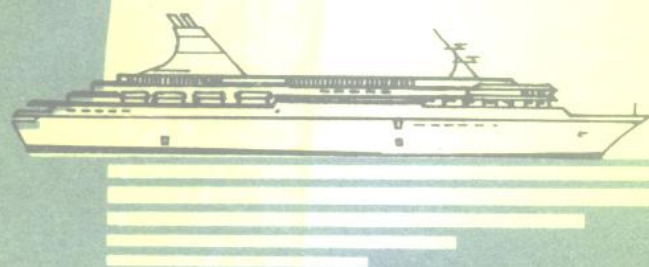


船舶辅机学

(上册)

卢士勋 韩厚德 编著



科学出版社

U664.3

船舶辅机学

(上册)

卢士勋 韩厚德 编著

5864.5

L86

1

科学出版社

1995

(京)新登字 092 号

内 容 简 介

本书着重阐述船舶制冷与空气调节装置及舱内辅机(海水淡化装置、分油机)的工作原理、性能特点、典型结构、管理要点和常见故障的分析和排除方法。全书力求插图形象、语言生动、计算公式和图表简明实用、理论与实践相结合,能反映国内外最新成就和技术进步。

本书既可作高等院校船舶辅机专业教材,又可供从事制冷、空调和舱内辅机研究、生产和应用的专业技术人员及轮机员阅读或工作参考。

《船舶辅机学》全书分为上、下两册。上册包括制冷与空调技术、造水机、分油机和空压机;下册主要内容是液压甲板机械和各种船用泵。

船舶辅机学

(上 册)

卢士勋 韩厚德 编著

责任编辑 许贻刚

科 学 出 版 社 出版

北京市东黄城根北街16号

邮政编码:100717

上海海疆印刷厂 印刷

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经销

*

1995年3月第 一 版 开本:787×1092 1/16

1995年3月第一次印刷 印张:18 1/4

印数:1—3 000 字数:400 000

ISBN 7-03-004696-X/TH·38

定价:16.80 元

前 言

船舶辅机几乎包括了除船舶主机,电气和柴油发电机之外的所有船舶机械。《船舶辅机学》是高等海运院校“轮机管理”专业的主要专业课之一。本书主要是按照轮机管理专业教学大纲及培养目标要求中对船舶辅机学课所拟定的教学内容,并参考 1992 年中华人民共和国港务监督局《海船轮机长,轮机员考试大纲》等编写。

《船舶辅机学》是一本涉及多学科的综合性专业书籍。由于受到篇幅和教学学时所限,较难对每一种船舶辅机的理论、结构、系统及操作运行均作深入阐述,而只能对其主要内容做到结合船舶实践,适应船舶技术的新进展,力求理论联系实际,重点突出的叙述,并强调有较强的针对性、较好的系统性和适用性。尽力做到论述清楚,文字简洁,通俗,方便自学、进修。《船舶辅机学》作为高校教材,旨在使学生学完本课程之后,基本具备对船舶主要辅助机械的原理、类型、结构、系统和运行有一定的分析和解决实际问题的能力。

《船舶辅机学》拟作上下两册编写。上册内容是:船舶制冷,船舶空气调节,船用通风机与空气压缩机,船舶通风与货舱除湿,船用分油机和海水淡化装置;下册内容是:船舶甲板机械(包括:液压传动原理,液压阀,液压泵,液压马达,液压舵机、起货机及液压锚机和绞缆机)和船用泵。

本书(上册)是作者总结了在上海海运学院多年教学经验和在历次《船舶辅机学》教材试用成功的基础上又根据船舶辅机技术最新发展重新编写而成。在编写过程中广泛征求了兄弟院校和有关单位的意见。上海交通大学顾安忠、邹根南、蔡祖康及上海海运学院吴甲斌、郑洪兰等教授、专家审阅了有关章节,并提出了许多宝贵意见,全书聘请上海交通大学尉迟斌教授担任主审,谨在此致谢。

本书由上海海运学院卢士勋教授主编定稿,韩厚德副教授参编。初稿编写:卢士勋第一~七章及十三~十五章;韩厚德第八~十二章。《船舶辅机学》为一多学科的应用技术,它除适用于高等海运院校轮机管理等专业教学外,亦可作船舶轮机长,轮机员考证、进修、自学或供从事船舶机务和修造等专业技术人员阅读。

书中不当之处,恳请阅者指正。

编者 1994. 12

目 录

前 言

第一章 船舶制冷原理	(1)
1-1 蒸气压缩式制冷原理	(2)
1-2 蒸气压缩式制冷循环在工质 $T-s$ 图及 $p-h$ 图上的表示	(7)
1-3 单级蒸气压缩式制冷循环的热力计算及工况分析	(12)
1-4 两级压缩式及复叠式制冷原理	(21)
1-5 吸收式制冷原理	(24)
1-6 液化气船的气体再液化制冷原理	(28)
第二章 制冷剂、载冷剂及冷冻机油	(30)
2-1 制冷剂的种类、基本热力性质及应用	(30)
2-2 载冷剂的基本热力性质及应用	(37)
2-3 冷冻机油的性质及选用	(39)
第三章 制冷压缩机	(42)
3-1 制冷压缩机的基本分类及工作原理	(42)
3-2 活塞式制冷压缩机的结构	(45)
3-3 活塞式制冷压缩机的卸载与能量调节	(59)
3-4 活塞式制冷压缩机的润滑与气密	(63)
3-5 螺杆式制冷压缩机	(67)
第四章 制冷换热器、辅助设备及管路	(72)
4-1 制冷换热器	(72)
4-2 制冷装置中的辅助设备	(81)
4-3 制冷管路及其隔热	(86)
第五章 船舶制冷装置的自动控制及安全运行保护	(89)
5-1 制冷装置自动控制的内容及基本控制系统	(89)
5-2 制冷装置自动控制中的节流与供液设备	(90)
5-3 制冷装置中的自动控制阀件	(99)
5-4 制冷装置中的自动控制及安全保护器件	(108)
第六章 船舶制冷系统及冷藏运输工艺	(117)
6-1 船舶制冷系统的基本组成及融霜	(117)
6-2 船舶冷库、冷藏舱及制冷系统	(121)
6-3 船用冷藏集装箱及制冷系统	(137)
第七章 船舶制冷装置的操作、管理及调试运行	(143)
7-1 船舶制冷装置的基本操作	(143)
7-2 制冷装置的安装、调试与验收	(149)

