6715	1.2979	386.99	1730.08	1343.09	1.5678	6.9802	14.11	-212.40
-24	0.15857	1.4921	0.73781	0.6702	1.3554	391.47	1731.48	1340.01	1.5858	6.9641	13.37	-206.33
-23	0.16611	1.4950	0.70681	0.6689	1.4148	395.93	1732.87	1336.94	1.6036	6.9481	12.66	-200.32
-22	0.17382	1.4978	0.67731	0.6676	1.4764	400.50	1734.24	1333.74	1.6217	6.9323	11.96	-194.35
-21	0.18182	1.5007	0.64937	0.6664	1.5400	404.91	1735.61	1330.69	1.6393	6.9168	11.30	-188.45
-20	0.19011	1.5036	0.62275	0.6651	1.6058	409.43	1736.95	1327.52	1.6571	6.9011	10.65	-182.59
-19	0.19876	1.5065	0.59745	0.6638	1.6738	413.93	1738.29	1324.36	1.6748	6.8857	10.02	-176.79
-18	0.20750	1.5094	0.57340	0.6625	1.7440	418.40	1739.62	1321.21	1.6923	6.8705	9.41	-171.05
-17	0.21681	1.5124	0.55046	0.6612	1.8167	422.98	1740.92	1317.94	1.7101	6.8553	8.81	-165.35
-16	0.22634	1.5154	0.52869	0.6599	1.8915	427.41	1742.22	1314.82	1.7273	6.8404	8.25	-159.71
-15	0.23620	1.5184	0.50790	0.6586	1.9689	431.94	1743.51	1311.57	1.7449	6.8255	7.70	-154.12
-14	0.24640	1.5214	0.48811	0.6573	2.0487	436.45	1744.78	1308.33	1.7622	6.8108	7.17	-148.57
-13	0.25695	1.5244	0.46926	0.6560	2.1310	440.93	1746.04	1305.11	1.7794	6.7962	6.67	-143.08
-12	0.26785	1.5275	0.45124	0.6547	2.2161	445.52	1747.28	1301.76	1.7970	6.7817	6.17	-137.64
-11	0.27912	1.5306	0.43408	0.6534	2.3037	450.02	1748.51	1298.49	1.8141	6.7673	5.70	-132.25
-10	0.29075	1.5337	0.41770	0.6520	2.3941	454.56	1749.72	1295.17	1.8313	6.7531	5.25	-126.90
-9	0.30277	1.5368	0.40206	0.6507	2.4872	459.07	1750.93	1291.85	1.8484	6.7390	4.82	-121.61
-8	0.31517	1.5398	0.38712	0.6494	2.5832	463.63	1752.11	1288.49	1.8655	6.7250	4.00	-116.36
-7	0.32797	1.5431	0.37286	0.6481	2.6820	468.16	1753.29	1285.13	1.8825	6.7111	4.01	-111.15
-6	0.34117	1.5463	0.35923	0.6467	2.7837	472.67	1754.54	1281.78	1.8993	6.6973	3.63	-106.00
-5	0.35479	1.5495	0.34619	0.6454	2.8885	477.22	1755.60	1278.38	1.9162	6.6837	3.23	-100.89
-4	0.36883	1.5527	0.33372	0.6440	2.9965	481.80	1756.72	1274.92	1.9332	6.6701	2.94	-95.83
-3	0.38331	1.5560	0.32179	0.6427	3.1076	486.36	1757.84	1271.48	1.9500	6.6566	2.62	-90.81

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵		火用	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (m ³ /kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m ³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]	液体 e' (kJ/kg)	蒸汽 e'' (kJ/kg)
-2	0.39822	1.5593	0.31038	0.6413	3.2219	490.90	1758.94	1268.04	1.9667	6.6433	2.32	-85.84
-1	0.41359	1.5626	0.29945	0.6401	3.3395	495.47	1760.03	1264.55	1.9835	6.6300	2.03	-80.91
0	0.42941	1.5659	0.28899	0.6386	3.4604	500.00	1761.10	1261.08	2.0001	6.6169	1.77	-76.02
1	0.44571	1.5693	0.27896	0.6372	3.5848	504.01	1762.15	1257.54	2.0106	6.6038	1.52	-71.18
2	0.46248	1.5727	0.26935	0.6359	3.7126	509.18	1763.19	1254.02	2.0333	6.5909	1.30	-66.38
3	0.47974	1.5761	0.26015	0.6345	3.8439	513.72	1764.22	1250.50	2.0497	6.5780	1.09	-61.63
4	0.49750	1.5795	0.25132	0.6331	3.9790	518.33	1765.23	1246.90	2.0662	6.5652	0.90	-56.92
5	0.51576	1.5830	0.24285	0.6317	4.1178	522.91	1766.22	1243.31	2.0826	6.5526	0.72	-52.25
6	0.53454	1.5865	0.23472	0.6303	4.2603	527.50	1767.20	1239.70	2.0990	6.5400	0.57	-47.62
7	0.55385	1.5900	0.22693	0.6289	4.4067	532.07	1768.17	1236.09	2.1152	6.5275	0.43	-43.03
8	0.57370	1.5936	0.21944	0.6275	4.5570	536.68	1769.11	1232.43	2.1315	6.5151	0.31	-38.49
9	0.59409	1.5972	0.21225	0.6261	4.7114	541.29	1770.04	1228.75	2.1478	6.5027	0.20	-33.98
10	0.61503	1.6008	0.20535	0.6247	4.8698	545.88	1770.96	1225.08	2.1639	6.4905	0.12	-29.52
11	0.63655	1.6044	0.19871	0.6233	5.0325	550.50	1771.85	1221.35	2.1801	6.4783	0.05	-25.09
12	0.65864	1.6081	0.19233	0.6219	5.1993	555.10	1772.74	1217.63	2.1961	6.4663	0.00	-20.71
13	0.68132	1.6118	0.18620	0.6204	5.3705	559.71	1773.60	1213.89	2.2121	6.4543	-0.03	-16.36
14	0.70459	1.6155	0.18030	0.6190	5.5463	564.35	1774.45	1210.09	2.2282	6.4423	-0.05	-12.06
15	0.72848	1.6193	0.17463	0.6176	5.7264	568.97	1775.28	1206.31	2.2441	6.4305	-0.05	-7.79
16	0.75298	1.6231	0.16917	0.6161	5.9111	573.60	1776.09	1202.49	2.2600	6.4187	-0.03	-3.56
17	0.77811	1.6269	0.16392	0.6147	6.1007	578.26	1776.88	1198.62	2.2760	6.4070	0.01	0.63
18	0.80388	1.6308	0.15886	0.6132	6.2949	582.90	1777.66	1194.77	2.2918	6.3954	0.06	4.78
19	0.83029	1.6347	0.15399	0.6117	6.4940	587.54	1778.42	1190.88	2.3075	6.3838	0.13	8.89
20	0.85737	1.6386	0.14930	0.6103	6.6981	592.19	1779.17	1186.97	2.3235	6.3723	0.21	12.97
21	0.88513	1.6426	0.14478	0.6088	6.9072	596.85	1779.89	1183.04	2.3390	6.3609	0.32	17.01
22	0.91356	1.6466	0.14042	0.6073	7.1215	601.51	1780.60	1179.09	2.3547	6.3495	0.44	21.01
23	0.94269	1.6507	0.13622	0.6058	7.3411	606.18	1781.29	1175.10	2.3703	6.3382	0.57	24.98
24	0.97252	1.6547	0.13217	0.6043	7.5659	610.85	1781.96	1171.12	2.3858	6.3270	0.73	28.90
25	1.00307	1.6589	0.12827	0.6028	7.7962	615.51	1782.62	1167.10	2.4013	6.3158	0.89	32.80
26	1.03434	1.6630	0.12450	0.6013	8.0321	620.20	1783.25	1163.05	2.4169	6.3047	1.08	36.65
27	1.06635	1.6672	0.12086	0.5998	8.2737	624.90	1783.86	1158.7	2.4324	6.2936	1.28	40.48

