



船舶冷藏和空气调节装置

下 册

大连海运学院辅机教研组 编



人 民 交 通 出 版 社

船舶冷藏和空气调节装置

下 册

大连海运学院辅机教研组 编

人 民 交 通 出 版 社

1979·北京

内 容 提 要

本书主要从我国远洋船舶实际出发,以货物冷藏装置为重点,比较系统地叙述了船舶冷藏和空气调节装置的工作原理、设备和系统以及调节和操作方法等,着重结合实例介绍了常见自动调节元件、新型设备的管系和电气控制线路以及冷藏舱的管理和性能测试。

全书共十三章,分上、下两册。上册共六章,内容包括制冷原理、冷剂性质、蒸发器、冷凝器和制冷压缩机基本知识以及冷藏舱和冷藏货物的管理等。下册共七章,主要介绍热力膨胀阀和其他自动调节元件的性能和调整、制冷系统管路和附件、库温控制方法、空气调节装置、各类制冷系统实例以及制冷装置的管理和操作等。此外,对小型电冷箱和空调器也作了必要的介绍。

本书主要供远洋和沿海船舶冷藏工作人员、轮机员和有关院校师生阅读,也可供陆地冷库、修造船厂和制冷设备制造厂等部门的工人和技术人员参考。

船舶冷藏和空气调节装置

下 册

大连海运学院辅机教研组 编

人民交通出版社出版

(北京市安定门外和平里)

北京市书刊出版业营业许可证出字第 006 号

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本: 787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张: 22.5 字数: 538 千

1979年10月 第1版

1979年10月 第1版 第1次印刷

印数: 0001—9,500 册 定价: 1.80元

目 录

第七章	制冷装置的控制及调节元件	1
第一节	调节元件中的压力、温度感受部件	2
第二节	冷剂的流量调节机构	5
第三节	热力膨胀阀	9
第四节	压力继电器	32
第五节	温度继电器	45
第六节	油压差继电器	52
第七节	电磁阀	59
第八节	恒压阀	62
第九节	组合式调节阀件	67
第十节	冷却水量调节阀	77
第八章	制冷装置的附件和管路布置	83
第一节	滑油分离器	83
第二节	储液器	87
第三节	干燥器	89
第四节	滤器	94
第五节	液体指示器	94
第六节	热交换器	96
第七节	阀件	97
第八节	不凝性气体分离器	102
第九节	制冷装置的管道及其布置	104
第九章	船舶制冷装置的库温控制、制冷量调节及融霜	115
第一节	制冷装置的工况及制冷量	115
第二节	制冷装置的蒸发温度	121
第三节	冷库温度的控制和调节	126
第四节	船舶制冷装置的能量自动调节	133
第五节	多温库制冷装置的库温控制	154
第六节	蒸发器的融霜	159
第十章	船舶制冷装置	168
第一节	船舶空调制冷装置	168
第二节	船舶冷藏舱氟利昂制冷装置	175
第三节	船舶伙食冷库制冷装置	198
第四节	氨制冷装置	209
第五节	间接冷却式制冷装置	211
第六节	双级压缩制冷装置	218

第十一章	制冷装置的管理	223
第一节	管理制冷装置时的基本操作.....	223
第二节	制冷装置的运行管理.....	236
第三节	制冷装置的常见故障.....	243
第四节	离心压缩机空调制冷装置管理要点.....	254
第十二章	船舶空气调节装置	257
第一节	空调系统的任务及空调舱室的分区.....	257
第二节	空调系统的分类及其组成.....	261
第三节	空调供风量和参数对舱室气候的影响.....	277
第四节	空调系统的自动调节.....	282
第五节	船舶空调装置的管理和维护.....	305
第六节	船舶空调装置实例介绍.....	308
第十三章	电冰箱和小型空调器	323
第一节	小型制冷设备的制冷系统.....	323
第二节	电冰箱.....	331
第三节	小型制冷装置的电气设备.....	343
第四节	小型空调器.....	348
第五节	封闭式制冷机组的检修.....	352

第七章 制冷装置的控制及调节元件

现代的船舶冷藏和空调制冷装置，都配备有许多为了保证正常运行和满足自动化要求所必需的控制和调节元件，以及各种仪表和附属设备。随着制冷装置的不断革新及自动化程度的日益提高，控制和调节元件用得日益广泛，其种类和型式也越来越多。因此，管理人员对控制和调节元件也越来越重视。

