

# 目 录

绪 论	1
第一章 基本概念	5
第一节 热力系统	5
第二节 工质的热力状态及其基本状态参数	7
第三节 平衡状态、状态公理及状态方程	11
第四节 准静态过程与可逆过程	12
第五节 热力循环	15
第二章 理想气体的性质	19
第一节 理想气体状态方程式	19
第二节 理想气体比热	22
第三节 混合气体的性质	28
第三章 热力学第一定律	34
第一节 系统储存能	34
第二节 系统与外界传递的能量	36
第三节 闭口系统能量方程	38
第四节 开口系统能量方程	42
第五节 开口系统稳态稳流能量方程	43
第六节 稳态稳流能量方程的应用	47
第四章 理想气体的热力过程及气体压缩	54
第一节 分析热力过程的目的及一般方法	54
第二节 绝热过程	56
第三节 多变过程的综合分析	58
第四节 压气机的理论压缩轴功	63
第五节 活塞式压气机的余隙影响	68
第六节 多级压缩及中间冷却	69
第五章 热力学第二定律	76
第一节 热力学第二定律的实质及表述	76
第二节 卡诺循环与卡诺定理	78
第三节 熵与熵增原理	81
第四节 熵产与作功能力损失	84
第五节 焓与焓	89
第六节 焓分析与焓方程	95
第六章 热力学微分关系式及实际气体性质	103
第一节 主要数学关系式	103

第二节	简单可压缩系统的基本关系式	105
第三节	熵、焓及内能的微分方程式	109
第四节	比热的微分关系式	113
第五节	克拉贝龙方程	114
第六节	实际气体状态方程	115
第七节	对比态定律与压缩因子图	119
第七章	水蒸气	124
第一节	水的相变及相图	124
第二节	水蒸气的定压发生过程	126
第三节	水蒸气表和焓—熵 ( $h-s$ ) 图	128
第四节	水蒸气的基本热力过程	132
第八章	湿空气	138
第一节	湿空气性质	138
第二节	湿空气的焓湿图	145
第三节	湿空气的基本热力过程	149
第九章	气体和蒸汽的流动	158
第一节	绝热流动的基本方程	158
第二节	定熵流动的基本特性	160
第三节	喷管中流速及流量计算	162
第四节	扩压管	170
第五节	具有摩擦的流动	172
第六节	绝热节流	174
第十章	动力循环	180
第一节	蒸汽动力基本循环——朗肯循环	180
第二节	回热循环与再热循环	183
第三节	热电循环	187
第四节	内燃机循环	188
第五节	燃气轮机循环	193
第十一章	致冷循环	196
第一节	空气压缩致冷循环	196
第二节	蒸汽压缩致冷循环	199
第三节	蒸汽喷射致冷循环	205
第四节	吸收式致冷循环	206
第五节	热泵	208
第六节	气体的液化	209
第十二章	化学热力学基础	213
第一节	概述	213
第二节	热力学第一定律在化学反应中的应用	215
第三节	反应热与反应热效应计算	218
第四节	热力学第二定律在化学反应中的应用	224
第五节	化学平衡及平衡常数	226
第六节	化学反应定温方程式	229

第七节 热力学第三定律 .....	230
第十三章 溶液热力学基础 .....	233
第一节 溶液的一般概念 .....	233
第二节 二元溶液的温度-浓度图和焓-浓度图 .....	237
第三节 相律 .....	242
参考书目 .....	245
习题答案 .....	246
附录	
附表 1 饱和水与饱和水蒸气表 (按温度排列) .....	251
附表 2 饱和水与饱和水蒸气表 (按压力排列) .....	252
附表 3 未饱和水与过热蒸汽表 .....	254
附表 4 在 0.1MPa 时的饱和空气状态参数表 .....	260
附表 5 压力单位换算表 .....	262
附表 6 功、能和热量的单位换算表 .....	262
附图 1 水蒸气-焓熵图 .....	插页
附图 2 湿空气焓湿图 .....	263
附图 3 氨 (NH <sub>3</sub> , R 717) 的 $\lg p-h$ 图 .....	264
附图 4 氟里昂-134a (C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub> , R134a) 的 $\lg p-h$ 图 .....	265
附图 5 氟里昂-22 (CHCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> , R22) 的 $\lg p-h$ 图 .....	266
附图 6 溴化锂水溶液 $h-\xi$ 图 .....	插页

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

# 绪 论

## 一、能源及热能利用

用来产生各种所需能量的自然资源称为能源。能源是人类赖以生存和发展所必需的燃料和动力来源，是发展生产和提高人类生活水平的重要物质基础。由于人类不断地开发和利用各种能源：风力、水力、燃料的化学能、太阳能、地热能和原子核能等，人类社会才得到发展。从 20 世纪 50 年代以来世界各国的国民经济发展来看，各工业发达国家能源消费量的增加与国民生产总值的增加成正比关系。所以能源消费水平在一定程度上能够反映社会生产力的发展水平。

我国经济的发展，在很大程度上取决于能源的供应和有效利用，因此能源是国民经济中的首要问题之一。我国能源资源较为丰富，煤炭的总地质储量约为 1.4 万亿吨，原煤产量居世界第一位。已探明的石油地质储量为 371 亿吨，原油产量已保持在 1.3 亿吨的水平，居世界第四位。近年来已发现陆上新疆塔里木盆地、青海柴达木盆地、东北松辽盆地、内蒙二连盆地、河南汉阳以及海上水深 200 米之内的大陆架的渤海盆地、南黄海盆地、东海盆地、台湾浅滩、南海珠江口盆地、北部湾盆地和莺歌海盆地等含油气盆地，开发前景良好。水力资源极为丰富，理论蕴藏量达 6.8 亿千瓦，居世界首位。其中已探明可供开发利用的水力能源达 3.78 亿千瓦，年发电能力达 1.9 万亿度，但目前只开发利用 5% 左右，因而水力资源开发潜力很大。原子核能是一种重要能源，有着广阔的发展前途，我国已探明的核燃料资源比较丰富，核工业体系已基本建成，为发展核电事业提供了有利条件。已建成投入运行的有上海秦山核电站、广东大亚湾核电站，台湾省有原子反应堆 7 座。至 2000 年我国要建成 10 套核机组，装机容量计 1000 多万千瓦。太阳能、海洋能、风能和地热能等能源的蕴藏量也很丰富，目前还处于试验开发阶段。必须指出，我国是一个人口众多的发展中的国家，目前已拥有 12 亿人口，虽然国土辽阔，资源储量丰富，近年能源产量迅速提高，已进入世界前列，但人均能耗水平很低，我国人均商品能耗仅为世界人均能耗平均值的 1/4，而我国还面临仅靠占世界 7% 的耕地要解决占世界 1/4 人口的吃饭问题，为实现跨世纪所规划的经济目标，能源消耗必须与此相适应。因此，能源已成为国民经济发展的突出的制约因素，必须从我国的国情出发，依靠科学技术，开发与节约并重，这是解决我国能源问题的根本途径。

就目前国际国内技术水平而言，在今后相当长的时期内，主要能源仍将以煤炭、石油及天然气等矿物燃料为主，也就是利用燃料燃烧所释放的化学能为主，这种燃料的化学能将转变为燃烧产物的热能，为人类所利用。

利用燃料热能的方式有两种。一种是将燃料热能通过各种类型的发动机（热机）及发电机，使热能转变为机械能或电能。例如蒸汽动力装置、燃气动力装置、火箭发动机、内燃机等都能实现热能的转换并获得机械能或电能。这是热能利用的重要方式，这种热能的间接利用方式是极其重要的，是人类文明及生产发展的物质基础。人类自从发明了蒸汽机

之后，就引起了第一次工业革命，使手工作坊式生产走向大规模的工业生产，对人类改造自然，发挥生产起了重大作用。

然而热能的间接利用，还存在着热能转为机械能或电能过程中的有效程度的问题。如在热力发电厂中，最简单的装置，热能有效利用率只有 25% 左右，最先进的大型装置也只能达到 40% 左右。将有 60%~75% 的热能无法利用，而排放到大气或江河湖海中去，这部分无法利用的热能称为废热。再如交通运输中的汽车、火车、飞机及轮船，热能的有效利用率更低。这些装置排放到大气中的废气，还带有大量有害物质，它污染了人类赖以生存的环境。因此，如何在动力装置中提高热能的有效利用率并消除污染，是热能科技工作者的首要任务。目前正在研究中的大型热能动力装置，如能按理想工况进行运转，有可能将热能的有效利用率提高到 55%。提高热能动力装置的热效率是节约能源的主要目标之一。

热能利用的另一种方式是热能的直接利用，如工业生产中的冶炼、加热、蒸煮、干燥及分馏等，又如日常生活中的热水供应及采暖等。工业中的热能直接利用的设备很多，如各种工业炉窑、工业锅炉、各种加热器、冷却器、蒸发器、冷凝器等。在这些热能直接利用的设备中也存在着换热效率问题。如何提高换热设备的换热效率也是当今的重要研究课题，因为热能的直接利用所消耗的燃料也占有较大的比重，在这方面节约燃料的消耗也是十分重要的。

国民经济的发展，离不开燃料热能的间接利用和直接利用，然而地球上的矿物燃料资源毕竟有限，如何提高热能的有效利用率，减少燃料的消耗量，不仅是我国科技界的重大课题，也是一个世界性的学术问题。因此，对物质热力性质、热能转换及热量传递规律的研究，具有十分重要的意义。

## 二、工程热力学的研究对象及主要内容

自从 18 世纪工业革命大量使用蒸汽机后，人们就不断地探索研究热能的本质以及如何提高蒸汽机的热效率等一系列有关热现象的问题，并在 19 世纪中叶先后建立了热力学第一定律及热力学第二定律。当时热力学的研究范围仅局限于热能与机械能之间的转换关系，随着工业的发展与科学技术的进步，热力学研究的范围已涉及到化工、冶金、冷冻、空调以及近代的低温、超导、电磁及生物等各个领域。由于热力学的应用范围随着科学技术的发展日益扩大，因而如何来定义热力学的研究对象是一个比较复杂的问题。但我们可以概括地认为：热力学是研究物质的热力性质，能量和能量之间相互转换的一门基础理论学科。

工程热力学属于应用科学（工程科学）的范畴，是工程科学的重要领域之一。工程热力学是从工程的观点出发，研究物质的热力性质、能量转换以及热能的直接利用等问题。它是设计计算和分析各种动力装置、制冷机、热泵空调机组、锅炉及各种热交换器的理论基础。

工程热力学中有关能量守恒及转换的基本规律是热力学第一定律，它研究热能与其他各种能量之间的转换关系及热平衡关系。熵是工程热力学中又一重要概念，它提供了分析研究热力过程方向性与不可逆性的基础，提供了一种过程能否进行以及能进行到何种程度的判据。熵的概念还是分析热能产生最大有用功的理论依据。孤立系统中熵增加的过程可以进行，而熵减少的过程不能进行，这一结论概括了热力学第二定律的实质。

根据以上分析，工程热力学主要内容大致可分为两个方面：基本理论部分及基本理论的应用部分。

基本理论部分包括工质的性质、热力学第一定律及热力学第二定律等内容。

能量转换具有方向性与不可逆性的基本原因是微观物质运动的形态由有序运动向无序运动的不可逆性。热能是分子无序运动的能量，是一种低级能，其品质较低。其他形式的能量，如宏观动能、位能、机械能及电能都属于有序运动形式的能量，是一种高级能，其品质较高。无序运动的能量与有序运动的能量在本质上是区别的。无序运动的热能不能无条件地转变为有序运动的能量，但有序运动能量的转换不存在条件的问题。热力学基本理论将研究无序运动的热能与有序运动能量之间的转换条件及转换限度等问题。

能量除数量外还有转换能力的大小或质的差别，即能量具有量与质的双重属性。能量在转换时在量与质两个方面遵循不同的客观规律。热力学第一定律从能量的数量出发，指出在能量转换过程中能量的总量守恒。热力学第二定律从能量的质的属性出发，指出在能量转换过程中，能量的质要贬值，即能量的品质要降低要贬值。在孤立系统中，随着过程的进展，能量的总和虽然守恒，但能量的品质却不断下降，可用能贬值为无用能。这两个定律从量与质两个方面揭示了能量在转换及传递过程中的客观规律，是热力学研究的理论基础。参数焓的概念将可用能损失与熵联系起来，奠定了热力学第一定律与第二定律结合研究的基础。为热能有效利用与节能技术指出了正确的方向。

基本理论的应用部分主要是将热力学基本理论应用于各种热力装置的工作过程，并对气体和蒸汽循环、制冷循环、热泵循环、喷管及扩压管等进行热力分析及计算，探讨影响能量转换效果的因素以及提高转换效率的途径与方法等。

### 三、热力学的研究方法

热力学有两种研究方法：一种是宏观方法，即经典热力学方法；另一种是微观方法，即统计热力学方法。宏观方法的特点，是把物质看作是连续的整体，从宏观现象出发，对热现象进行直接观察和实验，从而总结出自然界的一些普遍的基本规律，这些规律就是热力学第一定律和热力学第二定律。然后再以这些定律为基础演绎推论而得到具有高度普遍性的结论。因此，宏观方法所得的结论是人类通过长期观察自然界的经验总结，它的正确性为无数经验所证明。宏观方法所得的规律是可靠的和具有普遍意义的，工程热力学主要采用宏观方法。但宏观方法也有不足之处，宏观方法无法解释热现象的本质，不能解释微观物质结构中个别分子的个别行为，也不能预测物质的具体特性。

微观方法的特点，是从物质内部微观结构出发，借助物质的原子模型及描述物质微观行为的量子力学，利用统计方法去研究大量随机运动的粒子，从而得到物质的统计平均性质，并得出热现象的基本规律。微观方法从物质内部分子运动的微观机理方面更深刻地解释热现象的本质，从而进一步解释物质的宏观特性。统计热力学还能解释经典热力学不能解释的比热理论，熵的物理意义及熵增原理等物理本质。但微观方法也有其局限性，由于微观理论所采用的物质结构的物理模型只是物质实际结构的近似，所得结果往往与实际并不完全一致。微观方法要以繁杂的数学为工具，它的结论又不及宏观方法的可靠，因而在应用上受到一定的限制。

### 四、本书采用的单位

国务院已于1984年2月27日发布《关于在我国统一实行法定计量单位的命令》。我国

法定计量单位基本上采用国际单位制，其国际代号为 SI。要求在 1990 年前过渡完毕，从 1991 年开始在全国实行。有关《中华人民共和国法定计量单位》可参阅国务院公布的文件。本书一律采用国务院公布的法定计量单位，但考虑到目前国内某些使用的仪表、手册及书籍等实际情况，在本书附录中将列出各种单位制之间的换算附表 5 及附表 6 以备查用。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

# 第一章 基本概念

本章围绕能量转换过程、工质状态及状态变化、热力学研究方法等内容，讨论热力系统、状态特性、热力过程、循环以及功和热等基本概念，为后续内容奠定基础。

## 第一节 热力系统

选取热力系统是热力学分析方法中的首要步骤，选定了热力系统就明确了研究对象所包含的范围和内容，同时也清楚地显示出它与周围事物的相互关系，便于针对热力系统建立定性和定量的关系。

### 一、系统、边界与外界

1. 系统：为了便于研究与分析问题，将所要研究的对象与周围环境分隔开来，这种人为分隔出来的研究对象，称为热力系统，简称系统。如图1-1所示，气缸中虚线包围的气体就是我们的研究对象，则气体便是热力系统。

2. 边界：分隔系统与外界的分界面，称为边界，其作用是确定研究对象，将系统与外界分隔开来。

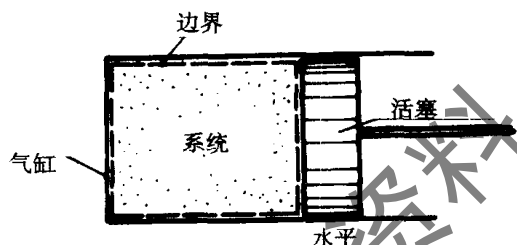


图 1-1 热力系统

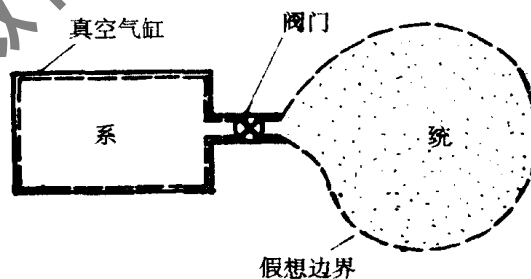


图 1-2 边界可变形系统

系统的边界可以是实际存在的，也可以是假想的；可以是固定不变的，也可以是运动的或可变形的。如图1-1中的边界就是气缸壁及活塞端部表面等实物界面相一致的实际边界。又如图1-2，一个真空的容器，当与外界连接的阀门打开时，外界空气在大气压力作用下将流入容器，直至它们的压力与外界大气压力平衡为止。我们可以把大气中流入容器的那部分空气用一个假想的边界从大气中划分出来，那么，容器内壁以及假想的边界所包围的空气便是我们研究的热力系统。当阀门打开后，随着空气流入容器，假想的边界受外界空气压缩，这时边界及整个系统都发生收缩。

3. 外界：边界以外与系统相互作用的物体，称为外界或环境。系统与外界相互作用通常有3种形式，即功、热和物质的交换，于是可以设想外界存在能够分别接受或给予系统热量、功量和质量的热力源或物体。如系统的外界是大气环境，则可看作是热容量为无限



大的热源（或冷源）和质量为无限大的质源。

## 二、闭口系统与开口系统

在热力过程中，系统与外界之间通过边界可以有能量的传递（例如功或热量），也可以有物质的流入或流出。

没有物质穿过边界的系统称为闭口系统，有时又称为控制质量系统。闭口系统的质量保持恒定，取系统时应把所研究的物质都包括在边界内，如图 1-1 及图 1-2 都是闭口系统的实例。

有物质流穿过边界的系统称为开口系统。取系统时只需把所要研究的空间范围用边界与外界分隔开来，故又称开口系统为控制体积，简称控制体，其界面称为控制界面。热力工程中遇到的开口系统多数都有确定的空间界面，界面上可以有一股或多股工质流过。如图 1-3 便是开口系统的实例。

闭口系统与开口系统都可能通过边界与外界发生能量（功和热）的传递。

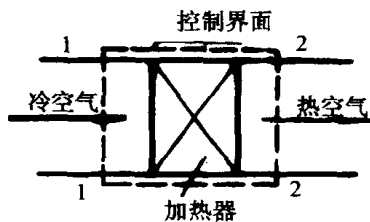


图 1-3 开口系统

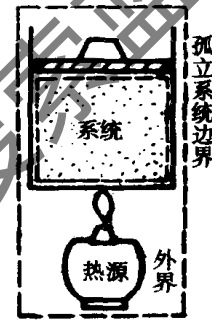


图 1-4 孤立系统

## 三、绝热系统与孤立系统

1. 绝热系统：系统与外界之间没有热量传递的系统，称为绝热系统。事实上，自然界不存在完全隔热的材料，因此，绝热系统只是当系统与外界传递的热量小到可以忽略不计时的一种简化模式。热力工程中有许多系统，如汽轮机、喷管等都可当作绝热系统来分析。

2. 孤立系统：系统与外界之间不发生任何能量传递和物质交换的系统，称为孤立系统。当然，自然界中各种事物之间或多或少都要发生一定的联系，绝对孤立的东西是不能存在的。然而，一切热力现象所涉及的空间范围总是有限的，我们把研究对象连同与它直接相关的外界用一个新的边界包围起来，这个新的、扩大了边界就是孤立系统的边界，此时，原系统内部的研究对象及与它相互作用的物体都可以看作孤立系统中的组成部分。由此可见，一切热力系统连同与之相互作用的外界都可以抽象为孤立系统。图 1-4 是闭口系统及其相互作用外界（热源）构成的孤立系统。

绝热系统与孤立系统虽然都是抽象概念，但它们常能表达事物基本的、主要的一面，反映客观事物的本质，与实际事物有很大程度的近似性。这种科学的抽象将给热力系统的研究带来很大的方便。在工程热力学中，我们还会遇到很多从客观事物中抽象出来的基本概念，如平衡状态、准静态过程和可逆过程等。学习中不应该把这些抽象概念绝对化，而应该把它们看作一种可靠的、科学的研究方法来理解和掌握。

还应当指出，系统必须根据实际情况来选择，以能给解决问题带来方便为原则。系统选取方法对研究问题的结果并无影响，仅与解决问题的复杂程度有关，如图 1-2 是作为边界可改变的闭口系统提出，但如取气缸为系统，便变成由外界向气缸充气的开口系统了。

#### 四、系统的内部状况

系统内部工质所处的状况通常可有如下不同的形态：

1. 单相系与复相系：系统中工质的物理、化学性质都均匀一致的部分称为一个相，相与相之间有明显的界限。由单一物相组成的系统称为单相系。由两个相以上组成的系统称为复相系，如固、液、气组成的三相系统。

2. 单元系与多元素：由一种化学成分组成的系统称为单元系，纯物质就属单元系，例如，纯水、纯氧、纯氮等，无论它们是单相还是复相都是单元系。由两种以上不同化学成分组成的系统称为多元系，例如，氮气、水和冰组成的混合物属二元系统（即  $N_2$  和  $H_2O$ ），化学反应系统及溶液等都属多元系统。但是，对于化学上稳定的混合物，例如，空气在不发生相变时，其化学组成不变，常可当作纯物质对待。

3. 均匀系与非均匀系：成分和相在整个系统空间呈均匀分布的为均匀系，否则为非均匀系。例如：微小水滴均匀分布在充满水蒸气的整个容器中，那么，水和水蒸气的混合物为均匀系，如果水在容器底部而水蒸气在其上部，则为非均匀系。

系统性质与其所处的相及成分的数目和系统是否均匀等因素有关。

## 第二节 工质的热力状态及其基本状态参数

### 一、状态与状态参数

系统与外界之间能够进行能量交换（传热或做功）的根本原因，在于两者之间的热力状态存在差异。例如，锅炉中的热量传递是由于燃料燃烧生成的高温烟气与汽锅内汽水之间存在着温度差；又如热力发动机中能量的转换是由于热力发动机中的高温高压工质与外界环境的温度、压力有很大的差别。这种温度、压力上的差异标志着工质物理特性数值的不同。我们把系统中某瞬间表现的工质热力性质的总状况，称为工质的热力状态，简称为状态。热力状态反映着工质大量分子热运动的平均特性。我们把描述工质状态特性的各种物理量称为工质的状态参数。状态参数是状态的函数，对应一定的状态，状态参数都有唯一确定的数值。工质状态变化时，初、终状态参数的变化值，仅与初、终状态有关，而与状态变化的途径无关。状态参数的数学特征为点函数，它可表示为

$$\int_1^2 dx = x_2 - x_1$$

循环积分

$$\oint dx = 0$$

式中  $x$  表示工质某一状态参数。

热力学中常见的状态参数有：温度 ( $T$ )、压力 ( $p$ )、比容 ( $v$ ) 或密度 ( $\rho$ )、内能 ( $u$ )、焓 ( $h$ )、熵 ( $s$ )、焓 ( $ex$ )、自由能 ( $f$ )、自由焓 ( $g$ ) 等。其中温度、压力、比容或密度可以直接或间接地用仪表测量出来，称为基本状态参数。

### 二、基本状态参数

#### 1. 温度

众所周知，两个冷热状况不同的物体相互作用，冷的物体要变热，热的物体要变冷。经过相当长时间，在没有其他外来影响的情况下，两物体终将达到相同的冷热状况，即所谓热平衡状态。实践证明，如两个物体分别和第三个物体处于热平衡，则它们彼此之间也必然处于热平衡，这一规律称为热力学第零定律。从这一定律可以推论，相互间处于热平衡的系统必然具有一个在数值上相等的热力学参数来描述这一热平衡的特性，这个参数就是温度。由此可知，温度是描述平衡热力系统冷热状况的物理量。

温度的微观概念表示物质内部大量分子热运动的强烈程度。在物理学中导出了理想气体热力学温度与分子平移运动平均动能的关系式：

$$\frac{m\bar{\omega}^2}{2} = BT \quad (1-1)$$

式中  $\frac{m\bar{\omega}^2}{2}$  —— 分子平移运动的平均动能，其中  $m$  是一个分子的质量， $\bar{\omega}$  是分子平移运动的均方根速度；

$B$  —— 比例常数；

$T$  —— 气体的热力学温度。

工程上常要定量地测定系统的温度，第零定律提供了测温的依据。当被测系统与已标定过的带有数值标尺的温度计达到热平衡时，温度计指示的温度值就等于被测系统的温度值。

温度的数值标尺，简称温标。任何温标都要规定基本定点和每一度的数值。国际单位制 (SI) 规定热力学温标，符号用  $T$ ，单位代号为 K (Kelvin)，中文代号为开。热力学温标规定纯水三相点温度 (即水的汽、液、固三相平衡共存时的温度) 为基本定点，并指定为 273.16K，每 1K 为水三相点温度的 1/273.16。

SI 还规定摄氏 (Celsius) 温标为实用温标，符号用  $t$ ，单位为摄氏度，代号为  $^{\circ}\text{C}$ 。摄氏温标的每  $1^{\circ}\text{C}$  与热力学温标的每 1K 相同，它的定义式为：

$$t = T - 273.15 \quad (1-2)$$

式中 273.15 的值是按国际计量会议规定的。可见摄氏温度与热力学温度差值为 273.15K，当  $t = 0^{\circ}\text{C}$  时， $T = 273.15\text{K}$ 。两种温标换算，在工程上采用下式已足够准确。

$$T = 273 + t \quad (1-2a)$$

## 2. 压力

(1) 压力和压力单位：我们取一个充满气体的容器作为系统，其中气体分子总是不停地作不规则的热运动，这种不规则的热运动不但使系统中分子之间不断地相互碰撞，同时也使气体分子不断地和容器壁 (即界面) 碰撞，大量分子碰撞器壁的总结果，就形成了气体对器壁的压力。通常用垂直作用于器壁单位面积上的力来表示压力 (也称压强) 的大小，这种压力称为气体的绝对压力。对于理想气体，可以从理论上导出作用于单位面积上的压力与分子浓度及分子平移运动平均动能之间的关系式：

$$p = \frac{2}{3} n \frac{m\bar{\omega}^2}{2} = \frac{2}{3} nBT \quad (1-3)$$

式中  $p$  —— 单位面积上的绝对压力；

$n$  —— 分子浓度，即单位容积内含有气体的分子数， $n = \frac{N}{V}$ ，其中  $N$  为容积  $V$  包含的气

体分子总数。

式 (1-3) 把压力的宏观量与微观量联系起来, 阐明了气体压力的本质, 并揭示了气体压力与温度之间的内在联系。

压力的宏观定义式为:

$$p = \frac{F}{f} \quad (1-4)$$

式中  $F$ ——整个容器壁受到的力, 单位为牛顿 (N);

$f$ ——容器壁的总面积 ( $\text{m}^2$ )。

SI 规定压力单位为帕斯卡 (Pa), 即  $1\text{Pa} = 1\text{N}/\text{m}^2$ 。

工程上还曾采用其他压力单位, 如巴 (bar)、标准大气压 (atm)、工程大气压 (at)、毫米水柱 ( $\text{mmH}_2\text{O}$ ) 和毫米汞柱 ( $\text{mmHg}$ ) 等单位。各种压力单位的换算关系参看附录表 5。

(2) 相对压力与绝对压力: 工程上常用测压仪表测定系统中工质的压力。这些仪表的结构原理是建立在力的平衡原理上, 也就是利用液柱的重力或各种类型弹簧的变形, 以及用活塞上的载重去平衡工质的压力。如图 1-5 所示, 当用 U 形压力计测量风机入口段及出口段气体的压力时, 压力计指示的压力是气体的绝对压力与外界大气压力的差值, 称为相对压力。

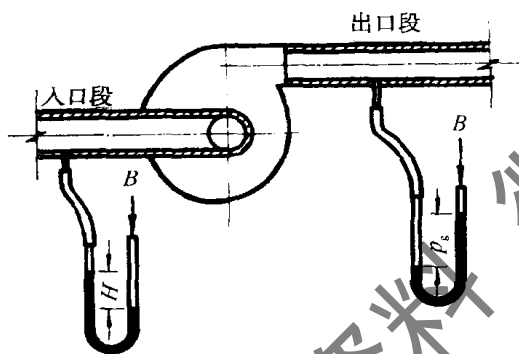


图 1-5 U 形压力计测压

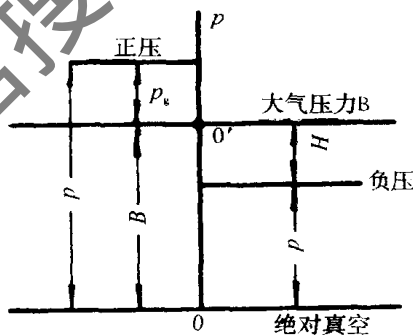


图 1-6 各压力间的关系

由于大气压力随地理位置及气候条件等因素而变化, 因此, 绝对压力相同的工质, 在不同的大气压力条件下, 压力表指示的相对压力并不相同。在本书中如不注明是“相对压力或表压力”, 都应理解为“绝对压力”。绝对压力才是状态参数。

图 1-5 中风机入口段气体的绝对压力小于外界大气压力, 相对压力为负压, 又称真空值; 风机出口段气体的绝对压力大于外界大气压力, 相对压力为正压, 又称表压力。如果气体的绝对压力与大气压力相等, 相对压力便为零。

绝对压力与相对压力和大气压力之间关系如图 1-6 所示。

$$\text{当 } p > B \text{ 时} \quad p = B + p_g \quad (1-5)$$

$$p < B \text{ 时} \quad p = B - H \quad (1-6)$$

式中  $B$ ——当地大气压力;

$p_g$ ——高于当地大气压力时的相对压力, 称表压力;

$H$ ——低于当地大气压力时的相对压力,称为真空值。

### 3. 比容和密度

工质所占有的空间称为工质的容积,单位质量工质所占有的容积称为工质的比容。如工质的容积为 $V$ ,质量为 $m$ ,那么比容则为

$$v = \frac{V}{m} \quad (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (1-7)$$

单位容积的工质所具有的质量,称为工质的密度。即

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{kg}/\text{m}^3) \quad (1-8)$$

显然,工质的比容与密度互为倒数。即

$$\rho v = 1 \quad (1-9)$$

从式(1-9)可知,比容与密度不是两个独立的状态参数,如二者知其一,则另一个也就确定了。

### 三、强度性参数与广延性参数

描述系统状态特性的各种参数,按其于物质数量的关系,可分为两类:

1. 强度性参数:如温度 $T$ 、压力 $p$ 等,系统中单元体的参数值与整个系统的参数值相同,与质量多少无关,没有可加性。当强度性参数不相等时,便会发生能量的传递,如在温差作用下发生热量传递,在力差作用下发生功的传递。可见,强度性参数在热力过程中起着推动力作用,称为广义力或势。一切实际热力过程都是在某种势差推动下进行的。

2. 广延性参数:如系统的容积 $V$ 、内能 $U$ 、焓 $H$ 和熵 $S$ 等,整个系统的某广延性参数值等于系统中各单元体该广延性参数值之和。它们与系统中质量多少有关,具有可加性。在热力过程中,广延性参数的变化起着类似力学中位移的作用,称为广义位移。如传递热量必然引起系统熵的变化;系统对外作膨胀功必然引起系统容积的增加。

广延性参数除以系统的总质量,即得单位质量的广延性参数或称比参数,比如比容 $v$ 、比内能 $u$ 、比焓 $h$ 、比熵 $s$ 等。习惯上除比容外,常将“比”字省略,简称为内能、焓、熵等。比参数没有可加性。

**【例 1-1】** 蒸汽锅炉压力表读值 $p_g = 3.23\text{MPa}$ ;凝汽器真空表读值 $H = 95\text{kPa}$ 。若大气压力 $B = 101.325\text{kPa}$ 。试求锅炉及凝汽器中蒸汽的绝对压力。

**【解】** 锅炉中水蒸气绝对压力

$$\begin{aligned} p &= B + p_g = 101.325 + 3.23 \times 10^3 \\ &= 3331.325\text{kPa} \end{aligned}$$

在计算高压容器的绝对压力时,如未给出大气压力数值,这时可设 $B = 100\text{kPa}$ ,其计算误差不大,如:

$$\begin{aligned} p &= B + p_g = 100 + 3.23 \times 10^3 \\ &= 3330\text{kPa} \end{aligned}$$

凝汽器绝对压力:

$$\begin{aligned} p &= B - H = 101.325 - 95 \\ &= 6.325\text{kPa} \end{aligned}$$

如果大气压力取 $B = 100\text{kPa}$ ,则凝汽器绝对压力为

$$p = B - H = 100 - 95 = 5\text{kPa}$$

$$\text{相对误差: } \frac{6.325 - 5}{6.325} \times 100\% = 20.9\%$$

说明在低压时,  $B$  不宜随意取值, 以免造成较大的误差。

### 第三节 平衡状态、状态公理及状态方程

#### 一、平衡状态

用状态参数描述系统状态特性, 只有在平衡状态下才有可能, 否则系统各部分状态不同就不可能用确定的参数值描述整个系统的特性。平衡的概念是工程热力学的基本概念。

前面已经讨论过热平衡的概念, 指出温度差是热传递的推动力, 而相互处于热平衡的系统间不再有热传递, 因此它们必然具有相同的温度。下面让我们再考虑一个具有压力差而膨胀做功的例子。如图 1-7 所示, 一个带有活塞的气缸, 内部储存着压力稍高于外界压力的气体, 开始时活塞在内外压差  $d p$  作用下向右移动, 气体膨胀, 并对外做功, 直至压力下降至与外界压力相等时为止。此后, 如果没有新的外力作用, 气缸中的气体将始终保持这一状态, 而不再发生宏观变化, 这时系统即处在力的平衡状态中。

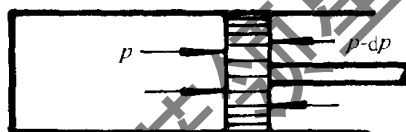


图 1-7 系统作膨胀功

系统在不受外界影响的条件下, 如果宏观热力性质不随时间而变化, 系统内外同时建立了热的和力的平衡, 这时系统的状态称为热力平衡状态, 简称为平衡状态。如果是有化学反应的系统, 还应考虑化学平衡。总之, 欲使系统达到热力平衡, 系统内部及相联系的外界, 起推动力作用的强度性参数, 如温度、压力等都必须相等, 否则在某种势差作用下平衡将被破坏。显然, 完全不受外界影响的系统是不存在的, 因此, 平衡状态只是一个理想的概念。对于偏离平衡状态不远的实际状态按平衡状态处理将使分析计算大为简化。

#### 二、状态公理

描述系统特性的参数有许多, 它们之间有内在的联系, 当某些参数确定后, 系统平衡状态便完全确定, 所有其它状态参数也随之有确定的值。例如, 刚性容器中的某种气体, 当加热时温度从  $T_1$  升高至  $T_2$ , 其压力也随之由  $p_1$  升高至  $p_2$ , 其他参数的变化(如  $\Delta u$ 、 $\Delta h$ 、 $\Delta s$  等)也完全被确定。也就是说, 在这一限定条件下, 系统只有一个独立参数, 当这个独立参数确定后, 系统平衡状态便完全确定了, 所有其他参数也随之有了确定的值。那么, 在一定的限定条件下, 确定系统平衡状态的独立参数究竟需要几个呢? 实践经验表明, 对于纯物质系统, 与外界发生任何一种形式的能量传递都会引起系统状态的变化, 且各种能量传递形式可单独进行, 也可同时进行, 于是归纳出一条状态公理。即:

$$\text{确定纯物质系统平衡状态的独立参数} = n + 1 \quad (1-10)$$

式中  $n$  表示传递可逆功的形式, 而加 1 表示能量传递中的热量传递。例如, 对除热量传递外只有膨胀功(容积功)传递的简单可压缩系统,  $n = 1$ , 于是确定系统平衡状态的独立参数为  $1 + 1 = 2$ 。所有状态参数都可表示为任意两个独立参数的函数。

#### 三、状态方程

根据状态公理, 纯物质可压缩系统的 3 个基本状态参数有如下函数关系:

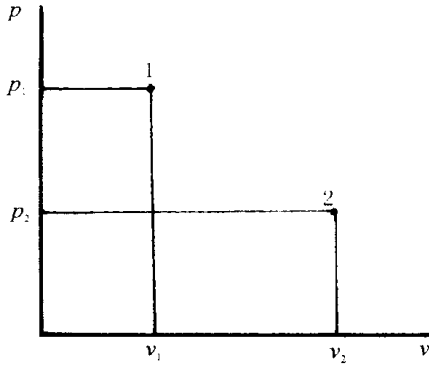


图 1-8  $p-v$  图

所示的  $p-v$  图，图中每一个点代表一个确定的平衡状态。

$$p = f_1(T, v)$$

$$T = f_2(p, v)$$

$$v = f_3(p, T)$$

以上三式建立了温度、压力、比容这三个基本状态参数之间的函数关系，称为状态方程。它们也可合并写成如下的隐函数形式：

$$F(p, v, T) = 0$$

既然简单可压缩系统的平衡状态可由任意两个独立参数确定，因此，人们常采用由两个参数构成的平面坐标系来描述工质的状态和分析状态变化过程。如图 1-8 所示的  $p-v$  图，图中每一个点代表一个确定的平衡状态。

#### 第四节 准静态过程与可逆过程

系统与外界在传递能量的同时，系统工质的热力状态必将发生变化。例如，锅炉中高温烟气由于与水发生热交换，烟气温度由高温降到低温；又如进入汽轮机的高温高压水蒸气，由于对外做功而变为低温低压的蒸汽流出等等。我们把工质从某一状态过渡到另一状态所经历的全部状态变化称为热力过程。实际热力过程是在势差推动下进行的，且工质流动及机械运动存在摩擦等影响，过程非常复杂，给热工分析计算带来很大困难。为了简化计算，我们在引用平衡概念的基础上，将热力过程理想化为准静态过程和可逆过程。

##### 一、准静态过程

考察系统内部状态变化过程，发现系统内、外都有引起系统状态变化的某种势差，如温差、压差等，所以系统内部状态变化难免偏离平衡状态。例如，系统吸热时靠近热源界面的温度高于系统其他部位的温度；又如活塞式气缸中气体膨胀作功时，靠近活塞顶面的气体压力低于其他部位的压力等。内、外势差越大，过程进行越快，则系统偏离平衡态也越大。无论是温差或压差在理论上都有作功的能力，但是，系统内部的这种不平衡势差在系统向新的平衡过渡时，并不能对外作功，而是成为一种损失，称为非平衡损失。然而，这种损失很难定量计算，而且，对于非平衡状态，也无法用少数几个状态参数来描述，因此，理论研究可以设想一种过程，这种过程进行得非常缓慢，使过程中系统内部被破坏了的平衡有足够的时间恢复到新的平衡态，从而使过程的每一瞬间系统内部的状态都非常接近平衡状态，于是整个过程就可看作是由一系列非常接近平衡态的状态所组成，并称之为准静态过程。这种过程不必考虑内部不平衡的势差对能量转换造成的影响，即没有内部不平衡损失。状态特性可用少数几个参数描述。

准静态过程在坐标图上可以用一系列平衡状态点的轨迹所描绘的连续曲线表示，如图 1-9 所示实线 1—2。如果热力过程除初、终状态外，在过程中的每一瞬间系统状态都不接近平衡态，这种过程称为非准静态过程。在图 1-9 中如虚线 1—2 所示。

准静态过程是理想化了的实际过程，是实际过程进行得非常缓慢时的一个极限。实际过程都不是平衡状态的连续过渡，但在通常情况下可以近似地当作准静态过程来处理。由

于气体分子运动的速度极大,例如,在0℃时, H<sub>2</sub>分子的均方根平移运动速度达1838m/s, N<sub>2</sub>分子达493m/s, O<sub>2</sub>分子达461m/s,在气体内部的压力传播速度也是很大的,通常达每秒几百米。而活塞移动速度则通常不足10m/s,因而工程中的许多热力过程,虽然凭人们的主观标准看来似乎很迅速,但实际上按热力学的时间标尺来衡量,过程的变化还是比较慢的,并不会出现明显的偏离平衡态。例如,即使在高速汽油机气缸内进行的热力过程,也完全可以按准静态过程来进行分析,而过程中偏离平衡的影响并非十分显著。

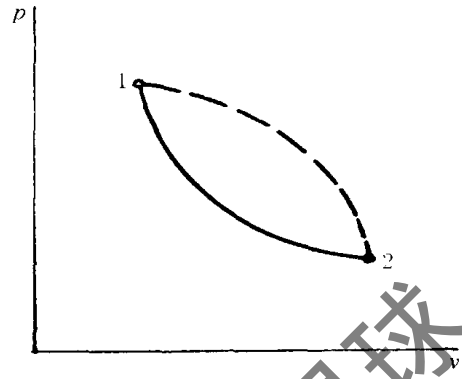


图 1-9 准静态过程和非准静态过程

## 二、可逆过程

在分析系统与外界传递能量(功量和热量)的实际效果时,只考察系统内部状态变化过程是不够的,因为在能量传递过程中设备的机械运动和工质的粘性流动都存在摩阻,将使一部分可用功转变为热,虽然能量的总量没有变化,但是可用功却减少了,转变成了低品位的热能,这种由功转变为热的现象称为耗散效应,而造成可用功的损失称为耗散损失。这部分损失在实际计算中也很难确定,因此,理论分析时可以设想一个完全没有热力学损失(包括非平衡损失和耗散损失)的理想热力过程,即可逆过程作为模式进行研究。

在如图1-10所示装置中,取气缸中的工质作为系统。设工质进行绝热膨胀,对外作功,工质经历A-1-2-3-4-B的准静态过程(如p-v图中所示)。假想机器是没有摩擦的理想机器,工质内部也没有摩阻。工质对外作的功全部用来推动飞轮,以动能的形式储存在飞轮中。当活塞逆行时,飞轮中储存的能量逐渐释放出来用于推动活塞沿工质原过程线逆向进行一个压缩过程。由于机器及工质没有任何耗散损失,过程终了将使工质及机器都恢复到各自的

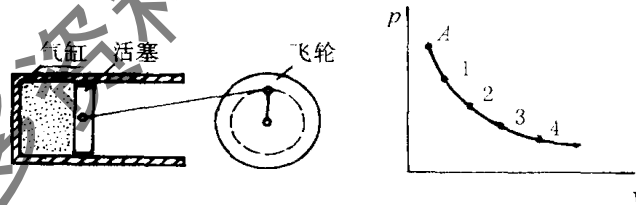


图 1-10 可逆过程图

初始状态,对外界没有留下任何影响,既没有得到功,也没有消耗功。这种没有热力学损失的过程,其正向效果与逆向效果恰好相互抵消,称为可逆过程。因此,可逆过程可定义为:当系统进行正、反两个过程后,系统与外界均能完全恢复到初始状态,这样的过程称为可逆过程。否则为不可逆过程。实现可逆过程的具体条件,一是过程没有势差(或势差无限小),如传热没有温差,作膨胀功没有力差等;二是过程没有耗散效应,如机械运动没有摩擦,导电没有电阻等。显然,可逆过程是理想化过程,是实际过程的一种极限,实际上是不可能实现的。引入可逆过程只是一种研究方法,是一种科学的抽象。工程上许多涉及能量转换的过程,如动力循环、致冷循环、气体压缩、流动等热力过程的理论分析,都



常把过程理想化为可逆过程进行分析计算，既简便又可把所得结果作为实际过程能量转换效果的比较标准。而将理论计算值加以适当修正，就可得到实际过程的结果。可逆过程的概念在热力学中具有非常重要的作用。

最后，为了进一步说明准静态过程和可逆过程的联系与区别，有必要对两种理想过程的概念作一比较。很明显，对热力系统而言，两个过程都是由一系列平衡状态所组成，在  $p-v$  图上都能用连续曲线来表示。但两者又有一定的区别，可逆过程要求系统与外界随时保持力平衡和热平衡，并且不存在任何耗散效应，在过程中没有任何能量的不可逆损失；而准静态过程的条件仅限于系统内部的力平衡和热平衡。准静态过程在进行中系统与外界之间可以有不平衡势差，也可能有耗散现象发生，只要系统内部能及时恢复平衡，其状态变化还可以是准静态的。所以，准静态过程是针对系统内部的状态变化而言的，而可逆过程则是针对过程中系统所引起的外部效果而言的。可逆过程必然是准静态过程，而准静态过程则未必是可逆过程，它只是可逆过程的条件之一。

还需指出，非平衡损失和耗散损失都不是能量的数量损失，而是表示能量作功能力（即能质）的降低或退化。

### 三、可逆过程的膨胀功（容积功）

热转换为机械功必须依靠工质的膨胀。以图 1-11 所示的气缸-活塞机构为例，设气缸内有 1kg 气体，并取其为热力系统。由于系统容积发生变化（增大或缩小）而通过界面向外界传递的机械功称为膨胀功，也称容积功。一般规定：系统容积增大，表示系统对外界作膨胀功，视为正功；系统容积减小，表示外界对系统作压缩功，视为负功。

参看图 1-11，当工质克服外力  $F$  推动活塞移动微小距离  $dS$  时，工质将对外作出微小的膨胀功。按物理学中功的定义式：功 = 力 × 距离，则有

$$\delta w = FdS$$

假设热力过程是可逆过程，内外没有势差，作用在活塞上的外力与工质作用在活塞上的力相等，外力就可以用系统内部状态参数来表示，即

$$F = pf$$

式中  $f$  是活塞的截面积。于是单位质量工质在微元热力过程中克服外力所作功为：

$$\delta w = pfdS = pdv \quad (\text{J/kg}) \quad (1-11)$$

在图 1-11 的  $p-v$  图中  $\delta w$  以微元面积表示。

可逆过程 1-2 所作膨胀功为：

$$w = \int_1^2 pdv \quad (\text{J/kg}) \quad (1-12)$$

$p-v$  图中， $w = \text{面积 } 12nm1$ ，由于在  $p-v$  图上可用过程线与坐标轴之间围成的面积表示功的大小，故又称  $p-v$  图为示功图。显然，在初、终状态相同情况下，如果过程经历的途径不同，则膨胀功的大小也不相同，这说明膨胀功与过程特性有关，它是过程量而不是状态量。用数学语言表达，微元功  $\delta w$  不是全微分，“ $\delta$ ”表示

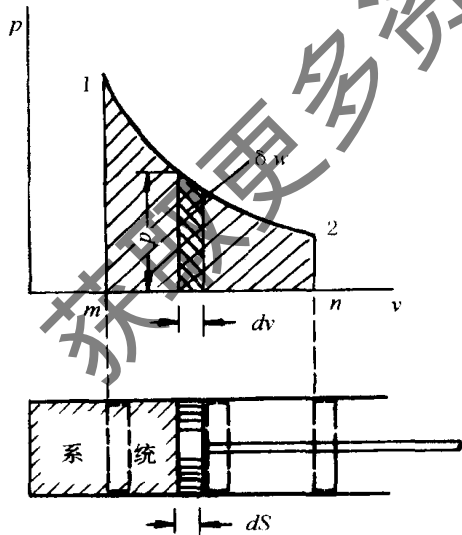


图 1-11 膨胀功

微小量,而不是微小增量“ $d$ ”,故它的积分式  $w = \int_1^2 \delta w \neq w_2 - w_1$ 。

#### 四、可逆过程的热量

热量是除功以外,没有物质流的系统与外界传递能量的又一种形式。热量传递中作为推动力的强度性参数是温度,而作为广义位移的广延性参数的变化是熵的增量。于是热量计算有类似于膨胀功的计算公式,为:

$$\delta q = T ds \quad (\text{J/kg}) \quad (1-13)$$

或

$$\delta Q = T dS \quad (\text{J}) \quad (1-13a)$$

如图 1-12 所示,在  $T-s$  图上微元热力过程传递的热量  $\delta q$  等于用斜线表示的微元面积。可逆过程 1-2 传递的热量:

$$q = \int_1^2 T ds \quad (\text{J/kg}) \quad (1-14)$$

在  $T-s$  图中,  $q = \text{面积} 12341$ ,故又称  $T-s$  图为示热图。从图中分析可知,初、终态相同但中间途径不同的各种过程,其传递热量也不相同,说明热量也是过程量,它与过程特性有关。

从式 (1-13) 可以得出可逆过程中系统熵的定义式:

$$ds = \frac{\delta q}{T} \quad (\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})) \quad (1-15)$$

通常规定:系统吸热,  $q$  为正值;系统对外放热,  $q$  为负值。相应地,可逆过程中熵的变化为:系统吸热,  $ds > 0$ ;系统放热  $ds < 0$ ;绝热过程  $ds = 0$ 。关于熵的严格推导及意义参看第五章。

SI 规定:热、功和能的单位均采用 J (焦耳)。

$$1\text{J} = 1\text{N} \cdot \text{m}$$

或

$$1\text{J} = 1\text{W} \cdot \text{s}$$

式中  $\text{N} \cdot \text{m}$ ——表示牛顿·米;

$\text{W} \cdot \text{s}$ ——表示瓦·秒。

J 与其他能量单位,如卡、千克力·米、千瓦·时、马力·时等的换算关系参看附录表 6。

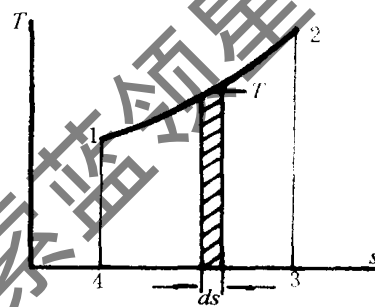


图 1-12  $T-s$  图

### 第五节 热力循环

要使工质连续不断地做功,单有一个膨胀过程是不可能的,当它与环境压力达到平衡时,便不能再继续膨胀做功了。为了使工质能周而复始地做功,就必须使膨胀后的工质回复到初始状态,如此反复地循环。我们把工质从某一初态开始,经历一系列状态变化,最后又回复到初始状态的全部过程称为热力循环,简称循环。如图 1-13(a) 所示 1-2-3-4-1 为正循环,图 1-13(b) 中 1-4-3-2-1 为逆循环。

#### 一、正循环

设有 1kg 工质在气缸中进行一个正循环 1-2-3-4-1。过程 1-2-3 表示膨胀过程,所做膨胀功在  $p-v$  图上为面积 123561。为使工质回复到初态,必须对工质进行压缩,此时所消耗的压缩功为面积 341653。正循环所做净功  $w_n$  为膨胀功与压缩功之差,即循环所包围的面积

12341 (正值)。

对正循环 1-2-3-4-1, 在膨胀过程 1-2-3 中工质从热源吸热  $q_1$ , 在压缩过程 3-4-1 中工质向冷源放热  $q_2$ 。由于在循环过程中, 工质回复到初态, 工质的状态没有变化, 因此, 工质内部所具有的能量也没有变化。循环过程中工质从热源吸收的热量  $q_1$  与向冷源放出的热量  $q_2$  的差值, 必然等于循环 1-2-3-4-1 所做的净功  $w_0$ , 即  $w_0 = q_1 - q_2$ 。

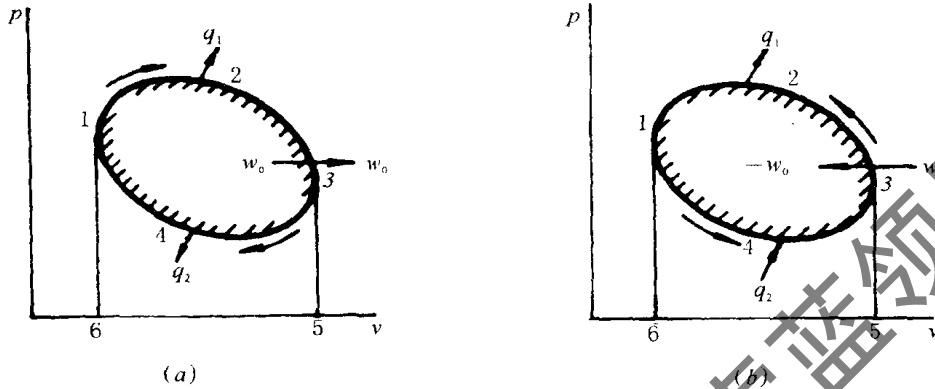


图 1-13 任意循环在  $p-v$  图上的表示  
(a) 正循环; (b) 逆循环

正循环中热转换功的经济性指标用循环热效率表示:

$$\text{循环热效率} = \frac{\text{循环中转换为功的热量}}{\text{工质从热源吸收的总热量}}$$

即: 
$$\eta_t = \frac{w_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (1-16)$$

从式 (1-16) 可得出结论: 循环热效率总是小于 1。从热源得到的热量  $q_1$ , 只能有一部分变为净功  $w_0$ , 在这一部分热能转换为功的同时, 必然有另一部分的热量 ( $q_2$ ) 流向冷源, 没有这部分热量流向冷源, 热量是不可能连续不断地转变为功的。

## 二、逆循环

如图 1-13 (b) 所示, 热力循环按逆时针方向进行 (即循环 1-4-3-2-1) 时, 就成了逆循环。由  $p-v$  图可知, 逆循环的净功为负值, 即逆循环需消耗功。工程上逆循环有两种用途: 如以获得致冷量为目的, 称为致冷循环, 这时致冷工质从冷源吸取热量  $q_2$  (或称冷量); 如以获得供热量为目的, 则称为热泵循环, 这时工质将从冷源吸收的热量  $q_2$ , 连同循环中消耗的净功  $w_0$ , 一并向较高温度的供热系统供给热量  $q_1$  ( $q_1 = q_2 + w$ )。逆循环的经济指标采用工作系数表示, 分别有致冷系数  $\epsilon_1$  和供热系数  $\epsilon_2$ 。即

致冷系数 
$$\epsilon_1 = \frac{q_2}{w_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} \quad (1-17)$$

供热系数 
$$\epsilon_2 = \frac{q_1}{w_0} = \frac{q_1}{q_1 - q_2} \quad (1-18)$$

从式 (1-17) 和式 (1-18) 可知, 致冷系数与供热系数之间存在下列关系

$$\epsilon_2 = 1 + \epsilon_1 \quad (1-19)$$

致冷系数可能大于、等于或小于 1, 而供热系数总是大于 1。

应当指出：由可逆过程组成的循环称为可逆循环，在  $p-v$  图上可用实线表示。部分或全部由不可逆过程组成的循环称为不可逆循环，在坐标图中不可逆过程部分只能用虚线表示。因此，循环可有可逆正循环、可逆逆循环、不可逆正循环及不可逆逆循环之分。式 (1-16) 适用于可逆与不可逆正循环，式 (1-17) 及式 (1-18) 适用于可逆与不可逆逆循环。

### 思考题

1-1 判断下列物理量是强度性参数还是广延性参数：质量、体积、比容、密度、压力、温度、内能、动能、位能。

1-2 铁棒一端浸入冰水混合物中，另一端浸入沸水中，经过一段时间，铁棒各点温度保持恒定，试问，铁棒是否处于平衡状态？

1-3 某工质热力状态保持一定，试问，测定该工质的压力表读值能否发生变化？为什么？

1-4 某容器中气体压力估计在 3MPa 左右，现只有两只最大刻度为 2MPa 的压力表，试问，能否用来测定容器中气体的压力？

1-5 温度高的物体比温度低的物体具有更多的热量，这种说法对吗？

1-6 在简单可压缩系统中气体克服外压力  $p_{sur}$  而膨胀，其容积变化为  $dv$ ，假定膨胀过程为不可逆过程，则此过程中的功量是否可用  $p_{sur}dv$  表示？是否可用  $p_{sys}dv$  表示？( $p_{sys}$  为系统中气体的压力)。假定气体膨胀过程为可逆过程，结果又将如何？

1-7 判断下列过程中哪些是 (a) 可逆的、(b) 不可逆的，并扼要说明不可逆原因。(1) 对刚性容器中的水加热，使其在恒温下蒸发；(2) 对刚性容器中的水搅拌，使其在恒温下蒸发；(3) 一定质量的空气在无摩擦、不导热的气缸和活塞中被缓慢地压缩；(4) 100°C 的热水与 15°C 的冷水进行绝热混合。

### 习题

1-1 如果气压计读值为  $B = 10^5 \text{ Pa}$ ，试完成下列计算：

1. 表压力为 1.5MPa 时的绝对压力；(MPa)
2. 真空表读值为 4kPa 时的绝对压力；(kPa)
3. 绝对压力为 90kPa 时的真空值；(kPa)
4. 绝对压力为 1MPa 时的表压力；(MPa)

1-2 一容器被一刚性壁分为两部分，如图 1-14 所示。压力表  $D$  读值为 175kPa， $C$  读值为 110kPa，如大气压力为 97kPa。试求压力表  $A$  读值为多少？

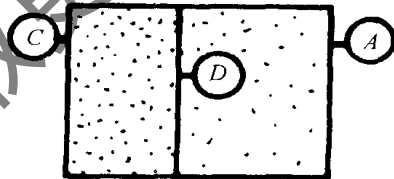


图 1-14 习题 1-2 图

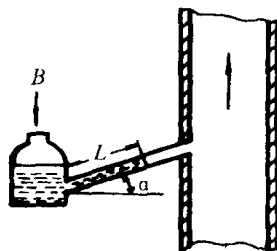


图 1-15 习题 1-4 图

1-3 上题，若表  $C$  为真空表，其读值为 35kPa，表  $D$  读值为 47kPa 时，表  $A$  上读值为多少？

1-4 锅炉烟道中的烟气压力常用上部开口的斜管测量，如图 1-15 所示。若已知斜管倾角  $\alpha = 30^\circ$ ，压力计使用  $\rho = 0.8 \text{ g/cm}^3$  的酒精，斜管中液柱长度  $L = 200 \text{ mm}$ ，当地大气压力  $B = 0.1 \text{ MPa}$ 。求烟气的绝对

压力。

1-5 气体初态  $p_1 = 0.5\text{MPa}$ ,  $v_1 = 0.172\text{m}^3/\text{kg}$ , 按  $p v = \text{常数}$  的规律, 可逆膨胀到  $p_2 = 0.1\text{MPa}$ , 试求膨胀功。

1-6 某气缸中有  $0.5\text{kg}$  的气体, 从初态  $p_1 = 0.7\text{MPa}$ ,  $V_1 = 0.02\text{m}^3$ , 可逆膨胀到终态  $V_2 = 0.05\text{m}^3$ , 各膨胀过程维持以下关系: (1)  $p = \text{定值}$ ; (2)  $pV = \text{定值}$ ; (3)  $pV^2 = \text{定值}$ 。试计算各过程所作的膨胀功, 并示意在  $p-v$  图上。

1-7 某蒸汽动力厂, 发电量  $P = 5 \times 10^4\text{kW}$ , 锅炉耗煤量  $m = 19 \times 10^3\text{kg/h}$ , 煤的发热量  $Q_{\text{理}} = 3 \times 10^4\text{kJ/kg}$ , 试求该动力厂的热效率。

1-8 热泵供热装置, 每小时供热量  $Q_1 = 10^5\text{kJ}$ , 消耗功率  $P = 7\text{kW}$ , 试求:

- (1) 热泵供热系数;
- (2) 从外界吸取的热量  $Q_2$ ;
- (3) 如改用电炉供热, 需用多大功率的电炉。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

## 第二章 理想气体的性质

前面已经提到，热能转换为机械能要靠工质的膨胀才能实现。气体具有最好的热膨胀性，最适宜作为工质。因此，气态工质的性质是热力学研究的主要内容之一。工程上采用的气态工质，按其工作参数范围，有的被看作理想气体，如本专业中常见的空气和燃气，有的则不能被视为理想气体，如供热介质水蒸气、致冷剂等，它们必须被视为实际气体。本章讨论理想气体及其混合物的热力性质。

### 第一节 理想气体状态方程式

#### 一、理想气体与实际气体

理想气体是一种经过科学抽象的假想气体模型，它被假设为：气体分子是一些弹性的、不占有体积的质点，分子相互之间没有作用力（引力和斥力）。在这两个假设条件下，气体分子运动规律就大大地简化，从而可推导出某些宏观物理量与微观运动相联系的关系式，如式(1-1)、(1-3)。但是，经过这样的简化以后，能否符合实际情况，偏差多大，这就要看气体所处具体状态而定了。如某种气体分子本身所具有的体积与其所活动的空间相比非常小，分子本身的体积可以忽略，而分子间平均距离很大，分子间相互吸引力小到可以忽略不计时，这种状态的气体便基本符合理想气体模型。因此，理想气体实质上是实际气体的压力  $p \rightarrow 0$ ，或比容  $v \rightarrow \infty$  时的极限状态的气体。尽管如此，对于双原子和单原子气体，压力直到  $1 \sim 2\text{MPa}$ ，温度在常温以上，理想气体状态方程式通常还是个很好的近似方程，在准确度方面，其误差不会超过百分之几。理想气体概念源于实际，在热力学中占有很重要的地位。

如果气体的状态处于很高的压力或很低的温度，气体有很高的密度，以致分子本身的体积及分子间的相互作用力不能忽略不计时，就不能当作理想气体看待了，这种气体称为实际气体。如锅炉中产生的水蒸气、致冷剂蒸气、石油气等都属于实际气体。但是，如果继续对蒸气加热提高其温度，则温度愈高，比容愈大，就愈接近理想气体。空气及烟气中的水蒸气，因其含量少，比容大，均可当理想气体看待。可见，理想气体与实际气体没有明显界限，在某种状态下，应视为何种气体，要根据工程计算所容许的误差范围而定。

#### 二、理想气体状态方程的导出

状态方程式  $F(p, v, T) = 0$ ，对理想气体具有最简单的形式，最早由实验定律得出（称为克拉贝龙方程），随着分子运动论的发展，又可从理论上导出，如式(1-3)所示：

$$p = \frac{2}{3} nBT$$

将上式两边同时乘以比容  $v$ ，得

$$pv = \frac{2}{3} nvBT = \frac{2}{3} N' BT$$

式中  $N' = nv$  —— 1kg 质量气体的分子数目, 对于一定的气体,  $N'$  为常数。

上式可写成

$$pv = RT \quad (2-1)$$

式中  $p$  —— 绝对压力 (Pa);

$v$  —— 比容 ( $\text{m}^3/\text{kg}$ );

$T$  —— 热力学温度 (K)。

$R = \frac{2}{3} N' B$  称为气体常数, 与气体种类有关, 而与气体状态无关, 其单位为  $\text{N} \cdot \text{m}/(\text{kg} \cdot \text{K})$  或  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

式 (2-1) 为 1kg 理想气体的状态方程, 反映理想气体在某一平衡状态下  $p, v, T$  之间的关系。

式 (2-1) 两边乘以气体总质量  $m$ , 得  $m\text{kg}$  气体的状态方程:

$$pmv = mRT$$

或

$$PV = mRT \quad (2-2)$$

式中  $V$  —— 质量为  $m\text{kg}$  气体所占的容积。

SI 规定物质的量的单位为摩尔 (mol), 例如, 氧的分子量  $M = 32$ , 质量为 32g 的氧便是 1mol 的氧。1mol 的 1000 倍称为千摩尔 (kmol)。

将式 (2-1) 两边乘以千摩尔质量  $M$  ( $\text{kg}/\text{kmol}$ ), 即

$$pMv = MRT$$

整理得以 1kmol 物量表示的状态方程式:

$$pV_M = R_0 T \quad (2-3)$$

式中  $V_M = Mv$  —— 气体的摩尔容积 ( $\text{m}^3/\text{kmol}$ );

$R_0 = MR$  —— 通用气体常数 ( $\text{J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$ )。

$R_0$  与气体种类及状态均无关, 是一个特定的常数。

以  $n\text{kmol}$  物量表示的气体状态方程式:

$$pV = nR_0 T \quad (2-4)$$

式中  $V$  ——  $n\text{kmol}$  气体所占有的容积 ( $\text{m}^3$ );

$n$  —— 气体的摩尔数,  $n = \frac{m}{M}$  (kmol)。

### 三、气体常数与通用气体常数

由式 (2-3) 得

$$V_M = \frac{R_0 T}{p} \quad (\text{m}^3/\text{kmol})$$

上式表明: 在相同压力和相同温度下, 1kmol 的各种气体占有相同的容积, 称为阿佛加得罗 (Avogadro) 定律。

实验证明, 在  $p_0 = 101.325\text{kPa}$ ,  $t_0 = 0^\circ\text{C}$  的标准状态下, 1kmol 各种气体占有的容积都等于  $22.4\text{m}^3$ 。即  $Mv_0 = 22.4\text{m}^3$ 。于是可以得出通用气体常数:

$$R_0 = \frac{p_0 V_{M_0}}{T_0} = \frac{101325 \times 22.4}{273.15} \approx 8314 \quad \text{J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

通用气体常数值也可由分子运动论的微观方法推导得出, 此处不再论述。

已知通用气体常数及气体的分子量即可求得气体常数:

$$R = \frac{R_0}{M} = \frac{8314}{M} \quad (\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})) \quad (2-5)$$

几种常见气体的气体常数如表 2-1。

几种常见气体的气体常数

表 2-1

物质名称	化学式	分子量	R (J/(kg·K))	物质名称	化学式	分子量	R (J/(kg·K))
氢	H <sub>2</sub>	2.016	4124.0	氮	N <sub>2</sub>	28.013	296.8
氦	He	4.003	2077.0	一氧化碳	CO	28.011	296.8
甲烷	CH <sub>4</sub>	16.043	518.2	二氧化碳	CO <sub>2</sub>	44.010	188.9
氨	NH <sub>3</sub>	17.031	488.2	氧	O <sub>2</sub>	32.0	259.8
水蒸气	H <sub>2</sub> O	18.015	461.5	空气	—	28.97	287.0

理想气体状态方程式在热工计算和分析中,有广泛的应用。举例如下:

**【例 2-1】** 求空气在标准状态下的比容和密度。

**【解】** 在应用状态方程式时,为求得各项单位的统一,压力单位采用 Pa (或 kPa), 气体常数单位采用 J/(kg·K) (或 kJ/(kg·K))。

空气的气体常数  $R = 287 \quad \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

由理想气体状态方程式求得在标准状态下空气的比容:

$$v_0 = \frac{RT_0}{p_0} = \frac{287 \times 273.15}{101325} = 0.773 \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

密度  $\rho_0 \frac{1}{v_0} = \frac{1}{0.773} = 1.293 \quad \text{kg}/\text{m}^3$

标准状态下的比容和密度还可以按下式计算:

$$Mv_0 = 22.4 \quad \text{m}^3/\text{kmol}$$

$$v_0 = \frac{22.4}{M} = \frac{22.4}{28.97} = 0.773 \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_0 = \frac{M}{22.4} = \frac{28.97}{22.4} = 1.293 \quad \text{kg}/\text{m}^3$$

**【例 2-2】** 有一充满气体的容器,容积  $V = 4.5 \text{m}^3$ , 气体压力根据压力表的读数为  $p_g = 245.2 \text{kPa}$ , 温度计读数为  $t = 40 \text{C}$ 。问在标准状态下气体容积为多少?