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵		火用	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (m ³ /kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m ³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]	液体 e' (kJ/kg)	蒸汽 e'' (kJ/kg)
28	1.09911	1.6714	0.11736	0.5983	8.5211	629.60	1784.46	1154.86	2.4478	6.2826	1.50	44.26
29	1.13263	1.6757	0.11397	0.5968	8.7744	634.30	1785.03	1150.73	2.4632	6.2717	1.74	48.01
30	1.16693	1.6800	0.11070	0.5952	9.0337	639.01	1785.59	1146.57	2.4786	6.2608	1.99	51.73
31	1.20201	1.6844	0.10754	0.5937	9.2991	643.73	1786.12	1142.39	2.4940	6.2500	2.26	55.41
32	1.23788	1.6888	0.10449	0.5921	9.5707	648.46	1786.64	1138.18	2.5093	6.2392	2.54	59.05
33	1.27456	1.6933	0.10154	0.5906	9.8487	653.19	1787.14	1133.95	2.5245	6.2284	2.85	62.66
34	1.31205	1.6978	0.09869	0.5890	10.1332	657.93	1787.61	1129.69	2.5398	6.2177	3.16	66.24
35	1.35038	1.7023	0.09593	0.5874	10.4242	662.67	1788.07	1125.40	2.5550	6.2071	3.50	69.78
36	1.38955	1.7069	0.09327	0.5859	10.7220	667.42	1788.50	1121.08	2.5702	6.1965	3.85	73.29
37	1.42958	1.7115	0.09069	0.5843	11.0266	672.18	1788.92	1116.74	2.5853	6.1859	4.21	76.77
38	1.47047	1.7162	0.08820	0.5827	11.3384	676.95	1789.31	1112.36	2.6004	6.1754	4.59	80.21
39	1.51223	1.7210	0.08578	0.5811	11.6572	681.74	1789.68	1107.94	2.6156	6.1650	4.99	83.61
40	1.55480	1.7257	0.08345	0.5795	11.9832	686.51	1790.03	1103.52	2.6306	6.1545	5.41	86.99
41	1.59845	1.7306	0.08119	0.5778	12.3167	691.31	1790.35	1099.05	2.6457	6.1441	5.84	90.33
42	1.64293	1.7355	0.07900	0.5762	12.6579	696.12	1790.66	1094.53	2.6607	6.1338	6.29	93.64
43	1.68833	1.7404	0.07688	0.5746	13.0067	700.92	1790.94	1090.01	2.6757	6.1235	6.75	96.91
44	1.73407	1.7454	0.07483	0.5729	13.3634	705.76	1791.20	1085.44	2.6907	6.1132	7.23	100.15
45	1.78196	1.7505	0.07234	0.5713	13.7232	710.59	1791.43	1080.84	2.7057	6.1029	7.73	103.36
46	1.83022	1.7556	0.07092	0.5696	14.1011	715.44	1791.64	1076.21	2.7206	6.0927	8.24	106.54
47	1.87945	1.7608	0.06905	0.5679	14.4823	720.28	1791.83	1071.55	2.7355	6.0825	8.77	109.68
48	1.92968	1.7660	0.06724	0.5662	14.8722	725.15	1791.99	1066.84	2.7504	6.0723	9.31	112.79
49	1.98090	1.7713	0.06548	0.5645	15.2707	730.03	1792.13	1062.10	2.7653	6.0622	9.88	115.87
50	2.03314	1.7767	0.06378	0.5628	15.6782	734.92	1792.25	1057.33	2.7801	6.0521	10.45	118.92

附表 2

R22 热力性质

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (L/kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]
-76	0.0139	0.664	1356.69	1.506	0.737	117.33	369.90	252.57	0.6493	1.9305
-75	0.0149	0.665	1273.99	1.504	0.785	118.27	370.41	252.14	0.6541	1.9266
-74	0.0159	0.666	1197.19	1.501	0.835	119.20	370.92	251.72	0.6588	1.9228
-73	0.0170	0.667	1125.81	1.499	0.888	120.16	371.44	251.28	0.6636	1.9190
-72	0.0181	0.668	1059.43	1.496	0.944	121.11	371.95	250.84	0.6683	1.9153
-71	0.0193	0.669	997.65	1.494	1.002	122.06	372.46	250.40	0.6730	1.9117
-70	0.0206	0.671	940.11	1.491	1.064	123.02	372.97	249.95	0.6778	1.9081
-69	0.0220	0.672	886.47	1.489	1.128	123.98	373.48	249.50	0.6825	1.9046
-68	0.0234	0.673	836.43	1.486	1.196	124.95	374.00	249.05	0.6872	1.9012
-67	0.0249	0.674	789.73	1.483	1.266	125.92	374.51	248.59	0.6919	1.8977
-66	0.0264	0.675	746.10	1.481	1.340	126.90	375.02	248.12	0.6966	1.8944
-65	0.0281	0.677	705.32	1.478	1.418	127.88	375.53	247.65	0.7013	1.8911
-64	0.0298	0.678	667.17	1.476	1.499	128.86	376.04	247.18	0.7060	1.8879
-63	0.0316	0.679	631.47	1.473	1.584	129.85	375.55	246.70	0.7107	1.8847
-62	0.0335	0.680	598.03	1.470	1.672	130.85	377.06	246.21	0.7155	1.8815
-61	0.0355	0.681	566.68	1.468	1.765	131.83	377.50	245.73	0.7201	1.8784
-60	0.0376	0.683	537.29	1.465	1.861	132.84	378.07	245.23	0.7249	1.8754
-59	0.0398	0.684	509.71	1.462	1.962	133.85	378.58	244.73	0.7296	1.8724
-58	0.0421	0.685	483.81	1.460	2.067	134.85	379.08	244.23	0.7342	1.8694
-57	0.0445	0.686	459.47	1.457	2.176	135.88	379.59	243.71	0.7390	1.8665
-56	0.0470	0.688	436.59	1.454	2.290	136.89	380.09	243.20	0.7437	1.8636
-55	0.0497	0.689	415.07	1.452	2.409	137.92	380.60	242.68	0.7483	1.8608
-54	0.0524	0.690	394.81	1.449	2.533	138.95	381.10	242.15	0.7530	1.8580
-53	0.0553	0.691	375.73	1.446	2.661	139.98	381.60	241.62	0.7577	1.8553
-52	0.0583	0.693	357.76	1.443	2.795	141.02	382.10	241.08	0.7624	1.8525
-51	0.0614	0.694	340.81	1.441	2.934	142.06	382.60	240.54	0.7671	1.8499
-50	0.0646	0.695	324.82	1.438	3.079	143.10	383.09	239.99	0.7718	1.8473
-49	0.0680	0.697	309.72	1.435	3.229	144.16	383.59	239.43	0.7765	1.8447
-48	0.0715	0.698	295.47	1.432	3.384	145.21	384.08	238.87	0.7812	1.8427
-47	0.0752	0.699	282.00	1.430	3.546	146.27	384.57	238.30	0.7859	1.8396

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (L/kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]
-46	0.0790	0.701	269.27	1.427	3.714	147.33	385.06	237.73	0.7905	1.8371
-45	0.0830	0.702	257.23	1.424	3.888	148.40	285.55	237.15	0.7952	1.8347
-44	0.0871	0.704	245.83	1.421	4.068	149.47	386.04	236.57	0.7999	1.8323
-43	0.0914	0.705	235.04	1.419	4.255	150.55	286.53	235.98	0.8045	1.8299
-42	0.0959	0.706	224.82	1.416	4.448	151.63	387.01	235.38	0.8092	1.8275
-41	0.1005	0.708	215.13	1.413	4.648	152.71	387.49	234.78	0.8139	1.8252
-40	0.1053	0.709	205.95	1.410	4.856	153.80	387.97	234.17	0.8186	1.8229
-39	0.1103	0.711	197.24	1.407	5.070	154.89	388.45	233.56	0.8232	1.8207
-38	0.1155	0.712	188.97	1.404	5.292	156.00	388.93	232.93	0.8279	1.8184
-37	0.1208	0.714	181.11	1.401	5.521	157.09	389.40	232.31	0.8325	1.8162
-36	0.1264	0.715	173.66	1.399	5.759	158.19	389.87	231.68	0.8371	1.8141
-35	0.1321	0.717	166.57	1.396	6.004	159.30	390.34	231.04	0.8418	1.8119
-34	0.1381	0.718	159.83	1.393	6.257	160.42	390.81	230.39	0.8465	1.8098
-33	0.1442	0.720	153.42	1.390	6.518	161.53	391.27	229.74	0.8511	1.8077
-32	0.1506	0.721	147.32	1.387	6.788	162.64	391.73	229.09	0.8557	1.8057
-31	0.1572	0.723	141.51	1.384	7.067	163.77	392.19	228.42	0.8603	1.8036
-30	0.1640	0.724	135.98	1.381	7.354	164.89	392.65	227.76	0.8649	1.8016
-29	0.1711	0.726	130.71	1.378	7.651	166.02	393.10	227.08	0.8696	1.7996
-28	0.1783	0.727	125.69	1.375	7.956	167.16	393.56	226.40	0.8742	1.7977
-27	0.1858	0.729	120.90	1.372	8.271	168.30	394.01	225.71	0.8788	1.7957
-26	0.1936	0.730	116.33	1.369	8.599	169.43	394.45	225.02	0.8834	1.7938
-25	0.1016	0.732	111.97	1.366	8.931	170.58	394.90	224.32	0.8880	1.7919
-24	0.1099	0.734	107.81	1.363	9.276	171.72	395.34	223.62	0.8925	1.7900
-23	0.2184	0.735	103.83	1.360	9.631	172.86	395.77	222.91	0.8971	1.7882
-22	0.2271	0.737	100.03	1.357	9.997	174.02	396.21	222.19	0.9017	1.7864
-21	0.2362	0.739	96.40	1.354	10.373	175.17	396.64	221.47	0.9062	1.7845
-20	0.2455	0.740	92.93	1.351	10.761	176.33	397.07	220.74	0.9108	1.7827
-19	0.2551	0.742	89.61	1.348	11.159	177.50	397.50	220.00	0.9153	1.7810
-18	0.2650	0.744	86.44	1.344	11.569	178.66	397.92	219.26	0.9199	1.7792
-17	0.2752	0.746	83.40	1.341	11.991	179.82	398.34	218.52	0.9244	1.7775