图 7-1 示出船舶伙食冷库制冷装置中所经常装有的控制和调节元件，以及它们的安装位置。

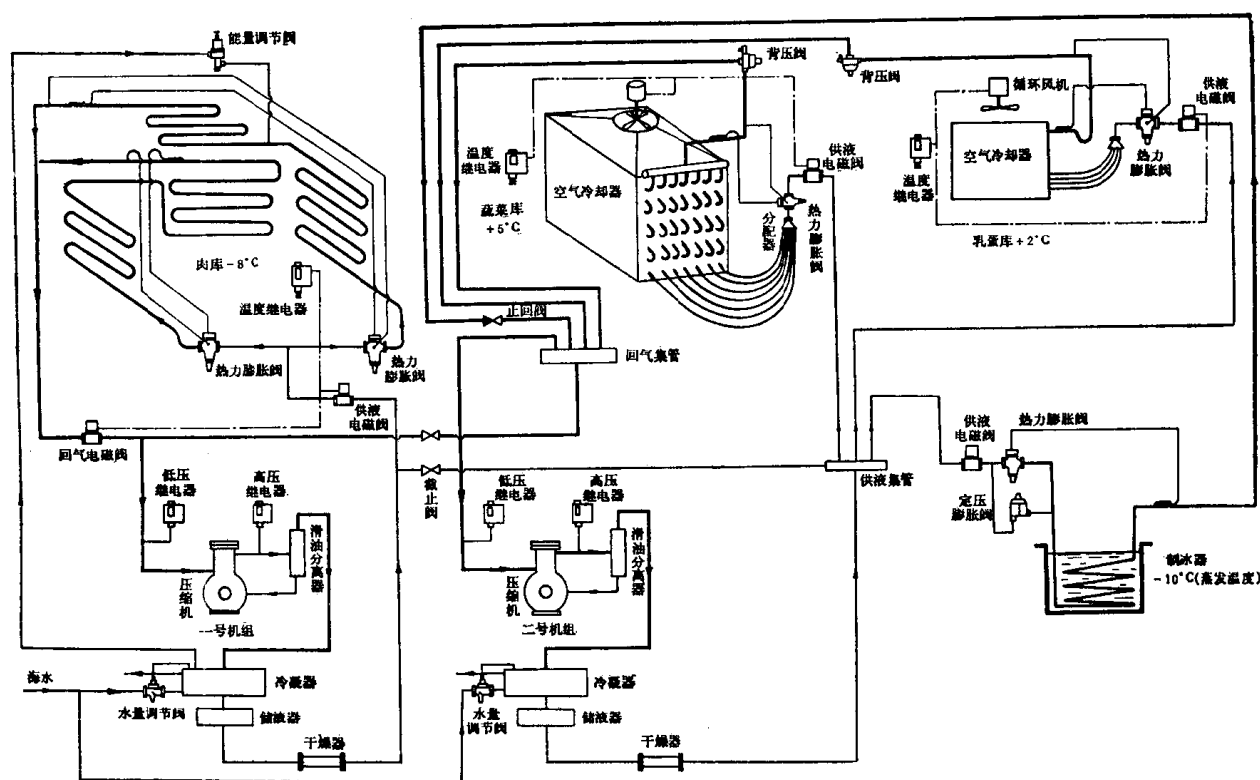


图 7-1 船舶伙食冷库制冷装置中常用的控制及调节元件

制冷装置的自动控制及调节元件的功用是多方面的，它包括：

- (1) 库温调节；
- (2) 冷剂流量调节；
- (3) 压缩机制冷量调节；
- (4) 蒸发温度调节；
- (5) 排气温度调节；
- (6) 冷凝温度调节；
- (7) 排气压力过高保护；
- (8) 吸气压力过低保护；

(9) 滑油压力过低保护等等。

总之,不外乎通过对压缩机的排气量,冷剂和冷却水的流量,以及装置中冷剂的压力和温度进行控制和调节,以能达到:

1. 可根据外界条件(如气温、冷却水温等)的变化,自动、及时、精确地调节装置的工作,以保持所需的制冷条件,从而简化管理并提高制冷装置工作的经济性;

2. 保证制冷装置的安全运转,防止某些可能发生的故障,以保护装置免受损坏。

必须指出,任何装置不论其自动化程度多高,都要通过我们对它进行科学管理,才能使其正常地工作。

制冷装置的控制和调节元件虽然名目繁多,但基本上可分为阀件和继电器两类。从其调节方式来看,主要为双位调节和比例调节两种。虽然它们的调节质量都不很高,但是已能满足船舶制冷装置控制和调节的要求。而且它们结构简单,价格便宜,有利于广泛的使用。

双位调节器的调节机关只有两个工作位置,即全开和全关。它的动作快,能突然全开或突然全关,而不能停留在其它中间位置。压力继电器、温度继电器、压差继电器都是双位调节器。

比例调节器的调节机关的位置与调节参数(即输入信号)的偏差成比例,是一种连续作用的调节器。它的动作不是只有全开和全关两档,而是可以停留在任何中间位置。热力膨胀阀、背压阀、冷却水量调节阀都是比例调节器。

本章着重介绍我国船舶制冷装置中一些普遍使用的自动化元件的结构、工作原理、维护和调整方法,而某些专用性的控制和调节元件将在有关章节中结合具体实例予以介绍。

第一节 调节元件中的压力、温度感受部件

要使制冷装置中的压力、温度控制与调节元件动作准确,首先需要准确和迅速地感受到压力和温度的实际数值。因此,压力、温度感受部件的性能对元件能否正确工作,有很大影响。

一、压力感受部件

压力感受部件由受压易于变形的弹性器件所组成(图7-2),常用的有膜片、波纹管 and 波登管等。测压部位的压力,由传压管传至弹性器件的一侧,使之发生变形。当压力变化时,作用在器件上的总压力随之改变,通过器件的变形将压力变化信号传至元件的调节机关。

为了尽量使膜片或波纹管的变形与压力变化之间存在一定的比例关系,并可加以调定,在波纹管及膜片的

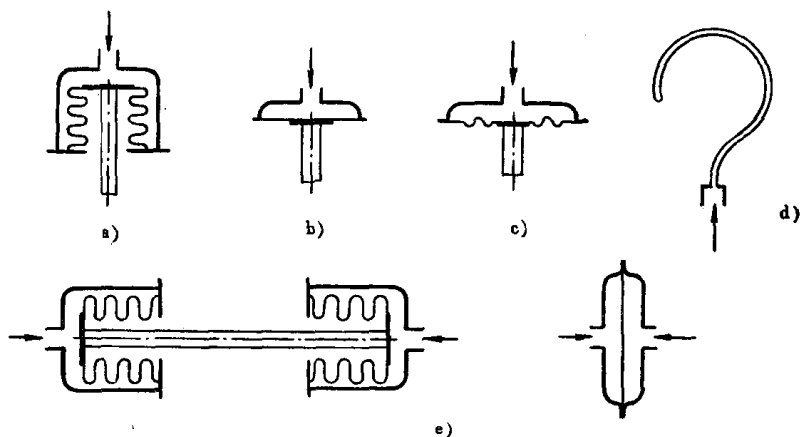


图7-2 调节器中的压力感受部件
a) 波纹管; b) 平膜片; c) 波形膜片; d) 波登管; e) 压差感受器

另一侧顶以弹簧，由弹簧的张力来平衡所感受的压力。这样，弹簧的伸缩就同压力变化成比例，而膜片等也就仅起密封作用而已。

如将两个感受不同压力的波纹管对装，或在膜片两侧通以不同部位的壓力，则它们的变形量就与这一对压力的差值有关，这就是压差感受部件。

二、温度感受部件

温度感受部件的型式甚多，如温包、双金属片、热敏电阻丝等。热敏电阻主要用于电动调节器，一般常用的温度调节元件中仍多用温包。

温包感温部件是由温包、毛细管及波纹管（或膜片）三部分组成的一个密封系统。温包放在测温点处，其中充以液体或气体。当温包感受的温度变化时，由于其中充剂的容积涨缩，使整个密封系统中压力变化，导致波纹管变形，将温度信号传递至调节元件的调节机构。毛细管的作用在于能将调节元件放在远离测温之处，成为遥测型式；若不需遥测，如一般的室温继电器，便可取消毛细管，甚至将温包与波纹管盒合成一体。

温包的表面积越大，其感温就越灵敏。按其在感温部位安装的方法不同，可做各种型式，如图7-3所示。

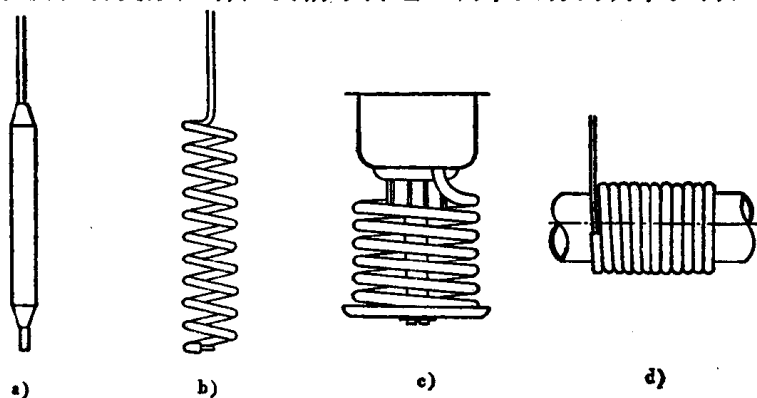


图7-3 常见的几种温包型式

a)筒状；b)遥测螺旋管；c)固定螺旋管；d)盘绕式

如在温包中充以油液，因油液受热膨胀很小，为了在温度稍有变化时，使温包中的压力有较大的变化，就需充量很多。如在空调装置中常用的一种热风温度调节器，它所用的甘油温包的长度竟达数米。为了缩小温包的尺寸，现在温包中充以低沸点液体，常用的有乙烷、氯甲烷，F13、F12和F22等，它们在温包中产生的压力就是与所感温度相应的饱和压力。当温度稍有变化时，压力变化较多，如F12在温度变化 1°C 时，其饱和压力的变化为3~4%。