**【解】** 气体绝对压力  $p = B + p_g$

设大气压力  $B = 100 \text{kPa}$

$$p = 100 + 245.2 = 345.2 \text{kPa}$$

热力学温度  $T = 273 + 40 = 313 \text{K}$

按式 (2-2), 由于气体质量保持不变, 得

$$\frac{pV}{T} = \frac{p_0V_0}{T_0}$$

$$V_0 = V \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} = 4.5 \times \frac{345.2}{101.325} \times \frac{273}{313} = 13.37 \text{m}^3$$

**【例 2-3】** 某活塞式压气机将某种气体压入储气箱中。压气机每分钟吸入温度  $t_1 = 15 \text{C}$ , 压力为当地大气压力  $B = 100 \text{kPa}$  的气体,  $V_1 = 0.2 \text{m}^3$ 。储气箱的容积  $V = 9.5 \text{m}^3$ 。问



经过多少分钟后压气机才能把箱内压力提高到  $p_3 = 0.7\text{MPa}$  和温度  $t_3 = 50\text{C}$ 。压气机开始工作以前，储气箱仪表指示着  $p_2 = 50\text{kPa}$ ,  $t_2 = 17\text{C}$ 。

【解】 储气箱内气体的初始压力为：

$$p_2 = 100 + 50 = 150\text{kPa}$$

初始温度  $T_2 = 273 + 17 = 290\text{K}$

储气箱最终温度  $T_3 = 273 + 50 = 323\text{K}$

储气箱内原有气体的质量为：

$$m_2 = \frac{p_2 V}{RT_2} \quad (\text{kg})$$

储气箱内最终的气体质量为

$$m_3 = \frac{p_3 V}{RT_3} \quad (\text{kg})$$

压气机每分钟压入的气体质量（即压气机的质量流量）：

$$m_1 = \frac{BV_2}{RT_2} \quad (\text{kg/min})$$

由此得所需时间为：

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{m_3 - m_2}{m_1} = \frac{p_3 V / RT_3 - p_2 V / RT_2}{BV_1 / RT_1} \\ &= \frac{V(p_3 / T_3 - p_2 / T_2)}{BV_1 / T_2} = \frac{9.5(700/323 - 150/290)}{100 \times 0.2/288} \\ &= 225.7\text{min} \end{aligned}$$

## 第二节 理想气体比热

### 一、比热的定义与单位

在分析热力过程时，常涉及到气体的内能、焓、熵及热量的计算，这都要借助于气体的比热。单位物量的热容量叫比热，定义为：单位物量的物体，温度升高或降低 1K 所吸收或放出的热量，称为该物体的比热。即

$$c = \frac{\delta q}{dT} \quad (2-6)$$

比热的单位取决于热量单位和物量单位。物量的单位不同，比热的单位也不同。对固体、液体而言，物量单位常用质量单位 (kg)，对于气体除用质量单位外，还常用标准容积 ( $\text{m}^3$ ) 和千摩尔 (kmol) 作单位。因此，相应地有质量比热、容积比热和摩尔比热之分。

质量比热符号用  $c$ ，单位为  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ；

容积比热符号用  $c'$ ，单位为  $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ ；

摩尔比热符号用  $Mc$ ，单位为  $\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$ 。

3 种比热的换算关系如下：

$$c' = \frac{Mc}{22.4} = c\rho_0 \quad (2-7)$$

式中  $\rho_0$  为气体在标准状态下的密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )；

$M$ ——气体的 kmol 质量 (数值等于分子量) (kg/kmol)。

比热是重要的物性参数, 它不仅取决于物质的性质, 还与气体的热力过程及所处状态有关。

## 二、定容比热与定压比热

气体的比热与热力过程特性有关, 在热力计算中定容比热与定压比热最为重要。

1. 定容比热: 如图 2-1 (a) 所示, 气体加热在容积不变的情况下进行, 加入的热量全部用于增加气体的内能, 使气体温度升高。所以, 定容比热可定义为: 在定容情况下, 单位物量的气体, 温度变化 1K 所吸收或放出的热量, 称为该气体的定容比热。即

$$c_v = \frac{\delta q_v}{dT} \quad (2-8)$$

定容比热随物量单位的不同有: 定容质量比热  $c_v$ , 定容容积比热  $c'_v$  和定容摩尔比热  $Mc_v$ 。

2. 定压比热: 如图 2-1 (b) 所示, 气体加热在压力不变的情况下进行, 加入的热量部分用于增加气体的内能, 使其温度升高, 部分用于推动活塞升高而对外作膨胀功。定压比热可表示为:

$$c_p = \frac{\delta q_p}{dT} \quad (2-9)$$

定压比热随物量单位的不同有: 定压质量比热  $c_p$ , 定压容积比热  $c'_p$  和定压摩尔比热  $Mc_p$ 。

3. 定压比热与定容比热关系: 从图 2-1 可知, 等量气体升高相同的温度, 定压过程吸收热量多于定容过程吸收热量, 因此, 定压比热始终大于定容比热。其关系如下:

设 1kg 某理想气体, 温度升高  $dT$ , 所需热量为:

按定容加热:  $\delta q_v = c_v dT$

按定压加热:  $\delta q_p = c_p dT$

二者之差为:

$$\delta q_p - \delta q_v = [pdv]_p = d(pv)_p$$

即

$$c_p dT - c_v dT = R dT$$

由此得定压比热与定容比热之差为:

$$c_p - c_v = R \quad (2-10)$$

或

$$c'_p - c'_v = \rho_0 R \quad (2-10a)$$

$$Mc_p - Mc_v = MR = R_0 \quad (2-10b)$$

式 (2-10) 称为梅耶公式。适用于理想气体。

$c_p$  与  $c_v$  之比值称为比热比, 它也是一个重要参数。

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c'_p}{c'_v} = \frac{Mc_p}{Mc_v} \quad (2-11)$$

由式 (2-10) 和式 (2-11) 可推导出:

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad (2-12a)$$

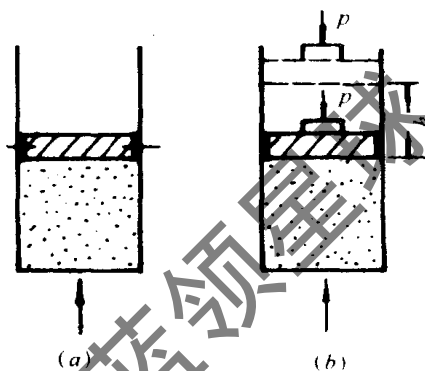


图 2-1 定容加热与定压加热

$$c_p = \frac{\kappa R}{\kappa - 1} \quad (2-12b)$$

对于固体和液体而言，因其热膨胀性很小，可认为  $c_p \approx c_v$ 。

### 三、定值比热、真实比热与平均比热

1. 定值比热：根据分子运动学说中能量按运动自由度均分的理论，理想气体的比热值只取决于气体的分子结构，而与气体所处状态无关。凡分子中原子数目相同因而其运动自由度也相同的气体，它们的摩尔比热值都相等，称为定值比热。从理论推导可得到：

$$\text{摩尔定容比热 } Mc_v = \frac{i}{2} R_0 \quad (2-13)$$

$$\text{摩尔定压比热 } Mc_p = \frac{i+2}{2} R_0 \quad (2-14)$$

式中  $i$  —— 是分子运动的自由度数目。

各种气体的定值摩尔比热和比热比列于表 2-2 中。

理想气体的定值摩尔比热和比热比  $\kappa$  表 2-2

	单原子气体	双原子气体	多原子气体
$Mc_v$	$\frac{3}{2} R_0$	$\frac{5}{2} R_0$	$\frac{7}{2} R_0$
$Mc_p$	$\frac{5}{2} R_0$	$\frac{7}{2} R_0$	$\frac{9}{2} R_0$
比热比 $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$	1.66	1.4	1.29

实验证明，单原子气体的比热，理论值与实验数据是基本一致的。而对双原子气体和多原子气体，实验数据与理论值就有比较明显的偏差，尤其在高温时偏差更大。这种偏差的原因在于分子运动论的比热理论没有考虑到分子内部原子的振动，多原子气体内部原子振动能更大，因此，为了使理论接近实际，表 2-2 中将多原子气体的自由度由 6 增加到 7。

工程计算中，如气体温度不太高，或计算精度要求不高的情况下，可以把比热看作定值。

2. 真实比热：理想气体的比热实际上并非定值，而是温度的函数。比热随温度的变化关系在  $c-t$  图上表示为一条曲线，如图 2-2 所示。相应于每一温度下的比热值称为气体的真实比热。为了求得比热的精确数值，必须把分子中的原子振动考虑进去。应用量子力学原理，根据光谱分析的数据，可以得到理想气体比热与温度的关系式。为了便于工程应用，通常将比热与温度的函数关系表示为温度的三次多项式，如定压摩尔质量比热可写成

$$Mc_p = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 \quad (2-15)$$

式中  $T$  —— 热力学温度(K)；

$a_0, a_1, a_2, a_3$  —— 随气体性质而异的经验常数。几种气体的常数数值列于表 2-3 中。

常用气体在理想气体状态下的定压摩尔比热与温度的关系式

$$Mc_p = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 \quad (\text{kJ} / (\text{kmol} \cdot \text{K}))$$

表 2-3

气 体	分子式	$a_0$	$a_1 \times 10^3$	$a_2 \times 10^6$	$a_3 \times 10^9$	温度范围 (K)	最大误差 (%)
空 气		28.106	1.9665	4.8023	-1.9661	273~1800°	0.72
氢	H <sub>2</sub>	28.107	-1.9159	-4.0638	-0.8704	273~1800°	1.04

续表

气 体	分子式	$a_0$	$a_1 \times 10^3$	$a_2 \times 10^6$	$a_3 \times 10^9$	温度范围 (K)	最大误差 (%)
氧	O <sub>2</sub>	25.477	15.2022	-5.0618	1.3117	273~1800°	1.19
氮	N <sub>2</sub>	28.901	~1.5713	8.0805	-28.7256	273~1800°	0.59
一氧化碳	CO	28.160	1.6751	5.3717	-2.2219	273~1800	0.89
二氧化碳	CO <sub>2</sub>	22.257	59.8084	-35.0100	7.4693	273~1800	0.647
水蒸气	H <sub>2</sub> O	32.238	1.9234	10.5549	-3.5952	273~1800	0.53
乙 烯	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	4.1261	155.0213	-81.5455	16.9755	298~1500	0.30
丙 烯	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	3.7457	234.0107	-115.1278	21.7353	298~1500	0.44
甲 烷	CH <sub>4</sub>	19.887	50.2416	12.6860	-11.0113	273~1500	1.33
乙 烷	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	5.413	178.0872	-69.3749	8.7147	298~1500	0.70
丙 烷	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-4.233	306.264	-158.6316	32.1455	298~1500	0.28

对于定容过程，根据梅耶公式 (2-10b)，可得相应的定容摩尔比热的三次多项式为：

$$Mc_v = (a_0 - R_0) + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 \quad (2-16)$$

为求过程中的热量，则必须依据不同的过程取不同的比热，并由  $T_1$  到  $T_2$  进行积分：

$$\begin{aligned} \text{定压过程 } Q_p &= \frac{m}{M} \int_{T_1}^{T_2} Mc_p dT \\ &= n \int_{T_1}^{T_2} (a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3) dT \quad (2-17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{定容过程 } Q_v &= \frac{m}{M} \int_{T_1}^{T_2} Mc_v dT \\ &= n \int_{T_1}^{T_2} (a_0 - R_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3) dT \quad (2-18) \end{aligned}$$

3. 平均比热，如图 2-2 所示，热量计算可表示为：

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt \quad (2-19)$$

这一积分计算结果在  $c-t$  图上相当于面积  $DEFGD$ 。

但积分计算比较复杂，为了简化计算，从图 2-2 中可以看出，面积  $DEFGD$  也可以用一块大小相等的矩形面积  $MNFGM$  来代替，于是有：

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt = \overline{MG}(t_2 - t_1)$$

矩形高度  $\overline{MG}$  就是在  $t_1$  与  $t_2$  温度范围内真实比热的平均值，称为平均比热，用符号  $c_m \left|_{t_1}^{t_2}$  表示，因此上式写成：

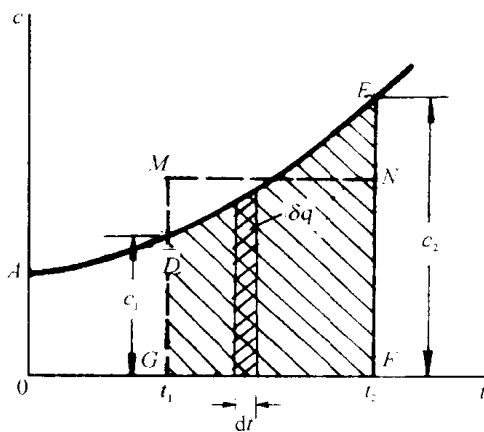


图 2-2 比热与温度的关系

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt = c_m \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) \quad (2-20)$$

$$\text{平均比热: } c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} c dt}{t_2 - t_1} \quad (2-21)$$

为了应用方便, 可将各种常用气体的平均比热计算出来, 并列成表格, 用时可以直接查表。然而  $c_m \Big|_{t_1}^{t_2}$  值随  $t_1$  和  $t_2$  的变化而不同, 要列出随  $t_1$  与  $t_2$  温度范围而变化的平均比热表将很繁杂。为了解决这个问题可选取某一参考温度 (通常取  $0^\circ\text{C}$ ), 把式 (2-19) 改写成

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt = \int_0^{t_2} c dt - \int_0^{t_1} c dt$$

即  $q = \text{面积 } AEFOA - \text{面积 } ADGOA$ , 再用平均比热的概念, 将上式写成

$$q = c_m \Big|_0^{t_2} (t_2 - 0) - c_m \Big|_0^{t_1} (t_1 - 0)$$

$$\text{即 } q = c_m \Big|_0^{t_2} t_2 - c_m \Big|_0^{t_1} t_1 \quad (2-22)$$

式中,  $c_m \Big|_0^{t_2}$  及  $c_m \Big|_0^{t_1}$  分别表示由  $0^\circ\text{C}$  到  $t_2^\circ\text{C}$  及由  $0^\circ\text{C}$  到  $t_1^\circ\text{C}$  的平均比热。表 2-4 中列出几种气体的平均定压质量比热  $c_{pm} \Big|_0^t$  的值。

根据梅耶公式, 可求得平均定容质量比热为

$$c_{vm} \Big|_0^t = c_{pm} \Big|_0^t - R \quad (2-23)$$

还应指出, 实际气体的比热不仅与温度有关, 而且还与压力有关。特别是当气体接近液化时, 压力对比热的影响更加显著。对于一些已有实验数据的实际气体, 其比热值可直接从专用图表中查得。

几种气体在理想气体状态下的平均定压质量比热  $c_{pm}$  (曲线关系) ( $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ )

表 2-4

$t$ ( $^\circ\text{C}$ )	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$	$\text{H}_2$	$\text{CO}$	空气	$\text{CO}_2$	$\text{H}_2\text{O}$
0	0.915	1.039	14.195	1.040	1.004	0.815	1.859
100	0.923	1.040	14.353	1.042	1.006	0.866	1.873
200	0.935	1.043	14.421	1.046	1.012	0.910	1.894
300	0.950	1.049	14.146	1.054	1.019	0.949	1.919
400	0.965	1.057	14.477	1.063	1.028	0.983	1.948
500	0.979	1.066	14.509	1.075	1.039	1.013	1.978
600	0.993	1.076	14.542	1.086	1.050	1.040	2.009
700	1.005	1.087	14.587	1.098	1.061	1.064	2.042
800	1.016	1.097	14.641	1.109	1.071	1.085	2.075
900	1.026	1.108	14.706	1.120	1.081	1.104	2.110
1000	1.035	1.118	14.776	1.130	1.091	1.122	2.144
1100	1.043	1.127	14.853	1.140	1.100	1.138	2.177
1200	1.051	1.136	14.934	1.149	1.108	1.153	2.211
1300	1.058	1.145	15.023	1.158	1.117	1.166	2.243

续表

$t(^{\circ}\text{C})$	$\text{O}_2$	$\text{N}_2$	$\text{H}_2$	$\text{CO}$	空气	$\text{CO}_2$	$\text{H}_2\text{O}$
1400	1.965	1.153	15.113	1.166	1.124	1.178	2.274
1500	1.971	1.160	15.202	1.173	1.131	1.189	2.305
1600	1.977	1.167	15.294	1.180	1.138	1.200	2.337
1700	1.983	1.174	15.383	1.187	1.144	1.209	2.363
1800	1.989	1.180	15.472	1.192	1.150	1.218	2.391
1900	1.994	1.186	15.561	1.198	1.156	1.226	2.417
2000	1.999	1.191	15.649	1.203	1.161	1.233	2.442
2100	1.104	1.197	15.736	1.208	1.166	1.241	2.466
2200	1.109	1.201	15.819	1.213	1.171	1.247	2.489
2300	1.114	1.206	15.902	1.218	1.176	1.253	2.512
2400	1.118	1.210	15.983	1.222	1.180	1.259	2.533
2500	1.123	1.214	16.064	1.226	1.182	1.264	2.554
密度 $\rho_0/\text{kg}/\text{m}^3$	1.4286	1.2505	0.08999	1.2505	1.2932	1.9648	0.8042

**【例 2-4】** 烟气在锅炉的烟道中温度从 900℃ 降低到 200℃，然后从烟囱排出。求每标准  $\text{m}^3$  烟气所放出的热量（这些热量被锅炉中的水和水蒸气所吸收）。烟气的成分接近空气，而且压力变化很小，可将烟气当作空气进行定压放热计算。比热取值按以下 3 种情况：(1) 定值比热；(2) 真实比热；(3) 平均比热。

**【解】** (1) 按比热为定值进行计算

将空气看作双原子气体，其定压摩尔比热为：

$$Mc_p = \frac{7}{2}R_0 = \frac{7}{2} \times 8.314 = 29.10\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$$

空气的定压容积比热为：

$$c'_p = \frac{Mc_p}{22.4} = \frac{29.10}{22.4} = 1.299\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$$

1 标准立方米烟气放出热量：

$$Q_p = c'_p(t_2 - t_1) = 1.299(200 - 900) = -909.3\text{kJ}/\text{m}^3$$

(2) 按真实比热进行计算，查表 2-3：

$$\begin{aligned} Q_p &= \frac{1}{22.4} \int_1^2 Mc_p dT = \frac{1}{22.4} \int_{T_1}^{T_2} (a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3) dT \\ &= \frac{1}{22.4} \left( a_0T + \frac{a_1}{2}T^2 + \frac{a_2}{3}T^3 + \frac{a_3}{4}T^4 \right) \Big|_{T_1}^{T_2} \\ &= \frac{1}{22.4} \left[ 28.106(473 - 1173) + \frac{1.9665 \times 10^{-3}}{2}(473^2 - 1173^2) \right. \\ &\quad \left. + \frac{4.8023 \times 10^{-6}}{3}(473^3 - 1173^3) + \frac{1.9661 \times 10^{-9}}{4}(473^4 - 1173^4) \right] \\ &= -996.22\text{kJ}/\text{m}^3 \end{aligned}$$

(3) 按平均比热进行计算：查表 2-4

$$\begin{aligned} c_{pm} \Big|_0^{900} &= 1.081\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \\ c_{pm} \Big|_0^{200} &= 1.012\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

换算成平均定压容积比热，查得空气在标准状态下的密度  $\rho_0 = 1.2932\text{kg}/\text{m}^3$ ，于是

$$c'_{pm} \Big|_0^{900} = c_{pm} \Big|_0^{900} \cdot \rho_0 = 1.081 \times 1.2932 = 1.398 \text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$$

$$c'_{pm} \Big|_0^{200} = c_{pm} \Big|_0^{200} \cdot \rho_0 = 1.012 \times 1.2932 = 1.309 \text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$$

烟气放出热量

$$Q_p = c'_{pm} \Big|_0^{200} \cdot t_2 - c'_{pm} \Big|_0^{900} \cdot t_1 = 1.309 \times 200 - 1.398 \times 900 = -996.4 \text{kJ}/\text{m}^3$$

### 第三节 混合气体的性质

自然界存在的气体通常都是由几种不同种类气体组成的混合物，例如，空气是由氧气、氮气、水蒸气等组成；燃料燃烧生成的烟气是由二氧化碳、水蒸气、一氧化碳、氧气、氮气等组成。这些混合气体中各组成气体之间不发生化学反应，而是一种均匀混合物。混合气体的性质取决于混合气体中各组成气体的成分及其热力性质。由理想气体组成的混合气体，仍然具有理想气体特性，服从理想气体各种定律。

#### 一、混合气体的分压力和道尔顿分压定律

分压力是假定混合气体中组成气体单独存在，并且具有与混合气体相同的温度及容积时的压力，如图 2-3 (b)、(c) 所示。

道尔顿 (Dalton) 分压定律指出：混合气体的总压力  $p$ ，等于各组成气体分压力  $p_i$  之和。

即 
$$p = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n = \left[ \sum_{i=1}^n p_i \right]_{T,V} \quad (2-24)$$

#### 二、混合气体的分容积和阿密盖特分容积定律

分容积是假想混合气体中组成气体具有与混合气体相同的温度和压力时，单独存在所占有的容积，如图 2-3 (d)、(e) 所示。

混合气体的总容积  $V$  与分容积  $V_i$  的关系服从阿密盖特 (Amagat) 分容积定律：

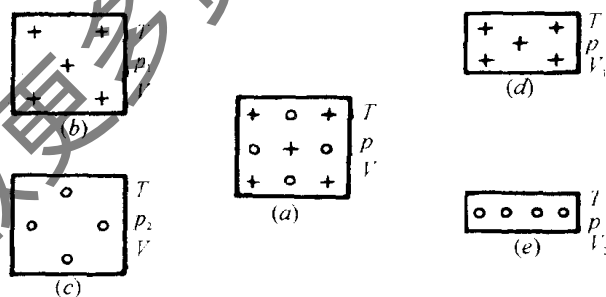


图 2-3 混合气体的分压力与分容积示意图

混合气体的总容积  $V$ ，等于各组成气体分容积  $V_i$  之和。

即 
$$V = V_1 + V_2 + \dots + V_n = \left[ \sum_{i=1}^n V_i \right]_{T,p} \quad (2-25)$$

### 三、混合气体的成分表示方法及换算

混合气体中各组成气体的含量与混合气体总量之比值，称为混合气体的成分。按物理单位的不同，混合气体成分有质量成分、容积成分和摩尔成分。

1. 质量成分：混合气体中某组成气体的质量  $m_i$  与混合气体总质量  $m$  的比值，称为该组成气体的质量成分。即

$$g_i = \frac{m_i}{m} \quad (2-26)$$

因为

$$m = m_1 + m_2 + \cdots + m_n = \sum_{i=1}^n m_i$$

所以

$$g_1 + g_2 + \cdots + g_n = \sum_{i=1}^n g_i = 1 \quad (2-27)$$

2. 容积成分：混合气体中某组成气体的分容积  $V_i$  与混合气体总容积  $V$  之比值，称为该组成气体的容积成分。即：

$$r_i = \frac{V_i}{V} \quad (2-28)$$

根据分容积定律： $V = V_1 + V_2 + \cdots + V_n = \left[ \sum_{i=1}^n V_i \right]_{T, p}$

则有

$$r_1 + r_2 + \cdots + r_n = \sum_{i=1}^n r_i = 1 \quad (2-29)$$

3. 摩尔成分：混合气体中某组成气体的摩尔数  $n_i$  与混合气体总摩尔数  $n$  之比值，称为该组成气体的摩尔成分。即

$$x_i = \frac{n_i}{n} \quad (2-30)$$

因为

$$n = n_1 + n_2 + \cdots + n_n = \sum_{i=1}^n n_i$$

所以

$$x_1 + x_2 + \cdots + x_n = \sum_{i=1}^n x_i = 1 \quad (2-31)$$

式(2-27、29、31)说明，混合气体中各组成气体成分之和都等于1。

各组成气体成分之间的换算关系如下：

(1) 容积成分与摩尔成分数值相等。

由 
$$r_i = \frac{V_i}{V} = \frac{n_i V_{mi}}{n \cdot V_m}$$

式中， $V_{mi}$  与  $V_m$  分别表示某组成气体与混合气体的摩尔容积。根据阿佛加得罗定律，同温同压下，各种气体的摩尔容积相等。即  $V_{mi} = V_m$ ，

于是得 
$$r_i = \frac{n_i}{n} = x_i \quad (2-32)$$

(2) 质量成分与容积成分（或摩尔成分）的换算：由

$$g_i = \frac{m_i}{m} = \frac{n_i M_i}{n M} = x_i \frac{M_i}{M} = r_i \frac{M_i}{M}$$



式中  $M_i$  与  $M$  分别表示某组成气体与混合气体的摩尔质量(即分子量)。

根据通用气体常数  $M_i R_i = M R = R_0$ ，以及阿佛加得罗定律：同温同压下，气体密度与分子量成正比，可得

$$g_i = r \frac{M_i}{M} = r_i \frac{R}{R_i} = r_i \frac{\rho_i}{\rho} \quad (2-33)$$

#### 四、混合气体的折合分子量与气体常数

混合气体不能用一个化学分子式表示，因而没有真正的分子量。所谓混合气体的分子量，是各组成气体的折合分子量或称平均分子量，它取决于组成气体的种类与成分。

##### 1. 折合分子量

(1) 如已知各组成气体的容积成分及各组成气体的分子量，求混合气体的折合分子量：

$$M = \frac{m}{n} = \frac{\sum_{i=1}^n n_i M_i}{\sum_{i=1}^n n_i} = \sum_{i=1}^n r_i M_i \quad (2-34)$$

即混合气体折合分子量等于各组成气体容积成分(或摩尔成分)与其分子量乘积之总和。

(2) 如已知各组成气体的质量成分与分子量，求混合气体的折合分子量：

根据

$$n = n_1 + n_2 + \dots + n_n$$

$$\frac{m}{M} = \frac{m_1}{M_1} + \frac{m_2}{M_2} + \dots + \frac{m_n}{M_n}$$

整理得

$$M = \frac{1}{\frac{g_1}{M_1} + \frac{g_2}{M_2} + \dots + \frac{g_n}{M_n}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{g_i}{M_i}} \quad (2-35)$$

##### 2. 折合气体常数

(1) 若已求出混合气体折合分子量，根据通用气体常数，即可求得混合气体的折合气体常数：

$$R = \frac{R_0}{M} = \frac{8311}{M} \quad (\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})) \quad (2-36)$$

(2) 已知各组成气体的质量成分及气体常数，求混合气体折合气体常数：

$$R = \frac{R_0}{M} = \frac{n R_0}{m} = \frac{\sum_{i=1}^n n_i R_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \frac{R_0}{M_i}}{\sum_{i=1}^n m_i} = \sum_{i=1}^n g_i R_i \quad (2-37)$$

(3) 已知各组成气体的容积成分及气体常数，求混合气体折合气体常数：

$$\begin{aligned} R &= \frac{R_0}{M} = \frac{R_0}{r_1 M_1 + r_2 M_2 + \dots + r_n M_n} \\ &= \frac{1}{\frac{r_1}{R_1} + \frac{r_2}{R_2} + \dots + \frac{r_n}{R_n}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{r_i}{R_i}} \end{aligned} \quad (2-38)$$

#### 五、分压力的确定

分别根据某组成气体的分压力与分容积可写出该组成气体的状态方程式如下：

$$p_i V = m_i R_i T$$

$$p V_i = m_i R_i T$$

由此得 
$$p_i = \frac{V_i}{V} p = r_i p \quad (2-39)$$

即某组成气体的分压力，等于混合气体的总压力与该组成气体容积成分的乘积。

将  $r_i = g_i \frac{\rho}{\rho_i}$  代入式 (2-39) 得：

$$p_i = g_i \cdot \frac{\rho}{\rho_i} \cdot p = g_i \frac{M}{M_i} \cdot p = g_i \frac{R_i}{R} \cdot p \quad (2-40)$$

式 (2-40) 是根据组成气体的质量成分确定分压力的关系式。

## 六、混合气体的比热

混合气体的比热与它的组成气体有关。混合气体温度升高所需的热量，等于各组成气体相同温升所需热量之和。由此可以得出混合气体比热的计算公式。

若各组成气体的质量比热分别为  $c_1, c_2, \dots, c_n$ ，质量成分分别为  $g_1, g_2, \dots, g_n$ ，则混合气体的质量比热为：

$$c = g_1 c_1 + g_2 c_2 + \dots + g_n c_n = \sum_{i=1}^n g_i c_i \quad (2-41)$$

同理可得混合气体的容积比热：

$$c' = r_1 c'_1 + r_2 c'_2 + \dots + r_n c'_n = \sum_{i=1}^n r_i c'_i \quad (2-42)$$

将混合气体的质量比热乘以混合气体的摩尔质量  $M$  即得摩尔比热；也可根据各组成气体的摩尔成分及摩尔比热求混合气体的摩尔比热。即

$$Mc = M \sum_{i=1}^n g_i c_i = \sum_{i=1}^n x_i M_i c_i \quad (2-43)$$

**【例 2-5】** 混合气体中，各组成气体的容积成分为  $r_{\text{CO}_2} = 12\%$ ； $r_{\text{O}_2} = 6\%$ ； $r_{\text{N}_2} = 75\%$ ； $r_{\text{H}_2\text{O}} = 7\%$ 。混合气体的总压力  $p = 98.066 \text{ kPa}$ ，求混合气体的折合分子量、气体常数及各组成气体的分压力。

**【解】** 
$$M = \sum_{i=1}^n r_i M_i = 0.12 \times 44 + 0.06 \times 32 + 0.75 \times 28 + 0.07 \times 18 = 29.46$$

$$R = \frac{8314}{29.46} = 282.2 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$p_{\text{CO}_2} = r_{\text{CO}_2} p = 0.12 \times 98.066 = 11.768 \text{ kPa}$$

$$p_{\text{O}_2} = r_{\text{O}_2} p = 0.06 \times 98.066 = 5.884 \text{ kPa}$$

$$p_{\text{N}_2} = r_{\text{N}_2} p = 0.75 \times 98.066 = 73.549 \text{ kPa}$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} = r_{\text{H}_2\text{O}} p = 0.07 \times 98.066 = 6.865 \text{ kPa}$$

**【例 2-6】** 混合气体的相对质量成分为空气  $g_1 = 95\%$ ，煤气  $g_2 = 5\%$ 。已知空气的气体常数  $R_1 = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，煤气的气体常数  $R_2 = 400 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。试求混合气体的气体常数、相对容积成分和标准状态下的密度。

**【解】** 
$$R = \sum_{i=1}^n g_i R_i = 0.95 \times 287 + 0.05 \times 400 = 292.7 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$M = \frac{R_0}{R} = \frac{8314}{292.7} = 28.4$$

$$r_1 = g_1 \cdot \frac{R_1}{R} = 0.95 + \frac{287}{292.7} = 93.2\%$$

$$r_2 = g_2 \cdot \frac{R_2}{R} = 0.05 \cdot \frac{400}{292.7} = 6.8\%$$

$$\rho_0 = \frac{M}{22.4} = \frac{28.4}{22.4} = 1.268 \text{ kg/m}^3$$

### 思考题

2-1 容器内盛有一定质量的理想气体, 如果将气体放出一部分后恢复了新的平衡状态, 问放气前后两个平衡状态之间参数能否按状态方程表示为下列形式:

$$(a) \quad \frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$$

$$(b) \quad \frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2}$$

2-2 检查下面计算方法有哪些错误? 应如何改正?

已知某压缩空气储罐容积为 900L, 充气前罐内空气温度为 30°C, 压力为 0.5MPa; 充气后罐内空气温度为 50°C, 压力表读值为 2MPa。充入储气罐的空气质量为:

$$\Delta m = m_2 - m_1 = \frac{p_2 V}{RT_2} - \frac{p_1 V}{RT_1} = \frac{2 \times 900}{287 \times 50} - \frac{0.5 \times 900}{287 \times 30} = 0.073 \text{ kg}$$

2-3 气体的摩尔容积  $V_M$  是否与气体的种类有关? 是否因所处状态不同而变化?

2-4 采用真实比热和平均比热计算热量是否一样准确?

2-5 理想气体的  $c_p$  与  $c_v$  都随温度而变, 那么它的差值 ( $c_p - c_v$ ) 是否也随温度而变化? 而比热比  $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$  则又如何?

2-6 平衡时混合气体中各组成气体具有的温度和压力是否相同?

2-7 混合气体中质量成分较大的组成气体, 其摩尔成分是否也一定较大?

### 习题

2-1 求  $p = 0.5 \text{ MPa}$ ,  $t = 170 \text{ C}$  时,  $\text{N}_2$  的比容和密度。

2-2 已知  $\text{N}_2$  的  $M = 28$ , 求 (1)  $\text{N}_2$  的气体常数; (2) 标准状态下  $\text{N}_2$  的比容和密度; (3)  $p = 0.1 \text{ MPa}$ ,  $t = 500 \text{ C}$  时的摩尔容积  $M_V$ 。

2-3 把  $\text{CO}_2$  压送到容积  $3 \text{ m}^3$  的储气罐里, 起始表压力  $p_{g1} = 30 \text{ kPa}$ , 终了表压力  $p_{g2} = 0.3 \text{ MPa}$ , 温度由  $t_1 = 45 \text{ C}$  增加到  $t_2 = 70 \text{ C}$ 。试求被压入的  $\text{CO}_2$  的质量。当地大气压力  $B = 101.325 \text{ kPa}$ 。

2-4 用压缩空气开动内燃机时, 储气罐内空气的压力从  $6 \text{ MPa}$  降至  $4 \text{ MPa}$ , 储气罐的容积为  $0.7 \text{ m}^3$ , 空气温度为  $27 \text{ C}$ 。试确定开动内燃机所消耗的空气量。

2-5 当外界为标准状态时, 一鼓风机每小时可送  $300 \text{ m}^3$  的空气, 如外界的温度增高到  $27 \text{ C}$ , 大气压力降低至  $99.3 \text{ kPa}$ , 而鼓风机每小时的送风量仍为  $300 \text{ m}^3$ , 问鼓风机送风量的质量改变多少?

2-6 空气压缩机每分钟自外界吸入温度为  $15 \text{ C}$ 、压力为  $0.1 \text{ MPa}$  的空气  $3 \text{ m}^3$ , 充入容积  $8.5 \text{ m}^3$  的储气罐内。设开始时罐内的温度和压力与外界相同, 问在多长时间空气压缩机才能将气罐内的表压力提高到  $0.7 \text{ MPa}$ ? 设充气过程中气罐内温度始终保持不变。

2-7 鼓风机向锅炉炉膛输送的空气, 在  $t = 300 \text{ C}$ ,  $p_g = 15.2 \text{ kPa}$  时流量为  $1.02 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{h}$ , 锅炉房大气压力  $B = 101 \text{ kPa}$ , 求鼓风机每小时输送的标准状态风量。

2-8 在一直径为  $400 \text{ mm}$  的活塞上置有质量为  $3000 \text{ kg}$  的物体, 气缸中空气的温度为  $18 \text{ C}$ , 质量为  $2.12 \text{ kg}$ 。加热后其容积增大为原来的两倍 ( $V_2 = 2V_1$ )。大气压力  $B = 101 \text{ kPa}$ , 问: (1) 气缸中空气的终温是多少? (2) 终态的比容是多少? (3) 初态与终态的密度各是多少?

2-9 压力为 13.7MPa，温度为 27℃ 的氮气被储存在 0.65m<sup>3</sup> 的钢瓶中，钢瓶被一易熔塞保护防止超压（即温升超过允许温度，易熔塞熔化使气体泄出）。问：（1）钢瓶中容纳多少千克氮？（2）当瓶中压力超过最高压力 16.5MPa 时，易熔塞将熔化，求此时的熔化温度。设气体为理想气体。

2-10 一容器中盛有 0.5MPa、30℃ 的二氧化碳气体 25kg。容器有一未被发现的漏洞，直至压力降至 0.36MPa 时才被发现，这时的温度为 20℃。试计算漏掉的二氧化碳质量。

2-11 在煤气表上得煤气消耗量为 683.7m<sup>3</sup>，若在煤气消耗期间煤气表压力的平均值为 431.2Pa，温度平均值为 17℃，当地大气压力为  $B = 100.1\text{kPa}$ ，试计算：

（1）消耗了多少标准立方米的煤气？

（2）若煤气表读值及压力表读值不变，而煤气温度达到 30℃，消耗煤气量多少标准立方米？

2-12 锅炉空气预热器在定压下将空气由  $t_1 = 25\text{℃}$  加热到  $t_2 = 250\text{℃}$ 。空气流量在标准状态下  $V_0 = 3500\text{m}^3/\text{h}$ 。求每小时加给空气的热量。（1）按平均比热表计算；（2）按真实比热经验公式计算；（3）按定值比热计算。

2-13 氧气在容积为 0.5m<sup>3</sup> 的刚性密闭容器中从 20℃ 被加热到 640℃，设加热前的压力为 608kPa。求加热所需的热量。（1）按比热为定值进行计算；（2）按真实比热进行计算；（3）按平均比热进行计算。

2-14 如果忽略空气中的稀有气体，则可认为其质量成分为  $g_{\text{O}_2} = 23.2\%$ ， $g_{\text{N}_2} = 76.8\%$ ，试求空气的折合分子量、气体常数、容积成分及在标准状态下的比容和密度。

2-15 已知天然气的容积成分  $r_{\text{CH}_4} = 97\%$ ， $r_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0.6\%$ ， $r_{\text{C}_3\text{H}_8} = 0.18\%$ ， $r_{\text{C}_4\text{H}_{10}} = 0.18\%$ ， $r_{\text{CO}_2} = 0.2\%$ ， $r_{\text{N}_2} = 1.83\%$ 。试求：

（1）天然气在标准状态下的密度；

（2）各组成气体在标准状态下的分压力。

获取更多资料 微信搜索 蓝皇本

## 第三章 热力学第一定律

无数实践证明：能量既不能被创造，也不能被消灭，它只能从一种形式转换成另一种形式，或从一个系统转移到另一个系统，而其总量保持恒定，这一自然界普遍规律称为能量守恒与转换定律。把这一定律应用于伴有热现象的能量转换和转移过程，即为热力学第一定律。根据该定律可以断定，不消耗能量而连续作功的所谓第一类型永动机是不可能实现的。

工程热力学中，热力学第一定律主要说明热能与机械能在转换过程中的能量守恒。根据热力学第一定律建立起来的能量方程，在各种热力过程的分析 and 计算中有广泛的应用。

在分析热力过程时，选取热力系统十分重要，同一现象选取不同的热力系统，系统与外界之间的能量关系也不同，由此建立起来的能量方程亦各异。因此，本章要求掌握：

- (1) 根据需要解决的问题，恰当地选取热力系统；
- (2) 仔细分析系统内部与外界传递的能量；
- (3) 根据能量守恒定律建立能量方程。能量方程的一般形式：  
系统收入能量 - 支出能量 = 系统储存能量的增量
- (4) 借助于工质的热力性质数据、公式及图表，求解能量方程。

### 第一节 系统储存能

能量是物质运动的度量，物质处于不同的运动形态，便有不同的能量形式。系统储存能分为两部分：一部分取决于系统本身（内部）的状态，它与系统内工质的分子结构及微观运动形式有关，统称为内能（或内储存能）；另一部分取决于系统工质与外力场的相互作用（如重力位能）及以外界为参考坐标的系统宏观运动所具有的能量（宏观动能），这两种能量统称为外储存能。

#### 一、内能

内能是气体内部所具有的分子动能与分子位能的总和，它包括下面各项：

1. 分子直线运动的动能；
2. 分子旋转运动的动能；
3. 分子内部原子和电子的振动能。

以上三项总称为气体分子的内能。温度的高低是内动能大小的反映，内动能大，气体的温度就高。

4. 分子位能。气体的分子之间存在着作用力，因此，气体内部还具有因克服分子之间的作用力所形成的分子位能，也称气体的内位能。分子位能的大小与分子间的距离有关，亦即与气体的比容有关。

另外，分子内部的能量还有：与分子结构有关的化学能和原子核内的原子能等。由于

我们所讨论的热力过程中并不涉及化学反应和核反应，因此这两部分能量保持不变。工程热力学中的内能是分子内动能和内位能的总和，或称物理内能。在涉及化学反应的化学热力学中，则在内能中应包括化学内能。在涉及原子核裂变或聚变的系统中，还应包括核内能。

通常用  $U$  表示  $m\text{kg}$  质量气体的内能，单位是  $\text{J}$ ，用  $u$  表示  $1\text{kg}$  质量气体的内能，单位是  $\text{J}/\text{kg}$ 。

既然气体的内动能决定于气体的温度，内位能决定于气体的比容，所以气体的内能是其温度和比容的函数，即

$$u = f(T, v)$$

又因为  $p, v, T$  三者之间存在着一定关系，所以内能也可以写成

$$u = f(T, p)$$

或

$$u = f(p, v)$$

可见，内能也是气体的状态参数。

对于理想气体，因分子间不存在相互作用力，没有内位能，故其内能仅包括分子内动能，所以，理想气体内能只是温度的单值函数，即

$$u = f(T)$$

## 二、外储存能

### 1. 宏观动能

质量为  $m$  的物体以速度  $c$  运动时，该物体具有的宏观运动动能为：

$$E_k = \frac{1}{2} mc^2$$

### 2. 重力位能

在重力场中质量为  $m$  的物体相对于系统外的参考坐标系的高度为  $z$  时，具有的重力位能为：

$$E_p = mgz$$

式中  $g$  ——重力加速度。

$c, z$  是力学参数，处于同一热力状态的物体可以有不同的  $c, z$ ，因此  $c, z$  是独立于热力系统内部状态的外参数，系统的宏观动能和重力位能又称为外储存能。

## 三、系统的总储存能

系统的总储存能  $E$  为内储存能与外储存能之和。

$$E = U + E_k + E_p$$

或

$$E = U + \frac{1}{2} mc^2 + mgz \quad (3-1)$$

对  $1\text{kg}$  质量的物体的总储存能为

$$e = u + \frac{1}{2} c^2 + gz \quad (3-2)$$

对于没有宏观运动，并且高度为零的系统，系统总储存能就等于内能。

即

$$E = U \text{ 或 } e = u$$

## 第二节 系统与外界传递的能量

系统与外界传递能量是指系统与外界热力源（热源、功源、质源）或与其他有关物体之间进行的能量传递。

### 一、热量

在第一章中已提到过热量的热力学定义，即对于没有物质流的系统，系统与外界之间只有热和功的交换，热量是除功以外另一种形式的能量传递。这里没有强调温差的作用，因为可逆传递过程是没有温差的，所以热力学的热量定义符合可逆传热条件。但是，实际传递过程必须有温差的作用，热量学的热量定义是：在温差作用下系统与外界传递的能量称为热量。当系统与外界之间达到热平衡时，系统与外界的热量传递随之停止，再也觉察不到有热量通过界面。热量一旦通过界面传入（或传出）系统，就变成系统（或外界）储存能的一部分，即内能，有时习惯上称为热能。显然，热量与内能（或热能）之间有原则的区别，热量是与过程特性有关的过程量，而内能（或热能）是取决于热力状态的状态量。因此，我们不能说系统具有多少热量，而只能说系统具有多少能量。

有关热量的其他论述及可逆过程热量的计算，参看第一章第四节及第二章第四节。

### 二、功量

在热力学中，功是系统除温差以外的其他不平衡势差所引起的系统与外界之间传递的能量。由于外界功源有各种不同形式，如电、磁、机械装置等，相应的功也有各种不同的形式，如电功、磁功、机械拉伸功、弹性变形功、表面张力功和膨胀功、轴功等等。

工程热力学主要研究热能与机械能的转换，而膨胀功是热转换为功的必要途径，另外，热工设备的机械功往往通过机械轴传递，因此，我们最感兴趣的是膨胀功和轴功。

1. 膨胀功（也称容积功）：是在压力差作用下，由于系统工质容积发生变化而传递的机械功。无论是闭口系统还是开口系统，热转换为功，工质容积都要膨胀，也就是说都有膨胀功。闭口系统膨胀功通过系统界面传递，而开口系统的膨胀功则是技术功的一部分（见本章第四节），可通过其他形式（如轴）传递。

系统容积变化是作膨胀功的必要条件，膨胀过程容积变化  $\Delta v > 0, w > 0$ ；压缩过程容积变化  $\Delta v < 0, w < 0$ ；对定容过程  $\Delta v = 0, w = 0$ 。但是必须指出，工质膨胀过程也不一定有功的输出，例如，在绝热刚性容器中，用隔板将容器分为两部分，一部分存有气体，另一部分为真空，当隔板抽去后，气体作绝热自由膨胀，压力降低，比容增大，但没有功的输出，这是典型的不可逆过程。因此，容积变化是作膨胀功的必要条件，而不是充分必要条件。作膨胀功除工质的容积变化外，还应当有功的传递和接收机构。

膨胀功也是与过程特性有关的过程量，一旦过程结束，系统与外界之间功的传递就停止，有关可逆过程膨胀功的计算已在第一章第四节中详细叙述过。

2. 轴功：系统通过机械轴与外界传递的机械功称为轴功。如图 3-1(a)，外界功源向刚性绝热闭口系统输入轴功  $W$ ，该轴功通过耗散效应转换成热量，被系统吸收，增加系统的内能。但是，由于刚性容器中的工质不能膨胀，热量不可能自动地转换为机械功，因此，刚性闭口系统不能向外界输出膨胀功。

图 3-1(b) 所示，为开口系统与外界传递的轴功  $W$ 。（输入或输出），工程上许多动力机

械，如汽轮机、内燃机、风机、压气机等都靠机械轴传递机械功。

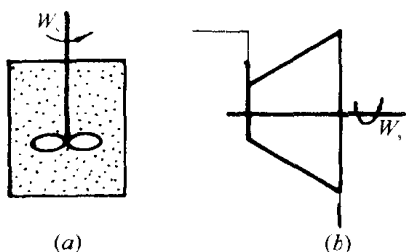


图 3-1 轴功

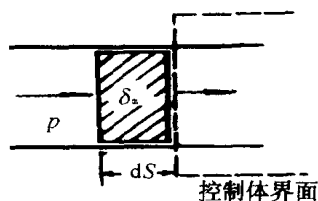


图 3-2 流动功

轴功可来源于能量的转换，如汽轮机中热能转换为机械能；也可能是机械能的直接传递，如水轮机、风车等。

轴功的符号采用  $w_s$  (单位质量工质的轴功)。通常规定系统输出轴功为正功，输入轴功为负功。

### 三、随物质流传递的能量

开口系统与外界随物质流传递的能量包括以下两部分：

1. 流动工质本身具有的内能、宏观动能和重力位能，随工质流进或流出控制体而带人或带出控制体。即：

$$E = U + \frac{1}{2}mc^2 + mgz \quad (\text{J})$$

或

$$e = u + \frac{1}{2}c^2 + gz \quad (\text{J/kg})$$

2. 流动功 (或推动功)：当工质在流进和流出控制体界面时，后面的流体推开前面的流体而前进，这样后面的流体对前面的流体必须作推动功。因此，流动功是为推动流体通过控制体界面而传递的机械功，它是维持流体正常流动所必须传递的能量。

流动功计算公式的推导如图 3-2 所示：设有微元质量为  $\delta m$  的工质将要进入控制体，在控制体界面处流体的状态参数为压力  $p$ 、比容  $v$ ，管道截面积为  $f$ ，当流体通过界面时必将从左边流体得到一定数量的流动功。根据力学中功的定义式：流动功 = 力  $\times$  距离。即在后面流体的推动下，使  $\delta m$  流体移动距离  $dS$  进入系统，这时流动功为：

$$\delta W_t = p f dS$$

显然， $f dS$  为  $\delta m$  流体所占有的容积  $\delta V$

$$\text{即} \quad f dS = \delta V = v \delta m$$

当界面处热力参数恒定时，质量为  $m$  的流体的流动功为：

$$W_t = \int_{(m)} p v \delta m = p v m = P V \quad (3-3)$$

对 1kg 质量的流体则有：

$$w_t = \frac{W_t}{m} = p v \quad (3-4)$$

由式 (3-4) 可得，推动 1kg 工质进入控制体内所需的流动功，可按入口界面处的状态



参数  $p_1 v_1$  来计算。同理, 将 1kg 工质推出控制体外所需的流动功可按出口界面处状态参数  $p_2 v_2$  计算。

对移动 1kg 工质进、出控制体净流动功为:

$$w_f = p_2 v_2 - p_1 v_1 \quad (3-5)$$

流动功是一种特殊的功, 其数值取决于控制体进出口界面工质的热力状态。

#### 四、焓及其物理意义

如上所述, 流动工质传递的总能量应包括物质流本身储存能量及流动功, 即:

$$U + \frac{1}{2} mc^2 + mgz + pV \quad (\text{J})$$

或

$$u + \frac{1}{2} c^2 + gz + pv \quad (\text{J/kg})$$

其中  $u$  和  $pv$  取决于工质的热力状态, 为简化计算, 这里引入一新的物理量——焓。令

$$H = U + pV \quad (\text{J})$$

或

$$h = u + pv \quad (\text{J/kg}) \quad (3-6)$$

$H$  或  $h$  称为焓, 因为  $u$  和  $p, v$  都是工质的状态参数, 所以焓也是工质的状态参数。

对于理想气体:  $h = u + pv = u + RT = f(T)$ 。

由此可见, 理想气体的焓和内能一样, 也仅是温度的单值函数。

焓在热力工程是一个重要而常用的状态参数, 它的引入对热工问题的分析和计算带来很大的便利。

焓的物理意义: 对于流动工质, 焓 = 内能 + 流动功, 即焓具有能量意义, 它表示流动工质向流动前方传递的总能量 (共四项) 中取决于热力状态的那部分能量。如果工质的动能和位能可以忽略, 则焓代表随流动工质传递的总能量。对于不流动工质, 因  $pv$  不是流动功, 焓只是一个复合状态参数, 没有明确的物理意义。

### 第三节 闭口系统能量方程

#### 一、闭口系统能量方程表达式

闭口系统与外界没有物质交换, 传递能量只有热量和功量两种形式。对闭口系统涉及的许多热力过程而言, 系统储存能中的宏观动能和重力位能均不发生变化, 因此, 热力过程中系统总储存能的变化, 等于系统内能的变化。即:

$$\Delta E = \Delta U = U_2 - U_1$$

如图 3-3 所示, 取气缸中工质为系统。在热力过程中系统从外界热源取得热量  $Q$ ; 对外界作膨胀功  $W$ ; 系统储存能变化为  $\Delta U$ 。根据热力学第一定律建立能量方程:

$$Q - W = \Delta U$$

或写成

$$Q = \Delta U + W \quad (\text{J}) \quad (3-7)$$

对于单位质量工质的能量方程:

$$q = \Delta u + w \quad (\text{J/kg}) \quad (3-7a)$$

对于微元热力过程:

$$\delta Q = dU + \delta W \quad (\text{J}) \quad (3-8)$$

$$\text{或} \quad \delta q = du + \delta w \quad (\text{J/kg}) \quad (3-8a)$$

以上各式是闭口系统能量方程的表达式。表示加给系统一定量的热量，一部分用于改变系统的内能，一部分用于对外作膨胀功(热转换为功)。能量方程表达式是代数方程，如果是外界对系统做功，或系统对外放热，系统内能减少，则方程式各项为负值。由于能量方程是直接根据能量守恒原理建立起来，因此，能量方程适用于闭口系统任何工质的各种热力过程，无论过程可逆还是不可逆。

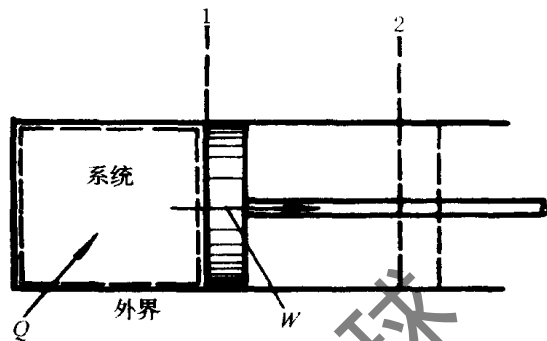


图 3-3 闭口系统的能量转换

对于可逆过程，由于  $\delta w = p dv$  或  $w = \int_1^2 p dv$ ，于是有：

$$\delta q = du + p dv \quad (3-9)$$

或

$$q = \Delta u + \int_1^2 p dv \quad (3-9a)$$

以上两式仅适用可逆过程。

应当指出，由于热能转换为机械能必须通过工质膨胀才能实现，因此，闭口系统能量方程反映了热功转换的实质，是热力学第一定律的基本方程式。虽然，式(3-7)~式(3-9)是从闭口系统推导而得，但其热量、内能和膨胀功三者之间的关系也适用于开口系统。

## 二、热力学第一定律在循环过程中的应用

在动力循环或致冷循环中工质在设备内部周而复始地使用着，与外界没有物质交换，故属闭口系统。如图 3-4 所示，工质沿 1-2-3-4-1 过程完成一个循环。如循环工质为 1kg，对于每一过程可写出：

$$q_{12} = u_2 - u_1 + w_{12}$$

$$q_{23} = u_3 - u_2 + w_{23}$$

$$q_{34} = u_4 - u_3 + w_{34}$$

$$q_{41} = u_1 - u_4 + w_{41}$$

对于整个循环， $\Sigma \Delta u = 0$  或  $\oint du = 0$

因而

$$q_{12} + q_{23} + q_{34} + q_{41} = w_{12} + w_{23} + w_{34} + w_{41}$$

$$\text{即} \quad \oint \delta q = \oint \delta w \quad (3-10)$$

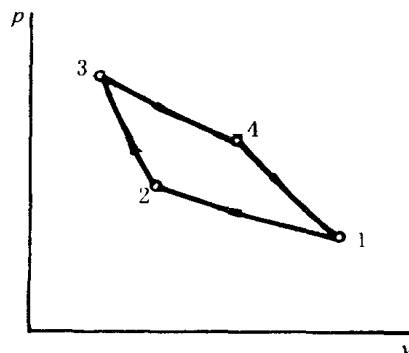


图 3-4 热力循环

式(3-10)表明，工质经历一个循环回复到原始状态后，它在整个循环中从外界得到净热量应等于对外作的净功。式(3-10)称为闭口系统循环过程的热力学第一定律表达式。由此可见，循环工作的热力发动机向外界不断地输出机械功必须要消耗一定的热能，不消耗能量而能够不断地对外作功的机器(所谓第一类型永动机)是不可能制造出来的。

### 三、理想气体内能变化计算

对于定容过程,  $\delta w = 0$ , 于是热力学第一定律能量方程为:

$$\delta q_v = du_v = c_v dT_v$$

由上式可得 
$$c_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (3-11)$$

式(3-11)也是定容比热的定义式。

对于理想的气体, 内能是温度的单值函数, 式(3-11)可写成:

$$c_v = \frac{du}{dT}$$

即得: 
$$du = c_v dT \quad (3-12)$$

或 
$$\Delta u = \int_1^2 c_v dT \quad (3-12a)$$

虽然式(3-12)是通过定容过程推导得出内能变化值的计算公式, 但是, 由于理想气体内能仅是温度  $T$  的单值函数, 与比容或压力无关。只要过程中温度变化相同, 内能变化也相同。因此, 该式适用于计算理想气体一切过程的内能变化。而对于实际气体而言该式只适用于计算定容过程的内能变化。

工程上通常只需要计算两状态之间的内能变化。应用式(3-12a)计算内能变化时, 类似于定容过程的热量计算。定容比热可根据具体情况决定采用定值比热、真实比热或平均比热进行计算。如按定值比热计算:

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1) \quad (3-13)$$

按平均比热计算:

$$\begin{aligned} \Delta u &= \int_1^2 c_v dt = \int_0^2 c_{vm} dt - \int_0^1 c_v dt \\ &= c_{vm} \Big|_0^2 \cdot t_2 - c_{vm} \Big|_0^1 \cdot t_1 \end{aligned} \quad (3-14)$$

按真实比热计算时, 则需知道  $c_v = f(T)$  的经验公式, 然后代入式(3-12a)积分而得。由理想气体组成的混合气体的内能等于各组成气体内能之和。即:

$$U = U_1 + U_2 + \dots + U_n = \sum_{i=1}^n U_i \quad (3-15)$$

对于每种气体内能又可表示为单位质量内能与其质量的乘积。即:

$$mu = \sum_{i=1}^n m_i u_i$$

混合气体单位质量内能为:

$$u = \sum_{i=1}^n g_i u_i \quad (3-16)$$

式(3-16)中每种组成气体的单位质量内能  $u_i$  是温度的单值函数, 但是混合气体的单位质量内能  $u$ , 不仅取决于温度, 而且与各组成气体的质量成分  $g_i$  有关。混合气体单位质量的内能只是当各组成气体的成分一定时, 才是温度的单值函数。

**【例 3-1】** 定量工质, 经历一个由四个过程组成的循环, 试填充下表中所缺数据, 并

判断该循环是正循环还是逆循环。

过 程	Q (kJ)	W (kJ)	$\Delta U$ (kJ)
1 ~ 2	1390	0	
2 ~ 3	0		- 395
3 ~ 4	- 1000	0	
4 ~ 1	0		

【解】 根据式 (3-7) 计算出:

$$\Delta U_{12} = Q_{12} - W_{12} = 1390 \text{kJ}$$

$$W_{23} = Q_{23} - \Delta U_{23} = 395 \text{kJ}$$

$$\Delta U_{34} = Q_{34} - W_{34} = - 1000 \text{kJ}$$

因为

$$\oint dU = 0$$

所以

$$\Delta U_{41} = - (\Delta U_{12} + \Delta U_{23} + \Delta U_{34}) = 5 \text{kJ}$$

再由式(3-7) 算出  $W_{41} = - 5 \text{kJ}$

因为循环中  $\oint \delta W = \oint \delta Q = 390 \text{kJ} > 0$ , 所以该循环是正循环。

【例 3-2】 有一绝热刚性容器, 有隔板将它分成 A、B 两部分, 开始时, A 中盛有  $T_A = 300 \text{K}$ ,  $p_A = 0.1 \text{MPa}$ ,  $V_A = 0.5 \text{m}^3$  的空气; B 中盛有  $T_B = 350 \text{K}$ ,  $p_B = 0.5 \text{MPa}$ ,  $V_B = 0.2 \text{m}^3$  的空气。求打开隔板后两容器达到平衡时的温度和压力。

【解】 取 A 与 B 容器中的气体为系统, 它是闭口系统。按能量方程  $Q = \Delta U + W$ 。由题意可知  $Q = 0, W = 0$ , 故:

$$\Delta U = 0$$

即

$$\Delta U_A + \Delta U_B = 0$$

设空气终态温度为  $T$ , 空气比热为定值。则有:

$$m_{ACv}(T - T_A) + m_{BCv}(T - T_B) = 0$$

而  $m_A = \frac{p_A V_A}{RT_A}$ ,  $m_B = \frac{p_B V_B}{RT_B}$  代入上式

整理得:

$$\begin{aligned} T &= T_A T_B \left( \frac{p_A V_A + p_B V_B}{p_A V_A T_B + p_B V_B T_A} \right) \\ &= 300 \times 350 \left( \frac{0.1 \times 0.5 + 0.5 \times 0.2}{0.1 \times 0.5 \times 350 + 0.5 \times 0.2 \times 300} \right) \\ &= 332 \text{K} \end{aligned}$$

终态压力

$$\begin{aligned} p &= \frac{mRT}{V_A + V_B} = \frac{(m_A + m_B)RT}{V_A + V_B} \\ &= \frac{p_A V_A + p_B V_B}{V_A + V_B} = \frac{0.1 \times 0.5 + 0.5 \times 0.2}{0.5 + 0.2} \\ &= 0.214 \text{MPa} \end{aligned}$$

## 第四节 开口系统能量方程

热能工程中遇到的许多设备，如汽轮机、压气机、风机、锅炉、换热器及空调机等等。在工作过程中都有工质流进、流出设备，都是开口系统，通常选取控制体进行分析。

图 3-5 表示是一典型的开口系统，系统与外界之间有热量、质量和轴功的交换。工程中遇到的实际过程，系统与外界的质量交换与能量交换并非都是恒定的，而有时随时间发生变化。所以控制体内既有能量变化，又有质量变化，在分析时必须同时考虑控制体内的质量变化和能量变化。按质量守恒原理：

进入控制体的质量 - 离开控制体的质量 = 控制体中质量的增量

按能量守恒原理：

进入控制体的能量 - 控制体输出的能量 = 控制体中储存能的增量

我们把控制体内质量和能量随时间而变化的过程称为不稳定流动过程，例如储罐的充气或排空就是这种过程。如果系统内的质量和能量不随时间变化，各点参数保持一定，则是稳态稳流过程。下面我们先从最普遍的不稳定流动过程着手，用热力学第一定律来分析图 3-5 所示的控制体，从而导出开口系统能量方程的普遍式。

设控制体在  $\tau$  到  $(\tau + d\tau)$  的时间内进行了一个微元热力过程。在这段时间内，由控制体界面 1-1 处流入的工质质量为  $\delta m_1$ ，由界面 2-2 处流出的工质质量为  $\delta m_2$ ；控制体从热源吸热  $\delta Q$ ；对外作轴功  $\delta W_s$ 。控制体的能量收入与支出情况如下：

$$\text{进入控制体的能量} = \delta Q + \left( h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 + gz_1 \right) \delta m_1$$

$$\text{离开控制体的能量} = \delta W_s + \left( h_2 + \frac{1}{2}c_2^2 + gz_2 \right) \delta m_2$$

$$\text{控制体储存能变化：} dE_{cv} = (E + dE)_{cv} - E_{cv}$$

根据热力学第一定律建立能量方程：

$$\delta Q + \left( h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 + gz_1 \right) \delta m_1 - \left( h_2 + \frac{1}{2}c_2^2 + gz_2 \right) \delta m_2 - \delta W_s = dE_{cv}$$

$$\text{整理得} \quad \delta Q = \left( h_2 + \frac{1}{2}c_2^2 + gz_2 \right) \delta m_2 - \left( h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 + gz_1 \right) \delta m_1 + \delta W_s + dE_{cv} \quad (3-17)$$

式 (3-17) 是在普遍情况下导出的，对不稳定流动和稳态稳流，可逆与不可逆过程都适用，也能适用于闭口系统。

对于闭口系统，由于系统边界没有物质流进和流出，所以  $\delta m_1 = \delta m_2 = 0$ ，而通过界面的功为膨胀功  $\delta W$ ，系统能量变化为  $dE$ ，于是式 (3-17) 变为：

$$\delta Q = dE + \delta W$$

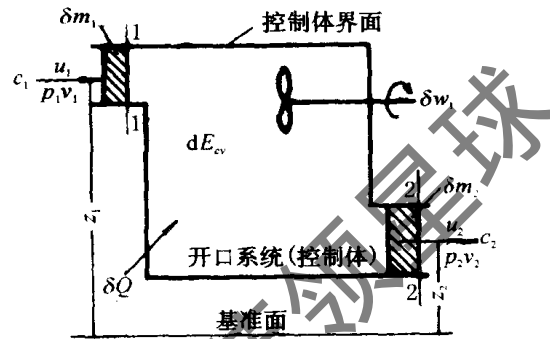


图 3-5 开口系统

又因为在闭口系统中工质的动能和位能没有变化,  $dE = dU$  故得:

$$\delta Q = dU + \delta W$$

上式便是闭口系统能量方程的解析式, 它与式 (3-8) 相一致。

对于储气罐的充气问题, 可以用下面的例子来进行分析。

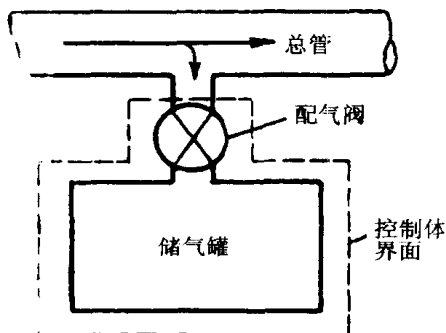


图 3-6 例 3-3 图

**【例 3-3】** 有一储气罐从压缩空气总管充气, 总管内压缩空气的参数恒定, 分别为  $p_1 = 1\text{MPa}$ ,  $T_1 = 300\text{K}$ 。储气罐与总管相连的管段上有配气阀门, 如图 3-6 所示。充气前, 阀门关闭着而储气罐内是真空。阀门开启后, 压缩空气进入罐内, 一直到罐内压力与总管压力相等。如果罐壁是绝热的, 压缩空气认为是理想气体, 充气过程中储罐内气体状态均匀变化。求充气后储气罐内压缩空气的温度。

**【解】** 取储气罐为控制体, 如图中虚线所示为控制体界面。从图中及题意可知:

1. 只有一股气流通过控制体界面流进储罐, 而没有气流流出界面, 故  $\delta m_2 = 0$ ;
2. 储气罐壁是绝热的, 即  $\delta Q = 0$ ;
3. 系统与外界没有轴功传递, 即  $\delta W_s = 0$ ;
4. 进入系统的动能及位能忽略不计, 即  $\left(\frac{1}{2}c^2 + gz_1\right)\delta m_1 = 0$ ;
5. 控制体内动能与位能没有变化, 因此  $dE_{cv} = dU_{cv} = d(mu)_{cv}$ 。

由式 (3-17) 简化后得:

$$h_1 \delta m_1 = d(mu)_{cv}$$

整个充气过程中进入控制体的能量等于控制体内能的增加, 对上述积分可得

$$\int_0^{m_1} h_1 \delta m_1 = \int_1^2 d(mu)_{cv}$$

则  $h_1 m_1 = (mu)_{cv,2} - (mu)_{cv,1}$

针对本例充气前储罐内为真空, 即  $(mu)_{cv,1} = 0$ , 因而  $m_1 = m_{cv,2}$ , 上式变为:

$$h_1 = u_{cv,2}$$

应用理想气体焓定义式  $h = u + RT$  及理想气体内能计算式  $u = c_v T$  及  $c_p = c_v + R$  等关系, 最后可得罐内空气温度为  $T_{cv,2} = \frac{c_p T_1}{c_v} = \kappa T_1 = 1.4 \times 300 = 420\text{K}$

由此可见, 从压缩空气总管中进入储气罐气体的焓, 在充气结束后已转变为储气罐内气体的内能, 因而温度由 300K 升高为 420K。

## 第五节 开口系统稳态稳流能量方程

### 一、稳态稳流能量方程表达式

实际的热工设备, 通常都是在稳定工况下运行, 工质以恒定的流量连续不断地进出系

统，系统内部及界面上各点工质的状态参数和宏观运动参数都保持一定，不随时间变化，这便是稳态稳流工况。

根据稳态稳流工况特征可知：

1. 同一时间内进、出控制体界面及流过系统内任何断面的质量均相等。即：

$$\delta m_1 = \delta m_2 = \dots = \delta m$$

2. 同一时间内进入控制体的能量和离开控制体的能量相等，因而控制体内能量保持一定。即：

$$dE_{cv} = 0$$

于是式 (3-17) 可写成：

$$\delta Q = [(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1)]\delta m + \delta W_s \quad (3-18)$$

或

$$Q = [(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1)]m + W_s \quad (3-18a)$$

对于单位质量工质可写成：

$$\begin{aligned} q &= (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) + w_s \\ &= \Delta h + \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + w_s \end{aligned} \quad (3-19)$$

对于微元热力过程：

$$\delta q = dh + \frac{1}{2}dc^2 + gdz + \delta w_s \quad (3-20)$$

式 (3-18) ~ 式 (3-20) 是开口系统稳态稳流能量方程的表达式，普遍适用于稳态稳流各种热力过程。

## 二、技术功

稳态稳流能量方程中的动能变化  $\frac{1}{2}\Delta c^2$ ，位能变化  $g\Delta z$  及轴功  $w_s$  都属于机械能，是热力过程中可被直接利用来作功的能量，统称为技术功。即：

$$\text{技术功} \quad w_t = \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + w_s \quad (3-21)$$

对于微元热力过程：

$$\delta w_t = \frac{1}{2}dc^2 + gdz + \delta w_s \quad (3-22)$$

引用技术功概念后，稳态稳流能量方程又可写成：

$$q = \Delta h + w_t \quad (3-23)$$

及

$$\delta q = dh + \delta w_t \quad (3-24)$$

由式 (3-23) 得：

$$w_t = q - \Delta h = (\Delta u + w) - (\Delta u + p_2v_2 - p_1v_1) = w + p_1v_1 - p_2v_2 \quad (3-25)$$

上式表明：技术功等于膨胀功与流动功的代数和。

对于稳态稳流的可逆过程，技术功为：

$$\delta w_t = \delta q - dh = (du + pdv) - d(u + pv) = du + pdv - du - pdv - vdp$$

即得

$$\delta w_t = -vdp \quad (3-26)$$

如图 3-7 所示, 微元过程的技术功, 在  $p-v$  图上用斜线所示的微元面积表示。

可逆过程 1-2 的技术功为:

$$w_t = - \int_1^2 v dp \quad (3-27)$$

在  $p-v$  图上用过程线 1-2 与纵坐标轴之间围成的面积表示, 即  $w_t = \text{面积 } 12341$ 。

技术功、膨胀功及流动功之间的关系, 由式 (3-25) 及图 3-7 可知:

$$w_t = w + p_1 v_1 - p_2 v_2 = \text{面积 } 12561 + \text{面积 } 41604 - \text{面积 } 23052$$

显然, 技术功也是过程量, 其值取决于初、终状态及过程特性。

在一般的工程设备中, 往往可以不考虑工质动能和位能的变化, 由式 (3-21) 可知, 此时技术功就等于轴功, 即:

$$w_t = w_s = w + p_1 v_1 - p_2 v_2 \quad (3-28)$$

### 三、理想气体焓变计算

对于定压过程, 由式 (3-26) 可知  $\delta w_t = 0$ , 于是稳态稳流能量方程表示为:

$$\delta q_p - dh_p = c_p dT_p$$

由此得出定压比热的定义式:

$$c_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (3-29)$$

由于理想气体焓是温度的单值函数, 所以式 (3-29) 又可写成:

$$c_p = \frac{dh}{dT} \quad (3-30)$$

从而得理想气体焓的计算公式:

$$dh = c_p dT \quad (3-31)$$

或

$$\Delta h = \int_1^2 c_p dT \quad (3-32)$$

虽然, 式 (3-31) 及式 (3-32) 是通过定压过程推导而得, 但因理想气体的焓是温度的单值函数, 其他所有热力过程只要其温度变化与定压过程的温度变化相同, 计算所得焓的变化值就相同, 因此以上两式可用于理想气体一切热力过程焓变化的计算。对于实际气体只适用于计算定压过程焓的变化。

在工程计算中, 通常只需要计算两状态之间焓的变化。应用式 (3-32), 类似定压过程热量计算方法, 根据具体情况适当选取定压比热求出焓的变化值。如:

按定值定压比热计算:

$$\Delta h = c_p (T_2 - T_1) \quad (3-33)$$

按平均定压比热计算:

$$\Delta h = c_{pm} \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_{pm} \Big|_0^{t_1} \cdot t_1 \quad (3-34)$$

按真实定压比热计算:

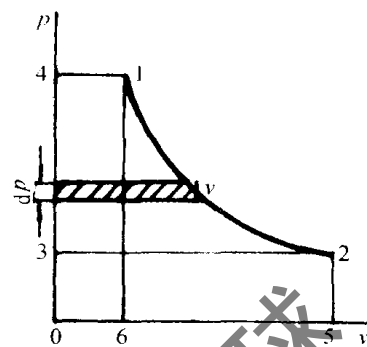


图 3-7 技术功



$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} [a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3] dT \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (3-35)$$

由理想气体组成的混合气体的焓等于各组成气体焓的总和。即：

$$H = H_1 + H_2 + \dots + H_n = \sum_{i=1}^n H_i \quad (3-36)$$

或 
$$mh = \sum_{i=1}^n m_i h_i$$

混合气体单位质量的焓：

$$h = \sum_{i=1}^n g_i h_i \quad (3-37)$$

式(3-37)表明：混合气体单位质量的焓，不仅取决于温度，而且还与各组成气体的质量成分  $g_i$  有关。只是当混合气体的组成成分一定时，混合气体单位质量的焓才是温度的单值函数。

对实际气体，如水蒸气、致冷剂等工质的焓值，通常查专用图表，也可根据热力学关系式或通用性图表来确定。

**【例 3-4】** 某气体在压气机中被压缩，压缩前气体的参数是  $p_1 = 100\text{kPa}$ ,  $v_1 = 0.845\text{m}^3/\text{kg}$ ，压缩后的参数是  $p_2 = 800\text{kPa}$ ,  $v_2 = 0.175\text{m}^3/\text{kg}$ 。设在压缩过程中每公斤气体的内能增加  $150\text{kJ}$ ，同时向外界放出热量  $50\text{kJ}$ ，压气机每分钟生产压缩气体  $10\text{kg}$ 。试求：

- (1) 压缩过程中对每公斤气体所作的压缩功；
- (2) 每生产  $1\text{kg}$  压缩气体所需的轴功；
- (3) 带动此压气机要用多大功率的电动机；
- (4) 压缩前、后气体焓的变化。

**【解】** (1) 压缩过程中对每公斤气体所作的压缩功  $w$  由闭口系统热力学第一定律解析式求得：

$$w = q - \Delta u = -50 - 150 = -200\text{kJ/kg}$$

- (2) 每生产  $1\text{kg}$  压缩气体所需的轴功  $w_s$ ：

由式(3-28)得

$$\begin{aligned} w_s &= w + p_1 v_1 - p_2 v_2 \\ &= -200 + 100 \times 0.845 - 800 \times 0.175 \\ &= -255.5\text{kJ} \end{aligned}$$

- (3) 带动此压气机所需电动机的功率

$$P = m w_s = \frac{10 \times 255.5}{60} = 42.6\text{kW}$$

- (4) 压缩前、后气体焓的变化

$$\begin{aligned} \Delta h &= \Delta u + \Delta(pv) = 150 + (800 \times 0.175 - 100 \times 0.845) \\ &= 205.5\text{kJ/kg} \end{aligned}$$

## 第六节 稳态稳流能量方程的应用

稳态稳流能量方程式在工程上有着广泛的应用，在不同条件下可适当简化为不同的形式，或者依据前面建立能量方程的分析方法，自行建立能量方程。下面列举几种工程应用实例：

### 一、动力机

动力机是利用工质在机器中膨胀获得机械功的设备，现以汽轮机为例，应用稳态稳流能量方程计算汽轮机所作的轴功。如图 3-8 所示。由式 (3-19)

$$q = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) + w_s$$

因为进出口的高度差一般很小，进出口的流速变化也不大，又因工质在汽轮机中停留的时间很短，系统与外界的热交换也可忽略。即：

$$g(z_2 - z_1) \approx 0$$

$$\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \approx 0$$

$$q \approx 0$$

于是得  $w_s = h_1 - h_2$  (3-38)

由此得出，在汽轮机中所作的轴功等于工质的焓降。

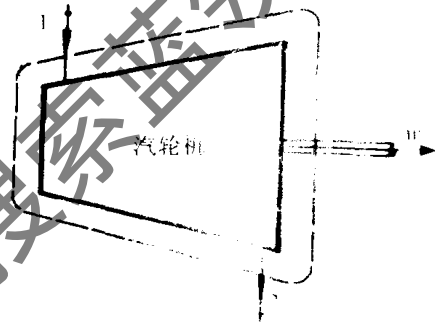


图 3-8 动力机轴功计算示意图

### 二、压气机

消耗轴功使气体压缩以升高其压力的设备称为压气机，类似于图 3-8 的反方向作用。同样认为：

$$g(z_2 - z_1) \approx 0$$

$$\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \approx 0$$

$$q \approx 0$$

故得  $-w_s = h_2 - h_1$  (3-39)