• ■ •

7-3	制冷装置的运行管理	(152)
第八章	船舶空气调节技术的理论基础	(160)
8-1	船舶空气调节的基本原理和空气参数要求	(160)
8-2	湿空气的热力学基础	(161)
第九章	船舶空气调节装置	(173)
9-1	船舶空气调节装置的组成	(173)
9-2	船舶空气调节中的空气处理	(177)
9-3	船用空气调节器与送风设备	(181)
9-4	船舶空气调节的典型系统	(187)
第十章	船舶空气调节装置的自动控制	(191)
10-1	空气调节自动控制系统的基本组成及类型	(191)
10-2	空气调节系统的空气温度控制	(193)
10-3	空气调节系统的空气湿度控制	(198)
10-4	空气调节系统的送风量控制	(201)
10-5	空气调节的综合控制系统	(202)
10-6	船舶噪声的产生、危害及控制	(204)
第十一章	船舶空气调节装置的操作及运行管理	(209)
11-1	空气调节中的空气参数测定	(209)
11-2	空气调节设备运转性能测试与调整	(213)
11-3	空气调节舱室气流组织的测试与装置运行管理	(215)
第十二章	船舶通风与货舱除湿	(217)
12-1	船舶通风原理	(217)
12-2	船舶货舱与机舱的通风	(218)
12-3	船舶货舱的除湿	(222)
第十三章	船用空气压缩机与通风机	(225)
13-1	船用空气压缩机	(225)
13-2	船用通风机	(234)
第十四章	船用海水淡化装置	(239)
14-1	船用海水淡化装置的类型、组成及工作原理	(239)
14-2	船用真空式海水淡化装置与工作系统	(244)
14-3	船用真空式海水淡化装置的工况分析与使用	(249)
14-4	船用真空式海水淡化装置的运行管理与维护	(252)
第十五章	船用分油机	(259)
15-1	船用离心式分油机的工作原理	(259)
15-2	船用碟式离心分油机的基本结构及工作过程	(261)
15-3	船用离心式分油机的典型结构	(265)
15-4	船用离心式分油机的自动排渣与操作	(269)
15-5	船用离心式自动排渣分油机的工作系统及控制	(272)
15-6	船用离心式分油机的运行管理	(276)

第一章 船舶制冷原理

制冷就是利用一定的方法和手段使某一空间或物体达到比周围环境介质更低的温度,并维持这一温度在一定的时间范围内。这里的环境介质系指大自然中的水和空气。为了得到并维持所要求的低温,则必须不断地从被冷却的空间或物体中取出热量并输送到环境介质中去。这一取出并输送热量的过程就是“制冷过程”,又简称“制冷”。实现制冷的的方法很多,概括起来,其一是利用天然冷源制冷,其二是利用人工方法制冷。天然冷源有冬天储存的天然冰或夏季的深井水。但天然冷源的利用受到季节、地区、储存量和储存条件的限制,且又难以实现 0°C 以下的制冷温度。随着科学技术的进步和工农业生产的发展,“人工制冷”得到了迅速的发展和广泛应用,进而取代了“天然制冷”。

目前使用的人工制冷方法主要是液体气化、气体膨胀和热电(即半导体)制冷。而应用最广泛的是液体气化制冷。这种制冷方法通常称作蒸气制冷。蒸气制冷又有蒸气压缩式和吸收式等形式。蒸气压缩式制冷具有制冷温度低、设备运行可靠、制冷量适应范围大等特点,它是船舶制冷与空气调节中主要的制冷形式。

制冷技术在国民经济各个部门应用极其广泛,诸如国防、交通、石油、化工、机器制造、宇航、仪表、电子、医药、钢铁以至食品等工农业和科学研究各个领域。

造船和船舶运输是国民经济的重要部门之一,制冷技术也被普遍采用。归纳起来主要有:

1. 货物冷藏运输及伙食冷藏

为适应船舶航程长、航区气候变化大的特点,可以利用制冷装置把各种易腐食品在冷藏条件下运送到目的港,利用伙食冷藏设备保证在续航期间船员和旅客充足和必需的新鲜食品及饮料供应。

2. 船舶空气调节

制冷装置为船舶舱室空气调节提供了夏季必需的“冷源”,它是创造符合在船上工作或旅行所必要的“人工气候”条件。

3. 渔品冷藏加工

渔船出海捕捞,由于渔场广阔、海上作业周期长等因素,要保证渔获物的新鲜完好,则必须在船上设置制冷装置,以实现渔品的冷冻、冷藏和加工。

4. 海上工程船的制冷

海洋是人类的巨大宝库之一,为开发海洋资源,需要进行海洋考察,并建造潜水调查船、海洋考察船及其海上采掘建筑等设施。同时,为了保证某些作业条件和工作的正常进行,则必须在这些船舶和设施中安装制冷与空气调节装置或某些特殊的制冷设备。

5. 天然气的液化与储运

随着低温制冷技术的发展与应用,近年来国际上专门运送天然气的槽船日益增多。由于液化天然气运输过程的特殊要求,在这些船舶上又安装了气体再液化设备,以实现液化气的安全储运。

此外,在海军建设中为保证舰艇的战斗力、续航能力及某些弹药的安全贮存,特别是

要实现潜艇长时间的隐蔽潜航,在这些舰艇上也必须设置制冷装置。

制冷技术在近代船舶上的广泛应用,对船舶的营运效益和船员、旅客工作及愉快旅行都具有重要意义,目前制冷装置已成为船舶上不可缺少的重要设备。

人工制冷技术,涉及热量的转移和温度的变化等许多工程热力学和传热学的原理,所以说工程热力学与传热学是制冷技术的重要理论基础。

1-1 蒸气压缩式制冷原理

制冷的目的就是利用一定的手段把被冷却物体的热量转移到环境介质——水或空气中去,使被冷却物体的温度降低到环境温度以下,并在给定的时间内维持所必要的低温。从实践中知道,置于环境中的高温物体,总是自然地把热量散发出去而物体本身温度下降。其下降的极限温度只能与环境温度相等,而不可能低于环境温度。但利用“制冷”手段却可以使物体温度下降到环境温度以下,实现必要的低温。制冷机的工作就是借助消耗一定的能量作为补偿,把低温物体的热量转移至高温环境介质——空气或水。