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵	
		液体	蒸汽	液体	蒸汽	液体	蒸汽		液体	蒸汽
		v' (L/kg)	v'' (L/kg)	ρ' (kg/L)	ρ'' (kg/m³)	h' (kJ/kg)	h'' (kJ/kg)		s' [kJ/ (kg·K)]	s'' [kJ/ (kg·K)]
-16	0.2856	0.747	80.49	1.338	12.425	180.99	398.75	217.76	0.9289	1.7758
-15	0.2964	0.749	77.70	1.335	12.870	182.17	399.17	217.00	0.9335	1.7740
-14	0.3075	0.751	75.03	1.332	13.328	183.34	399.58	216.24	0.9379	1.7724
-13	0.3189	0.753	72.47	1.329	13.799	184.51	399.98	215.47	0.9424	1.7707
-12	0.3306	0.754	70.01	1.326	14.283	185.69	400.38	214.69	0.9469	1.7690
-11	0.3426	0.756	67.66	1.322	14.780	186.87	400.87	213.91	0.9514	1.7674
-10	0.3550	0.758	65.40	1.319	15.290	188.06	401.18	213.12	0.9559	1.7658
-9	0.3677	0.760	63.23	1.316	15.814	189.24	401.57	212.33	0.9603	1.7642
-8	0.3807	0.762	61.15	1.313	16.352	190.43	401.96	211.53	0.9648	1.7626
-7	0.3941	0.764	59.16	1.309	16.905	191.61	402.34	210.73	0.9692	1.7610
-6	0.4078	0.766	57.24	1.306	17.471	192.81	402.73	209.92	0.9736	1.7594
-5	0.4219	0.768	55.39	1.303	18.053	194.00	403.10	209.10	0.9781	1.7579
-4	0.4364	0.770	53.62	1.299	18.650	195.20	403.48	208.28	0.9825	1.7563
-3	0.4512	0.772	51.92	1.296	19.262	196.40	403.85	207.45	0.9869	1.7548
-2	0.4664	0.774	50.28	1.293	19.890	197.59	404.21	206.62	0.9912	1.7533
-1	0.4820	0.776	48.70	1.289	20.534	198.79	404.57	205.78	0.9956	1.7517
0	0.4980	0.778	47.18	1.286	21.194	200.00	404.93	204.93	1.0000	1.7502
1	0.5143	0.780	45.72	1.282	21.871	201.20	405.28	204.08	1.0043	1.7488
2	0.5311	0.782	44.32	1.279	22.566	202.41	405.63	203.22	1.0087	1.7473
3	0.5483	0.784	42.96	1.276	23.277	203.62	405.98	202.36	1.0130	1.7458
4	0.5659	0.786	41.66	1.272	24.006	204.83	406.32	201.49	1.0174	1.7444
5	0.5839	0.788	40.40	1.269	24.753	206.03	406.65	200.62	1.0216	1.7429
6	0.6023	0.790	39.19	1.265	25.519	207.25	406.99	199.74	1.0259	1.7415
7	0.6211	0.793	38.02	1.262	26.304	208.45	407.31	198.86	1.0302	1.7400
8	0.6404	0.795	36.89	1.258	27.107	209.67	407.64	197.97	1.0345	1.7386
9	0.6601	0.797	35.80	1.254	27.930	210.89	407.96	197.07	1.30387	1.7372
10	0.6803	0.799	34.75	1.251	28.774	212.10	408.27	190.17	1.0430	1.7358
11	0.7010	0.802	33.74	1.247	29.637	213.32	408.58	195.26	1.0472	1.7344
12	0.7220	0.804	32.76	1.244	30.522	214.54	408.88	194.34	1.0515	1.7330
13	0.7436	0.806	31.82	1.240	31.427	215.76	409.18	193.42	1.0557	1.7316

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (L/kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m ³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]
14	0.7656	0.809	30.91	1.236	32.355	216.98	409.48	192.50	1.0599	1.7302
15	0.7882	0.811	30.03	1.233	33.304	218.21	409.77	191.56	1.0641	1.7289
16	0.8112	0.814	29.17	1.229	34.276	219.44	410.06	190.62	1.0682	1.7275
17	0.8346	0.816	28.35	1.225	35.217	220.66	410.34	189.68	1.0724	1.7261
18	0.8586	0.819	27.56	1.221	36.290	221.88	410.61	188.73	1.0765	1.7248
19	0.8831	0.821	26.79	1.218	37.333	223.11	410.88	187.77	1.0807	1.7234
20	0.9081	0.824	26.04	1.214	38.401	224.34	411.15	186.81	1.0848	1.7220
21	0.9337	0.827	25.32	1.210	39.493	225.56	411.40	185.84	1.0889	1.7207
22	0.9597	0.829	24.62	1.206	40.612	226.80	411.66	184.86	1.0930	1.7194
23	0.9863	0.832	23.95	1.202	41.756	228.03	411.91	183.83	1.0971	1.7180
24	1.0135	0.835	23.29	1.198	42.928	229.26	412.15	182.89	1.1012	1.7167
25	1.0411	0.837	22.66	1.194	44.127	230.50	412.39	181.89	1.1053	1.7153
26	1.0694	0.840	22.05	1.190	45.354	231.74	412.62	180.88	1.1093	1.7140
27	1.0982	0.843	21.45	1.186	46.610	232.97	412.84	179.87	1.1134	1.7126
28	1.1275	0.846	20.88	1.182	47.896	234.21	413.06	178.85	1.1174	1.7113
29	1.1575	0.849	20.32	1.178	49.212	235.45	413.28	177.83	1.1214	1.7100
30	1.1880	0.852	19.78	1.174	50.558	236.70	413.49	176.79	1.1255	1.7086
31	1.2191	0.855	19.25	1.170	51.937	237.94	413.69	175.75	1.1295	1.7073
32	1.2508	0.858	18.74	1.166	53.348	239.18	413.88	174.70	1.1335	1.7060
33	1.2831	0.861	18.25	1.161	54.792	240.43	414.07	173.64	1.1374	1.7046
34	1.3160	0.864	17.77	1.157	56.271	241.68	414.25	172.57	1.1414	1.7033
35	1.3496	0.867	17.31	1.153	57.784	242.93	414.43	171.50	1.1454	1.7019
36	1.3837	0.871	16.85	1.149	59.333	244.18	414.59	170.41	1.1494	1.7006
37	1.4185	0.874	16.42	1.144	60.920	245.43	414.75	169.32	1.1533	1.6992
38	1.4540	0.877	15.99	1.140	62.544	246.69	414.91	168.22	1.1572	1.6979
39	1.4901	0.881	15.57	1.136	64.208	247.95	415.05	167.10	1.1612	1.6965
40	1.5269	0.884	15.17	1.131	65.911	249.21	415.19	165.98	1.1651	1.6952
41	1.5643	0.888	14.78	1.127	67.656	250.48	415.32	164.84	1.1691	1.6938
42	1.6024	0.891	14.40	1.122	69.443	251.74	415.44	163.70	1.1730	1.6924
43	1.6412	0.895	13.03	1.117	71.274	253.02	415.56	162.54	1.1769	1.6910

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (L/kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m ³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]
44	1.6807	0.899	13.67	1.113	73.150	254.29	415.66	161.37	1.1808	1.6896
45	1.7209	0.902	13.32	1.108	75.072	255.57	415.76	160.19	1.1847	1.6882
46	1.7618	0.906	12.98	1.103	77.042	256.85	415.85	159.00	1.1886	1.6868
47	1.8034	0.910	12.65	1.099	79.062	258.14	415.93	157.79	1.1925	1.6854
48	1.8458	0.914	12.33	1.094	81.133	259.43	416.00	156.57	1.1964	1.6840
49	1.8889	0.918	12.01	1.089	83.256	260.73	416.06	155.33	1.2004	1.6825
50	1.9327	0.923	11.70	1.084	85.434	262.03	416.11	154.08	1.2043	1.6811

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

附表 3

R502 热力性质

温度	压力	蒸汽比容	液体密度	焓		蒸发热	熵	
				液体	蒸汽		液体	蒸汽
t(°C)	P(MPa)	V''(m ³ /kg)	ρ'(kg/m ³)	h'(kJ/kg)	h''(kJ/kg)	r(kJ/kg)	s' [kJ/(kg·K)]	s'' [kJ/(kg·K)]
-70	0.027567	0.54045	1557.6	131.58	313.03	181.45	0.71457	1.6077
-68	0.031043	0.48397	1551.6	133.22	314.05	180.83	0.72256	1.6040
-66	0.034870	0.43440	1545.5	134.87	315.06	180.19	0.73056	1.6004
-64	0.039073	0.39078	1539.5	136.54	316.08	179.54	0.73857	1.5970
-62	0.043680	0.35231	1533.4	138.23	317.10	178.87	0.74660	1.5937
-60	0.048718	0.31829	1527.2	139.94	318.11	178.17	0.75465	1.5905
-58	0.054217	0.28814	1521.1	141.67	319.12	177.45	0.76269	1.5875
-56	0.060205	0.26137	1514.9	143.41	320.14	176.73	0.77075	1.5846
-54	0.066714	0.23753	1508.6	145.18	321.15	175.97	0.77883	1.5818
-52	0.073775	0.21627	1502.4	146.97	322.16	175.19	0.78692	1.5791
-50	0.081422	0.19726	1496.1	148.77	323.16	174.39	0.79502	1.5765
-48	0.089687	0.18024	1489.7	150.60	324.17	173.57	0.80314	1.5741
-46	0.098606	0.16496	1483.4	152.44	325.17	172.73	0.81127	1.5717
-45.42	0.101325	0.16082	1481.5	152.98	325.46	172.48	0.81363	1.5710
-44	0.10821	0.15123	1476.9	154.30	326.17	171.87	0.81941	1.5694
-42	0.11854	0.13885	1470.5	156.19	327.16	170.97	0.82756	1.5672
-40	0.12964	0.12769	1464.0	158.09	328.15	170.06	0.83572	1.5651
-38	0.14153	0.11759	1457.4	160.01	329.13	169.12	0.84389	1.5631
-36	0.15426	0.10845	1450.9	161.95	330.12	168.17	0.85207	1.5612
-34	0.16786	0.10016	1444.2	163.91	331.09	167.18	0.86026	1.5593
-32	0.18239	0.09262	1437.5	165.89	332.06	166.17	0.86845	1.5575
-30	0.19786	0.08577	1430.8	167.89	333.03	165.14	0.87666	1.5558
-28	0.21433	0.07952	1424.0	169.90	333.99	164.09	0.88487	1.5542
-26	0.23184	0.07382	1417.2	171.94	334.94	163.00	0.89309	1.5526
-24	0.25043	0.06861	1410.3	173.99	335.89	161.90	0.90131	1.5511
-22	0.27014	0.06384	1403.4	176.06	336.83	160.77	0.90954	1.5497
-20	0.29101	0.05946	1396.4	178.15	337.76	159.61	0.91776	1.5483
-18	0.31308	0.05545	1689.3	180.26	338.69	158.43	0.92600	1.5469
-16	0.33641	0.05176	1382.2	182.39	339.61	157.22	0.93423	1.5456
-14	0.36102	0.04836	1357.0	184.53	340.52	155.99	0.84246	1.5444