即压气机绝热压缩消耗的轴功等于压缩气体焓的增加。

### 三、热交换器

应用稳态稳流能量方程式，可以解决如锅炉、空气加热（或冷却）器、蒸发器、冷凝器等各种热交换器在正常运行时的热量计算问题。由式 (3-19)：

$$q = \Delta h + \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + w_s$$

因为在热交换器中，例如图 3-9 所示的锅炉中，系统与外界没有功量交换：即：

$$w_s = 0$$

又  $g\Delta z \approx 0$ ；  $\frac{1}{2}\Delta c^2 \approx 0$

故得  $q = h_2 - h_1$  (3-40)

因此，在锅炉等热交换设备中，工质所吸收的热量等于焓的增加。

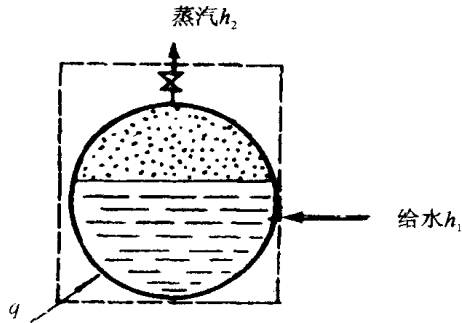


图 3-9 锅炉

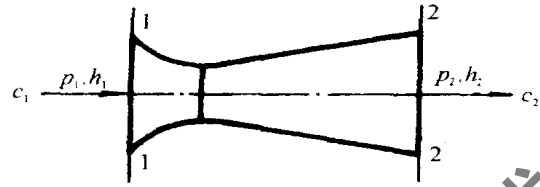


图 3-10 喷管

#### 四、喷管

喷管是一种使气流加速的设备,如图 3-10 所示。工质流经喷管时与外界没有功量交换,位能差很小可以忽略,又因为工质流过喷管时速度很高与外界的热交换也可不考虑。即

$$w_s = 0; \quad g\Delta z = 0; \quad q = 0$$

于是得 
$$\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) = h_1 - h_2 \quad (3-41)$$

说明在喷管中气流动能之增量等于工质的焓降。

#### 五、流体的混合

两股流体的混合,如图 3-11 所示,其中一股流体的质量流量为  $\dot{m}_1$ , 单位质量流体的焓为  $h_1$ , 另一股流体的质量流量为  $\dot{m}_2$ , 单位质量焓为  $h_2$ 。取混合室为控制体, 混合为稳态稳流工况, 在绝热条件下进行, 且忽略流体动能、位能变化, 设混合后单位质量流体焓为  $h_3$ , 则控制体的能量方程为:

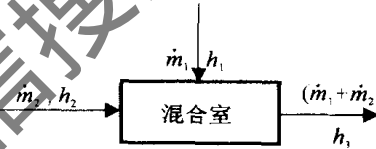


图 3-11 绝热混合

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3 \quad (3-42)$$

#### 六、绝热节流

如图 3-12 所示, 流体在管道内流动, 遇到突然变窄的断面, 由于存在阻力使流体压力降低的现象称为节流。

取流体节流前、后稳定段 1-1, 2-2 为界面构成控制体, 稳态稳流的流体快速流过狭窄断面来不及与外界换热也没有功量的传递, 可理想化称为绝热节流。若忽略流体进、出口界面的动能、位能变化, 则控制体能量方程可简化为:

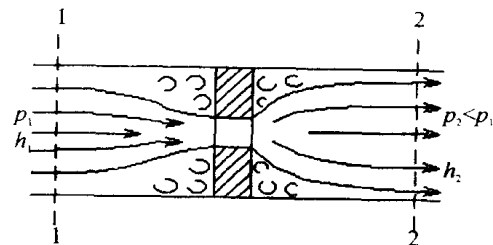


图 3-12 绝热节流

$$h_1 = h_2 \quad (3-43)$$

上式表明, 绝热节流前、后焓相等, 即能量数量相等。但需指出, 由于在节流孔口附近流体的流速变化很大, 焓值并不处处相等, 不能把整个节流过程看作是定焓过程。

**【例 3-5】** 有一流体以  $c_1 = 3\text{m/s}$  的速度通过  $7.62\text{cm}$  直径的管路进入动力机, 进口处

的焓为 2558.6 kJ/kg，内能为 2326 kJ/kg，压力为  $p_1 = 689.48 \text{ kPa}$ ，而在动力机出口处的焓为 1395.6 kJ/kg。如果忽略流体动能和重力位能的变化，求动力机所发出的功率。设过程为绝热过程。

**【解】** 由焓的定义式得：

$$\begin{aligned} p_1 v_1 &= h_1 - u_1 = 2558.6 - 2326 \\ &= 232.6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

在进口处  $p_1 = 689.48 \text{ kPa}$

$$\text{故 } v_1 = \frac{232.6}{689.48} = 0.3373 \text{ m}^3/\text{kg}$$

进口管段的流通截面积为：

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.1416 \times 0.0762^2}{4} = 0.0045 \text{ m}^2$$

流体的质量流量为：

$$m = \frac{c f}{v} = \frac{3 \times 0.0045}{0.3373} = 0.04 \text{ kg/s}$$

取动力机为控制体，稳态稳流工况

$$\text{由于 } g \Delta z \approx 0; \quad \frac{1}{2} \Delta c^2 \approx 0; \quad q = 0$$

$$\text{故得 } w_s = h_1 - h_2 = 2558.6 - 1395.6 = 1163 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{功率为 } P = m w_s = 0.04 \times 1163 = 46.5 \text{ kW}$$

**【例 3-6】** 空气的流量可以用一个装在空气管道中的电加热器来测量，如图 3-13 所示。在电加热器前后的空气温度可用两支温度计量出。若所用电加热器的散热率  $Q = 750 \text{ W}$ ，通电后电加热器前后的空气温度分别  $t_1 = 15^\circ \text{C}$ ， $t_2 = 18.1^\circ \text{C}$ 。假定电加热器后面的空气压力  $p = 116 \text{ kPa}$ ，管道直径  $d = 0.09 \text{ m}$ 。空气的定压比热  $c_p = 1.01 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。试求：每小时空气的质量流量及空气加热器后面的流速。

**【解】** 取电加热器管段为控制体

忽略空气动能、位能变化，且对外不作功，则由稳态稳流能量方程得：

$$Q = H_2 - H_1$$

$$\text{或 } Q = m c_p (T_2 - T_1) = m c_p (t_2 - t_1)$$

由此求得空气的质量流量：

$$m = \frac{Q}{c_p (t_2 - t_1)} = \frac{0.75}{1.01 (18.1 - 15)} = 0.24 \text{ kg/s}$$

加热器后面的容积流量为：

$$V = \frac{m R T}{p} = \frac{0.24 \times 0.287 \times (273 + 18.1)}{116} = 0.173 \text{ m}^3/\text{s}$$

加热器后面的空气流速：

$$c = \frac{V}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{4V}{\pi d^2} = \frac{4 \times 0.173}{\pi (0.09)^2} = 17.2 \text{ m/s}$$

**【例 3-7】** 风机连同空气加热器，如图 3-14 所示。空气进入风机时的参数： $p_1 = 100 \text{ kPa}$ ， $t_1 = 0^\circ \text{C}$ ，风量  $V_1 = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$ 。通过加热器后空气温度为  $t_2 = 150^\circ \text{C}$ ，压力保持不

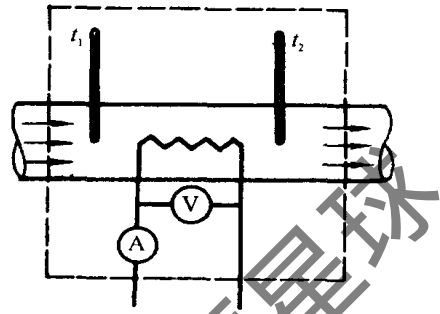


图 3-13 例 3-6 图

变。风机功率  $P = 2\text{kW}$ 。设空气比热为定值，忽略系统散热损失。

试求：(1) 空气在加热器中吸收的热量  $Q$ ；

(2) 整个过程中单位质量空气的内能和焓的变化。

【解】 取风机和加热器为控制体，稳态

稳流工况。空气的质量流量：

$$\dot{m} = \frac{pV}{RT} = \frac{100 \times 2000}{0.287 \times 273} = 2552.6 \text{ kg/h}$$

空气的定容比热：

$$c_v = \frac{5}{2}R = \frac{5}{2} \times 0.287 = 0.7175 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

空气的定压比热：

$$\begin{aligned} c_p &= c_v + R = 0.7175 + 0.287 \\ &= 1.0045 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

(1) 空气吸收热量：由稳态稳流能量方程

$$Q = \Delta H + \frac{1}{2}m\Delta c^2 + mg\Delta z + W_s$$

忽略动能、位能变化，得：

$$\begin{aligned} Q &= \Delta H + W_s = m c_p(t_2 - t_1) - 3600P \\ &= 2552.6 \times 1.0045(150 - 0) - 3600 \times 2 = 377413 \text{ kJ/h} \\ &= 104.8 \text{ kW} \end{aligned}$$

(2) 单位质量空气内能及焓的变化：

$$\Delta u = c_v(t_2 - t_1) = 0.7175(150 - 0) = 107.6 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta h = c_p(t_2 - t_1) = 1.0045(150 - 0) = 150.7 \text{ kJ/kg}$$

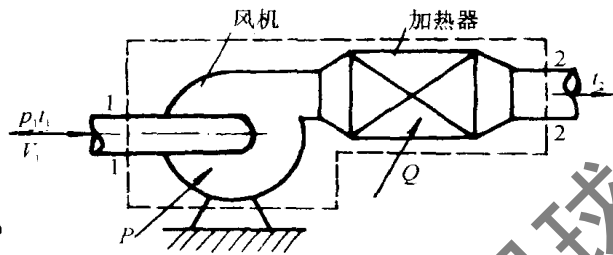


图 3-14 例 3-7 图

### 思考题

3-1 膨胀功、流动功、轴功和技术功有何差别？相互有无联系？试用  $p-v$  图说明之。

3-2 下列各式，适用于何种条件？

$$\delta q = du - \delta w;$$

$$\delta q = du - p dv;$$

$$\delta q = c_v dT - p dv;$$

$$\delta q = dh;$$

$$\delta q = c_p dT - v dp.$$

3-3 “任何没有容积变化的过程就一定不对外作功”这种说法对吗？

3-4 说明以下论断是否正确：

(1) 气体吸热后一定膨胀，内能一定增加；

(2) 气体膨胀时一定对外作功；

(3) 气体压缩时一定消耗外功；

(4) 应设法利用烟气离开锅炉时带走的热量。

3-5 对如图 3-6 所示的向绝热刚性容器充气的过程，试分别画出取闭口系统、开口系统和孤立系统的示意图，并分析各种系统的能量关系及写出各自的能量方程。

## 习 题

3-1 安静状态下的人对环境的散热量大约为  $400\text{kJ/h}$ ，假设能容纳 2000 人的大礼堂的通风系统坏了：(1) 在通风系统出现故障后的最初 20min 内礼堂中空气内能增加多少？(2) 把礼堂空气和所有的人考虑为一个系统，假设对外界没有传热，系统内能变化多少？你如何解释空气温度的升高。

3-2 氧弹量热器可用来测量化学反应释放的能量。量热器是一个封闭容器，内置被测物质，放在量热器中。当被测物质发生反应时，热从氧弹传给量热器中的水，引起水温升高。搅拌器促使水循环。已知输给搅拌器的功率为  $0.04\text{kW}$ 。在 20min 内，从氧弹传出热量为  $1200\text{kJ}$ 。由水箱传给外界空气的热量为  $60\text{kJ}$ 。假设水并无蒸发，求水内能的增加。

3-3 有一封闭的刚性水箱充满了温度为  $20^\circ\text{C}$ ，质量为  $5\text{kg}$  的水，如图 3-15 所示。水被叶轮和轴的联动机构所搅动，而轮轴则由质量为  $450\text{kg}$  的物体下落  $30\text{m}$  所作的功来带动。若水箱与外界绝热，求在物体降落以后水的平衡温度。取水的比热  $c = 4.1868\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

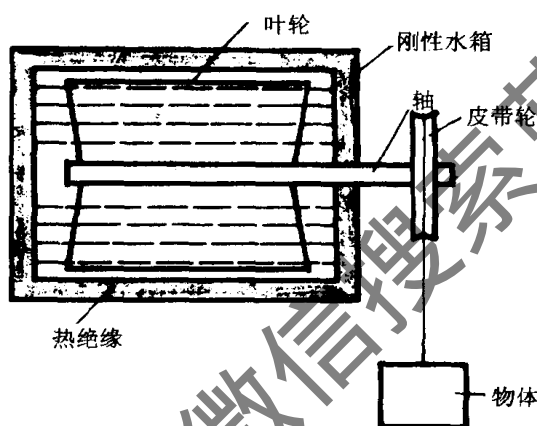


图 3-15 习题 3-3 图

3-4 气体在某一过程中吸热  $12\text{kJ}$ ，同时内能增加  $20\text{kJ}$ 。问此过程是膨胀过程还是压缩过程？对外所作的功是多少？

3-5 有一闭口系统，从状态 1 经过  $a$  变化到状态 2，如图 3-16 所示；又从状态 2 经过  $b$  回到状态 1；再从状态 1 经过  $c$  变化到状态 2。在这个过程中，热量和功的某些值已知，如下表中所列，还有某些量未知(表中空白栏)，试确定这些未知量。

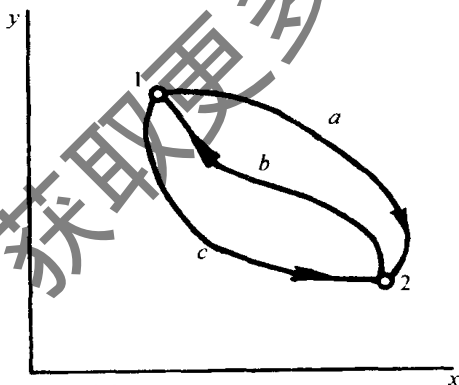


图 3-16 习题 3-5 图

过 程	热量 $Q$ (kJ)	膨胀功 $W$ (kJ)
1-a-2	10	
2-b-1	-7	-4
1-c-2		2

3-6 一闭口系统经历了一个由四个过程组成的循环，试填充表中所缺数据。

过 程	Q (kJ)	W (kJ)	$\Delta E$ (kJ)
1~2	1100	0	
2~3	0	100	
3~4	-950	0	
4~1	0		

3-7 1.5kg 质量的气体进行一个平衡的膨胀过程，过程按  $p = av + b$  的关系变化，而  $a, b$  均是定数。初压和终压分别是  $1000\text{kN/m}^2$  和  $200\text{kN/m}^2$ ，相应的容积为  $0.20\text{m}^3$  和  $1.2\text{m}^3$ ，气体的比内能给出以下关系  $u = 1.5pv - 85$  (kJ/kg) (采用单位  $p$ :  $\text{kN/m}^2$ ,  $v$ :  $\text{m}^3/\text{kg}$ )。计算过程中的传热量。

3-8 容器由隔板分成两部分，如图 3-17 所示，左边盛有压力为  $600\text{kPa}$ ，温度为  $27^\circ\text{C}$  的空气，右边则为真空，容积为左边的 5 倍。将隔板抽出后，空气迅速膨胀充满整个容器。试求容器内最终的压力和温度。设膨胀是在绝热条件下进行的。

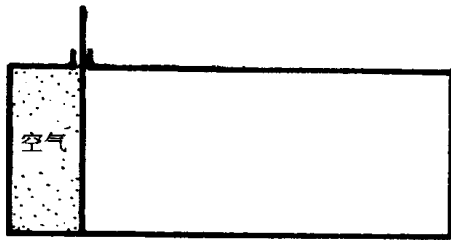


图 3-17 习题 3-8 图

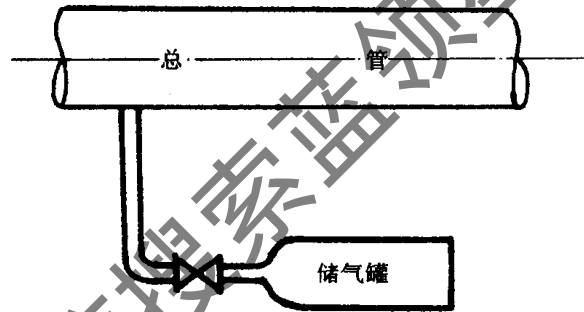


图 3-18 习题 3-9 图

3-9 一个储气罐从压缩空气总管充气，如图 3-18 所示。总管内压缩空气参数恒定，为  $500\text{kPa}$ ， $25^\circ\text{C}$ 。充气开始时，罐内空气参数为  $50\text{kPa}$ ， $10^\circ\text{C}$ 。求充气结束时罐内空气的温度。设充气过程是在绝热条件下进行的。

3-10 供暖用风机连同加热器，把温度为  $t_1 = 0^\circ\text{C}$  的冷空气加热到温度为  $t_2 = 250^\circ\text{C}$ ，然后送入建筑物的风道内，送风量为  $0.56\text{kg/s}$ ，风机轴上的输入功率为  $1\text{kW}$ ，设整个装置与外界绝热。试计算：(1) 风机出口处空气温度  $t_2$ ；(2) 空气在加热器中的吸热量；(3) 若加热器中有阻力，空气通过它时产生不可逆的摩擦扰动并带来压力降落，以上计算结果是否正确？

3-11 一只  $0.06\text{m}^3$  的罐，与温度为  $27^\circ\text{C}$ 、压力为  $7\text{MPa}$  的压缩空气干管相连接，当阀门打开，空气流进罐内，压力达到  $5\text{MPa}$  时，把阀门关闭。这一充气过程进行很迅速，可认为是绝热的。储罐在阀门关闭以后放置较长时间，最后罐内温度恢复到室温。问储罐内最后的压力是多少？

3-12 压力为  $1\text{MPa}$  和温度为  $200^\circ\text{C}$  的空气在一主管道中稳定流动。现以一绝热容器用带阀门的管道与它相连，慢慢开启阀门使空气从主管道流入容器。设 (1) 容器开始是真空的；(2) 容器装有一个用弹簧控制的活塞，活塞的位移与施加在活塞上的压力成正比，而活塞上面的空间是真空，假定弹簧的最初长度是其自由长度；(3) 容器装有一个活塞，其上载有重物，需要  $1\text{MPa}$  的压力举起它。求在每种情况下容器内空气的最终温度。

3-13  $1\text{kgCO}_2$  由  $p_1 = 800\text{kPa}$ 、 $t_1 = 900^\circ\text{C}$ ，膨胀到  $p_2 = 120\text{kPa}$ 、 $t_2 = 600^\circ\text{C}$ ，用定值比热和平均比热计算其内能、焓的变化，如果膨胀中未与外界交换热量，求所作的技术功。

3-14 在封闭的容器内存有  $V = 2\text{m}^3$  的空气，其温度  $t_1 = 20^\circ\text{C}$  和压力  $p_1 = 500\text{kPa}$ 。若使压力提高到  $p_2 = 1\text{MPa}$ ，问需要将容器内空气加热到多高温度。此间空气将吸收多少热量？

3-15 温度  $t_1 = 10^\circ\text{C}$  的冷空气进入锅炉设备的空气预热器，用烟气放出来的热量对其加热。若已知 1

标准  $\text{m}^3$  烟气放出  $245\text{kJ}$  的热量，空气预热器没有热损失，烟气每小时的流量按质量计算是空气的  $1.09$  倍，烟气的气体常数  $R_g = 286.45\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，并且不计空气在预热器中的压力损失，求空气在预热器中受热后达到的温度  $t_2$ 。

3-16 温度  $t_1 = 500^\circ\text{C}$ ，质量流率  $\dot{m}_1 = 120\text{kg}/\text{h}$  的空气流 I，与温度  $t_2 = 200^\circ\text{C}$ ，质量流率  $\dot{m}_2 = 210\text{kg}/\text{h}$  的空气流 II 相混合，如图 3-19 所示。设混合前后的压力都相等，试求 I 和 II 两股气流混合后的温度。

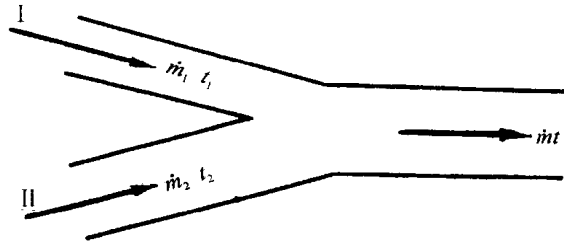


图 3-19 习题 3-16 图

3-17 容积为  $0.5\text{m}^3$  的刚性封闭容器储有  $0.65\text{kg}$  压力为  $120\text{kPa}$  的空气，将其加热到压力为  $150\text{kPa}$ ，设空气为理想气体， $c_p = 1.01\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ， $R = 0.287\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，求传给空气的热量。

3-18 配有活塞的气缸，内有  $1\text{kg}$  的空气，容积为  $0.03\text{m}^3$ ，如果使气体在  $2068.4\text{kPa}$  压力下定压膨胀一直到温度到原来的两倍。设空气为理想气体， $c_p = 1.01\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ， $R = 0.287\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。试计算空气内能的变化、焓的变化及过程中的热量和功量交换。

获取更多资料 微信搜索 考考星球



## 第四章 理想气体的热力过程及气体压缩

热力工程中，系统与外界的能量交换是通过热力过程实现的，如工质在热力设备中进行吸热、膨胀、放热、压缩等。实际过程一般都比较复杂，不易分析计算，热力学方法对复杂过程按其特征近似地简化为简单的过程或几个简单过程的组合。本章首先以绝热过程为典型进行讨论，然后对多变过程分析来归纳总结简单基本热力过程的特性。最后，结合压气机工作原理讨论压气过程作为一个实际应用的例子。

本章只讨论以理想气体为工质的系统，并把过程理想化为可逆过程。

### 第一节 分析热力过程的目的及一般方法

#### 一、分析热力过程的目的和任务

工程上实施热力过程的主要目的，一是完成一定的能量转换，如各种热力发动机要求输出一定的功率；二是使工质达到一定的热力状态，如压气机中将气体压缩达到一定的压力等。热能和机械能的相互转换是通过工质的一系列状态变化过程实现的，不同过程表征着不同外部条件。研究热力过程的目的就在于研究外部条件对热能和机械能转换的影响。因此，研究热力过程的任务是，揭示状态变化规律与能量传递之间的关系，从而计算热力过程中工质状态参数的变化及传递的能量、热量和功量。

#### 二、热力过程中工质参数变化值的计算：

1. 初、终状态基本参数 ( $p, v, T$ ) 的计算，依据：

(1) 理想气体状态方程式

$$pv = RT$$

及

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$$

(2) 过程方程式：过程方程描述过程中压力与比容的变化规律，即  $p = f(v)$ 。初、终状态是过程的两个端点，服从过程方程的规律。

2. 过程中内能、焓和熵变化的计算：理想气体内能和焓是温度的单值函数，各种过程都按下式计算，即式 (3-12a) 和式 (3-32)

内能变化  $\Delta u = \int_1^2 c_v dT$

焓变化  $\Delta h = \int_1^2 c_p dT$

理想气体熵变化计算，根据熵的定义式

$$\Delta s = \int_1^2 \frac{\delta q}{T}$$

式中  $\delta q = du + pdv = c_v dT + pdv$  代入上式积分求得

$$\Delta s = \int_1^2 c_v \frac{dT}{T} + \int_1^2 \frac{p}{T} dv$$

由理想气体状态方程:  $\frac{p}{T} = \frac{R}{v}$  代入上式

得 
$$\Delta s = \int_1^2 c_v \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

设  $c_v$  为定值比热, 则有

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (4-1)$$

如用  $\delta q = dh - vdp = c_p dT - vdp$  代入熵定义式中积分, 则可得

$$\Delta s = \int_1^2 c_p \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

设  $c_p$  为定值比热, 得

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (4-2)$$

又如用状态方程  $\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$  消去式(4-1) 或式(4-2) 中  $\frac{T_2}{T_1}$ , 即可整理得出

$$\Delta s = c_p \ln \frac{v_2}{v_1} + c_v \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (4-3)$$

可见, 只要知道过程初、终态  $p, v, T$  三个参数中的任意两个以及气体比热, 即可根据以上公式求出过程中工质熵的变化。

当理想气体比热为变值时(温度的函数), 可利用气体的热力性质表计算  $\Delta u, \Delta h$  和  $\Delta s$ 。读者可参看有关书籍。

### 三、热力过程中传递能量的计算

热力过程中传递能量的计算首先要考虑能量方程的应用, 如闭口系统能量方程:

$$q = \Delta u + w$$

开口系统稳态稳流能量方程

$$q = \Delta h + w_t$$

此外, 在可逆过程中膨胀功, 技术功及热量的计算式分别为

$$w = \int_1^2 p dv$$

$$w_t = - \int_1^2 v dp$$

$$q = \int_1^2 T ds$$

### 四、分析热力过程的一般步骤

1. 依据热力过程特性建立过程方程式,  $p = f(v)$ ;
2. 确定初、终状态的基本状态参数;
3. 将过程线表示在  $p-v$  图及  $T-s$  图上, 使过程直观, 便于分析讨论;

#### 4. 计算过程中传递的热量和功量。

上述关于理想气体热力过程中  $\Delta u$ 、 $\Delta h$  和  $\Delta s$  的计算公式适用于理想气体的各种过程, 因此, 在下面分析具体热力过程时就不再一一赘述了。

## 第二节 绝热过程

系统与外界没有热量交换情况下所进行的状态变化过程, 即  $\delta q = 0$  及  $q = 0$  称为绝热过程。

绝热过程是为了便于分析计算而进行的简化和抽象, 它又是实际过程的一种近似。当过程进行得很快, 工质与外界来不及交换热量时, 例如, 叶轮式压气机和气流流经喷管的过程等均可以近似作绝热过程处理。

### 一、绝热过程的过程方程式

理想气体绝热过程方程式可根据过程特点从能量方程导出:

$$\delta q = du + p dv = c_v dT + p dv = 0$$

由于  $T = \frac{pv}{R}$ , 代入上式得

$$c_v d\left(\frac{pv}{R}\right) + p dv = c_v \frac{p dv + v dp}{R} + p dv = 0$$

即

$$(c_v + R) p dv + c_v v dp = 0$$

或

$$c_p p dv + c_v v dp = 0$$

整理得出

$$\frac{c_p}{c_v} \frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0$$

令  $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ ,  $\kappa$  称为比热比或绝热指数。如果近似地把比热当作定值, 则  $\kappa$  也是定值。对上式积分得

$$\kappa \ln v + \ln p = \text{常数}$$

或

$$\ln p v^\kappa = \text{常数}$$

$$p v^\kappa = \text{常数} \quad (4-4)$$

式 (4-4) 即为绝热过程方程式。

### 二、过程初、终状态参数间的关系

根据状态方程:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}$$

和过程方程式

$$p_1 v_1^\kappa = p_2 v_2^\kappa, \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^\kappa \quad (4-5)$$

联立求解得各状态参数关系为:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1} \quad (4-6)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (4-7)$$

以上关系式说明, 当系统中气体可逆绝热膨胀时,  $p$ 、 $T$  均降低; 当系统中气体被绝热压

缩时,  $p$ 、 $T$  均升高。

### 三、过程在 $p-v$ 图及 $T-s$ 图上表示

$p-v$  图: 依据绝热过程方程式  $pv^\kappa = \text{常数}$ , 可知绝热过程在  $p-v$  图上是一条高次双曲线, 如图 4-1 所示。图中 1-2 为绝热膨胀过程; 1-2' 为绝热压缩过程。对式(4-4) 微分可求得绝热过程线的斜率

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s = -\kappa \frac{p}{v}$$

$T-s$  图: 由于绝热过程  $\delta q = 0$ , 故有

$$ds = \frac{\delta q}{T} = 0$$

上式表明, 可逆绝热过程为定熵过程, 在  $T-s$  图上为一条垂直线, 如图 4-2 所示。图中 1-2 为绝热膨胀过程; 1-2' 为绝热压缩过程。今后为区别可逆绝热过程与不可逆绝热过程(有熵增), 而把可逆绝热过程称为定熵过程。

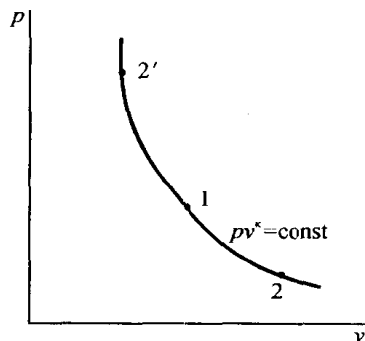


图 4-1 绝热过程  $p-v$  图

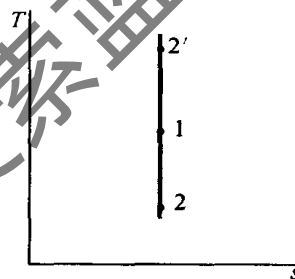


图 4-2 绝热过程  $T-s$  图

### 四、绝热过程中的能量转换

#### 1. 内能和焓的变化

$$dh = c_p \cdot dT$$

$$du = c_v \cdot dT$$

#### 2. 热量

$$\delta q = 0 \text{ 及 } q = 0$$

#### 3. 膨胀功

气体在定熵过程中所作膨胀功为

$$w = \int_1^2 p dv$$

根据

$$p_1 v_1^\kappa = p v^\kappa, \quad \text{得 } p = \frac{p_1 v_1^\kappa}{v^\kappa} \text{ 代入}$$

$$\text{积分得 } w = p_1 \cdot v_1^\kappa \int_1^2 \frac{dv}{v^\kappa} = \frac{1}{\kappa - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{R}{\kappa - 1} (T_1 - T_2) \quad (4-8)$$

根据式 (4-6)、(4-7) 又可得出

$$w = \frac{RT_1}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (4-9)$$

及

$$w = \frac{RT_1}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} \right] \quad (4-10)$$

以上各式在应用时，可视给出条件选用其中任何一式。绝热过程的膨胀功还可直接从热力学第一定律能量方程导出：

$$q = \Delta u + w = 0$$

$$w = u_1 - u_2 = c_v(T_1 - T_2) \quad (4-11)$$

上式表明，绝热过程中气体所作膨胀功等于气体内能的减小；如外界对气体作压缩功，将全部用于增加气体的内能。式(4-11)由能量方程直接导出，适用于可逆或不可逆绝热过程。对于理想气体定熵过程，若把比热近似地当作定值，则因  $c_v = \frac{R}{\kappa - 1}$ ，式(4-11)即可变成式(4-8)，说明两种计算方法所得结果完全相同。

#### 4. 技术功

令稳态稳流能量方程式(3-23)中  $q = 0$ ，则得：

$$w_t = -\Delta h = h_1 - h_2$$

即工质经绝热过程所作的技术功等于焓的减少(简称绝热焓降)，这一结论对任何工质的可逆或不可逆过程都适用。

对于定比热理想气体，上式可写为

$$w_t = c_p(T_1 - T_2) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R(T_1 - T_2)$$

$$= \frac{\kappa}{\kappa - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (4-12)$$

此式适用于定比热理想气体的可逆或不可逆绝热过程。将可逆绝热过程方程式代入式(4-12)可得

$$w_t = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (4-13)$$

比较膨胀功式(4-8)与技术功式(4-12)，可得：

$$w_t = \kappa \cdot w \quad (4-14)$$

即绝热过程的技术功等于膨胀功的  $\kappa$  倍。

最后还必须指出：当利用  $pv^\kappa = \text{常数}$ ，以及由此而推得的其它结论，对定熵过程进行数值计算时，由于把比热当作定值，计算结果往往不够准确，尤其是当过程初、终温度变化范围较大时，有较大的误差。因此，在热力发动机要求准确度很高的设计计算中，现在一概应用图表算法，而不应用这些公式。但  $pv^\kappa = \text{常数}$  这个公式形式简单，用以作过程分析以求得各种因素的影响，并由此而对热机的工作过程作定性分析时极其方便，用作近似计算也有一定的实用价值。

### 第三节 多变过程的综合分析

#### 一、多变过程方程及多变比热

凡过程方程为

$$p \cdot v^n = \text{常数} \quad (4-15)$$

的过程,称为多变过程,其中 $n$ 为多变指数,对于某一指定的多变过程, $n$ 为一常数,但不同的多变过程有不同的 $n$ 值。如:

$n = 0$ 时, $p = \text{常数}$ ,表示定压过程;

$n = 1$ 时, $p v = \text{常数}$ ,表示定温过程;

$n = \kappa$ 时, $p v^\kappa = \text{常数}$ ,表示定熵过程;

$n = \pm \infty$ 时, $v = \text{常数}$ ,表示定容过程。

定容、定压、定温和定熵过程为基本热力过程,可见,四个基本热力过程是多变过程的特例。 $n$ 可在 $0 \sim \pm \infty$ 范围内变化,每个 $n$ 值代表一个多变过程。实际过程往往比较复杂,过程中 $n$ 值也可能是变化的,如果变化不大,则仍可用一定的多变过程近似地表示该过程;如果 $n$ 值变化较大,则可把实际过程分作几段,各段 $n$ 值各不相同,但在每一段中 $n$ 值保持不变。当 $n$ 为定值时,由式(4-15) $p v^n = \text{常数}$ 可得

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n$$

取对数

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = n \ln \frac{v_1}{v_2}$$

最后可得多变指数 $n$ 为

$$n = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(v_1/v_2)} \quad (4-16)$$

按上式可根据初、终两个状态求得该过程的 $n$ 值。多变过程方程式与定熵过程方程式的形式相同,只是指数 $n$ 代替了 $\kappa$ 。因此,在分析多变过程时,初、终参数关系式及膨胀功的计算式只需用 $n$ 代替 $\kappa$ 便可得到。参见表4-1。

多变过程的热量可根据: $q = \Delta u + w$ 计算,对于理想气体:

$$\begin{aligned} q_n &= c_v(T_2 - T_1) + \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) \\ &= c_v(T_2 - T_1) - \frac{\kappa-1}{n-1}c_v(T_2 - T_1) \\ &= \frac{n-\kappa}{n-1}c_v(T_2 - T_1) = c_n(T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (4-17)$$

式中, $c_n = \frac{n-\kappa}{n-1}c_v$ ,称为多变比热。当 $1 < n < \kappa$ 时, $c_n$ 为负值。

## 二、多变过程分析

### 1. 多变过程在 $p-v$ 图和 $T-s$ 图上的分析

$p-v$ 图,在 $p-v$ 图上给定任一过程的 $n$ 值,就能确定过程在图上的位置。如图4-3表示通过同一状态各多变过程线的相对位置。多变过程线在 $p-v$ 图上的斜率公式可由过程方程式取微分后整理得到:

$$\frac{dp}{dv} = -n \frac{p}{v} \quad (4-18)$$

四个基本热力过程是多变过程的特例,借助于四个基本热力过程在坐标图上的相对位置,便可确定 $n$ 为任意值的多变过程线的大致位置。例如:

$n = 0$ ,  $\frac{dp}{dv} = 0$ ,即定压线为一水平线;

$n = 1, \frac{dp}{dv} = -\frac{p}{v} < 0$ , 即定温线为一斜率为负的等边双曲线;

$n = \kappa, \frac{dp}{dv} = -\kappa \frac{p}{v} < 0$ , 即定熵线为一斜率为负的高次双曲线。

通过同一状态的定熵线斜率的绝对值总是大于定温线的, 所以定熵线比定温线陡;

$n = \pm \infty, \frac{dp}{dv} \rightarrow \infty$ , 即定容线为一垂直线。

由此可见, 多变指数  $n$  值愈大, 过程线斜率的绝对值也愈大。

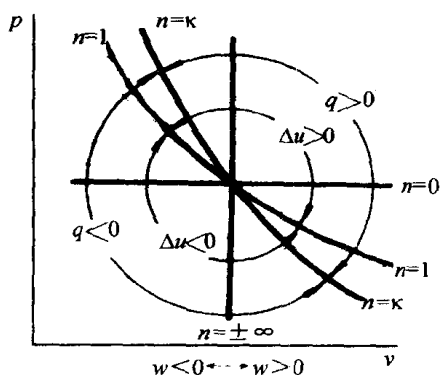


图 4-3 多变过程  $p-v$  图

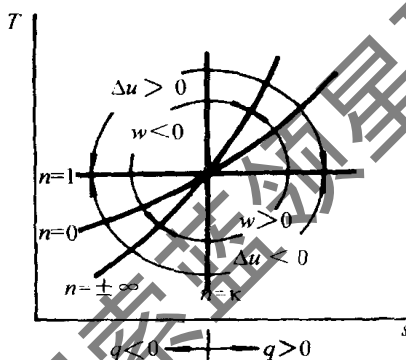


图 4-4 多变过程  $T-s$  图

$T-s$  图: 如图 4-4 所示。由  $ds = \frac{\delta q}{T} = c_n \frac{dT}{T}$  得多变过程线在  $T-s$  图上的斜率公式:

$$\frac{dT}{ds} = \frac{T}{c_n} = \frac{n-1}{c_p(n-\kappa)} T \quad (4-19)$$

过程线的斜率同样随  $n$  而变, 例如:

$n = 0, \frac{dT}{ds} = \frac{T}{c_p} > 0$ , 即定压线为一斜率为正的对数曲线;

$n = 1, \frac{dT}{ds} = 0$ , 即定温线为一水平线;

$n = \kappa, c_n = 0, \frac{dT}{ds} \rightarrow \infty$ , 即定熵线为一垂直线;

$n \rightarrow \pm \infty, \frac{dT}{ds} = \frac{T}{c_v} > 0$ , 即定容线为一斜率为正的对数曲线, 由于  $c_p > c_v$ , 因而通

过同一状态的定容线斜率大于定压线斜率, 即定容线比定压线陡。

## 2. 过程中 $q$ 、 $w$ 和 $\Delta u$ 正负值的判断

在  $p-v$  图、 $T-s$  图上判断过程中内能变化、热量和膨胀功的正负号, 如图 4-3 及图 4-4 所示。始于某状态的过程, 判断其内能变化, 可以定温线为基准。理想气体定温线上内能变化为零, 偏离定温线内能即有变化, 温度升高, 内能增加 ( $\Delta u > 0$ ); 温度降低, 内能减少 ( $\Delta u < 0$ )。功量的判断以定容线为基准, 定容线的膨胀功为零, 如过程中比容增加, 则系统对外作膨胀功 ( $w > 0$ ); 如果比容减小, 则外界对系统作压缩功 ( $w < 0$ )。热量判断以定熵线为基准, 定熵线为可逆绝热过程, 如可逆过程熵增大, 表示系统吸热 ( $q > 0$ ); 熵减少, 表示放热 ( $q < 0$ )。

从图上还可以看出, 当  $1 < n < \kappa$  时, 气体的膨胀过程线  $\Delta T$  为负值, 而  $q$  为正值; 气体的压缩过程线  $\Delta T$  为正值, 而  $q$  为负值。这两种情况都导致多变比热为负值。 $c$  为负值的物理意

义可理解为：当气体膨胀做功时，对外作的功大于加入的热量，故气体的内能减小而温度降低；压缩时，外界对气体作的功大于气体向外界放出的热量，故其内能增加而温度升高。

**【例 4-1】** 0.3 标准  $\text{m}^3$  的氧气，在温度  $t_1 = 45^\circ\text{C}$  和压力  $p_1 = 103.2\text{kPa}$  下盛于一个具有可移动活塞的圆筒中，先在定压下对氧气加热，过程为 1-2，然后在定容下冷却到初温  $45^\circ\text{C}$ ，过程为 2-3。已知在定容冷却终了时氧气的压力  $p_3 = 58.8\text{kPa}$ 。试求这两个过程中所加入的热量与内能、焓和熵的变化，以及所作的功。

**【解】** 将过程 1-2-3 表示在  $p-v$  图上，如图 4-5 所示。氧气的气体常数：

$$R = 259.8\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

各状态点基本参数：

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{259.8(273 + 45)}{103.2 \times 10^3} = 0.8\text{m}^3/\text{kg}$$

因为  $T_3 = T_1$ ,  $p_3 v_3 = p_1 v_1$

$$\text{所以 } v_3 = \frac{p_1 v_1}{p_3} = \frac{103.2 \times 10^3 \times 0.8}{58.8 \times 10^3} = 1.40\text{m}^3/\text{kg}$$

又因为  $p_2 = p_1$ ,  $v_2 = v_3 = 1.40\text{m}^3/\text{kg}$

$$\text{所以 } T_2 = T_1 \cdot \frac{v_2}{v_1} = 318 \times \frac{1.4}{0.8} = 556.5\text{K}$$

氧气的质量：

$$m = \frac{p_0 v_0}{RT_0} = \frac{101325 \times 0.3}{259.8 \times 273} = 0.4286\text{kg}$$

氧气的定值比热：

$$c_v = \frac{5}{2}R = \frac{5}{2} \times 0.2598 = 0.6495\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

$$c_p = \frac{7}{2}R = \frac{7}{2} \times 0.2598 = 0.9093\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

(1) 定压过程 1-2：

$$\text{内能变化: } \Delta U = mc_v(T_2 - T_1) = 0.4286 \times 0.6495(556.5 - 318) = 66.39\text{kJ}$$

$$\text{焓变化: } \Delta H = mc_p(T_2 - T_1) = 0.4286 \times 0.9093(556.5 - 318) = 92.95\text{kJ}$$

$$\text{熵变化: } \Delta S = mc_p \ln \frac{T_2}{T_1} = 0.4286 \times 0.9093 \ln \frac{556.5}{318} = 0.218\text{kJ/K}$$

$$\text{热量: } Q_p = \Delta H = 92.95\text{kJ}$$

$$\text{膨胀功: } W = Q - \Delta U = 92.95 - 66.39 = 26.56\text{kJ}$$

(2) 定容过程 2-3：

$$\text{内能变化: } \Delta U = mc_v(T_3 - T_2) = 0.4286 \times 0.6495(318 - 556.5) = -66.39\text{kJ}$$

$$\text{焓变化: } \Delta H = mc_p(T_3 - T_2) = 0.4286 \times 0.9093(318 - 556.5) = -92.95\text{kJ}$$

$$\text{熵变化: } \Delta S = mc_v \ln \frac{T_3}{T_2} = 0.4286 \times 0.6495 \ln \frac{318}{556.5} = -0.156\text{kJ/K}$$

$$\text{热量: } Q_v = \Delta U = -66.39\text{kJ}$$

$$\text{膨胀功: } W = 0$$

由于理想气体内能和焓都是温度的单值函数，而过程 1-2-3 中  $T_1 = T_3$ ，所以

$$\Delta U_{13} = \Delta U_{12} + \Delta U_{23} = 0$$

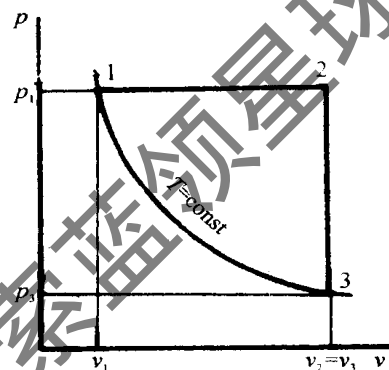


图 4-5 例题 4-1



$$\Delta H_{13} = \Delta H_{12} + \Delta H_{23} = 0$$

**【例 4-2】** 质量为 4kg 的空气由初状态  $p_1 = 0.4\text{MPa}$ ,  $t_1 = 25^\circ\text{C}$ , 经过下列不同过程膨胀到同一终压力  $p_2 = 0.1\text{MPa}$ : (1) 定温过程; (2) 定熵过程。试计算这两个过程中空气对外作的膨胀功, 所进行的热量交换、终态参数和空气熵的变化。

**【解】** (1) 定温过程:  $T_1 = T_2 = 273 + 25 = 298\text{K}$

空气的气体常数:  $R = 0.287\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$$\text{膨胀功: } W = mRT \ln \frac{p_1}{p_2} = 4 \times 0.287 \times 298 \ln \frac{0.4}{0.1} = 474.3\text{kJ}$$

$$\text{热量: } Q = \Delta U + W = 0 + 474.3 = 474.3\text{kJ}$$

$$\text{终态温度 } T_2 = T_1 = 298\text{K}$$

$$\text{熵变化: } \Delta S = mR \ln \frac{p_1}{p_2} = 4 \times 0.287 \ln \frac{0.4}{0.1} = 1.59\text{kJ/K}$$

(2) 定熵过程:

$$\text{膨胀功: } W = \frac{mRT_1}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] = \frac{4 \times 0.287 \times 298}{1.4 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{0.1}{0.4} \right)^{\frac{1.4 - 1}{1.4}} \right] = 279.7\text{kJ}$$

$$\text{热量: } Q = 0$$

$$\text{终温: } T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = 298 \left( \frac{0.1}{0.4} \right)^{\frac{1.4 - 1}{1.4}} = 200.5\text{K}$$

$$\text{熵变化: } \Delta S = 0$$

**【例 4-3】** 空气的容积  $V_1 = 2\text{m}^3$ , 由  $p_1 = 0.2\text{MPa}$ ,  $t_1 = 40^\circ\text{C}$ , 压缩到  $p_2 = 1\text{MPa}$ ,  $V_2 = 0.5\text{m}^3$ 。求过程的多变指数、压缩功、气体在过程中所放出的热量, 以及气体熵的变化。设空气的比热为定值  $c_v = 0.7174\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ , 空气的气体常数  $R = 287\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

**【解】** 多变指数:

$$n = \frac{\ln(p_2/p_1)}{\ln(V_1/V_2)} = \frac{\ln(1/0.2)}{\ln(2/0.5)} = 1.16$$

压缩功:

$$\begin{aligned} W &= \frac{1}{n-1} (p_1 V_1 - p_2 V_2) \\ &= \frac{1}{1.16-1} (0.2 \times 10^6 \times 2 - 1 \times 10^6 \times 0.5) \\ &= -625\text{kJ} \end{aligned}$$

气体的终态温度:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} = 313 \left( \frac{2}{0.5} \right)^{1.16-1} = 390.7\text{K}$$

气体的质量:

$$m = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{0.2 \times 10^6 \times 2}{287 \times 313} = 4.453\text{kg}$$

内能变化:

$$\begin{aligned} \Delta U &= mc_v (T_2 - T_1) \\ &= 4.453 \times 0.717 (390.7 - 313) \\ &= 248.2\text{kJ} \end{aligned}$$

热量:

$$Q = \Delta U + W = 248.2 + (-625) = -376.8 \text{ kJ}$$

熵变化:

$$\begin{aligned} \Delta S &= m \left( c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1} \right) \\ &= 4.453 \left( 0.7174 \ln \frac{390.7}{313} + 0.287 \ln \frac{0.5}{2} \right) = -1.063 \text{ kJ/K} \end{aligned}$$

为应用方便, 将常用的基本热力过程的主要计算公式汇总在表 4-1 中。

#### 第四节 压气机的理论压缩轴功

用来压缩气体的设备称为压气机。气体经压气机压缩后, 压力升高, 称为压缩气体。压缩气体在工程上应用很广泛, 如用于各种气动机械的动力、颗粒物料的气力输送, 冶金炉鼓风、高压氧舱、制冷工程以及化工生产中对气体或蒸汽的压缩等等。

压气机按其工作原理及构造形式可分为: 活塞式、叶轮式(离心式、轴流式、回转容积式)及引射式压缩器等。活塞式压气机中, 气体在气缸内由往复运动的活塞来进行压缩, 通常用于压力高、排气量小的场所。在叶轮式压气机中, 气体的压缩主要依靠离心力作用, 通常用于压力低、排量大的地方。

压气机以其产生压缩气体压力的高低大致可分为: 通风机 (<115kPa)、鼓风机 (115~350kPa) 和压气机 (350kPa 以上) 三类。

气体主要热力过程的基本公式

表 4-1

过 程	定容过程	定压过程	定温过程	定熵过程	多变过程
过程指数 $n$	$\infty$	0	1	$\kappa$	$n$
过程方程	$v = \text{常数}$	$p = \text{常数}$	$pv = \text{常数}$	$pv^\kappa = \text{常数}$	$pv^n = \text{常数}$
$p, v, T$ 关系	$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1}$	$\frac{T_2}{T_1} = \frac{v_2}{v_1}$	$p_1 v_1 = p_2 v_2$	$p_1 v_1^\kappa = p_2 v_2^\kappa$ $\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1}$ $= \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$	$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$ $\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}$ $= \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$
$\Delta u, \Delta h, \Delta S$ 计算式	$\Delta u = c_v(T_2 - T_1)$ $\Delta h = c_p(T_2 - T_1)$ $\Delta S = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$\Delta u = c_v(T_2 - T_1)$ $\Delta h = c_p(T_2 - T_1)$ $\Delta S = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$\Delta u = 0$ $\Delta h = 0$ $\Delta S = R \ln \frac{v_2}{v_1}$ $= R \ln \frac{p_1}{p_2}$	$\Delta u = c_v(T_2 - T_1)$ $\Delta h = c_p(T_2 - T_1)$ $\Delta S = 0$	$\Delta u = c_v(T_2 - T_1)$ $\Delta h = c_p(T_2 - T_1)$ $\Delta S = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$ $+ R \ln \frac{v_2}{v_1}$ $= c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$ $- R \ln \frac{p_2}{p_1}$ $= c_p \ln \frac{v_2}{v_1}$ $+ c_v \ln \frac{p_2}{p_1}$

续表

过程	定容过程	定压过程	定温过程	定熵过程	多变过程
膨胀功 $w = \int_1^2 p dv$	$w = 0$	$w = p(v_2 - v_1)$ $= R(T_2 - T_1)$	$w = RT \ln \frac{v_2}{v_1}$ $= RT \ln \frac{p_1}{p_2}$	$w = -\Delta u$ $= \frac{1}{\kappa - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)$ $= \frac{1}{\kappa - 1} R \times (T_1 - T_2)$ $= \frac{RT_1}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]$	$w = \frac{1}{n - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2)$ $= \frac{R}{n - 1} \times (T_1 - T_2)$ $= \frac{RT_1}{n - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} \right]$
热量 $q = \int_1^2 c dT$ $= \int_1^2 T ds$	$q = \Delta u$ $= c_v (T_2 - T_1)$	$q = \Delta h$ $= c_p (T_2 - T_1)$	$q = T \Delta s = w$	$q = 0$	$q = \frac{n - \kappa}{n - 1} \times c_v (T_2 - T_1)$ $(n \neq 1)$
比热	$c_v$	$c_p$	$\infty$	0	$c_n = \frac{n - \kappa}{n - 1} c_v$

备注 表中比热为定值比热

各种类型压气机就其热力学原理而言都一样，对它们进行热力学分析的主要任务是计算定量气体自初态压缩到预定的终压时，压气机所耗的轴功，并探讨省功的途径。本节只讨论活塞式压气机。

### 一、单级活塞式压气机工作原理

图 4-6 为单级活塞式压气机的示意图。活塞式压气机为要安置气阀，在活塞的左死点（行程终点）位置与气缸头之间必须留有间隙，这一间隙称为余隙容积。

单级活塞式压气机，其工作过程可分为三个阶段。

**吸气过程：**当活塞自左死点向右移动时，进气阀 A 开启，排气阀关闭，初态为  $p_1, T_1$  的气体被吸入气缸。活塞到达右死点时进气阀关闭，吸气过程完毕。气体自缸外被吸入缸内的整个吸气过程中状态参数  $p_1, T_1$  没有变化，但质量不断增加。

**压缩过程：**进、排气阀均关闭，活塞在外力的推动下自右死点向左运动，缸内气体被压缩升压。在压缩过程中质量不变，压力及温度由  $p_1, T_1$  变为  $p_2, T_2$ 。

**排气过程：**活塞左行到某一位置时，气体压力升高到预定压力  $p_2$ （相当于储气罐压力），排气阀被顶开，活塞继续左行，把压缩气体排至储气罐或输气管道，直到左死点，排气完毕。排气过程中气体的热力状态  $p_2, T_2$  没有变化。活塞每往返一次，完成以上三个过程。

为了便于研究，假定活塞在左死点时，活塞与气缸盖之间没有余隙存在，即整个气缸容

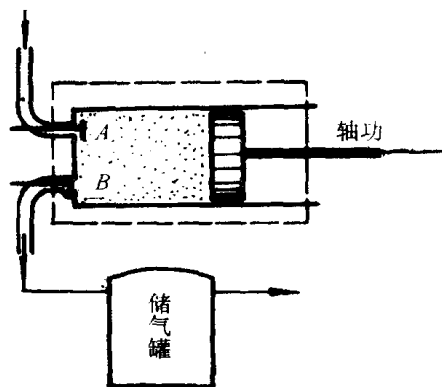


图 4-6 单级活塞式压气机

积均为工作容积。还假定压缩过程是可逆的,气体流过进、排气阀时没有阻力损失,气缸中排气压力等于储气罐压力。在这些假定条件下的压气机工作过程,称为理论压气过程(或理论工作循环)。

如图 4-7 所示的  $pV$  图(示功图)表示活塞式压气机理论压气过程中气缸容积变化与缸内气体压力相应变化的曲线。图中 4-1 和 2-3 过程只是气体被吸入或排出气缸的质量迁移过程,热力状态不发生变化,只有 1-2 压缩过程才是闭口系统的热力过程。压缩过程中,气体终压  $p_2$  与初压  $p_1$  之比  $p_2/p_1$  称为升压比(或压力比) $\beta$ 。

## 二、单级活塞式压气机理论压气轴功的计算

将气体自初态  $p_1, T_1$  提高到预定的终压  $p_2$ , 压气机所耗的压气轴功应等于热力过程 1-2 的压缩功(膨胀功的负值)和进气、排气所耗流动功之代数和。

如图 4-7 所示压缩  $m$  kg 气体的理论压气轴功可表示为:

$$\begin{aligned} W &= p_1 V_1 + \int_1^2 p dV - p_2 V_2 \\ &= \int_1^2 p dV - (p_2 V_2 - p_1 V_1) \end{aligned}$$

因为  $p_2 V_2 - p_1 V_1 = \int_1^2 d(pV) = \int_1^2 p dV + \int_1^2 V dp$

故得  $W_c = - \int_1^2 V dp$  (4-20)

上式与式(3-27)相同,这里表示压气机的理论轴功,可写成

$$W_c = W_i = W_s = - \int_1^2 V dp$$

若按热力学第一定律稳定流动能量方程,这里略去压气机进出口气体的动能和位能的变化,可写出:

$$Q = \Delta H - W_s$$

对可逆过程

$$Q = \Delta H - \int_1^2 V dp$$

则

$$W_s = - \int_1^2 V dp$$

压气机的理论轴功在图 4-7 中用面积 12341 表示。由式(4-20)看到压气机所耗轴功取决于压缩过程的初、终状态和压缩过程的性质。压缩过程 1-2, 存在两种极端情况:一种是过程进行极快,机械能转变的热能来不及通过气缸传给外界,或传出热量极少,可以忽略不计,近似于定熵压缩,如图 4-8 中的线 1-2, 压缩终了温度  $T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ 。另一种是过程进行很慢,气缸冷却效果很好,机械功转换成的热能随时从气缸壁传出,气体的温度保

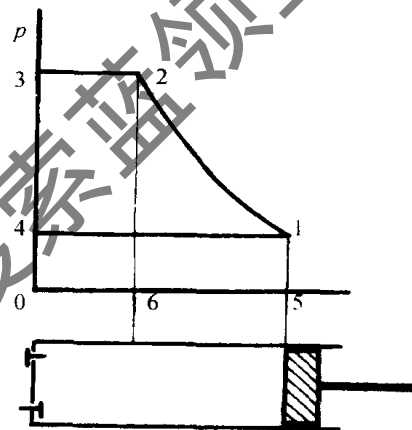


图 4-7 理论压气过程示功图

持不变,属于定温压缩。如图 4-18 中的线 1-2<sub>T</sub>。实际压气机都采用冷却措施,所以压缩过程为定温与绝热之间的多变过程。

图 4-8 所示为三种压缩过程的  $p$ - $V$  和  $T$ - $s$  图。设工质为理想气体,将式(4-20)积分可得三种压缩过程的轴功。

### 1. 定温压缩轴功



图 4-8 三种压缩过程的  $p$ - $V$  和  $T$ - $s$  图

将  $V = \frac{p_1 V_1}{p}$  代入式(4-20) 积分得

$$\begin{aligned} W_{s,T} &= - \int_1^2 V dp = - p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = mRT_1 \ln \frac{p_1}{p_2} \\ &= pV \text{ 图上面积 } 12,341 \end{aligned} \quad (4-21)$$

从式(4-21)可知,计算所得  $W_{s,T}$  结果为负值,即压气过程外界消耗轴功。

按稳定流动能量方程计算:

$$\begin{aligned} Q_T &= \Delta H + W_{s,T} \\ -W_{s,T} &= (H_2 - H_1) - Q_T = -Q_T \end{aligned} \quad (4-22)$$

上式说明,压气机所消耗的轴功,一部分用于增加气体的焓,一部分转化为热能向外放出。对于理想气体定温压缩,  $H_2 = H_1$ ,故  $W_{s,T} = Q_T$ ,表示消耗的轴功全部转化成热能向外界放出。

### 2. 定熵压缩轴功

将  $V = p_1^{-1/\kappa} V_1 / p^{-1/\kappa}$  代入式(4-20) 积分得

$$\begin{aligned} W_{s,s} &= - \int_1^{2s} V dp = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \\ &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} mR(T_1 - T_2) \\ &= pV \text{ 图上面积 } 12,341 \end{aligned} \quad (4-23)$$

按稳定流动能量方程式,因  $Q_s = 0$ , 故

$$-W_{s,s} = H_2 - H_1 \quad (4-24)$$

上式表示绝热压缩消耗的轴功全部用于增加气体的焓,使气体的温度升高。

式(4-24)由能量方程直接导出,不仅适用于定熵,也适用于不可逆绝热过程。

### 3. 多变压缩轴功

将  $V = p_1^{\frac{1}{n}} V_1 / p^{\frac{1}{n}}$  代入式(4-20)积分得

$$\begin{aligned} W_{s,n} &= - \int_1^{2n} V dp = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \\ &= \frac{n}{n-1} mR(T_1 - T_2) \\ &= pV \text{ 图上面积 } 12_{n341} \end{aligned} \quad (4-25)$$

按稳定流动能量方程式

$$-W_{s,n} = (H_2 - H_1) - Q_n \quad (4-26)$$

说明多变压缩消耗轴功,部分用于增加气体的焓,部分对外放热。

由图 4-8 可知,当初态及终压给定时

$$W_{s,T} < W_{s,n} < W_{s,s}$$

定温压缩的压气机耗功量最小,压缩终温也最低。绝热压缩的压气机耗功量最大且终温最高。为了减少压气机耗功量,应采取措施使压缩过程尽量接近于定温压缩。所以改善压气机的工作性能主要在于采用有效冷却措施,降低多变指数  $n$  值。

在开口系统中轴功的计算式为  $W_s = - \int V dp$ ,在闭口系统中膨胀功的计算式为  $W = \int p dV$ ,两者之间有内在联系。对  $pV^n = \text{常数}$  求导,其结果是  $-V dp = n p dV$ ,因此可得

$$w_s = - \int V dp = n \int p dV = nW$$

上式说明,轴功等于多变指数  $n$  乘以膨胀功。在压气机三种不同压缩的轴功计算结果中已清楚地说明了上述结果的正确性。在定温压缩中,由于  $n = 1$ ,如式(4-21)所示  $W_{s,T} = W$ ;在绝热压缩过程中, $n = \kappa$ ,如式(4-23)所示, $W_{s,s} = \kappa W$ ,在多变压缩过程中,如式(4-25)所示, $W_{s,n} = nW$ 。

**【例 4-4】** 理想的活塞式压气机吸入  $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$ 、 $t_1 = 20^\circ \text{C}$  的空气  $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ,并将其压缩到  $p_2 = 0.6 \text{ MPa}$ ,设压缩指数为  $n=1$ 、 $n=1.25$ 、 $n=\kappa=1.4$  的各种可逆过程,求理想压气机的耗功率。

**【解】** (1) 当  $n = 1$  时,为可逆定温压缩过程

$$\begin{aligned} W_{s,T} &= - p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = - 0.1 \times 10^6 \times \frac{1000}{3600} \ln \frac{0.6 \times 10^6}{0.1 \times 10^6} \\ &= - 49771 \text{ W} = - 49.77 \text{ kW} \end{aligned}$$

(2) 当  $n = 1.4$  时,为可逆绝热压缩过程

$$\begin{aligned} W_{s,s} &= \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \\ &= \frac{1.4}{1.4-1} 0.1 \times 10^6 \frac{1000}{3600} \left[ 1 - \left( \frac{0.6 \times 10^6}{0.1 \times 10^6} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \right] \\ &= - 65077 \text{ W} = - 65.08 \text{ kW} \end{aligned}$$

(3) 当  $n = 1.25$  时,为可逆多变压缩过程

$$\begin{aligned}
 W_{s,n} &= \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \\
 &= \frac{1.25}{1.25-1} 0.1 \times 10^6 \frac{1000}{3600} \left[ 1 - \left( \frac{0.6 \times 10^6}{0.1 \times 10^6} \right)^{\frac{1.25-1}{1.25}} \right] \\
 &= -59857 \quad W = -59.86 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

## 第五节 活塞式压气机的余隙影响

实际的活塞式压气机，为了运转平稳，避免活塞与气缸盖撞击以及便于安排进气阀和排气阀等，当活塞处于左死点时，活塞顶面与缸盖之间必须留有一定的空隙，称为余隙容积，如图 4-9 所示。余隙容积的相对大小用余隙百分比  $c$  表示：

$$c = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \times 100\%$$

式中  $V_3$ ——余隙容积；

$(V_1 - V_3)$ ——活塞排量。

### 一、余隙对排气量的影响

由于余隙容积的存在，活塞不可能将高压气体全部排出，当活塞达到左死点时，必然有一部分高压气体残留在余隙容积内。因此，活塞在下一个吸气行程中，必须等待余隙容积中残留的高压气体膨胀到进气压力  $p_1$ （即点 4）时，才能从外界吸入新气。图 4-9 中 3-4 表示余隙容积中剩余气体的膨胀过程；4-1 表示新气吸入过程。 $(V_1 - V_3)$  为活塞排量， $(V_1 - V_4)$  为有效吸气量。显然  $(V_1 - V_4) < (V_1 - V_3)$ ，两者之比称为容积效率  $\lambda_v$ ，它反映活塞排量的有效利用程度。其定义式为

$$\lambda_v = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = 1 - \frac{V_4 - V_3}{V_1 - V_3} = 1 - \frac{V_3}{V_1 - V_3} \left( \frac{V_4}{V_3} - 1 \right)$$

利用余隙百分比

$$c = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \quad \text{及} \quad \frac{V_4}{V_3} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} \quad \text{的关系代入上式则} \quad \lambda_v = 1 - c \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (4-27)$$

如图 4-10 所示，当余隙容积  $V_3$  一定时，如升压比增大，则有效吸气量减少，即容积效率  $\lambda_v$  要减小。当升压比达到某一极限，如  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_2}{p_1}^m$  时，压缩线 1-2<sup>m</sup> 与膨胀线 2<sup>m</sup>-1 重合，则新气完全不能进入气缸， $\lambda_v = 0$ ，可见，余隙使一部分气缸容积不能被有效利用，压力比越大越不利。因此，当需要获得较高压力时，必须采用多级压缩。

### 二、余隙对理论压气轴功的影响

由图 4-9 可见，有余隙时的理论压气轴功为

$$W_{s,n} = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - \frac{n}{n-1} p_4 V_4 \left[ 1 - \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

由于  $p_1 = p_4$ 、 $p_3 = p_2$ ，所以

$$W_{s,n} = \frac{n}{n-1} p_1 (V_1 - V_4) \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

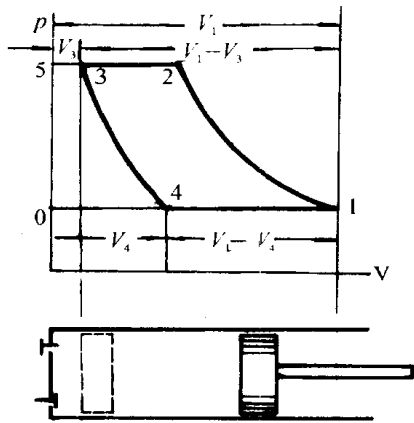


图 4-9 具有余隙容积的压气机示功图

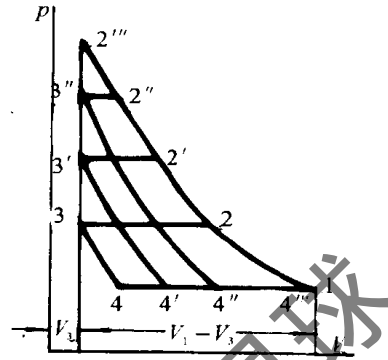


图 4-10 余隙容积对排气量的影响

$$= \frac{n}{n-1} p_1 V \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

式中,  $V = V_1 - V_4$ , 是实际吸入的气体容积, 其压力为  $p_1$ , 温度为  $T_1$ , 故  $p_1 V = mRT_1$ , 代入上式得

$$W_{s,n} = \frac{n}{n-1} mRT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

或

$$w_{s,n} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

上式表明, 不论压气机有无余隙, 压缩每 kg 气体所需的理论压气轴功相同。然而, 有余隙容积时, 进气量减小, 气缸容积不能充分利用, 因此, 当压缩同量气体时, 必须采用气缸较大的机器, 而且这一有害的余隙影响将随压力比的增大而增加。故在设计制造活塞式压气机时, 应该尽量减小余隙容积。

## 第六节 多级压缩及中间冷却

气体压缩终了温度过高将影响气缸润滑油的性能, 并可能造成运行事故。因此, 各种气体的压气机对气体压缩终了温度都有限定数值。例如, 空气压缩机的排气温度一般不允许超过  $160 \sim 180^\circ\text{C}$ 。由  $T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$  可知, 升压比  $(p_2/p_1)$  越大, 气体压缩终了温度越高。另外, 压缩终了温度过高还会影响压气机的容积效率。因此, 为要获得较高压力的压缩气体时, 常采用具有中间冷却设备的多级压气机。

### 一、多级活塞式压气机的工作过程

多级压气机是将气体依次在几个气缸中连续压缩, 同时, 为了避免过高的温度和减小气体的比容, 以降低下一级所消耗的压缩功, 在前一级压缩之后, 将气体引入一个中间冷却器进行定压冷却, 然后再进入下一级气缸继续压缩直至达到所要求的压力。

图 4-11 为具有中间冷却的两级压气机设备示意图及工作过程的  $p$ - $V$  图和  $T$ - $s$  图。图



4-11(b) 中, 6-1 为低压气缸吸气过程; 1-2 为低压气缸中气体的压缩过程; 2-5 为低压气缸

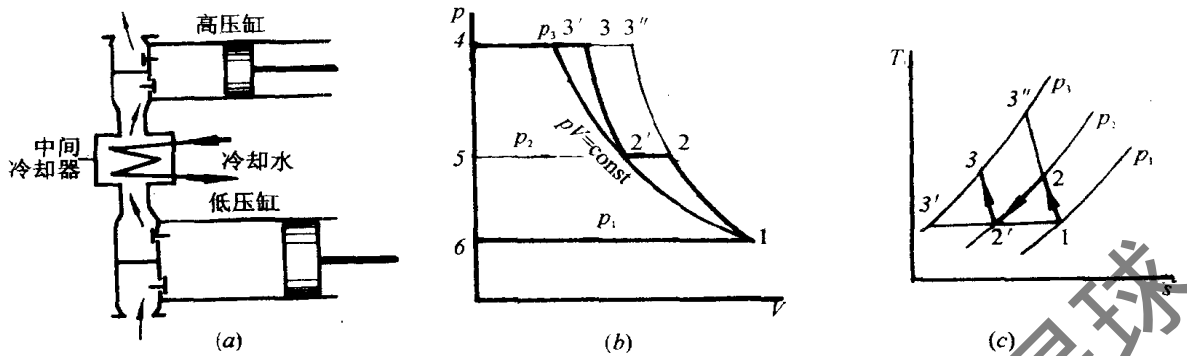


图 4-11 两级压气机工作过程图

(a) 设备示意图; (b)  $p$ - $V$  图; (c)  $T$ - $s$  图

向中间冷却器的排气过程; 2-2' 相当于气体在冷却器中的定压冷却过程; 5-2' 为冷却后的气体被吸入高压气缸的过程; 2'-3 为高压气缸中气体的压缩过程; 3-4 为高压气缸排气过程。

采用多级压缩和中间冷却具有下列优点:

(1) 降低了排气温度。如图 4-11(c) 所示, 如果采用单级压缩, 压缩过程将沿 1-3'' 线进行, 压缩终了温度  $T_3''$  显然高于  $T_3$ 。因此, 一定数量的气体, 从相同的初状态压缩到相同的终压力, 如采用多级压缩和中间冷却, 排气温度比单级压缩时低。

(2) 节省功的消耗。如图 4-11(b) 所示, 如果采用单级压缩, 消耗的功相当于面积 613''46; 当采用两级压缩时, 消耗的功相当于面积 61256 与面积 52'345 之和。节省的功相当于面积 2'23'32'。但与等温压缩相比, 仍多耗了面积 122'1 加面积 2'33'2' 的功量。如果多级压缩级数越多, 节省功也越多; 并且整个压缩过程越接近于定温压缩。但是, 级数过多又带来机构复杂, 造价增高, 阻力损失增加等不利因素。所以, 实际上不宜分级太多, 视总压力比的大小, 一般为两级、三级, 高压压气机有的可多达四到六级。

## 二、级间压力的确定

级间压力不同, 所需的总轴功也不同, 最有利的级间压力应使所需的总轴功最小。例如, 两级压缩所需总轴功 (参看图 4-11) 为

$$W_s = W_{s,1} + W_{s,h} = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + \frac{n}{n-1} p_2 V_2' \left[ 1 - \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

式中  $W_s$  —— 两级压缩所需的总轴功;

$W_{s,1}$  —— 低压气缸所需的轴功;

$W_{s,h}$  —— 高压气缸所需的轴功。

设  $T_2 = T_1$  则  $p_1 V_1 = p_2 V_2'$  可得

$$W_s = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[ 2 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - \left( \frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

由上式可见,  $W_s$  随  $p_2$  而变化, 求总轴功  $W_s$  为最小值时的  $p_2$ , 可令  $dW_s/dp_2 = 0$ , 得

$$p_2 = \sqrt{p_1 p_3}$$

即

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2}$$

此式表明当两级的升压比相等时，两级压缩所需的总轴功为最小。

$$\text{若令 } \beta_1 = \frac{p_2}{p_1}; \quad \beta_2 = \frac{p_3}{p_2}$$

$$\text{则 } \beta_1 \beta_2 = \beta^2 = \frac{p_2}{p_1} \frac{p_3}{p_2} = \frac{p_3}{p_1}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{p_3}{p_1}}$$

依此类推，对于  $z$  级压气机，每级升压比  $\beta$  应为

$$\beta = \sqrt[z]{\frac{p_{z+1}}{p_1}} \quad (4-28)$$

式中  $p_{z+1}$ ——压缩终了时气体的压力；

$p_1$ ——气体的初始压力。

根据  $p_1$ 、 $p_{z+1}$  和级数  $z$  按上式计算出  $\beta$  后，即可确定各级间压力  $p_2$ 、 $p_3$ ……。

按上述原则选择中间压力，尚可得到其它有利效果：

1. 各级气缸的排气温度相等。对两级压缩

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad \frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

因

$$p_2/p_1 = p_3/p_2; \quad T_1 = T_2$$

故

$$T_2 = T_3$$

说明每个气缸的温度条件相同。

2. 各级所消耗的轴功相等。如两级压缩，压缩 1kg 质量气体，各级消耗的轴功分别为

$$\text{第一级 } w_{s,1} = \frac{n}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{n}{n-1} \cdot R(T_1 - T_2)$$

$$\text{第二级 } w_{s,2} = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_3)$$

因为

$$T_2 = T_1, \quad T_2 = T_3$$

故

$$w_{s,1} = w_{s,2}$$

两级压缩所需轴功为

$$w_s = 2w_{s,1}$$

同理，对于  $z$  级压缩所需轴功为

$$w_s = z w_{s,1} \quad (4-29)$$

3. 每级向外散出的热量相等，而且每级的中间冷却器向外放出的热量也相等。

4. 分级压缩对提高容积效率有利，在每一级中升压比缩小，其容积效率比不分级时大。

综上所述，对实际的活塞式压气机，为了减少功耗和运行可靠，都尽可能采用冷却措施，力求接近定温压缩。由于摩擦、扰动等不可逆因素的存在，实际压缩过程要比理想的可逆定温过程耗功多，工程上通常采用压气机的定温效率来评价活塞式压气机性能优劣的指标。当压缩前气体的状态相同、压缩后气体的压力相同时，可逆定温压缩过程所消耗的

功  $w_{s,T}$  和实际压缩过程所消耗的功  $w'_s$  之比,称为压气机的定温效率,用  $\eta_{c,T}$  表示,即

$$\eta_{c,T} = \frac{w_{s,T}}{w'_s}$$

对于压缩时不采取冷却措施的实际压气机(如叶轮式压气机等),压缩过程可以认为是绝热的,而理想的绝热压缩过程为可逆绝热过程,即定熵过程,所以常采用绝热压缩效率  $\eta_{c,s}$  来表示,即

$$\eta_{c,s} = \frac{w_{s,s}}{w'_{s,s}}$$

式中  $w_{s,s}$ ——由初始状态到终了压力的定熵压缩轴功;

$w'_{s,s}$ ——由初始状态到终了压力的实际绝热压缩轴功。

**【例 4-5】** 已知图 4-12 中空气的初态为  $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$ ,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ , 经过三级压气机压缩后,压力提高到  $12.5 \text{ MPa}$ 。假定气体进入各级气缸时的温度相同,各级间压力按最有利情况确定,且各级压缩指数  $n$  均为  $1.25$ 。试求生产  $1 \text{ kg}$  压缩空气所需的轴功和各级的排气温度。如果改用单级压气机,一次压缩到  $12.5 \text{ MPa}$ , 压缩指数  $n$  也是  $1.25$ , 那么所需的轴功和气缸的排气温度将是多少?