在工程热力学中讲到过热机,热机的作用是把高温热源的热量部分地向低温热源转移,同时向外界输出机械功;而制冷机的作用则是利用外界向制冷机输入机械功,把低温热源的热量连同输入的机械功一起转移至高温热源,见图 1-1。

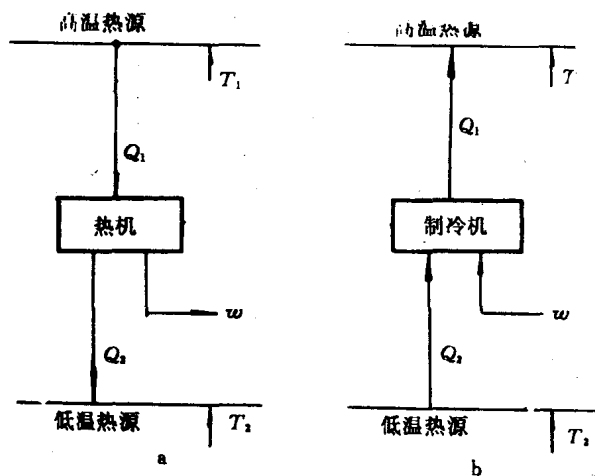


图 1-1 热机和制冷机工作基本原理的比较

船舶制冷的目的是要把载运的冷藏货物、食品等的热量转移给海水或空气,实现低温以保证货物和食品的安全储运。

从物理学中知道,任何液体在气化过程中都要吸收热量,而在凝结时又放出热量。至于这种吸、放热量的多少、温度的高低,则取决于工质气化、液化的热力状态及相应的热力参数。

综上所述,蒸气压缩式制冷,即借助制冷压缩机消耗机械功,使制冷工质在一定条件下发生相态变化——吸热或放热,把被冷却物体的热量转移到高温介质中去。这里所谓的在一定条件下发生相态变化的工质,在制冷机中称作“制冷剂”。制冷剂在制冷机内连续不

断地、反复地产生相态变化,即吸收热量由液态变为气态,再放出热量由气态变为液态,进而完成热量的转移,实现低温。

蒸气压缩式制冷机主要由压缩机、冷凝器、节流阀和蒸发器 4 个主要部件组成,见图 1-2。它们之间通过一定的连接管路,组成一个密闭系统,制冷剂在系统中循环产生相态变化,以传递和转移热量完成制冷工作。

蒸气压缩式制冷是利用制冷工质在一定压力、温度条件下的相态变化及其伴随热量的转移而实现制冷。自然界任何一液体在一定压力温度条件下气化,即从液相变为气相必须吸收热量,而从气相变为液相时,又必须放出热量。不同的物质在不同压力、温度下,气化或液化时所吸收或放出的热量不等,而且压力越低,其气化温度也越低。蒸气压缩式制冷机为制冷工质(制冷剂)创造了相态变化的条件,使工质连续不断地产生相态变化,实现制冷。制冷工质经过一系列的状态变化,将热量从低温热源取出并排向高温热源的过程称为制冷循环。蒸气压缩式制冷循环就是利用压缩机、冷凝器、蒸发器及节流阀等设备,并以消耗机械功作为补偿,完成制冷工质的相态变化循环,实现制冷。

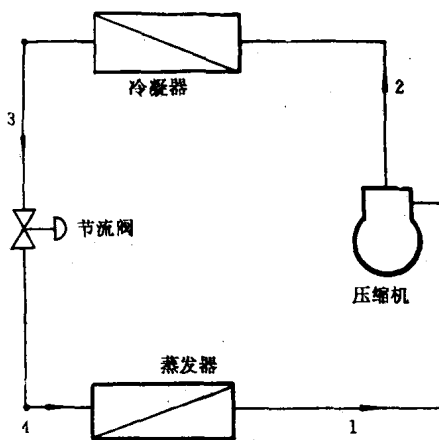


图 1-2 蒸气压缩式制冷装置的基本组成

一、循环及热效率

在工程热力学研究领域中,热机借助工质的膨胀过程而产生机械功。这种使高温热源的工质通过动力装置对外作功,然后再流向低温,亦称为热机循环,如图 1-1;而制冷机是以消耗外功作为补偿,使工质吸收低温热源的热量后,又通过制冷装置把热量送向高温,则称制冷循环。通常称热机循环为正循环,制冷循环为逆循环。

热机循环过程将热能连续不断地变为机械能,其循环的优劣常用循环热效率予以评价。在热力学第二定律中述及到热效率的概念。热效率即工质在整个热机循环过程中对外所作的净功与循环中外界加给工质的热量之比,并以符号 η_t 表示:

$$\eta_t = \frac{W}{Q}$$

假设热力循环中,每千克工质受热的各个阶段加给工质的总热量为 q_1 ,工质在对外放热的各个阶段所放出的总热量为 q_2 ,如果不考虑各热力过程工质内能的变化,那么根据热力学第一定律其热力循环中工质对外所作的净功 W (用热量单位表示)即为:

$$W = q_1 - q_2$$

于是循环热效率

$$\eta_t = \frac{W}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

循环热效率说明循环中热能变为机械能的程度。

关于制冷循环优劣的评价,是利用所谓的制冷系数来表述的。制冷系数,即在整个热力循环过程中,工质从低温物体吸收的热量 q_0 与其所消耗的机械功 W 之比,以符号 ϵ 表示,即:

$$\epsilon = \frac{q_0}{W}$$

研究制冷循环的重要目的是要通过消耗尽量少的机械功,而把低温物体(或环境)的热量尽可能多的传递至高温物体(或环境),即尽量提高制冷系数。

二、逆卡诺循环

卡诺循环为各种热机的工作原理建立了基础,热机的工作是不断地把热能转变为机械能或把机械能转变为热能。制冷机亦属于把机械能转变为热能的“热机”,它借助于逆卡诺循环进行工作。逆卡诺循环是可逆的理想制冷循环,它不考虑在流动和状态变化过程中工质的内部和外部不可逆损失。制冷机的工质进行着逆向热力循环过程,连续不断地从被冷却的低温物体取出热量,并送往高温介质(水或空气)。按热力学第二定律,要实现这个逆循环必须消耗机械功。