使用易蒸发液体的缺点是，其饱和压力与温度之间的变化在不同的温度区间是不同的。例如F12，当 -30°C 时，每变化 1°C ，其压力变化为0.044公斤/厘米²；而在 $+10^{\circ}\text{C}$ 时，每变化 1°C ，其压力变化可达0.13公斤/厘米²。两者竟相差三倍，这就使每个调节元件的适用温度范围受到限制。

只用单种液体充剂，其饱和压力与温度变化之间的比例关系可能不符合调节元件的工作要求，此时就得用由多种液体混合的共沸混合物。另外，调节器对温包内压力的大小也有一定要求，一般要在10公斤/厘米²以上，以能克服调节弹簧的张力和减少大气压力变化的影响，这可在感温密封系统内充以不凝性气体加压的方法来解决。

温包中充剂的品种及其充剂量决定了感温部件的工作性能。按充剂方式的不同，温包可分为下列几种：

1. 部分充液温包（见图7-4）

其充剂液体量不但少于温包，也少于波纹管的单独容积，而其余部分为其蒸气所充满，所以也称为“气体温包”。在温包密封系统中，充剂蒸气压力决定于充剂的气液分界面（自由

液面)的温度。所以,在安
装采用部分充液温包的调节
器时,应将调节器(波纹管
位于其中)放在比温包的
温度高的地方,以使充剂自
由液面保持在温包之中(图a)。
反之,如波纹管及毛细管的
温度低于温包,则充剂的蒸
气就会在低温处(如为波纹
管)凝结,最终将全部充剂
液体都转移至波纹管中,在
其中形成自由液面(图b),
使调节器的工作不再由温包

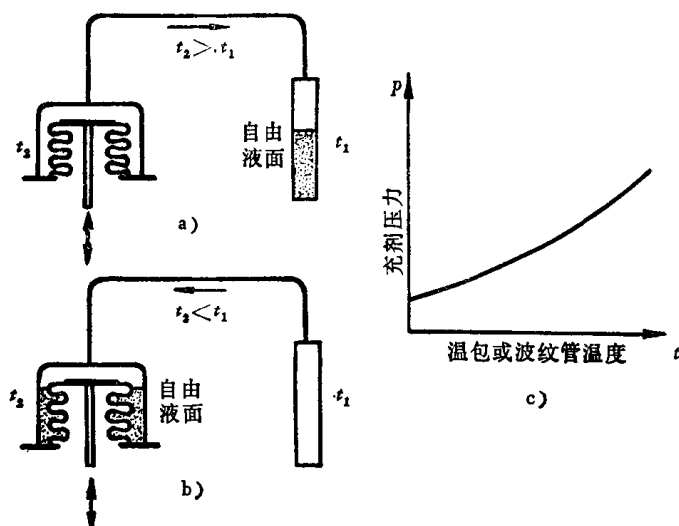


图7-4 部分充液温包

所感受的温度控制,而由波纹管感受的环境温度来控制,造成所谓“控制逆转”。这种情况可能在高温冷藏时遇到。如香蕉冷藏温度为 $+12^{\circ}\text{C}$,安放调节器处的温度可能会低于此温度。此外,也要避免毛细管通过温度较低之处,或靠近较冷的制冷剂蒸气管,因为这都会造成调节器失误。

部分充液温包在垂直挂放时,应使毛细管与温包的接口处朝上,如水平安放,也要将温包出口处的毛细管向上弯起一段,以免液体充剂从温包中滑出。

2. 限温式温包

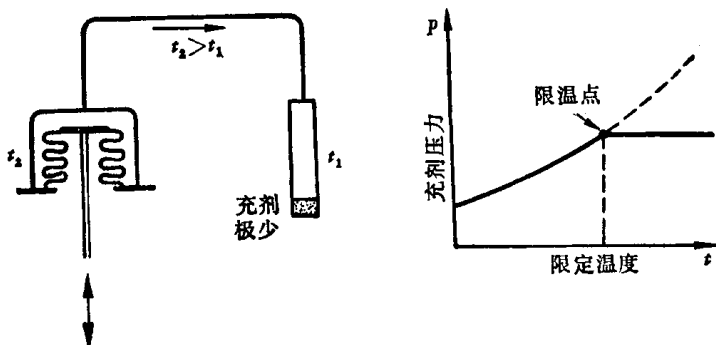


图7-5 限温式温包的特性

在限温式温包中充剂量很少,当达到某一限定温度时,充剂液体已全部蒸发,使这种温包具有特殊的限温性能(图7-5)。

在低于限定温度时,这种温包的性能与部分充液式相同,但当高于限定温度时,因充剂液体已全部蒸发,

若温度再继续升高,感温系统中的蒸气即被加热为过热蒸气,其压力与温度的变化关系就转为符合一般气体的规律($pV = RT$)。因温包、毛细管以及波纹管的容积变化不大,可视为等容过程,则

$$p = \frac{R}{V} T = \frac{R}{V} (273 + t)$$

由此式可见,若温度从 0°C 变化为 1°C ,压力从 $\frac{R}{V}273$ 变为 $\frac{R}{V}274$,只增大 $1/273$ 。所以在超过限温点后,感温系统的压力随温度升高而变化极微,调节器处于相对静止状态。