**【解】** 三级压气机各级压力比为

$$\beta = \sqrt[3]{\frac{p_{z+1}}{p_1}} = \sqrt[3]{\frac{12.5 \times 10^6}{0.1 \times 10^6}} = 5$$

各级气缸的排气温度:

$$\begin{aligned} T_2 = T_3 = T_4 &= T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \\ &= (273 + 20) \times \left( \frac{0.5 \times 10^6}{0.1 \times 10^6} \right)^{\frac{1.25-1}{1.25}} = 404 \text{ K} \end{aligned}$$

三级压气所需轴功:

$$\begin{aligned} w_s &= 3w_{s,1} = 3 \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \\ &= 3 \times \frac{1.25}{1.25-1} \times 287 \times 293 \left[ 1 - \left( \frac{0.5 \times 10^6}{0.1 \times 10^6} \right)^{\frac{1.25-1}{1.25}} \right] \\ &= -479000 \text{ J/kg} = -479 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

单级压气机排气温度:

$$T_4' = T_1 \left( \frac{p_4}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 293 \times \left( \frac{12.5 \times 10^6}{0.1 \times 10^6} \right)^{\frac{1.25-1}{1.25}} = 769.6 \text{ K}$$

$t_4' = 769.6 - 273 = 496.6^\circ\text{C}$  (超过规定值)。

单级压气机消耗轴功:

$$\begin{aligned} w_s &= \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_{z+1}}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \\ &= \frac{1.25}{1.25-1} \times 287 \times 293 \times \left[ 1 - \left( \frac{12.5 \times 10^6}{0.1 \times 10^6} \right)^{\frac{1.25-1}{1.25}} \right] \\ &= -683000 \text{ J/kg} = -683 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

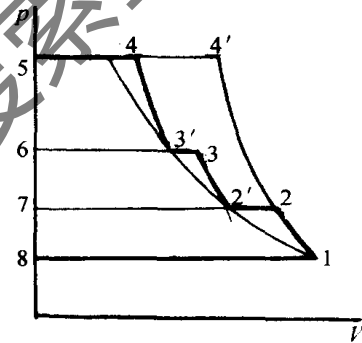


图 4-12 例 4-5 图

计算结果表明, 单级压气机不仅比多级压气机消耗更多的功, 而且由于排气温度的限制, 不可能用单级压缩产生压力很高的压缩空气。

### 思考题

4-1 如图 4-13 所示, 容器被隔板分隔为 A、B 两部分。A 中气体参数为  $p_A, T_A$ , B 为真空。现将隔板抽去, 气体作绝热自由膨胀, 终压降为  $p_2$ 。试问终了温度  $T_2$  是否可用下式计算? 为什么?

$$T_2 = T_A \left( \frac{p_2}{p_A} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

4-2 今有任意两过程  $a-b, a-c, b, c$  两点在同一条定熵线上, 如图 4-14 所示, 试问:  $\Delta u_{ab}$  与  $\Delta u_{ac}$  哪个大? 再设  $b, c$  在同一条定温线上结果又如何?

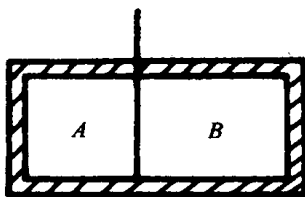


图 4-13 思考题 4-1

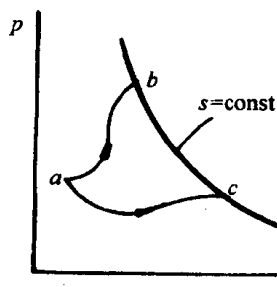


图 4-14 思考题 4-2

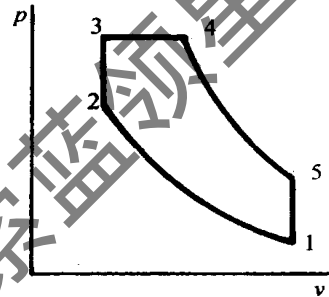


图 4-15 思考题 4-4

4-3 将满足下列要求的多变过程表示在  $p-v$  图及  $T-s$  图上(工质为空气)。

- (1) 工质既升压、又升温、又放热;
- (2) 工质既膨胀、又降温、又放热;
- (3)  $n = 1.6$  的膨胀过程, 并判断  $q, w, \Delta u$  的正负;
- (4)  $n = 1.3$  的压缩过程, 并判断  $q, w, \Delta u$  的正负。

4-4 将  $p-v$  图表示的循环, 如图 4-15 所示, 表示在  $T-s$  图上。

图中: 2-3, 5-1, 为定容过程; 1-2, 4-5 为定熵过程; 3-4 为定压过程。

4-5 以空气为工质所进行的某过程中, 加热量的一半转变为功, 试问过程的多变指数  $n$  为多少? 试在  $p-v$  图与  $T-s$  图上画出该过程线的大致位置(比热可视为定值)。

4-6 如果采用了有效的冷却方法后, 使气体在压气机气缸中实现了定温压缩, 这时是否还需要采用多级压缩? 为什么?

4-7 一个气球在太阳光下晒热, 里面空气进行的是什么过程? 在  $p-v, T-s$  图上画出过程线的大致位置。如不考虑气球薄膜在膨胀过程中的弹性力作用, 气体进行的过程又将如何表示?

### 习题

4-1 1kg 空气在可逆多变过程中吸热 40kJ, 其容积增大为  $v_2 = 10v_1$ , 压力降低为  $p_2 = \frac{1}{8}p_1$ , 设比热为定值, 求过程中内能的变化、膨胀功、轴功以及焓和熵的变化。

4-2 有 1kg 空气、初始状态为  $p_1 = 0.5\text{MPa}, t_1 = 150^\circ\text{C}$ , 进行下列过程:

- (1) 可逆绝热膨胀到  $p_2 = 0.1\text{MPa}$ ;
- (2) 不可逆绝热膨胀到  $p_2 = 0.1\text{MPa}, T_2 = 300\text{K}$ ;
- (3) 可逆等温膨胀到  $p_2 = 0.1\text{MPa}$ ;
- (4) 可逆多变膨胀到  $p_2 = 0.1\text{MPa}$ , 多变指数  $n = 2$ ;

试求出上述各过程中的膨胀功及熵的变化，并将各过程的相对位置画在同一张  $p-v$  图和  $T-s$  图上。

4-3 具有  $1\text{kmol}$  空气的闭口系统，其初态容积为  $1\text{m}^3$ ，终态容积为  $10\text{m}^3$ ，当初态和终态温度均为  $100^\circ\text{C}$  时，试计算该闭口系统对外所作的功及熵的变化。该过程为：(1) 可逆定温膨胀；(2) 向真空自由膨胀。

4-4 质量为  $5\text{kg}$  的氧气，在  $30^\circ\text{C}$  温度下定温压缩，容积由  $3\text{m}^3$  变成  $0.6\text{m}^3$ ，问该过程中工质吸收或放出多少热量？输入或输出了多少功量？内能、焓和熵的变化各为多少？

4-5 为了试验容器的强度，必须使容器壁受到比大气压力高  $0.1\text{MPa}$  的压力。为此把压力等于大气压力，温度为  $13^\circ\text{C}$  的空气充入受试验的容器内，然后关闭进气阀门并把空气加热。已知大气压力  $B = 101.3\text{kPa}$ ，试问应将空气的温度加热到多少度？空气的内能、焓和熵的变化为多少？

4-6  $6\text{kg}$  空气由初态  $p_1 = 0.3\text{MPa}$ ， $t_1 = 30^\circ\text{C}$ ，经过下列不同的过程膨胀到同一终压  $p_2 = 0.1\text{MPa}$ ：(1) 定温过程；(2) 定熵过程；(3) 指数为  $n = 1.2$  的多变过程。试比较不同过程中空气对外所作的功，所进行的热量交换和终态温度。

4-7 已知空气的初态为  $p_1 = 0.6\text{MPa}$ ， $v_1 = 0.236\text{m}^3/\text{kg}$ 。经过一个多变过程后状态变化为  $p_2 = 0.12\text{MPa}$ ， $v_2 = 0.815\text{m}^3/\text{kg}$ 。试求该过程的多变指数，以及每  $\text{kg}$  气体所作的功、所吸收的热量以及内能、焓和熵的变化。

4-8  $1\text{kg}$  理想气体由初状态按可逆多变过程从  $400^\circ\text{C}$  降为  $100^\circ\text{C}$ ，压力降为  $p_2 = \frac{1}{6}p_1$ ，已知该过程的膨胀功为  $200\text{kJ}$ ，吸热量为  $40\text{kJ}$ ，设比热为定值，求该气体的  $c_p$  及  $c_v$ 。

4-9 如图 4-16 所示，将空气从初状态 1， $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ，定熵压缩到它开始时容积的  $\frac{1}{3}$ ，然后定温膨胀。经过两个过程后，空气的容积和开始时的容积相等。求  $1\text{kg}$  空气所作的功。

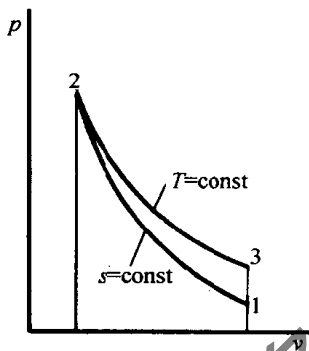


图 4-16 习题 4-9

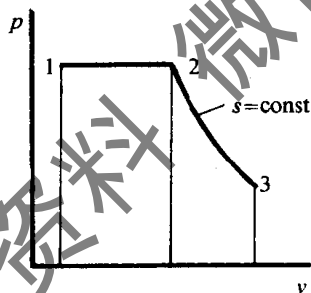


图 4-17 习题 4-10

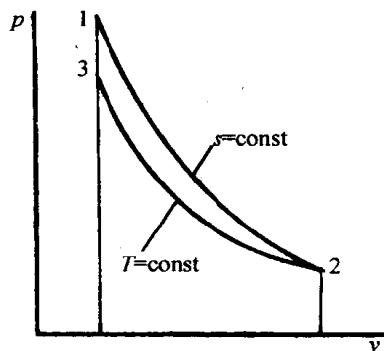


图 4-18 习题 4-11

4-10 如图 4-17 所示。 $1\text{kg}$  氮气从初状态 1 定压膨胀到状态 2，然后定熵膨胀到状态 3。设已知以下各参数： $t_1 = 500^\circ\text{C}$ ； $v_1 = 0.25\text{m}^3/\text{kg}$ ； $p_3 = 0.1\text{MPa}$ ， $v_3 = 1.73\text{m}^3/\text{kg}$ 。求 (1) 1、2、3 三点的温度、比容和压力的值。(2) 在定压膨胀和定熵膨胀过程中内能的变化和所作的功。

4-11  $1$  标准  $\text{m}^3$  的空气从初状态 1 ( $p_1 = 0.6\text{MPa}$ ， $t_1 = 300^\circ\text{C}$ ) 定熵膨胀到状态 2，且  $v_2 = 3v_1$ 。空气由状态 2 继续被定温压缩，直到比容的值和开始时相等， $v_3 = v_1$ ，如图 4-18 所示。求 1、2、3 三点的参数 ( $p, v, T$ ) 和气体所作的总功。

4-12 压气机抽吸大气中的空气，并将其定温压缩至  $p_2 = 5\text{MPa}$ 。如压缩  $150$  标准  $\text{m}^3$  空气，试求用水冷却压气机气缸所必须带走的热量。设大气处于标准状态。

4-13 活塞式压气机吸入温度  $t_1 = 20^\circ\text{C}$  和压力  $p_1 = 0.1\text{MPa}$  的空气，压缩到  $p_2 = 0.8\text{MPa}$ ，压气机每小时吸气量为  $600$  标准  $\text{m}^3$ 。如压缩按定温过程进行，问压气机所需的理论功率为多少千瓦？若压缩按定熵过程进行，则所需的理论功率又为多少千瓦？

4-14 某工厂生产上需要每小时供应压力为  $0.6\text{MPa}$  的压缩空气  $600\text{kg}$ ；设空气的初始温度为  $20^\circ\text{C}$ ，

压力为 0.1MPa。求压气机需要的最小理论功率和最大理论功率。若按  $n = 1.22$  的多变过程压缩，需要的理论功率为多少？

4-15 实验室需要压力为 6MPa 的压缩空气，应采用一级压缩还是二级压缩？若采用二级压缩，最佳中间压力应等于多少？设大气压力为 0.1MPa，大气温度为 20℃，压缩过程多变指数  $n = 1.25$ ，采用中间冷却器能将压缩气体冷却到初温。试计算压缩终了空气的温度。

4-16 有一离心式压气机，每分钟吸入  $p_1 = 0.1\text{MPa}$ 、 $t_1 = 16^\circ\text{C}$  的空气  $400\text{m}^3$ ，排出时  $p_2 = 0.5\text{MPa}$ ， $t_2 = 75^\circ\text{C}$ 。设过程为可逆，试求：

(1) 此压气机所需功率为多少千瓦？

(2) 该压气机每分钟放出的热量为多少千焦？

4-17 三台空气压缩机的余隙容积均为 6%，进气状态均为 0.1MPa、27℃，出口压力均为 0.5MPa，但压缩过程的指数不同，分别为： $n_1 = 1.4$ 、 $n_2 = 1.25$ 、 $n_3 = 1$ 。试求各压气机的容积效率（假设膨胀过程的指数和压缩过程的指数相同）。

4-18 压气机中气体压缩后的温度不宜过高，取极限温度为 150℃。求在理想单级压气机中可能达到的最高压力及压气机所需功率。已知压气机水套中冷却水的流量为 465kg/h，水温在气缸水套中升高 14℃，吸入空气的压力和温度为  $p_1 = 0.1\text{MPa}$ ， $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ，吸入空气的流量为  $250\text{m}^3/\text{h}$ 。

获取更多资料 微信搜索 蓝球

## 第五章 热力学第二定律

热力学第一定律揭示了能质在转换与传递过程中数量守恒的客观规律。然而，该定律有两方面的问题没有涉及到，其一，热力学第一定律强调的是能量在数量上的守恒，没有考虑到不同类型能量在作功能力上的差别，例如，同样数量的机械能与热能其价值并不相等，机械能具有直接可用性，可以无条件地转换为热能（属优质能）；而热能必须在一定的补充条件下才可能部分地转换为机械能（属劣质能）。不同质的能量直接相加，严格说来并不合理。其二，热力学第一定律不能判断热力过程的方向性，例如，一块烧红的铁板，在空气中自然冷却，经过一段时间后，铁板与空气达到了热平衡，但是，反过来，铁板不可能自动从空气中获得散失在空气中的能量使自身重新热起来，虽然这并不违反热力学第一定律。事实表明任何热力过程都具有方向性——可以自发进行的热力过程，而其反向过程则不能自发进行。

人们从无数实践中总结出了热力学第二定律，该定律揭示了能量在转换与传递过程中具有方向性及能质不守恒的客观规律。所有热力过程都必须同时遵守热力学第一定律和热力学第二定律。

### 第一节 热力学第二定律的实质与表述

#### 一、热力过程的方向性

热力过程归纳起来可分为两大类，一类是不需要任何附加条件就可以自然地过程，称为自发过程，例如，（1）热量自高温物体传递给低温物体；（2）机械运动摩擦生热，即由机械能转换为热能；（3）高压气体膨胀为低压气体；（4）两种不同种类或不同状态的气体放在一起相互扩散混合；（5）电流通过导线时发热；（6）燃料的燃烧等等都属于自发过程。显然，这些过程都具有一定方向性，它们的反向过程不可能自发地进行，因此，自发过程都是不可逆过程。自发过程的反向过程称为非自发过程，它们必须要有附加条件才能进行，例如，（1）热力循环中，热能转换为机械能，如图 5-1 所示，工质从热源吸取热量  $Q_1$ ，其中只有一部分转换为功，即  $W = Q_1 - Q_2$ ，而另一部分  $Q_2$  则排放给了冷源。

$Q_2$  自高温热源 ( $T_1$ ) 传递到低温冷源 ( $T_2$ ) 是自发过程，它是热转换为功的补偿条件。（2）在致冷或热泵循环中，如图 5-2 所示，热量  $Q_2$  由低温冷源 ( $T_2$ ) 传递至高温热源 ( $T_1$ )，必须消耗功  $W$ 。这部分功转换为热连同  $Q_2$  一起传递至高温，即  $Q_1 = Q_2 + W$ 。功转换为热是这一过程的补偿条件。

再如气体由低压变为高压，混合气体的分离等等非自发过程都必须要有另一自发过程

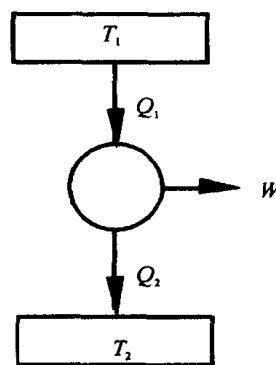


图 5-1 热转换为功

作补偿条件才能实现。总之，无论是自发或有补偿条件的非自发的实际热力过程都是不可逆过程。可逆过程只是一种理想化概念，是为了便于实际过程的分析计算而引入的概念。

## 二、热力学第二定律的实质

热力过程具有方向性这一客观规律，归根结底是由于不同类型或不同状态下的能量具有质的差别，而过程的方向性正缘于较高位能质向较低位能质的转化。例如，热量由高温传至低温，机械能转化为热能，按热力学第一定律能量的数量保持不变，但是，以作功能力为标志的能质却降低了，称之为能质的退化或贬值。因此，热力学第二定律的实质便是论述热力过程的方向性及能质退化或贬值的客观规律。所谓过程的方向性，除指明自发过程进行的方向外，还包括对实现非自发过程所需要的条件，以及过程进行的最大限度等内容。

热力学第二定律告诫我们，自然界的物质和能量只能沿着一个方向转换，即从可利用到不可利用，从有效到无效，这说明了节能与节物的必要性。只有热力学第二定律才能充分解释事物变化的性质和方向，以及变化过程中所有事物的相互关系。热力学第二定律除广泛应用于分析热力过程和能源工程外，还被应用于分析社会、经济发展及生物进化等许多领域，可以预料该定律还将得到更广泛的应用。

## 三、热力学第二定律的表述

科学工作者根据不同种类的热力过程描述过程的方向性，得出热力学第二定律各种不同的表述。经典的表述是1850~1851年间从工程应用角度归纳总结出来的两种说法，即：

克劳修斯(Clausius)说法：不可能把热量从低温物体传到高温物体而不引起其他变化。

开尔文—浦朗克(Kelvin-Planck)说法：不可能制造只从一个热源取热使之完全变成机械能而不引起其他变化的循环发动机。只冷却单一热源而连续作功的机器称为第二类型永动机，实践证明这种发动机是造不出来的。

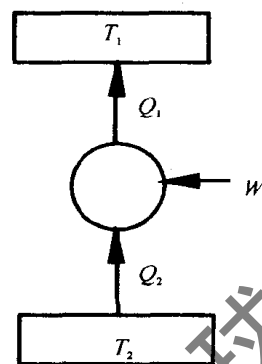


图 5-2 热自低温传至高温

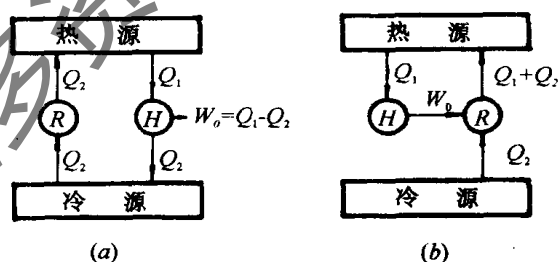


图 5-3 热力学第二定律两种经典说法的一致性

上述两种经典说法虽然表述方法不同，但是可以证明其实质是一致的。

如图 5-3(a) 所示，假如致冷机  $R$  能使热量  $Q_2$  从冷源自发地流向热源(这是违反克劳修斯说法的)，同时热机  $H$  进行一个正循环，从热源取热量  $Q_1$ ，向外界作功  $W_0 = Q_1 - Q_2$ ，向冷源放出热量  $Q_2$ 。这样联合的结果，也就是从热源取热  $Q_1 - Q_2$  而全部变成了净功  $W_0$ ，这是违反开尔文—浦朗克说法的。所以，违反克劳修斯的说法，意味着也必然违反开尔文—浦朗



克的说法,这正说明两种说法的一致性。

反之,如违反开尔文—浦朗克说法,从热源取热量  $Q_1$ ,在热机  $H$  中全部变成净功  $W_0$ ,则用这部分  $W_0$  带动致冷机  $R$  工作,联合运行的结果,使热量  $Q_2$  从冷源自发地流向热源,如图 5-3(b) 所示,这是违反克劳修斯说法的。

热力学第二定律的其他表述,如能量降级原理、微观说法等,就其实质而言都是说明过程的方向性,也都是一致的。

以上是对热力学第二定律定性的论述,定量的计算要通过状态参数熵或焓的计算,称为熵法或焓法。

## 第二节 卡诺循环与卡诺定理

热功转换是热力学的主要研究内容,按照热力学第二定律热不能连续地全部转换为功,那么,在一定的高温热源和低温热源范围内,其最大限度的转换效率是多少呢? 1824 年法国年轻工程师卡诺 (Carnot) 解决了这个问题。

### 一、卡诺循环

卡诺依据蒸汽机运行多年的实践经验,经过科学抽象提出由以下四个过程组成的理想循环,如图 5-4 所示。图中:

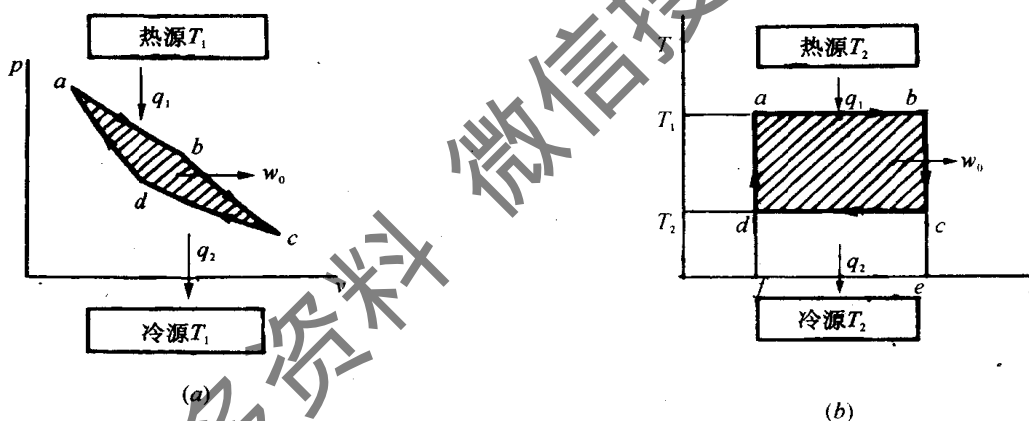


图 5-4 卡诺循环的  $p-v$  图及  $T-s$  图

过程  $a-b$ : 工质从热源 ( $T_1$ ) 可逆定温吸热;

$b-c$ : 工质可逆绝热(定熵)膨胀;

$c-d$ : 工质向冷源 ( $T_2$ ) 可逆定温放热;

$d-a$ : 工质可逆绝热(定熵)压缩回复到初始状态。工质在整个循环中从热源吸热  $q_1$ , 向冷源放热  $q_2$ , 对外界作功  $w_1$ , 外界对系统作功  $w_2$ 。

按热力学第一定律:  $\oint \delta q = \oint \delta w$  即  $q_1 - q_2 = w_1 - w_2 = w_0$  (循环净功)

循环热效率:  $\eta_c = \frac{w_0}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$

而  $q_1 = T_1(s_b - s_a) = \text{面积 } abefa$

$q_2 = T_2(s_c - s_d) = \text{面积 } cdfec$

因为  $s_b - s_a = s_c - s_d$  则

卡诺循环热效率：
$$\eta_{t,c} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (5-1)$$

从卡诺循环热效率公式 (5-1) 可得到下列结论。

1. 卡诺循环热效率的大小只决定于热源温度  $T_1$  及冷源温度  $T_2$ 。要提高其热效率可通过提高  $T_1$  及降低  $T_2$  的办法来实现。

2. 卡诺循环热效率总是小于 1。只有当  $T_1 = \infty$  或  $T_2 = 0$  时,热效率才能等于 1,但这都是不可能的。

3. 当  $T_1 = T_2$  时,即只有一个热源时, $\eta_{t,c} = 0$ 。这就是说,只冷却一个热源是不能进行循环的,即单一热源的循环发动机是不可能实现的。

4. 在推导式 (5-1) 的过程中,未涉及工质的性质,因此,卡诺循环的热效率与工质的性质无关,式 (5-1) 适用于任何工质的卡诺循环。

## 二、逆卡诺循环

逆向进行的卡诺循环称为逆卡诺循环,它由下列四个可逆过程所组成,如图 5-5 所示。

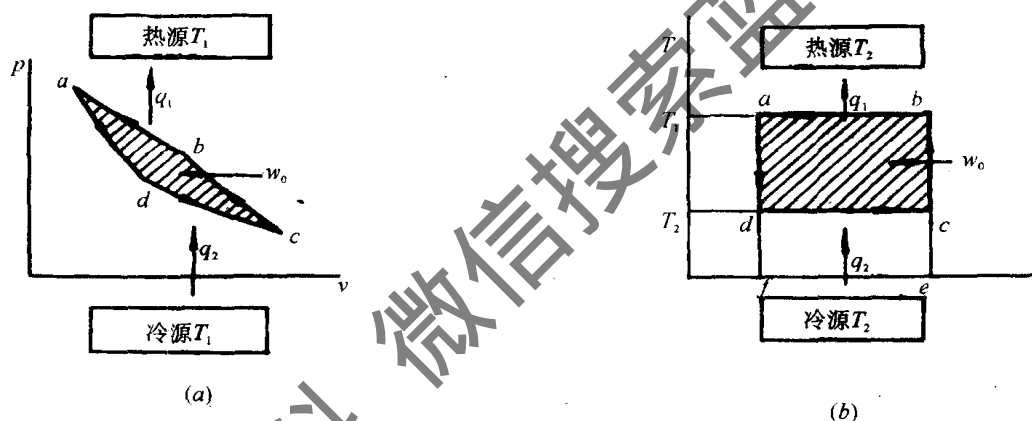


图 5-5 逆卡诺循环的  $p-v$  图及  $T-s$  图

图中:  $c \rightarrow b$  工质被定熵压缩;

$b \rightarrow a$  工质向热源( $T_1$ )可逆定温放热;

$a \rightarrow d$  工质定熵膨胀;

$d \rightarrow c$  工质从冷源( $T_2$ )可逆定温吸热。

在整个逆循环中,工质向热源放热  $q_1$ ,从冷源吸热  $q_2$ (即冷量),外界消耗功  $w_1$ ,对外界作功  $w_2$ 。

如逆卡诺循环用作致冷循环,其致冷系数为:

$$\epsilon_{1,c} = \frac{q_2}{w_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2(s_c - s_d)}{T_1(s_b - s_a) - T_2(s_c - s_d)}$$

因为

$$s_b - s_a = s_c - s_d$$

则

$$\epsilon_{1,c} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (5-2)$$

如逆卡诺循环用于供热(热泵)循环,其供热系数为:

$$\epsilon_{2,c} = \frac{q_1}{w_0} = \frac{q_1}{q_1 - q_2} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (5-3)$$

从式 (5-2) 及式 (5-3) 可得下列结论

1. 逆卡诺循环的性能系数只决定于热源温度  $T_1$  及冷源温度  $T_2$ , 它随  $T_1$  的降低及  $T_2$  的提高而增大。

2. 逆卡诺循环的制冷系数  $\epsilon_{1,c}$  可以大于 1, 等于 1 或小于 1, 但其供热系数  $\epsilon_{2,c}$  总是大于 1, 二者之间的关系为  $\epsilon_{2,c} = 1 + \epsilon_{1,c}$ 。

3. 在一般情况下, 由于  $T_2 > (T_1 - T_2)$ , 因此, 逆卡诺循环的致冷系数  $\epsilon_{1,c}$ , 通常也大于 1。

4. 逆卡诺循环可以用来致冷, 也可以用来供热, 这两个目的可以单独实现, 也可以在同一设备中交替实现, 即冬季用来作为热泵采暖, 夏季作为致冷机用于空调致冷。

### 三、卡诺定理

卡诺定理可表达为:

1. 所有工作于同温热源与同温冷源之间的一切热机, 以可逆热机的热效率为最高。

2. 在同温热源与同温冷源之间的一切可逆热机, 其热效率均相等。

证明卡诺定理可用反证法。设有两部热机 A 及 B, B 为可逆热机, A 为不可逆热机, 两热机在相同的热源  $T_1$  及冷源  $T_2$  之间工作, 如图 5-6 所示。

因为 B 是可逆热机, 使其按逆循环(致冷机)工作。利用不可逆热机 A 带动可逆致冷机 B 工作。即可得

$$W_0 = Q_1 - Q_2 = Q'_1 - Q'_2 \quad (a)$$

若  $\eta_{1A} > \eta_{1B}$ , 则按循环热效率公式可得

$$\frac{W_0}{Q_1} > \frac{W_0}{Q'_1} \quad (b)$$

从式(b)可知  $Q'_1 > Q_1$ , 将这一结果代入式(a)则

$$Q'_1 - Q_1 = Q'_2 - Q_2 > 0 \quad (c)$$

从式(c)可得出结论: 不可逆机 A 与可逆机 B 联合运行的结果, 使热量  $Q'_2 - Q_2$  自动地从冷源  $T_2$  流向热源  $T_1$ , 这违反热力学第二定律, 因此  $\eta_{1A} > \eta_{1B}$  的假设不能成立。剩下的可能是  $\eta_{1B} \geq \eta_{1A}$ 。其实  $\eta_{1B} = \eta_{1A}$  也是不可能的, 若  $\eta_{1B} = \eta_{1A}$ , 用不可逆机 A 带动可逆机 B, 二者联合的结果, 使工质, 热源、冷源都回复到初态而不留下任何变化。这一结果与 A 热机不可逆的假设相矛盾, 因此,  $\eta_{1B} = \eta_{1A}$  也不能成立。唯一可能的是  $\eta_{1B} > \eta_{1A}$ , 即在相同的热源与相同的冷源之间, 可逆热机的热效率总是大于不可逆热机的热效率。用同样的方法也可以证明相同热源与相同冷源之间的一切可逆热机其热效率均应相等。设有两个可逆热机 A 和 B。因为 A 是可逆机, 必然是  $\eta_{1A} \geq \eta_{1B}$ 。但 B 也是可逆热机, 则  $\eta_{1B} \geq \eta_{1A}$ 。在这种情况下, 唯一的结果是  $\eta_{1A} = \eta_{1B}$ 。

卡诺循环与卡诺定理在热力学的研究中具有重要的理论和实际意义。它解决了热机热效率的极限值问题, 并从原则上提出了提高效率的途径。在相同的热源与冷源之间, 卡诺循环的热效率为最高, 一切其他实际循环, 均低于卡诺循环的热效率。因此, 要想设计制

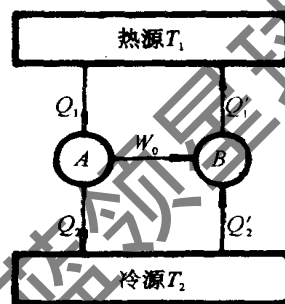


图 5-6 卡诺定理证明

造高于卡诺循环热效率的热机是不可能的，因为一切实际热机进行的都是不可逆循环。改进实际热机循环的方向是尽可能接近卡诺循环，以卡诺循环热效率为最高标准。因此，可以看出，卡诺循环及卡诺定理在指导热机实践中的重大理论价值。

**【例 5-1】** 有一汽轮机工作于  $500^{\circ}\text{C}$  及环境温度  $30^{\circ}\text{C}$  之间，试求该热机可能达到的最高热效率。如从热源吸热  $10000\text{kJ}$ ，那么能产生多少净功。

**【解】** 热机可能达到的最高热效率为卡诺循环的热效率，由式 (5-1) 可得

$$\eta_{t,c} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{30 + 273}{500 + 273} = 0.608$$

该热机可产生的净功为

$$W_0 = Q_1 \eta_{t,c} = 10000 \times 0.608 = 6080\text{kJ}$$

由上述结果可以看出，在本题给定的温度范围内，最高热效率仅为 60% 左右，而实际热机在相同温度范围内的热效率将远低于上述数值。

**【例 5-2】** 冬天用一热泵向室内供热，使室内温度保持  $20^{\circ}\text{C}$ 。已知房屋的散热损失是  $50000\text{kJ/h}$ ，室外环境温度为  $-10^{\circ}\text{C}$ 。问带动该热泵所需的最小功率是多少千瓦？

**【解】** 该热泵工作于冷源  $-10^{\circ}\text{C}$  及热源  $20^{\circ}\text{C}$  之间，在理想情况下可按逆卡诺循环进行计算，根据式 (5-3) 可得热泵的供热系数为

$$\epsilon_{2,c} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \frac{20 + 273}{(20 + 273) - (-10 + 273)} = 9.77$$

带动该热泵每小时所需的净功为

$$W_0 = \frac{Q_1}{\epsilon_{2,c}} = \frac{50000}{9.77} = 5120\text{kJ/h}$$

最后可得所需最小功率为

$$P = \frac{5120}{3600} = 1.42\text{kW}$$

由上述结果可以看出，在可逆逆循环中，供热系数  $\epsilon_{2,c}$  是很大的。消耗  $1\text{kJ}$  的功可得将近  $10\text{kJ}$  的热量。当然实际热泵的供热系数远小于上述数值。但如采用电热直接供热，则所需功率  $P = \frac{50000}{3600} = 13.89\text{kW}$ 。因此，直接用电热采暖是很不经济的。

### 第三节 熵与熵增原理

前几章中已提到熵是系统的状态参数，理想气体熵变计算，以及温—熵 ( $T-s$ ) 图的应用等内容。那么，熵参数是如何导出来的？有何物理意义？与热力学第二定律有何关系？这些问题还有待讨论。

#### 一、熵的导出

导出熵参数有多种不同的方法，这里只介绍一种经典方法，它是 1865 年克劳修斯依据卡诺循环和卡诺定理分析可逆循环时提出来的。图 5-7 表示一任意可逆循环  $a-b-c-d-a$ 。假设用许多定熵线分割该循环，并相应地配合上定温线，从而构成一系列微元卡诺循环。取其中一个微元卡诺循环（如图中斜影线所示），则有

$$\eta_{t,c} = 1 - \frac{\delta q_2}{\delta q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

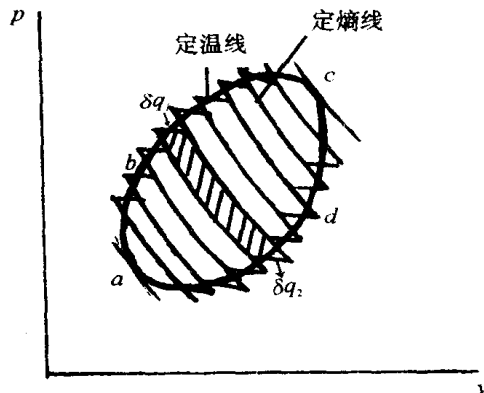


图 5-7 任意可逆循环

考虑到  $\delta q_2$  为负值, 即得

$$\frac{\delta q_1}{T_1} + \frac{\delta q_2}{T_2} = 0$$

对于整个可逆循环:

$$\int_{abc} \frac{\delta q_1}{T_1} + \int_{cda} \frac{\delta q_2}{T_2} = \oint \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{re} = 0 \quad (5-4)$$

式 (5-4) 称为克劳修斯等式。式中被积函数  $\left( \frac{\delta q}{T} \right)_{re}$  的循环积分为零, 表明该函数与积分路径无关, 是一个状态函数。令

$$ds = \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{re} \quad (\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})) \quad (5-5)$$

式中  $s$  系对单位质量工质而言, 称为比熵。对系统总质量而言的总熵则为:

$$S = m \cdot s \quad (\text{J}/\text{K}) \quad (5-6)$$

式 (5-5) 表明工质熵变等于在可逆吸热或放热时的传热量与热源温度的比值, 因为是可逆传热, 工质温度等于热源温度。

于是式 (5-4) 可写成:

$$\oint ds = 0 \quad (5-7)$$

对有限过程:

$$\int_1^2 ds = s_2 - s_1 \quad (5-7a)$$

对于不可逆循环, 如图 5-8 所示, 图中虚线 1-a-2 表示不可逆过程, 根据卡诺定理, 对于微元不可逆循环

$$\eta_t = 1 - \frac{\delta q_2}{\delta q_1} < 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

得 
$$\frac{\delta q_1}{T_1} + \frac{\delta q_2}{T_2} < 0$$

对于整个不可逆循环:

$$\int_{1a2} \frac{\delta q_1}{T_1} + \int_{2b1} \frac{\delta q_2}{T_2} = \oint \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{irr} < 0 \quad (5-8)$$

综合式 (5-4)、式 (5-8) 得克劳修斯不等式:

$$\oint \frac{\delta q}{T} \leq 0 \quad (5-9)$$

$$\text{即} \quad \oint \frac{\delta q}{T} \leq \oint ds = 0 \quad (5-9a)$$

式中  $T$  —— 热源温度 (K)。

式 (5-9) 中等号对可逆循环而言, 不等号对不可逆循环而言。

$$\text{对有限过程:} \quad \Delta s \geq \int_1^2 \frac{\delta q}{T} \quad (5-10)$$

该式说明系统熵变在可逆时等于克劳修斯积分, 在不可逆时系统熵变大于克劳修斯积分。

必须指出熵作为系统的状态参数, 只取决于状态特性, 过程中熵的变化, 只与过程初终状态有关而与过程的路径及过程是否可逆无关。

不可逆过程熵变大于克劳修斯积分可证明如下: 图 5-8 所示为一不可逆循环, 1-a-2 为不可逆过程, 2-b-1 为可逆过程。按克劳修斯不等式有:

$$\begin{aligned} \oint \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{\text{irr}} &= \int_1^2 \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{\text{irr}} + \int_2^1 \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{\text{re}} \\ &= \int_1^2 \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{\text{irr}} - \int_1^2 \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{\text{re}} < 0 \end{aligned}$$

因为 2-b-1 为可逆过程有:

$$\int_1^2 \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{\text{re}} = s_2 - s_1$$

$$\text{因而:} \quad \int_1^2 \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{\text{irr}} - (s_2 - s_1) < 0$$

$$\text{即} \quad s_2 - s_1 > \int_1^2 \left( \frac{\delta q}{T} \right)_{\text{irr}}$$

由此证明不可逆过程熵变化大于克劳修斯积分。

## 二、熵增原理

根据系统熵变计算式与克劳修斯不等式  $\Delta s \geq \int_1^2 \left( \frac{\delta q}{T} \right)$  不难看出: 当闭口系统进行绝热过程时,  $\delta q = 0$ , 则有

$$\Delta s_{\text{ad}} \geq 0 \quad (5-11)$$

对于孤立系统, 因其与外界没有任何能量和物质的交换, 同样可以得出:

$$ds_{\text{iso}} \geq 0$$

$$\text{或} \quad \Delta s_{\text{iso}} \geq 0 \quad (5-12)$$

式 (5-11) 和式 (5-12) 表明: 绝热闭口系统或孤立系统的熵只能增加 (不可逆过程) 或保持不变 (可逆过程), 而绝不能减少。任何实际过程都是不可逆过程, 只能沿着使孤立系统熵增加的方向进行, 这就是熵增原理。

熵增原理的意义: (1) 可通过孤立系统的熵增原理判断过程进行的方向; (2) 熵增原理可作为系统平衡的判据——当孤立系统的熵达到最大值时, 系统处于平衡状态; (3) 熵增原理与过程的不可逆性密切相关, 不可逆程度越大, 熵增也越大, 由此可以定量地评价

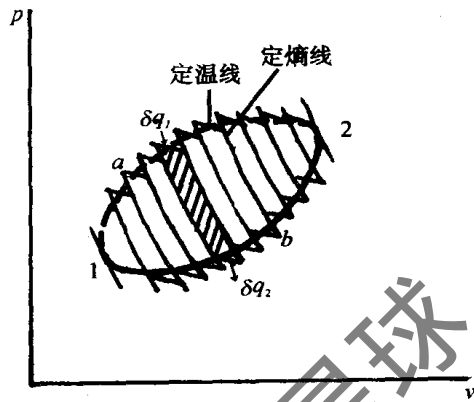


图 5-8 不可逆循环

过程的热力学性能的完善性。综上所述，熵增原理表达了热力学第二定律的基本内容，故常把热力学第二定律称为熵定律，而式(5-12)则视为热力学第二定律的数学表达式，它有着极其广泛的应用。

**【例 5-3】** 1kg 空气从压力 3MPa 和温度 800K，进行一不可逆膨胀过程到达终态，其终态压力为 1.5MPa，温度为 700K。计算空气熵的变化。

**【解】** 熵是状态参数，状态 1 与状态 2 间工质熵的变化与经历的途径无关，可直接代入理想气体熵变化计算式得到，即

$$\begin{aligned}\Delta s &= c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{7}{2} \times 287 \ln \frac{700}{800} - 287 \ln \frac{1.5}{3.0} \\ &= 64.8 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})\end{aligned}$$

在求解不可逆过程 1-2 中工质熵的变化，也可以假拟一个或几个可逆过程，然后以这些可逆过程为手段，来计算初、终态之间工质熵的变化。如假拟可逆过程 1-a-2，1-a 为定容过程，a-2 为定压过程，如图 5-9 所示。在可逆过程 1-a-2 中工质熵的变化为

$$\Delta s = c_v \ln \frac{T_a}{T_1} + c_p \ln \frac{T_2}{T_a}$$

根据定容过程 1-a 中  $T_1 = 800\text{K}$ ,  $p_1 = 3\text{MPa}$ ,  $p_a = p_2 = 1.5\text{MPa}$ , 所以  $T_a = 400\text{K}$ , 代入上式得

$$\Delta s = \frac{5}{2} \times 287 \ln \frac{400}{800} + \frac{7}{2} \times 287 \ln \frac{700}{400} = 64.8 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

如过程按 1-b-2 进行，1-b 为定熵过程，b-2 为定压过程。由定熵过程 1-b 可得  $T_b = 656.3\text{K}$ 。因此，过程 1-b-2 中工质熵的变化为

$$\begin{aligned}\Delta s &= \int_1^b \frac{\delta q}{T} + \int_b^2 \frac{\delta q}{T} = 0 + \int_b^2 \frac{c_p dT}{T} = c_p \ln \frac{T_2}{T_b} \\ &= \frac{7}{2} \times 287 \ln \frac{700}{656.3} = 64.8 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})\end{aligned}$$

除上述两个途径外，也可以沿 1-c-2 等进行计算，所得工质熵的变化都相同。因此，我们可以确信，工质熵的变化只决定于初终态，与状态变化的途径无关，也与过程是否可逆无关。这是状态参数的特点，是点函数、全微分的特点。

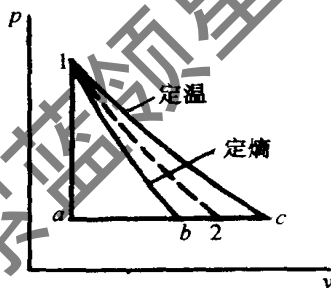


图 5-9 不可逆过程熵变化计算

#### 第四节 熵产与作功能力损失

孤立系统熵增原理，说明熵参数在热力过程中不像能量那样保持恒定，而是随着不可逆过程的进行不断地产生，孤立系统的熵增即为熵产，任何不可逆过程都有熵产，为了定量地分析不可逆过程，首先应建立熵方程以求熵产，然后确定不可逆过程造成作功能力的损失。

##### 一、建立熵方程求熵产

建立熵方程类似于建立能量方程，首先根据研究对象取热力系统，然后把熵产当作系

统的收入部分列出熵的等式，其一般形式为：

$$(\text{输入熵} - \text{输出熵}) + \text{熵产} = \text{系统熵变}$$

或

$$\text{熵产} = (\text{输出熵} - \text{输入熵}) + \text{系统熵变}$$

如果把系统输入和输出的熵统称为熵流，则熵方程也可表示为：

$$\text{系统熵变} = \text{熵流} + \text{熵产}$$

### 1. 闭口系统熵方程

穿过闭口系统边界传递的熵流随热流一起传递，即  $s_f = \int_1^2 \frac{\delta q}{T}$ ，式中  $T$  为传热源的温度。

闭口系统内部任何不可逆因素都有熵产。

闭口系统熵方程可表示为：

$$\Delta s_{\text{sys}} = s_f + s_g \quad (5-13)$$

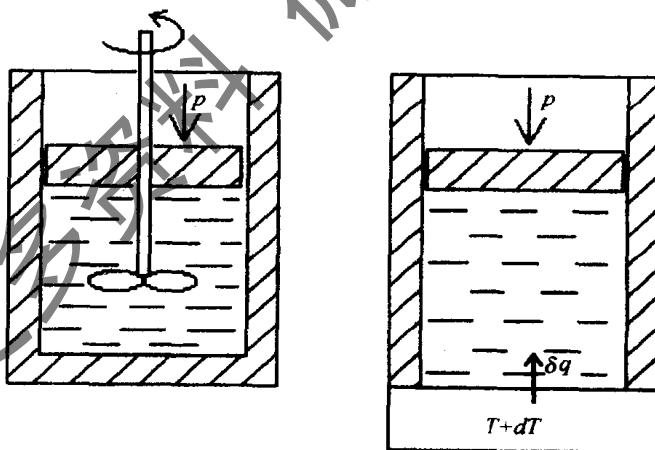
式中  $\Delta s_{\text{sys}}$  —— 系统熵变；

$s_f$  —— 熵流，其符号视热流方向而定，系统吸热（为正），系统放热（为负），绝热（为零）；

$s_g$  —— 熵产，不可逆过程（为正），可逆过程（为零）。

必须指出，熵是系统的状态参数，因此，系统熵变仅取决于系统的初、终状态，与过程的性质及途径无关。然而，熵流与熵产均取决于过程的特性，在  $\Delta s_{\text{sys}}$  一定的情况下， $s_f$  和  $s_g$  视过程的特性可以有不同的组合。

设图 5-10 所示 (a)(b) 两容器中盛有相同状态 ( $p, T_1$ ) 和相同质量的某种工质，在定压条件下通过以下两种不同的途径达到相同的终态 ( $p, T_2$ )。其中 (a) 采用绝热搅拌方法，(b) 采用容器底部与变温热源在无限小温差下进行传热的方法。取容器中的工质为系统，该系统



(a) 绝热搅拌

(b) 可逆传热

图 5-10 熵变、熵流与熵产

为闭口系统，(a)，(b) 的熵方程均可表示为：

$$\Delta s = s_f + s_g$$

由于 (a)，(b) 的初、终状态均相同，故二者的熵变应该相等，即  $\Delta S_a = \Delta S_b$ 。然而，(a) 为绝热搅拌， $s_f = 0$ ，故  $\Delta S_a = S_g$ ，说明 (a) 系统的熵变是由耗散效应的熵产所致；(b) 为可逆传



热,  $S_g = 0$ , 即  $\Delta S_b = S_f$ , 说明系统熵变是由随热流传递的熵流所致。由于系统熵变取决于初、终状态, 无论过程是否可逆, 系统熵变均可通过可逆的途径计算得出, 设工质的定压比热  $c_p$  为定值, 则有:

$$\Delta s_a = \Delta s_b = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = \int_1^2 \frac{c_p dT}{T} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}))$$

## 2. 开口系统熵方程

穿过控制体边界传递的熵流, 除随热流传递的熵流外, 还包括随物质流传递的熵流。如图 5-11 所示, 进入控制体的质流熵为  $s_1 \delta \dot{m}_1$ , 输出控制体的质流熵为  $s_2 \delta \dot{m}_2$ 。

图中符号表示:

- $s_1$  —— 进入系统每 kg 物质的熵;
- $s_2$  —— 流出系统每 kg 物质的熵;
- $\delta \dot{m}_1$  ——  $d\tau$  时间内进入系统的质量;
- $\delta \dot{m}_2$  ——  $d\tau$  时间内流出系统的质量;
- $\delta S_f$  —— 开口系统由于热交换而引起的熵流;
- $\delta S_g$  —— 开口系统由于不可逆引起的熵产;
- $dS_{cv}$  —— 开口系统(控制体)熵的变化。

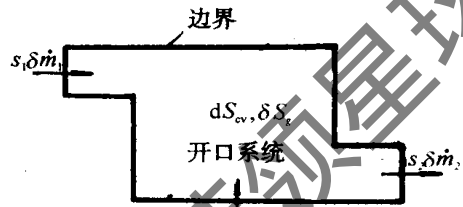


图 5-11 开口系统熵方程示意图

按熵方程的一般形式, 控制体熵方程可写成:

$$(s_1 \delta \dot{m}_1 - s_2 \delta \dot{m}_2) + \delta S_f + \delta S_g = dS_{cv} \quad (5-14)$$

对于有限过程, 由上式积分得:

$$\Delta S_{cv} = S_f + S_g + s_1 \dot{m}_1 - s_2 \dot{m}_2 \quad (5-14a)$$

对于稳态稳流的开口系统,  $\Delta S_{cv} = 0$ , 且  $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ , 则可得单位质量工质表示的稳态稳流熵方程:

$$s_f + s_g + (s_1 - s_2) = 0$$

或

$$s_g = s_2 - s_1 - s_f \quad (5-15)$$

## 3. 孤立系统熵方程

孤立系统与外界没有任何的熵流传递, 因此, 按熵方程的一般形式可表示为:

$$\Delta S_{iso} = S_g \quad (5-16)$$

上式说明: 孤立系统的熵变等于孤立系统的熵产, 也就是说孤立系统的熵产可以通过该系统各组成部分的熵变进行计算。

即

$$S_g = \Delta S_{iso} = \sum \Delta S_i \quad (5-17)$$

式中  $\Delta S_i$  —— 组成孤立系统的任一子系统的熵变。

**【例 5-4】** 气体在容器中绝热自由膨胀是一个典型的不可逆绝热过程。如图 5-12 所示。设容器左右两边容积相等, 左边盛有 0.1kg 空气, 右边为真空, 容器为刚性绝热。当隔板抽去后, 空气充满整个容器, 求空气熵的变化。

**【解】** 取整个容器为系统, 因为是一个不可逆绝热过程,  $S_f = 0$ , 所以按式 (5-13) 其熵的变化应是

$$\Delta S_{ad} = S_f + S_g = S_g$$

根据熵是状态参数的特点, 只要知道初、终态参数值, 就可计算不可逆绝热自由膨胀过程中工质熵的变化了。

从热力学第一定律可知  $Q = \Delta U + W$ 。因为  $Q = 0, W = 0$ , 所以  $\Delta U = 0$ 。对理想气体来说  $\Delta U = 0$ , 则  $\Delta T = 0$ , 即  $T_2 = T_1$ 。已知  $V_2 = 2V_1$ , 代入理想气体熵计算式, 可得

$$\begin{aligned}\Delta S_{ad} &= m(c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}) \\ &= 0.1 \times 287 \ln 2 = 19.89 \text{ J/K}\end{aligned}$$

从上面的计算可知, 虽然是绝热过程, 但熵却增加, 这增加的部分是由于不可逆膨胀的熵产引起的, 即  $\Delta S_{ad} = S_g$ 。

**【例 5-5】** 压缩空气通过气轮机进行绝热膨胀并对外做功, 如图 5-13 所示。已知气轮机进气参数为  $p_1 = 400 \text{ kPa}$ ,  $T_1 = 400 \text{ K}$ , 排气参数为  $p_2 = 200 \text{ kPa}$ ,  $T_2 = 350 \text{ K}$ 。设空气为定比热理想气体, 试求每流过  $1 \text{ kg}$  气体造成的熵产。

**【解】** 取气轮机为控制体, 连同它的外界空气质源及功源构成孤立系统, 列熵方程:

$$\Delta S_{iso} = \Delta S_{c,v} + \Delta S_{sur}$$

因为气轮机为稳态稳流工况, 所以  $\Delta S_{c,v} = 0$ 。

气轮机入口处空气源(外界)随  $1 \text{ kg}$  气体流出了熵  $s_1$ (为负), 排气处空气源(外界)流入了熵  $s_2$ (为正), 而外界功源没有熵的变化, 于是  $\Delta S_{sur} = s_2 - s_1$ 。

$$\begin{aligned}\Delta S_{iso} &= 0 + s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \\ &= 1.01 \ln \frac{350}{400} - 0.287 \ln \frac{200}{400} = 0.064 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})\end{aligned}$$

## 二、作功能力损失

根据热力学第二定律的论述, 一切实际过程都是不可逆过程, 都伴随着熵的产生和作功能力的损失, 这二者之间必然存在着内在的联系。通常取环境状态作为衡量系统作功能力大小的参考状态, 即认为系统与环境状态相平衡时, 系统不再有作功能力。作功能力损失与熵产之间的关系可表示为:

$$L = T_0 S_g \quad (\text{J}) \quad (5-18)$$

对于孤立系统, 由于  $\Delta S_{iso} = S_g$ , 所以

$$L_{iso} = T_0 \Delta S_{iso} \quad (\text{J}) \quad (5-19)$$

式中  $T_0$  —— 环境温度 (K)。

下面举例证明上述结论的正确性。图 5-14 所示为一可逆循环, 图 5-15 所示为工质从热源吸热时存在温差  $(T - T')$  的不可逆循环。假设两种循环从热源  $T$  吸取相同的热量  $q$ , 经可逆热机对外作功后, 向相同的冷源  $T_0$  (即环境) 放热, 现比较两种循环的作功能力大小。

将两种循环同时表示在  $T-s$  图上, 如图 5-16 所示,  $a-b-c-d-a$  为可逆循环, 用  $a'-b'-c'-d-a'$  代替不可逆循环。

对两种循环分别取孤立系统进行分析:

可逆循环:

对外作最大功:

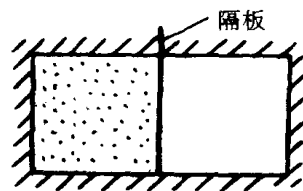


图 5-12 绝热自由膨胀

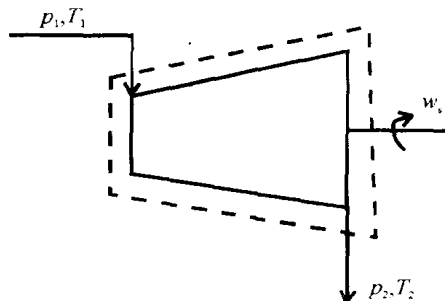


图 5-13 气轮机

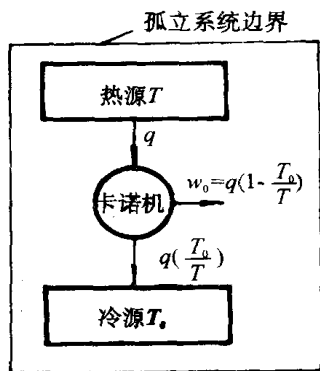


图 5-14 孤立系统中进行可逆循环

$$w_0 = q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right)$$

熵方程:  $\Delta s_{iso} = 0$

不可逆循环 (相当于  $T'$  与  $T_0$  间的可逆循环):

对外作最大功:  $w'_0 = q \left( 1 - \frac{T_0}{T'} \right)$

熵方程:  $\Delta s_{iso} = \Delta s_1 + \Delta s_0 + \Delta s_2$

式中  $\Delta s_1$  —— 热源  $T$  的熵变,  $\Delta s_1 = -\frac{q}{T}$ ;

$\Delta s_0$  —— 工质循环的熵变,  $\Delta s_0 = 0$ ;

$\Delta s_2$  —— 冷源  $T_0$  的熵变,  $\Delta s_2 = \frac{q'_0}{T_0}$ 。

因为  $q'_0 = q - w'_0 = q - q \left( 1 - \frac{T_0}{T'} \right) = \frac{T_0}{T'} q$

所以  $\Delta s_2 = \frac{q}{T'}$

于是  $\Delta s_{iso} = \left( \frac{1}{T'} - \frac{1}{T} \right) q$

不可逆循环比可逆循环少作的功 (即不可逆损失) 为:

$$\begin{aligned} l &= w_0 - w'_0 = T_0 \left( \frac{1}{T'} - \frac{1}{T} \right) q \\ &= T_0 \Delta s_{iso} \end{aligned}$$

此例证明了式 (5-19) 的正确性。

**【例 5-6】** 某热机循环工作于热源  $t_1 = 500^\circ\text{C}$  及冷源  $t_2 = 20^\circ\text{C}$  之间, 它进行的是一个  $a-b-c-d-a$  不可逆循环, 如图 5-17 所示。  $a-b$  为可逆等温吸热,  $b-c$  为不可逆绝热膨胀, 工质熵增加  $0.1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,  $c-d$  为可逆等温放热过程,  $d-a$  为定熵压缩过程。循环工质为  $1 \text{ kg}$  空气, 热源放热量  $q_1 = 1000 \text{ kJ}/\text{kg}$ 。求循环净功及孤立系统作功能力损失, 它是否符合式 (5-

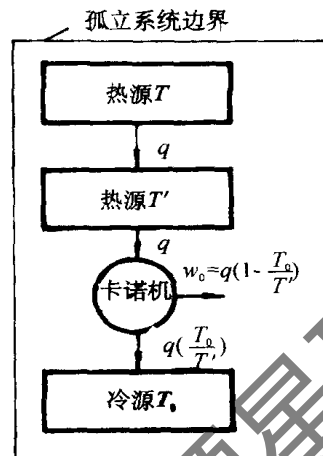


图 5-15 孤立系统中存在着不可逆过程

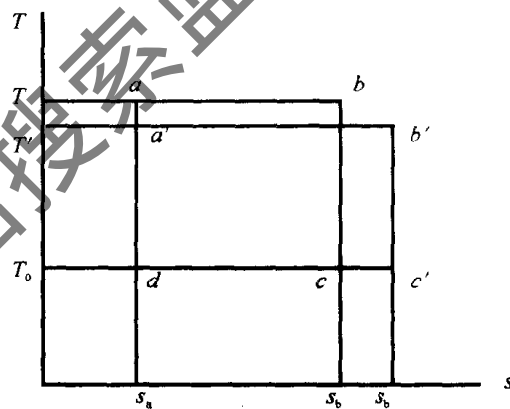


图 5-16 两种循环比较

19)。

【解】 热源放热  $q_1 = 1000 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，熵减小为

$$\Delta s_1 = -\frac{q_1}{T_1} = -\frac{1000}{273 + 500} = -1.294 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

冷源吸热  $q_2$ ，熵增加为

$$\begin{aligned} \Delta s_2 &= \frac{q_2}{T_2} = |\Delta s_1| + 0.1 = 1.294 + 0.1 \\ &= 1.394 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \end{aligned}$$

冷源吸热量  $q_2$  为

$$q_2 = T_2 \Delta s_2 = 293 \times 1.394 = 408.4 \text{ kJ/kg}$$

因此可得不可逆循环  $a-b-c-d-a$  的热效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{408.4}{1000} = 0.5916$$

循环净功

$$w_0 = q_1 - q_2 = q_1 \eta_t = 1000 \times 0.5916 = 591.6 \text{ kJ/kg}$$

孤立系统熵增为

$$\Delta s_{\text{iso}} = \Delta s_1 + \Delta s_0 + \Delta s_2 = -1.294 - 0 + 1.394 = 0.1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

如在  $T_1$  与  $T_2$  之间进行可逆循环，则可得最大循环净功

$$w_{0,\text{max}} = q_1 \eta_{tc} = 1000 \left(1 - \frac{293}{773}\right) = 620.9 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

不可逆损失为

$$l = w_{0,\text{max}} - w_0 = 620.9 - 591.6 = 29.3 \text{ kJ/kg}$$

由式 (5-19) 可得

$$l = T_2 \Delta s_{\text{iso}} = 293 \times 0.1 = 29.3 \text{ kJ/kg}$$

以上计算再次验证了式 (5-19) 的普遍适用性。

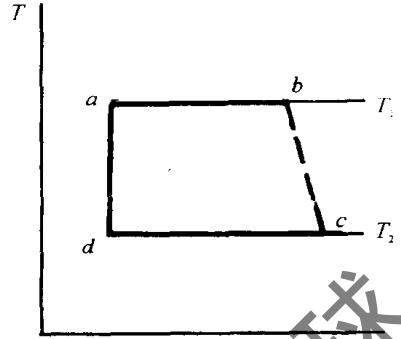


图 5-17 例题 5-6 图示

## 第五节 焓 与 熵

焓与熵是近年来在热力学及能源科学领域中广泛用来评价能量利用价值的新参数。焓是能量可用性、可用能、有效能的统称，它把能量的“量”和“质”结合起来评价能量的价值，更深刻地揭示了能量在传递和转换过程中能质退化的本质，为合理用能、节约用能指明了方向。

### 一、焓与熵的定义

能量“质”的指标是根据它的作功能力来判断的，因此，可以根据能量转换能力将能量分为三种类型。

1. 可以完全转换的能量，如机械能、电能等，理论上可以百分之百地转换为其他形式的能量，这种能量的“量”和“质”完全统一，它的转换能力不受约束。

2. 可部分转换的能量，如热量、内能等，这种能量的“量”和“质”不完全统一，它的转换能力受热力学第二定律约束。

3. 不能转换的能量，如环境内能，这种能量只有“量”没有“质”。

由于能量的转换与环境条件及过程特性有关，为了衡量能量的最大转换能力，人们规定环境状态作为基态（其能质为零），而转换过程应为没有热力学损失的可逆过程，由此得出焔的定义。

当系统由任意状态可逆转变到与环境状态相平衡时，能最大限度转换为“可完全转换能量”的那部分能量称为焔（exergy）。

不能转换为焔的那部分能量称为炆（anergy）。

显然，按能量转换能力分类的第一种能量便是焔，第三种能量为炆，第二种能量包含焔和炆。即

$$\text{能量} = \text{焔} + \text{炆}$$

或

$$E_n = Ex + An \quad (5-20)$$

应用焔和炆的概念可将能量转换规律表述为：

热力学第一定律：能量守恒，即焔和炆的总量守恒，可表示为  $(\Delta Ex + \Delta An)_{iso} = 0$ 。

热力学第二定律：一切实际热力过程中不可避免地发生部分焔退化为炆，而炆不能再转化为焔，可称为孤立系统焔降原理，并表示为  $\Delta Ex_{iso} \leq 0$ 。

由此可见，焔与熵都可作为过程方向性及热力学性能完善性的判据。

## 二、热量焔与冷量焔

1. 热量焔：当热源温度  $(T)$  高于环境温度  $(T_0)$  时，从热源取得热量  $Q$ ，通过可逆热机可能对外界作出的最大功称为热量焔。

如图 5-18 所示，可逆循环作最大功：

$$\begin{aligned} Ex_Q &= \int_{(Q)} \delta W_{\max} = \int_{(Q)} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \\ &= Q - T_0 S_f \end{aligned} \quad (5-21)$$

式中  $S_f = \int_{(Q)} \frac{\delta Q}{T}$  —— 随热流携带的熵流。

热量焔除与热量有关外，还与温度有关，在环境温度  $T_0$  一定时， $T$  越高，转换能力越强，热量中的焔值越高。

$$\text{热量炆: } An_Q = Q - Ex_Q = T_0 S_f \quad (5-22)$$

上式表明，在  $T_0$  一定的情况下，热量焔与熵流成正比。炆是不可用能（或称无效能），因此，熵从能量转换的角度可以理解为不可用能的度量。对系统加热，既增加了系统的可用能，也增加了系统的不可用能。

单位质量物质的热量焔与热量炆在  $T-s$  图上表示，如图 5-19 所示：

2. 冷量焔：当系统温度  $(T)$  低于环境温度  $(T_0)$  时，从致冷角度理解，按逆循环进行，从系统（冷源）获取冷量  $Q_0$ ，外界消耗一定量的功，将  $Q_0$  连同消耗的功一起转移到环境中去。在可逆条件下，外界消耗的最小功即为冷量焔。反之，如果低于环境温度的系统吸收冷量  $Q_0$  时，向外界提供冷量焔，即可以用它作出有用功。

如图 5-20 所示，按逆卡诺循环：

$$\epsilon_c = \frac{\delta Q_0}{\delta W_{\min}} = \frac{T}{T_0 - T}$$

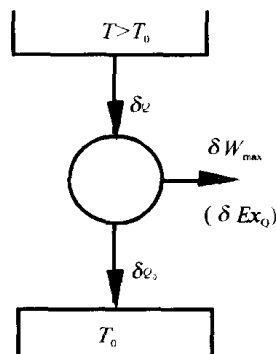
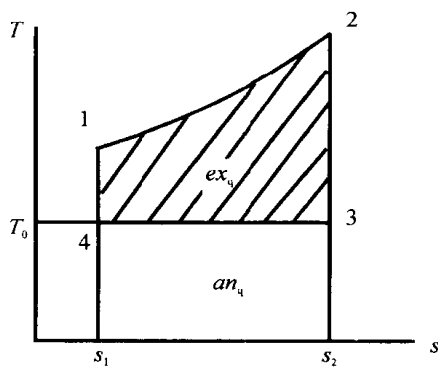
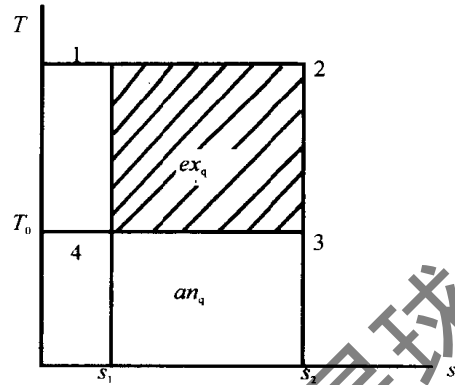


图 5-18 热量焔



(a) 变温热源



(b) 恒温热源

图 5-19 热量焔与热量焔

$$\begin{aligned} \text{即 } \delta Ex_{Q_0} &= \delta W_{\min} = \frac{T_0 - T}{T} \delta Q_0 \\ &= \left( \frac{T_0}{T} - 1 \right) \delta Q_0 \end{aligned}$$

$$\text{或 } Ex_{Q_0} = T_0 S_f - Q_0 \quad (5-23)$$

式中  $S_f = \int_{(Q_0)} \frac{\delta Q_0}{T}$  —— 冷量中携带的熵流。

冷量焔: 由热力学第一定律,  $Q = Q_0 + Ex_{Q_0} = T_0 S_f$ , 该能量是为获取制冷量  $Q_0$  而必须传给环境的能量, 此能量不能再转化为焔, 称为冷量焔。即

$$An_{Q_0} = T_0 S_f \quad (5-24)$$

单位质量工质的冷量、冷量焔与冷量焔在  $T-s$  图上表示, 如图 5-21 所示。

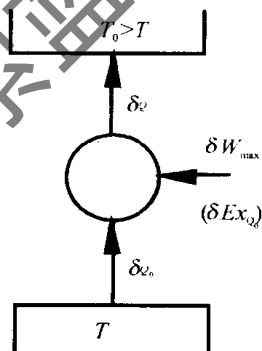
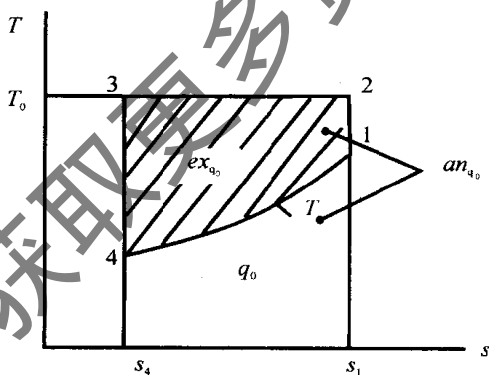
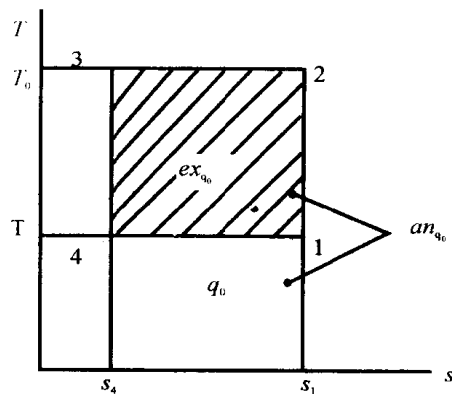