逆卡诺循环为理想的制冷循环,因为它的必备条件是:高、低温热源温度是恒定的;制冷工质在冷凝和汽化过程与外界热源间无传热温差;工质流经各个设备无内部不可逆损失。利用液体工质气化制冷的逆卡诺循环的必要设备是压缩机、冷凝器、膨胀机和蒸发器。制冷工质的逆卡诺循环过程及其过程在 $T-s$ 图上的表示如图 1-3 所示。

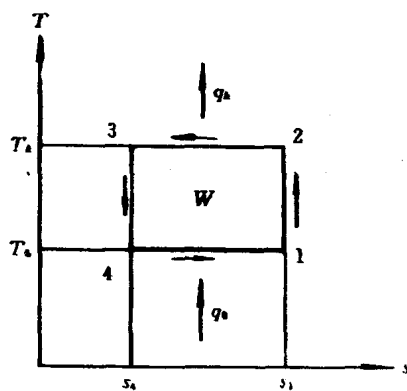


图 1-3 逆卡诺循环过程在工质 $T-s$ 图上的表示

在逆卡诺循环中,如果被冷却物体的温度为 T_2 ,而周围高温介质温度为 T_1 ,在这两个温度下,若工质每次循环从被冷却的低温物体取出 q_2 的热量,消耗了 W 的机械功,而这部分功转变为热量后又连同 q_2 一道传给高温介质。如这个热量用 q_1 表示,那么,逆卡诺循环的热平衡方程式则为:

$$q_1 = q_2 + W$$

由图 1-3 可知,按逆卡诺循环,其 4 个热力过程是:1-2 绝热压缩过程,工质温度由 T_0 升至 T_1 ,外界输入功 W ;2-3 等温压缩(冷凝)过程,工质在高温 T_1 下向高温介质放出

热量 q_k ; 3-4 绝热膨胀过程, 工质温度由 T_k 降至 T_0 , 膨胀机输出功 W_{34} , 并为压缩机所利用; 4-1 等温膨胀(气化)过程, 工质在等温 T_0 下吸收低温热源的热量 q_0 。这样, 1kg 制冷工质经过一次循环, 从低温热源吸收的热量为:

$$q_0 = T_0(s_1 - s_4) = T_0(s_1 - s_3)$$

向高温热源放出的热量为:

$$q_k = T_k(s_2 - s_3)$$

外界输入压缩机的功为:

$$W = W_{12} - W_{34} = q_k - q_0 = (T_k - T_0)(s_1 - s_4)$$

因此, 逆卡诺循环——理想循环的制冷系数 ϵ , 可写作:

$$\epsilon = \frac{q_0}{W} = \frac{q_0}{q_k - q_0} = \frac{T_0}{T_k - T_0}$$

上式说明, 逆卡诺循环的制冷系数 ϵ 仅与高、低温热源的温度有关, 即高温热源 T_k 越低, 低温热源 T_0 越高, 则制冷系数 ϵ 越大, 其制冷循环的经济性越好。例如某逆卡诺循环的冷凝温度为 30°C , 蒸发温度为 -30°C , 其理想制冷循环的制冷系数差不多为 4。实际上 T_0 、 T_k 对制冷系数 ϵ 的影响中 T_0 的影响大于 T_k 。又由于逆卡诺循环不考虑各种热损失, 而且压缩机利用了膨胀机对外作输出功, 故在恒定的高低温热源区间, 逆卡诺循环的制冷系数 ϵ 最大, 因此, 逆卡诺循环制冷系数可用来评价其它制冷循环的热力完善程度。另外, 一切实际循环又均为具有传热温差的不可逆循环, 实际循环的制冷系数总小于相同热源温度的逆卡诺循环制冷系数。通常, 把相同热源温度时具有传热温差的逆卡诺循环制冷系数 ϵ' 与不具有传热温差的逆卡诺循环制冷系数 ϵ 的比值, 称作实际循环的热力完善度 η 。

$$\eta = \frac{\epsilon'}{\epsilon}$$

显然, 热力完善度恒小于 1, 其大小反映了实际循环接近逆卡诺循环的程度。

在制冷装置的实际运行中, 高温热源(冷却介质)和低温热源(被冷却介质)的温度通常是在不间断地变化, 而且循环中的 T_k 受到冷却介质——水或空气温度所限, 不可能取得很低, 而 T_0 又受到制冷温度要求所限, 不可能取得很高。

三、热泵循环

热泵也是一种逆卡诺循环。所谓热泵是借消耗机械功而将热量从低温物体转移到高温物体。热泵能有效的把低温热源的热能加以利用。热泵的工作原理(见图 1-4)与制冷机是相同的, 其区别仅在于其任务与工作范围不一样。制冷机是把低温物体的热量转移至自然环境(水或空气), 以实现并维持物体的低温; 而热泵是把自然环境(空气、水等)中的热量转移至需要较高温度的环境中去。前者的任务是制冷, 工作的下限温度是低温物体的温度, 上限温度是自然环境的温度; 后者的任务是供热, 其工作温度下限是自然环境温度, 上限温度是供热环境要求的温度。

热泵循环的经济性用供热系数来衡量, 即所获得的供热量与所消耗的功之比, 并用符号 ϵ_p 表示。按逆卡诺循环的功与热量的关系, 可写作:

$$\epsilon_p = \frac{q_1}{W} = \frac{q_1}{q_1 - q_2} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