温度	压力	蒸汽比容	液体密度	焓		蒸发热	熵	
				液体	蒸汽		液体	蒸汽
t(°C)	P(MPa)	V''(m ³ /kg)	ρ'(kg/m ³)	h' (kJ/kg)	h'' (kJ/kg)	r (kJ/kg)	s' [kJ/ (kg·K)]	s'' [kJ/ (kg·K)]
-12	0.38697	0.04523	1367.7	186.69	341.42	154.73	0.95069	1.5432
-10	0.41430	0.04234	1360.4	188.87	342.31	153.44	0.95892	1.5420
-8	0.44304	0.03967	1353.0	191.06	343.20	152.14	0.96715	1.5409
-6	0.47326	0.03721	1345.5	193.27	344.07	150.80	0.97537	1.5399
-4	0.50498	0.03492	1337.9	195.50	344.94	149.44	0.98358	1.5388
-2	0.53826	0.03281	1330.3	197.74	345.79	148.05	0.99180	1.5378
0	0.57313	0.03084	1322.5	200.00	346.63	146.63	1.0000	1.5368
2	0.60965	0.02901	1314.7	202.27	347.47	145.20	1.0082	1.5359
4	0.64786	0.02731	1306.8	204.57	348.29	143.72	1.0164	1.5350
6	0.68779	0.02573	1298.8	206.87	349.10	142.23	1.0246	1.5341
8	0.72951	0.02426	1290.7	209.19	349.89	140.70	1.0327	1.5332
10	0.77305	0.02288	1282.4	211.53	350.57	139.14	1.0409	1.5323
12	0.81845	0.02160	1274.1	213.88	351.44	137.56	1.0490	1.5315
14	0.86577	0.02040	1265.6	216.24	325.20	135.96	1.0572	1.5306
16	0.91505	0.01927	1257.0	218.62	352.94	134.32	1.0653	1.5298
18	0.96634	0.01822	1248.3	221.02	353.66	132.64	1.0734	1.5290
20	1.0197	0.01723	1239.4	223.42	354.36	130.94	1.0815	1.5282
22	1.0751	0.01631	1230.4	225.84	355.05	129.21	1.0896	1.5274
24	1.1327	0.01544	1221.2	228.28	355.72	127.44	1.0976	1.5265
26	1.1925	0.01462	1211.9	230.73	356.38	125.65	1.1057	1.5257
28	1.2545	0.01385	1202.3	233.19	357.01	123.82	1.1137	1.5249
30	1.3189	0.01312	1192.6	235.67	357.62	121.95	1.1217	1.5240
32	1.3856	0.01244	1182.7	238.16	358.20	120.04	1.1297	1.5231
34	1.4547	0.01179	1172.6	240.66	358.76	118.10	1.1377	1.5222
36	1.5262	0.01118	1162.2	243.18	359.30	116.12	1.1457	1.5213
38	1.6003	0.01060	1151.6	245.72	359.81	114.09	1.1537	1.5204
40	1.6770	0.01005	1140.7	248.27	360.28	112.01	1.1617	1.5194
42	1.7563	0.009533	1129.6	250.84	360.73	109.89	1.1696	1.5183
44	1.8383	0.009040	1118.1	253.43	361.14	107.71	1.1776	1.5172
46	1.9231	0.008572	1106.3	256.04	361.51	105.47	1.1855	1.5160

温度	压力	蒸汽比容	液体密度	焓		蒸发热	熵	
				液体	蒸汽		液体	蒸汽
t(°C)	P(MPa)	V ^m (m ³ /kg)	ρ'(kg/m ³)	h' (kJ/kg)	h'' (kJ/kg)	r (kJ/kg)	s' [kJ/ (kg·K)]	s'' [kJ/ (kg·K)]
48	2.0107	0.008127	1094.1	258.66	361.85	103.19	1.1935	1.5148
50	2.1013	0.007702	1081.5	261.32	362.13	100.81	1.2015	1.5134
52	2.1949	0.007297	1068.4	263.99	362.37	98.38	1.2094	1.5120
54	2.2916	0.006910	1054.9	266.70	362.55	95.85	1.2175	1.5105
56	2.3915	0.006540	1040.8	269.44	362.67	93.23	1.2255	1.5088
58	2.4947	0.006184	1026.0	272.22	362.72	90.50	1.2336	1.5069
60	2.6014	0.005842	1010.5	257.05	362.70	87.65	1.2418	1.5049
65	2.8840	0.005038	967.76	282.38	362.19	79.81	1.2628	1.4988
70	3.1917	0.004286	916.85	290.31	360.80	70.49	1.2851	1.4905
75	3.5284	0.003547	851.18	299.48	357.79	58.31	1.3105	1.4780
80	3.9004	0.002706	745.12	312.52	350.37	37.85	1.3461	1.4533
82.2	4.075	0.00178	561	332.0	332.0	0.00	1.399	1.399

获取更多资料 微信搜索 寰宇星球

附表 4

R12 热力性质

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (L/kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m ³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]
-35	0.0807	0.665	196.12	1.504	5.099	168.27	336.44	168.17	0.8764	1.5825
-34	0.0844	0.666	188.16	1.501	5.315	169.16	336.91	167.75	0.8801	1.5816
-33	0.0882	0.668	180.59	1.498	5.538	170.05	337.39	167.34	0.8838	1.5806
-32	0.0922	0.669	173.39	1.495	5.767	170.94	337.86	166.92	0.8875	1.5897
-31	0.0962	0.670	166.63	1.492	6.005	171.83	338.33	166.50	0.8912	1.5788
-30	0.1005	0.627	160.01	1.489	6.250	172.72	338.80	166.08	0.8948	1.5779
-29	0.1048	0.673	153.80	1.486	6.502	173.61	339.27	165.66	0.8985	1.5770
-28	0.1093	0.674	117.88	1.483	6.762	174.51	339.74	165.23	0.9021	1.5761
-27	0.1140	0.676	142.24	1.480	7.030	175.40	340.21	164.81	0.9057	1.5753
-26	0.1188	0.677	136.86	1.477	7.307	176.30	340.68	164.38	0.9094	1.5745
-25	0.1237	0.678	131.73	1.474	7.591	177.20	341.15	163.95	0.9130	1.5737
-24	0.1289	0.680	126.83	1.471	7.885	178.10	341.62	163.52	0.9166	1.5729
-23	0.1342	0.681	122.15	1.468	8.186	178.99	342.08	163.09	0.9202	1.5721
-22	0.1396	0.683	117.69	1.465	8.497	179.90	342.55	162.65	0.9237	1.5714
-21	0.1452	0.684	113.42	1.462	8.817	180.80	343.01	162.21	0.9273	1.5706
-20	0.1510	0.685	109.34	1.459	9.146	181.70	343.48	161.78	0.9309	1.5699
-19	0.1570	0.687	105.44	1.456	9.484	182.60	343.94	161.34	0.9344	1.5692
-18	0.1631	0.688	101.71	1.453	9.832	183.51	344.40	160.89	0.9379	1.5685
-17	0.1695	0.690	98.14	1.450	10.189	184.41	344.86	160.45	0.9415	1.5679
-16	0.1760	0.691	94.72	1.447	10.557	185.32	345.32	160.00	0.9450	1.5672
-15	0.1827	0.693	91.45	1.444	10.935	186.23	345.78	159.78	0.9485	1.5666
-14	0.1896	0.694	88.32	1.441	11.323	187.14	346.24	159.10	0.9520	1.5659
-13	0.1967	0.696	85.31	1.438	11.721	188.05	346.70	158.65	0.9555	1.5653
-12	0.2040	0.697	82.44	1.434	12.131	188.96	347.15	158.19	0.9590	1.5647
-11	0.2115	0.699	79.67	1.431	12.551	189.87	347.61	157.74	0.9621	1.5641
-10	0.2193	0.700	77.03	1.428	12.983	190.78	348.06	157.28	0.9659	1.5636
-9	0.2272	0.702	74.49	1.425	13.425	191.71	349.52	156.81	0.9693	1.5630
-8	0.2354	0.703	72.05	1.422	13.880	192.62	348.97	156.35	0.9728	1.5625
-7	0.2437	0.705	69.70	1.419	14.346	193.54	349.42	155.88	0.9762	1.5619
-6	0.2523	0.706	67.46	1.415	14.825	194.46	349.87	155.11	0.9796	1.5611