图 5-20 冷量焔



(a) 变温冷源



(b) 恒温冷源

图 5-21 冷量焔、冷量焔、冷量

由  $T-s$  图可见, 系统温度越低, 冷量焔越大, 即外界消耗的功越多。工程上冷库在满足

工艺要求的低温度条件下，为了节约能源不要使系统维持在更低的低温下运行。同时，要重视回收利用低温物质存在的焓值。

还需指出，由于热量或冷量是过程量，因此，热量焓、冷量焓及其焓都是过程量。

### 三、内能焓

当闭口系统所处状态不同于环境状态时都具有作功能力，即有焓值。闭口系统从给定状态 $(p, T)$ 可逆地过渡到与环境状态 $(p_0, T_0)$ 相平衡，对外所作最大有用功称为内能焓。

如图 5-22 所示，设系统状态高于环境状态，为了保证系统与环境之间实现可逆换热条件，系统必须首先进行绝热膨胀，当系统温度达到与环境温度相等时，才能进行可逆换热，因此，系统可逆过渡到环境状态，首先经历一个定熵过程，然后是定温过程。

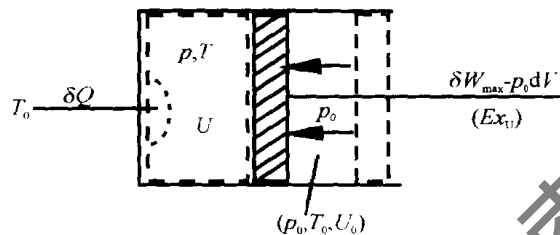


图 5-22 内能焓

考虑到系统膨胀时对环境作功  $p_0 dV$  不能被有效利用，故最大有用功（即内能焓）为：

$$\delta W_{\max, u} = dEx_u = \delta W_{\max} - p_0 dV$$

按热力学第一定律：

$$\delta Q = dU + \delta W_{\max} = dU + p_0 dV + \delta W_{\max, u} \quad (a)$$

按热力学第二定律：由闭口系统与环境组成的孤立系统，进行可逆过程其熵增为零，即  $dS_{\text{iso}} = dS + dS_{\text{sur}} = 0$ ，由此可得出：

$$\delta Q = T_0 dS \quad (b)$$

合并式(a)、(b)，并由初态 $(p, T)$ 积分至终态 $(p_0, T_0)$ ，得

$$T_0(S_0 - S) = (U_0 - U) + p_0(V_0 - V) + \delta W_{\max, u}$$

$$\text{或} \quad Ex_u = W_{\max, u} = (U - U_0) - T_0(S - S_0) + p_0(V - V_0) \quad (5-25)$$

当环境状态一定时，内能焓仅取决于系统状态，因此，内能焓是状态参数。

内能焓的微分形式为：

$$dEx_u = dU - T_0 dS + p_0 dV \quad (5-26)$$

单位质量内能焓的微分形式：

$$dex_u = du - T_0 ds + p_0 dv \quad (5-26a)$$

内能焓表示在  $p-v$  图,  $T-s$  图上, 如图 5-23 所示。

图中：A——系统所处初状态 $(p, T)$ ；

O——环境状态 $(p_0, T_0)$

系统首先进行定熵过程 (AB)，然后进行定温过程 (BO) 可逆过渡到环境状态。图中带有斜影线的面积为内能焓  $ex_u$ 。

内能焓： $An_u = (U - U_0) - Ex_u$

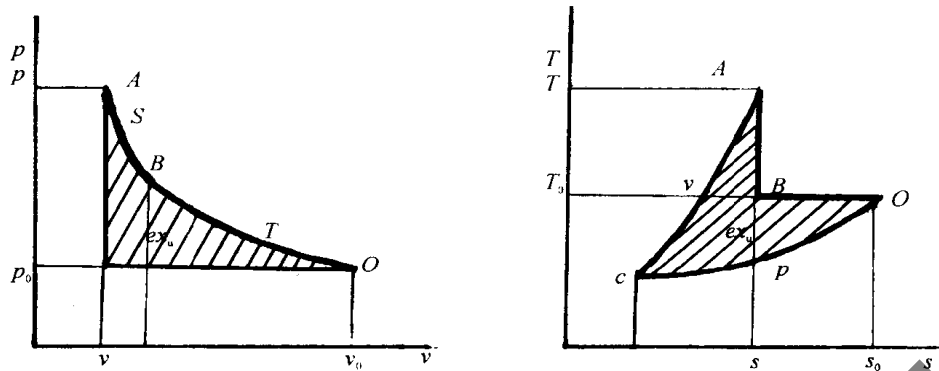


图 5-23 内能焓  $p-v, T-s$  图

$$= T_0(S - S_0) - p_0(V - V_0) \quad (5-27)$$

或

$$dAn_u = T_0 ds - p_0 dV \quad (5-27a)$$

#### 四、焓焓

开口系统稳态稳流工质的总能量包括焓、宏观动能和位能，其中动能和位能属机械能，本身便是焓，为确定流动工质的焓焓，故不考虑工质动能、位能及其变化。

如图 5-24 所示，忽略动能、位能变化。工质流从初态  $(p, T)$  可逆过渡到环境状态  $(p_0, T_0)$ ，单位工质焓降  $(h - h_0)$  可能作出的最大技术功便是工质流的焓焓。

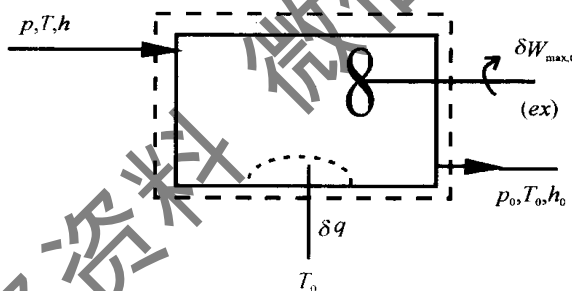


图 5-24 焓焓

同样，为了使系统与环境之间进行可逆换热，工质首先必须进行一个定熵过程，温度达到  $T_0$ ，然后再与环境进行定温换热。总之，过程仍然是先定熵，后定温。

按热力学第一定律：

$$\delta q = dh + \delta w_{\max,t} \quad (a)$$

按热力学第二定律：

$$\delta q = T_0 ds \quad (b)$$

合并式 (a)、(b)，并从工质流初态  $(p, T)$  积分至环境状态  $(p_0, T_0)$ ，得焓焓为：

$$ex = w_{\max,t} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5-28)$$

$$\text{微分形式: } dex = dh - T_0 ds \quad (5-28a)$$

当环境状态一定时，焓焓为状态参数。工程上遇到的大多数是稳态稳流工况，因此，式 (5-28) 有着广泛的应用。



焓熵在  $p-v$  图与  $T-s$  图上表示,如图 5-25 所示。图中:1 为工质流的初态( $p, T$ ), 0 为环境状态( $p_0, T_0$ ), 1-2 为定熵线, 2-0 为定温线, 5-0 为定焓线( $h_0$ ), 5-1 为定压线。图中斜影线面积所示为焓熵。

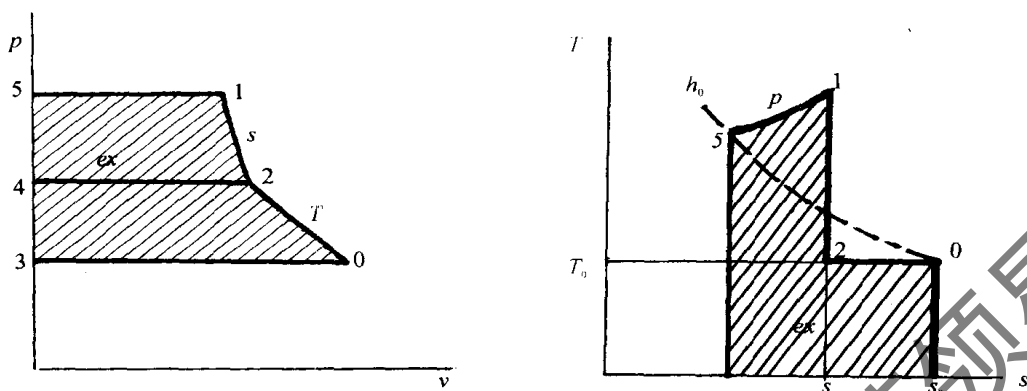


图 5-25 焓熵火用  $p-v$  图,  $T-s$  图

稳态稳流工质所携带的能量(焓)中,不能转换为有用功(焓)的那部分能量即为焓熵:

$$an = (h - h_0) - ex = T_0(s - s_0) \quad (5-29)$$

或

$$dan = T_0 ds \quad (5-29a)$$

**【例 5-7】** 容积  $V = 0.3\text{m}^3$  的刚性容器中储有空气,初态  $p_1 = 3\text{MPa}$ ,  $t_1 = t_0 = 25^\circ\text{C}$ , 当连接容器的阀门打开后,空气压力迅速降低至  $p_2 = 1.5\text{MPa}$ , 然后关闭阀门。试求:(a) 容器中空气初态的焓值;(b) 刚关闭阀门时空气的焓值。设环境状态  $p_0 = 100\text{kPa}$ ,  $T_0 = 298\text{K}$ 。

**【解】** (a) 空气初态的焓值:取刚性容器为系统,空气焓值为闭口系统的内能焓。

容器中空气初态质量:

$$m_1 = \frac{p_1 V}{RT_1} = \frac{3000 \times 0.3}{0.287 \times 298} = 10.523\text{kg}$$

初态空气比容:  $v_1 = \frac{V}{m_1} = \frac{0.3}{10.523} = 0.0285\text{m}^3/\text{kg}$

环境状态空气比容:  $v_0 = \frac{RT_0}{p_0} = \frac{0.287 \times 298}{100} = 0.8553\text{m}^3/\text{kg}$

空气初态焓值:  $Ex_1 = m_1 ex_1$

$$Ex_1 = m_1 [(u_1 - u_0) + p_0(v_1 - v_0) - T_0(s_1 - s_0)]$$

$$= m_1 [c_v(T_1 - T_2) + p_0(v_1 - v_0) - T_0(c_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{p_1}{p_0})]$$

$$= 10.523 [0 + 100(0.0285 - 0.8553) - 298(0 - 0.287 \ln \frac{3}{0.1})] = 2191\text{kJ}$$

(b) 刚关闭阀门时空气的焓值:

迅速排气可理想化为可逆绝热过程, 空气终态温度:  $T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 298 \left( \frac{1.5}{3} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$

$$= 244.4\text{K} \quad \text{终态比容: } v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{0.287 \times 244.4}{1500} = 0.0468\text{m}^3/\text{kg}$$

终态空气质量:  $m_2 = \frac{V}{v} = \frac{0.3}{0.0468} = 6.41\text{kg}$

终态焓值:  $Ex_2 = m_2 ex_2$

$$Ex_2 = 6.41 [0.7165(244.4 - 298) + 100(0.0468 - 0.8553) - 298 \left( 1.004 \ln \frac{244.4}{298} - 0.287 \ln \frac{1.5}{0.1} \right)]$$

$$= 1101\text{kJ}$$

**【例 5-8】** 质量流量为  $m = 12.5\text{kg/s}$  的烟气, 定压地流过换热器, 温度从  $300\text{C}$  降低至  $200\text{C}$ 。设烟气定压比热  $c_p = 1.09\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ , 环境温度  $t_0 = 25\text{C}$ 。试求烟气流过换热器前、后的焓值。

**【解】** 烟气稳态稳流通过换热器, 烟气的焓值为焓烟。

流进换热器前焓值:  $Ex_1 = m ex_1$

$$Ex_1 = m [(h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)]$$

$$= m [c_p(T_1 - T_0) - T_0(c_p \ln \frac{T_1}{T_0})]$$

$$= 12.5 [1.09(573 - 298) - 298 \times (1.09 \ln \frac{573}{298})]$$

$$= 1092.4 \text{ kW}$$

通过换热器后的焓值:  $Ex_2 = m ex_2$

$$Ex_2 = 12.5 [1.09(473 - 298) - 298 \times (1.09 \ln \frac{473}{298})]$$

$$= 508.5 \text{ kW}$$

## 第六节 焓分析与焓方程

正如一切不可逆过程要产生熵一样, 一切不可逆过程都会造成焓损失。二者从不同角度揭示不可逆过程中能质的退化、贬值。利用熵分析法与焓分析法所得结果是一致的。

### 一、焓分析与能量分析的比较

对能量系统进行用能分析, 通常有两种方法: 其一, 依据热力学第一定律的能量分析法; 其二, 依据热力学第二定律的熵分析法或热力学第一定律与热力学第二定律相结合的焓分析法。下面举例说明能量分析法与焓分析法的区别。

如图 5-26 所示: 工质流为稳态稳流。

图(a) 表示控制体收入能量( $E_1$ ) 和输出能量( $E_2, W_s, Q$ ) 的数量关系; (b) 表示对应于图(a) 各项能量的焓值。输出项中除对外作功  $W_s$  为有效利用能量外, 其余各项均作为控制体的能量或焓的损失。两种分析列于表 5-1。

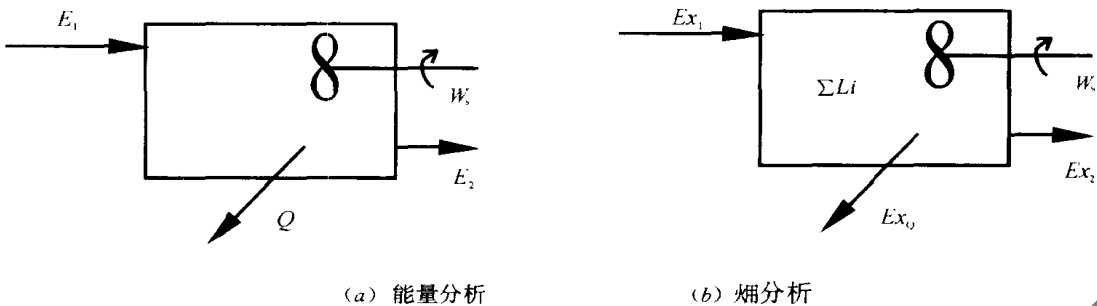


图 5-26 焓分析与能量分析比较

名称	能量分析	焓分析
依据	热力学第一定律	热力学第一、第二定律
平衡式	$E_1 = W_s + E_2 + Q$	$Ex_1 = W_s + Ex_2 + Ex_Q + \Sigma Li$
效率	$\eta = \frac{W_s}{E_1} = 1 - \frac{Q + E_2}{E_1}$	$\eta_{ex} = \frac{W_s}{Ex_1} = 1 - \frac{Ex_2 + Ex_Q + \Sigma Li}{Ex_1}$

表中： $\Sigma Li$ ——控制体内各项焓损失；

$\eta_{ex}$ ——焓效率， $\eta_{ex} = \frac{\text{收益焓}}{\text{支付焓}}$ 。

从表中可以看出两种分析方法具有不同的特点：

(1) 能量分析中是功量、热量等不同质的能量的数量平衡或比值；而焓分析是同质能量的平衡式或比值。说明焓分析比能量分析更科学、合理。

(2) 能量分析仅反映出控制体输出外部能量的损失，如  $Q$ 、 $E_2$ ；而焓分析除反映控制体输出外部的焓损失  $Ex_1$ 、 $Ex_Q$  外，还能反映控制体内各种不可逆因素造成的焓损失  $\Sigma Li$ 。说明焓分析比能量分析更全面，更能深刻揭示能量损耗的本质，找出各种损失的部位、大小、原因，从而指明减少损失的方向与途径。

由于能量分析存在局限性，有时可能得出错误的信息。例如，现代化电站锅炉按能量分析其热效率高 90% 以上，似乎能量已被充分利用，节能已无多少潜力可挖。然而，按焓分析焓效率约为 40%，锅炉内部的燃料燃烧及烟气与水系之间的温差传热造成很大的不可逆焓损失，表明直接采用燃料燃烧加热水发生蒸汽的方式，不是最理想的用能方式。再如，蒸汽动力循环按能量分析，其最大能量损失发生在凝汽器（约占 50%），而按焓分析凝汽器中虽然损失的能量数量很大，但因其温度接近环境温度，焓损失却很小（约占 1%~2%），已没有多大利用价值。可见两种分析方法所得结论可能完全不同，焓分析更科学、更全面。

尽管能量分析存在一定的缺陷，但是，它能确定系统能量的外部损失，为节能指明一定方向，同时，能量分析也为焓分析提供能量平衡的依据，因此，对用能系统的全面分析需同时作能量分析和焓分析，以寻求提高用能效率和节能的有效途径。

## 二、焓方程

对能量系统进行焓分析时，必须确定系统各部位的焓损失，采用类似于建立能量方程和熵方程的方法建立焓方程，这时需将焓损失当作系统输出部分列入方程中，其一般形式为：

输入焓—输出焓—焓损失=系统焓变  
或 焓损失=输入焓—输出焓—系统焓变

### 1. 闭口系统焓方程

如图 5-27 所示:取气缸中气体作系统,气体由初态  $(p_1, T_1)$  膨胀到终态  $(p_2, T_2)$ , 系统与外界有热量和功量交换, 输入系统焓为热量焓  $Ex_Q$ , 输出焓为  $(W - p_0 \Delta V)$ , 其中  $p_0 \Delta V$  是系统对环境做功, 不能被有效利用。

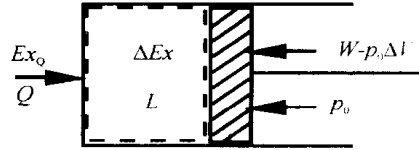


图 5-27 闭口系统焓方程

按焓方程的一般形式可写成:

$$\text{焓损失 } L = Ex_Q - (W - p_0 \Delta V) - \Delta Ex \quad (5-30)$$

式中  $\Delta Ex$ ——系统焓变

$$-\Delta Ex = (U_1 - U_2) - T_0(S_1 - S_2) + p_0(V_1 - V_2) \quad (a)$$

$Ex_Q$ ——热量焓

$$Ex_Q = Q - T_0 S_f \quad (b)$$

$$Q = (U_2 - U_1) + W \quad (c)$$

将 (a) (b) (c) 式代入式 (5-30) 经整理而得

$$L = T_0[(S_2 - S_1) - S_f] = T_0 S_g \quad (5-31)$$

上式表明:闭口系统内不可逆过程造成的焓损失等于环境温度  $(T_0)$  与系统熵产之乘积。该式与由熵产求作功能力损失的式 (5-18) 相同, 说明熵法和焓法分析结果的一致性。

### 2. 开口系统焓方程

如图 5-28 所示,控制体输入焓:包括随质流进入控制体传递的焓  $(ex_1 + \frac{1}{2}c_1^2 + gz_1)\delta\dot{m}_1$  和热量焓  $\delta Ex_Q$ 。

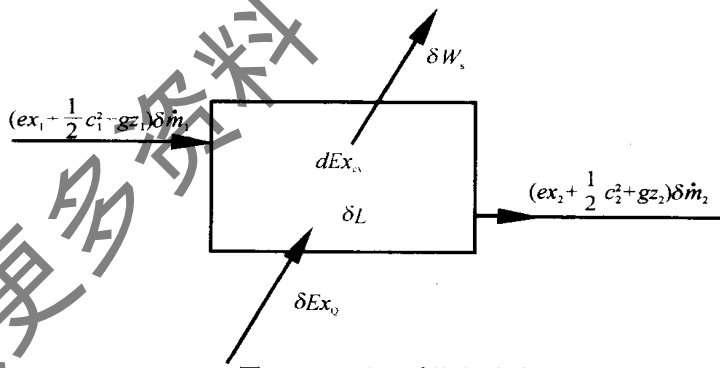


图 5-28 开口系统焓方程

输出焓:包括离开控制体质流的焓  $(ex_2 + \frac{1}{2}c_2^2 + gz_2)\delta\dot{m}_2$  和输出轴功  $\delta W_s$ 。

对于微元热力过程,按焓方程的一般形式可写成:

$$\text{控制体焓变: } dEx_{cv} = \delta Ex_Q - \left[ (ex_2 + \frac{1}{2}c_2^2 + gz_2)\delta\dot{m}_2 - (ex_1 + \frac{1}{2}c_1^2 + gz_1)\delta\dot{m}_1 \right] - \delta W_s - \delta L \quad (5-32)$$

式 (5-32) 为开口系统焓方程的一般式,适用于稳态和非稳态过程。

对于稳态稳流:  $dEx_{cv} = 0$ , 且  $\delta\dot{m}_1 = \delta\dot{m}_2 = \delta\dot{m}$  于是可整理得单位质量工质有限过程的

焓方程:

$$ex_q - (ex_2 - ex_1) - \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) - g(z_2 - z_1) - w_s - l = 0$$

或 
$$ex_q - \Delta ex = \frac{1}{2}\Delta c^2 + g\Delta z + w_s + l \quad (5-33)$$

式(5-33)方程左方为热量焓与工质焓降之和,右方为技术功与焓损失之和。

当忽略动能、位能变化时:

$$ex_q - \Delta ex = w_s + l$$

或 
$$\begin{aligned} l &= ex_q - \Delta ex - w_s \\ &= (q - T_0 s_f) - (\Delta h - T_0 \Delta s) - w_s \\ &= q - (\Delta h + w_s) + T_0(\Delta s - s_f) \\ &= T_0(\Delta s - s_f) = T_0 s_g \end{aligned} \quad (5-34)$$

式(5-34)表明,开口系统焓损失仍然等于环境温度( $T_0$ )与熵产( $s_g$ )之乘积。

### 3. 孤立系统焓方程

取闭口系统与开口系统进行焓分析所求得之焓损失,仅是系统内部不可逆造成的可用能损失,不包括系统外部的焓损失。欲求整个装置或全过程的焓损失时,应取孤立系统进行焓分析。孤立系统没有焓的输入与输出,按焓方程的一般形式可表示为:

$$L_{iso} = -\Delta Ex_{iso} = -\sum_{i=1}^n \Delta Ex_i \quad (5-35)$$

式中  $-\Delta Ex_i$  —— 组成孤立系统的任一子系统的焓降。

意即:孤立系统的不可逆损失(焓损失)等于所有子系统焓降之和。

孤立系统焓损失也可以通过孤立系统熵增进行计算,即[参看式(5-19)]

$$L_{iso} = T_0 \Delta S_{iso} \quad (5-36)$$

由于焓损失  $L_{iso} \geq 0$ ,可逆时等于零,不可逆时大于零。因此,孤立系统焓变  $\Delta Ex_{iso} \leq 0$ ,可逆时焓不变,不可逆时焓减小。一切实际过程都是不可逆过程,所以孤立系统的焓只能减少,这就是孤立系统的焓降原理。实际过程中能量数量总是守恒的,而焓却不断地减少,节能实为节焓。用能时要尽量减少焓的损失,充分发挥焓的效益。

**【例 5-9】** 压气机空气入口处温度  $t_1 = 17^\circ\text{C}$ , 压力  $p_1 = 100\text{kPa}$ , 经不可逆绝热压缩至  $p_2 = 400\text{kPa}$ ,  $t_2 = 207^\circ\text{C}$ , 设外界环境参数  $t_0 = 17^\circ\text{C}$ ,  $p_0 = 100\text{kPa}$ , 空气定压比热  $c_p = 1.01\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。试求:空气压缩过程的焓损失和压气机的焓效率。

**【解】** 取压气机为控制体,整个压气过程为稳态稳流工况。

列能量方程:压气轴功为

$$\begin{aligned} w_s &= h_2 - h_1 = c_p(t_2 - t_1) = 1.01(207 - 17) \\ &= 191.9\text{kJ/kg} \end{aligned}$$

列焓方程:  $ex_1 + w_s - ex_2 - l = \Delta ex_{cv}$

稳态稳流工况:  $\Delta ex_{cv} = 0$

焓损失: 
$$\begin{aligned} l &= ex_1 - ex_2 + w_s \\ &= (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + h_2 - h_1 \\ &= T_0(s_2 - s_1) = T_0\left[c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}\right] \end{aligned}$$

$$= 290(1.01 \ln \frac{480}{290} - 0.287 \ln \frac{400}{100})$$

$$= 32.2 \text{ kJ/kg}$$

焓效率:  $\eta_{\text{ex}} = \frac{ex_2 - ex_1}{w_s} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{h_2 - h_1}$

$$= 1 - \frac{T_0(s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} = 1 - \frac{32.2}{191.9} = 83.2\%$$

**【例 5-10】** 为使刚性容器内的  $1 \text{ kg N}_2$  从  $T_1 = 310 \text{ K}$  升高至  $T_2 = 390 \text{ K}$ , 可采用下列两种方案, 其一, 采用叶轮搅拌方法; 其二, 采用从  $T = 450 \text{ K}$  的热源对容器加热的方法。已知  $\text{N}_2$  的初压  $p_1 = 200 \text{ kPa}$ , 定容比热  $c_v = 0.7442 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ , 环境温度  $T_0 = 298 \text{ K}$ 。试从热力学观点分析两种方案之优劣。

**【解】** 取刚性容器为系统

1. 按热力学第一定律分析: 列能量方程

方案一:  $q = 0$ , 加入轴功等于  $\text{N}_2$  内能的增加,

$$w_s = u_2 - u_1$$

方案二:  $w = 0$ , 加入热量等于  $\text{N}_2$  内能的增加,

$$q = u_2 - u_1$$

两种方案中  $\text{N}_2$  的初、终态均相同, 加入能量的数量相等, 即  $q = w_s$ , 因此, 依据热力学第一定律分析, 不能区别两种方案之优劣。

2. 按热力学第二定律分析, 采用焓分析法

方案一, 取刚性容器及相关外界 (功源) 为孤立系统, 列焓方程:

$$\Delta ex_{\text{iso}} = \Delta ex_{\text{N}_2} + \Delta ex_{\text{功源}}$$

式中  $\Delta ex_{\text{N}_2} = (u_2 - u_1) + p_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1)$

对于刚性容器:  $v_2 = v_1$

$$\Delta ex_{\text{功源}} = -w_s = -(u_2 - u_1) \quad (\text{功源支付焓其焓变为负值})$$

$$\Delta ex_{\text{iso}} = (u_2 - u_1) - T_0(s_2 - s_1) - (u_2 - u_1) = -T_0(s_2 - s_1)$$

$$= -T_0 c_v \ln \frac{T_2}{T_1} = -298 \times 0.7442 \ln \frac{390}{310} = -50.91 \text{ kJ/kg}$$

即焓损失:  $l_1 = -\Delta ex_{\text{iso}} = 50.91 \text{ kJ/kg}$

方案二: 取刚性容器及相关外界 (热源) 为孤立系统, 列焓方程:

$$\Delta ex_{\text{iso}} = \Delta ex_{\text{N}_2} + \Delta ex_{\text{热源}}$$

式中,  $\Delta ex_{\text{N}_2}$  同方案一

$$\Delta ex_{\text{热源}} = -ex_q = -(q - T_0 s_f) = -(u_2 - u_1) + T_0 \frac{q}{T}$$

因而可得:  $\Delta ex_{\text{iso}} = (u_2 - u_1) - T_0(s_2 - s_1) - (u_2 - u_1) + T_0 \frac{q}{T}$

$$= -T_0(s_2 - s_1) + T_0 \frac{q}{T}$$

$$= -50.91 + 298 \times \frac{0.7442(390 - 310)}{450} = -11.48 \text{ kJ/kg}$$

即焓损失:  $l_2 = -\Delta ex_{\text{iso}} = 11.48 \text{ kJ/kg}$ 。

焓分析表明方案二的焓损失小于方案一, 且由计算公式可见焓损失与热源温度  $T$  有关,  $T$

越高,即传热温差越大,焓损失也越大,但总比方案一好。从热力学第二定律分析,将功转换成热加以利用,不是用能的好办法。

### 思考题

5-1 热力学第二定律的下列说法能否成立?

1. 功量可以转换成热量,但热量不能转换成功量。
2. 自发过程是不可逆的,但非自发过程是可逆的。
3. 从任何具有一定温度的热源取热,都能进行热变功的循环。

5-2 下列说法是否正确?

1. 系统熵增大的过程必须是不可逆过程。
2. 系统熵减小的过程无法进行。
3. 系统熵不变的过程必须是绝热过程。
4. 系统熵增大的过程必然是吸热过程,它可能是放热过程吗?
5. 系统熵减少的过程必须是放热过程,可以是吸热过程吗?
6. 对不可逆循环,工质熵的变化  $\oint ds > 0$ 。
7. 在相同的初、终态之间,进行可逆过程与不可逆过程,则不可逆过程中工质熵的变化大于可逆过程中工质熵的变化。
8. 在相同的初、终态之间,进行可逆过程与不可逆过程,则两个过程中,工质与外界之间传递的热量不相等。

5-3 循环的热效率越高,则循环净功越大;反之,循环的净功越多,则循环的热效率也越高,对吗?

5-4 两种理想气体在闭口系统中进行绝热混合,问混合后气体的内能、焓及熵与混合前两种气体的内能、焓及熵之和是否相等?

5-5 任何热力循环的热效率均可用下列公式来表达:  $\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$ ,这一说法对吗?为什么?

5-6  $T-s$  图在热力学应用中有什么重要作用?不可逆过程能否在  $T-s$  图上准确地表示出来?

5-7 每公斤工质在开口系统及闭口系统中,从相同的状态 1 变化到相同的状态 2,而环境状态都是  $p_0, T_0$ 。问两者的最大有用功是否相同?

5-8 闭口系统经历一个不可逆过程,系统对外作功 10kJ,并向外放热 5kJ,问该系统熵的变化是正、是负还是可正可负?

5-9 闭口系统从热源取热 5000kJ,系统的熵增加为 20kJ/K,如系统在吸热过程中温度 300K,问这一过程是可逆的、不可逆的还是不能实现的。

5-10 为什么不可逆绝热稳定流动过程中,系统(控制体)熵的变化为零?既然是一个不可逆绝热过程,熵必然有所增加,增加的熵到哪里去了?

### 习题

5-1 卡诺循环工作于  $600^\circ\text{C}$  及  $40^\circ\text{C}$  两个热源之间,设卡诺循环每秒钟从高温热源取热 100kJ。求(1)卡诺循环的热效率;(2)卡诺循环产生的功率;(3)每秒钟排向冷源的热量。

5-2 有一循环发动机,工作于热源  $T_1 = 1000\text{K}$  及冷源  $T_2 = 400\text{K}$  之间,从热源取热 1000kJ 而作功 700kJ。问该循环发动机能否实现?

5-3 某一动力循环工作于温度为 1000K 及 300K 的热源与冷源之间,循环过程为 1-2-3-1,其中 1-2 为定压吸热过程, 2-3 为可逆绝热膨胀过程, 3-1 为定温放热过程。点 1 的参数是  $p_1 = 0.1\text{MPa}$ ,  $T_1 = 300\text{K}$ ; 点 2 的参数是  $T_2 = 1000\text{K}$ 。如循环中是 1kg 空气, 其  $c_p = 1.01\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。求循环热效率及净功。

5-4 如上题, 在热源及冷源之间进行一个卡诺循环 1-2'-3'-4'-1, 其中 1-2' 是绝热压缩过程; 2'-3' 是定温吸热过程; 3'-4' 是绝热膨胀过程; 4'-1 是定温放热过程。点 1 的参数与上题相同, 也是  $p_1 = 0.1\text{MPa}$ ,  $T_1 = 300\text{K}$ , 吸热过程 2'-3' 中的热量等于上题中定压过程 1-2 中的吸热量。如循环中也是 1kg 空气。求循环热效率及净功, 并将本题及上题两个循环过程画在同一张  $T-s$  图上进行比较。

5-5 假定利用一逆卡诺循环作为一住宅采暖设备, 室外环境温度为  $-10^\circ\text{C}$ , 为使住宅内保持  $20^\circ\text{C}$ , 每小时需供给 100000kJ 的热量。试求 (1) 该热泵每小时从室外吸取多少热量; (2) 热泵所需的功率; (3) 如直接用电炉采暖, 则需要多大功率。

5-6 有一热泵用来冬季采暖和夏季降温, 室内要求保持  $20^\circ\text{C}$ , 室内外温度每相差  $1^\circ\text{C}$ , 每小时通过房屋围护结构的热损失是 1200kJ, 热泵按逆卡诺循环工作。求 (1) 当冬季室外温度为  $0^\circ\text{C}$  时, 该热泵需要多大功率; (2) 在夏季如仍用上述功率使其按致冷循环工作, 问室外空气温度在什么极限情况下还能维持室内为  $20^\circ\text{C}$ 。

5-7 如果用热效率为 30% 的热机来拖动供热系数为 5 的热泵, 将热泵的排热量用于加热某采暖系统的循环水, 如热机每小时从热源取热 10000kJ, 则建筑物将得到多少热量?

5-8 如上题中热机的排热量也作为建筑物的供热量, 则建筑物将总共得到多少热量?

5-9 有一台可逆热机, 工质为理想气体, 在其循环 1-2-3-1 中, 1-2 为定容加热过程; 2-3 为绝热膨胀过程; 3-1 为定压放热过程。试证明该循环的热效率为

$$\eta_t = 1 - \kappa \frac{v_3/v_2 - 1}{p_2/p_1 - 1}$$

并将该循环过程表示在  $p-v$  图及  $T-s$  图上。式中  $\kappa = c_p/c_v$ 。

5-10 在热源  $T_1$  与冷源  $T_2$  之间进行 1-2-3-4-1 循环, 其中 1-2 为定温吸热过程 ( $T_1 = \text{常数}$ ); 2-3 为定容放热过程, 温度由  $T_1$  降为  $T_2$ ; 3-4 为定温放热过程 ( $T_2 = \text{常数}$ ); 4-1 为定熵压缩过程。试求该循环热效率的计算式, 并将该循环过程表示在  $p-v$  图及  $T-s$  图上。

5-11 在高温热源  $T_1 = 2000\text{K}$  及低温冷源  $T_2 = 600\text{K}$  之间进行一个不可逆循环。若工质在定温吸热过程中与热源  $T_1$  存在 60K 温差, 在定温放热过程中与冷源  $T_2$  也存在 60K 温差, 而其余两个为定熵膨胀与定熵压缩过程。试求 (1) 循环热效率; (2) 若热源供给 1000kJ 的热量, 则作功能力损失多少?

5-12 某一刚性绝热容器, 有一隔板将容器分为容积相等的两部分, 每一部分容积均为  $0.1\text{m}^3$ 。如容器一边是温度为  $40^\circ\text{C}$ , 压力为  $0.4\text{MPa}$  的空气, 另一边是温度为  $20^\circ\text{C}$ , 压力为  $0.2\text{MPa}$  的空气。当抽出隔板后, 两部分空气均匀混合而达到热力平衡。求混合过程引起的空气熵的变化。

5-13 1kg 空气由  $t_1 = 127^\circ\text{C}$  定容加热, 使压力升高到初压的 2.5 倍 ( $p_2 = 2.5p_1$ ), 然后绝热膨胀, 使容积变为原来的 10 倍 ( $v_3 = 10v_1$ ), 再定温压缩到初态而完成一个循环。若  $p_3 = 0.15\text{MPa}$ , 试求 (1) 循环热效率; (2) 循环净功; (3) 将循环 1-2-3-1 表示在  $p-v$  图及  $T-s$  图上。

5-14 流量为  $0.5\text{kg/s}$  的压缩空气流过气轮机, 如进行的是不可逆绝热膨胀过程, 进入气轮机时空气的温度为  $25^\circ\text{C}$ , 流出气轮机的压力  $p_2 = \frac{1}{2.5}p_1$ 。如气轮机的实际功率为  $20\text{kW}$ , 求气体的出口温度。如空气在气轮机中进行定熵膨胀, 出口压力  $p_2 = \frac{1}{2.5}p_1$ , 则可得到理论功率为多少 kW。用  $T-s$  图表示出这两种膨胀过程。

5-15 空气在气缸中被压缩, 由  $p_1 = 0.1\text{MPa}$ ,  $t_1 = 30^\circ\text{C}$  经多变过程到达  $p_2 = 1\text{MPa}$ , 如多变指数  $n = 1.3$ , 在压缩过程中放出的热量全部为环境所吸收, 环境温度  $T_0 = 290\text{K}$ 。如压缩 1kg 空气, 求由环境与空气所组成的孤立系统的熵变化。

5-16 氮气在气缸内进行可逆绝热膨胀, 由  $p_1 = 1\text{MPa}$ ,  $T_1 = 800\text{K}$ , 膨胀到  $p_2 = 0.2\text{MPa}$ 。求 1kg 氮



气所作的膨胀功。如环境状态  $p_0 = 0.1 \text{ MPa}$ ,  $T_0 = 300 \text{ K}$ , 求  $1 \text{ kg}$  氮气从上述初态变化到环境状态所作出的最大有用功 (焓)。两者相比谁大? 试说明其理由。

5-17 氮气在气缸内进行多变膨胀, 由  $p_1 = 1 \text{ MPa}$ ,  $T_1 = 800 \text{ K}$ , 膨胀到  $p_2 = 0.2 \text{ MPa}$ , 如多变指数  $n = 1.2$ , 求  $1 \text{ kg}$  氮的膨胀功。如环境状态  $p_0 = 0.1 \text{ MPa}$ ,  $T_0 = 300 \text{ K}$ , 求  $1 \text{ kg}$  氮在上述初态变化到环境状态所作出的最大有用功 (焓), 两者相比谁大? 试说明其理由。

5-18 闭口系统中有压力  $p_1 = 0.2 \text{ MPa}$ , 温度  $T_1 = 400 \text{ K}$  的空气  $10 \text{ m}^3$ , 在定压下加热到  $600 \text{ K}$ 。如环境温度  $T_0 = 300 \text{ K}$ , 问空气所吸收的热量中有多少是可用能? 有多少是不可用能?

5-19 某一空气涡轮机, 空气进口参数  $p_1 = 0.5 \text{ MPa}$ ,  $T_1 = 500 \text{ K}$ , 经过绝热膨胀, 空气出口参数  $p_2 = 0.1 \text{ MPa}$ ,  $T_2 = 320 \text{ K}$ 。试确定每  $\text{kg}$  空气所产生的轴功。如环境状态  $p_0 = 0.1 \text{ MPa}$ ,  $T_0 = 300 \text{ K}$ , 试求: (1) 初终状态空气的焓值; (2) 整个过程的焓损失及焓效率。

5-20 设工质在热源  $T = 1000 \text{ K}$  与冷源  $T_0 = 300 \text{ K}$  之间进行不可逆循环。当工质从热源  $T$  吸热时存在  $20 \text{ K}$  温差, 向冷源  $T_0$  放热时也存在  $20 \text{ K}$  温差, 其余两个为定熵膨胀及定熵压缩过程。求 (1) 循环热效率; (2) 热源每提供  $1000 \text{ kJ}$  的热量, 作功能力损失是多少? (3) 该孤立系统作功能力损失是否符合  $l = T_0 \Delta s_{\text{iso}}$ ?

## 第六章 热力学微分关系式及实际气体性质

热力学微分关系式是根据热力学第一定律与热力学第二定律,以及某些状态参数的定义式导得的用以表达各种热力学参数间关系的方程式,有时也称为热力学一般关系式。由于本专业一些常用的气体工质如供热介质水蒸气、致冷工程中所用致冷剂、城市燃气中的液化石油气等与理想气体的热力性质有较大的偏差,故必须被视为实际气体,为此需建立实际气体的状态方程以求解热力参数。应用热力学微分方程,可以根据某些容易测得的实验数据求出熵、焓、内能以及物质的状态方程,或者用以检验已有的实际状态方程的准确性。因此,实际气体状态方程是求解不可测参数的重要依据,而热力学微分关系式则是研究物质热力性质不可缺少的理论基础。

本章讨论的热力学微分关系式,既适用于气体,也适用于液体及固体,只要这些工质是简单可压缩的纯物质。所谓纯物质是指化学成分不变的均匀物质。空气是氧和氮的混合物,虽然不是纯物质,但空气中氧和氮均匀混合,成分不变,故仍可作为纯物质处理。

### 第一节 主要数学关系式

对于简单可压缩系统,所有状态参数都是两个独立参数的函数。状态参数都是点函数,点函数的微分是全微分。设 $z$ 是自变量 $x$ 和 $y$ 的函数,其函数式为 $z = f(x, y)$ ,则函数 $z$ 的全微分为

$$dz = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y dx + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x dy \quad (6-1)$$

式(6-1)中 $dz, dx, dy$ 称为全微分, $\left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y, \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x$ 称为偏导数。上述偏导数均带有下标,以指明在求导过程中保持不变的独立参数。这种涉及在第三个参数不变时一个参数相对于另一个参数的变化率是简单可压缩系统热力学关系式的常见形式。

式(6-1)也可写成

$$dz = Mdx + Ndy$$

式中

$$M = \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)_y, \quad N = \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)_x$$

对 $M$ 及 $N$ 取偏导数,则

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \frac{\partial^2 z}{\partial y \partial x} \quad ; \quad \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y = \frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y}$$

上列二式等号右边都是二阶导数,它们只是求导顺序不同,但最后结果都是相同的,所以

$$\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y \quad (6-2)$$

式(6-2)是检验函数微分 $dz$ 是不是全微分的充要条件,也是检验函数 $z$ 是不是状态参数的

充要条件。

由于  $dz$  是全微分, 线积分值  $\int_1^2 dz$  仅依赖于初、终态, 而与两点间所经历的路径无关。如完成一个循环, 则

$$\oint dz = \oint \left[ \left( \frac{\partial z}{\partial x} \right)_y dx + \left( \frac{\partial z}{\partial y} \right)_x dy \right] = 0 \quad (6-3)$$

为了研究物质的某些物理量, 知道一些偏导数对另一些偏导数之间的关系十分重要。在式 (6-1) 中, 如  $z = \text{常数}$ , 则  $dz = 0$ , 式 (6-1) 将成为

$$\left( \frac{\partial z}{\partial x} \right)_y dx_z + \left( \frac{\partial z}{\partial y} \right)_x dy_z = 0$$

或

$$\left( \frac{\partial z}{\partial x} \right)_y \left( \frac{\partial x}{\partial y} \right)_z + \left( \frac{\partial z}{\partial y} \right)_x = 0$$

将上式除以  $\left( \frac{\partial z}{\partial y} \right)_x$ , 经整理后可得

$$\left( \frac{\partial z}{\partial x} \right)_y \left( \frac{\partial x}{\partial y} \right)_z \left( \frac{\partial y}{\partial z} \right)_x = -1 \quad (6-4)$$

式 (6-4) 称为循环关系式, 它是一个基本关系式, 具有普遍适用性。

如果有四个变量  $x, y, z, w$ , 独立变量为两个, 其余两个为所选变量的函数, 则对函数  $x = x(y, w)$  有

$$dx = \left( \frac{\partial x}{\partial y} \right)_w dy + \left( \frac{\partial x}{\partial w} \right)_y dw \quad (a)$$

对函数  $y = y(z, w)$  有

$$dy = \left( \frac{\partial y}{\partial z} \right)_w dz + \left( \frac{\partial y}{\partial w} \right)_z dw \quad (b)$$

将式 (b) 代入式 (a) 得

$$dx = \left[ \left( \frac{\partial x}{\partial y} \right)_w \left( \frac{\partial y}{\partial z} \right)_w \right] dz + \left[ \left( \frac{\partial x}{\partial w} \right)_y + \left( \frac{\partial x}{\partial y} \right)_w \left( \frac{\partial y}{\partial w} \right)_z \right] dw \quad (c)$$

另外, 对函数  $x = x(z, w)$  可得

$$dx = \left( \frac{\partial x}{\partial z} \right)_w dz + \left( \frac{\partial x}{\partial w} \right)_z dw \quad (d)$$

式 (c) 与式 (d) 同是函数  $x = x(z, w)$  的全微分, 利用比较系数法可知

$$\left( \frac{\partial x}{\partial z} \right)_w = \left( \frac{\partial x}{\partial y} \right)_w \left( \frac{\partial y}{\partial z} \right)_w$$

或

$$\left( \frac{\partial x}{\partial y} \right)_w \left( \frac{\partial y}{\partial z} \right)_w \left( \frac{\partial z}{\partial x} \right)_w = 1 \quad (6-5)$$

及

$$\left( \frac{\partial x}{\partial w} \right)_z = \left( \frac{\partial x}{\partial w} \right)_y + \left( \frac{\partial x}{\partial y} \right)_w \left( \frac{\partial y}{\partial w} \right)_z \quad (6-6)$$

式 (6-5) 和 (6-6) 分别称为链式与不同下标式, 其中链式常用于确定同一下标时各状态参数偏导数之间的关系式, 而且还可以将式 (6-5) 中的链环进一步展开。如有  $x, y, z, w, u$  和  $v$  等多变量时, 则在  $v$  固定不变时, 各偏导数之间有下列关系

$$\left(\frac{\partial x}{\partial y}\right)_v \left(\frac{\partial y}{\partial z}\right)_v \left(\frac{\partial z}{\partial w}\right)_v \left(\frac{\partial w}{\partial u}\right)_v \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_v = 1 \quad (6-7)$$

不同下标式 (6-6) 常用于确定不同下标时同类偏导数之间的关系。

## 第二节 简单可压缩系统的基本关系式

热力学基本关系式是根据热力学第一定律、热力学第二定律以及某些状态参数的定义式而导出的一些微分方程式。热力学微分关系式主要是建立其他参数与少数几个可测状态参数之间的基本关系。如建立内能、焓、熵与可测参数之间的关系, 真实气体比热容  $c_p, c_v$  与  $p, T$  之间的关系,  $c_p$  与  $c_v$  之间的关系等。

### 一、四个基本关系式

#### 1. 内能的基本关系式

闭口系统热力学第一定律表达式, 对可逆过程而言为

$$\delta Q = dU + \delta W = dU + p dV$$

根据热力学第二定律, 在可逆过程中热量的计算式为  $\delta Q = T dS$

联合上述二式可得

$$dU = T dS - p dV \quad (6-8)$$

#### 2. 焓的基本关系式

根据焓的定义式  $H = U + pV$ , 则可得

$$dH = dU + p dV + V dp$$

代入式 (6-8) 则得

$$dH = T dS + V dp \quad (6-9)$$

#### 3. 自由能的基本关系式

令  $F = U - TS$ ,  $F$  称为自由能, 或称亥姆霍兹 (Helmholtz) 函数。从而可得

$$dF = dU - T dS - S dT$$

将式 (6-8) 代入, 则得自由能的基本关系式

$$dF = -S dT - p dV \quad (6-10)$$

#### 4. 自由焓的基本关系式

令  $G = H - TS$ ,  $G$  称为自由焓, 或称吉布斯 (Gibbs) 函数, 从而可得

$$dG = dH - T dS - S dT$$

将式 (6-9) 代入, 则得自由焓的基本关系式

$$dG = -S dT + V dp \quad (6-11)$$

有关自由能及自由焓这两个状态参数的物理意义及应用将在第十二章中进一步介绍。

式 (6-8)、(6-9)、(6-10) 及 (6-11) 是简单可压缩系统处于平衡状态时各状态参数间的基本关系式。如果系统从一个平衡状态变化到另一个平衡状态, 不论经历可逆过程与不可逆过程, 只要初、终态相同, 则状态参数间的关系式也相同, 这就是状态参数即点函数的特性。但如果过程是不可逆的, 则上述方程中的  $T dS$  就不是系统的传热量,  $p dV$  也不是系统的膨胀功。

应该指出, 在应用上述四个基本关系式来计算  $\Delta U, \Delta H, \Delta F$  及  $\Delta G$  时, 我们可以在两个

平衡态之间任意选择一条或几条可逆过程的路径来计算, 所得结果是一样的。

## 二、四组状态参数的定义式

从基本关系式 (6-8)、(6-9)、(6-10) 及 (6-11), 可相应得到四组状态参数的定义式  
从式 (6-8) 可得

$$T = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_V \text{ 及 } p = -\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_S \quad (6-12)$$

从式 (6-9) 可得

$$T = \left(\frac{\partial H}{\partial S}\right)_p \text{ 及 } V = \left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_S \quad (6-13)$$

从式 (6-10) 可得

$$S = -\left(\frac{\partial F}{\partial T}\right)_V \text{ 及 } p = -\left(\frac{\partial F}{\partial V}\right)_T \quad (6-14)$$

从式 (6-11) 可得

$$S = -\left(\frac{\partial G}{\partial T}\right)_p \text{ 及 } V = \left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)_T \quad (6-15)$$

从上列四组关系式, 可得出  $T, p, V$  及  $S$  四个状态参数的热力学定义式。现以温度  $T = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_V$  为例加以说明, 将这个定义式可改写为  $T = \frac{1}{\left(\frac{\partial S}{\partial U}\right)_V}$ 。这是指简单可压缩系统的温度  $T$ , 可通过函数  $S = S(U, V)$  来给出定义, 也就是说可以用两个独立变量  $U$  及  $V$  来确定温度  $T$ , 余类推。

## 三、麦克斯韦关系式

状态参数  $U, H, F$  及  $G$  都是点函数, 因此  $dU, dH, dF$  及  $dG$  都是全微分。利用全微分的充要条件的关系式 (6-2),  $\left(\frac{\partial M}{\partial y}\right)_x = \left(\frac{\partial N}{\partial x}\right)_y$ 。从式 (6-8), (6-9), (6-10) 及 (6-11) 可得下列四组关系式

从式 (6-8) 可得

$$\left(\frac{\partial T}{\partial V}\right)_S = -\left(\frac{\partial p}{\partial S}\right)_V \quad (6-16)$$

从式 (6-9) 可得

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_S = \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right)_p \quad (6-17)$$

从式 (6-10) 可得

$$\left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_V \quad (6-18)$$

从式 (6-11) 可得

$$-\left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_T = \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p \quad (6-19)$$

上列四个关系式称为麦克斯韦关系式, 这些关系式对计算热力学状态参数有极其重要的作用。这是因为内能、焓及熵等状态参数都是不能直接测量的, 但可通过比热及状态方程, 利用麦克斯韦关系式, 方便地得出内能、焓及熵的计算式。

#### 四、热系数

系统的三个基本状态参数  $p, v, T$  之间存在着函数关系, 如  $f(p, v, T) = 0$  或  $p = f(v, T), v = f(p, T), T = f(p, v)$ 。应用循环关系式(6-4), 可得

$$\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p = -1$$

或

$$\frac{\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v}{\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p} = -1 \quad (6-20)$$

式(6-20)中三个偏导数, 不仅具有明显的物理意义, 而且在热工计算中经常用到它们。因此, 可得三个热物性系数。令

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \frac{1}{p} \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v \\ \beta &= \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p \\ \mu &= -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T \end{aligned} \right\} \quad (6-21)$$

式中  $\alpha$ ——压力温度系数;

$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v$ ——物质在定容下压务随温度的变化率;

$\beta$ ——容积膨胀系数, 或称热膨胀系数;

$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$ ——物质在定压下比容随温度的变化率;

$\mu$ ——定温压缩系数, 或简称压缩系数;

$\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T$ ——物质在定温下比容随压力的变化率, 即表示物质在定温下受压后的压缩性。

这个偏导数为负值, 加上负号后,  $\mu$  仍为正值。

上述物质的三个热系数都具有明确的物理意义, 其对应的偏导数均可通过实验而得到, 同时三者之间又有联系, 只要知道其中两个偏导数, 就可通过式(6-20)求得第三个未知的偏导数。

**【例 6-1】** 求理想气体状态方程  $pv = RT$  及范得瓦尔方程  $(p + \frac{a}{v^2})(v - b) = RT$  的容积膨胀系数  $\beta$  及压缩系数  $\mu$

**【解】** 对理想气体, 由状态方程  $pv = RT$  可得

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{R}{p} \quad \text{及} \quad \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T = -\frac{v}{p}$$

代入式(6-21)可得

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{R}{p}\right) = \frac{1}{T}$$

$$\mu = -\frac{1}{v} \left(-\frac{v}{p}\right) = \frac{1}{p}$$

将范氏方程改写为

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2}$$

对上式求偏导数得

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v-b} \quad (a)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T = -\frac{RT}{(v-b)^2} + \frac{2a}{v^3} \quad (b)$$

根据式 (6-20)

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = -\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = -\frac{\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v}{\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_T}$$

把式 (a) 及式 (b) 代入式得

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p &= -\frac{\frac{R}{v-b}}{-\frac{RT}{(v-b)^2} + \frac{2a}{v^3}} \\ &= \frac{\frac{R}{v-b}}{\frac{RTv^3 - 2a(v-b)^2}{(v-b)^2v^3}} = \frac{R(v-b)v^3}{RTv^3 - 2a(v-b)^2} \end{aligned}$$

最后可得容积膨胀系数

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{R(v-b)v^2}{RTv^3 - 2a(v-b)^2}$$

从式 (b) 取倒数得

$$\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T = -\frac{1}{\frac{RT}{(v-b)^2} + \frac{2a}{v^3}} = -\frac{(v-b)^2v^3}{RTv^3 - 2a(v-b)^2}$$

所以定温压缩系数为

$$\mu = -\frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_T = -\frac{(v-b)^2v^2}{RTv^3 - 2a(v-b)^2}$$

如果不考虑由于气体分子体积及分子之间相互作用力的修正, 则范得瓦尔方程中  $a = b = 0$ 。范氏方程变成理想气体方程, 上述结果将变为  $\beta = \frac{1}{T}$ ,  $\mu = \frac{1}{p}$ 。

## 五、热力学四边形记忆法

四个基本关系式, 四组状态参数的定义式及麦克斯韦关系式都是确定其他热力学关系式的重要依据。为了便于记忆, 下面介绍较为常用的热力学四边形记忆法。

### 1. 四个基本关系式四边形记忆法

如图 6-1 所示, 将状态参数  $p, V, T$  和  $S$  按图上位置表示在四边形的四个角上, 其中  $S$  与  $p$  带负号。再将特征函数  $U, F, G$  和  $H$  分别表示在相应独立参数之间的四条边上。则特征函数的全微分可按下列规则列出:

(1) 每个特征函数两边相邻的量是其独立变量。如  $U$  的独立变量为  $S, V$ ;  $F$  的独立变量为  $T, V$  等, 此时  $p$  与  $S$  前面的负号不考虑。据此可写出

$$dU = (\quad) dS + (\quad) dV$$

$$\begin{aligned}dF &= ( \quad )dT + ( \quad )dV \\dG &= ( \quad )dT + ( \quad )dp \\dH &= ( \quad )dS + ( \quad )dp\end{aligned}$$

(2) 由某个独立变量出发, 其对角线所指出的量连同正负号作为此独立变量前面的系数。如  $S$  与  $p$  为独立变量时, 其系数分别为  $T$  与  $V$  (图中虚线箭头所示);  $V$  与  $T$  为独立变量时其系数分别为  $-p$  与  $-S$  (图中实线箭头所示), 据此可列全上述四式

$$\begin{aligned}dU &= (T)dS + (-p)dV = TdS - pdV \\dF &= (-S)dT + (-p)dV = -SdT - pdV \\dG &= (-S)dT + (V)dp = -SdT + Vdp \\dH &= (T)dS + (V)dp = TdS + Vdp\end{aligned}$$

## 2. 状态参数定义式四边形记忆法

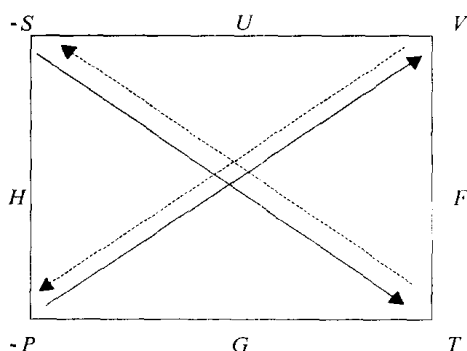


图 6-1 基本关系式和状态参数定义式的四边形记忆法

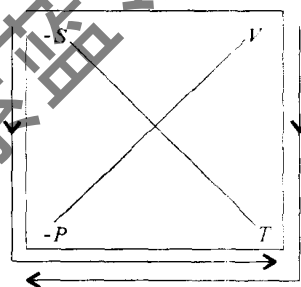


图 6-2 麦克斯韦关系式的四边形记忆法

利用热力学四边形, 还可方便地写出四组状态参数定义式的 8 个一阶偏导数。如  $U$  的独立变量为  $S$  与  $V$ , 当固定  $S$  时, 特征函数  $U$  对  $V$  的偏导数  $(\partial U / \partial V)_S$ , 就等于沿该独立变量  $V$  对角线所指出的量  $-p$  (如图 6-1 中虚线箭头所示), 即  $(\partial U / \partial V)_S = -p$ , 其余依次类推。值得注意, 作为偏导数的值,  $p$  与  $S$  前的负号应予以考虑。

## 3. 麦克斯韦关系式的四边形记忆法

如图 6-2 箭头方向所示, 可写出麦克斯韦关系式。同一边上两个变量, 如  $S, V$ , 以起端对角线所指变量为下标, 沿箭头线始端变量连同正负号, 对经过的第二变量 (不考虑正负号) 写出偏导数, 并令其相等。即

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p = -\left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_T$$

其余类推可以得出四组麦克斯韦关系式。

# 第三节 熵、焓及内能的微分方程式

## 一、熵的微分方程式

熵可以表示为基本状态参数  $p, v, T$  中任意两个参数的函数, 于是可以得到三个普遍适



用的函数式,即  $s = s(T, v)$ ,  $s = s(T, p)$  和  $s = s(p, v)$ 。

1. 以  $T$ 、 $v$  为独立变量

以  $T$ 、 $v$  为独立变量时,熵的全微分为

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T dv$$

在  $v = \text{常数}$  的定容过程中,具有下列关系

$$c_v dT_v = T ds_v$$

即

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \frac{c_v}{T}$$

再利用麦氏关系式 (6-18)

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_T = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v$$

将上述两个偏导数代入熵的全微分式,即可得到以状态参数  $T$ 、 $v$  为独立变量的熵的微分方程式

$$ds = \frac{c_v}{T} dT + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v dv \quad (6-22)$$

2. 以  $T$ 、 $p$  为独立变量

以  $T$ 、 $p$  为独立变量时,熵的全微分为

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T dp$$

在  $p = \text{常数}$  的定压过程中,具有下列关系

$$c_p dT_p = T ds_p$$

即

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p = \frac{c_p}{T}$$

利用麦氏关系式 (6-19)

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T = - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p$$

将上述两个偏导数代入熵的全微分式,即可得到以状态参数  $T$ 、 $p$  为独立变量的熵的微分方程式

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p dp \quad (6-23)$$

3. 以  $p$ 、 $v$  为独立变量

以  $p$ 、 $v$  为独立变量,则熵的全微分为

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_v dp + \left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_p dv$$

因为

$$\left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_v = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_v \frac{c_v}{T}$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial v}\right)_p = \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p = \left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_p \frac{c_p}{T}$$

将上述两个偏导数代入熵的全微分式,即可得到以状态参数  $p$ 、 $v$  为独立变量的熵的微分方

程式

$$ds = \frac{c_v}{T} \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_v dp + \frac{c_p}{T} \left( \frac{\partial T}{\partial v} \right)_p dv \quad (6-24)$$

式(6-22), 式(6-23)及式(6-24)是用以计算工质熵变化的三组热力学微分方程式, 将它们积分就可得到过程中熵的变化。这些式子中的右边只有比热和反映 $p, v, T$ 关系的偏导数, 只要知道比热公式和状态方程, 就不难算出工质熵的变化。

## 二、焓的微分方程式

根据上述三个熵的微分方程式, 也可相应地得到焓的三个微分方程式。在这三个焓的微分方程中, 以 $T, p$ 为独立变量的焓的微分方程最简单。

对简单可压缩系统, 从式(6-9)可知

$$dh = Tds + vdp$$

将熵的第二个微分方程式(6-23)代入上式, 即得

$$dh = c_p dT + [v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p] dp \quad (6-25)$$

式(6-25)就是以 $T, p$ 为独立变量的焓的微分方程式。从此式可知, 对定压过程,  $dh_p = c_p dT_p$ ; 对定温过程,  $dh_T = [v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p] dp_T$ 。

将式(6-25)积分, 在已知 $c_p$ 及实际气体状态方程的条件下即可求得实际气体焓的变化值。

## 三、内能的微分方程式

根据熵的三个微分方程, 内能也可以相应地得到三个微分方程式。在这三个微分方程中, 以 $T, v$ 为独立变量的内能微分方程最简单。

对简单可压缩系统, 从式(6-8)可知

$$du = Tds - pdv$$

将熵的第一个微分方程式(6-22)代入上式, 即得

$$du = c_v dT + [T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p] dv \quad (6-26)$$

式(6-26)就是以 $T, v$ 为独立变量的内能的微分方程式。从此式可知, 在定容过程中,  $du_v = c_v dT_v$ ; 在定温过程中,  $du_T = [T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p] dv_T$ 。

将式(6-26)积分, 在已知 $c_v$ 及实际气体状态方程的条件下可求得实际气体的内能变化值。

如果应用式(6-25)已算出 $(h_2 - h_1)$ , 也可直接应用下式计算内能的变化

$$u_2 - u_1 = (h_2 - h_1) - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

这样就没有必要应用式(6-26)进行积分计算了。

如将式(6-25)代入热力学第一定律解析式 $\delta q = dh - vdp$ , 则可得微元过程中加入的热量

$$\delta q = c_p dT - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp \quad (6-27)$$

将式(6-26)代入热力学第一定律解析式 $\delta q = du + pdv$ , 则可得微元过程中加入的热量

$$\delta q = c_v dT + T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv \quad (6-28)$$

式 (6-27) 和 (6-28) 适用于任意物质的任何可逆过程。

**【例 6-2】** 应用理想气体方程式  $p v = R T$ ，求理想气体熵变化的计算式。

**【解】** 对于理想气体，状态方程为  $p v = R T$ ，此时可得到下列偏导数

$$\begin{aligned} \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v &= \frac{R}{v}; & \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p &= \frac{R}{p}; \\ \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_v &= \frac{v}{R}; & \left( \frac{\partial T}{\partial v} \right)_p &= \frac{p}{R} \end{aligned}$$

将这些关系式代入式 (6-22)、式 (6-23) 及式 (6-24)，即可得到理想气体熵的微分方程式

$$\begin{aligned} ds &= c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} \\ ds &= c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} \\ ds &= c_v \frac{dp}{p} + c_p \frac{dv}{v} \end{aligned}$$

将这些式子积分，可得理想气体熵变化的计算式：

$$\begin{aligned} \Delta s &= \int_1^2 c_v \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \\ \Delta s &= \int_1^2 c_p \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \end{aligned}$$

$$\Delta s = \int_1^2 c_v \frac{dp}{p} + \int_1^2 c_p \frac{dv}{v}$$

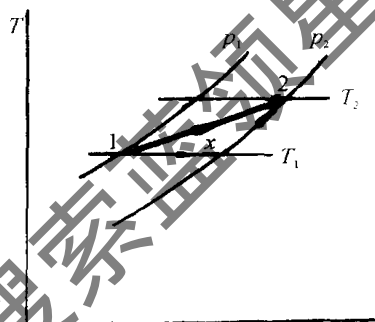


图 6-3 例题 6-3 示意图

**【例 6-3】** 已知某气体的状态方程为  $v = \frac{RT}{p} - \frac{c}{T^3}$ ， $c$  为一常数，如定压比热  $c_p = a + bT$ 。试计算过程 1-2 中每 kg 工质焓及熵的变化。状态参数  $p_1 > p_2, T_2 > T_1$ ，如图 6-3 所示。

**【解】** 根据状态参数的特点可将过程 1-2 分解为定温过程 1-x 及定压过程 x-2，分别求出它们的焓和熵，然后再相加，即可求得过程 1-2 中的  $\Delta h$  及  $\Delta s$  的值。

对状态方程  $v = \frac{RT}{p} - \frac{c}{T^3}$  求偏导数

$$\left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p} + \frac{3c}{T^4}$$

对定温过程 1-x，由式 (6-25) 可知其焓的变化为

$$\begin{aligned} \Delta h_{T_1} &= \int_{p_1}^{p_2} \left[ v - T_1 \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp_{T_1} = \int_{p_1}^{p_2} \left[ v - T_1 \left( \frac{R}{p} + \frac{3c}{T_1^4} \right) \right] dp_{T_1} \\ &= v(p_2 - p_1) - RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} - \frac{3c}{T_1^3} (p_2 - p_1) \end{aligned}$$

对定压过程 x-2，由式 (6-25) 可知其焓的变化为

$$\Delta h_{p_2} = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT_{p_2} = \int_{T_1}^{T_2} (a + bT) dT_{p_2} = a(T_2 - T_1) + \frac{b}{2}(T_2^2 - T_1^2)$$

综合上列二式, 可得过程 1-2 之间焓的变化为

$$\begin{aligned} \Delta h &= h_2 - h_1 = \Delta h_{T_1} + \Delta h_{p_2} \\ &= v(p_2 - p_1) - RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} - \frac{3c}{T_1^3}(p_2 - p_1) + a(T_2 - T_1) + \frac{b}{2}(T_2^2 - T_1^2) \\ &= (v - \frac{3c}{T_1^3})(p_2 - p_1) - RT \ln \frac{p_2}{p_1} + a(T_2 - T_1) + \frac{b}{2}(T_2^2 - T_1^2) \end{aligned}$$

对定温过程 1-x, 按式 (6-23) 可得熵的变化

$$\begin{aligned} \Delta s_{T_1} &= \int_{p_1}^{p_2} - \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp_{T_1} = \int_{p_1}^{p_2} - \left( \frac{R}{p} + \frac{3c}{T_1^4} \right) dp_{T_1} \\ &= -R \ln \frac{p_2}{p_1} - \frac{3c}{T_1^4}(p_2 - p_1) \end{aligned}$$

对定压过程 x-2, 按式 (6-23) 可得熵的变化

$$\Delta s_{p_2} = \int_{T_1}^{T_2} c_p \frac{dT_p}{T} = \int_{T_1}^{T_2} (a + bT) \frac{dT_p}{T} = a \ln \frac{T_2}{T_1} + b(T_2 - T_1)$$

综合上列二式, 可得过程 1-2 之间熵的变化为

$$\begin{aligned} \Delta s &= s_2 - s_1 = \Delta s_{T_1} + \Delta s_{p_2} \\ &= -R \ln \frac{p_2}{p_1} - \frac{3c}{T_1^4}(p_2 - p_1) + a \ln \frac{T_2}{T_1} + b(T_2 - T_1) \end{aligned}$$

#### 第四节 比热的微分关系式

联系  $c_p$  及  $c_v$  的微分方程式, 以及这两个比热与其他状态参数的微分方程式, 在热力学中有其重要意义。定压比热  $c_p$  容易由实验精确测定, 而精确测定  $c_v$  的值则比较困难, 因此, 有了  $c_p$  及  $c_v$  的关系式后, 就可通过  $c_p$  求得  $c_v$  的值。

由公式 (6-28) 可知

$$\delta q = c_v dT + T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv$$

当  $p =$  常数时,  $\delta q_p = c_p dT_p$ , 则上式为

$$c_p dT_p = c_v dT_p + T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv_p$$

以  $dT_p$  通除上式各项得

$$c_p - c_v = T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (6-29)$$

上式即为  $c_p$  和  $c_v$  的微分关系式, 式中右边各偏导数即为式 (6-21) 中所介绍的偏导数, 均可通过实验测定, 或通过已知状态方程式求得。如已知理想气体的状态方程  $pv = RT$ , 则其偏导数

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v}, \quad \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{R}{p}$$

代入式 (6-29) 则得

$$c_p - c_v = T \frac{R}{v} \frac{R}{p} = R$$

这一结果已是我们所熟知的。

## 第五节 克拉贝龙方程

纯物质在定压相变过程中 (如蒸发、熔化和升华), 它的温度保持不变, 说明相变时压力和温度存在着函数关系。在平衡情况下, 由两相组成的纯物质的温度和压力不是独立的变数, 它们之间的关系可由麦克斯韦关系式推出。即式 (6-18):

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T$$

对于相变过程已知压力仅是温度的函数, 与共存相的体积无关, 所以偏导数  $(\partial p / \partial T)_v$  可用全导数  $dp/dT$  代替。上式右边的偏导数指明在等温情况下, 相变过程也正是在等温情况下进行, 嫡和体积之间应互为线性函数。因此

$$\left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T = \frac{S^{(\beta)} - S^{(\alpha)}}{V^{(\beta)} - V^{(\alpha)}}$$

式中上标  $(\alpha)$  和  $(\beta)$  代表两个共存相。因此式 (6-18) 变为

$$\frac{dp}{dT} = \frac{S^{(\beta)} - S^{(\alpha)}}{V^{(\beta)} - V^{(\alpha)}}$$

或

$$\frac{dp}{dT} = \frac{S^{(\beta)} - S^{(\alpha)}}{v^{(\beta)} - v^{(\alpha)}} \quad (6-30)$$

由式 (6-13) 可知

$$\left(\frac{\partial h}{\partial S}\right)_p = T$$

在此有

$$h^{(\beta)} - h^{(\alpha)} = T(S^{(\beta)} - S^{(\alpha)})$$

将上式代入式 (6-30) 得

$$\frac{dp}{dT} = \frac{h^{(\beta)} - h^{(\alpha)}}{T(v^{(\beta)} - v^{(\alpha)})} \quad (6-31)$$

上式即为克拉贝龙方程。

克拉贝龙方程是热力学中非常有用的方程之一。用它可以预示相变时压力对温度的影响和计算相变潜热。它不仅适用于物质的液体和蒸汽之间的平衡转变, 而且适用于固体和蒸汽之间, 固体和液体之间以及两个不同固相之间的平衡转变。

当将克拉贝龙方程用于液体—蒸汽 (或固体—蒸汽) 的平衡转变时, 在压力较低时由于蒸汽的体积远大于液体 (或固体) 的体积, 一般可忽略液体 (或固体) 的体积, 这时如果在气液相变中用理想气体定律来近似描述蒸汽的体积, 以上标 “'” 表示饱和液相, 上标 “''” 表示饱和汽相 (其含意在下章介绍), 并考虑到汽化潜热  $r = h'' - h'$ , 则克拉贝龙方程可简化为

$$\frac{dp}{dT} = \frac{h'' - h'}{T(v'' - v')} = \frac{r}{T(v'' - v')} \approx \frac{pr}{RT^2} \quad (6-32)$$

或

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{dT} = \frac{d(\ln p)}{dT} = \frac{r}{RT^2} \quad (6-33)$$

式(6-33)称为克劳修斯-克拉贝龙方程。它表述了压力对相变温度的影响,可用于计算低压下的蒸发潜热 $r$ 。当此方程用于固体-蒸汽平衡转变时,由于升华或凝华时一般蒸汽压力都很低,接近理想气体,因而可据此计算升华潜热。

当温度变化不大时,可认为汽化潜热 $r$ 为定值,积分式(6-33)可写为

$$\ln p = -\frac{r}{RT} + C \quad (6-34)$$

或

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = -\frac{r}{R} \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) = \frac{r}{R} \left( \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \quad (6-35)$$

由式(6-34)可知 $\ln p$ 对 $\frac{1}{T}$ 作图为一一直线,其斜率为 $-\frac{r}{R}$ ,当汽化潜热已知时,通过测定一组 $p, T$ 实验值便可确定积分常数 $C$ 。利用式(6-35),可通过已知的两个相近温度及两个相应的蒸汽压值求得该温度区间汽化潜热的平均值。