如果把前面的制冷循环作为热泵循环的话,当 t_k, t_0 分别为 $+30^{\circ}\text{C}$ 、 -30°C 时,其理想供热系数差不多为 5。

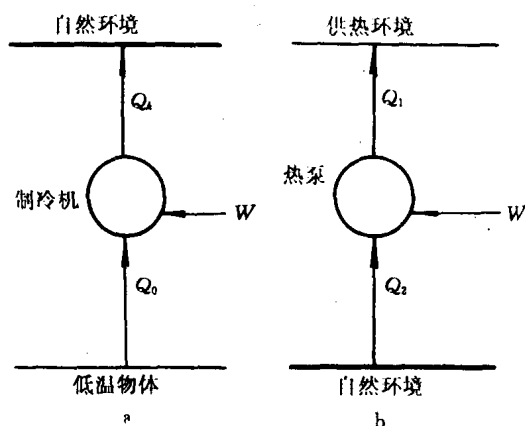


图 1-4 热泵、制冷机的对比关系图

四、制冷循环的基本理论

图 1-5 给出了蒸汽压缩式制冷循环的工作原理。制冷循环系统是由压缩机、冷凝器、膨胀阀(节流阀)、蒸发器以及它们之间的连接管路组成。这一封闭的循环系统简称制冷系统。该系统中制冷工质每完成一个循环只经过一次压缩,故称为单级压缩制冷循环。制冷工质在制冷系统内相继经过压缩、冷凝、节流、蒸发 4 个过程而完成制冷循环。在制冷循环中,工质不断地将低温物体的热量转移至环境介质(水或空气)而达到制冷的目的。在这一

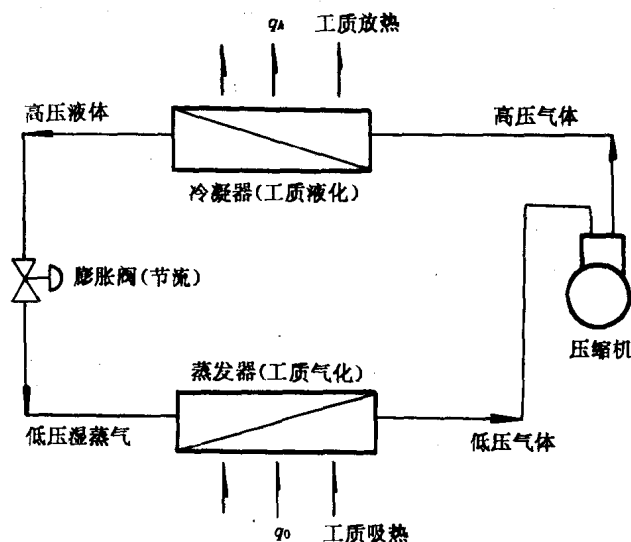


图 1-5 制冷循环过程及工质压力、相态、热量的变化关系

循环系统中主要设备的功用及工质相态变化如表 1-1 所示。

表 1-1 蒸汽压缩式制冷循环系统主要设备的功用及工质的相态变化

设备名称		压缩机	冷凝器	节流(膨胀)阀	蒸发器
功 用		吸入工质气体,提高压力,造成向高温热源放热而液化的条件	将工质气体液化	降低液态工质的压力与温度造成工质气化吸热条件	工质气化,吸收气化潜热(气化热)而产生冷却作用
制 冷 工 质	状态	气体(加入压缩功)	气体→液体 (放出凝结热)	高压液体→低压湿蒸气($x=0.1\sim0.2$)	低温湿蒸气→气体 (吸收气化热)
	压力	升 压	高 压	降 压	低 压
	温度	低温→高温 (过热)(过热)	高温→常温 (过热)(25—35℃)	常温→低温	低温→过热

1-2 蒸汽压缩式制冷循环在工质 $T-s$ 图及 $p-h$ 图上的表示

按照逆卡诺循环原理,如果制冷机在理想情况下工作,则工质的压缩过程为绝热压缩过程,工质冷凝温度与冷却介质温度相等,而其蒸发温度又与被冷却物体相等。显然这不符合客观实际情况,但这一假想为我们建立了提高实际制冷循环完善程度的方向,并使得问题简化,又便于利用热力学原理研究分析制冷机的实际工作过程。

在蒸汽压缩式制冷中,通常利用热力学第一、第二定律的基本原理并借助于制冷工质的 $T-s$ 图和 $p-h$ 图研究制冷循环的热力过程、功和热的转换以及热的受授关系。

图 1-6 所示为工质的 $T-s$ 图和 $p-h$ 图。 $T-s$ 图是分别以工质的绝对温度 $T(K)$ 和单位质量(kg)的熵 $s[kJ/(kg \cdot K)]^*$ 为纵、横坐标, $p-h$ 图是以工质的绝对压力 $p(MPa)^{**}$ 和单位质量工质的焓 $h(kJ/kg)$ 为纵、横坐标所组成的列线图。图中尚有工质的其它热力参数及其这些热力参数在热力过程中的变化。工质的 $T-s$ 图和 $p-h$ 图反映了工质热力参数的变化规律,它们是饱和液体线、饱和蒸气线、等焓线、等熵线、等压线、等容(或等密度)线、等干度线,以及表示工质相态的过冷液体区、过热蒸气区和湿蒸气区等。

工质 $p-h$ 图为了适合工程应用,其纵坐标 p 则以压力的对数值取比例绘制,故工质 $p-h$ 图有时亦称 $lg p-h$ 图。利用工质 $T-s$ 图和 $p-h$ 图可研究制冷循环的热力过程,但由于利用 $p-h$ 图可以更方便的计算热力过程实际受授的热量,所以它在制冷工程中得到更多的应用。

一、蒸汽压缩式制冷的理论循环在工质 $T-s$ 图及 $p-h$ 图上的表示

图 1-7 就是在研究逆卡诺循环的基础上得到的理论制冷循环。图 1-7a 为理论制冷循环在工质 $T-s$ 图上的表示。理论制冷循环实际是不考虑液态工质过冷和气体工质过热的循环。假定压缩机吸入的是饱和蒸气,工质在节流前为饱和液体。因此,在制冷工质循环图中,1-2 为工质蒸气在压缩机内进行绝热压缩——即等熵过程。在此过程中压缩机消耗机械功 W ,而使工质压力由 p_0 升到 p_k ,温度由 T_0 升到 T_2 ,且成为过热蒸气;2-2'-3 为工质在冷凝器中等压冷凝放热(q_k)过程,即 2-2' 为冷却过程,工质放出过热热量;2'-3 为凝结过程,工质放出气化热;3-4 为工质的节流过程,工质在这一过程中压力、温度分

* $1kJ=0.23884kcal\approx0.24kcal$; ** $1MPa=10.19716kgf/cm^2\approx10kgf/cm^2$.