限温式温包多用于限压式热力膨胀阀,也用于低温调节器,以防在运输及贮存低温调节器时,由于环境温度大大高于其工作温度范围,致使感温系统因其中压力大增而损坏。

这种温包仍具有部分充液式温包的其它特性,在安装时也应保证波纹管环境温度高于温

包感受温度。

3. 变温温包

变温温包（图7-6）能克服部分充液式温包会发生控制逆转的缺点，这种温包体积较大，

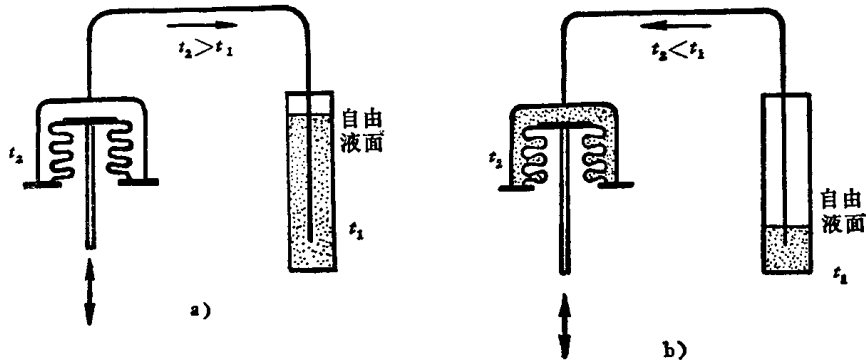


图7-6 变温温包的工作原理

毛细管插入温包较深，液体充剂量甚多，所以亦称为“液体温包”。其充剂量应保证当波纹管的温度低于温包而使充剂液体全部转移到波纹管和毛细管中时，尚能在温包中存留一部分（图b），而在温包温度低于波纹管，液体全部转入温包中时，在温包中则仍有一定空隙（图a）。从而使波纹管在任何温度下，充剂的自由液面总在温包之中，这就使调节器的工作总是由温包来控制，无需对调节器的环境温度和温包的安放方式提出特殊要求。

对用于调节水蒸汽或热水的高温调节器的变温温包，其温包感受的温度总比波纹管的温度要高，所以自由液面总处于温包中，因此温包容积可较一般的变温温包小些。

4. 气体吸附式温包

这种温包是利用一些多孔性固体物质，如活性炭、活性氧化铝等，能在低温时吸附气体，而在高温时放出吸附气体的原理制成的。通常，在温包中装入活性炭细末，并充以二氧化碳，如调节的温度很低，可充低沸点的碳氢化合物。显然，这种温包中的气体压力变化是与温包的容积，吸附材料的数量和充入气体的初压力有关的，但基本上与温度变化成线性关系。

由于多孔性物质导热性差，所以，为了使反应较快，需增加温包的感温传热面积；为了使压力变化幅度较大，温包容积应相对小些，因此，这种温包一般显得细长。

气体吸附式温包的工作仅与其感受温度有关，而不受波纹管环境温度的影响，所以目前在低温调节器中用得较多。

第二节 冷剂的流量调节机构

进入蒸发器的冷剂量是由膨胀阀来控制的，它应与冷库的热负荷相适应，冷剂过少会使装置的制冷量不足，过多会使压缩机发生液击，不能继续工作。由于蒸发器与制冷系统的型式不同，调节冷剂流量的依据也不同，如蒸发器出口处的蒸气过热度，蒸发压力或蒸发器中的冷剂液位等。因此，冷剂的流量调节机构是多种多样的，常用的有以下六种。其中除手动膨胀阀外，其它皆能自动调节。

为安全起见，要求在压缩机停止时，膨胀阀能自动关闭，以防液体冷剂继续进入蒸发器，并溢流入吸气管，在下次起动压缩机时发生液击。若膨胀阀不能自动做到这一点，则在停机

后需关闭膨胀阀前的截止阀，或在阀前加装与压缩机工作连锁的电磁阀。

一、手控膨胀阀

这是用人工来调节冷剂流量的一种膨胀阀，在船舶制冷装置中大多用作自动膨胀阀失灵时的应急备用部件。图 7-7 为上海第一冷冻机厂生产的手控膨胀阀。

手控膨胀阀在构造上有以下特点：

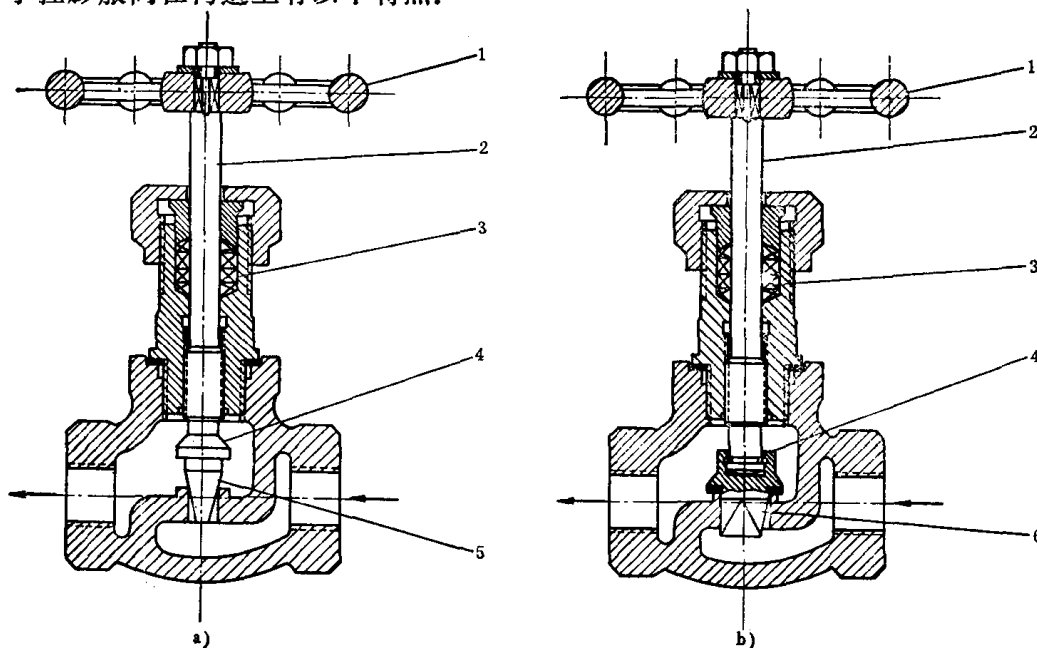


图7-7 手控膨胀阀

1-调节手轮；2-阀杆；3-填料箱；4-倒阀面；5-锥形阀芯；6-三角缺口阀芯

1. 有较特殊的阀芯形状。常见的形状有两种，一种是 (a) 图) 锥形阀芯，一种是 (b) 图) 的三角缺口的阀芯，以保证阀芯的升程与冷剂流量之间保持一定的比例关系，这样在操作时能对流量多少基本有数。

2. 阀杆上采用螺纹节距较小的细牙螺纹。这样，手轮转动一转，阀芯升降量很小，便于精确地调节。

3. 阀芯的背面做成可以实现“倒关”。更换填料时，将阀杆顺着开阀方向开足，阀芯的背面就和填料箱下端面互相闭合，从而避免冷剂沿阀杆漏出。

二、定压式膨胀阀

定压式膨胀阀是一种能保持蒸发压力相对稳定的冷剂流量调节机构。图 7-8a) 示出电冰箱中使用的 1D 型定压膨胀阀。波纹管 8 的内部通过顶杆孔与蒸发器进口相通，所以其中的压力就是冷剂的蒸发压力。冷剂的流量由针阀 6 的开度来调节。在调压弹簧调定后，针阀的开度就随蒸发压力而变化。当冰箱的热负荷减少温度下降时，由于蒸发器中的液体冷剂蒸发减慢，但压缩机仍然照常抽吸，就使蒸发压力下降，此时，波纹管即开始被调压弹簧压缩，通过顶杆 9 将针阀开大，于是进入蒸发器的冷剂量增多，加多了蒸发器中冷剂的蒸发量（见第四章），使蒸发压力不再继续下降。反之，当热负荷增大，冰箱温度上升导致蒸发压力上升