**【例 6-4】** 下列数据取自实验:

饱和温度 (°C)	饱和压力 (kPa)	比 容	
		液体 $v'$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	蒸汽 $v''$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )
169	772.7	0.0011130	0.2485
170	791.7	0.0011143	0.2428
171	811.0	0.0011155	0.2373

试计算水在 170°C 时的潜热。

**【解】** 设在给定温度下,温度与压力成线性变化,根据式(6-32)

$$\begin{aligned} r &= (v'' - v')T \frac{dp}{dT} \approx (v'' - v')T \frac{\Delta p}{\Delta T} \\ &= (0.2428 - 0.0011143) \times (273 + 170) \times \frac{811.0 - 772.7}{171 - 169} = 2050 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

所得 $r$ 值与由饱和蒸汽表查得 170°C 时汽化潜热 2048.9 kJ/kg 极为接近。

## 第六节 实际气体状态方程

按照理想气体状态方程式,在给定温度下,一定质量的气体, $pV = \text{常数}$ (或 $pv = \text{常数}$ )而与压力无关。实际气体则或多或少有偏差,即在定温下, $pV \neq \text{常数}$ ,而随压力变化。

实际气体对理想气体的偏差,主要在于实际气体分子之间相互作用力与分子本身体积的影响。如在一定温度下,气体被压缩,分子间的平均距离便缩短,分子间引力作用变大,气体容积就会在分子引力作用下进一步缩小,结果气体的实际容积要比按理想气体计算所得之值小。但当气体被压缩到一定程度,气体分子本身的体积不能忽略不计时,分子间的

斥力作用不断增强，把气体压缩到一定容积所需的压力就要大于按理想气体计算之值。

目前，描述实际气体的各种状态方程式据不完全统计有数百个之多。这些状态方程式有的是从理论分析出发得出方程的形式，然后根据实验数据拟合方程中的常数项，属于理论型或半理论型方程；有的则是根据实验数据得出纯经验型状态方程。实际气体状态方程有繁有简，一般来说，简单的方程不够精确，精确的方程不简单。各种状态方程都有一定的适用范围和精度，在选择、应用实际气体状态方程时必须注意。下面介绍几种形式比较简单的实际气体状态方程式。

### 一、范德瓦尔 (Van der Waals) 方程

一个形式简单而又有理论考虑的实际气体状态方程是 1873 年范德瓦尔提出来的，它为实际气体状态方程式的研究开辟了道路。

#### 1. 方程式的导出

范德瓦尔方程是在理想气体状态方程的基础上对考虑分子本身体积及分子间相互作用力的影响而得出。

(1) 考虑分子本身体积的修正项：对于占有一定容积的气体，由于气体分子本身体积占去一定的空间，分子自由运动的空间便减小，因而分子碰撞容器壁的频率增加，于是实际压力将超过按理想气体状态方程计算所得之值。若令  $b$  表示气体分子体积影响的修正值，它的存在使气体分子自由运动空间减小为  $(v - b)$ ，则实际气体由于分子运动而引起的动压力便增加到

$$p_a = \frac{RT}{v - b}$$

(2) 考虑分子间相互作用力的修正项：由于分子间吸引力的作用将使分子作用于壁面上的压力减小，压力的减小正比于吸引分子的数目和被吸引分子的数目，即正比于气体密度的平方；此外，还与分子类型有关，若以  $a$  表示气体分子间作用力强弱的特性常数，则压力减小量（也称内聚压力）为

$$p_i = a\rho^2 = \frac{a}{v^2}$$

由动压力减去内聚压力即得到实际的净压力：

$$p = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2} \quad (6-36)$$

此即范德瓦尔方程式。它又可写作

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \quad (6-36a)$$

对于 1kmol 实际气体

$$\left(p + \frac{a}{V_M^2}\right)(V_M - b) = R_0T \quad (6-36b)$$

式中， $a, b$  称为范德瓦尔常数，其值与分子大小及分子间作用力有关，随物质不同而异，可由实验确定。但要注意式(6-36a)与式(6-36b)的单位不同，常数  $a, b$  的数值也不同。表 6-1 列出了某些气体以 1kmol 物量表示的  $a, b$  常数。

当气体比容  $v$  足够大时，两个修正项都可忽略，式(6-36)就与理想气体状态方程式相同了，说明实际气体在压力愈低、温度愈高的情况下，愈接近于理想气体性质。

## 2. 范德瓦耳方程式的分析

现将范德瓦耳方程式与1869年安竺斯(Andrews)对二氧化碳作定温压缩所得状态变化的结果作一比较。实验结果如图6-5所示,当CO<sub>2</sub>气体温度低于31.1℃进行定温压缩时,定温线中间有一段是水平线,如线段5-6,7-8,9-10等,这些线段相当于气体凝结成液体的过程,这时气、液两相处于平衡共存状态,称为饱和状态。当CO<sub>2</sub>气体温度高于31.1℃定温压缩时,无论压力多高,CO<sub>2</sub>不再能被液化。因此,31.1℃是CO<sub>2</sub>气体能否液化的分界线,称为临界温度 $t_c$ 。临界定温线在 $c$ 点有一转折点称为临界点,对应于该点的参数还有临界压力 $p_c$ 、临界比容 $v_c$ 等。在临界点上气态和液态没有明显差别。当 $p > p_c$ 时,虽然可有气态到液态的转变,但是不存在气、液两相共存状态。临界参数是实际气体的重要参数,某几种气体的临界参数列于表6-1中。图6-4中 $c-6-8-10-A$ 是不同温度下气体液化终了各点的连线,称为饱和液体线; $c-5-7-9-B$ 是气体开始液化各点的连线,称为干饱和蒸气线。这些界线将图分为三个区域: $c-A$ 曲线与 $t_c$ 线上分支( $c-2$ )左侧为液态区; $c-A$ 与 $c-B$ 曲线之间为气、液共存的湿蒸气区; $c-B$ 曲线与 $t_c$ 线上分支( $c-2$ )右侧为气态区。

将范德瓦耳方程按 $v$ 的降幂展开可写成:

$$pv^3 - (bp + RT)v^2 + av - ab = 0$$

它是 $v$ 的三次方程。按方程所得定温曲线与安竺斯实验曲线作一比较,当 $t > 31.1^\circ\text{C}$ ,对应于每一个 $p$ 值,只有一个 $v$ 值,即相应于方程式具有一个实根,两个虚根;当 $t = 31.1^\circ\text{C}$ 而 $p = p_c$ 时, $v$ 有三个相等实根,即临界状态点。

可见,在以上区域,方程式均能与实验结果基本相符。而当 $t < 31.1^\circ\text{C}$ 时,按方程式描绘的曲线,如图

6-5中7-13-12-11-8曲线,与实验所得线段7-8(水平线)不相吻合。对应于该压力 $v$ 有三个不同实根,即 $v_7, v_{12}, v_8$ 。范德瓦耳方程式是一个连续函数,它所描述的物质状态和热力性质是连续地逐渐变化的,在全部过程中物质始终是单相的均匀体。而实际上气态与液态的相互过渡是在一定条件下分离为物理性质完全不同的两种相的不连续过程中完成的。

## 3. 临界参数和范德瓦耳常数

考虑到临界点的特征,可从范德瓦耳方程式中推导得临界参数与范德瓦耳常数之间的关系。临界定温线在 $c$ 点的切线与横坐标轴平行,因之有 $(\partial p / \partial v)_{T_c} = 0$ 的关系,可得

$$-\frac{RT_c}{(v_c - b)^2} + \frac{2a}{v_c^3} = 0 \quad (a)$$

又因定温线1- $c$ -2在 $c$ 点有一个转折点,故又有 $(\partial^2 p / \partial v^2)_{T_c} = 0$ 的关系,可得

$$\frac{2RT_c}{(v_c - b)^3} - \frac{6a}{v_c^4} = 0 \quad (b)$$

当然临界点的参数也应符合范德瓦耳方程式本身,故又有

$$(p_c + \frac{a}{v_c^2})(v_c - b) = RT_c \quad (c)$$

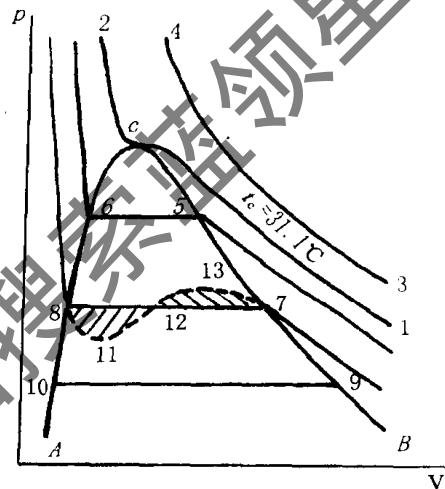


图6-4 CO<sub>2</sub>的 $p-v$ 图



联立求解式 (a)、(b)、(c), 解得

$$v_c = 3b; \quad T_c = \frac{8a}{27Rb}; \quad p_c = \frac{a}{27b^2} \quad (d)$$

或

$$a = \frac{27R^2T_c^2}{64p_c}; \quad b = \frac{RT_c}{8p_c}; \quad R = \frac{8p_cv_c}{3T_c} \quad (e)$$

因  $T_c$  和  $p_c$  较易测准, 通常总是根据实测的  $p_c$  和  $T_c$  而计算  $a$ 、 $b$  和  $v_c$ 。某些物质的临界参数值和范德瓦尔常数列于表 6-1 中。

几种气体的临界参数和范德瓦尔常数

表 6-1

物质名称	$T_c$ (K)	$p_c$ (MPa)	$a \times 10^3$ (MPa·m <sup>6</sup> /kmol <sup>2</sup> )	$b \times 10^3$ (m <sup>3</sup> /kmol)
He	5.3	0.22901	3.5767	24.05
H <sub>2</sub>	33.3	1.29702	24.9304	26.68
N <sub>2</sub>	126.2	3.39456	136.8115	38.63
O <sub>2</sub>	154.8	5.07663	137.6429	31.68
CO <sub>2</sub>	304.2	7.38696	365.2920	42.78
NH <sub>3</sub>	405.5	11.29830	424.3812	37.30
H <sub>2</sub> O	647.3	22.1297	552.1069	30.39
CH <sub>4</sub>	190.7	4.64091	228.50	42.69
CO	133.0	3.49589	147.5479	39.53

## 二、其他几种二常数实际气体状态方程式简介

范德瓦尔将不同气体的常数  $a$ 、 $b$  看作是定值, 实际上由于分子间相互作用力的复杂性以及分子间会发生缔合和分解, 常数  $a$ 、 $b$  并不是定值, 而与气体所处状态有关, 因此, 该方程定量计算有时很不准确, 只是在压力较低时, 定量上才比较正确。于是后人在此基础上对该方程进行了修正, 从而提出一些精度较高具有一定实用价值的状态方程式。

### 1. 伯特洛方程 (Berthelot)

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{Tv^2} \quad (6-37)$$

### 2. 狄特里奇方程 (Dieterici)

$$p = \frac{RT}{v-b} e^{-\frac{a}{RTv}} \quad (6-38)$$

### 3. 瑞得里奇-邦方程 (Redlich-Kwong)

该方程于 1949 年提出, 方程形式为

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b)T^{0.5}} \quad (6-39)$$

式中

$$a = 0.42748 \frac{R^2T_c^{2.5}}{p_c}$$

$$b = 0.08664 \frac{RT_c}{p_c}$$

该方程应用简便, 与其他二常数方程相比有较高的精度, 得到广泛应用。

以上几种方程虽然都有  $a$ 、 $b$  两个常数, 但是, 各个方程的常数值都不相同。读者可参看有关书籍。关于多常数的实际气体状态方程本书不作介绍。

实际气体状态方程的研究仍处在发展阶段, 不断有新的方程被提出来。我国学者在实际气体状态方程研究中也有许多成果, 如浙江大学侯虞钧教授和马丁于 1955 年联合发表了

马丁——侯方程, 哈尔滨工业大学严家骏教授于 1978 年提出了一个实际气体通用状态方程等。

**【例 6-5】** 如  $\text{CO}_2$  温度为 373K, 比容为  $0.012\text{m}^3/\text{kg}$ , 利用范德瓦尔方程式求它的压力, 并与从理想气体状态方程式所得结果作一比较。

**【解】** 由表 6-1 查得

$$a = 0.3652920 \frac{\text{m}^6 \cdot \text{MPa}}{\text{kmol}^2}$$

$$b = 0.04278 \text{ m}^3/\text{kmol}$$

按范德瓦尔方程计算

$$\begin{aligned} p &= \frac{R_0 T}{V_M - b} - \frac{a}{V_M^2} \\ &= \frac{8314 \times 373}{0.012 \times 44 - 0.04278} - \frac{0.365292 \times 10^6}{(0.012 \times 44)^2} = 5.081 \times 10^6 \text{ Pa} = 5.081 \text{ MPa} \end{aligned}$$

按理想气体状态方程式计算

$$\begin{aligned} p &= \frac{R_0 T}{V_M} = \frac{8314 \times 373}{0.012 \times 44} \\ &= 5.873 \times 10^6 \text{ Pa} = 5.873 \text{ MPa} \end{aligned}$$

**【例 6-6】** 求范德瓦尔状态方程的  $c_p - c_v$  差值的计算式

**【解】** 从范氏方程可得

$$RT = pv + \frac{a}{v} - bp - \frac{ab}{v^2}$$

及

$$p = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2}$$

对上列两式求偏导数, 经整理后得

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{R}{p - \frac{a}{v^2} + \frac{2ab}{v^3}}$$

及

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_v = \frac{R}{v - b}$$

将这一结果代入式 (6-29), 可得

$$c_p - c_v = T \left(\frac{R}{v - b}\right) \left(\frac{R}{p - \frac{a}{v^2} + \frac{2ab}{v^3}}\right)$$

如上式中的  $a = b = 0$ , 则为理想气体, 其结果是  $c_p - c_v = R$ 。

## 第七节 对比态定律与压缩因子图

### 一、引用压缩因子 $z$ 修正的实际气体状态方程式

工程上, 在近似计算时常采用对理想气体性质引入修正项而得到实际气体性质的简便方法。如在相同温度和压力下, 实际气体的比容  $v$  与按理想气体状态方程计算得到的  $v_{id} = \frac{RT}{p}$  的比值称为压缩性系数, 或压缩因子, 用符号  $z$  表示, 即

$$z = \frac{v}{v_{id}} = \frac{pv}{RT}$$

或

$$pv = zRT \quad (6-40)$$

式(6-40)便是引用压缩因子 $z$ 修正的实际气体状态方程。对于理想气体 $z = 1$ ,对于实际气体 $z$ 是状态的函数,可能大于或小于1。 $z$ 的大小表示实际气体性质对理想气体的偏离程度。

压缩因子是气体温度和压力的函数,通常采用根据对比态(也称对应态)定律建立的通用性图表——压缩因子图来确定。

## 二、对比参数与对比态定律

自然界绝大多数物质都有气、液、固三态,而在气、液相变时都存在临界状态。实验表明,各种气体都在一定程度上显示出热力学相似的性质。我们把各状态参数与临界状态的同名参数的比值称为对比参数,如

$$T_r = \frac{T}{T_c}, \quad p_r = \frac{p}{p_c}, \quad v_r = \frac{v}{v_c}$$

$T_r, p_r$  和  $v_r$  分别称为对比温度,对比压力和对比比容。对比参数都是无量纲量,它表明物质所处状态偏离其本身临界状态的程度。

用对比参数表示的状态方程  $F(p_r, T_r, v_r) = 0$  称为对比状态方程。凡是含有两个常数(不包括气体常数 $R$ )的实际气体状态方程式,根据物质特性常数与临界参数之间的关系,可以消去方程中的常数项而转换成具有通用性的对比状态方程式。如范德瓦尔方程将  $a = \frac{27}{64}$

$\cdot \frac{R^2 T_c^2}{p_c}$ ;  $b = \frac{v_c}{3}$ ;  $R = \frac{8}{3} \cdot \frac{p_c v_c}{T_c}$  代入原方程,即可整理出范德瓦尔对比状态方程:

$$\left(p_r + \frac{3}{v_r^2}\right)(3v_r - 1) = 8T_r \quad (6-41)$$

这一方程不包含表示物质特性的常数,适用于一切符合范德瓦尔方程的气体。

如果不同气体所处状态的对比状态参数  $p_r, T_r$  和  $v_r$  都各自相同,则可称这些气体处于对应状态。例如在临界状态,各种物质的对比参数都相同,且都等于1,即处在对应状态。由对比态方程式  $F(p_r, T_r, v_r) = 0$  可以推得:对于满足同一对比态方程式的各种气体,对比参数  $p_r, T_r$  和  $v_r$  中若有两个相等,则第三个对比参数就一定相等,物质也就处于对应状态中,这一规律称为对比态定律。对于满足同一对比状态方程式及服从对比态定律的各种气体,可以认为它们的热力学性质相似,称为热力学相似的气体。

热力学相似的气体,它们的物性参数都能表示成对比参数的同一形式的函数。这就是用对比参数通用性图表近似计算实际气体物性参数的依据。

## 三、压缩因子图

压缩因子图就是一种由对比态定律建立起来的通用性线图,用于近似计算实际气体基本状态参数。

由实际气体状态方程式转化为对比状态方程,则

$$z = \frac{pv}{RT} = \frac{p_c v_c}{RT_c} \cdot \frac{p_r v_r}{T_r} = z_c \cdot \frac{p_r v_r}{T_r}$$

因为

$$v_r = f(p_r, T_r)$$

所以

$$z = \varphi(p_r, T_r, z_c)$$

式中,  $z_c = \frac{p_c v_c}{RT_c}$  称为临界压缩因子。某些气体的临界压缩因子见表 6-2。

几种气体的临界压缩因子

表 6-2

物 质	He	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O	CO	CH <sub>4</sub>
$z_c$	0.300	0.304	0.297	0.292	0.274	0.238	0.230	0.294	0.290

由上表可见, 各种气体的临界压缩因子不等, 压缩因子  $z$  是  $z_c$  和  $p_r, T_r$  的函数。凡是  $z_c$  相近的气体, 只要它们的  $p_r, T_r$  彼此相等, 则其压缩因子  $z$  基本相同。在工程上常用多种  $z_c$  相近的气体作实验, 将所得结果的平均值作出  $z$  值随  $p_r$  和  $T_r$  而变化的线图——压缩因子图。可以绘出不同  $z_c$  值的压缩因子图(如  $z_c = 0.25, 0.27, 0.29$  等) 计算时, 最好采用与该气体  $z_c$  相近的压缩因子图。在近似计算时也可采用常用的压缩因子图( $z_c = 0.27$ ), 如图 6-5 所示, 其计算误差一般小于 4% ~ 6% (临界点附近除外)。

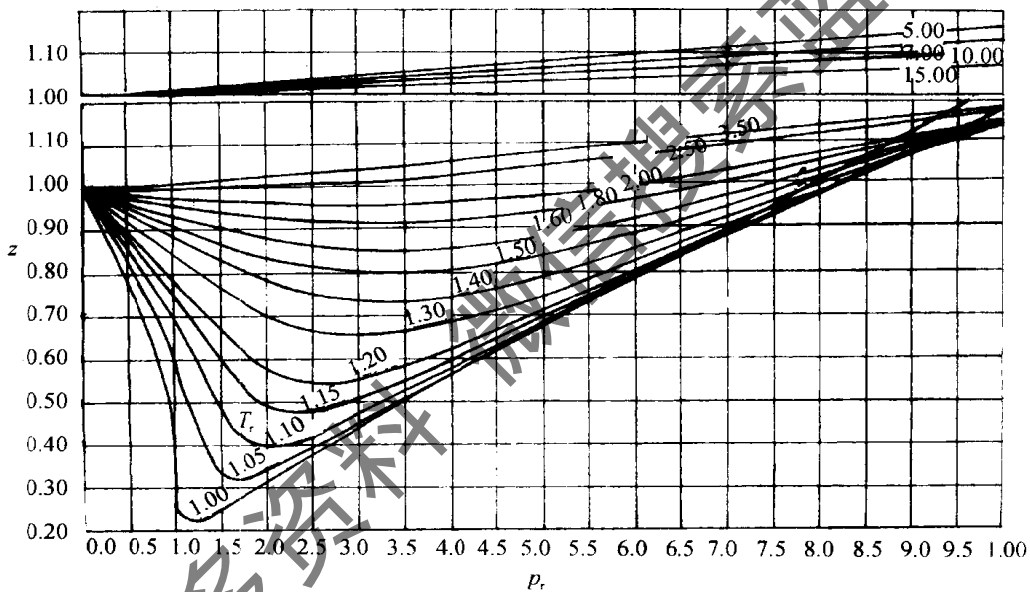


图 6-5 通用压缩因子图

**【例 6-7】** 试利用通用压缩因子图计算 CH<sub>4</sub> 在  $p = 9.279\text{MPa}$  和  $T = 286.1\text{K}$  下的千摩尔容积, 并与实测值  $V = 0.211\text{m}^3/\text{kmol}$  作比较。

**【解】** 由表 6-1 查出 CH<sub>4</sub> 的  $p_c = 4.64091\text{MPa}$ ,  $T_c = 190.7\text{K}$ 。

对比参数:  $p_r = \frac{p}{p_c} = \frac{9.279}{4.64091} = 2$

$$T_r = \frac{T}{T_c} = \frac{286.1}{190.7} = 1.5$$

由通用压缩因子图 6-5 查得:  $z = 0.84$ 。

则 
$$V_M = \frac{zR_0T}{p} = \frac{0.84 \times 8314 \times 286.1}{9.279 \times 10^6} = 0.215\text{m}^3/\text{kmol}$$

与实测值比较:

$$\text{相对误差} = \frac{0.215 - 0.211}{0.211} \times 100\% = 1.2\%$$

### 思考题

- 6-1 本章中所导出的各种关系式是否具有普遍适用性? 这普遍适用性的含义是什么?
- 6-2 什么叫热系数? 它们在研究物质热力学性质中有什么意义?
- 6-3 热力学微分方程式对工质热物性的研究有何用途?
- 6-4 比热关系式 (6-29) 是否适用于气体、液体及固体? 如用于液体及固体将产生什么结果。
- 6-5 从可逆过程导出的  $dU$ 、 $dH$ 、 $dF$  及  $dG$  的关系式 (6-8)、(6-9)、(6-10) 及 (6-11) 能否适用于不可逆过程? 为什么?
- 6-6  $ds$ 、 $dh$  及  $du$  的热力学微分关系式 (6-22)、(6-25) 及 (6-26) 能否适用于不可逆过程?
- 6-7 计算微元过程中的热量公式 (6-27) 及 (6-28), 对不可逆过程是否适用?
- 6-8 试讨论由实验确定的热系数, 对求解物质的熵变化、焓变化及内能变化起什么作用?
- 6-9 如果几种气体的状态参数相同, 其对比参数是否相同? 反之, 若各气体处于对应状态, 它们的状态参数是否相同?

### 习题

- 6-1 如气体符合克劳修斯方程  $p(v-b) = RT$ , 试求  $c_p - c_v$  的结果。
- 6-2 试证明符合范得瓦尔方程的气体具有下列关系:

$$(1) \quad (h_2 - h_1)_T = (p_2 v_2 - p_1 v_1) + a \left( \frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2} \right)$$

$$(2) \quad (s_2 - s_1)_T = R \ln \frac{(v_2 - b)}{(v_1 - b)}$$

$$(3) \quad c_p - c_v = \frac{R}{1 - \frac{2a(v-b)^2}{RTv^3}}$$

- 6-3 如气体符合范得瓦尔方程, 试证明其内能及熵的微分方程式为

$$du = c_v dT + \frac{a}{v^2} dv$$

$$ds = \frac{c_v}{T} dT + \frac{R}{v-b} dv$$

- 6-4 根据水蒸气的  $h-s$  图, 试证明过热蒸汽区域的定压线的斜率随温度升高而增大, 湿蒸汽区域内的定压线都是直线。

- 6-5 计算  $1\text{kmol}$  范得瓦尔方程的气体在容积由  $V_1$  等温膨胀到  $V_2$  的过程中所吸收的热量。

- 6-6 证明简单可压缩系统具有下列关系式

$$(1) \quad du = c_v dT + \left( \frac{\beta T}{\mu} - p \right) dv$$

$$(2) \quad dh = c_p dT + (v - \beta T v) dp$$

$$(3) \quad ds = \frac{\mu c_v}{\beta T} dp + \frac{c_p}{\beta v T} dv$$

- 6-7 证明符合范得瓦尔方程的气体, 其定容比热只是温度的函数。

- 6-8 定温压缩系数  $\mu = -\frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$ , 绝热压缩系数  $\mu_s = -\frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial p} \right)_s$ 。求证比热比  $\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\mu}{\mu_s}$ 。

- 6-9  $1\text{kmol}$  氧, 在  $T = 500\text{K}$  下, 由  $V_1 = 5\text{m}^3$  定温膨胀到  $V_2 = 20\text{m}^3$ 。如氧气符合范得瓦尔方程, 求此定温膨胀过程中氧气所吸收的热量及所做的膨胀功。

- 6-10 试用通用压缩因子图计算在  $t = -88^\circ\text{C}$  及  $p = 4.4\text{MPa}$  时,  $1\text{kmol O}_2$  的容积。

6-11 0.5kgCH<sub>4</sub> 装在 5L 容器内, 温度为 100℃。试用 (1) 理想气体状态方程式; (2) 范德瓦尔方程式, 分别计算其压力。

6-12 求 1 标准 m<sup>3</sup> 氮气在  $p = 20\text{MPa}$ ,  $t = -70^\circ\text{C}$  时的容积。用理想气体状态方程式及压缩因子图计算, 并作一比较。

6-13 已知水的三相点温度  $T_1 = 273.16\text{K}$ , 压力为  $p_1 = 611.2\text{Pa}$ , 升华潜热  $r_{s,v} = 2833.47\text{kJ/kg}$ , 如忽略三相点以下升华潜热随温度的变化, 试按蒸汽压方程计算  $T_2 = 258.15\text{K}$  ( $t_2 = -15^\circ\text{C}$ ) 时的饱和蒸汽压力  $p_2$ 。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球

## 第七章 水 蒸 气

由于水蒸气容易获得,热力参数适宜和不污染环境,它是在工业上广泛使用的工质,如热电厂以水蒸气作为工质完成能量的转换,用水蒸气作为热源加热供热网路中的循环水,空调工程中用水蒸气对空气进行加热或加湿。此外,致冷用的工质如氨、氟里昂等蒸气,燃气工程中用的液化石油气如丙烷、丁烷等,其热力性质与水蒸气的性质及物态变化规律基本相同,仅是物态变化时参数不同而已。因此,充分掌握水蒸气的性质,对熟悉其它蒸气的性质可以举一反三之功。

水蒸气是由液态水经汽化而来的一种气体,它离液态较近,不能把它当作理想气体处理,它的性质比一般实际气体还要复杂。

由于水蒸气性质较为复杂,可用于工程计算的方程也很复杂,应用起来很不方便。为此,人们研究编制出常用水蒸气的热力性质表和图,供工程计算时查用。这些图表是多年来采用理论分析与实验相结合的方法,在综合大量可靠数据,得出复杂的水蒸气物性方程的基础上编制而成的。

本章主要介绍水蒸气的产生过程,水蒸气状态参数的确定,水蒸气图表的结构和应用以及水蒸气在热力过程中功量和热量的计算。

### 第一节 水的相变及相图

自然界中大多数纯物质都以三种聚集态存在:固相、液相和气相。例如水、致冷剂中的氨、氟里昂、二氧化碳等。

在热力工程中,水作为携带热能的工质,其应用最为广泛,下面以水为例来分析纯物质的三态变化。

在一定压力下,对固态冰加热,冰逐渐被加热至熔点温度,开始融化为液态水,在全部融化之前保持熔点温度不变,此过程称为融解过程。对水继续加热升温至沸点温度,水开始汽化,直至全部变为水蒸气,温度始终不变;再进一步加热,温度逐渐升高变为过热水蒸气。上述过程在  $p-t$  图上由水平线  $a-b-e-l$  表示,如图 7-1 所示。线段  $a-b$ 、 $b-e$  和  $e-l$  相应为冰、水和汽的定压加热过程。当压力提高时,对应的  $b$ 、 $e$  点位置将相应发生变化:点  $b$  的位置由于冰的熔点降低而向左移动(向纵坐标轴靠近); $e$  点的位置由于饱和温度的升高而向右移动。

连接  $b$ 、 $b'$  诸点得曲线  $AB$ 。在  $AB$  线上存在着固、液两相。 $AB$  线显示了熔点与压力的关系,并在  $p-t$  图上划分了固态与液态的区域,称为融解曲线。对于凝固时体积缩小的物质(如  $\text{CO}_2$ ),融解曲线斜率为正(如图 7-2 所示)。对于凝固时体积增大的物质(如水),融解曲线斜率为负(如图 7-1 所示),表明压力升高时,熔点降低。因此滑冰时冰刀与冰面接触,在很小作用面上受到很大的压力,使凝固点降低,冰被融化为水产生润滑作用而使冰刀滑动。

连接 $e, e'$ 诸点得曲线 $AC$ 。在曲线 $AC$ 上存在液、汽两相。 $AC$ 线上方端点 $C$ 是临界点, $AC$ 线显示了沸点与压力的关系,并在 $p-t$ 图上划分了液态与汽态的区域。称为汽化曲线。所有纯物质的汽化曲线斜率均为正,说明饱和压力随饱和温度升高而增大。

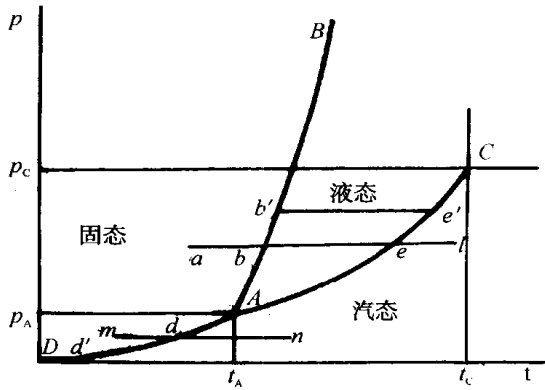


图 7-1 凝固时体积膨胀的物质的  $p-t$  图

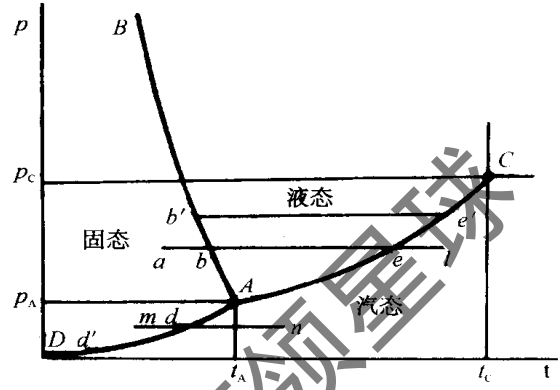


图 7-2 凝固时体积缩小的物质的  $p-t$  图

当压力降低时, $AB$ 与 $AC$ 两线逐渐接近,并交于 $A$ 点。 $A$ 点是固、液、汽三态共存的状态,叫做三相态。三相态是汽液共存曲线的最低点也称三相点。每种物质的三相点的压力和温度是定值。

例如	水	$p_A = 611.2 \text{ Pa}$ , $t_A = 0.01 \text{ }^\circ\text{C}$
	$\text{H}_2$	$p_A = 719.4 \text{ Pa}$ , $t_A = -259.4 \text{ }^\circ\text{C}$
	$\text{O}_2$	$p_A = 12534 \text{ Pa}$ , $t_A = -210 \text{ }^\circ\text{C}$

若在低于三相点的压力下对水定压加热,如图 7-1 中由点 $m$ 加热,则当冰的温度升高到点 $d$ 时,由固态直接变为汽态,这个过程称为升华。由汽态直接变为固态称为凝华。将不同压力下对应的升华过程 $d, d'$ 诸点连接起来,得曲线 $AD$ ,称为升华曲线。在 $AD$ 线上存在着固、汽两态,它表示升华温度与压力的关系,并在 $p-t$ 图上划分了固态与汽态的区域。秋冬之交的霜冻就是凝华现象。

$p-t$ 图中, $AB, AC$ 和 $AD$ 称为相平衡曲线。在曲线上两相平衡共存,曲线划分成的三区都是单相区。

热力工程所使用的水主要处于液相、气相和液气共存区,即 $p-t$ 曲线图 $AC$ 及两侧区域,在 $AC$ 线上某点进行的加热过程,是使水由液相转变的气相的过程,称为气化,而相反的过程叫做凝结。气化有蒸发和沸腾两种形式。蒸发是指液体表面的汽化过程,通常在任何温度下都可以发生,沸腾是指液体内部的汽化过程,它只能在达到沸点温度时才会发生。

日常遇到的蒸发现象都是在自由空间中进行的,液面上空间中不仅有蒸汽分子还有大量其它气体。蒸汽分子密度很小,因而分压力低,其汽化速度往往大于凝结速度,宏观上呈现汽化过程。若提高液体温度,增加蒸发表面积和加速液面通风都将提高蒸发速度。

对于在封闭容器中进行的蒸发过程,情况有所不同,随着蒸发的进行,气相空间蒸汽分子的浓度不断增大,返回液体的分子也不断增多,当汽化分子数和凝结分子数处于动态平衡时,宏观上蒸发现象将停止。这种汽化和凝结的动态平衡状况称为饱和状态。饱和状态的压力称为饱和压力,温度称为饱和温度。处于饱和状态下的蒸汽和液体分别称为饱和



蒸汽和饱和水。饱和蒸汽和饱和水的混合物称为湿饱和蒸汽，简称湿蒸汽；不含饱和水的饱和蒸汽称为干饱和蒸汽。从  $p-t$  图可见，饱和温度和饱和压力必存在单值的对应关系：

$$t_s = f(p_s) \quad (7-1)$$

式中， $t_s$  既是饱和液体温度也是饱和蒸汽温度； $p_s$  为饱和蒸汽压力，当气相空间有多种气体时， $p_s$  是该液体的饱和蒸汽分压力。

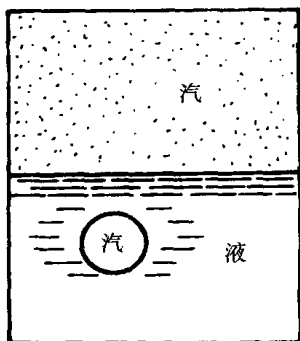


图 7-3

在一定压力  $p$  下，液体加热到压力  $p$  所对应的饱和温度时，在液体内部和器壁上涌现大量汽泡。这种在液体内部进行的汽化过程称为沸腾（如图 7-3 所示）。因为沸腾时在液体内部产生汽泡，汽泡必须承受住液面压力与汽泡上面液柱压力的总和才能存在，并长大上升进入气相空间。如果忽略液柱的压力，则当液体达到液面上总压力所对应的饱和温度时，就会发生沸腾过程。所以这个饱和温度也称为该压力下液体的沸点。

沸腾现象不仅可用加热方法实现，如果将高温水减压，使其压力降低到对应热水温度的饱和压力以下时，也会使水中产生大量汽泡而达到沸腾状态，因此，对高温热水网路，必须采取定压装置，以防止系统内局部发生减压而沸腾汽化。

## 第二节 水蒸气的定压发生过程

### 一、水蒸气的定压发生过程

工程上所用的水蒸气是由锅炉在压力不变的情况下产生的。其产生过程可通过图 7-4 来说明。在定压容器中盛有定量（假定 1kg）温度为  $0.01^\circ\text{C}$  的纯水，容器的活塞上加载一定的重量，使水处在不变的压力下。根据水在定压下变为蒸汽时状态参数变化的特点，水蒸气的发生过程可分为三个阶段，包含五种状态。

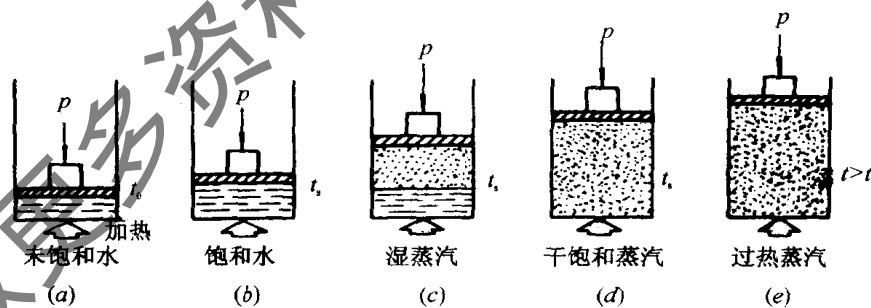


图 7-4 水蒸气定压发生过程示意图

#### 1. 定压预热阶段

水温低于饱和温度的水称为未饱和水（也称过冷水），如图 (a) 所示。对未饱和水加热，水温逐渐升高，水的比容稍有增大，熵增大，焓增大，当水温达到压力  $P$  所对应的饱和温度  $t_s$  时，水将开始沸腾，这时的水称为饱和水，如图 (b) 所示。水在定压下从未饱和状态加热到饱

①  $0.01^\circ\text{C}$  是水三相点的温度，水的内能和熵，都以这一状态作为计算的起点。

和状态,即为预热阶段。

### 2. 饱和水定压汽化阶段

把预热到  $t_s$  的饱和水继续加热,饱和水开始沸腾,在定温下产生蒸汽而形成饱和液体和饱和蒸汽的混合物,这种混合物称为湿饱和蒸汽,简称湿蒸汽如图(c)所示。湿蒸汽的体积随着蒸汽的不断产生而逐渐加大,直至水全部变为蒸汽,这时的蒸汽称为干饱和蒸汽(即不含饱和水的饱和蒸汽),如图(d)所示。把饱和水定压加热为干饱和蒸汽的过程称为汽化阶段。在这一阶段中,容器内的温度不变,所加入的热量用于由水变为蒸汽所需的能量和容积增大对外作出的膨胀功。这一热量称为汽化潜热,即将 1kg 饱和液体转变成同温度的干饱和蒸汽所需要的热量。

### 3. 干饱和蒸汽定压过热阶段

干饱和蒸汽再继续加热时,蒸汽温度自饱和温度起往上升高,比容增大。这一过程就是蒸汽的定压过热阶段,如图(e)所示。由于这时蒸汽的温度已超过相应压力下的饱和温度,故称为过热蒸汽。其温度超过饱和温度之值称为过热度。

## 二、水蒸气的 $p-v$ 图与 $T-s$ 图

上述水蒸气的定压产生过程表示在  $p-v$  图和  $T-s$  图上,如图 7-5 和图 7-6 所示。定压线在  $p-v$  图上为一水平线,相应的状态点  $a_0$  是未饱和水,状态点  $a'$  是饱和水,  $a''$  点表示干饱和蒸汽,  $a$  点表示过热蒸汽,  $a'$  和  $a''$  点间的任一状态点为湿饱和蒸汽。而在  $T-s$  图上定压线在预热段  $a_0 - a'$  和过热段  $a'' - a$  近似为一上凹的对数曲线,在液汽共存的两相区内由于相变时的压力和温度都不变,其间的定压线  $a' - a''$  也是定温线,因而是水平线。图 7-6 中过程线  $a_0 - a' - a'' - a$  即为某一压力的定压线。

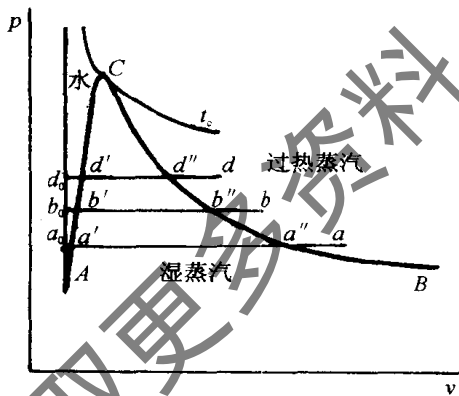


图 7-5 水蒸气的  $p-v$  图

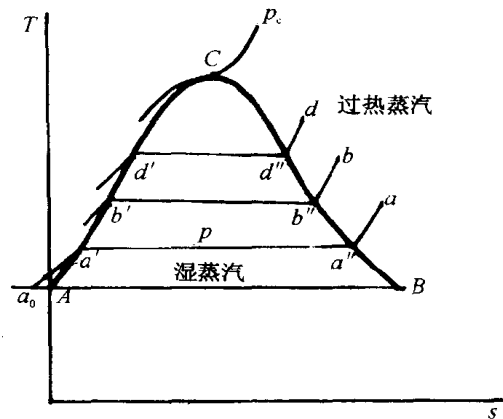


图 7-6 水蒸气的  $T-s$  图

同样,若维持另外的压力值不变,则由未饱和水变为过热蒸汽的过程线如  $b_0 - b' - b'' - b$ 、 $d_0 - d' - d'' - d$  等各线所示。由于水的压缩性极小,故压力虽然提高,只要温度不变(仍为  $0.01^\circ\text{C}$ ),其比容就基本保持不变,所以在  $p-v$  图上  $0.01^\circ\text{C}$  的各种压力下水的状态点  $a_0$ 、 $b_0$ 、 $d_0$  等几乎均在一条垂直线上。由于水受热膨胀的影响大于压缩的影响,压力增大时,水的比容变化甚小,而随着饱和温度的升高,水的比容明显增大。因此,饱和水的比容  $v'$  随温度升高而有所增大。所以,  $p-v$  图上  $b'$  在  $a'$  的右上方。由于  $p_s = f(t_s)$  函数关系中  $p_s$  较  $t_s$  增长得

快,蒸汽比容受热膨胀的影响小于受压缩的影响,因而压力较高时的干蒸汽比容小于压力较低时的比容。所以,  $p-v$  图上  $b''$  在  $a''$  的左上方。即随着饱和压力与饱和温度的提高,水的预热过程拉长,汽化过程缩短,直到某一压力时,汽化过程线缩为一点,这一点称临界点(图 7-5 和 7-6 中  $C$  点)。临界点的状态参数称为临界参数。各种物质的临界参数是不相同的,如表 6-1 所示。连接  $p-v$  图上各压力下的饱和水状态点  $a', b', d', \dots$  和  $C$  得曲线  $AC$  称为饱和液体线(又称下界线);连接各压力下的干饱和蒸汽状态点  $a'', b'', d'' \dots$  和  $C$  得曲线  $BC$ , 称饱和蒸汽线(又称上界线)。两线会合于临界点  $C$ 。饱和液体线  $AC$  与临界定温线  $t_c$  左侧称未饱和液体区,饱和蒸汽线  $BC$  与  $t_c$  线右侧称过热蒸汽区,饱和线间( $AC$  与  $BC$  之间)称湿饱和蒸汽区。

由于水的压缩性很小,水压缩后温度升高极小,所以在  $T-s$  图上水的定压线与曲线  $AC$  很靠近。

在湿饱和蒸汽区,湿蒸汽的成分用干度  $x$  表示。

$$\text{干度 } x = \frac{\text{湿蒸汽中含干蒸汽的质量}}{\text{湿蒸汽的总质量}}$$

$(1-x)$  称为湿度,它表示湿蒸汽中饱和水的含量。因此,饱和液体线为  $x = 0$  的定干度线,饱和蒸汽线为  $x = 1$  的定干度线。

水蒸气的定压发生过程在  $p-v$ 、 $T-s$  图上所表示的特征归纳起来为:

一点:临界点  $C$

两线:饱和液体线、饱和蒸汽线

三区:未饱和液体区、湿饱和蒸汽区、过热蒸汽区

五种状态:未饱和水状态、饱和水状态、湿饱和蒸汽状态、干饱和蒸汽状态和过热蒸汽状态。

上面是关于水的相变过程特征和结论。其他工质如氨、氟里昂等,亦有类似的特征和结果,不过其临界参数值,  $p_c$  与  $t_c$  的关系以及  $p-v$  图、 $T-s$  图上各曲线的斜率等各不相同。

### 第三节 水蒸气表和焓—熵 ( $h-s$ ) 图

在工程计算中,水和水蒸气的状态参数可根据水蒸气表和图查得。为了能正确应用图表查取数据,需对蒸汽表和图所列参数及参数间的一般关系有所了解,并能在必要时根据查得的数据再进行辅助性计算。

#### 一、水蒸气参数的计算

在蒸汽性质表中,通常列出状态参数  $p, v, T, h$  和  $s$ , 而内能  $u$  则不列出,因为在工程计算中内能用得较少。如果需要知道内能的值,可以根据公式  $u = h - pv$  计算得到。下面以表中一些特殊状态点的参数计算为例来说明参数间的一般关系,以方便应用。

##### (1) 零点的规定

根据 1963 年第六届国际水蒸气会议的决定,以水物质在三相(纯水的冰、水和汽)平衡共存状态下的饱和水作为基准点。规定在三相态时饱和水的内能和熵为零。其参数为:

$$t_0 = 0.01 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_0 = 0.6112 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned}
 v'_0 &= 0.00100022 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 u'_0 &= 0 \text{ kJ/kg} \\
 s'_0 &= 0 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \\
 h'_0 &= u'_0 + p_0 v'_0 = 0.000611 \text{ kJ/kg} \approx 0
 \end{aligned}$$

如图 7-5 和图 7-6 所示, A 点为三相态时饱和水的坐标点。

(2) 温度为  $0.01^\circ\text{C}$ 、压力为  $p$  的未饱和水

如图 7-5 和图 7-6 所示的状态点  $a_0$ , 由于水的压缩性小, 可以认为水的比容与压力无关。因此温度为  $0.01^\circ\text{C}$  时, 不同压力下水的比容可以近似地认为相等, 即  $v_0 \approx 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$ 。因温度相同、比容相同, 所以内能也相同, 于是  $u_0 = u'_0 = 0$ , 从而熵也相同, 即  $s_0 = s'_0 = 0$ 。当压力不太高时, 焓也可近似认为相同,  $h_0 = u_0 + p v_0 = 0$ 。因此, 点  $a_0$  的熵将等于点 A 的熵, 在图 7-7 所示  $T-s$  图上, 点  $a_0$  与点 A 将重合。所以, 可以认为在不同压力下,  $0.01^\circ\text{C}$  的未饱和水状态点  $a_0, b_0, d_0 \dots$  等在  $T-s$  图上都近似地与点 A 重合, 而不同压力下水的定压预热过程线  $a_0-a', b_0-b', d_0-d' \dots$  等都近似地落在下界线 AC 上。

(3) 温度为  $t_s$ 、压力为  $p$  的饱和水

$0.01^\circ\text{C}$  的水在定压  $p$  下加热至  $t_s$  成为饱和水, 所加入的热量称为液体热, 用  $q_1$  表示。在  $T-s$  图上相当于预热段  $a_0-a'$  下面的面积(如图 7-7 所示)。

$$q_1 = h' - h_0 \approx h'$$

按水的平均比热  $c_{pm} = 4.1868 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$$q_1 = h' = c_{pm}(t_s - 0.01) \approx 4.1868 t_s$$

随着压力的升高,  $t_s$  也升高, 因而  $q_1$  也增大。

饱和水的熵  $s'$

$$s' = \int_{273.16}^{T_s} c_p \frac{dT}{T} = c_{pm} \ln \frac{T_s}{273.16} = 4.1868 \ln \frac{T_s}{273.16} \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

当压力与温度较高时, 由于水的  $c_p$  变化较大, 而且  $h_0$  也不能再认为等于零, 因此不能用上式计算  $q_1$  和  $s'$ , 而只能查表。

(4) 压力为  $p$  的干饱和蒸汽

将饱和水继续加热, 使之全部汽化成为压力为  $p$ 、温度为  $t_s$  的干饱和蒸汽。汽化过程中加入的热量称为汽化潜热, 用  $r$  表示, 在  $T-s$  图上相当于汽化段  $a'-a''$  下面的面积(如图 7-7 所示)。

$$r = T_s(s'' - s') = h'' - h'$$

$$h'' = h' + r$$

$$u'' = h'' - p v''$$

$$s'' = s' + \frac{r}{T_s}$$

(5) 压力为  $p$  的湿饱和蒸汽

对于湿饱和蒸汽, 由于饱和压力与饱和温度  $t_s$  有对应的函数关系, 它们不是相互独立的参数, 仅知道  $p$  和  $t_s$  还不能确定湿蒸汽的状态, 必

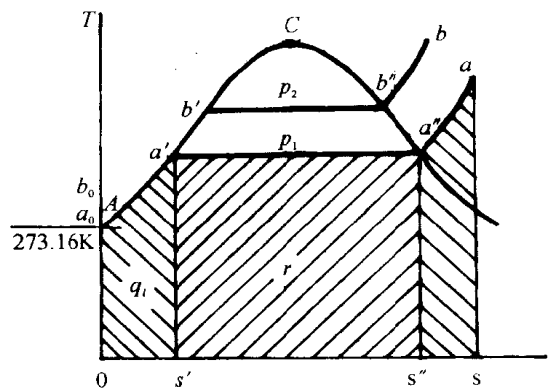


图 7-7 水蒸气的  $T-s$  图

须再有一个表示湿蒸汽成分的参数才能使之确定,这个参数就是前面已经提及的干度  $x$ 。

有关湿饱和和蒸汽的参数值,水蒸气表中没有直接列出,但是可以利用表中查得的饱和水和饱和水蒸气的参数值,再根据干度  $x$  计算得出。

湿蒸汽的参数为

$$\begin{aligned}v_x &= xv'' + (1-x)v' = v' + x(v'' - v') \\v_x &\approx xv'' \text{ (当 } p \text{ 不太大、} x \text{ 不太小时)} \\h_x &= xh'' + (1-x)h' = h' + x(h'' - h') = h' + xr \\s_x &= xs'' + (1-x)s' = s' + x(s'' - s') = s' + x\frac{r}{T_s} \\u_x &= h_x - pv_x\end{aligned}$$

(6) 压力为  $p$  的过热蒸汽

$a''-a$  为定压过热阶段,过程中加入的热量称为过热热量。在  $T-s$  图上相当于  $a''-a$  下的面积  $a''ass'a''$  (如图 7-7 所示)。要确定过热蒸汽的状态,除压力外,还应知道其过热度或过热蒸汽的温度。

过热蒸汽的焓

$$h = h'' + c_{pm}(t - t_s)$$

其中  $c_{pm}(t - t_s)$  是过热热量,  $t$  为过热蒸汽的温度,  $c_{pm}$  为过热蒸汽由  $t$  到  $t_s$  的平均定压质量比热。

过热蒸汽的内能

$$u = h - pv$$

过热蒸汽的熵

$$s = s' + \frac{r}{T_s} + \int_{T_s}^T c_p \frac{dT}{T} = s' + \frac{r}{T_s} + c_{pm} \ln \frac{T}{T_s}$$

由于过热蒸汽的定压比热  $c_p$  是温度  $T$  和压力  $p$  的复杂函数,计算起来比较麻烦,上述焓和熵的计算式在工程中一般并不应用,在工程上常用的方法是直接查水蒸气热力性质表和图。

## 二、水蒸气表

水蒸气表一般有三种:按温度排列的饱和水与饱和水蒸气表;按压力排列的饱和水与饱和水蒸气表;按压力和温度排列的未饱和水与过热蒸汽表。这三种蒸汽表的整套数据,详见本书附录中附表 1、附表 2 和附表 3。

### 1. 饱和水与饱和蒸汽表

因为在饱和线上和饱和区内压力和温度只有一个独立变量,因而可以用  $t_s$  为独立变量列表,如附表 1 所示;也可以以  $p_s$  为独立变量列表,如附表 2 所示,这两种表中的独立变量都按整数值列出,使用起来很方便。

### 2. 未饱和水与过热蒸汽表

由于液体和过热蒸汽都是单相物质,需要两个独立参数才能确定状态。考虑到压力和温度是较易测定的参数,所以将它们作为独立变量,而将  $v, h$  和  $s$  等参数作为它们的函数,并将未饱和水的数据与过热蒸汽的数据列入同一张表,如附表 3 所示。该表中粗黑线的上方代表未饱和水的参数值,粗黑线的下方是过热蒸汽的参数值。

由于液体压缩性很小,在低压下可以近似认为未饱和液体的参数不随压力而变,只是

温度的函数。工程计算中当一时缺乏资料时，可用饱和水的数据近似代替同温度下未饱和水的数据。

### 三、水蒸气的焓熵图

由于水蒸气表所给出的数据是不连续的，在求间隔中的状态参数时，需用内插法。同时在分析过程中，可能发生跨越两相的变化过程，使用水蒸气表也有不便。如果根据水蒸气各参数间的关系及实验数据制成图线，则使用起来更加明了、简便。水蒸气线图有很多种，前已讨论过  $p-v$  图和  $T-s$  图，这里重点介绍水蒸气的焓熵( $h-s$ ) 图，如图 7-8 所示。

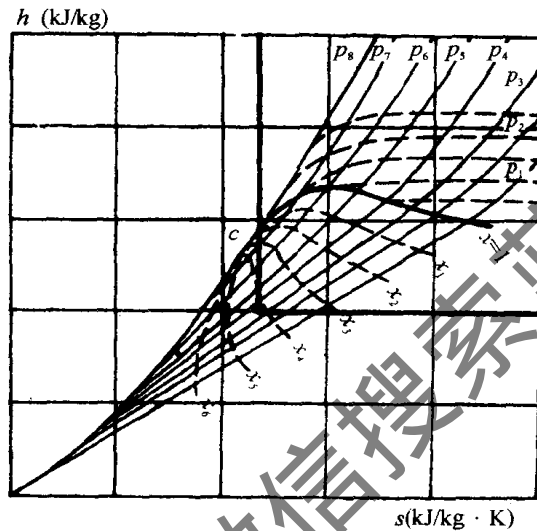


图 7-8 水蒸气的  $h-s$  图

根据水蒸气表中的数据，可以确定某一状态在  $h-s$  图上的位置，然后分别给定温度、压力和比容，绘出定温、定压和定容线簇。将相应于各压力下的饱和水状态点连成曲线便是下界线；将相应于各压力下的饱和蒸汽状态点连成曲线便是上界线，两线汇合于临界点  $c$ 。从图中可见临界点低于干饱和蒸汽线的最高点，它的焓不是饱和蒸汽焓的极大值。(3MPa 饱和蒸汽的焓值最大)。

由热力学关系式  $Tds = dh - vdp$  可得到  $h-s$  图上定压线、定容线和定温线的斜率分别为

$$\text{定压线斜率} \quad \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p = T$$

$$\text{定容线斜率} \quad \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_v = T + v\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v$$

$$\text{定温线斜率} \quad \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_T = T + v\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_T$$

在定容过程中， $\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_v > 0$ ，因此， $\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_v > \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p$ ，这说明在  $h-s$  图上，定容线的斜率大于定压线的斜率，即定容线将比定压线陡。为醒目起见，定容线一般用红色示出(见附录图 1)。

在饱和蒸汽区域的汽化过程中，压力与温度保持不变，所以  $\left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_T = 0$ ， $\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_p = \left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_T$ ，即在湿蒸汽区域，定压线的斜率就是定温线的斜率，并且是一条斜率不变的直线。但进入过

热蒸汽区域后,由于 $(\frac{\partial p}{\partial s})_T < 0$ ,因此 $(\frac{\partial h}{\partial s})_p > (\frac{\partial h}{\partial s})_T$ ,此时定压线较陡,而定温线较为平坦。随着温度升高、压力降低,蒸汽愈来愈接近理想气体的特性,这时 $(\frac{\partial p}{\partial s})_T \rightarrow -\frac{T}{v}$ ,因而定温线将趋于水平直线。

定干度线,即 $x = \text{常数}$ 的线。将湿蒸汽区各定压线上相应的等分点相连,就可得出 $x = \text{常数}$ 的定干度线。所有的定干度线会合于临界点。定干度线包括 $x = 0$ 的饱和液体线和 $x = 1$ 的饱和蒸汽线。在湿蒸汽区才有干度的概念和定干度线。

由于干度小于50%的部分线图过分密集,工程上又不经常用这部分线簇,为使图面清晰起见,一般用的 $h-s$ 图均只绘出 $x > 0.6$ 的部分(见附录图1)。至于水的参数只能用表查取。

应用水蒸气的 $h-s$ 图,可以根据已知参数确定状态点在图上的位置,并查得其余参数。也可以在图上表示水蒸气的热力过程,并对过程的热量、功量、内能变化等进行计算。

**【例 7-1】** 试确定:(1)  $p = 0.8\text{MPa}$ 、 $v = 0.22\text{m}^3/\text{kg}$ ; (2)  $p = 0.6\text{MPa}$ 、 $t = 190\text{C}$ ; (3)  $p = 1\text{MPa}$ 、 $t = 179.88\text{C}$ 三种情况下是什么样的蒸汽?

**【解】** (1) 查附表2,  $p = 0.8\text{MPa}$ 时 $v'' = 0.2403\text{m}^3/\text{kg}$  而 $v'' > v$ ,故此压力下 $v = 0.22\text{m}^3/\text{kg}$ 的蒸汽为湿蒸汽。

(2) 因 $p = 0.6\text{MPa}$ 时,相应的 $t_s = 158.84\text{C}$ ,而 $t > t_s$ 。故第二种情况下蒸汽为过热蒸汽。

(3)  $p = 1\text{MPa}$ 时, $t_s = 179.88\text{C}$ , $t = t_s$ 。故第三种情况是饱和状态。但因 $p$ 和 $t_s$ 不能完全确定饱和状态,所以不能说明是干饱和蒸汽、湿饱和蒸汽还是饱和水。

**【例 7-2】** 在容积为85L的容器中,盛有0.1kg的水及0.7kg的干饱和蒸汽,求容器中的压力。

**【解】**

$$v_x = \frac{0.085}{0.1+0.7} = 0.10625 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$x = \frac{0.7}{0.8} = 0.875$$

按近似公式计算

$$v'' = \frac{v_x}{x} = \frac{0.10625}{0.875} = 0.12143 \text{ m}^3/\text{kg}$$

从附表2查得,

$$v'' = 0.12368 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ 时 } p = 1.6 \text{ MPa}$$

$$v'' = 0.11661 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ 时 } p = 1.7 \text{ MPa}$$

用内插法求出干饱和蒸汽在 $v'' = 0.12143\text{m}^3/\text{kg}$ 时的压力。

$$p = 1.6 + \frac{1}{0.12368 - 0.11661} (0.12368 - 0.12143)$$

$$= 1.632 \text{ MPa}$$

#### 第四节 水蒸气的基本热力过程

水蒸气的基本热力过程也是定容、定压、定温和绝热四种。计算水蒸气热力过程的任

务与求解理想气体热力过程一样，即要求确定：(1) 过程初态与终态的参数；(2) 过程中的热量、功量和内能的变化量。但在方法上却与理想气体完全不同，主要是蒸汽没有适当而简单的状态方程式，不能用分析方法求得各个参数；再因蒸汽的  $c_p, c_v$  以及  $h$  和  $u$  都不是温度的单值函数，而是  $p$  或  $v$  和  $T$  的复杂函数，所以不采用分析法计算求解，而采用查图、表的方法。因此应用蒸汽性质图表，再结合热力学的基本公式来计算蒸汽的热力过程是准确、实用的工程计算方法。

分析蒸汽热力过程的一般步骤为：

1. 用蒸汽图表由初态的两个已知参数求其它参数。
2. 根据题示的过程性质，如压力不变、容积不变、温度不变和绝热（可逆绝热即为熵不变）等，加上另一个终态参数即可在图上确定进行的方向和终态，并读得终态参数。以上查得的初终态参数可在图 ( $h-s, T-s, p-v$  图) 上标出。采用何种图视解题要求而定。
3. 根据已求得的初、终态参数，应用热力学第一和第二定律等基本方程计算  $q, w$ 。

下面在  $h-s$  图上逐一分析水蒸气的四个基本过程

### 一、定压过程

如图 7-9 所示。

$$q = \Delta h = h_2 - h_1$$

$$\Delta u = h_2 - h_1 - p(v_2 - v_1)$$

$$w = q - \Delta u \text{ 或 } w = p(v_2 - v_1)$$

$$w_t = - \int v dp = 0$$

### 二、定容过程

如图 7-10 所示。

$$w = \int p dv = 0$$

$$q = \Delta u$$

$$\Delta u = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1)$$

$$w_t = - \int v dp = v(p_1 - p_2)$$

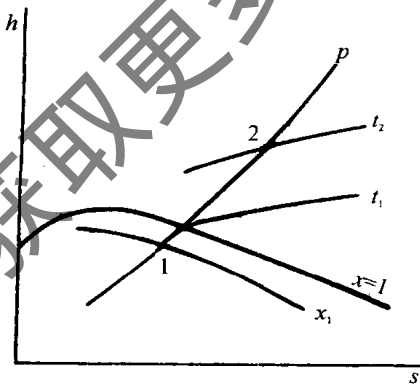


图 7-9 水蒸气的定压过程

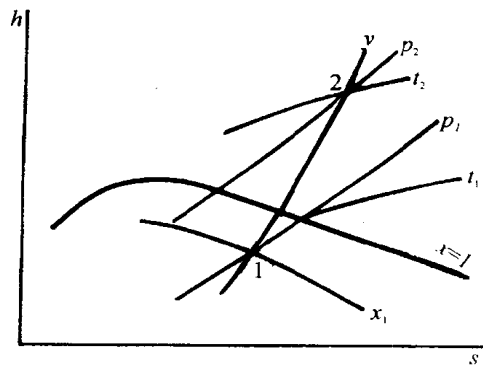


图 7-10 水蒸气的定容过程



### 三、定温过程

如图 7-11 所示。

$$q = T (s_2 - s_1)$$

$$w = q - \Delta u$$

$$w_t = q - \Delta h$$

$$\Delta u = h_2 - h_1 - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

从图 7-11 可以看出, 湿蒸汽定温膨胀时, 起初是沿定压线 (即定温线) 变为干饱和蒸汽, 并且保持压力不变。变为干饱和蒸汽后, 若再膨胀则压力下降, 并且变为过热蒸汽。

### 四、绝热过程

对可逆绝热过程 (定熵线) 如图 7-12 所示, 若过程不可逆, 则确定过程变化方向和终

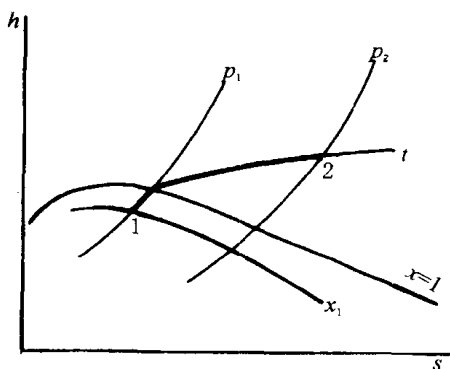


图 7-11 水蒸气的定温过程

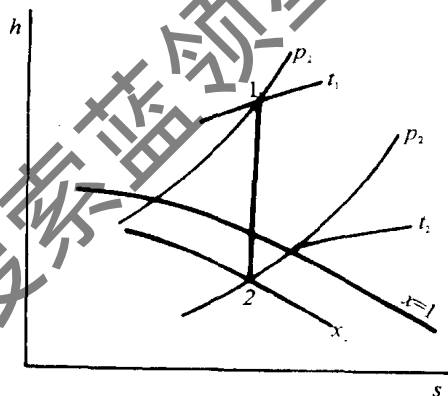


图 7-12 可逆绝热过程

态时尚需知道不可逆过程的熵增  $s_2 - s_1$  (如图 7-13 所示)。

$$q = 0$$

$$w = -\Delta u$$

$$w_t = -\Delta h$$

$$\Delta u = h_2 - h_1 - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

从图 7-12 和图 7-13 可以看出, 若蒸汽初态为过热蒸汽, 经绝热膨胀, 过热度减小, 逐渐变为干饱和蒸汽。若继续膨胀, 则变为湿蒸汽, 同时干度会随着减小。

**【例 7-3】** 过热蒸汽在 0.6MPa 压力下, 从 200°C 定压加热至 300°C, 试求此过程中热量、功量及内能的变化量。

**【解】** 根据  $p_1, t_1$  及  $t_2$  在  $h-s$  图上确定初、终二态 (点 1 及点 2), 如图 7-14 所示, 并查得:

$$h_1 = 2850 \text{kJ/kg} \quad v_1 = 0.35 \text{m}^3/\text{kg}$$

$$h_2 = 3060 \text{kJ/kg} \quad v_2 = 0.44 \text{m}^3/\text{kg}$$

定压过程中

$$q = h_2 - h_1 = 3060 - 2850 = 210 \text{kJ/kg}$$

$$w = p(v_2 - v_1) = 0.6 \times 10^6 \times (0.44 - 0.35)$$

$$= 0.054 \times 10^6 \text{J/kg} = 54 \text{kJ/kg}$$

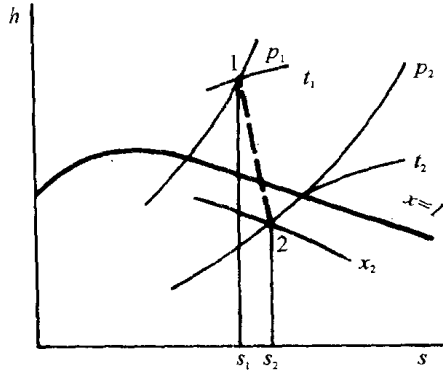


图 7-13 不可逆绝热过程

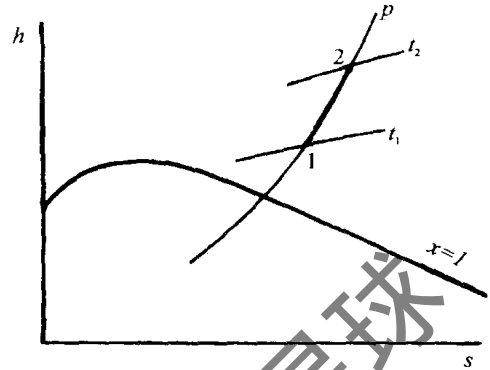


图 7-14 例 7-3

$$\Delta u = q - w = 210 - 54 = 156 \text{ kJ/kg}$$

**【例 7-4】** 某锅炉，由锅筒出来的蒸汽，经测定其压力  $p = 0.8 \text{ MPa}$ ，干度  $x = 0.9$ ，进入过热器在定压下加热，温度升高至  $t_2 = 250^\circ\text{C}$ ，求每  $\text{kg}$  蒸汽在过热器中吸收的热量。

**【解】** 根据  $p$  和  $x$ ，在  $h-s$  图上确定点 1。沿定压线与  $t_2$  相交于点 2，并查得以下参数：

$$h_1 = 2570 \text{ kJ/kg}; \quad h_2 = 2955 \text{ kJ/kg}$$

蒸汽在过热器中吸收热量为

$$q = h_2 - h_1 = 2955 - 2570 = 385 \text{ kJ/kg}$$

**【例 7-5】**  $0.1 \text{ kg}$  的水盛于一绝热刚性容器中，工质的压力为  $0.3 \text{ MPa}$ ，干度为  $0.763$ 。一搅拌轮置于容器中，由外面的马达带动旋转，直到水全部变成饱和蒸汽。求 (1) 水蒸气最终的压力和温度。(2) 完成此过程所需的功。

**【解】** 取容器内的工质为热力系统

(1) 因为是刚性容器，终态与初态比容相等，对于初态  $p_1 = 0.3 \text{ MPa}$ ， $x_1 = 0.763$  得

$$\begin{aligned} v_1 &= (1 - x_1)v'_1 + x_1v''_1 \\ &= (1 - 0.763) \times 0.001074 + 0.763 \times 0.6058 = 0.4643 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

所以  $v_2 = v_1 = 0.4643 \text{ m}^3/\text{kg}$

由饱和水和饱和蒸汽表查得在  $v_2 = 0.4643 \text{ m}^3/\text{kg}$  时

$$p_2 = 0.4 \text{ MPa}, t_2 = 143.62^\circ\text{C}$$

(2) 由于系统绝热  $q = 0$ ，由热力学第一定律

$$W = \Delta U = m(u_2 - u_1)$$

$$\begin{aligned} h_1 &= (1 - x_1)h'_1 + x_1h''_1 \\ &= (1 - 0.763)561.4 + 0.763 \times 2725.5 = 2212.6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} u_1 &= h_1 - p_1v_1 \\ &= 2212.6 - 0.3 \times 10^6 \times 0.4643 \times 10^{-3} = 2074 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$u_2 = h_2 - p_2v_2 = 2738.5 - 0.4 \times 10^6 \times 0.4643 \times 10^{-3} = 2553.6 \text{ kJ/kg}$$

$$W = -m(u_2 - u_1) = -0.1(2553.6 - 2074) = -48 \text{ kJ}$$

## 思考题

- 7-1 有没有  $400^{\circ}\text{C}$  的水? 有没有  $0^{\circ}\text{C}$  或温度为负摄氏度的水蒸气?
- 7-2 若压力为  $25\text{MPa}$ , 水蒸气的汽化过程是否还存在? 为什么?
- 7-3 只要是定压过程,  $dh = c_p dT$  对任何工质都适用。如果将此式应用于水蒸气的定压发生过程, 由于汽化时  $dT = 0$  而得到  $dh = 0$  的推论。这一推论是错误的, 试回答错在哪里?
- 7-4 在  $h-s$  图上, 你能标出下列水和蒸汽所处部位吗?
- 焓为  $h_1$  的未饱和水
  - 焓为  $h_2$  的饱和水
  - 参数为  $p_1, t_1$  的湿蒸汽
  - 压力为  $p_1$  的干蒸汽
  - 水、汽性质相同的状态
- 7-5 试在  $p-v$ 、 $p-t$  或  $T-s$  图上表示出下列过程: (1) 过热蒸汽在定压下冷却到刚开始出现液滴; (2)  $x = 0.6$  的湿饱和蒸汽在定容下加热到  $x = 1$ ; (3)  $x = 0.5$  的湿饱和蒸汽在  $200^{\circ}\text{C}$  下定温加热到体积增加 4.67 倍。
- 7-6 对盛有水、水蒸气、空气的刚性密闭容器加热, 试判断下列两种情况下容器内混合气体的总压力和水蒸气的分压力各为多少。
- 容器中水受热蒸发, 此时水温为  $T_1$  但未沸腾; (2) 容器中加热到沸腾, 沸点温度为  $T_2$ 。