别由 p_k, T_k 降到 p_0, T_0 , 并在湿蒸气区内逐渐气化为饱和蒸气。根据工质节流原理, 节流前后的焓值相等, $h_3 = h_4$; 4-1 为工质在蒸发器中等压、等温 (p_0, T_0 均为常数) 气化吸热过程, 在此过程中工质从被冷却物体吸取热量 q_0 。

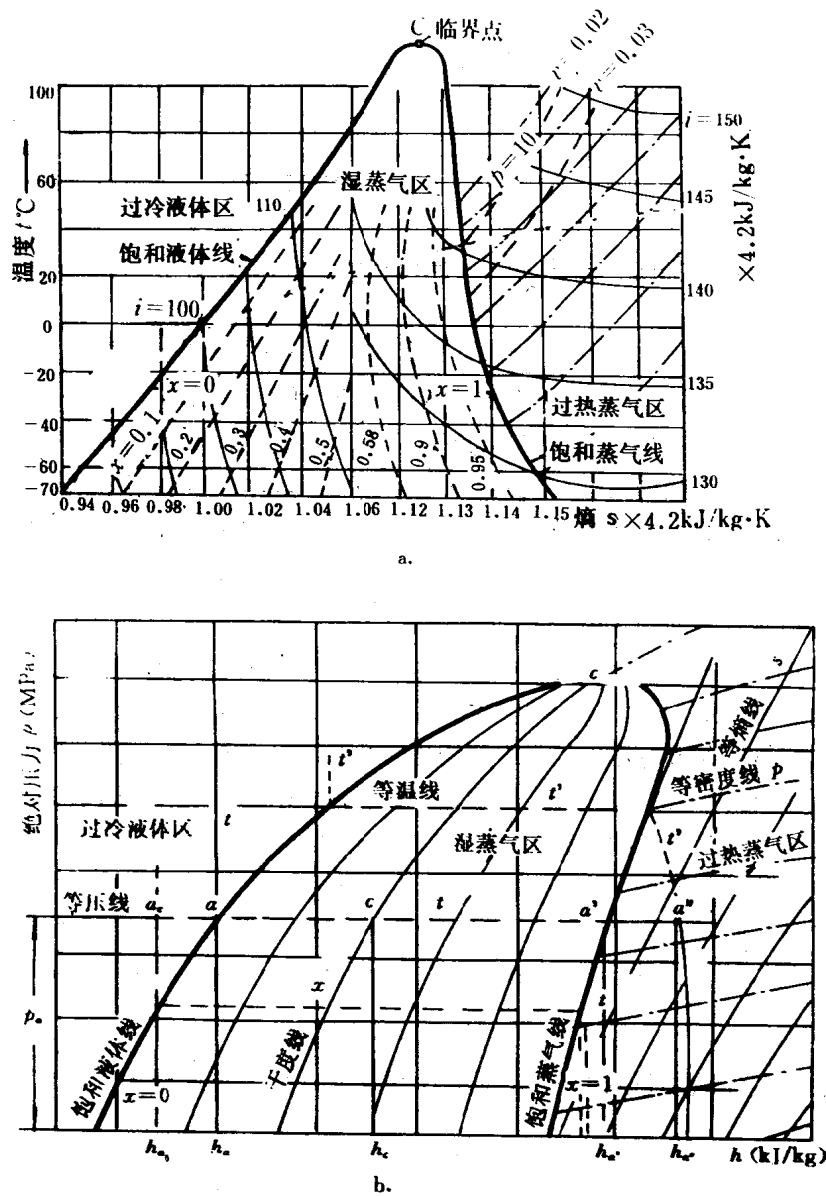


图 1-6 工质的 $T-s$ 图及 $p-h$ 图
(a. $T-s$ 图; b. $p-h$ 图)

这种循环在理论上较接近逆卡诺循环, 其制冷系数较大。但实际上两者还是有差别的: 逆卡诺循环中, 3-4' 过程是绝热膨胀, 应为等熵过程, 而在采用了节流阀之后工质实际过程 3-4 前后焓值相等。由于节流损失之故, 使实际循环制冷系数小于逆卡诺循环的制冷系数, 即 $\epsilon_s < \epsilon_0$, 在逆卡诺循环中, 压缩过程是在湿蒸气区内进行的, 而在上述循环中, 压缩过程是在过热区内进行的, 即是“干压”, 这就使制冷循环偏离了逆卡诺循环。通过实

践可以证明它的耗功增加率要比制冷量的增加率大。此外,在该循环中,为了减少工质的节流损失提高制冷循环的经济性和实现压缩机的“干压”,还经常使得制冷工质在节流阀前液体过冷和压缩机吸入之前蒸气过热。