温度 t (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (L/kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]
-5	0.2612	0.708	65.29	1.112	15.315	195.38	350.32	151.91	0.9830	1.5609
-4	0.2702	0.710	63.22	1.409	15.818	196.30	350.76	151.46	1.9865	1.5601
-3	0.2795	0.711	61.22	1.406	16.331	197.22	351.21	153.99	0.9899	1.5599
-2	0.2891	0.713	59.30	1.403	16.863	198.15	351.65	153.50	0.9932	1.5594
-1	0.2989	0.715	57.45	1.399	17.405	199.07	352.09	153.09	0.9966	1.5589
0	0.3089	0.716	55.58	1.396	17.960	200.00	352.54	152.54	1.0000	1.5584
1	0.3192	0.718	53.97	1.393	18.530	200.92	352.97	152.05	1.0034	1.5580
2	0.3297	0.720	52.32	1.389	19.113	201.86	353.41	151.55	1.0067	1.5575
3	0.3405	0.721	50.74	1.386	19.710	202.79	353.85	151.06	1.0101	1.5571
4	0.3516	0.723	49.21	1.383	20.322	203.72	354.28	150.56	1.0134	1.5567
5	0.3629	0.725	47.74	1.379	20.949	204.66	354.72	150.06	1.0168	1.5563
6	0.3746	0.727	46.32	1.376	21.590	205.59	355.15	149.56	1.0201	1.5559
7	0.3865	0.728	44.95	1.373	22.247	206.53	355.58	149.05	1.0234	1.5555
8	0.3986	0.730	43.63	1.369	22.920	207.47	356.01	148.54	1.0267	1.5551
9	0.4111	0.732	42.36	1.366	23.608	208.42	356.4	148.02	1.0300	1.5547
10	0.4238	0.734	41.13	1.363	24.313	209.35	356.86	147.51	1.0333	1.5543
11	0.4369	0.736	39.95	1.359	25.034	210.30	357.28	146.98	1.0366	1.5539
12	0.4502	0.738	38.80	1.356	25.771	211.25	357.71	146.46	1.0399	1.5536
13	0.4639	0.739	37.70	1.352	26.526	212.20	358.13	145.93	1.0432	1.5532
14	0.4778	0.741	36.63	1.349	27.299	213.14	358.54	145.40	1.0465	1.5529
15	0.4921	0.743	35.60	1.345	28.089	214.10	358.96	144.86	1.0498	1.5525
16	0.5067	0.745	34.61	1.342	28.897	215.05	359.37	144.32	1.0530	1.5522
17	0.5216	0.747	33.64	1.338	29.721	216.01	359.79	143.78	1.0563	1.5518
18	0.5368	0.749	32.71	1.335	30.569	216.97	360.20	143.23	1.0595	1.5515
19	0.5524	0.751	31.81	1.331	31.434	217.92	360.60	142.68	1.0628	1.5512
20	0.5682	0.753	30.94	1.328	32.318	218.88	361.01	142.13	1.0660	1.5509
21	0.5846	0.755	30.10	1.324	33.222	219.84	361.41	141.57	1.0693	1.5506
22	0.6011	0.757	29.29	1.320	34.146	220.81	361.81	141.00	1.0725	1.5502
23	0.6180	0.759	28.50	1.317	35.091	221.78	362.21	140.43	1.0750	1.5499
24	0.6352	0.762	27.73	1.313	36.057	222.75	362.61	139.86	1.0790	1.5496

温度 t _s (°C)	压力 P (MPa)	比容		密度		焓		蒸发热 r (kJ/kg)	熵	
		液体 v' (L/kg)	蒸汽 v'' (L/kg)	液体 ρ' (kg/L)	蒸汽 ρ'' (kg/m ³)	液体 h' (kJ/kg)	蒸汽 h'' (kJ/kg)		液体 s' [kJ/ (kg·K)]	蒸汽 s'' [kJ/ (kg·K)]
25	0.6529	0.764	26.99	1.309	37.015	223.72	363.00	139.28	1.0822	1.5493
26	0.6709	0.766	26.28	1.306	38.054	224.69	363.39	138.70	1.0854	1.5491
27	0.6892	0.768	25.58	1.302	39.086	225.67	363.78	138.11	1.0886	1.5488
28	0.7080	0.770	24.91	1.298	40.141	226.65	364.17	137.52	1.0918	1.5485
29	0.7271	0.772	24.26	1.295	41.219	227.64	364.56	136.92	1.0950	1.5482
30	0.7465	0.775	23.63	1.291	42.321	228.62	364.94	136.32	1.0982	1.5479
31	0.7664	0.777	23.02	1.287	43.447	229.61	356.32	135.71	1.1014	1.5476
32	0.7867	0.779	22.42	1.283	44.598	230.59	365.69	135.10	1.1046	1.5474
33	0.8073	0.782	21.85	1.279	45.774	231.59	366.07	134.48	1.1078	1.5471
34	0.8284	0.784	21.29	1.275	46.976	232.59	366.44	133.85	1.1110	1.5468
35	0.8498	0.786	20.75	1.271	48.204	233.58	366.80	133.22	1.1142	1.5465
36	0.8717	0.789	20.22	1.268	49.459	234.59	367.17	132.58	1.1174	1.5463
37	0.8940	0.791	19.71	1.264	50.742	235.59	367.53	131.94	1.1206	1.5460
38	0.9167	0.794	19.21	1.260	52.053	236.60	367.89	131.29	1.1238	1.5457
39	0.9398	0.796	18.73	1.256	53.393	237.61	368.25	130.64	1.1270	1.5455
40	0.9634	0.799	18.26	1.252	54.762	238.62	368.60	129.98	1.1301	1.5452
41	0.9874	0.802	17.81	1.248	56.161	239.64	368.95	129.31	1.1333	1.5449
42	1.0118	0.804	17.36	1.244	57.591	240.66	369.29	128.63	1.1365	1.5447
43	1.0367	0.807	16.93	1.239	59.052	241.68	369.63	127.95	1.1397	1.5444
44	1.0620	0.810	16.52	1.235	60.546	242.71	369.97	127.26	1.1429	1.5441
45	1.0878	0.812	16.11	1.231	62.072	243.75	370.31	126.56	1.1460	1.5439
46	1.1140	0.815	15.72	1.227	63.633	244.78	370.64	125.86	1.1492	1.5436
47	1.1407	0.818	15.33	1.223	65.228	245.82	370.97	125.15	1.1524	1.5433
48	1.1679	0.821	14.96	1.218	66.858	246.86	371.29	124.43	1.1556	1.5431
49	1.1955	0.824	14.59	1.214	68.525	247.91	371.61	123.70	1.1588	1.5428
50	1.2236	0.827	14.24	1.210	70.229	248.96	371.92	122.96	1.1620	1.5425

附表 5

乙二醇水溶液的热物理性质

浓度 ξ (重量%)	凝固点 t_b (°C)	15°C时的 密度 ρ_{15} (kg/m ³)	温度 t (°C)	比热容 c kJ/(kg·K)	热导率 λ W/(m·K)	动力粘度 $\eta \times 10^4$ (Pa·s)	运动粘度 $\nu \times 10^6$ (m ² /s)	热扩散率 $a \times 10^4$ (m ² /h)	普朗特准数 Pr
4.6	-2	1005	50	4.145	0.616	5.884	0.586	5.33	3.96
			20	4.145	0.582	10.787	1.070	5.00	7.70
			10	4.124	0.570	13.729	1.365	4.95	9.90
			0	4.103	0.558	19.613	1.950	4.85	14.40
8.4	-4	1010	50	4.103	0.593	6.865	0.680	5.13	4.75
			20	4.061	0.570	11.768	1.170	5.00	8.40
			10	4.061	0.558	15.691	1.550	4.90	11.40
			0	4.061	0.547	22.555	2.230	4.80	16.70
12.2	-5	1015	50	4.061	0.582	6.865	0.677	5.08	4.80
			20	4.019	0.547	13.729	1.350	4.30	10.10
			10	3.998	0.541	18.633	1.840	4.80	13.80
			0	3.977	0.535	25.497	2.510	4.77	18.90
16.0	-7	1020	50	4.019	0.558	7.845	0.770	4.90	5.65
			20	3.936	0.535	14.710	1.450	4.80	10.80
			10	3.915	0.523	20.594	2.020	4.72	15.40
			0	3.894	0.512	28.439	2.790	4.63	21.60
			-5	3.894	0.500	34.323	3.370	4.55	26.60
19.8	-10	1025	50	3.977	0.547	7.845	0.760	4.80	5.70
			20	3.894	0.523	16.671	1.630	4.70	12.50
			10	3.873	0.512	22.555	2.200	4.65	17.00
			0	3.852	0.500	31.381	3.060	4.55	24.20
			-5	3.852	0.488	38.246	3.730	4.49	30.00
23.6	-13	1030	50	3.935	0.523	8.826	0.858	4.66	6.60
			20	3.852	0.500	17.652	1.720	4.53	13.70
			10	3.810	0.494	25.497	2.480	4.53	19.60
			0	3.768	0.488	35.304	3.440	4.53	27.40
			-10	3.768	0.488	50.995	4.950	4.53	39.40
27.4	-15	1035	50	3.852	0.512	8.826	0.855	4.62	6.70
			20	3.768	0.488	19.613	1.900	4.50	15.20
			0	3.726	0.477	39.227	3.800	4.45	31.00
			-10	3.684	0.477	56.879	5.500	4.50	44.00