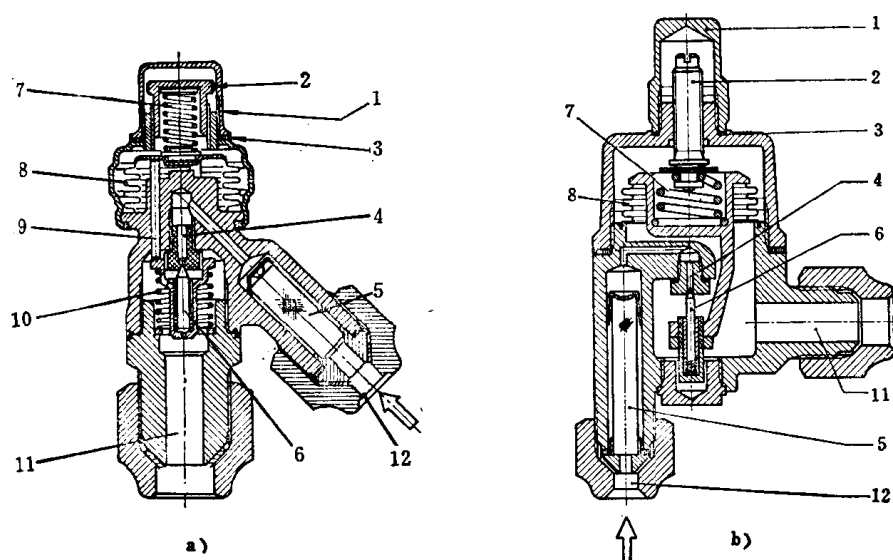


图7-8 定压膨胀阀

a) 1D型; b) ARV型

1-顶帽; 2-调压螺套(钉); 3-垫片; 4-节流孔; 5-进口滤器; 6-针阀; 7-调压弹簧; 8-波纹管; 9-顶杆; 10-平衡弹簧; 11-出口接头; 12-进口接头

时, 它便将针阀关小, 减少冷剂流量, 使蒸发压力不再继续上升。

由此可见, 定压式膨胀阀并不能保持蒸发压力一成不变, 只是使它在一定范围内相对稳定, 不偏离过多。拧紧调压弹簧, 只能在较大的蒸发压力下才能将阀关小, 所以可使工作蒸发压力保持较高; 放松弹簧, 工作压力就低。当压缩机停止时, 因蒸发器中蒸气不能排出, 蒸发压力不断上升, 将针阀逐渐关小, 直至全部关闭, 不再向蒸发器供入冷剂。

定压膨胀阀能保持蒸发压力相对稳定这一特性, 就能使装置工作时, 蒸发温度不致过低, 以免冻坏冰箱中的水果和防止冷饮水器中的水结冰; 也可避免蒸发温度过高, 防止压缩机的电动机过载, 这些都是它的优点。不过, 定压膨胀阀在热负荷增高时, 是用减少冷剂流量, 降低蒸发器的吸热量来保持“定压”的, 所以它并不能自动保持冷库温度的稳定。只有等库温上升至一定程度, 使冷库与外界的温差减小, 与蒸发器的温差增大, 达到热负荷与蒸发器吸热量平衡时, 库温才停止上升。因此, 在热负荷变化时, 冷库温度波动较大。这一特性就使它只适用于工作热负荷变化不大的制冷装置。

现在, 定压式膨胀阀已逐渐被其它型式的流量调节机构所取代, 仅由于其构造简单, 价格低廉, 在一些电冰箱和冷饮水器中尚有应用。定压式膨胀阀能自动保持阀后工作压力相对稳定这一工作原理, 在制冷装置的一些阀件中用得较多, 如常见的旁通回流能量调节阀, 吸气压力限制阀等皆与其构造类似。

三、热力膨胀阀

热力膨胀阀在船舶制冷装置中用得最广泛。它是按蒸发器出口处的蒸气过热度来自动调节冷剂流量的, 主要用于干式蒸发器, 也可用于满液式蒸发器, 详见下一节。

四、毛细管

它用于小型封闭式制冷设备, 详见第十三章。

五、低压浮球调节阀

它用于满液式蒸发器，按其中冷剂液位来调节冷剂供入量。图 7-9 示出用于氨制冷装置的 FQ-5 型低压浮球阀的构造及其管路。浮球阀置于蒸发器一侧，上、下各联有平衡管，所以其中液位与蒸发器中一致，并处于系统低压部分。当液位高时，浮球 6 漂起，针阀 4 将节流孔 1 关小，减少冷剂供入量，至全部关死为止，使蒸发器中液位保持在一定限度内。当浮球阀失灵时，可使用手动膨胀阀来调节。

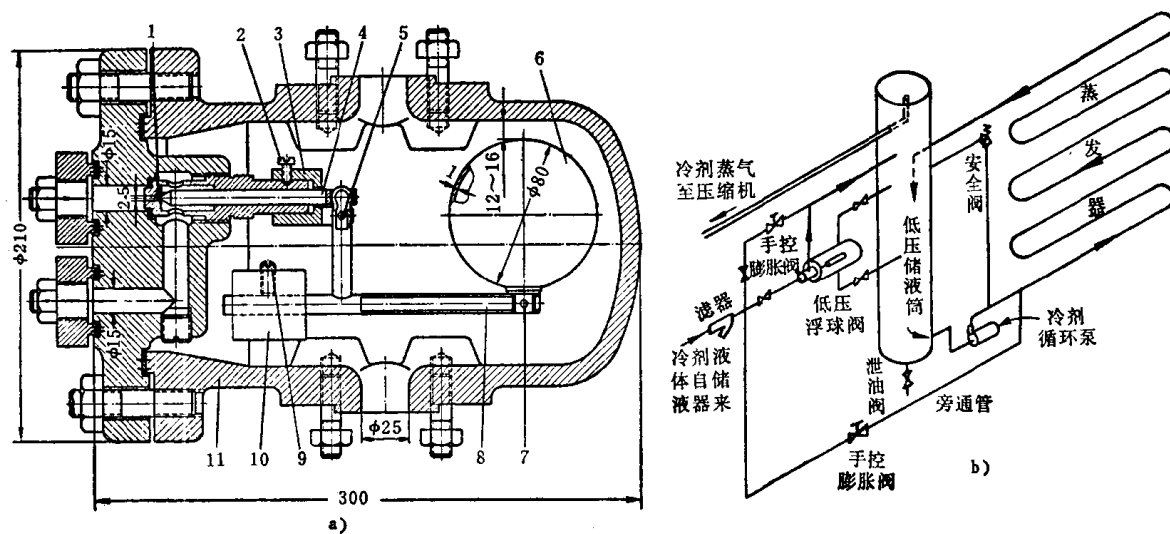


图 7-9 低压浮球调节阀的构造及管路

a) FQ-5 型氨低压浮球阀 (制冷量 20000~35000 千卡/时, 节流孔通道面积 5 毫米²); b) 浮球阀安装管路
1-节流孔; 2-固定螺钉; 3-套筒; 4-针阀; 5-心轴; 6-浮球; 7-销钉; 8-杠杆; 9-螺钉; 10-平衡重块; 11-阀体