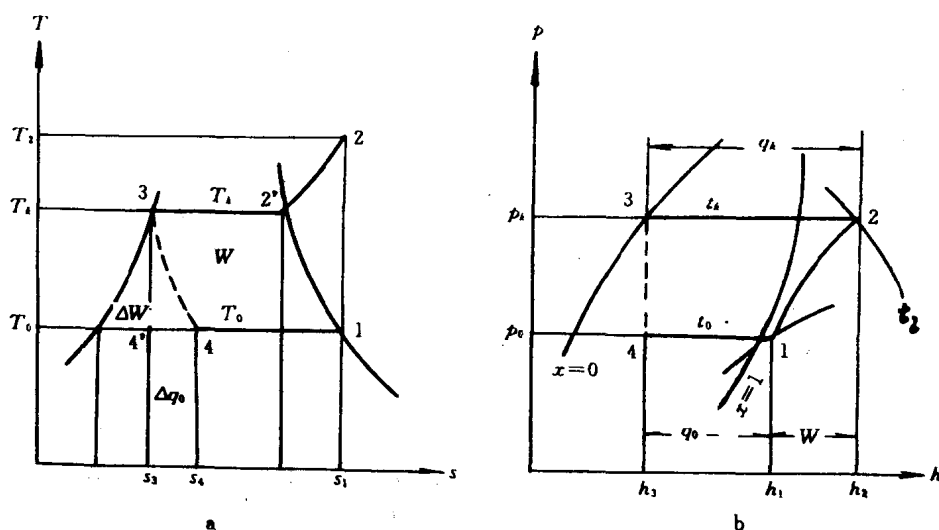


图 1-7 蒸汽压缩式制冷循环在工质的 $T-s$ 图和 $p-h$ 图上的表示

图 1-7b 所示为理论循环在工质 $p-h$ 图上的表示,同样 1→2 为工质绝热压缩过程,2→3 为等压冷却和凝结过程,3→4 为节流过程,4→1 为气化过程。图中 t_2 为压缩机排气时的工质温度, t_k 、 t_0 分别为工质的冷凝温度和蒸发温度,而相应的压力 p_k 、 p_0 为冷凝压力和蒸发压力。

上述讨论中,通常把压缩机吸入饱和蒸气,冷凝器排出(即节流阀进口)饱和液体的循环称作理论制冷循环。这一循环过程工质的热量受授关系可在工质 $p-h$ 图中表示出来,见图 1-7b。工质等压冷凝过程向外界放出的热量为 q_k , $q_k = h_2 - h_3$;等压气化过程自外界吸收的热量(即制冷量)为 q_0 , $q_0 = h_1 - h_3$ 。又因为工质节流前后焓值相等,即 $h_3 = h_4$,所以 q_0 又等于 $h_1 - h_4$;工质绝热压缩过程 1-2 所消耗的机械功为 W , $W = h_2 - h_1$ 。显然,从图中可以看出 $q_k = q_0 + W$ 的热平衡关系。

二、蒸汽压缩式制冷的实际循环及在工质 $T-s$ 图、 $p-h$ 图上的表示

在前面所述蒸汽压缩式制冷循环中,为了便于应用热力学方法进行讨论分析,曾作过一些理想化的假设。例如,假设制冷循环是在湿蒸气区域内遵循逆卡诺循环进行的,其循环为一理想循环,而压缩过程为一绝热压缩过程,制冷循环工质的吸热和放热都在无温差的条件下进行。此外,还完全忽略了循环过程的热损失、流动阻力损失等等。这些假设在制冷机实际循环中是不可能实现的。因此,制冷机的实际循环与理论循环是有区别的。

在实际情况下,制冷工质蒸气经吸入阀和吸气腔而进入气缸时,由于开启阀片及管道阻力的影响,其压力要降低。同时,进入气缸的蒸气要向气缸壁吸热而温度升高。而在压缩过程的后半程,蒸气又要向气缸壁放热,即在整个压缩过程蒸气不断地与外界产生热交换,所以压缩过程并非是绝热过程。当压缩机排气时,由于排气阀及排气腔阻力的影响,使得排气压力高于理论排气压力,排气温度也高于理论排气温度。此外,制冷工质在冷凝过

程中其压力保持不变,但冷凝温度 T_k 则远高于冷却介质的温度。制冷工质液体经节流后,进入蒸发器保持一定压力,但其蒸发温度则又远低于被冷却物体的温度。就是说其冷凝和蒸发过程的放热和吸热都是在有温差的条件下进行的。还有,在整个制冷循环过程中,制冷系统的管道、设备都不可避免地会产生阻力损失和附加热交换。在实际循环中为了提高制冷机的经济性、安全性,制冷循环并不完全是在饱和区域内进行,而应造成制冷工质液体的过冷和蒸气的过热。这就是下面我们要讲的过冷、过热及回热三个实际循环。

1. 过冷循环

过冷循环系指工质在进入膨胀阀前已经过冷并具有一定过冷度的制冷循环。

在图 1-8 中,液体工质经膨胀阀节流之后进入湿蒸气区,在低压 p_0 、低温 T_0 下气化,节流后工质的干度越小,说明工质节流过程产生的蒸气越少,工质在蒸发器中气化过程的吸热量 q_0 越大。而从另一意义来讲,由于工质节流前后焓值相等,而制冷量 q_0 又等于工质进出蒸发器的焓差,节流前工质焓量越小,则必意味着在气化过程吸热量越多,即制冷量 q_0 越大。另外,从节流损失分析,节流前后温差越小,其节流损失越小。为此应使 $(T_k - T_0)$ 尽可能小,但 T_k 、 T_0 分别受冷却介质和被冷却物体温度的限制, T_k 的降低又涉及冷凝面积加大的问题。而在一定 T_k 、 T_0 下使工质液体过冷,则对降低节流前后的温差,减少节流损失是有利的。因此,在实际制冷循环中采用了工质液体过冷的循环以减少节流损失,提高制冷系数。

图 1-8 给出了具有制冷工质液体过冷的制冷循环之 $T-s$ 图及 $p-h$ 图。其过冷循环过程为 $1-2-2'-3-3'-4'-1$ 。这种循环,工质液体过冷过程是在等压下进行的,在液态区,等压线在 $T-s$ 图中与饱和液体线基本一致。所以在图中 $3-3'$ 为液体过冷过程。若 T_k 为冷凝温度、 T_g 为过冷温度,则 $T_k - T_g = \Delta T_g$ 称为过冷度。过冷循环的节流过程为 $3'-4'$, 相对无过冷的节流过程 $3-4$, 则 $x_{4'} < x_4$, $h_{3'} < h_3$, 使得制冷量增加了 Δq_0 。但其循环的单位压缩功 W 并未改变,所以循环的制冷系数 ϵ 提高。