浓度 ξ (重量%)	凝固点 t_b (°C)	15°C时的 密度 ρ_{15} (kg/m ³)	温度 t (°C)	比热容 c kJ/(kg·K)	热导率 λ W/(m·K)	动力粘度 $\eta \times 10^4$ (Pa·s)	运动粘度 $\nu \times 10^6$ (m ² /s)	热扩散率 $a \times 10^4$ (m ² /h)	普朗特准数 Pr
31.2	-17	1040	-15	3.663	0.471	70.608	6.830	4.47	55.00
			50	3.810	0.500	9.807	0.940	4.55	7.50
			20	3.726	0.477	21.575	2.070	4.45	16.80
			0	3.643	0.465	44.130	4.250	4.45	34.50
			-10	3.643	0.465	66.685	6.450	4.45	52.00
35	-21	1045	-15	3.622	0.459	82.376	7.900	4.40	65.00
			50	3.726	0.477	10.787	1.030	4.40	8.40
			20	3.643	0.465	24.517	2.350	4.40	19.20
			0	3.559	0.465	49.033	4.700	4.50	37.70
			-10	3.559	0.454	76.492	7.350	4.40	60.00
38.8	-26	1050	-15	3.539	0.454	93.163	8.900	4.40	73.00
			-20	3.517	0.454	117.680	11.300	4.45	92.00
			50	3.684	0.465	11.768	1.120	4.35	9.30
			20	3.559	0.454	27.459	2.630	4.35	21.60
			0	3.517	0.454	55.898	5.320	4.40	44.00
			-10	3.475	0.454	86.299	8.250	4.45	67.00
			-15	3.454	0.454	107.873	10.300	4.50	82.00
-20	3.433	0.454	142.196	13.500	4.55	107.00			
-25	3.412	0.454	186.326	17.800	4.55	144.00			

附表 6

氯化钙水溶液的热物理性质

浓度 ξ (重量%)	凝固点 t_b ($^{\circ}\text{C}$)	15 $^{\circ}\text{C}$ 时的 密度 ρ_{15} (kg/m^3)	温度 t ($^{\circ}\text{C}$)	比热容 c $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	热导率 λ $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	动力粘度 $\eta \times 10^4$ ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	运动粘度 $\nu \times 10^6$ (m^2/s)	热扩散率 $a \times 10^4$ (m^2/h)	普朗特准数 Pr
9.4	-5.2	1080	20	3.643	0.584	12.356	1.15	5.35	7.8
			10	3.634	0.570	15.495	1.44	5.23	9.9
			0	3.626	0.556	21.575	2.00	5.11	14.1
			-5	3.601	0.549	25.497	2.36	5.08	16.7
14.7	-10.2	1130	10	3.362	0.576	14.906	1.32	5.46	8.7
			20	3.349	0.563	18.633	1.64	5.35	11.0
			0	3.329	0.549	25.595	2.27	5.26	15.6
			-5	3.316	0.542	30.401	2.70	5.20	18.7
			-10	3.308	0.534	40.600	3.60	5.15	25.3
18.9	-15.7	1170	20	3.148	0.572	18.044	1.54	5.60	9.9
			10	3.140	0.558	22.359	1.91	5.47	12.6
			0	3.128	0.544	29.910	2.56	5.37	17.2
			-5	3.098	0.537	34.323	2.94	5.34	19.8
			-10	3.086	0.529	46.680	4.00	5.29	27.3
			-15	3.065	0.523	61.488	5.27	5.28	35.9
20.9	-19.2	1190	20	3.077	0.569	20.006	1.68	5.59	19.9
			10	3.056	0.555	24.517	2.06	5.50	13.4
			0	3.044	0.542	32.754	2.76	5.38	18.5
			-5	3.014	0.535	38.246	3.22	5.38	21.5
			-10	3.014	0.527	50.700	4.25	5.30	28.9
			-15	3.014	0.521	65.901	5.53	5.23	38.2
23.8	-25.7	1220	20	2.973	0.565	23.536	1.94	5.62	12.5
			10	2.952	0.551	28.733	2.35	5.50	15.4
			0	2.931	0.538	37.265	3.13	5.43	20.8
			-5	2.910	0.530	44.130	3.63	5.38	24.4
			-10	2.910	0.523	59.232	4.87	5.32	33.0
			-15	2.910	0.518	75.511	6.20	5.27	42.5
			-20	2.889	0.511	94.732	7.77	5.20	53.8
			-25	2.889	0.504	115.718	9.48	5.15	66.5
25.7	-31.2	1240	20	2.889	0.562	26.282	2.12	5.66	13.5
			10	2.889	0.548	32.166	2.51	5.50	16.5

浓度 ξ (重量%)	凝固点 t_b ($^{\circ}\text{C}$)	15 $^{\circ}\text{C}$ 时的 密度 ρ_{15} (kg/m^3)	温度 t ($^{\circ}\text{C}$)	比热容 c $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	热导率 λ $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	动力粘度 $\eta \times 10^4$ ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	运动粘度 $\nu \times 10^6$ (m^2/s)	热扩散率 $a \times 10^4$ (m^2/h)	普朗特准数 Pr
27.5	-38.6	1260	0	2.868	0.535	42.561	3.43	5.43	22.7
			-10	2.847	0.521	66.783	5.40	5.32	36.6
			-15	2.847	0.514	83.651	6.75	5.25	46.3
			-20	2.805	0.508	105.618	8.52	5.25	58.5
			-25	2.805	0.501	129.056	10.40	5.20	72.0
			-30	2.763	0.494	148.080	12.00	5.21	83.0
			20	2.847	0.558	29.322	2.33	5.63	14.9
			10	2.826	0.545	36.088	2.87	5.50	18.8
			0	2.809	0.531	48.053	3.81	5.41	25.3
			-10	2.784	0.519	75.217	5.97	5.33	40.3
28.5	-43.6	1270	-20	2.763	0.506	118.660	9.45	5.24	65.0
			-25	2.742	0.499	147.100	11.70	5.20	80.7
			-30	2.742	0.492	171.616	13.60	5.12	95.5
			-35	2.721	0.486	215.746	17.10	5.12	120.0
			20	2.805	0.557	31.381	2.47	5.62	15.8
			0	2.780	0.529	51.191	4.02	5.40	26.7
			-10	2.763	0.518	80.218	6.32	5.31	42.7
			-20	2.721	0.505	126.506	10.00	5.25	68.8
			-25	2.721	0.498	159.848	12.60	5.18	87.5
			-30	2.700	0.491	188.288	14.90	5.16	103.5
-35	2.700	0.484	245.166	19.30	5.10	136.5			
-40	2.680	0.478	304.006	24.00	5.07	171.0			

附表 7

水的热物理性质

温度 t (°C)	压力 P (k·Pa)	密度 ρ (kg/m ³)	焓 h (kJ/kg)	比热容 c kJ/(kg·K)	热导率 λ W/(m·K)	热扩散率 a×10 ⁴ (m ² /h)	动力粘度 η×10 ⁴ (Pa·s)	运动粘度 ν×10 ⁴ (m ² /s)	体膨胀系统 γ×10 ⁴ (1/K)	表面张力 σ×10 ⁴ (N/m)	普朗特 准数 Pr
0	101.01	999.87		4.208	0.551	4.71	17.897	1.789	-0.63	756.1	13.67
1			4.299								
2		999.97	8.415								
3			12.644								
4		1000.00	16.831								
5			21.060		0.563		15.132				
6		999.97	25.246								
7			29.433								
8		999.88	33.662								
9			37.849								
10	101.01	999.73	42.035	4.191	0.575	4.94	13.043	1.306	0.70	741.4	9.52
11			46.222								
12		999.52	50.409								
13			54.596								
14		999.27	58.783								
15			62.969		0.587		11.425				
16		998.97	67.156								
17			71.343								
18		998.62	75.530								
19			79.717								
20	101.01	998.23	83.903	4.183	0.599	5.16	10.003	1.006	1.83	726.7	7.02
21			88.090								
22		997.80	92.277								
23			96.464								
24		997.32	100.609								
25			104.796		0.608		8.885				
26		996.81	108.982								
27			113.169								
28		996.21	117.356								
29			121.501								

温度 t (°C)	压力 P (k·Pa)	密度 ρ (kg/m ³)	焓 h (kJ/kg)	比热容 c kJ/(kg·K)	热导率 λ W/(m·K)	热扩散率 a×10 ⁴ (m ² /h)	动力粘度 η×10 ⁴ (Pa·s)	运动粘度 ν×10 ⁴ (m ² /s)	体膨胀系统 γ×10 ⁴ (1/K)	表面张力 σ×10 ⁴ (N/m)	普郎特 准数 Pr
30	101.01	995.67	125.688	4.178	0.618	5.35	8.012	0.805	3.21	712.0	5.42
31			129.875								
32		995.05	134.061								
33			138.248								
34		994.40	142.435								
35			146.580		0.625		7.218				
36		993.71	150.767								
37			154.953								
38		992.99	159.140								
39			163.327								
40	101.01	992.24	167.514	4.178	0.634	5.51	6.531	0.659	3.87	696.3	4.31