在压缩机停止时，蒸发器中的冷剂停止蒸发，液体中气泡消失，液位下降，浮球阀大开，大量冷剂拥入，至液位升至高限时，阀才自动关死；而在下次起动压缩机时，冷剂蒸发，原已处于高限的液位因液体中充满气泡而进一步猛涨，导致压缩机发生液击。所以在停机后，应立即关闭浮球阀前的截止阀。

六、高压浮球调节阀

图 7-10 为高压浮球阀的构造和使用高压浮球阀的制冷装置管路。高压浮球阀的构造与低压浮球阀相似，但它装在液体管路中，处于制冷系统的高压部分，它是通过浮球室中高压冷剂液体的液位变化来间接控制满液式蒸发器中冷剂的液位。其工作原理如下：因为在装置中冷剂量是一定的，并在稳定工作时，冷剂在蒸发器中的蒸发量与在冷凝器中的凝结量相等。因此，若高压浮球室中的液位升高，则表明制冷系统高压部分的冷剂多了，那么在低压部分的蒸发器中的冷剂必少，液位一定下降，就需要开大针阀（浮球因液位升高而漂起），多向蒸发器供冷剂。若浮球室液位下降，则需对蒸发器减少供液。所以只要控制了高压浮球室中的高压冷剂液位也就相应控制了满液式蒸发器中的低压冷剂液位。当压缩机停止工作时，因无冷剂进入冷凝器，所以浮球室中的液位逐渐降低，降至最低液位时，针阀全部关死，防止蒸发器中冷剂过多，而造成压缩机液击。

高压浮球阀多用于只有一台蒸发器的制冷装置中，如空调用的离心式压缩制冷机组或某些小电冰箱中。若浮球阀装在冷凝器之上，则需有图7-10中的逸气管3，以免在浮球室中形成高压气封。

高压浮球调节阀的缺点是，要求系统中的冷剂量为某规定量，否则就破坏了浮球室中的液位与蒸发器液位之间的对应关系，这给管理工作造成不便。

高压浮球阀可直接控制冷剂流量，也可作为大流量主膨胀阀的导阀。上册的图4-20为采用这种高压浮球阀的我国某轮制冷装置的系统原理图。当浮球室8中的液位升高至高限时，高压浮球导阀将针阀打开，于是高压冷剂蒸气便经导压管9流至主膨胀阀10顶部的活塞室，

将膨胀阀阀芯下压开启。由于冷剂进入蒸发器3，浮球室中液位下降至低限时，浮球阀将针阀关闭，主膨胀阀随之关闭，所以此蒸发器是间断供液的。

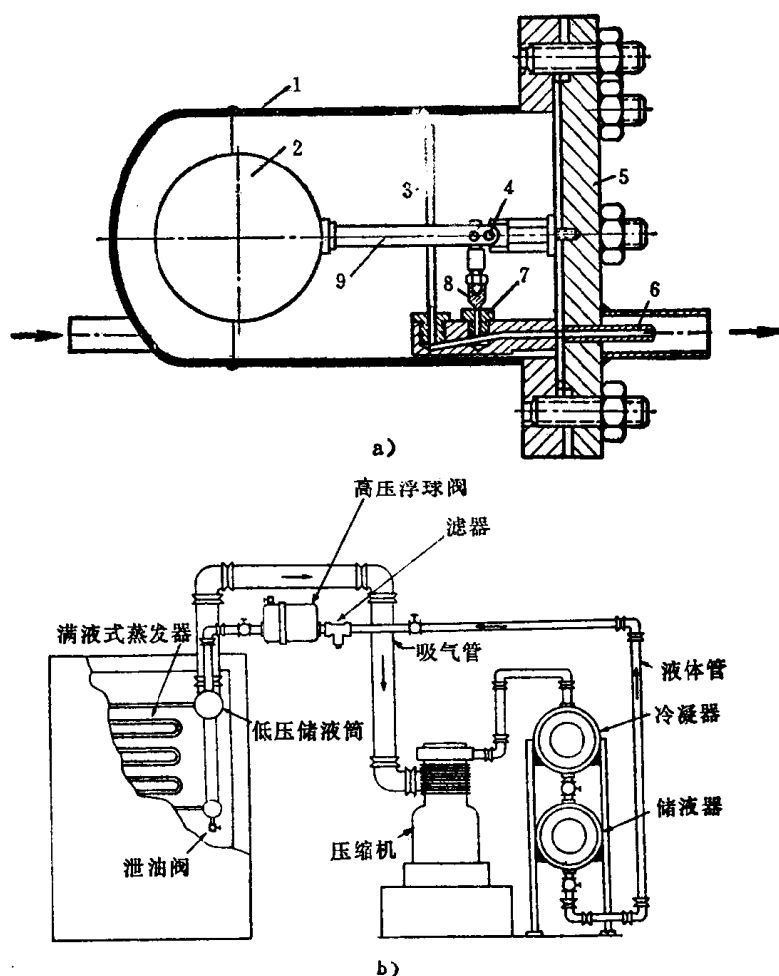


图7-10 高压浮球调节阀及其在系统中的位置
1-阀体，2-浮球，3-逸气管，4-支点，5-盖板，6-节流管，7-阀座，8-针阀，9-杠杆

第三节 热力膨胀阀

一、热力膨胀阀的工作原理

1. 热力膨胀阀的工作原理

热力膨胀阀在船舶制冷装置中用得最多。它是根据蒸发器出口处的冷剂蒸气过热度来自动调节冷剂流量的。图7-11a)示出上海恒温控制器厂生产的FPF型热力膨胀阀，其工作原理示于图7-12。

热力膨胀阀的头部为温度感受部分，由膜片1、毛细管9及温包10所组成。温包放在蒸发器出口，用以感受该处的冷剂蒸气温度。所以膜片上方的压力 P_1 即由温包的充剂压力 P_1 而定，此压力随蒸发器出口处冷剂蒸气的温度升降而增减。膜片与调节弹簧座之间支有顶