## 习题

- 7-1 当水的温度  $t = 80^{\circ}\text{C}$ , 压力分别为  $0.01$ 、 $0.05$ 、 $0.1$ 、 $0.5$  及  $1\text{MPa}$  时, 各处于什么状态并求出该状态下的焓值。
- 7-2 已知湿蒸汽的压力  $p = 1\text{MPa}$ , 干度  $x = 0.9$ 。试分别用水蒸气表和  $h-s$  图求出  $h_x$ 、 $v_x$ 、 $u_x$  及  $s_x$ 。
- 7-3 在  $V = 60\text{L}$  的容器中装有湿饱和蒸汽, 经测定其温度  $t = 210^{\circ}\text{C}$ , 干饱和蒸汽的含量  $m_v = 0.57\text{kg}$ , 试求此湿蒸汽的干度、比容及焓值。
- 7-4 将  $2\text{kg}$  水盛于容积为  $0.2\text{m}^3$  的抽空了的密闭刚性容器中, 然后加热至  $200^{\circ}\text{C}$ 。试求容器中 (1) 压力; (2) 焓; (3) 蒸汽的质量和体积。
- 7-5 已知  $8\text{m}^3$  的湿蒸汽, 在  $p = 0.9\text{MPa}$  时, 其湿度  $(1 - x) = 0.65$ , 求此湿蒸汽的质量与焓值。
- 7-6 有一台采暖锅炉, 每小时能生产压力  $p = 1\text{MPa}$  (绝对)、 $x = 0.95$  的蒸汽  $1500\text{kg}$ 。当蒸汽的流速  $c > 25\text{m/s}$  时, 管道中的压力损失可以不计, 求输汽管的内径最小应多大。
- 7-7 某空调系统采用  $p = 0.3\text{MPa}$ ,  $x = 0.94$  的湿蒸汽来加热空气。暖风机空气的流量为每小时  $4000$  标准  $\text{m}^3$ , 空气通过暖风机 (从  $0^{\circ}\text{C}$ ) 被加热至  $120^{\circ}\text{C}$ 。设蒸汽流过暖风机后全部变为  $p = 0.3\text{MPa}$  的凝结水。求每小时需要多少千克蒸汽 (视空气的比热为定值)。
- 7-8 气缸中盛有  $0.5\text{kg}$ 、 $t = 120^{\circ}\text{C}$  的干饱和蒸汽, 在定容下冷却至  $80^{\circ}\text{C}$ 。求此冷却过程中蒸汽放出的热量。
- 7-9 有一刚性容器, 用一薄板将它分隔为  $A$ 、 $B$  两部分。在  $A$  中盛有  $1\text{kg}$ 、压力  $p_A = 0.5\text{MPa}$  的干饱和蒸汽,  $B$  中盛有  $2\text{kg}$ 、 $p_B = 1\text{MPa}$ ,  $x = 0.80$  的湿蒸汽。当隔板抽去后, 经过一段时间容器中的压力稳定在  $p_3 = 0.7\text{MPa}$ 。求: (1) 容器的总容积及终了时蒸汽的干度; (2) 由蒸汽传给环境的热量。
- 7-10 将  $1\text{kg}$ 、 $p_1 = 0.6\text{MPa}$ ,  $t_1 = 200^{\circ}\text{C}$  的蒸汽在定压条件下加热到  $t_2 = 300^{\circ}\text{C}$ , 求此定压加热过程加入的热量和内能的变化量。若将此蒸汽再送入某容器中绝热膨胀至  $p_3 = 0.1\text{MPa}$ , 求此膨胀过程所作的功量。

7-11 汽轮机进气参数为： $p_1 = 3\text{MPa}$ 、 $t_1 = 450^\circ\text{C}$ ，蒸汽在汽轮机中绝热膨胀到  $p_2 = 5\text{kPa}$  后排入冷凝器。求：(1) 可逆绝热膨胀时蒸汽的终参数及汽轮机所作的功；(2) 若蒸汽在汽轮机中为不可逆绝热膨胀，引起的熵产为  $0.25\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，则汽轮机作的功将为多少？

7-12 有一台工业锅炉，每小时能生产压力  $p = 1.4\text{MPa}$ 、 $t = 300^\circ\text{C}$  的过热蒸汽  $10\text{t}$ 。已知给水的温度为  $25^\circ\text{C}$ ；从锅筒引出的湿蒸汽的干度  $x = 0.96$ ；湿蒸汽在过热器中再加热至  $300^\circ\text{C}$ ；煤的发热值为  $29400\text{kJ}/\text{kg}$ 。试求：(1) 若锅炉的耗煤量  $B = 1430\text{kg}/\text{h}$ ，求锅炉效率；(2) 湿蒸汽在过热器中所吸收的热量及内能的变化量。

7-13 有一废热锅炉，进入该锅炉的烟气温度为  $t_{y1} = 600^\circ\text{C}$ ，排烟温度为  $t_{y2} = 200^\circ\text{C}$ 。此锅炉每小时可产生  $t_s = 100^\circ\text{C}$  的干饱和蒸汽  $200\text{kg}$ ，锅炉进水温度为  $20^\circ\text{C}$ ，锅炉效率为  $60\%$ 。(1) 求每小时通过的烟气量；(2) 试将锅炉中烟气的放热过程与蒸汽的吸热过程定性地表示在同一  $T-s$  图上。

7-14 湿蒸汽进入干度计前的压力  $p_1 = 1.5\text{MPa}$ ，经节流后的压力  $p_2 = 0.2\text{MPa}$ ，温度  $t_2 = 130^\circ\text{C}$ 。试用  $h-s$  图确定湿蒸汽的干度。

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球

## 第八章 湿空气

空气是一种混合气体，它是由氮氧等气体和水蒸气所组成。在一般情况下，往往将空气中水蒸气的影响忽略，如本书以前各章中讲到的空气均不考虑水蒸气，将空气当作不含水蒸气的混合气体。其实，空气中通常都含有水蒸气。在通风、空调及干燥工程中，为使空气达到一定的温度及湿度，以符合生产工艺和生活上的要求，就不能忽略空气中的水蒸气。为研究方便我们将水蒸气以外的所有气体称为干空气，将它看作一个不变的整体，而将由干空气和水蒸气所组成的混合气体称为湿空气。

通常湿空气的总压力为大气压力，其值比较低，而组成湿空气的干空气及水蒸气的分压则更低，因此，可以作为理想气体混合物来处理。

湿空气中的水蒸气虽然含量较少，但它与干空气却有所不同，湿空气中水蒸气的含量及相态都可能发生变化，大气中发生的雨、雪、霜、雹、雾、露等自然现象都是由于湿空气中水蒸气的相态变化所致，因此必须对湿空气的一些热力学性质进行研究。本章将对湿空气中水蒸气的含量、性质及有关热工计算作一较深入的讨论。

### 第一节 湿空气性质

#### 一、湿空气的成分及压力

地球上的大气是由氮、氧、氩、二氧化碳、水蒸气和极微量的其它气体所组成的一种混合气体，大气中干空气的成分会随时间、地理位置、海拔、环境污染等因素而发生微小的变化。为便于计算，可将干空气标准化，不考虑微量的其他气体。表 8-1 列出标准化的干空气的容积成分。

干空气的组成表

表 8-1

成 分	分 子 量	容积成分 (摩尔成分)	组成气体的部分分子量
O <sub>2</sub>	32.000	0.2095	6.704
N <sub>2</sub>	28.016	0.7809	21.878
Ar	39.944	0.0093	0.371
CO <sub>2</sub>	44.01	$\frac{0.0003}{1.000}$	$\frac{0.013}{28.966}$

地球上大气的压力也随地理位置、海拔及季节等因素的影响而变化，主要是随海拔升高而减小。当地当时的大气压力  $B$  可通过大气压力计来测量，每日每月每年的平均大气压力可查阅当地气象台站的记录资料。

湿空气的总压力  $p$ ，是干空气压力  $p_a$  及水蒸气分压力  $p_v$  之和，即

$$p = p_a + p_v$$

在通风空调及干燥工程中，一般采用大气作为工质，这时湿空气的总压力就是当地的大气压力  $B$ ，因而上式可写成

$$B = p = p_a + p_v \quad (8-1)$$

## 二、饱和空气与未饱和空气

湿空气中水蒸气的状态由其分压力  $p_v$  和湿空气的温度  $t$  确定，在水蒸气的  $p-v$  图上。如图 8-1 所示，湿空气中水蒸气的状态点为点  $a$ 。此时水蒸气分压力  $p_v$  低于温度  $t$  所对应的水蒸气的饱和分压力  $p_s$ ，水蒸气处在过热蒸汽状态。这种由于干空气与过热水蒸气(状态点  $a$ ) 所组成的湿空气称为未饱和空气。

若在温度  $t$  不变的情况下，向湿空气继续增加水蒸气量，则水蒸气分压力将不断增加，水蒸气状态将沿定温线  $a-b$  变化，直至点  $b$  而达到饱和状态。在温度  $t$  下，此时水蒸气的分压力达到最大值，即饱和分压力  $p_s$ ，水蒸气为饱和水蒸气。这种由于干空气与饱和水蒸气(状态点  $b$ ) 组成的湿空气称为饱和空气。如在温度  $t$  不变的情况下，继续向饱和空气加入水蒸气，则将有水滴出现而析出，而湿空气将保持饱和状态。

对未饱和的湿空气，若在水蒸气分压力  $p_v$  不变的情况下加以冷却，使未饱和空气的温度  $t$  下降，这时，虽然湿空气中水蒸气的含量不会变化，但水蒸气的状态将按  $p_v$  定压线  $a-c$  变化，直至点  $c$  而达到饱和状态。点  $c$  的温度称为露点温度，简称露点，用  $t_d$  表示。露点  $t_d$  是对应于水蒸气分压力  $p_v$  的饱和温度。如再进行冷却，将有水蒸气变为凝结水而析出。湿空气露点  $t_d$  在工程中是一个十分有用的参数，如在冬季采暖季节，房屋建筑外墙内表面的温度必须高于室内空气的露点温度，否则，外墙内表面会产生蒸汽凝结现象。

在干燥过程中，空气的温度往往超过大气压力  $B$  下所对应的水蒸气饱和温度。例如  $B = 101325\text{Pa}$  时，水蒸气所能达到的饱和温度最高为  $100^\circ\text{C}$ 。当湿空气温度  $t' > 100^\circ\text{C}$  时，如图点  $e$  所示，水蒸气分压力不可能达到对应于  $t'$  的饱和压力，因为此时的饱和压力将超过大气压力  $B$ 。所以水蒸气的分压力最多只能达到点  $f$ ，此时水蒸气分压力已等于大气压力  $B$ ，而干空气分压力  $p_a$  则等于零了。实际上，湿空气作为混合气体，水蒸气分压力一般是不会等于  $B$  的。但在湿空气的计算中，有时需要这一极限概念。

## 三、湿空气的分子量及气体常数

如前所述，湿空气是由于干空气和水蒸气所组成的理想混合气体，它们在一定的组分下有确定的平均分子量和气体常数。

湿空气的平均分子量可按混合气体的容积成分  $r_i$  或摩尔成分  $x_i$  进行计算

$$\begin{aligned} M &= r_a M_a + r_v M_v \\ &= \frac{p_a}{B} M_a + \frac{p_v}{B} M_v = \frac{B - p_v}{B} M_a + \frac{p_v}{B} M_v \\ &= M_a - \frac{p_v}{B} (M_a - M_v) = 28.97 - (28.97 - 18.02) \frac{p_v}{B} \end{aligned}$$

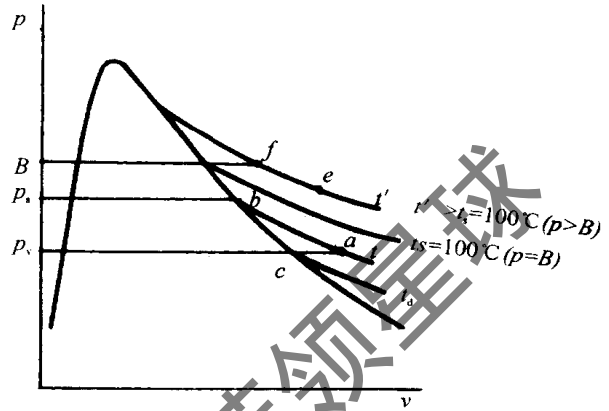


图 8-1 湿空气中水蒸气的  $p-v$  图

$$= 28.97 - 10.95 \frac{p_v}{B} \quad (8-2)$$

从式(8-2)可知,湿空气的分子量  $M$  将随着水蒸气分压力  $p_v$  的增大而减小,而且始终小于干空气的分子量。这是因为水蒸气分子量( $M_v = 18.02$ )小于干空气分子量( $M_a = 28.97$ )。水蒸气分压力愈大,水蒸气相对含量愈多,湿空气的平均分子量就愈小。

湿空气的气体常数为

$$R = \frac{8314}{M} = \frac{8314}{28.97 - 10.95 \frac{p_v}{B}} = \frac{287}{1 - 0.378 \frac{p_v}{B}} \quad (8-3)$$

从式(8-3)可知,湿空气的气体常数将随水蒸气分压力的提高而增大。

#### 四、绝对湿度与相对湿度

每立方米湿空气中所含有的水蒸气质量,称为湿空气的绝对湿度。绝对湿度也就是湿空气中水蒸气的密度  $\rho_v$ , 按理想气体状态方程其计算式为

$$\rho_v = \frac{m_v}{V} = \frac{p_v}{R_v T} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (8-4)$$

在一定温度下饱和空气的绝对湿度达到最大值,称为饱和绝对湿度  $\rho_s$ , 其计算式为

$$\rho_s = \frac{p_s}{R_v T} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (8-5)$$

绝对湿度只能说明湿空气中实际所含的水蒸气质量的多少,而不能说明湿空气干燥或潮湿的程度及吸湿能力的大小。

湿空气的绝对湿度  $\rho_v$  与同温度下饱和空气的饱和绝对湿度  $\rho_s$  的比值,称为相对湿度  $\varphi$ :

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_s}$$

相对湿度  $\varphi$  反映了湿空气中水蒸气含量接近饱和的程度。在某温度  $t$  下,  $\varphi$  值小,表示空气干燥,具有较大的吸湿能力;  $\varphi$  值大,表示空气潮湿,吸湿能力小。当  $\varphi = 0$  时为干空气,  $\varphi = 1$  时则为饱和空气。未饱和空气的相对湿度在 0 到 1 之间 ( $0 < \varphi < 1$ )。应用理想气体状态方程,相对湿度又可表示为

$$\varphi = \frac{\rho_v}{\rho_s} = \frac{p_v}{p_s} \quad (8-6)$$

#### 五、含湿量(比湿度)

在通风空调及干燥工程中,需要确定对湿空气的加湿及减湿的数量。若对湿空气取单位容积或单位质量为基准进行计算,则会由于湿空气在处理过程中容积及质量二者皆随湿度及湿度改变而给计算带来麻烦。湿空气中只有干空气的质量,不会随湿空气的温度和湿度而改变。为方便起见,在湿空气中对某些参数的计算均以 1kg 干空气作为计算的基准。

在含有 1kg 干空气的湿空气中,所混有的水蒸气质量称为湿空气的含湿量(或称比湿度),用符号  $d$  表示

$$d = \frac{m_v}{m_a} = \frac{\rho_v}{\rho_a}$$

利用理想气体状态方程式  $p_a V = m_a R_a T$  及  $p_v V = m_v R_v T$ ,  $V$ ——表示湿空气的容积,也是干空气及水蒸气在各自分压力下所占有的容积,  $\text{m}^3$ 。干空气及水蒸气的气体常数分别为

$$R_a = \frac{8314}{28.97} = 287\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K}); \quad R_v = \frac{8314}{18.02} = 461\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$$

故含湿量式可写成

$$\begin{aligned} d &= 1000 \frac{R_a}{R_v} \times \frac{p_v}{p_a} = 1000 \frac{287}{461} \times \frac{p_v}{p_a} \\ &= 622 \frac{p_v}{p_a} = 622 \frac{p_v}{B - p_v} \quad (\text{g}/\text{kg}(\text{a})) \end{aligned} \quad (8-7)$$

上式也可写成

$$d = 622 \frac{\varphi p_s}{B - \varphi p_s} \quad (\text{g}/\text{kg}(\text{a})) \quad (8-8)$$

式 (8-7) 及 (8-8) 中  $\text{kg}(\text{a})$  表示每  $\text{kg}$  干空气。

## 六、饱和度

饱和度是表示湿空气饱和程度的另一个参数。它是湿空气的含湿量  $d$  与同温下饱和空气的含湿量  $d_s$  的比值,用符号  $D$  表示

$$D = \frac{d}{d_s} = \frac{622 \frac{p_v}{B - p_v}}{622 \frac{p_s}{B - p_s}} = \varphi \frac{B - p_s}{B - p_v} \quad (8-9)$$

由上式可知,饱和度  $D$  略小于相对湿度  $\varphi$ , 即  $D \leq \varphi$ 。如  $p - p_v \approx p - p_s$ , 则  $D \approx \varphi$ 。

## 七、湿空气的容积

湿空气的容积是  $1\text{kg}$  干空气为基准定义的,它表示在一定温度  $T$  和总压力  $p$  下,  $1\text{kg}$  干空气和  $0.001d\text{kg}$  水蒸气所占有的容积,即  $1\text{kg}$  干空气的湿空气容积,它也可看作是用总压力  $p$  和含湿量  $d$  计算所得的干空气的比容,即

$$v = \frac{V}{m_a} = v_a \quad (\text{m}^3/\text{kg}(\text{a})) \quad (8-10)$$

对容积  $V$ 、温度为  $T$  的湿空气分别写出干空气和水蒸气的状态方程:

$$p_a \cdot V = m_a \cdot R_a \cdot T$$

$$p_v \cdot V = m_v \cdot R_v \cdot T \cdot 10^{-3}$$

将上两式相加后,利用道尔顿定律  $p = p_a + p_v$  得:

$$p \cdot V = T(m_a R_a + 0.001 m_v \cdot R_v)$$

等式两边统除以  $m_a$  后,经整理可得

$$v = \frac{V}{m_a} = \frac{R_a \cdot T}{p} \left( 1 + \frac{R_v}{R_a} \times 0.001d \right) \quad (8-11)$$

即

$$v = \frac{R_a \cdot T}{p} (1 + 0.001606d) \quad (\text{m}^3/\text{kg}(\text{a})) \quad (8-12)$$

显然,在一定的大气压力  $p$  之下,湿空气的容积与温度和含湿量有关。对饱和湿空气的容积为:

$$v_s = \frac{R_a \cdot T}{p} (1 + 0.001606d_s) \quad (\text{m}^3/\text{kg}(\text{a})) \quad (8-13)$$

应当指出,由于湿空气的容积是以  $1\text{kg}$  干空气为基准定义,因而湿空气的密度是

$$\rho = \frac{1 + 0.001d}{v} \quad (8-14)$$



即： $\rho \cdot v = 1 + 0.001d$  它与通常  $\rho \cdot v = 1$  有所区别。

## 八、焓

湿空气的焓也是以 1kg 干空气为基准来表示的，它是 1kg 干空气的焓和 0.001dkg 水蒸气的焓的总和即

$$h = h_a + 0.001dh_v \quad (\text{kJ/kg(a)})$$

焓的计算基准点，对干空气来说，取 0℃ 的干空气焓为零。对水蒸气取 0℃ 的水的焓为零。因此，温度为  $t$  的干空气其焓值为

$$h_a = c_p t = 1.01t \quad (\text{kJ/kg})$$

对水蒸气，焓可按下式计算

$$h_v = 2501 + 1.85t \quad (\text{kJ/kg})$$

因为焓是状态参数，焓的变化与途径无关，所以在计算水蒸气焓  $h_v$  时，我们可以假定水在 0℃ 下汽化，其汽化潜热为 2501kJ/kg，然后蒸汽再从 0℃ 加热到  $t$ ，取水蒸气的定压平均质量比热  $c_{pm} = 1.85\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，因此，可得上列所示的水蒸气焓的计算式。

将干空气焓  $h_a$  及水蒸气焓  $h_v$  的计算式代入湿空气焓的计算式，则

$$h = 1.01t + 0.001d(2501 + 1.85t) \quad (\text{kJ/kg(a)}) \quad (8-15)$$

在开口系统的通风空调工程中，由于可以不考虑动能及位能的变化，而各种热交换器又不对外作功。因此，根据稳定流动能量方程，对通风量为  $V$ ，温度为  $T$  的湿空气，其热交换量的计算式可写成

$$Q = m_a(h_2 - h_1) \quad (\text{kJ})$$

式中  $m_a$  为湿空气中干空气的质量。如应用理想气体状态方程，则  $m_a$  为

$$m_a = \frac{p_a V}{R_a T} = \frac{(B - p_v)V}{R_a T} = \frac{(B - p_v)V}{287T}$$

必须指出：在利用上式计算风量  $V$  ( $\text{m}^3$ ) 中干空气的质量  $m_a$  时，必须用干空气的分压力  $p_a$ ，而不能用湿空气的总压力  $B$ 。

## 九、湿球温度

图 8-2 示出一个使未饱和空气在绝热情况下稳定流动加湿而达到饱和的物理模型。进入该装置的湿空气是未饱和空气，其温度为  $t$ 。如水槽足够长而且绝热，总水量远大于水的蒸发量。空气流与水经过充分的热、质交换之后，达到热湿平衡状态。此时，水槽中水的温度必定会达到一个不变的数值  $t_w^*$ ，而出口空气经过绝热加湿后，也达到饱和空气状态，其温度也是  $t_w^*$ 。这一稳定的温度值  $t_w^*$  称为绝热饱和温度，也称热力学湿球温度。热力学湿球温度是湿空气的状态参数，它只决定于进口湿空气的状态。

在工程应用中，要测量绝热饱和温度  $t_w^*$  是不可能的。因此，常用干、湿球温度计中湿球温度计的读数  $t_w$  来代替  $t_w^*$ ，虽然  $t_w$  不是一个状态参数，受风速及测量条件的影响，但只要测量方法正确，在风速大于 4m/s 的情况下，两者相差不大，在一般的工程应用中是完全允许的。

图 8-3 示出用两支水银温度计组成的干、湿球温度计。干球温度计的读数就是湿空气的温度  $t$ 。另一支温度计的温包用湿布包起来，置于通风良好的湿空气中，当达到热湿平衡时，其读数就是湿球温度的读数  $t_w$ 。

在干、湿球温度计中，如果湿纱布中的水分不蒸发，两支温度计的读数应该是相等的。



图 8-2 空气的绝热饱和

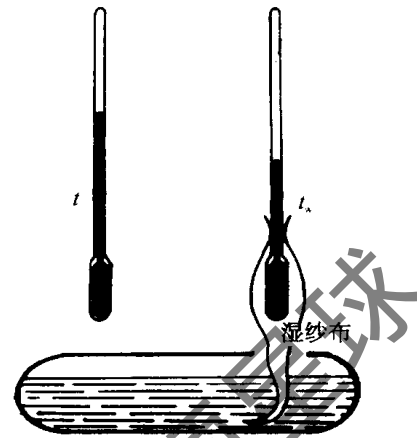


图 8-3 干、湿球温度计

但由于空气是未饱和空气，湿球纱布上的水分将蒸发，水分蒸发所需的热量来自两部分：一部分是降低湿布上水分本身的温度而放出热量，另一部分是由于空气温度  $t$  高于湿纱布表面温度，通过对流换热空气将热量传给湿球。湿纱布上水分不断蒸发的结果，使湿球温度计的读数不断降低。最后，当达到热湿平衡时，湿纱布上水分蒸发的热量全部来自空气的对流换热，纱布上水分温度不再降低。此时，湿球温度计的读数就是湿球温度  $t_w$ 。

由于干、湿球温度计受风速及测量环境的影响，在相同的空气状态下，可能会出现不同的湿球温度的数值。为此，应防止干、湿球温度计与周围环境之间的辐射换热，以及保证  $4\text{m/s}$  以上的风速。这样测得的  $t_w$  值，才能非常接近绝热饱和温度  $t_w^*$  的值，否则就会产生较大的误差。

最后可得湿球加湿过程中的热平衡关系式为

$$h_1 + c_p t_w (d_2 - d_1) \times 10^{-3} = h_2 \quad (8-16)$$

式中  $h_1, d_1$ ——湿空气的焓及含湿量；

$h_2, d_2, t_w$ ——湿球纱布表面饱和空气层的焓、含湿量及湿球温度。

由于湿纱布上水分蒸发的数量只有几克（对每千克干空气所吸收的水蒸气而言），而湿球温度计的读数  $t_w$  又比较低，再乘上  $10^{-3}$  之后，式 (8-16) 中等号左边第二项的值是很小的，在一般的通风空调工程中可以忽略不计。因此，式 (8-16) 可简化为

$$h_1 = h_2 \quad (8-17)$$

从上式可知，通过湿球的湿空气在加湿过程中，湿空气的焓不变，是一个等焓过程。对这个等焓过程我们可以这样来理解，湿纱布水分的蒸发，在达到热平衡时，水汽化所需的潜热完全来自空气，最后这部分潜热又由水蒸气带回到空气中去了，所以对湿空气来说，可以近似地认为焓不变，这是在不考虑蒸发掉的水本身焓值的情况下得出的近似结果。

**【例 8-1】** 有温度  $t = 30^\circ\text{C}$ 、相对湿度  $\varphi = 60\%$  的湿空气  $10000\text{m}^3$ ，当时的大气压力  $B = 0.1\text{MPa}$ 。求露点  $t_d$ 、绝对湿度  $\rho_v$ 、含湿量  $d$ 、干空气的密度  $\rho_a$ ，湿空气的容积，干空气的比容，湿空气的密度  $\rho$ ，湿空气总焓及湿空气的质量  $m$ 。

**【解】** (1) 露点

根据水蒸气表，当  $t = 30^\circ\text{C}$ ，查得水蒸气的饱和压力  $p_s = 4242\text{pa}$ ，由式 (8-6) 得水蒸气

分压力为

$$p_v = \varphi p_s = 0.6 \times 4242 = 2545 \text{ Pa}$$

查水蒸气表, 当  $p_v = 2545 \text{ Pa}$  时, 饱和温度, 亦即露点为

$$t_d = 21.5^\circ\text{C}$$

### (2) 绝对湿度

由理想气体状态方程得水蒸气的绝对湿度为

$$\rho_v = \frac{p_v}{R_v T} = \frac{2545}{461 \times 303} = 0.0182 \text{ kg/m}^3$$

或从水蒸气表查得, 当  $t = 30^\circ\text{C}$  时可得

$$\rho_s = \frac{1}{v''} = \frac{1}{32.929} = 0.03037 \text{ kg/m}^3$$

代入式 (8-6) 则可得

$$\rho_v = \varphi \rho_s = 0.6 \times 0.03037 = 0.0182 \text{ kg/m}^3$$

### (3) 含湿量

应用式 (8-7) 可得

$$d = 622 \frac{p_v}{B - p_v} = 622 \frac{2545}{10^5 - 2545} = 16.24 \text{ g/kg(a)}$$

### (4) 干空气的密度

$$\rho_a = \frac{p_a}{R_a T} = \frac{B - p_v}{R_a \cdot T} = \frac{10^5 - 2545}{287 \times 303} = 1.1206 \text{ kg/m}^3$$

### (5) 湿空气的容积及干空气的比容

由式 (8-12) 可得湿空气的容积, 它也是干空气的比容:

$$\begin{aligned} v = v_a &= \frac{R_a T}{p} (1 + 0.001606 \times d) \\ &= \frac{287 \times 303}{10^5} (1 + 0.001606 \times 16.24) = 0.89 \text{ m}^3/\text{kg} \end{aligned}$$

其倒数  $\frac{1}{v_a}$  即干空气的密度  $\rho_a = \frac{1}{v_a} = 1.1206 \text{ kg/m}^3$

### (6) 湿空气的密度

$$\text{由式 (8-14)} \quad \rho = \frac{1 + 0.001d}{v} = \frac{1 + 0.001 \cdot 16.24}{0.89} = 1.142 \text{ kg/m}^3$$

### (7) 湿空气的焓

由式 (8-15) 可得湿空气的焓为

$$\begin{aligned} h &= 1.01t + 0.001d(2501 + 1.85t) = 1.01 \times 30 + 0.001 \times 16.24(2501 + 1.85 \times 30) \\ &= 71.8 \text{ kJ/kg(a)} \end{aligned}$$

当  $V = 10000 \text{ m}^3$  时, 干空气的质量为

$$m_a = \frac{p_a V}{R_a T} = \frac{(10^5 - 2545) \times 10000}{287 \times 303} = 11206 \text{ kg}$$

或

$$m_a = V \rho_a = 10000 \times 1.1206 = 11206 \text{ kg}$$

因此, 可得  $V = 10000 \text{ m}^3$  时, 湿空气的总焓为

$$H = m_a h = 11206 \times 71.8 = 804590 \text{ kJ}$$

(8) 湿空气的质量

由式 (8-3) 得湿空气的气体常数为

$$R = \frac{287}{1 - 0.378 \frac{p_a}{B}} = \frac{287}{1 - 0.378 \frac{2545}{10^5}} = 289.8 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

应用理想气体状态方程, 可得湿空气的质量为

$$m = \frac{BV}{RT} = \frac{10^5 \times 10000}{289.8 \times 303} = 11388 \text{ kg}$$

或应用下式也可得湿空气的质量为

$$m = m_a(1 + 0.001d) = 11206(1 + 0.01624) = 11388 \text{ kg}$$

## 第二节 湿空气的焓湿图

在上一节中介绍了湿空气的  $B, t, \varphi, d, h, t_d, t_w, \rho$  等基本状态参数的定义及其计算式。作为由干空气与水蒸气组成的混合气体——湿空气, 要决定其状态, 必须知道三个独立的状态参数, 才能决定其他的参数。如例 8-1 中是已知  $B, t$  及  $\varphi$  三个独立参数, 才能通过公式计算出其他参数值。

在工程计算中, 除应用公式计算外, 为方便分析计算, 人们绘制了湿空气的各种线算图, 最常用的是焓湿图 ( $h-d$  图)。在焓湿图上不仅可以表示湿空气的状态, 确定其状态参数, 而且还可以方便地表示出湿空气的状态变化过程。在焓湿图上, 分析计算湿空气的处理过程十分方便。现对焓湿图的绘制及构成作一简单介绍。

### 一、定焓线与定含湿量线

焓湿图是以  $1 \text{ kg}$  干空气为基准, 并在一定的大气压力  $B$  下, 取焓  $h$  与含湿量  $d$  为坐标而绘制的。为使图面开阔清晰,  $h$  与  $d$  坐标轴之间成  $135^\circ$  的夹角, 如图 8-4 所示。在纵坐标轴上标出零点, 即  $h = 0$ 、 $d = 0$ 。故纵坐标轴即为  $d = 0$  的等含湿量线, 该纵坐标轴上的读数也是干空气的焓值。在确定坐标轴的比例后, 就可以绘制一系列与纵坐标轴平行的等  $d$  线, 与纵轴成  $135^\circ$  的一系列等  $h$  线。在实用中, 为避免图面过长, 可取一水平线来代替  $d$  轴, 如图 8-4 所示。

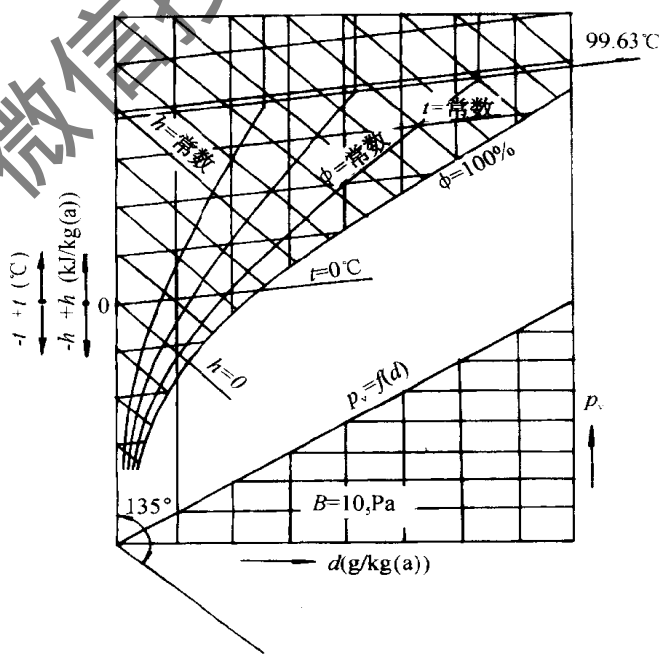


图 8-4 湿空气的  $h-d$  图

## 二、定温（干球温度）线

根据  $h = 1.01t + 0.001d(2501 + 1.85t)$  的关系式,可以看出,当  $t$  为定值时,  $h$  与  $d$  成线性关系,其斜率  $0.001(2501 + 1.85t)$  为正值并随  $t$  的升高而增大。由于各定温线的温度不同,每条定温线的斜率不等,所以各定温线不是平行的。但斜率中的 2501 远远大于 1.85 $t$  的值,所以各定温线又几乎是平行的,如图 8-4 所示。

## 三、定相对湿度线

根据式(8-8)  $d = 622 \frac{\varphi p_s}{B - \varphi p_s}$  的关系式。在一定的的大气压力  $B$  下,当  $\varphi$  值一定时,含湿量  $d$  与水蒸气饱和分压力  $p_s$  之间有一系列的对应值,而  $p_s$  又是温度  $t$  的单值函数。因此,当  $\varphi$  为某一定值时,把不同温度  $t$  的饱和分压力  $p_s$  值代入式(8-8),就可得到相应温度  $t$  下的一系列  $d$  值。在  $h-d$  图上可得到相应的状态点,连接这些状态点,就可得出某一条定相对湿度线。显然, $\varphi = 0$  的定相对湿度线就是干空气,亦即纵坐标轴; $\varphi = 100\%$  的相对湿度线是饱和空气线。在纵坐标轴与  $\varphi = 100\%$  两线之间,为未饱和空气区域,我们可以根据式(8-8) 作出一系列的不同  $\varphi$  值的定相对湿度线,如图 8-4 所示。

应该指出,如大气压力  $B = 10^5 \text{Pa}$ ,则相应  $B$  压力的水蒸气饱和温度  $t = 99.63^\circ\text{C}$ 。当湿空气温度  $t < 99.63^\circ\text{C}$  时,根据相对湿度的定义式  $\varphi = \frac{p_v}{p_s}$ ,此时的定  $\varphi$  线是上升的曲线,如图 8-4 所示。当  $t > 99.63^\circ\text{C}$  时,水蒸气分压力能达到的极限值是  $B$ ,这时的相对湿度应为  $\varphi = \frac{p_v}{B}$ 。在  $B$  为定值的情况下, $\varphi$  为常数时, $p_v$  也不变。这说明相对湿度  $\varphi$  与  $t$  无关,仅与  $p_v$  或  $d$  有关。因此,在  $h-d$  图上,定  $\varphi$  线超过与  $B$  相应的饱和温度线之后变成一条与等  $d$  线平行垂直向上的直线,如图 8-4 所示。由于在空调工程中,高温空气不常采用,附录中给出的  $h-d$  图未示出这种情况。但在干燥工程中所应用  $h-d$  图,湿空气的温度往往超过  $100^\circ\text{C}$ ,所给出的  $h-d$  图中定  $\varphi$  线就包括上述的垂直线段。

## 四、水蒸气分压力线

由式(8-7),  $d = 622 \frac{p_v}{B - p_v}$ ,可得  $p_v = \frac{Bd}{622 + d}$ 。当大气压力  $B$  为一定值时,水蒸气分压力  $p_v$  仅与含湿量  $d$  有关,即  $p_v = f(d)$ 。这说明在  $B = \text{常数}$  的  $h-d$  图上, $d$  与  $p_v$  不是相互独立的两个状态参数。因此,可以在  $h-d$  图上给出  $d$  与  $p_v$  之间的变换线。如图 8-4 所示,可利用  $\varphi = 100\%$  曲线下面的空档,将与  $d$  相对应的  $p_v$  值表示在图右下方的纵轴上,也可以表示在横坐标轴上,如附录图 2 所给出的  $h-d$  图。

## 五、热湿比

湿空气在热湿处理过程中,由初态点 1 变化到终态点 2。假如在过程 1-2 中,热、湿交换是同时而均匀进行的,那么在  $h-d$  图上热、湿交换过程 1-2 将是连接初态点 1 与终态点 2 的一条直线,这一条直线具有一定的斜率。它说明湿空气在热、湿交换过程 1-2 的方向与特点,这一条直线的斜率我们称之为热湿比,用符号  $\epsilon$  来表示,其定义式是

$$\epsilon = \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} = 1000 \frac{h_2 - h_1}{d_2 - d_1} = 1000 \frac{\Delta h}{\Delta d} \quad (8-18)$$

热湿比  $\epsilon$  在  $h-d$  图上反映了过程线 1-2 的倾斜度,因此,也称角系数。

在  $h-d$  图上,对于各种过程,不管其初态及终态如何,只要过程的热湿比  $\epsilon$  值相同,就都

是平行的直线。因此,在某些实用的  $h-d$  图上,在图的右下方,任取一点为基准点,作出一系列的热湿比  $\epsilon$  值,则在  $h-d$  图上通过点 1 作一条平行于热湿比为  $\epsilon$  的辐射线,即得到通过点 1 的过程线。当知道状态点 2 的任一参数值后,与该过程线相交,就可得到状态点 2 在  $h-d$  图上的位置,进而决定点 2 的其它未知参数值。因此,在  $h-d$  图上利用热湿比线来分析与计算问题是十分方便的。

从  $\epsilon = 1000 \frac{\Delta h}{\Delta d}$  可知,在定焓过程中  $\Delta h = 0$ ,热湿比  $\epsilon = 0$ 。在定含湿量过程中, $\Delta d = 0$ ,如过程吸热,则  $\epsilon = +\infty$ ,如过程放热,则  $\epsilon = -\infty$ 。因此,定焓线与定含湿量线将  $h-d$  图分成四个区域如图 8-5 所示。从两线交点 1 出发,终态点可落在四个不同的区域内,此时四个区域具有如下的特点。

第 I 区域:从初态点 1 出发,落在这一区域内的过程, $\Delta h > 0, \Delta d > 0$ ,即增焓增湿过程, $\epsilon > 0$  为正值。

第 II 区域:从初态点 1 出发,落在这一区域内的过程, $\Delta h > 0, \Delta d < 0$ ,即增焓减湿过程, $\epsilon < 0$  为负值。

第 III 区域:从初态点 1 出发,落在这一区域内的过程, $\Delta h < 0, \Delta d < 0$ ,即减焓减湿过程, $\epsilon > 0$  为正值。

第 IV 区域:从初态点 1 出发,落在这一区域内的过程, $\Delta h < 0, \Delta d > 0$ ,即减焓增湿过程, $\epsilon < 0$  为负值。

在  $h-d$  图上分析各种过程十分方便,如上节介绍的露点温度及湿球温度,它们可以在  $h-d$  图上十分清楚地表示出来。露点是指在水蒸气分压力不变的情况下冷却到饱和状态时的温度,也就是在含湿量不变的情况下冷却到饱和状态时的温度。在  $h-d$  图上如图 8-6 所示:从初态点 1 向下作垂直线与  $\phi = 100\%$  的饱和曲线相交得点 2,通过点 2 的定温线的读数就是状态点 1 的湿空气的露点温度  $t_d$ 。

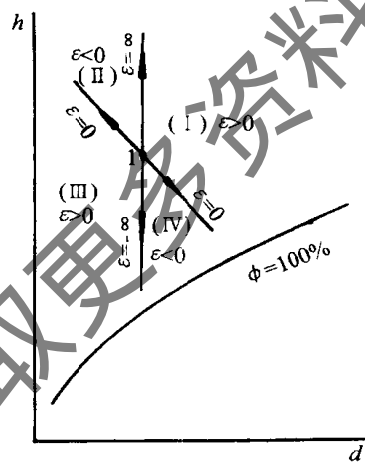


图 8-5  $h-d$  图四个区域的特征

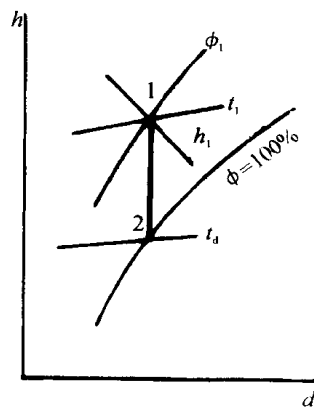


图 8-6 露点在  $h-d$  图上的表示

从湿球热湿交换过程的热平衡方程式 (8-16) 可知,当  $t_w$  为一定值时,定湿球温度线在  $h-d$  图上为一条直线。如令  $d_1 = 0$ ,则式(8-16)可写成

$$h_2 = h_1 + c_p t_w d_2 \times 10^{-3}$$

或

$$h_2 - h_1 = c_p t_w d_2 \times 10^{-3}$$

从上式可知,  $h_2 - h_1$  即为  $d_1 = 0$  时, 两条定焓线在纵轴上的差值, 这个结果可以用来绘制湿球温度线。如图 8-7 所示, 从已知焓值  $h_1$ , 在纵轴上得到点 1, 然后在纵轴上从点 1 出发, 量出  $c_p t_w d_2 \times 10^{-3}$  的距离而得到  $h_2$ , 通过  $h_2$  定焓线与  $\phi = 100\%$  的饱和线相交得到点 2。连线 1-2 就是等湿球温度线, 其  $t_w$  的大小, 就是通过点 2 的等温线的温度值。

在一般的空调工程中, 由于湿球温度较低,  $d_2$  的数值也较小, 因此式(8-16)可简化为式(8-17)作为一个定焓过程来处理。在图 8-7 中, 通过点 1 的湿球温度为  $t'_w$ , 它比  $t_w$  低一些。其实图 8-7 夸大了  $h_1$  与  $h_2$  的距离, 实际上  $h_1$  与  $h_2$  是非常接近的, 在工程计算中完全可用定焓线来代替定湿球温度线, 定焓线与  $\phi = 100\%$  线的交点所通过的定温线的温度值, 就是这条定湿球温度线的湿球温度值, 此时  $t_w \approx t'_w$ 。

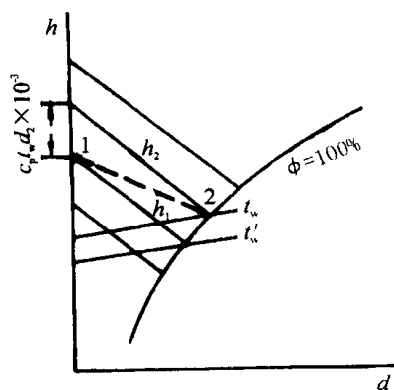


图 8-7 湿球温度在  $h-d$  图上的表示

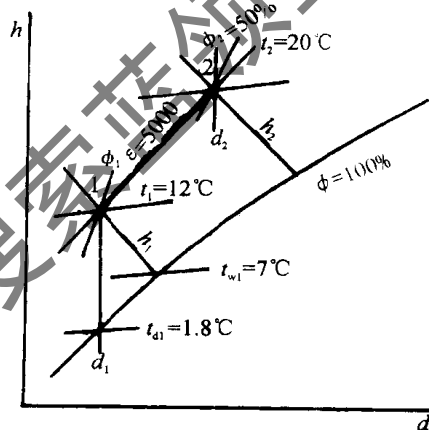


图 8-8 例 8-2 示意图

**【例 8-2】** 要求房间空气的状态保持为  $t_2 = 20\text{C}$ ,  $\phi_2 = 50\%$ 。设房间内有工作人员 10 人在轻度劳动, 每人每小时散热量为  $530\text{kJ/h}$ , 散湿量为  $80\text{g/h}$ 。经计算围护结构与设备进入房间的热量为  $4700\text{kJ/h}$ , 散湿量为  $1.2\text{kg/h}$ 。实际送入房间的空气温度  $t_1 = 12\text{C}$ 。试确定送风点的状态参数, 求每小时送入室内的湿空气质量。当时的大气压力  $B = 1013 \times 10^2\text{Pa}$ 。

**【解】** 每小时散入室内的总热量为

$$Q = 10 \times 530 + 4700 = 10000\text{kJ/h}$$

每小时散入室内的水蒸气量为

$$W = 80 \times 10 + 1.2 \times 1000 = 2000\text{g/h}$$

最后可得热湿比

$$\epsilon = 1000 \times \frac{\Delta h}{\Delta d} = 1000 \times \frac{m_a \Delta h}{m_a \Delta d} = 1000 \times \frac{Q}{W} = 1000 \times \frac{10000}{2000} = 5000$$

由  $t_2 = 20\text{C}$  及  $\phi_2 = 50\%$  得出点 2, 通过点 2 作一条  $\epsilon = 5000$  的热湿比线与  $t_1 = 12\text{C}$  的定温线相交得到点 1, 如图 8-8 所示。最后可得送风的状态点 1 的状态参数为

$$h_1 = 23\text{kJ/kg(a)}$$

$$d_1 = 4.2\text{g/kg(a)}$$

$$t_{d1} = 1.8\text{C}$$

$$\varphi_1 = 48\%$$

$$t_{w1} = 7\text{C}$$

点 2 的焓值为  $h_2 = 38.5\text{kJ/kg}$  (a)

每小时送入室内的干空气质量为

$$m_a = \frac{Q}{h_2 - h_1} = \frac{10000}{38.5 - 23} = 645.16\text{kg/h}$$

每小时送入室内的湿空气质量为

$$m = m_a(1 + 0.001d_1) = 645.16(1 + 0.0042) = 648.3\text{kg/h}$$

应该指出：例题 8-1 没有利用  $h-d$  图，全部采用公式计算，解题过程比较繁琐，而例题 8-2 利用  $h-d$  图，使分析计算十分方便，精度也足够高。

在计算湿空气质量  $m$  及干空气质量  $m_a$  时，二者相差虽然不多，但将  $m_a$  看作是湿空气的质量  $m$ ，或将  $m$  看作是干空气的质量  $m_a$ ，在概念上是错误的。

### 第三节 湿空气的基本热力过程

湿空气处理过程的目的是使湿空气达到一定的温度及湿度，处理过程可以由一个过程或多个过程组合完成。本节将介绍常用的几个基本热力过程。

#### 一、加热过程

在湿空气的加热过程中，空气吸入热量，温度  $t$  增高，但含湿量  $d$  不变，是一个等  $d$  过程，在  $h-d$  图上加热过程 1-2 是一条垂直向上的直线，如图 8-9 所示。湿空气经加热后，状态参数的变化是  $t_2 > t_1, h_2 > h_1, \varphi_2 < \varphi_1$ 。加热过程使空气的相对湿度减小，是干燥工程中不可缺少的组成过程之一。

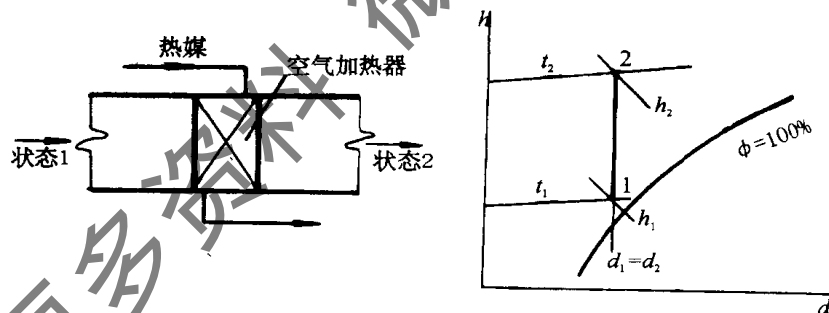


图 8-9 湿空气的加热过程

加热过程中， $\Delta h > 0, \Delta d = 0$ ，热湿比  $\epsilon = \infty$ 。对每  $\text{kg}$  干空气而言，所吸收的热量为

$$q = h_2 - h_1 \quad (\text{kJ/kg(a)})$$

#### 二、冷却过程

在冷却过程中，湿空气降低温度而放出热量，只要冷源的温度高于湿空气的露点温度，在冷却过程中不会产生凝结水，因而含湿量不变，是一个等  $d$  冷却过程，如图 8-10 中过程 1-2 所示。等  $d$  冷却的结果是  $t_2 < t_1, h_2 < h_1, \varphi_2 > \varphi_1$ 。

在等  $d$  冷却过程中， $\Delta h < 0, \Delta d = 0$ ，热湿比  $\epsilon = -\infty$ ，湿空气在冷却过程中所放出的热量为

$$q = h_2 - h_1 (\text{负值}) \quad (\text{kJ/kg(a)})$$



若冷源温度低于湿空气的露点温度  $t_d$ , 则在直接与冷却器表面接触的部分湿空气中的水蒸气将会凝结。这时湿空气的冷却过程经历如图 8-10 中所示的变化过程, 最终用过程 1-2' 表示。因此, 这种冷却过程称为去湿冷却(或析湿冷却)。在去湿冷却过程中,  $h_{2'} < h_1, d_{2'} < d_1, t_{2'} < t_1$ , 在一般情况下,  $\varphi_{2'} > \varphi_1$ 。由于  $\Delta h < 0, \Delta d < 0$ , 故热湿比  $\epsilon > 0$ 。湿空气在去湿冷却过程中放出的热量为

$$q = h_{2'} - h_1 (\text{负值}) \quad (\text{kJ/kg(a)})$$

所析出的水分为

$$\Delta d = d_{2'} - d_1 (\text{负值}) \quad (\text{g/kg(a)})$$

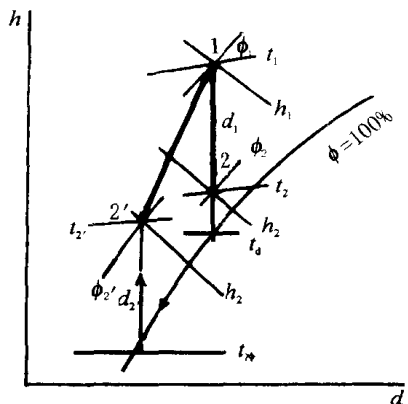


图 8-10 湿空气的冷却过程

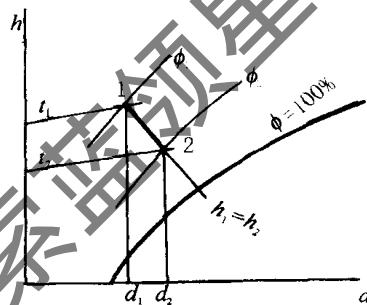
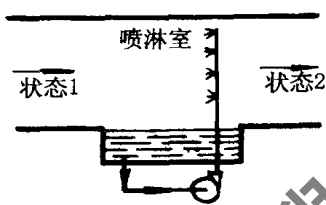


图 8-11 湿空气的绝热加湿过程

### 三、绝热加湿过程

在空气处理过程中, 在绝热情况下对空气加湿, 称为绝热加湿过程, 如在喷淋室中通过喷入循环水滴来达到绝热加湿的目的。水滴蒸发所需的汽化潜热, 完全来自空气, 而水滴变为水蒸气后又回到空气中去了, 对空气来说其焓值只增加了几克水的液体焓, 因此, 可以认为绝热加湿过程是一个等焓过程, 如图 8-11 所示, 在绝热加湿过程 1-2 中,  $h_2 = h_1, d_2 > d_1, \varphi_2 > \varphi_1, t_2 < t_1$ 。因为  $\Delta h = 0, \Delta d > 0$ , 过程 1-2 的热湿比  $\epsilon = 0$ , 在绝热加湿过程中对每 kg 干空气而言吸收的水蒸气为

$$\Delta d = d_2 - d_1 \quad (\text{g/kg(a)})$$

### 四、定温加湿过程

对湿空气喷入少量水蒸气使之加湿的过程称为定温加湿过程, 这在小型空调机组中经常采用。这时, 湿空气从状态点 1 变化到状态点 2, 如图 8-12 中过程 1-2 所示。喷蒸汽加湿的结果, 使  $h_2 > h_1, d_2 > d_1, \varphi_2 > \varphi_1$ , 温度虽略有升高, 但可近似地认为不变。

如喷入压力为  $10^5 \text{Pa}$  的饱和水蒸气, 则水蒸气的焓值  $h_v = 2676 \text{kJ/kg}$ , 对每 kg 干空气而言所吸收的热量为

$$q = h_2 - h_1 = 0.001 \Delta d h_v = \frac{2676 \Delta d}{1000} (\text{kJ/kg(a)})$$

而含湿量的增加  $\Delta d$ 。因此, 喷饱和水蒸气加湿过程的热湿比为

$$\epsilon = 1000 \times \frac{h_2 - h_1}{\Delta d} = 1000 \times \frac{2676 \Delta d}{1000 \Delta d} = 2676$$

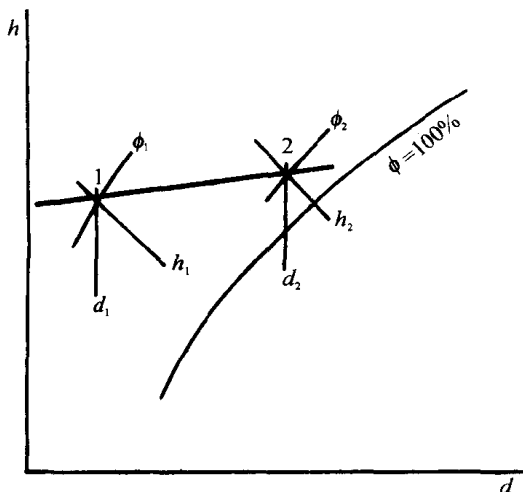


图 8-12 定温加湿过程

从  $h-d$  图上可以看出,  $\epsilon = 2676$  的过程与常温下的定温线非常接近, 所以我们就称之为定温加湿过程。温度之所以不明显升高, 是因为在  $1\text{kg}$  干空气中只增加了几克水蒸气, 虽然喷入的水蒸气温度接近  $100^\circ\text{C}$ , 但由于干空气的质量远大于喷入水蒸气的质量, 因而湿空气温度升高极为有限, 故在空调工程中往往简化为定温过程。但如喷入大量水蒸气, 致使空气达到饱和状态, 甚至部分水蒸气产生凝结而放出汽化潜热并为湿空气所吸收, 此时湿空气的温度将会有较大的升高, 不能当作定温过程处理。

### 五、湿空气的混合

在空调工程中, 在满足卫生条件的情况下, 常使一部分空调系统中的循环空气与室外新风混合, 经过处理再送入空调房间, 以节省冷量或热量, 达到节能的目的。

设有质量为  $m_1$  的湿空气(其中干空气的质量为  $m_{a1}$ ), 状态参数为  $t_1, h_1, \phi_1, d_1$  与质量为  $m_2$  的湿空气(其中干空气质量为  $m_{a2}$ ), 状态参数为  $t_2, h_2, \phi_2, d_2$ 。混合后湿空气的质量为  $m_c = m_1 + m_2$  (干空气的质量为  $m_{ac} = m_{a1} + m_{a2}$ ), 状态参数为  $t_c, h_c, \phi_c, d_c$ 。混合过程如图 8-13(a) 所示。

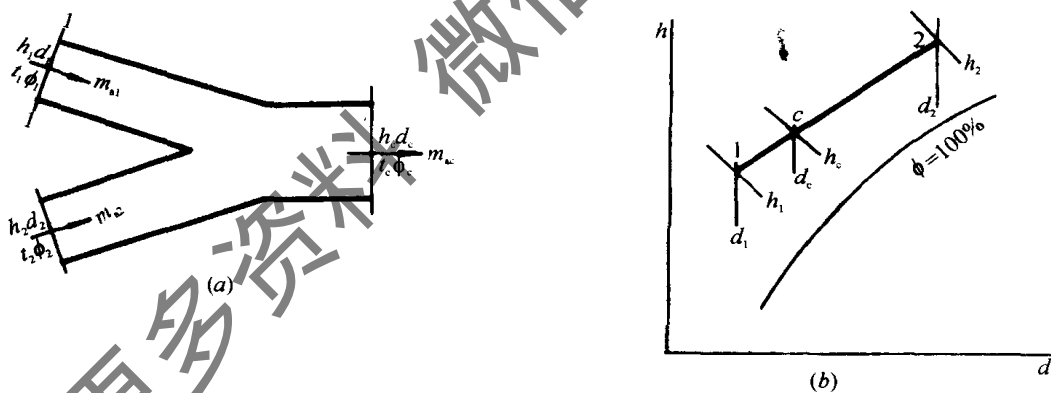


图 8-13 湿空气的混合过程

根据混合过程中的热湿平衡可得

$$m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2 = (m_{a1} + m_{a2})h_c = m_{ac}h_c$$

$$m_{a1}d_1 + m_{a2}d_2 = (m_{a1} + m_{a2})d_c = m_{ac}d_c$$

上列二式也可合并写成

$$\frac{m_{a2}}{m_{a1}} = \frac{h_c - h_1}{h_2 - h_c} = \frac{d_c - d_1}{d_2 - d_c} \quad (8-19)$$

从式 (8-19) 可得

$$\frac{h_c - h_1}{d_c - d_1} = \frac{h_2 - h_c}{d_2 - d_c}$$

从上式可知  $\frac{h_c - h_1}{d_c - d_1}$  是直线 1-c 的斜率,  $\frac{h_2 - h_c}{d_2 - d_c}$  是直线 c-2 的斜率。两个斜率相等并有共同点 c, 所以混合后的状态点 c 必定落在一条连接点 1 与点 2 的直线上, 如图 8-13(b) 所示。

从式 (8-19) 还可以看出, 混合状态点 c 将直线 1-2 分为两段, 线段 1-c 与线段 c-2 的长度比和干空气质量  $m_{a2}$  与  $m_{a1}$  之比相等, 即  $\frac{1c}{c2} = \frac{m_{a2}}{m_{a1}}$ 。

为确定状态点 c 在 h-d 图上的位置, 也可通过热、湿平衡关系而得到  $h_c$  及  $d_c$  的值

$$h_c = \frac{m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2}{m_{a1} + m_{a2}}$$

$$d_c = \frac{m_{a1}d_1 + m_{a2}d_2}{m_{a1} + m_{a2}}$$

由上列二式计算所得的  $h_c$  及  $d_c$  的点 c, 必然落在直线 1-2 上, 而其关系必符合式 (8-19)。

## 六、湿空气的蒸发冷却过程

湿空气的蒸发冷却可分为直接蒸发冷却和间接蒸发冷却两种方式。当未饱和湿空气和水直接接触时, 水会蒸发而从周围湿空气中吸收汽化潜热, 使水和湿空气的温度降低, 这一过程称为湿空气的直接蒸发冷却过程。若将直接蒸发冷却后的湿空气通过间壁式换热器去冷却室外空气作为空调送风, 则称为湿空气的间接蒸发冷却。

蒸发冷却主要是利用自然环境中湿空气的干湿球温度差而获得冷却效果, 干湿球温差越大, 冷却的效果越显著。由于蒸发冷却具有耗能少、节能潜力大且对环境无污染等优点, 近年来在国内外受到广泛重视。

湿空气蒸发冷却过程受自然界大气湿球温度和水温的影响较大, 从而使实际的热湿交换过程复杂多样。尽管如此, 从过程热力特性来分析总是可以把这些实际过程分解为前面所述基本热力过程的复合。

湿空气在直接蒸发冷却过程中有三种可能情况;

(1) 湿空气与循环喷淋水接触。在这种情况下, 由于水温稳定在等于进口湿空气的湿球温度, 因此湿空气进行的是绝热加湿降温过程, 如图 8-11 所示。

(2) 进口湿空气与低于它本身湿球温度的喷淋水接触。这时湿空气进行的是减焓、减湿、降温过程 (请读者自己进行分析)。

(3) 湿空气与喷淋水接触。这时水温介于湿空气的干、湿球温度之间 (即  $t_a > t > t_w$ ), 湿空气进行的是增焓、加湿、降温过程 (请读者自己进行分析)。

## 七、冷却塔中的热湿交换过程

冷却塔是将被加热的冷却水与大气进行热湿交换, 使之降低温度后重复循环使用的装置。冷却塔广泛应用在电站、空调冷冻机房和化工企业中有冷凝设备的场所。冷却中的热湿交换过程主要是通过蒸发冷却, 这种冷却方式最大限度可使冷却水的温度降到大气的湿球温度。

图 8-14 是冷却塔的示意图。热水由上部进入, 通过喷嘴喷成小水滴沿着塑料或木条组成的网格向下流动。空气由冷却塔的底部进入, 在浮升力或引风机的作用下向上流动, 与热水接触而进行热湿交换过程。过程中一部分热水蒸发而降低本身的温度, 变为冷水后流

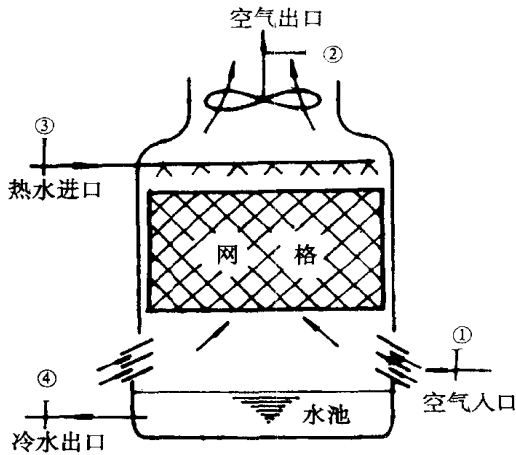


图 8-14 冷却塔示意图

入底部的水池。充分进行热湿交换的结果,使离开冷却塔的湿空气的含湿量增加至接近饱和状态。

在冷却塔中,无论是热水温度高于空气温度,还是水温稍低于空气温度,热湿交换过程的结果总是热量由水传给空气,使水温下降。其极限情况是水温降低到进入冷却塔空气初状态下的湿球温度。

如忽略冷却塔的散热,不考虑流动工质的动能变化及位能变化。由图 8-14 可得能量平衡关系式

$$\dot{m}_a(h_2 - h_1) = \dot{m}_{w3}h_{w3} - \dot{m}_{w4}h_{w4}$$

质量平衡关系式

$$\dot{m}_{w3} - \dot{m}_{w4} = \dot{m}_a(d_2 - d_1) \times 10^{-3}$$

合并上列两式可得

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{w3}(h_{w3} - h_{w4})}{(h_2 - h_1) - h_{w4}(d_2 - d_1) \times 10^{-3}} \quad (8-20)$$

式中  $h_1, h_2$  —— 进入及离开冷却塔湿空气的焓 (kJ/kg(a));

$d_1, d_2$  —— 进入及离开冷却塔湿空气的含湿量 (g/kg(a));

$\dot{m}_a$  —— 干空气的质量流量 (kg(a)/h);

$h_{w3}, h_{w4}$  —— 进入及离开冷却塔热水的焓 (kJ/kg);

$\dot{m}_{w3}, \dot{m}_{w4}$  —— 进入及离开冷却塔热水的质量流量 (kg/h)。

从式 (8-19) 可知,进入冷却塔的湿空气状态 1 是当地的大气状态参数,只须选定湿空气的出口状态,以及进出冷却塔的水温,就能计算所需的通风量和所需补充的冷却水量。

**【例 8-3】** 35℃的热水  $\dot{m}_{w3} = 20 \times 10^3 \text{ kg/h}$  的流量进入冷却塔,被冷却到 20℃后离开。进入冷却塔的空气  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_1 = 60\%$ , 在 30℃的饱和状态下离开。求进入冷却塔的湿空气质量流量,离开冷却塔的湿空气质量流量及蒸发损失的水量。设当地大气压力为 101325Pa。

**【解】** 由  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_1 = 60\%$  及  $t_2 = 30^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_2 = 100\%$  从  $h-d$  图查得

$$h_1 = 42.4 \text{ kJ/kg(a)} \quad d_1 = 8.6 \text{ g/kg(a)}$$

$$h_2 = 100 \text{ kJ/kg(a)} \quad d_2 = 27.3 \text{ g/kg(a)}$$

由  $t_3 = 35^\circ\text{C}$  及  $t_4 = 20^\circ\text{C}$ , 取水的平均定压比热  $c_{pm} = 4.1868 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$ , 则水的焓值为

$$h_{w3} = 4.1868 \times 35 = 146.54 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{w4} = 4.1868 \times 20 = 83.74 \text{ kJ/kg}$$

从公式 (8-20) 可求得进入冷却塔的湿空气中干空气的质量流量为

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \frac{\dot{m}_{w3}(h_{w3} - h_{w4})}{(h_2 - h_1) - h_{w4}(d_2 - d_1) \times 10^{-3}} \\ &= \frac{20 \times 10^3(146.54 - 83.74)}{(100 - 42.4) - 83.74(27.3 - 8.6) \times 10^{-3}} = 29.1 \times 10^3 \text{ kg(a)/h} \end{aligned}$$

进入冷却塔的湿空气质量流量为

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_a(1 + 0.001d_1) = 29.1 \times 10^3(1.0086) = 29.35 \times 10^3 \text{kg/h}$$

离开冷却塔的湿空气质量流量为

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_a(1 + 0.001d_2) = 29.1 \times 10^3(1.0273) = 29.894 \times 10^3 \text{kg/h}$$

蒸发损失的水量为

$$\begin{aligned}\dot{m}_w &= \dot{m}_a(d_2 - d_1) \times 10^{-3} = 29.1 \times 10^3(27.3 - 8.6) \times 10^{-3} \\ &= 544 \text{kg/h}\end{aligned}$$

或

$$\dot{m}_w = \dot{m}_2 - \dot{m}_1 = (29.894 - 29.35) \times 10^3 = 544 \text{kg/h}$$

**【例 8-4】** 有相对湿度  $\varphi_1 = 80\%$ ，温度  $t_1 = 31^\circ\text{C}$  的湿空气 600kg 与  $\varphi_2 = 60\%$ ， $t_2 = 22^\circ\text{C}$  的湿 150kg 相混合。已知当时的大气压  $B = 1013 \times 10^2 \text{Pa}$ ，求混合后的状态参数。

**【解】** 已知  $\varphi_1 = 80\%$ ， $t_1 = 31^\circ\text{C}$  及  $\varphi_2 = 60\%$ ， $t_2 = 22^\circ\text{C}$ 。从  $h-d$  图可得

$$h_1 = 90 \text{kJ/kg(a)} \quad d_1 = 23 \text{g/kg(a)}$$

$$h_2 = 47 \text{kJ/kg(a)} \quad d_2 = 9.8 \text{g/kg(a)}$$

已知湿空气质量  $m_1 = 600 \text{kg}$ ，则其中干空气质量为

$$m_{a1} = \frac{m_1}{1 + 0.001d_1} = \frac{600}{1 + 0.023} = 586.5 \text{kg}$$

湿空气质量  $m_2 = 150 \text{kg}$  时，则其干空气质量为

$$m_{a2} = \frac{m_2}{1 + 0.001d_2} = \frac{150}{1 + 0.0098} = 148.5 \text{kg}$$

最后可得混合后湿空气的焓及含湿量为

$$h_c = \frac{m_{a1}h_1 + m_{a2}h_2}{m_{a1} + m_{a2}} = \frac{586.5 \times 90 + 148.5 \times 47}{586.5 + 148.5} = 81.3 \text{kJ/kg(a)}$$

$$d_c = \frac{m_{a1}d_1 + m_{a2}d_2}{m_{a1} + m_{a2}} = \frac{586.5 \times 23 + 148.5 \times 9.8}{586.5 + 148.5} = 20.3 \text{g/kg(a)}$$

根据  $h_c$  及  $d_c$  的值，从  $h-d$  图上可得到点  $c$ ，进而得到其他参数值为

$$t_c = 29.1^\circ\text{C}, \quad \varphi_c = 80\%, \quad t_w = 26.3^\circ\text{C}, \quad t_d = 25.3^\circ\text{C}$$

如再按  $\frac{\overline{1c}}{c2} = \frac{m_{a2}}{m_{a1}} = \frac{148.5}{586.5} = \frac{1}{3.95} \approx \frac{1}{4}$  进行计算，则可将 1-2 直线的长度分为 5 等分，

在距离点 1 的第一个等分处，即为状态点  $c$ 。从点  $c$  可相应得出上述数值。即  $h_c = 81.3 \text{kJ/kg(a)}$ ， $d_c = 20.3 \text{g/kg(a)}$ ， $t_c = 29.1^\circ\text{C}$ ， $\varphi_c = 80\%$ ， $t_w = 26.3^\circ\text{C}$ ， $t_d = 25.3^\circ\text{C}$ 。

**【例 8-5】** 某干燥装置采用空气为干燥介质，每小时需要除去的物料中的水分为  $m_w = 480 \text{kg/h}$ 。已知空气初态  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ ， $\varphi_0 = 60\%$ ， $p_0 = 10^5 \text{Pa}$ ，在加热器中被加热到  $t_1 = 150^\circ\text{C}$ ，离开干燥器时  $t_2 = 40^\circ\text{C}$ ， $\varphi_2 = 90\%$ 。试求加热器中空气所需加热量  $Q$  和干空气流量  $m_a$ ，并将干燥过程表示在焓—湿 ( $h-d$ ) 图上。

**【解】** 应用公式计算干燥介质的状态参数：由本书附录中附表 4（在  $0.1 \text{MPa}$  时饱和空气状态参数表）可查得：

$$\text{初态空气} \quad t_0 = 20^\circ\text{C}, \quad p_{s,0} = 2.373 \times 10^3 \text{Pa}$$

$$\text{终态空气} \quad t_2 = 40^\circ\text{C}, \quad p_{s,2} = 7.375 \times 10^3 \text{Pa}$$

分别计算状态参数如下：

初态  $t_0 = 20^\circ\text{C}$   $\varphi_0 = 60\%$  时

$$p_{v,0} = p_{s,0} \times \varphi_0 = 2.373 \times 10^3 \times 0.6 = 1423.8 \text{ Pa}$$

$$d_0 = 622 \frac{\varphi_0 \times p_{s,0}}{B - \varphi_0 \times p_{s,0}} = 622 \frac{0.6 \times 2.373 \times 10^3}{10^5 - 0.6 \times 2.373 \times 10^3}$$

$$= 622 \times \frac{1423.8}{10^5 - 1423.8} = 9 \text{ g/kg(a)}$$

$$h_0 = 1.01t_0 + 0.001d_0(2501 + 1.85t_0)$$

$$= 1.01 \times 20 + 0.001 \times 9(2501 + 1.85 \times 20)$$

$$= 43.04 \text{ kJ/kg(a)}$$

状态 1 因为在加热器中被加热空气的含湿量不变, 即  $d_1 = d_0$

故

$$h_1 = 1.01t_1 + 0.001d_0(2501 + 1.85t_1)$$

$$= 1.01 \times 150 + 0.001 \times 9(2501 + 1.85 \times 150)$$

$$= 176.5 \text{ kJ/kg(a)}$$

状态 2  $t_2 = 40^\circ\text{C}$   $\varphi_2 = 90\%$  时

$$p_{v,2} = p_{s,2} \times \varphi_2 = 7.375 \times 10^3 \times 0.9 = 6637.5 \text{ Pa}$$

$$d_2 = 622 \frac{\varphi_2 \times p_{s,2}}{B - \varphi_2 \times p_{s,2}} = 622 \frac{0.9 \times 7.375 \times 10^3}{10^5 - 0.9 \times 7.375 \times 10^3}$$

$$= 622 \frac{6637.5}{10^5 - 6637.5} = 44.22 \text{ g/kg(a)}$$

计算干燥所需干空气流量  $\dot{m}_a$

由物质平衡方程

$$\dot{m}_a(d_2 - d_1) = \dot{m}_w$$

故

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_w}{d_2 - d_1} = \frac{\dot{m}_w}{d_2 - d_0}$$

$$= \frac{480 \times 10^3}{44.22 - 9}$$

$$= 13628.6 \text{ kg/h}$$

计算干燥所需加热量  $\dot{Q}$

由热平衡方程:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a(h_1 - h_0)$$

$$= 13628.6(176.5 - 43.04)$$

$$= 1818873 \text{ kJ/h}$$

干燥过程在焓—湿 ( $h-d$ ) 图上的表示 (见图 8-15)。

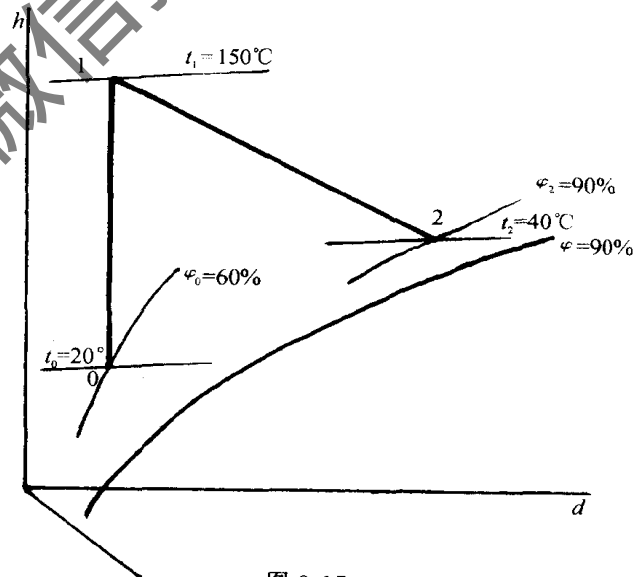


图 8-15

### 思考题

- 8-1 绝对湿度的大小能否说明湿空气的干燥或潮湿的程度?
- 8-2 为什么影响人体感觉和物体受潮的因素主要是湿空气的相对湿度而不是绝对湿度。
- 8-3 为什么在冷却塔中能将水的湿度降低到比大气温度还低的程度? 这是否违反热力学第二定律?
- 8-4 在寒冷的阴天, 虽然气温尚未到达  $0^\circ\text{C}$ , 但晾在室外的湿衣服会结冰, 这是什么原因?