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

附表 8

制冷、空气调节技术常用法定单位与工程单位对照和换算

序号	量的名称与符号	法定单位名称及符号	暂时仍在使用的单位名称及符号	单位换算
1	质量 m	千克(公斤)kg 吨 t	吨 t	1t=1000kg
2	力 F、重力 W(P,G)	牛[顿]N	千克力(公斤力)kg f	1kg f=9.80665N
3	压力 压强 P	帕[斯卡]Pa	千克力每平方厘米 kgf/cm ² (工程大气压) at 巴 bar 标准大气压 atm 工程大气压 at 毫米汞柱 mmHg 毫米水柱 mmH ₂ O	1kgf/cm ² =9.80665×10 ⁴ Pa =0.098MPa≈0.1MPa 1kgf/m ² =9.8N/m ² 1bar=1.019716kgf/cm ² =10 ⁵ Pa=0.1MPa 1MPa=1000kPa=10 ⁶ Pa=10bar 10.2kgf/cm ² ≈10kgf/cm ² 1atm=101,325Pa=760mmHg 1at=1kgf/cm ² =98066.5Pa =0.980665bar 1mmHg=133.322Pa 1mmH ₂ O=9.806375Pa
4	能[量] $E(W)$ 功 $W(A)$ 热[量] Q	焦[耳]J 千焦[耳]kJ 千瓦小时 kW·h	卡[路里] cal 千卡 kcal 千克力米 kgf·m 米制马力小时 马力小时 英制马力小时 hp·h 英热单位 BTU	1cal=4.1868J 1kcal=4.1868kJ≈4.2kJ 1kW·h=3600kJ 1kgf·m=9.80665J 1[米制]马力小时=2647.79kJ=735.498W =75kgf·m/s 1hp·h=2684.52kJ=745.70W 1BTU=1.055kJ=0.252kcal 1冷吨=12000BTU/h=3.51685kW
5	功率 P 制冷量 Q	瓦[特]W 千瓦 kW	千瓦 kW [米制] 马力 马力·PS 英制马力 hp·(Hp) 千卡每小时 kcal/h 美冷吨 USRt 日冷吨 JRt	1千瓦=1kW=1000W=3412BTU/h =860kcal/h 1kgf·m/s=9.81W 1[米制]马力=75kgf·m/s=735.498W 1hp=1.01387 马力=745.7W 1BUT/h=0.2930W 1kcal/h=1.163W 1USRt=3.5169kW≈3024kcal 1JRt=3.86116kW≈3320kcal
6	[总]传热系数 K	每平方米开[尔文]K W/(m ² ·K)或 W/(m ² ·C)	千卡每平方米时摄氏度 kcal/(m ² ·h·°C)	1W/(m ² ·K)=0.859845kcal/(m ² ·h·°C) 1kcal/(m ² ·h·°C)=1.163W/(m ² ·K) (可用°C水代替K)
7	换热系数 α	瓦[特]每平方米 开[尔文]W/(m ² ·K)	千卡每平方米摄氏度 kcal/(m ² ·h·°C)	1W/(m ² ·K)=0.859845kcal/(m ² ·h·°C) (注:在 GB 标准中单位与传热系数相同)

序号	量的名称与符号	法定单位名称及符号	暂时仍在使用的单位名称及符号	单位换算
8	热导率 λ (导热系数)	瓦[特]每米开[尔文] $W/(m \cdot K)$	千卡每米时摄氏度 $kcal/(m \cdot h \cdot ^\circ C)$	$1kcal/(m \cdot h \cdot ^\circ C) = 1.163W/(m \cdot K)$
9	比热容 c	焦[尔]每千克开[尔文] $J/(kg \cdot K)$ 或 $kJ/(kg \cdot K)$	千卡每千克摄氏度 $kcal/(kg \cdot ^\circ C)$	$1kcal/(kg \cdot ^\circ C) = 4.1868kJ/(kg \cdot K)$
10	运动粘度 ν	二次方米每秒 m^2/s	(斯[托克斯])池 St 厘池 cSt	$1St = 10^{-4}m^2/s = 1cm^2/s = 100 \text{ 厘池}$ $1cSt = 10^{-6}m^2/s = 1mm^2/s$
11	[动力] 粘度 $\eta(\mu)$	帕[斯卡]秒 $Pa \cdot s$	泊 P 厘泊 cP	$1P = 0.1Pa \cdot s$ $1cP = 10^{-3}Pa \cdot s$
12	热力学 温度 T 摄氏温度 t, θ	开[尔文]K 摄氏度 $^\circ C$		摄氏温度 t 等于两热力学温度 T 与 T_0 之差 $t = T - T_0$, 其中 $T_0 = 273.15K \approx 273^\circ C$ $1^\circ C = 1K$
13	比焓 $h(i)$	千焦每千克 kJ/kg	千卡/千克 $kcal/kg$	$1kcal/kg = 4.1868kJ/kg$
14	比嫡 s	千焦[耳]每千克开[尔文] $kJ/(kg \cdot K)$		$1kcal/kg \cdot ^\circ C = 4.1868kJ / kg \cdot K$

注:1. 量的符号一律为斜体,单位符号则一律为正体。

2. 方括号[]内的字可以省略。

3. 圆括号()内的字与圆括号前的字同义;又圆括号内的符号为备用符号。

审查胶片时,请割下续表字样拼到以上表头上

(续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表)
(续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表) (续表)

参 考 文 献

- [1]河北水产学校编,《冷藏库设计》,农业出版社,1983。
- [2]尉迟斌、顾安忠等编,《船舶制冷装置》,国防工业出版社,1980。
- [3]邬振耀、孙兆礼等编,《制冷与空调——原理、结构、调试、维修》,上海交通大学出版社,1991。
- [4]商业部冷藏加工企业管理局编,《冷库制冷技术》,中国财政经济出版社,1980。
- [5]西安制冷学会编,《小型氟利昂冷藏装置》,陕西科技出版社,1980。
- [6]制冷手册编写组编,《制冷设备手册》,国防工业出版社,1974。
- [7]商业部设计院编,《冷库制冷设计手册》,农业出版社,1991。
- [8]张启同编著,《冷库制冷技术》,农业出版社,1980。
- [9]郭凤臻编,《冷藏库制冷设备安装与试运转》,中国建筑工业出版社,1981。
- [10]中国科技情报研究所重庆分所编,《冷库的安装与管理》,科学技术文献出版社重庆分社,1981。
- [11]厦门水产学院制冷教研组编,《制冷技术问答》,农业出版社,1981。
- [12]石家泰等编,《制冷空调的自动调节》,国防工业出版社,1980。

[General Information]

书名 = 中小型冷库技术 原理、安装、调试、维修、管理

作者 = 李明忠 孙兆礼编著

页数 = 546

SS号 = 10883568

出版日期 = 1995年07月第1版

出版社 = 上海交通大学出版社

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

封面页
书名页
版权页
前言页
目录页
第一章

冷库总述

第一节 冷库的分类

- 一、按冷库使用性质分类
- 二、按结构特点分类
- 三、其他分类法

第二节 冷库的组成

- 一、主库
- 二、制冷压缩机房及设备间
- 三、生产厂房
- 四、办公生活用房
- 五、其他

第三节 冷库的总体布局

- 一、库址的选择
- 二、冷库厂区总平面布置

第四节 冷库的平面布置

- 一、确定冷库的建筑方案
- 二、冷库平面布置和竖向布置
- 三、冷藏库建筑面积的确定

第二章

土建式冷库的建筑构造

第一节 建筑结构特点

- 一、冷库的建筑结构特点
- 二、对结构和建筑材料的要求

第二节 基础

- 一、基础与地基的关系
- 二、对基础的要求
- 三、基础的类型和构造
- 四、基础的埋置深度
- 五、冷库基础方案的选择

第三节 柱和梁

- 一、柱
- 二、梁

第四节 墙体

- 一、冷库墙体的作用
- 二、冷库隔热外墙的构造
- 三、冷库内墙的构造
- 四、辅助房间的墙和挡土墙
- 五、外墙裂缝的防止

第五节 楼板与地坪

- 一、楼板
- 二、地坪

第六节 屋盖和阁楼层

- 一、屋盖的作用和形式
- 二、整体式绝热屋盖
- 三、阁楼式绝热屋盖

第七节 变形缝

- 一、伸缩缝
- 二、沉降缝
- 三、抗震缝

第八节 冷藏门

- 一、冷藏门使用和构造上的要求
- 二、冷藏门形式
- 三、冷藏门、门樘常用材料
- 四、冷藏门节点构造

第九节 防冷桥处理

- 一、柱、墙的冷桥处理
- 二、管道穿墙的处理
- 三、冲霜排水管的隔热措施

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

- 第三章 冷库围护结构的隔热与防潮
 - 第一节 围护结构传热系数 K_0 值的确定
 - 一、围护结构的传热阻和传热系数
 - 二、围护结构传热系数 K_0 值的简便计算
 - 三、绝热层厚度的计算
 - 四、围护结构的热惰性
 - 第二节 冷库中常用的隔热材料
 - 一、隔热材料的种类
 - 二、影响隔热材料导热性能的因素
 - 第三节 冷库围护结构的隔气防潮
 - 一、蒸气渗透的基本概念
 - 二、隔气防潮的意义
 - 三、隔气防潮的计算
 - 四、冷库围护结构的隔气防潮
 - 第四节 冷库用隔气防潮材料
 - 一、石油沥青及其制品
 - 二、塑料薄膜
 - 三、其他防潮、防水材料
 - 第五节 隔热层和防潮层的施工
 - 一、隔热层的施工
 - 二、隔气防潮层的施工
- 第四章 装配式冷库
 - 第一节 建筑特点和结构形式
 - 一、建筑特点
 - 二、结构形式
 - 第二节 预制复合隔热板的制造及其性能
 - 一、材料
 - 二、预制板的加工
 - 三、预制板的性能
 - 四、预制板的规格与型式
 - 第三节 冷库的组合与装配
 - 一、冷库平面布置
 - 二、库体节点处理
 - 三、门框、库门
 - 第四节 其他
 - 一、压力平衡阀
 - 二、薄膜门帘
 - 三、配套建筑
 - 四、设计要求中的特殊点
 - 五、制冷设备的配置
 - 六、冷库空载降温要求
- 第五章 气调式冷库
 - 第一节 气调贮藏工艺
 - 一、气调保鲜的原理
 - 二、气体成分的调节方法
 - 第二节 气调方式
 - 一、塑料薄膜袋(或帐)气调
 - 二、硅窗(膜)气调
 - 三、催化燃烧快速降氧
 - 四、充氮气快速降氧
 - 五、二氧化碳脱除
 - 第三节 气调设备、材料及测控仪表
 - 一、催化燃烧降氧机
 - 二、二氧化碳脱除机
 - 三、碳分子筛制氮机
 - 四、塑料薄膜
 - 五、测定、控制仪表
 - 第四节 气调式冷库建筑特点
 - 一、土建式气调冷库的库体密封处理
 - 二、装配式气调冷库的库体密封处理
 - 三、气调库门
 - 四、观察窗