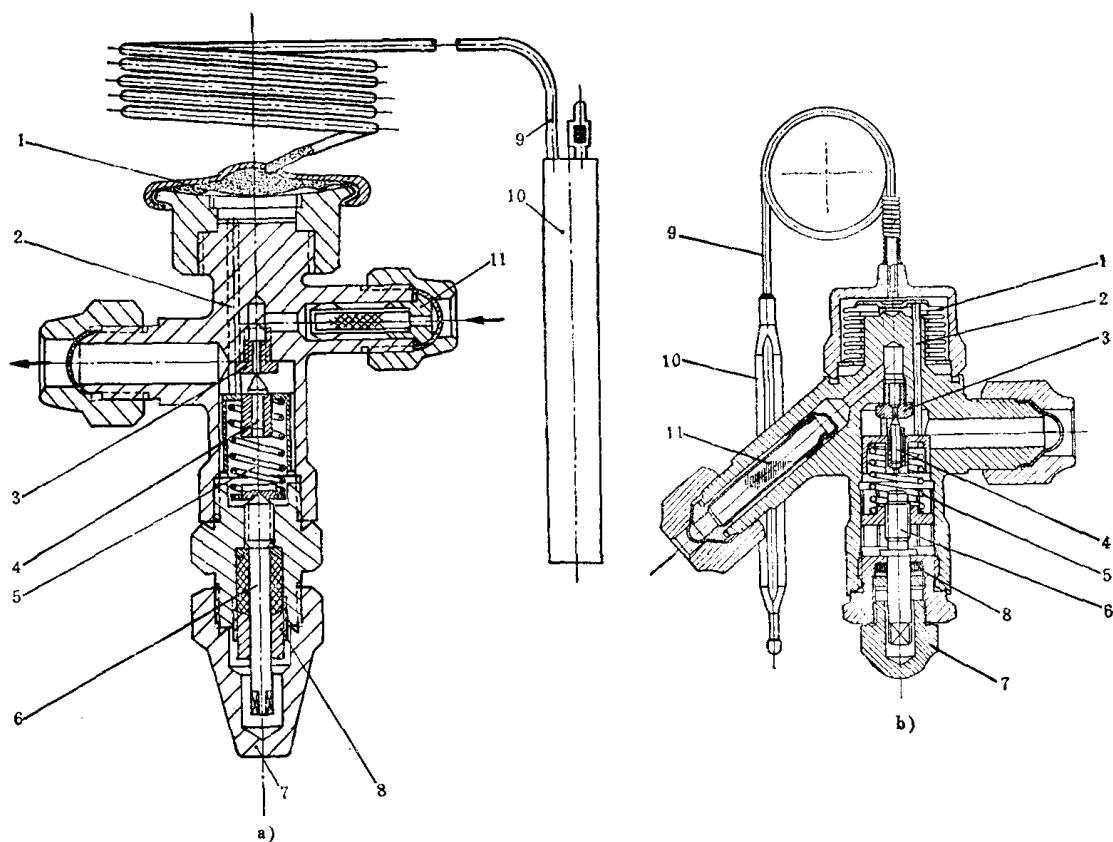


图7-11 热力膨胀阀
a) FPF型; b) TVFM型

1-膜片(波纹管); 2-顶杆; 3-阀座; 4-针阀; 5-调节弹簧; 6-调节杆; 7-封帽; 8-填料箱; 9-毛细管; 10-温包; 11-滤器

杆2, 通过顶杆与阀体上杆孔间的空隙, 使膜片下方与膨胀阀的出口相通, 因此膜片下方作用着蒸发器中冷剂的蒸发压力 P_0 。

制冷剂液体经滤器11进入热力膨胀阀, 由针阀4来控制进入蒸发器的流量。工作时针阀的开度由下列三种因素而定:

1) 作用在膜片上方的温包压力 P_1 , 它要将阀开启。

2) 作用在针阀下方的调节弹簧张力 P_2 , 它要将阀关闭。 P_2 的大小可通过调节杆6予以调整。

3) 作用在膜片下方的蒸气压力 P_0 , P_0 将膜片上抬, 可抵销 P_1 的一部分开阀力。

因为调节弹簧的张力与其伸缩长度成比例, 所以当弹簧被膜片下压至一定程度后, 上面三种作用力就相互平衡

$$\text{关阀力 } P_2 = \text{开阀力 } P_1 - P_0$$

针阀也就稳定停留在某一位置上。也可以说针阀的位置是由净下压力 $P_1 - P_0$ 与弹簧的上顶力 P_2 的平衡作用而定。

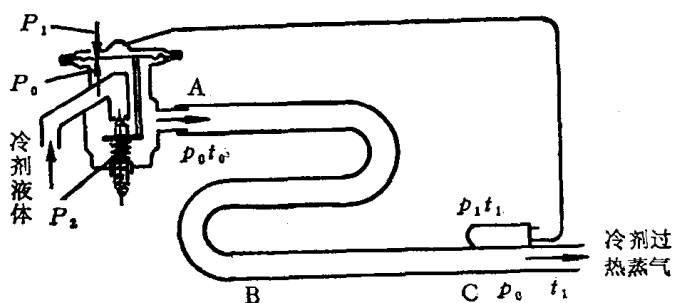


图7-12 热力膨胀阀的工作原理

因为，感温机构的作用力 $P_1 = \text{温包充剂压力 } p_1 \times \text{膜片有效面积 } F$ ；蒸发压力作用力 $P_0 = \text{冷剂蒸发压力 } p_0 \times \text{膜片有效面积 } F$

所以，当针阀稳定开启时

$$p_1 F - p_0 F = P_2$$

$$p_1 - p_0 = \frac{P_2}{F}$$

P_2/F 为弹簧作用在每单位面积膜片上的张力，称为弹簧平均张力 p_2 。所以针阀的位置就由 $p_1 - p_0$ 和 p_2 之间的平衡而定，在针阀不动时

$$p_1 - p_0 = p_2$$

由此可见，当温包感受的冷剂出口温度下降（ p_1 减少）或蒸发压力上升（ p_0 增大）时，都会使膜片净下压力 $p_1 F - p_0 F$ 小于弹簧上顶力 P_2 ，于是弹簧伸长，将阀关小。压缩机停车时，因蒸发压力 p_0 持续上升，致使温包中的压力与蒸发压力的差值 $p_1 - p_0$ 逐渐缩小，使开阀力不足以胜过关阀力，调节弹簧将阀关小。当 p_0 接近于冷剂在冷库温度下相对应的饱和压力时，阀已全部关死。

在干式蒸发器出口处，冷剂蒸气已呈过热状态。若过热温度为 t_1 ，那么，作用在膜片上方的温包压力 p_1 就由此过热温度 t_1 确定。同样，由于一定的蒸发温度 t_0 对应一定的蒸发压力 p_0 ，所以膜片的净下压力 $p_1 F - p_0 F$ 就决定于 t_1 与 t_0 的差值 $t_1 - t_0$ 。因为无阻力时，蒸发器出口处蒸气的压力也为 p_0 ，其对应的饱和温度（即蒸发温度）也为 t_0 ， $t_1 - t_0$ 就是出口处蒸气的过热度。因此，出口处过热蒸气的过热度越大，阀的开度也越大。所以，在调节弹簧张力 P_2 已调定后，热力膨胀阀的开度就仅决定于出口蒸气过热度的大小。一定的过热度对应一定的开度，它既与出口处的蒸气过热温度 t_1 无关，也不像定压膨胀阀那样，由蒸发压力来起主要作用。