对于具有液体过冷的制冷循环,其冷凝负荷 q_k 较无过冷循环大。因为在 q_k 值内除了包括制冷工质过热热及冷凝热之外,又包括了工质液体的过冷热。在实际制冷循环中,往

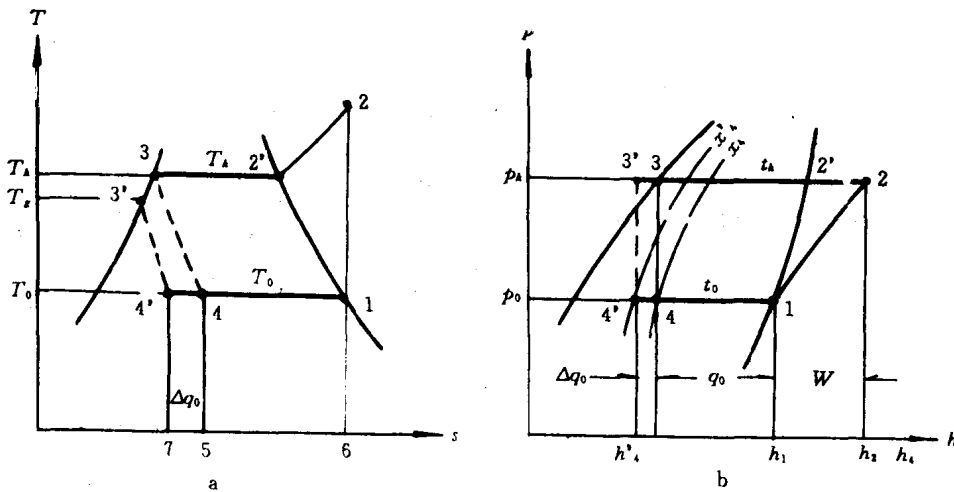


图 1-8 具有工质液体过冷的制冷循环在工质的 $T-s$ 图及 $p-h$ 图上表示

往采取适当增大冷凝面积(或专设过冷器)提高冷却介质流量或采用低温的冷却介质等办法,以提高冷凝器热负荷,实现工质的过冷。

不同种类的制冷工质,在同样过冷度之下,其制冷量提高的数值不等。一般每过冷 1°C ,对氨制冷机的制冷量将提高 0.4% ,而对R12制冷机可提高 0.8% 。过冷循环工质的过冷度通常选择 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

2. 过热循环

过热循环是指压缩机吸入具有一定过热度的过热蒸气的制冷循环。

在图1-9所示的制冷循环 $T-s$ 图和 $p-h$ 图中, $1-1'-2'-3-4-1$ 为具有工质蒸气过热(吸入状态)的制冷循环过程,而 $1-2-3-4-1$ 为无过热的循环。 $1-1'$ 为蒸气过热过程。过热后的工质蒸气温度 T_k 叫过热温度,而过热温度与蒸发温度之差 $\Delta T=T_k-T_0$ 称为过热度。 $1-2$ 及 $1'-2'$ 分别为无过热和有过的蒸气绝热压缩过程。如果把两个循环加以比较,可以看出,其制冷量 q_0 未变,但压缩功 W 则不等,即过热循环时多消耗了 ΔW 的功。但是,如果 $1-1'$ 过热过程是在蒸发器内完成的,那么制冷量就增加了 Δq_0 ,通常根据 ΔW 与 Δq_0 的增量关系,可以作出过热循环优劣的结论。一般来说它与制冷工质性质有关。对R12制冷机采用蒸发器内过热的循环较为有利,但对R22制冷机效果就不明显。所以过热循环在R12制冷机中被广泛采用。

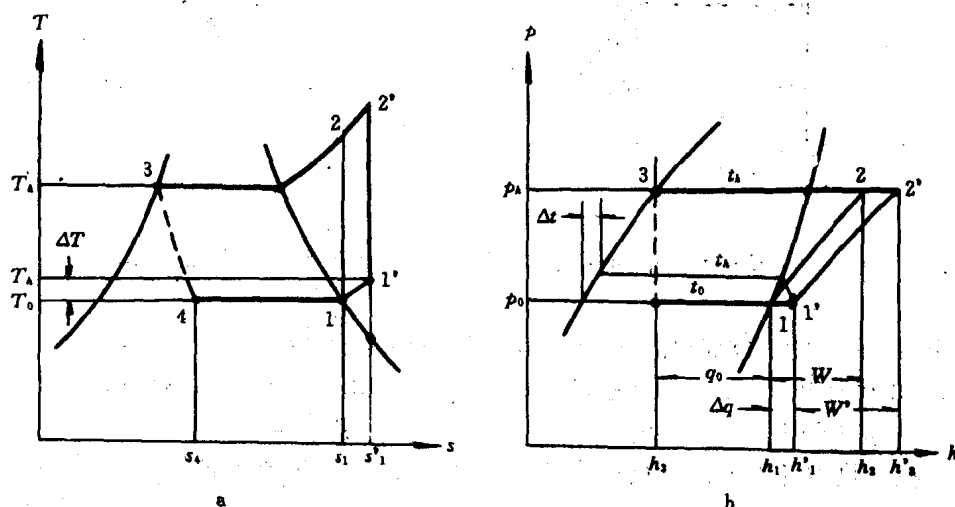


图1-9 具有工质蒸气过热(吸入状态)的制冷循环在工质的 $T-s$ 图及 $p-h$ 图上的表示

在过热循环中,如果 $1-1'$ 过程是在蒸发器内完成,其过热称为有益过热;而如果不是在蒸发器内进行,则这部分过热热量一般称为有害过热量。如工质在回气过程沿程吸热,就是有害过热。通常为防止有害过热的产生,则对回气管进行隔热处理。

过热循环在实际制冷中还有更重要的意义:即工质蒸气过热后,可以避免压缩机产生“液击”(冲缸)现象;另外,也避免了由于液滴进入气缸与缸壁产生强烈热交换,液珠受热气化造成压缩机实际吸气量减少,最后导致制冷量下降的弊病。因此,实际的制冷循环均采用过热循环,其过热度一般取 $3\sim 7^{\circ}\text{C}$ 。