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

五、压力安全装置

六、管道穿透洞的处理

七、压力测试要求

第五节 果蔬气调要求

一、果蔬对气体成分的要求

二、气调贮藏的操作要点

三、气调方式的选择

第六章 冷库库容量及制冷负荷的计算

第一节 冷库库容量的计算

第二节 制冷负荷计算的基础资料

一、冷藏库制冷工艺基础资料

二、食品的主要物理特性和生物特性

第三节 冷间耗冷量的计算

一、室外计算参数的确定

二、冷间设计温度和相对湿度

三、围护结构两侧温差修正系数 值的确定

四、围护结构传热量的计算

五、货物热量的计算

六、通风换气热量的计算

七、电动机运转热量的计算

八、操作热量的计算

第四节 冷间冷却设备负荷计算

第五节 冷间机械负荷计算

第六节 小型冷库制冷负荷计算

一、室外计算参数及冷间设计温湿度的确定

二、围护结构传热量的计算

三、货物热量的计算

四、电动机运转热量的计算

五、操作热量的计算

六、冷间冷却设备负荷计算

七、冷间机械负荷计算

第七章 冷库制冷设备的选型

第一节 基本参数的确定

一、蒸发温度 t_0 的确定

二、冷凝温度 t_k 的确定

三、中间冷却温度 t_{zj} 的确定

四、吸气温度 t_x 的确定

五、排气温度的确定

六、过冷温度的确定

第二节 活塞式制冷压缩机的选型计算

一、选型的一般原则

二、蒸发温度系统的划分

三、选型计算

第三节 螺杆式压缩机的选型

一、螺杆式压缩机的特点

二、选型计算

第四节 冷凝器的选型

一、冷凝器的形式

二、冷凝器的选择计算

三、卧式冷凝器冷却水水程计算

第五节 蒸发器的选型

一、蒸发器的形式和结构

二、蒸发器的选择计算

第六节 其他设备的选型

一、高压贮液器

二、油分离器

三、中间冷却器

四、低压循环桶

五、氨液分离器

六、集油器

七、空气分离器

八、氨泵

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

- 第八节 冷库的自动调节及其元器件
- 第一节 自动调节系统的组成
 - 第二节 热力膨胀阀
 - 一、热力膨胀阀在制冷装置中的应用
 - 二、热力膨胀阀的工作过程
 - 三、膨胀阀的选配
 - 第三节 制冷装置的液位控制
 - 一、浮球节流阀
 - 二、YY系列液位控制器
 - 三、遥控液位控制器
 - 第四节 温度继电器
 - 一、WT——1226型温度继电器
 - 二、WJ3.5温度继电器
 - 三、WTQ-288型电接点压力式温度计
 - 第五节 电磁阀及其他自控元件
 - 一、电磁阀
 - 二、止回阀
 - 三、安全阀
 - 四、观察镜
 - 第六节 压缩机能量调节
 - 一、根据吸气压力来调节压缩机的能量
 - 二、旁通能量调节
 - 三、压缩机电机变速调节
 - 第七节 蒸发压力调节
 - 一、直接用蒸发压力调节阀
 - 二、利用“主阀”与“异阀”的组合形式来调节蒸发压力
 - 第八节 冷凝压力调节
 - 一、水冷式冷凝器的冷凝压力调节
 - 二、风冷式冷凝器的压力调节
 - 第九节 制冷装置的安全保护系统
 - 一、排气压力与吸气压力保护
 - 二、油压保护
 - 三、氨泵压差保护
 - 第十节 典型的制冷装置自动调节系统
 - 一、小型多温伙食冷库的自控系统
 - 二、氨制冷装置的冷库调节
- 第九章 氨制冷系统
- 第一节 低压系统及供液方式
 - 一、直流供液系统
 - 二、重力供液系统
 - 三、氨泵供液系统
 - 第二节 高压系统
 - 一、机房、设备间及设备布置
 - 二、压缩机吸气、排气管路
 - 三、氨油分离器、冷凝器及高压贮液器的布置
 - 四、系统放空气
 - 五、系统放油
 - 六、冷凝器冷却水系统
 - 第三节 系统融霜
 - 一、热氨融箱
 - 二、水融箱
 - 三、热氨——水融霜
 - 第四节 制冷管道设计
 - 一、对管子、阀类及连接件的一般要求
 - 二、管道布置要点
 - 三、管径的选择
 - 四、阀类设计布置要点
 - 五、阀类的选择
 - 六、管道及设备的绝热
- 第十章 氟利昂制冷系统
- 第一节 氟利昂制冷系统的特点
 - 一、氟利昂制冷系统的特点

- 二、单级压缩制冷系统
- 三、双级压缩制冷系统
- 第二节 氟系统管道设计
- 一、管道设计注意事项
- 二、回气管
- 三、排气管
- 四、液体管
- 第三节 100吨氟利昂冷库实例简介
- 一、冷库的组成及平面布置
- 二、压缩机和冷分配设备的配备
- 三、制冷系统

第十一章 食品冷加工

- 第一节 食品冷加工基本知识
- 一、食品的成分
- 二、食品变质的原因
- 三、食品冷加工的特点
- 四、食品冷加工过程
- 第二节 食品冷加工工艺
- 一、肉类的冷加工
- 二、禽类的冷加工
- 三、鱼类的冷加工
- 四、蛋的冷加工
- 五、果蔬的冷加工
- 六、其他一些物品的冷加工工艺流程
- 第三节 食品的冻结方法和冻结装置
- 一、搁架式排管冻结装置
- 二、吹风冻结装置
- 三、连续输送式冻结装置
- 四、平板冻结装置

第十二章 制冰

- 第一节 盐水制冰
- 一、制冰及制冷工艺
- 二、对盐水的要求
- 三、制冰主要设备
- 四、盐水制冰的有关计算
- 第二节 快速制冰设备
- 一、桶式快速制冰
- 二、沉箱管组式快速制冰
- 三、管冰机
- 四、片冰机

第十三章 其他专业概要

- 第一节 供水
- 一、水温、水质要求
- 二、用水量估算
- 三、水源选择
- 四、冷凝器冷却用水的供水方式
- 五、循环供水的冷却方式
- 六、净水设备
- 第二节 污水处理及排放
- 一、污水的种类、水质和水量
- 二、库区内排水管道的设置原则
- 三、局部处理设施和污水泵房
- 四、废水处理
- 第三节 供汽和采暖
- 一、供汽
- 二、采暖
- 第四节 电气
- 一、冷库用电的特点
- 二、供电
- 三、电力和照明
- 四、建筑防雷和电气安全
- 五、屠宰车间用电

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

第十四章 制冷系统的安装、操作与运行

第一节 制冷设备的安装

- 一、制冷系统的特点和特殊性
- 二、安装前的准备工作
- 三、安装的一般原则
- 四、制冷压缩机及辅助设备的安装
- 五、制冷管道安装

第二节 制冷系统的吹污和气密性试验

- 一、吹污
- 二、气密试验

第三节 制冷剂的充注和取出

- 一、制冷剂的充注
- 二、制冷剂的取出

第四节 制冷装置的试运转

- 一、压缩机启动前的准备和检查工作
- 二、制冷装置的试运转
- 三、制冷装置的调试

第五节 活塞式制冷压缩机的操作

- 一、单极氨压缩机操作
- 二、双级压缩机组的操作
- 三、单机双级压缩机操作
- 四、氟利昂压缩机操作
- 五、制冷装置的停车

第六节 制冷系统放油、放空气操作

- 一、润滑油的添加
- 二、润滑油的排放
- 三、制冷系统放空气操作

第七节 螺杆式制冷压缩机的操作

- 一、螺杆式制冷压缩机开机前的准备
- 二、螺杆式制冷压缩机的开机操作
- 三、螺杆式制冷压缩机正常运行标志
- 四、螺杆式制冷压缩机停机操作

第八节 制冷系统与设备的操作调整

- 一、制冷系统的调整
- 二、制冷设备的操作

第九节 制冷装置的故障分析和处理

- 一、检查故障的方法和正常运行的标志
- 二、活塞式制冷压缩机的故障分析
- 三、制冷装置的故障分析
- 四、制冷系统常见故障分析和排除方法的综合表

第十五章 制冷系统的维护与检修

第一节 活塞式制冷压缩机的拆卸

- 一、拆卸注意事项
- 二、压缩机的拆卸

第二节 活塞式制冷压缩机的检修和装配

- 一、检修内容
- 二、压缩机零部件的检查和测量
- 三、压缩机的零部件修理
- 四、压缩机的装配与调整

第三节 螺杆式制冷压缩机的拆卸和修理

- 一、压缩机的拆卸
- 二、零件的检查与修理
- 三、螺杆式压缩机的密封
- 四、压缩机的装配与调整
- 五、调试

第四节 制冷设备的检修

- 一、容器与换热器的检修
- 二、阀门的修理

第十六章 冷库库房管理

第一节 库房操作管理

- 一、正确使用冷库、保证安全生产
- 二、加强管理工作、确保商品质量

第二节 库房卫生管理

一、冷库的卫生和消毒

二、食品冷加工过程中的卫生管理

第三节 冷库节能

一、采用新工艺、新技术、新设备的设计方案

二、及时进行冷藏食品的结构改革

三、加强科学管理

第四节 制冷系统安全运行管理

一、安全装置

二、安全操作

三、制冷剂钢瓶的使用和管理

四、人身安全及救护

第五节 气调冷库管理

一、气调库运行管理

二、气调设备的维修与管理

三、气调库安全管理

附表

附图 插页

参考文献

附录页

获取更多资料 微信搜索蓝领星球