当制冷装置工作时，若冷库热负荷增加，导致库温上升，于是蒸发器中的液体冷剂蒸发加强，使蒸发器管中的充液段 AB 缩短，过热段 BC 增长（参见第四章）。于是流出蒸发器的冷剂蒸气过热度增加，使膜片的净下压力增大，超过了调节弹簧的预张力，将弹簧压缩，开大了针阀，增加了冷剂的流量，使蒸发器吸热量增多，以与热负荷升高的工况相适应，有利于抑制库温继续升高。在流量增加后，由于蒸发器管的充液段 AB 相应加长，过热段 BC 随之缩短，虽蒸发压力 p_0 有所上升，但出口处过热度（ $t_1 - t_0$ ）开始下降。于是膜片下压力 $p_1 - p_0$ 逐渐减小，而弹簧却在针阀开大过程中因受压缩其上顶力 P_2 不断加大。所以，在针阀开大到一定程度后，就停下不再开大了，出口过热度也就稳定不再变动，但比工况变化前要稍高一些。反之，当热负荷减少时，也发生类似动作。

这一调节过程对在温包中的充剂与装置的工作冷剂为同一品种时，是很容易理解的。例如，工作冷剂和温包充剂都是 F12，当蒸发温度为 -15°C ，其相应蒸发压力为 1.86 公斤/厘米²，蒸发器出口蒸气温度为 -10°C ，即具有 5°C 的过热度时，因温包与蒸发器出口管段紧密贴合，所以温包中充剂的温度也是 -10°C ，其中充剂 F12 的压力即为 -10°C 所对应的饱和压力 2.23 公斤/厘米²。若膨胀阀膜片有效工作面积为 10 平方厘米，则膜片的净下压力为 $(2.23 - 1.86) \times 10 = 3.7$ 公斤。此压力与调节弹簧的张力 $P_2 = 3.7$ 公斤平衡后，将阀保持一定的开度。如热负荷增加，使出口蒸气温度升为 -8°C ，具有 7°C 过热度时，那么温包充剂温度也升为 -8°C ，温包压力则为 F12 在 -8°C 时的饱和压力即 2.3 公斤/厘米²。于是，膜片净下压力增为 $(2.3 - 1.86) \times 10 = 4.4$ 公斤，显然高于原弹簧张力 3.7 公斤，所以弹

簧受压缩，将阀开大。对采用其它充剂的温包的热力膨胀阀也与上例相似。

需要注意的是，由于热力膨胀阀的一定开度是与一定的出口过热度相对应的。所以，在工况变化后，它不能将蒸发器的出口过热度保持得与原来相同，而只不过使其偏离不致过多而已。另外，在针阀调节过程中，由于温包感温有一定迟滞，所以并不是一次就能调节完毕，往往会先开、关得过头一些，经过几次反复，方能调节妥善。所以，当温包与蒸发器出口管段接触不良或其它原因使温包感温反应甚为迟滞，或因调节弹簧过软时，常常会在调节过程中出现大幅度“振荡”，在较长时间冷剂流量忽多忽少，极度影响制冷装置的稳定工作。

2. 热力膨胀阀的工作性能

图 7-13 示出热力膨胀阀的开度与蒸发器出口处冷剂过热度之间的关系曲线。因为要阀在关闭时能保持严密，弹簧在阀关闭时就不能全部放松，仍需一定的预张力。所以，只有在

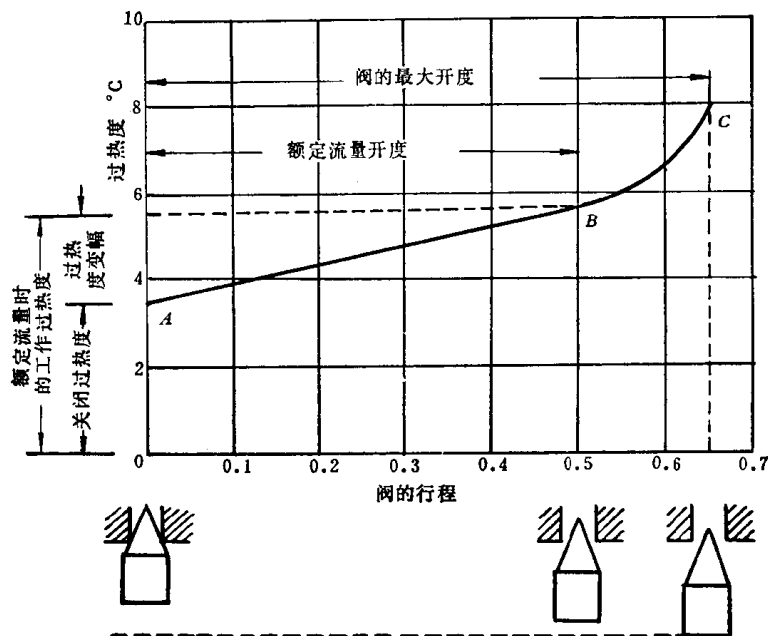


图 7-13 热力膨胀阀开度与工作过热度的关系

蒸发器出口具有一定的过热度，使膜片的净下压力能大于弹簧这一预张力时，阀才能开启。因此，当出口过热度降低至一定程度后，阀就关死。由于针阀机构动作时的摩擦力的作用，开阀时所需的出口过热度比关阀时的出口过热度要大一些，一般将关阀时的出口过热度称为“关闭过热度”或简称为该膨胀阀的过热度。热力膨胀阀并不能保持蒸发器出口过热度恒定不变，而只能使之不低于其关闭过热度这一界限，并且阀的关闭过热度总是大于零的，一般为 $2 \sim 6^{\circ}\text{C}$ 。我们知道，出口过热度太大，对蒸发器受热面的有效利用是不利的。所以，要有这样较大的关闭过热度的原因，除了防止在低负荷运行时压缩机发生液击外，还因为当压缩机停车时，由于冷库空气同时对温包及蒸发器加热，但温包体积很小，其中充剂温度总比蒸发器中的冷剂温度上升得快，造成一种出口过热度升高的假像。如关闭过热度太小，可能在停车后的短时间内，膨胀阀不但不立即关闭，在一定时间内反而大开，使冷剂仍大量进入蒸发器。另外，在压缩机再次起动时，由于蒸发器中的冷剂压力在压缩机抽吸下突然下降，而温包中的压力却因温包来不及随同冷下来，仍然较高，这都会使膨胀阀在短期内不适当的开大，大量冷剂拥入蒸发器，引起压缩机液击。

一个热力膨胀阀的关闭过热度可通过调节弹簧予以调定。弹簧调得越紧，关闭过热度越大，反之亦然。例如 FPF 型热力膨胀阀在标准工况时，每转动调节杆一圈，可使关闭过热度