- 8-5 在相同的压力及温度下,湿空气与干空气的密度何者为大?
- 8-6 在同一地区,阴雨天的大气压力为什么比晴朗天气的大气压低?
- 8-7 在同一地区,冬天的大气压力总比夏天的大气压力高,为什么?
- 8-8 对未饱和空气,湿球温度、干球温度及露点温度三者哪个大?哪个小?对于饱和空气,三者的大小将如何?
- 8-9 夏天对室内空气进行处理,是否可简单地只将室内空气温度降低即可?为什么?
- 8-10 为什么说在冬季采暖季节,房间外墙内表面的温度必须高于空气的露点温度。
- 8-11 要决定湿空气的状态,必须知道几个独立的状态参数?为什么?
- 8-12 解释大气中发生的雨、雪、霜、雹、雾、露等自然现象,并说明它们发生的条件。

## 习 题

- 8-1 温度  $t = 20^\circ\text{C}$ , 压力  $p = 0.1\text{MPa}$ , 相对湿度  $\varphi = 70\%$  的湿空气  $2.5\text{m}^3$ 。求该湿空气的含湿量、水蒸气分压力、露点、水蒸气密度、干空气质量、湿空气气体常数。如该湿空气在压力不变的情况下,被冷却为  $10^\circ\text{C}$  的饱和空气,求析出的水量。
- 8-2 有温度  $t = 25^\circ\text{C}$ , 压力  $p = 10^5\text{Pa}$ , 相对湿度  $\varphi = 50\%$  的湿空气  $10000\text{kg}$ 。求露点、绝对湿度、含湿量、湿空气的密度、干空气的密度及该湿空气所占容积。
- 8-3 当地的大气压力为  $0.1\text{MPa}$ , 湿空气的温度为  $30^\circ\text{C}$ , 湿球温度为  $25^\circ\text{C}$ 。求水蒸气分压力、露点温度、相对湿度、干空气密度,水蒸气密度、湿空气密度、湿空气气体常数及湿空气焓。
- 8-4 压力  $B$  为  $101325\text{Pa}$  的湿空气,在温度  $t_1 = 5^\circ\text{C}$ , 相对湿度  $\varphi_1 = 60\%$  的状态下进入加热器,在  $t_2 = 20^\circ\text{C}$  下离开加热器。进入加热器的湿空气容积为  $V_1 = 10000\text{m}^3$ 。求加热量及离开加热器时湿空气的相对湿度。
- 8-5 有两股湿空气进行绝热混合,已知第一股气流的  $V_1 = 15\text{m}^3/\text{min}$ ,  $t_1 = 20^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_1 = 30\%$ ; 第二股气流的  $V_2 = 20\text{m}^3/\text{min}$ ,  $t_2 = 35^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_2 = 80\%$ 。如两股气流的压力均为  $1013 \times 10^2\text{Pa}$ , 试分别用图解法及计算法求混合后湿空气的焓、含湿量、温度、相对湿度。
- 8-6 已知湿空气的  $h = 60\text{kJ/kg}$  (a),  $t = 25^\circ\text{C}$ , 试用  $B = 0.1013\text{MPa}$  的焓湿图,确定该湿空气的露点、湿球温度、相对湿度、水蒸气分压力。
- 8-7 在容积  $V = 60\text{m}^3$  的房间内,空气的温度和相对湿度分别为  $21^\circ\text{C}$  及  $70\%$ 。问空气的总质量及焓值各为多少? 设当地的大气压  $B = 0.1013\text{MPa}$ 。
- 8-8 将温度  $t_1 = 15^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_1 = 60\%$  的空气  $200\text{m}^3$ , 加热到温度  $t_2 = 35^\circ\text{C}$ , 然后送入干燥器。空气在干燥器中在与外界绝热的情况下吸收物料中的水分,离开干燥器时的相对湿度增至  $\varphi_3 = 90\%$ 。设当地的大气压力  $B = 0.1013\text{MPa}$ 。试求 (1) 空气在加热器中的吸热量; (2) 空气在干燥器中吸收的水分。
- 8-9 某空调系统每小时需要  $t_c = 21^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_c = 60\%$  的湿空气  $12000\text{m}^3$ 。已知新空气的温度  $t_1 = 5^\circ\text{C}$ , 相对湿度  $\varphi_1 = 80\%$ , 循环空气的温度  $t_2 = 25^\circ\text{C}$ , 相对湿度  $\varphi_2 = 70\%$ 。新空气与循环空气混合后送入空调系统。设当时的大气压力为  $0.1013\text{MPa}$ 。试求 (1) 需预先将新空气加热到多少度? (2) 新空气与循环空气的流量各为多少 (kg/h)?
- 8-10 为满足某车间对空气温度及相对湿度的要求,需将  $t_1 = 10^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_1 = 30\%$  的空气加热加湿后再送入车间,设加热后空气的温度  $t_2 = 21^\circ\text{C}$ , 处理空气的热湿比  $\epsilon = 3500$ 。试求空气终了时的状态参数  $d_2$ ,  $h_2$ ,  $\varphi_2$ 。
- 8-11 某空调系统每小时需要  $t_2 = 21^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_2 = 60\%$  的湿空气若干 kg (其中干空气质量  $m_a = 4500\text{kg}$ )。现将室外温度  $t_1 = 35^\circ\text{C}$ , 相对湿度  $\varphi_1 = 70\%$  的空气经过处理后达到上述要求。(1) 求在处理过程中所除去的水分及放热量; (2) 如将  $35^\circ\text{C}$  的纯干空气  $4500\text{kg}$  冷却到  $21^\circ\text{C}$ , 应放出多少热量。设大气压力  $B = 101325\text{Pa}$ 。

8-12 已知湿空气的温度  $t = 18\text{C}$ ，露点  $t_d = 8\text{C}$ ，试求其相对湿度，绝对湿度及含湿量。如将上述湿空气加热至  $40\text{C}$ ，其相对湿度、绝对湿度有何变化”如将其冷却至饱和状态，求其相对湿度与绝对湿度。当时大气压力为  $0.1013\text{MPa}$ 。

8-13 冷却塔中水的温度由  $38\text{C}$  被冷却至  $23\text{C}$ ，水流量  $100 \times 10^3\text{kg/h}$ 。从塔底进入的湿空气参数为温度  $15\text{C}$ ，相对湿度  $50\%$ ，塔顶排出的是温度为  $30\text{C}$  的饱和空气。求需要送入冷却塔的湿空气质量流量和蒸发的水量。若欲将热水 ( $38\text{C}$ ) 冷却到进口空气的湿球温度，其他参数不变，则送入的湿空气质量流量又为多少？设大气压力  $B = 101325\text{Pa}$ 。

8-14 某厂产生余热  $16500\text{kJ/h}$ ，热湿比  $\epsilon = 7000$ 。为保持室内温度  $t_2 = 27\text{C}$  及相对湿度  $\varphi_2 = 40\%$  的要求，向厂房送入湿空气的温度  $t_1 = 19\text{C}$ ，求每小时的送风量为多少千克及厂房的产湿量。当时的大气压力  $B = 101325\text{Pa}$ 。

获取更多资料 微信搜索蓝领星球



## 第九章 气体和蒸汽的流动

气体和水蒸气在喷管及扩压管内的绝热流动过程不仅广泛地应用于汽轮机、燃气轮机等动力设备中，也应用于通风、空调及燃气等工程中的引射器及燃烧器等热力设备中。

由于气体流动过程中状态参数的变化与气流速度的变化有关，而气流速度的变化又联系到气体的能量转换。因此，流动过程是涉及气体状态参数变化、气流速度变化及能量转换的热力过程。这种过程遵循一定的规律，研究这些规律是本章的主要内容。

另一方面，气体在管道内的流动与管道截面积的变化及系统的外部条件有关，它们为气体流动创造条件并对气流产生制约。因此，研究管道截面变化及外界条件也是本章不可缺少的内容。

### 第一节 绝热流动的基本方程

#### 一、稳态稳流

稳态稳流（简称稳定流动）的概念已在第三章中有所介绍，稳态稳流是指开口系统内每一点的热力学和力学参数都不随时间而变化的流动，但在系统的不同点上，参数值可以不同。为了简化起见，可认为管道内垂直于轴向的任一截面上的各种参数值都均匀一致，流体参数只沿管道轴向或流动方向发生变化。这种只沿轴向或流动方向上流体参数有变化的稳态稳流称为一元（一维）稳定流动。在许多工程设备的正常运转过程中，流体流动情况接近一维稳定流动。本章只讨论一维稳定流动。

#### 二、连续性方程

根据质量守恒定律可知，在稳定流动过程中，通道内各截面处的质量流量都相等，并且不随时间而变化，即

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dots = \dot{m} = \text{常数} \\ \frac{f_1 c_1}{v_1} = \frac{f_2 c_2}{v_2} = \dots = \frac{f c}{v} = \text{常数} \end{aligned} \right\} \quad (9-1)$$

式中  $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}$  —— 各截面处的质量流量 (kg/s)；

$f_1, f_2, f$  —— 各截面处的截面积 (m<sup>2</sup>)；

$c_1, c_2, c$  —— 各截面处的气流速度 (m/s)；

$v_1, v_2, v$  —— 各截面处气体的比容 (m<sup>3</sup>/kg)。

对微元稳定流动过程，式 (9-1) 可表示为

$$\frac{dc}{c} + \frac{df}{f} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (9-2)$$

式 (9-1) 及式 (9-2) 是连续性方程式的数学表达式，是根据质量守恒定律导出的。它适用于任何工质的可逆与不可逆的稳定流动过程。

### 三、绝热稳定流动能量方程

在第三章中已知稳定流动能量方程为

$$q = (h_2 - h_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + w_s$$

在一般的管道流动中  $z_1 \approx z_2, w_s = 0$ ，又在绝热情况下， $q = 0$ ，因此，可得

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = h_1 - h_2 \quad (9-3)$$

对于微元绝热稳定流动过程，式 (9-3) 可写成

$$d \frac{c^2}{2} = -dh \quad (9-4)$$

式 (9-3) 及式 (9-4) 就是适用于管道流动的绝热稳定流动能量方程。必须指出：式 (9-3) 及式 (9-4) 是按能量守恒这一普遍规律导出的，没有涉及工质的性质。因此，适用于任何工质的可逆与不可逆的绝热稳定流动过程。

### 四、定熵过程方程式

气体在管道内进行的绝热流动过程，如果是可逆的，那么就是定熵过程。理想气体的定熵过程方程式为

$$pv^\kappa = \text{常数} \quad (9-5)$$

对于微元定熵过程，则可微分上式而得

$$\frac{dp}{p} + \kappa \frac{dv}{v} = 0 \quad (9-6)$$

式 (9-5) 及式 (9-6) 只适用于理想气体的比热比  $\kappa$  为常数（定比热）的可逆绝热过程。对变比热的定熵过程， $\kappa$  应取过程范围内的平均值。对于水蒸气在可逆绝热过程中状态参数的变化，可通过水蒸气的  $h-s$  图或水蒸气表查得。

### 五、音速与马赫数

研究气体在管道内的流动时，特别是对可压缩性气体来说，音速具有特别重要的意义。从物理学中知道，音速是微小扰动在流体中的传播速度。当可压缩流体中有一微小的压力变化时，压力波就是以音速向四面传播的。由于压力波的传播速度极快，发生状态变化的流体来不及与周围流体进行热交换，故可认为是绝热的。其次，由于扰动极小，压力波在流体内传播时，流体状态变化也极小，内部摩擦可以忽略不计，故可以认为是可逆的。因此，压力波的传播过程可以当作定熵过程处理。

如以  $a$  表示音速，从物理学中可知，在定熵流动过程中，可压缩性流体音速的计算式为

$$a = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} = \sqrt{-v^2 \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s} \quad (9-7)$$

式 (9-7) 中下角码  $s$  表示定熵过程。

利用理想气体定熵过程方程式 (9-6) 代入式 (9-7) 可得

$$a = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{\kappa R T} \quad (9-8)$$

式 (9-8) 只适用于理想气体的音速计算。此式说明理想气体中的音速只随绝对温度而变化。

应该指出：流体中的音速不是一个常数，它随流体的状态变化而变化，在不同的状态下有不同的音速值。指定状态下的音速值称为当地音速。将空气当作理想气体处理，当  $t = 20^\circ\text{C}$  时，空气中声音的传播速度为  $a = \sqrt{1.4 \times 287 \times 293} = 343 \text{ m/s}$ 。如在 10000m 的高空中，空气温度  $t = -50^\circ\text{C}$ ，则音速  $a = \sqrt{1.4 \times 287 \times 223} = 299 \text{ m/s}$ 。可见在不同的情况下，声音传播的速度也不一样，这种不同的音速，就是所谓当地音速。

在研究可压缩流体时，以当地音速为比较标准，可引进一个称为马赫数的无因次量，用  $M$  表示，其定义为

$$M = \frac{c}{a} \quad (9-9)$$

式 (9-9) 中  $c$  是给定状态的气体流速， $a$  是该状态的当地音速。根据马赫数的大小，可以把气流速度分为三档：当  $M < 1$ ，称为亚音速，当  $M = 1$ ，称为音速，当  $M > 1$ ，称为超音速。

## 第二节 定熵流动的基本特性

### 一、气体流速变化与状态参数间的关系

对定熵过程，从热力学第一定律解析式可知  $dh = v dp$ ，将这一关系代入绝热稳定流动能量方程 (9-4)，则

$$c dc = -v dp \quad (9-10)$$

上式适用于定熵流动过程。式 (9-10) 说明，在管道内作定熵流动时， $dc$  与  $dp$  的符号相反。气流速度增加 ( $dc > 0$ )，必导致气体的压力下降 ( $dp < 0$ )，这就是喷管中的流动特性。气流速度下降 ( $dc < 0$ )，则将导致气体压力的升高 ( $dp > 0$ )，这就是扩压管中的流动特性。

将式 (9-10) 积分就是式 (9-3)

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = - \int_1^2 v dp = h_1 - h_2$$

### 二、管道截面变化的规律

将式 (9-10)  $c dc = -v dp$  左右两边各乘以  $\frac{1}{c^2}$ ，并将等号右边的分子分母各乘以  $\kappa p$ ，于是

$$\frac{dc}{c} = - \frac{\kappa p v}{\kappa c^2} \frac{dp}{p}$$

利用音速表达式  $a = \sqrt{\kappa p v}$  及马赫数  $M = \frac{c}{a}$  的关系，上式可写成

$$\frac{dc}{c} = - \frac{1}{\kappa M^2} \frac{dp}{p}$$

再应用连续性方程 (9-2) 及可逆绝热过程方程 (9-6)

$$\frac{dv}{v} = \frac{dc}{c} + \frac{df}{f} \quad \text{及} \quad \frac{dp}{p} = - \kappa \frac{dv}{v}$$

代入上式，经整理可得

$$\frac{df}{f} = (M^2 - 1) \frac{dc}{c} \quad (9-11)$$

式(9-11)指出了管道截面变化与气流速度变化的关系。

喷管的目的是使流体降压增速( $dp < 0, dc > 0$ )。当进入喷管的气流速度是  $M < 1$  的亚音速气流时, 因为  $dc > 0$ , 从式(9-11)可知, 等号右边为负值, 必须使喷管的截面缩小( $df < 0$ ), 才能满足方程的要求。这就是说沿气流方向喷管截面积必须逐渐缩小, 这种喷管称为渐缩喷管。

当进入喷管的气流是  $M > 1$  的超音速气流时, 则式(9-11)等号右边为正值, 必须使  $df > 0$  才能满足方程的要求。这表明沿气流方向喷管截面应逐渐扩大, 这种喷管称为渐扩喷管。

如需要将  $M < 1$  的亚音速气流增大到成为  $M > 1$  的超音速气流, 则喷管截面积应先从  $df < 0$  然后转变为  $df > 0$ , 即喷管截面积由逐渐缩小而转变为逐渐扩大, 这种喷管称为渐缩渐扩喷管, 或简称缩放喷管, 也称拉伐尔(Laval)喷管。

在渐缩渐扩喷管中, 收缩部分在亚音速范围内工作, 而扩张部分在超音速范围内工作。收缩与扩张之间的最小截面处称为喉部, 此处的  $M = 1$  而  $df = 0$ 。该截面称为临界截面, 具有最小截面积  $f_{\min}$ , 相应的各种参数都是临界值, 如临界压力  $p_c$ , 临界温度  $T_c$ , 临界比容  $v_c$  等。由于临界截面处的  $M = 1$ , 流速为临界流速  $c_c$ , 也是当地音速  $a_c = \sqrt{\kappa RT_c}$ , 显然,  $c_c = a_c$ 。

扩压管的目的是使气流减速增压( $dc < 0, dp > 0$ )。当进入扩压管的气流是  $M > 1$  的超音速气流时, 因为在扩压管中  $dc < 0$ , 所以式(9-11)等号右边为负值, 必须使  $df < 0$ , 才能满足方程的要求。这表明沿气流方向, 扩压管的截面积应逐渐减小, 这种扩压管称为渐缩扩压管。

当进入扩压管的气流速度是  $M < 1$  的亚音速气流时, 式(9-11)等号右边为正值, 必须使  $df > 0$  才能满足方程的要求。这表明沿气流方向扩压管的截面积应逐渐扩大, 这种扩压管称为渐扩扩压管。

如气流速度的在扩压管中由  $M > 1$  的超音速一直降低到  $M < 1$  的亚音速, 则扩压管的截面积应由  $df < 0$  经喉部而变化到  $df > 0$ , 这种扩压管称为渐缩渐扩扩压管。

有关喷管和扩压管的截面积变化与流速的关系见表 9-1。

如将气体在渐缩渐扩喷管中作充分膨胀, 则沿喷管轴向流速  $c$ 、压力  $p$ , 比容  $v$  及当地音速  $a$  的变化如图 9-1 所示。从图中可以看出, 在喉部临界点处, 临界流速  $c_c$  与当地音速  $a_c$  相等, 此时马赫数  $M = 1$ 。在喷管渐缩段  $M < 1$ , 在渐扩段  $M > 1$ 。

应当指出, 由于沿轴向气流的温度不断下降, 喷管中的当地音速  $a$  不是一个常数。在进口处气体的温度最高, 所以当地音速也最大; 在出口处, 温度最低, 所以当地音速也最小, 如图 9-1 中曲线  $a$  所示。

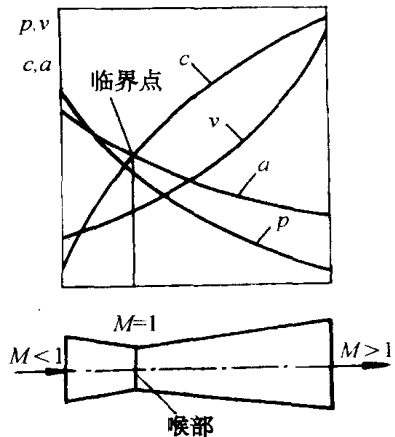
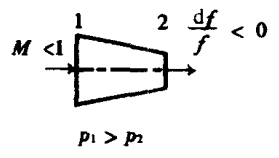
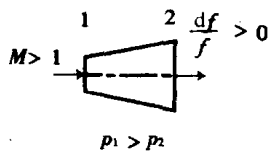
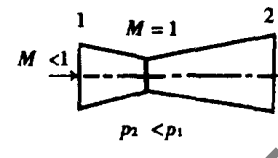
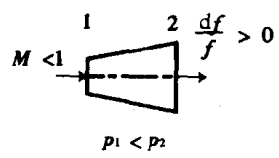
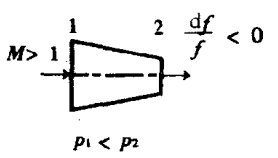
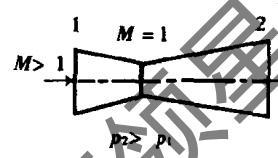


图 9-1 喷管中各参数沿轴向变化的示意图

喷管和扩压管流速变化与截面变化的关系

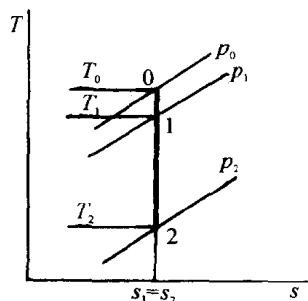
表 9-1

管道形状 / 管道种类	流动状态 $M < 1$	流动状态 $M > 1$	渐缩渐扩喷管 $M < 1$ 转 $M > 1$ 渐缩渐扩扩压管 $M > 1$ 转 $M < 1$
喷管 $dc > 0$ $dp < 0$			
扩压管 $dp > 0$ $dc < 0$			

### 第三节 喷管中流速及流量计算

#### 一、定熵滞止参数

在喷管的分析计算中，进口的初始流速  $c_1$  的大小将影响出口状态的参数值。在定熵流动过程中为简化计算，常采用所谓定熵滞止参数作为进口的参数数据。将具有一定速度的气流在定熵条件下扩压，使其流速降低为零，这时气体的参数称为定熵滞止参数。



如喷管的进口参数为  $p_1, T_1, h_1, s_1$ ，及进口气流速度为  $c_1$ ，而相应的定熵滞止参数为  $p_0, T_0, h_0, s_0$ 。根据绝热稳定流动能量方程 (9-3)，进口处的滞止焓为

$$h_0 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (9-12)$$

图 9-2 定熵滞止过程

式 (9-12) 的关系式如图 9-2 所示，图中定熵滞止过程 1-0 所起的作用，与定熵压缩过程一样。从式 (9-12) 和图 9-2 可以看出，在定熵流动过程中，从任一截面的气流状态进行定熵滞止，其滞止后的滞止焓均相等，其他滞止参数如滞止压力  $p_0$ 、滞止温度  $T_0$  也相等。

对理想气体，如定压比热  $c_p$  为定值，将  $h_1 = c_p T_1, h_0 = c_p T_0$  代入式 (9-12)，则可得滞止温度  $T_0$  为

$$T_0 = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p}$$

利用定熵过程方程式  $p_1 v_1^\kappa = p_0 v_0^\kappa$  及  $\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ ，可得其他滞止参数

$$p_0 = p_1 \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, v_0 = v_1 \left(\frac{T_1}{T_0}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}$$

在计算滞止焓  $h_0$  时, 当进口流速  $c_1$  的值不很大时,  $\frac{c_1^2}{2}$  的值与  $h_1$  相比相对很小, 可以忽略不计。如进口空气的温度  $T_1 = 300 \text{ K}$ , 进口流速  $c_1 = 30 \text{ m/s}$ , 则滞止焓  $h_0$  为

$$h_0 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} = 1.01 \times 300 + \frac{30^2}{2 \times 1000} = 303 + 0.45 = 303.45 \text{ kJ/kg}$$

从上面的计算结果可以看出, 在喷管计算中, 在一般情况下都可按  $c_1 \approx 0$  处理。尤其在通风空调及燃气工程中, 进入这些设备的  $c_1$  值都比较小, 完全可以按  $c_1 = 0$  处理, 不必再去计算滞止参数, 而直接将  $p_1, T_1, v_1, h_1$  近似作为滞止参数。但如  $c_1 \geq 50 \text{ m/s}$ , 要作精确计算时, 则不应忽略初速的影响。

## 二、喷管出口流速

气体在喷管内作绝热稳定流动时, 如以进口参数  $h_1, p_1, T_1$  作为计算依据, 并认为  $c_1 \approx 0$ , 则从式 (9-3) 可得气体在喷管中出口处的流速为

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} \quad (\text{m/s}) \quad (9-13)$$

式中 (9-13) 中  $h_1$  及  $h_2$  的单位是  $\text{J/kg}$ 。但在习惯上焓的单位用  $\text{kJ/kg}$ , 这时应将式 (9-4) 写为

$$c_2 = \sqrt{2 \times 1000(h_1 - h_2)} = 44.72 \sqrt{h_1 - h_2} \quad (\text{m/s}) \quad (9-14)$$

式 (9-13) 及式 (9-14) 是从能量方程 (9-3) 导得的, 因此适用于任何工质的可逆与不可逆绝热稳定流动过程。对于定比热理想气体  $h_1 - h_2 = c_p(T_1 - T_2)$ , 对于水蒸气, 焓降  $h_1 - h_2$  可从水蒸气的焓熵图上查得或利用水蒸气表进行计算。

对定比热理想气体, 如在喷管中进行的是可逆绝热过程, 即定熵过程, 则从式 (9-13) 可整理得

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{2(h_1 - h_2)} = \sqrt{2c_p(T_1 - T_2)} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} R(T_1 - T_2)} \\ &= \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right]} \\ &= \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right]} \end{aligned} \quad (9-15)$$

从式 (9-15) 可清楚地看出, 喷管出口流速  $c_2$  的大小, 决定于气体的比热比  $\kappa$ , 进口状态参数  $p_1, T_1, v_1$  及定熵膨胀过程中的压力比  $\frac{p_2}{p_1}$ 。喷管出口流速  $c_2$  与喷管出口截面积  $f_2$  的大小无关, 出口截面积的大小决定喷管的质量流量而非出口流速。

## 三、临界压力比及临界流速

理想气体的定熵流动应符合管道截面变化规律的关系式 (9-11), 即符合  $\frac{df}{f} = (M^2 - 1) \frac{dc}{c}$  的关系。在喉部马赫数  $M = 1$ , 喉部的压力为临界压力, 临界压力  $p_c$  与进口压力  $p_1$  的比值, 称为临界压力比  $\beta$ , 即  $\beta = \frac{p_c}{p_1}$ 。

喉部的当地音速是

$$a_c = \sqrt{\kappa p_c v_c} \quad (a)$$

将临界压力比  $\beta = \frac{p_c}{p_1}$  代入式(9-15)，则可得临界流速为

$$c_c = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_c}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (b)$$

喉部的  $M = 1$ ，临界流速  $c_c$  等于当地音速  $a_c$ ，因此式(a)等于式(b)，从而得

$$\frac{p_c v_c}{p_1 v_1} = \frac{2}{\kappa-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_c}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (c)$$

利用定熵过程方程式可得

$$\frac{p_c v_c}{p_1 v_1} = \frac{p_c}{p_1} \left( \frac{p_1}{p_c} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \frac{p_c}{p_1} \left( \frac{p_c}{p_1} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} = \left( \frac{p_c}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (d)$$

将式(d)代入式(c)经整理后可得临界压力比为

$$\beta = \frac{p_c}{p_1} = \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (9-16)$$

从式(9-16)可以看出，理想气体的临界压力比  $\beta$  只与气体的比热比  $\kappa$  有关。如将比热比作为常数，则

对单原子气体，取  $\kappa = 1.67$ ，则  $\beta = 0.487$ ，即  $p_c = 0.487 p_1$ ；

对双原子气体，取  $\kappa = 1.40$ ，则  $\beta = 0.528$ ，即  $p_c = 0.528 p_1$ ；

对多原子气体，取  $\kappa = 1.30$ ，则  $\beta = 0.546$ ，即  $p_c = 0.546 p_1$ 。

将式(9-16)临界压力比的计算式代入式(9-15)中的压力比，则可得理想气体临界流速的计算式为

$$c_c = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa+1} p_1 v_1} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa+1} R T_1} \quad (9-17)$$

临界流速也可直接应用式(9-14)计算，只要用  $h_c$  代替式中的  $h_2$  即可，即

$$c_c = 44.72 \sqrt{(h_1 - h_c)} \quad (9-18)$$

式(9-18)适用于任何气体的可逆与不可逆的绝热稳定流动过程。

#### 四、流量与临界流量

根据连续性方程，气体通过喷管任何截面的质量流量都是相同的，所以无论按哪一个截面计算流量都是相同的。渐缩喷管与渐缩渐扩喷管的质量流量都受到最小截面积的控制，所以一般都按最小截面积来计算质量流量，即对渐缩喷管按出口截面积  $f_2$  计算流量，对渐缩渐扩喷管按喉部截面积  $f_{\min}$  计算质量流量。现分述如下。

##### 1. 渐缩喷管的质量流量计算

如出口截面处的流速为  $c_2$ ，比容为  $v_2$ ，出口截面积为  $f_2$ ，则由连续性方程式(9-1)可得质量流量为

$$\dot{m} = \frac{f_2 c_2}{v_2} \quad (\text{kg/s}) \quad (9-19)$$

上式可适用于任何工质及任何过程。

对理想气体的定熵流动，利用  $p_1 v_1^\kappa = p_2 v_2^\kappa$  的关系，将式(9-15)代入式(9-19)经整

理后得

$$\dot{m} = f_2 \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (\text{kg/s}) \quad (9-20)$$

从式 (9-20) 可以看出, 在已知进口参数、比热比  $\kappa$  及出口截面积  $f_2$  的情况下, 喷管中气体的质量流量决定于压力比  $\frac{p_2}{p_1}$ 。

应当指出式 (9-20) 中的压力  $p_2$  是指喷管出口截面处的压力, 只有在外界背压  $p_b > p_c$  时,  $p_2$  才等于  $p_b$ , 当外界背压  $p_b \leq p_c$  时, 则出口截面处的压力  $p_2 = p_c$  而保持不变。

如以压力比  $\frac{p_b}{p_1}$  为横坐标, 质量流量  $m$  为纵坐标, 则可得流量  $\dot{m}$  随压力比  $\frac{p_b}{p_1}$  的变化关系, 如图 9-3 曲线  $a-b-c$  所示。

当外界背压  $p_b > p_c$  时, 对渐缩喷管而言, 喷管出口截面处的压力  $p_2 = p_b$ 。如  $p_2 = p_1$  (即  $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_b}{p_1} = 1$ ), 在  $c_1 = 0$  的情况下, 由于喷管两边压力相等, 气流不能通过喷管, 从式 (9-20) 可知,  $\dot{m} = 0$ , 在图中如点  $a$  所示。

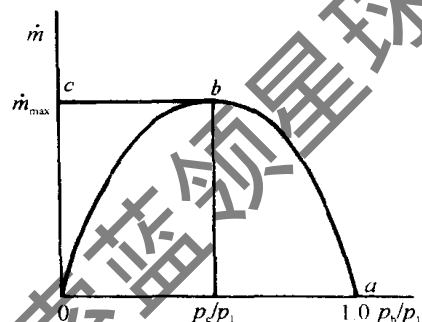


图 9-3 质量流量随压力比的变化

随着外界背压  $p_b$  的降低, 喷管出口截面处的压力  $p_2$  也相应降低, 并始终保持  $p_2 = p_b$ , 直到  $p_2 = p_c$  为止。当  $p_2 = p_c$  时, 此时出口压力  $p_2$  与进口压力  $p_1$  之比就是临界压力比  $\beta = \frac{p_c}{p_1}$ , 其流量为最大流量  $\dot{m}_{\max}$ 。

喷管出口截面处压力由  $p_2 = p_1$  降到  $p_2 = p_c$ , 而质量流量由  $\dot{m} = 0$  升到  $\dot{m}_{\max}$ , 这一过程在图 9-3 中如曲线  $a-b$  所示。

当外界背压  $p_b < p_c$  时, 对渐缩喷管而言, 出口截面处的压力  $p_2$  不再降低而保持为  $p_c$  不变,  $p_2 = p_c$ , 质量流量也保持为最大流量  $\dot{m}_{\max}$  不变, 如图中直线  $b-c$  所示。

应该指出, 如按式 (9-20) 进行分析, 流量  $\dot{m}$  的变化应是曲线  $a-b-0$ 。但实际上式 (9-20) 中的  $p_2$  的最低值是  $p_2 = p_c$ , 不可能出现  $p_2 < p_c$  的情况。因此, 在渐缩管中  $b-0$  这一段曲线的情况是不会出现的, 实际流量  $\dot{m}$  只能按曲线  $a-b-c$  变化。

将式 (9-16) 的临界压力比  $\beta$  代入式 (9-20) 则可得最大流量的计算式为

$$\dot{m}_{\max} = f_2 \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} \frac{p_1}{v_1}} \quad (\text{kg/s}) \quad (9-21a)$$

式 (9-21a) 适用理想气体的定熵流动。

如果应用连续性方程 (式 9-19) 来计算最大流量, 则

$$\dot{m}_{\max} = \frac{f_2 c_c}{v_c} \quad (\text{m/s}) \quad (9-22a)$$

式 (9-22a) 可用于一切工质的可逆与不可逆过程。

## 2. 渐缩渐扩喷管的流量计算

对于渐缩渐扩喷管, 气流通过喉部后, 压力可进一步降低, 流速也可以大于音速, 但



质量流量不会增加。因为，根据连续性方程，在同一个喷管中，各个截面上的质量流量是相等的。因此，只要进口状态参数相同，渐缩渐扩喷管的最小截面积  $f_{\min}$  与渐缩喷管出口截面积  $f_2$  相同，且渐缩喷管出口截面处的压力  $p_2 = p_c$ ，则两种喷管的流量是相等的。正常工作的渐缩渐扩喷管的质量流量总是等于最大流量的，此时式 (9-21a) 可写成

$$\dot{m}_{\max} = f_{\min} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa+1} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} \frac{p_1}{v_1}} \quad (9-21b)$$

式 (9-22a) 可写成

$$\dot{m}_{\max} = \frac{f_{\min} c_c}{v_c} \quad (9-22b)$$

### 五、水蒸气流速及流量计算

前面分析讨论了气体及水蒸气在喷管中的流动特性。在有些结论中由于应用了理想气体定熵过程方程式  $pv^\kappa = \text{常数}$ ，因而所得到的有关计算公式不适用于水蒸气的定熵过程。另外，水蒸气在定熵膨胀过程中可以从过热蒸汽变化到干饱和蒸汽直至湿蒸汽。因此，水蒸气的定熵流动过程是比较复杂的。但为了简化分析计算，我们假定水蒸气的定熵过程也符合  $pv^\kappa = \text{常数}$  的关系，但此时的  $\kappa$  不再是比热比的概念，而是一个经验数值。这样就可应用式 (9-16) 求得临界压力比  $\beta$  的值。

对于过热蒸汽，取  $\kappa = 1.3, \beta = 0.546$ ，则  $p_c = 0.546 p_1$ ；

对于干饱和蒸汽，取  $\kappa = 1.135, \beta = 0.577$ ，则  $p_c = 0.577 p_1$ 。

上述经验数值  $\kappa$ ，原则上只用于求解临界压力  $p_c$  的值。对水蒸气的定熵膨胀过程，上述  $\beta$  值和经验数值  $\kappa$  的选取由进口蒸汽的状态决定，不管绝热膨胀后的终态落在什么状态。

对水蒸气的计算，不能应用理想气体的状态方程  $pv = RT$  及有关定熵过程中理想气体参数间的关系式，而只能应用普遍适用的能量方程及连续性方程。因此，出口流速及质量流量的计算式为

$$\text{出口流速} \quad c_2 = 44.72 \sqrt{h_1 - h_2}$$

$$\text{临界流速} \quad c_c = 44.72 \sqrt{h_1 - h_c}$$

$$\text{质量流量} \quad \dot{m} = \frac{f_2 c_2}{v_2}$$

$$\text{最大流量，对渐缩喷管 } \dot{m}_{\max} = \frac{f_2 c_c}{v_c}, \text{ 对渐缩渐扩喷管 } \dot{m}_{\max} = \frac{f_{\min} c_c}{v_c}.$$

上述各计算公式中的  $h_1, h_c, h_2, v_c, v_2$  及  $p_c$ ，在决定了  $\beta$  后，可由  $p_c = \beta p_1$  求得临界压力，然后从水蒸气的  $h-s$  图查得  $h_1, h_c, h_2, v_c$  及  $v_2$ ，如图 9-4 所示。

### 六、小结

1. 表 9-2 列出了喷管计算的主要公式。所有的计算分两类：一类是  $c_1$  的值较大 ( $c_1 \geq 50 \text{ m/s}$ )，不能作为  $c_1 = 0$  处理，必须先求得  $h_0, p_0, T_0, v_0$ ，然后应用表 9-2 中相应的公式。另一类是进口  $c_1 \leq 50 \text{ m/s}$ ，可作  $c_1 = 0$  处理，并可直接应用进口参数  $h_1, p_1, T_1, v_1$ ，然后应用表 9-2 中相应的公式。本章介绍的大部分计算式都是将  $c_1 = 0$  处理，因此，在选用表 9-2 中的公式时应予以注意。

2. 对渐缩喷管的计算应按下述原则

当喷管外界背压  $p_b > p_c$  时, 喷管出口截面处的压力  $p_2 = p_b$ , 此时喷管出口处的流速  $c_2 < c_c$ , 质量流量  $\dot{m} < \dot{m}_{max}$ 。

当出口外界背压  $p_b \leq p_c$  时, 喷管出口截面上的压力  $p_2$  只能降低到临界压力  $p_c$ , 即  $p_2 = p_c$ 。此时, 喷管的出口流速为临界流速  $c_c$ , 质量流量为最大流量  $\dot{m}_{max}$ 。由  $p_c$  降低到背压  $p_b$  的过程在喷管外部进行, 它并不影响喷管出口流速及质量流量。

### 3. 对渐缩渐扩喷管

在设计工况下, 气体在渐缩渐扩喷管中应能充分膨胀到与外界背压  $p_b$  相等的工况, 即出口截面处的压力  $p_2 = p_b$ 。此时喷管喉部的流速为临界流速  $c_c$ , 出口截面处的流速  $c_2 > c_c$ , 而质量流量为最大值  $\dot{m}_{max}$ 。

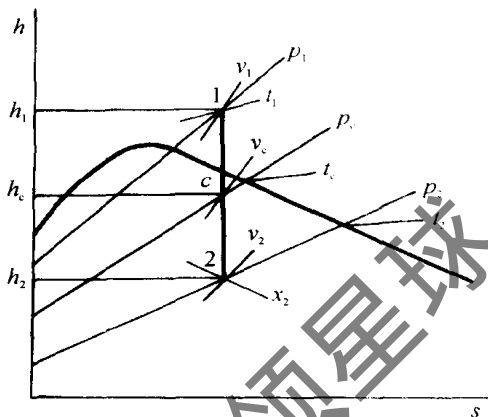


图 9-4 水蒸气  $h-s$  图上的定熵过程

4. 在计算喷管出口流速及质量流量时, 不论是渐缩喷管还是渐缩渐扩喷管, 其基本公式是相同的, 即

$$c_2 = 44.72 \sqrt{h_1 - h_2}$$

$$c_2 = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}$$

$$\dot{m} = \frac{f_2 c_2}{v_2}$$

$$\dot{m}_{max} = \frac{f_{min} c_c}{v_c}$$

式中  $h_2, h_c, p_2, v_2, c_2, v_c, c_c$  的值应按第 2 点及第 3 点所说的确定。

**【例 9-1】** 空气进入喷管时的压力  $p_1 = 5 \text{ MPa}$ , 温度  $t_1 = 30^\circ \text{C}$ ,  $c_1 = 50 \text{ m/s}$ , 喷管外界背压  $p_b = 0.1 \text{ MPa}$ 。

(a) 如采用渐缩喷管, 出口截面积  $f_2 = 100 \text{ mm}^2$ , 求出口气流速度及质量流量;

(b) 如采用渐缩渐扩喷管, 气流在喷管中充分膨胀, 喉部的截面积  $f_{min} = 100 \text{ mm}^2$ , 求出口流速及质量流量。

**【解】** (a) 对渐缩喷管

如按  $c_1 = 0$  处理, 对双原气体  $\beta = 0.528$ , 则  $p_c = 0.528 \times 5 = 2.64 \text{ MPa} > p_b$ , 所以渐缩喷管出口截面处的压力  $p_2 = p_c = 2.64 \text{ MPa}$ 。

由定熵过程方程式可得

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} = 303 \times \left( \frac{2.64 \times 10^6}{5 \times 10^6} \right)^{\frac{1.4 - 1}{1.4}} = 252.46 \text{ K}$$

$$c_2 = c_c = \sqrt{\kappa R T_1} = \sqrt{1.4 \times 287 \times 303} = 318.49 \text{ m/s}$$

从式 (9-19) 可得质量流量为

$$\dot{m} = \frac{f_2 c_2}{v_2} = \frac{f_2 c_2 p_2}{R T_2} = \frac{100 \times 10^{-6} \times 318.49 \times 2.64 \times 10^6}{287 \times 252.46} = 1.16 \text{ kg/s}$$

如考虑  $c_1 = 50\text{m/s}$  的影响，则滞止温度为

$$T_0 = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} = 303 + \frac{50^2}{2 \times 1010} = 304.24\text{K}$$

$$\text{滞止压力 } p_0 = p_1 \left( \frac{T_0}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 5 \times 10^6 \left( \frac{304.24}{303} \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 5.07 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\text{滞止比容 } v_0 = \frac{RT_0}{p_0} = \frac{287 \times 304.24}{5.07 \times 10^6} = 0.01722 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{临界压力 } p_c = 0.528p_0 = 0.528 \times 5.07 \times 10^6 = 2.677 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$T_2 = T_0 \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 304.24 \times \left( \frac{2.677 \times 10^6}{5.07 \times 10^6} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$= 253.5\text{K}$$

$$c_2 = c_c = \sqrt{\kappa RT} = \sqrt{1.4 \times 287 \times 253.5}$$

$$= 319.15\text{m/s}$$

此时的质量流量为

$$\dot{m} = \frac{f_2 c_2}{v_2} = \frac{f_2 c_2 p_2}{RT_2} = \frac{100 \times 10^{-6} \times 319.15 \times 2.677 \times 10^6}{287 \times 253.5}$$

$$= 1.174 \text{ kg/s}$$

从上面的分析计算中可以看出，即使  $c_1 = 50\text{m/s}$  这样高的进口速度，对出口截面处的压力、温度、流速及质量的影响也是不很大的，即使按  $c_1 = 0$  处理，也不会产生大的误差。

(b) 对渐缩渐扩喷管

由于喉部的最小截面积  $f_{\min}$  与渐缩喷管的出口截面积  $f_2$  相同，故质量流量与渐缩喷管的最大流量相同。

当  $c_1 = 0$  时， $\dot{m}_{\max} = 1.16\text{kg/s}$

当  $c_1 = 50 \text{ m/s}$  时， $\dot{m}_{\max} = 1.174\text{kg/s}$

当  $c_1 = 0$  时

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)} = \sqrt{2c_p(T_1 - T_2)} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R(T_1 - T_2)}$$

$$= \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left( 1 - \frac{T_2}{T_1} \right)} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

$$= \sqrt{2 \frac{1.4}{1.4-1} \times 287 \times 303 \left[ 1 - \left( \frac{0.1}{5} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \right]} = 640\text{m/s}$$

当  $c_1 = 50 \text{ m/s}$  时，出口流速则为

$$c_2 = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} RT_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}$$

$$= \sqrt{2 \frac{1.4}{1.4-1} 287 \times 303 \left[ 1 - \left( \frac{0.1}{5.07} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \right]}$$

$$= 642\text{m/s}$$

喷管主要计算公式汇总

表 9-2

计算项目	公 式	单 位	适 用 范 围
流 速	$c_2 = 44.72 \sqrt{h_0 - h_2}$	m/s	任意工质, 绝热流动, $c_1 > 0$
	$c_2 = 44.72 \sqrt{h_1 - h_2}$	m/s	任意工质, 绝热流动, $c_1 = 0$
	$c_2 = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 v_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}$	m/s	理想气体, 定熵流动, $c_1 > 0$
	$c_2 = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}$	m/s	理想气体, 定熵流动, $c_1 = 0$
临界压力比	$\beta = \frac{p_c}{p_0} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$		理想气体, 定熵流动, $c_1 > 0$ ; $\kappa$ 采用经验数据, 可用于水蒸气
	$\beta = \frac{p_c}{p_1} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$		理想气体, 定熵流动, $c_1 = 0$ ; $\kappa$ 采用经验数据, 可用于水蒸气
临界流速	$c_c = 44.72 \sqrt{h_0 - h_c}$	m/s	任意工质, 绝热流动, $c_1 > 0$
	$c_c = 44.72 \sqrt{h_1 - h_c}$	m/s	任意工质, 绝热流动, $c_1 = 0$
	$c_c = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} p_0 v_0} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} RT_0}$	m/s	理想气体, 定熵流动, $c_1 > 0$
	$c_c = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} p_1 v_1} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} RT_1}$	m/s	理想气体, 定熵流动, $c_1 = 0$
流 量	$\dot{m} = \frac{f_2 c_2}{v_2}$	kg/s	任意工质, 稳定流动
	$\dot{m} = f_1 \times \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]}$	kg/s	理想气体, 定熵流动, $c_1 > 0$
	$\dot{m} = f_1 \times \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]}$	kg/s	理想气体, 定熵流动, $c_1 > 0$
最大流量	$\dot{m}_{\max} = \frac{f_{\min} c_c}{v_c}$	kg/s	任意工质, 稳定流动
	$\dot{m}_{\max} = f_{\min} \times \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} \frac{p_0}{v_0}}$	kg/s	理想气体, 定熵流动, $c_1 > 0$
	$\dot{m}_{\max} = f_{\min} \times \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} \frac{p_1}{v_1}}$	kg/s	理想气体, 定熵流动, $c_1 = 0$

**【例 9-2】** 进入喷管的水蒸气是压力  $p_1 = 0.5 \text{ MPa}$  的干饱和蒸汽, 背压  $p_b = 0.1 \text{ MPa}$ 。为了保证在喷管中充分定熵膨胀, 问应采用什么类型的喷管。当质量流量为每小时 2000kg

时，求该喷管出口气流速度及喷管的主要截面积。

【解】 先求临界压力，对于饱和蒸汽

$$p_c = \beta p_1 = 0.577 \times 0.5 = 0.2885 \text{ MPa}$$

由于  $p_c > p_b = 0.1 \text{ MPa}$ ，为了充分膨胀，必须采用渐缩渐扩喷管，从水蒸气的焓熵图可查得下列参数值，如图 9-5 所示。

$$\text{点 1: } h_1 = 2756 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{点 c: } h_c = 2656 \text{ kJ/kg} \quad v_c = 0.60 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{点 2: } h_2 = 2488 \text{ kJ/kg} \quad v_2 = 1.55 \text{ m}^3/\text{kg}$$

渐缩渐扩喷管的临界流速为

$$\begin{aligned} c_c &= 44.72 \sqrt{h_1 - h_c} \\ &= 44.72 \sqrt{2756 - 2656} \\ &= 447.2 \text{ m/s} \end{aligned}$$

图 9-5 例 9-2 附图

喉部截面积为

$$f_{\min} = \frac{\dot{m}_{\max} v_c}{c_c} = \frac{2000 \times 0.60}{3600 \times 447.2} = 0.000745 \text{ m}^2 = 7.45 \text{ cm}^2$$

出口流速为

$$c_2 = 44.72 \sqrt{h_1 - h_2} = 44.72 \sqrt{2756 - 2488} = 732 \text{ m/s}$$

出口截面积为

$$f_2 = \frac{\dot{m}_{\max} v_2}{c_2} = \frac{2000 \times 1.55}{3600 \times 732} = 0.001176 \text{ m}^2 = 11.76 \text{ cm}^2$$

#### 第四节 扩压管

气体在扩压管中的定熵流动过程正好是喷管中的反过程，具有高速低压的气流，进入扩压管后流速降低（ $dc < 0$ ）而压力升高（ $dp > 0$ ），气体以较高压力从扩压管流出。扩压管的工况，正好是喷管倒过来流动的工况，有关喷管定熵流动的基本关系式，管道截面变化规律的关系式，均适用于扩压管。

如进入扩压管的气流速度小于当地音速（ $M < 1$ ），那末扩压管截面沿气流方向逐渐增大（ $df > 0$ ），这就是渐扩扩压管。如进入扩压管的气流速度大于当地音速（ $M > 1$ ），而出口气流仍为超音速气流，但马赫数比进口处减小，那么应采用渐缩扩压管（ $df < 0$ ）。如进入扩压管的气流速度大于当地音速（ $M > 1$ ），而流出扩压管的气流速度小于当地音速（ $M < 1$ ），则扩压管的截面沿气流方向先缩小（ $df < 0$ ），使气流速度降低到音速（ $M = 1$ ），然后截面再扩大（ $df > 0$ ），而使气流速度降低到亚音速（ $M < 1$ ），从而获得较高的气体出口压力，这就是所谓渐缩渐扩扩压管。上述三种扩压管的情况见表 9-1。

与喷管的要求不同，扩压管通常是在已知进口参数、进口速度  $c_1$  及出口速度  $c_2$  的情况下，要求计算出口压力。扩压管出口压力  $p_2$  与进口压力  $p_1$  的比值  $\frac{p_2}{p_1}$  表示扩压的程度，称

为扩压比。对理想气体，当  $c_p$  为定值时，由能量方程 (9-3) 可得

$$c_p T_1 + \frac{c_1^2}{2} = c_p T_2 + \frac{c_2^2}{2}$$

整理可得

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2c_p T_1}$$

将上述结果代入定熵过程参数间的关系式，则可得扩压比为

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(1 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2c_p T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (9-23)$$

式中， $p_1, T_1, c_1$  表示进入扩压管时的参数； $p_2, T_2, c_2$  表示离开扩压管时的参数。

式 (9-23) 仅适用于理想气体的定熵压缩过程。从该式可知，在一定的进口参数下，扩压管中动能的降低越多，则扩压比越大。

喷管及扩压管在工程实际中得到了广泛的应用，如图 9-6 所示的蒸汽引射器。这种蒸汽引射器的工作蒸汽具有较高的压力，被引射的是低压蒸汽或低温水，混合以后通过扩压管将得到所需压力的蒸汽或热水。引射器的工作原理如下：高压工作蒸汽进入喷管，在其中进行绝热膨胀而成为低压高速气流，它将外界低压蒸汽吸引入混合室，混合后的低压蒸汽仍具有较高的速度，通过扩压管减速增压后将得到具有中间压力的蒸汽。如果被引射的是水，那么混合扩压后将可得到较高温度和压力的热水。

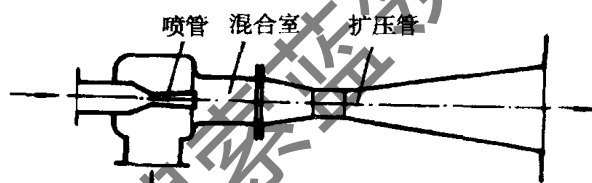


图 9-6 蒸汽引射器示意图

引射器的构造简单，没有转动部件，使用方便，易于保养，各种引射器在工程中得到了广泛的应用，有关引射器的热力计算将在专业书籍中介绍。

**【例 9-3】** 空气流经某扩压管，已知进口状态  $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$ ， $T_1 = 300\text{K}$ ， $c_1 = 500\text{m/s}$ 。在扩压管中定熵压缩，出口处的气流速度  $c_2 = 50\text{m/s}$ 。问应采用什么形式的扩压管，并求出出口压力。如流经扩压管的质量流量  $m = 1 \text{ kg/s}$ ，计算扩压管各处的截面积。

**【解】** 先求进口处的当地音速

$$a_1 = \sqrt{\kappa R T_1} = \sqrt{1.4 \times 287 \times 300} = 347\text{m/s}$$

由于进口处的马赫数  $M_1 = \frac{c_1}{a_1} = \frac{500}{347} = 1.44$ ，是  $M > 1$  的超音速气流。而出口处的气流速度  $c_2 = 50\text{m/s}$ ，肯定是亚音速气流 ( $M < 1$ )。因此应采用渐缩渐扩扩压管。

利用式 (9-23) 可求出口压力  $p_2$  为

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 \left[1 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2c_p T_1}\right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0.1 \times 10^6 \left[1 + \frac{500^2 - 50^2}{2 \times 1010 \times 300}\right]^{\frac{1.4}{1.4-1}} \\ &= 0.3316\text{MPa} \end{aligned}$$

对进口处可得其比容为

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{287 \times 300}{0.1 \times 10^6} = 0.861\text{m}^3/\text{kg}$$

所以扩压管进口处的截面积为

$$f_1 = \frac{\dot{m} v_1}{c_1} = \frac{1 \times 0.861}{500} = 0.001722 \text{m}^2 = 17.22 \text{cm}^2$$

对出口处，先求出口截面处的温度与比容

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 300 \left( \frac{0.3316}{0.1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 422.5 \text{K}$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{287 \times 422.5}{0.3316 \times 10^6} = 0.366 \text{m}^3/\text{kg}$$

最后可得扩压管的出口截面积为

$$f_2 = \frac{\dot{m} v_2}{c_2} = \frac{1 \times 0.366}{50} = 0.00731 \text{m}^2 = 73.1 \text{cm}^2$$

喉部最小截面积  $f_{\min}$  的求解比较复杂，由于扩压管的过程是喷管的反过程，我们可以将扩压管的出口参数  $c_2 = 50 \text{m/s}$ ,  $p_2 = 0.3316 \text{MPa}$ ,  $T_2 = 422.5 \text{K}$ ,  $v_2 = 0.366 \text{m}^3/\text{kg}$  当作喷管的进口参数，这样就求得喉部的临界压力值。空气的临界压力比  $\beta = 0.528$ ，所

$$p_c = \beta p_2 = 0.528 \times 0.3316 = 0.175 \text{MPa}$$

$$T_c = T_2 \left( \frac{p_c}{p_2} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 422.5 (0.528)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 352 \text{K}$$

$$v_c = \frac{RT_c}{p_c} = \frac{287 \times 352}{0.175 \times 10^6} = 0.577 \text{m}^3/\text{kg}$$

$$c_c = a_c = \sqrt{\kappa RT_c} = \sqrt{1.4 \times 287 \times 352} = 376.1 \text{m/s}$$

最后可求得喉部截面积为

$$f_{\min} = \frac{\dot{m} v_c}{c_c} = \frac{1 \times 0.577}{376.1} = 0.001534 \text{m}^2 = 15.34 \text{cm}^2$$

上述计算是按  $c_2 = 0$  来处理的，但通过例题 9-1 的计算可知，由于  $c_2$  较小，不采用滞止参数来计算，也不会产生显著的误差。

## 第五节 具有摩擦的流动

定熵过程是一个理想的可逆绝热过程，没有任何摩擦损失。实际上气体在喷管中高速流动，摩擦总是存在的，为克服摩擦阻力，气体要有一部分动能损失，喷管出口气体的流速将要比没有摩擦时小一些。这部分动能的损失就是耗散功，它最终转变为热能而被气体所吸收，使气流出口处的焓值有所增加。实际的不可逆绝热膨胀过程在  $T-s$  图上如图 9-7 所示。图中 1-2 为可逆的定熵过程，1-2' 为不可逆的绝热膨胀过程，后者是一个增熵过程。

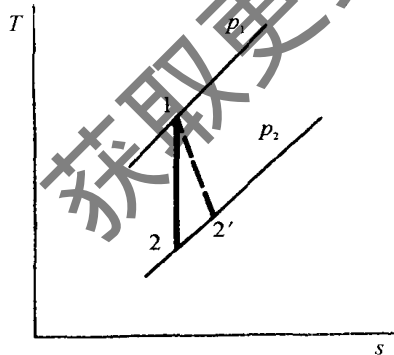


图 9-7 定熵过程与实际的绝热过程

定熵过程的焓降为  $(h_1 - h_2)$ ，实际过程的焓降为  $(h_1 - h_{2'})$ 。显然  $h_{2'} > h_2$ ，因而实际过程的

焓降小于理想过程的焓降。这减少的部分 ( $h_2' - h_2$ ), 就是消耗于摩擦的那部分动能损失。

喷管进口初态参数相同 ( $p_1, T_1$ ), 膨胀到相同的终态压力  $p_2$ , 实际的出口速度  $c_2'$  总是小于定熵膨胀过程下的出口速度  $c_2$ 。实际出口速度  $c_2'$  与定熵过程出口速度  $c_2$  之比称为速度系数, 用  $\varphi$  表示

$$\varphi = \frac{c_2'}{c_2}$$

根据经验, 喷管的速度系数  $\varphi$  大致在 0.94~0.98 之间。渐缩喷管的  $\varphi$  值较大, 渐缩渐扩喷管的  $\varphi$  值较小。这是由于超音速气流的摩擦损失大而且流道较长的缘故。

在工程计算中, 往往先求出理想情况下的出口速度  $c_2$ , 再根据经验选用速度系数值  $\varphi$ , 最后可求得实际过程的出口气流速度

$$c_2' = \varphi c_2 = 44.72\varphi\sqrt{h_1 - h_2} \quad (9-24)$$

如果在已知  $p_2$  的情况下, 能精确测出实际过程中出口截面处的温度  $T_2'$ , 则实际过程的出口气流速度也可由能量方程直接得到

$$c_2' = 44.72\sqrt{h_1 - h_2'} \quad (9-25)$$

工程中也应用喷管效率的概念来反映喷管中的动能损失。喷管效率是指实际过程气体出口动能与定熵过程气体出口动能的比值。喷管效率用符号  $\eta_n$  表示

$$\eta_n = \frac{\frac{c_2'^2}{2}}{\frac{c_2^2}{2}} = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_2} = \varphi^2 \quad (9-26)$$

在已知  $\varphi$  或  $\eta_n$  的情况下, 可通过式 (9-26) 求得实际过程中喷管出口处的焓值  $h_2'$ , 即

$$h_2' = h_1 - \eta_n(h_1 - h_2) = h_1 - \varphi^2(h_1 - h_2) \quad (9-27)$$

式 (9-25), 式 (9-26) 及式 (9-27) 适用于任何工质的不可逆绝热稳定流动过程。对理想气体, 当  $c_p$  为定值时, 上列三式又可写为

$$c_2' = 44.72\sqrt{c_p(T_1 - T_2')}$$

$$\eta_n = \varphi^2 = \frac{T_1 - T_2'}{T_1 - T_2}$$

$$T_2' = T_1 - \eta_n(T_1 - T_2) = T_1 - \varphi^2(T_1 - T_2)$$

由于现代喷管的气体动力性能好, 加工精度又很高, 实际流动过程中的动能损失都比较小, 喷管效率一般约在 0.9~0.95 之间。

**【例 9-4】**  $\text{CO}_2$  从储气罐进入一喷管, 如果喷管效率  $\eta_n = 0.95$ 。储气罐中  $\text{CO}_2$  的压力为 0.7MPa, 温度为 30°C。当喷管出口截面处的压力为 0.14MPa 时, 问应采用什么类型的喷管? 此时喷管出口处的气体温度及气流速度各为多少? 当喷管出口截面  $f_2 = 100 \text{ mm}^2$  时, 求质量流量。

**【解】** 已知多原子气体的临界压力比  $\beta = 0.546$ , 故临界压力为

$$p_c = 0.546p_1 = 0.546 \times 0.7 = 0.3822 \text{ MPa}$$

因为  $p_c > p_2 = 0.14 \text{ MPa}$ , 所以应采用渐缩渐扩喷管。

由定熵膨胀过程 1-2 可知气体的出口温度为



$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (273 + 30) \left( \frac{0.14}{0.7} \right)^{\frac{1.3-1}{1.3}} = 209\text{K}$$

实际过程 1-2' 中气体出口温度为

$$T_{2'} = T_1 - \eta_n(T_1 - T_2) = 303 - 0.95(303 - 209) = 213.7\text{K}$$

实际过程中气流的出口流速为

$$\begin{aligned} c_{2'} &= 44.72 \sqrt{c_p(T_1 - T_{2'})} = 44.72 \sqrt{\frac{9}{2} \times \frac{8.314}{44} (303 - 213.7)} \\ &= 389.7\text{m/s} \end{aligned}$$

实际过程中气体出口的比容为

$$v_{2'} = \frac{RT_{2'}}{p_2} = \frac{8314}{0.14 \times 10^6} \times 213.7 = 0.2884\text{m}^3/\text{kg}$$

喷管中气体的质量流量为

$$\dot{m} = \frac{f_2 c_{2'}}{v_{2'}} = \frac{100 \times 10^{-6} \times 389.7}{0.2884} = 0.135\text{kg/s}$$

## 第六节 绝热节流

在第三章中，我们已经了解绝热节流过程的定义及其能量方程的简化形式，说明气流

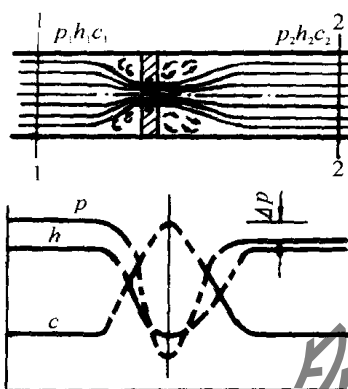


图 9-8 绝热节流前后参数变化

在绝热节流前的焓等于绝热节流后的焓，即图 9-8 中截面 1-1 及截面 2-2 处的焓相等。但是，我们不能将绝热节流理解为等焓过程，因为在缩孔附近，由于流速增加，焓是下降的（参看图 9-8）。流体在通过缩孔时动能增加，压力下降并产生强烈扰动和摩擦。由于缩孔附近气流的无序性，其参数只是平均估算值，过程线也只是指出变化趋向，故以虚线表示。产生这种扰动和摩擦使增加的动能转变为热能又为流体所吸收，因而在绝热的情况下，节流前、后流体的焓不变。但由于扰动和摩擦的不可逆性，节流后的压力却不能恢复到与节流前一样，而必然是  $p_2 < p_1$ 。所以说绝热节流是一个典型的不可逆绝热过程，节流后工质的焓不变，压力下降，熵增加，做功能力下降。

绝热节流前后状态参数的变化如图 9-9 所示。对理想气体，

如图中过程 1-2 所示，这时

焓不变，温度也不变， $h_1 = h_2, T_1 = T_2$ ；

压力下降， $p_2 < p_1$ ；

比容增大， $v_2 > v_1$ ；

熵增大， $s_2 > s_1$ 。

对水蒸气来说，虽然绝热节流前后焓不变  $h_2 = h_1$ ，但在一般情况下，节流后温度是降低的， $t_2 < t_1$ 。湿饱和蒸汽绝热节流后可以变为干饱和蒸汽或过热蒸汽（如图 9-10 中过程 1-2）。其他参数的变化与气体一样。

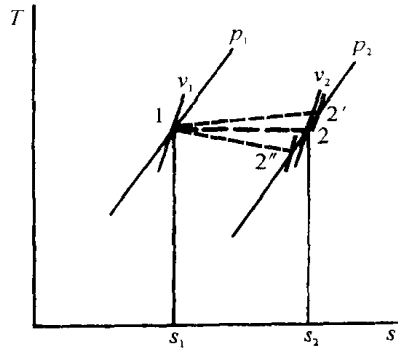


图 9-9 气体绝热节流过程

压力降低,  $p_2 < p_1$ ;  
比容增大,  $v_2 > v_1$ ;  
熵增大,  $s_2 > s_1$ 。

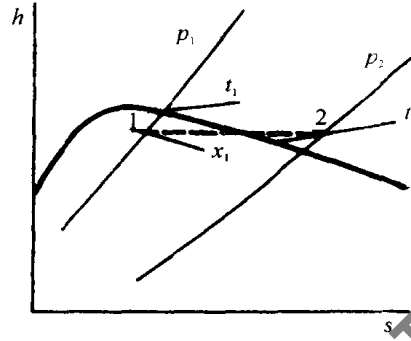


图 9-10 水蒸气绝热节流过程

从上面的分析可以看出, 不管哪种流体节流前后焓不变。对理想气体来说, 因为焓  $h$  是温度  $T$  的单值函数, 所以节流前后温度也没有变化。但对实际气体, 焓虽不变, 温度却是可以变化的。如节流后的温度升高,  $T_2 > T_1$ , 则称为热效应; 如节流后的温度降低,  $T_2 < T_1$ , 则称为冷效应; 如节流前后的温度不变,  $T_2 = T_1$ , 则称为零效应, 所有理想气体都是零效应。绝热节流过程中的温度效应与气体的性质有关, 也与气体所处的状态有关。

绝热节流温度效应可用绝热节流系数  $\mu_j$  (也称焦耳-汤姆逊系数) 来表示, 其定义式是

$$\mu_j = \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \quad (9-28)$$

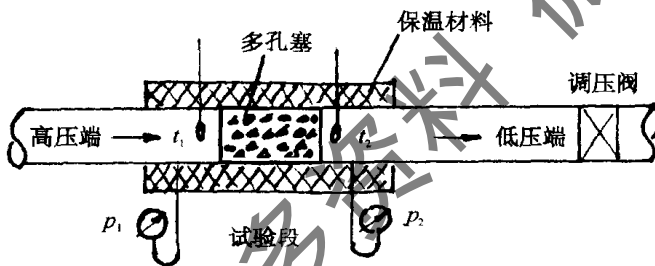


图 9-11 焦耳-汤姆逊绝热节流试验装置

从式 (9-28) 可知, 绝热节流系数  $\mu_j$  是一个物性系数, 它反映了与理想气体偏差的大小。  $\mu_j$  可由焦耳-汤姆逊实验来确定。其实验过程为: 任意选定一种实际气体, 使其通过装有多孔塞的管道 (见图 9-11)。令高压端的压力和温度稳定在  $p_1$  和  $T_1$ , 而在低压端, 调节调压阀开度, 通过改变流量得到不同的压力  $p_{2a}, p_{2b}, p_{2c} \dots$ , 并相应地得到  $T_{2b}, T_{2c} \dots$ 。

然后将这些点画在  $T-p$  图上, 得到点 1、点 2a、点 2b、点 2c... 如图 9-12 的  $T-p$  图所示。因为  $h_1 = h_{2a} = h_{2c} = \dots$ , 所以通过这些点画出的一条曲线是等焓线。改变初始压力和温度进行类似实验, 即可以得到一系列不同焓值的曲线, 如  $T-p$  图中 1, 2, 3, 4 等线所示。图中等焓线上任一点的斜率  $\left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$  即为  $\mu_j$ 。

分析式 (9-28) 可见, 由于绝热节流前后的压力总是降低的, 即  $dp < 0$ , 是一个负值, 所以当  $\mu_j < 0$  时, 则  $dT > 0$ , 表示产生热效应; 当  $\mu_j > 0$  时, 则  $dT < 0$ , 表示产生冷效应; 当  $\mu_j = 0$  时, 则  $dT = 0$ , 表示产生零效应。  $\mu_j = 0$  的各点为相应等焓线的最高温度点, 称为回转点, 这些点上的温度称为回转温度, 联接所有回转点的曲线称为回转曲线。在回转

曲线之内所有等焓曲线上的点,其 $\mu_j > 0$ ,节流产生冷效应,故称为冷效应区;在回转曲线之外所有等焓线上的点,其 $\mu_j < 0$ ,节流产生热效应,故称为热效应区。

回转曲线与温度坐标轴的交点得到最大回转温度 $T_a$ 及最小回转温度 $T_b$ ,初始温度高于 $T_a$ 或低于 $T_b$ 的气体,节流后降低温度都是不可能的。

在第六章中我们已知焓的热力学微分方程式(6-22)为

$$dh = c_p dT + \left[ v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp$$

在绝热节流过程中,  $dh = 0$ , 故

$$c_p dT_h + \left[ v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp_h = 0$$

将上式整理后可得

$$\mu_j = \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v}{c_p} \quad (9-29)$$

上式中 $\left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$ 是气体在定压下比容随温度的变化率,应用容积膨胀系数 $\beta$ 的定义式(6-21)

$$\beta = \frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

代入式(9-29),则可得绝热节流系数的另一表达式

$$\mu_j = \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{(T\beta - 1)v}{c_p} \quad (9-30)$$

式(9-29)及(9-30)是绝热节流的一般关系式。只要知道实际气体的状态方程式或实测气体的 $\left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$ 的值以及比热关系式,就可通过该二式计算得到 $\mu_j$ 的值,从而确定在某一状态节流产生的是热效应、冷效应还是零效应。

从式(9-29)可知,绝热节流的三种效应决定于 $\left[ T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v \right]$ 的正负。

若 $T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v < 0$ ,则 $\mu_j < 0, dT > 0$ ,产生热效应;

若 $T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v > 0$ ,则 $\mu_j > 0, dT < 0$ ,产生冷效应;

若 $T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v = 0$ ,则 $\mu_j = 0, dT = 0$ ,产生零效应。

对理想气体来说,从状态方程 $pv = RT$ 可得

$$\left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p = \frac{v}{T}$$

代入式(9-29)可得

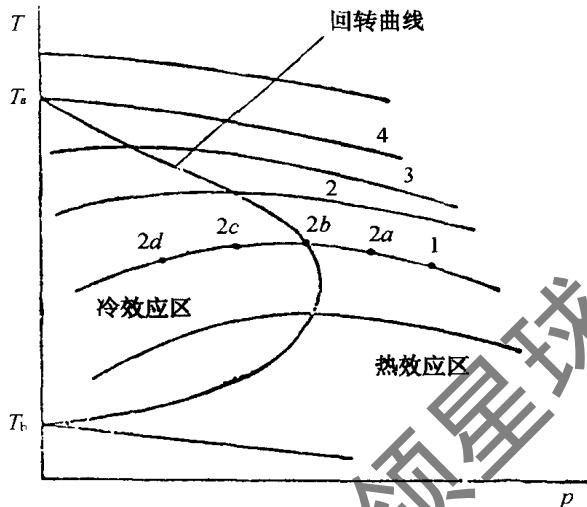


图 9-12 绝热节流过程的 $T-p$ 图

$$\mu_j = \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \frac{T \frac{v}{T} - v}{c_p} = 0$$

上述结果说明理想气体绝热节流前后温度不变。

最后应指出，绝热节流是一个典型的不可逆过程，气体在绝热节流后的熵有较大的增加，从而，使工质的作功能力明显降低。但由于绝热节流简单易行，它在工程上得到了广泛的应用。各种阀门就是利用节流过程来调节压力和控制流量的。另外，节流装置还可以用来测定湿饱和蒸汽的干度和测量气体和蒸汽的流量。

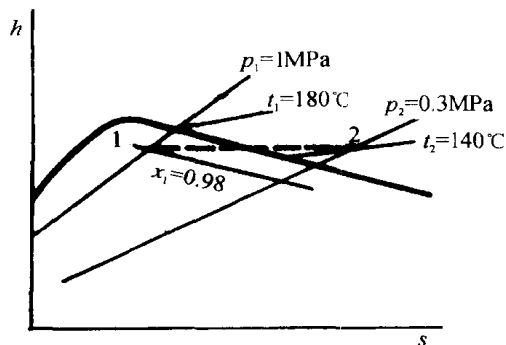


图 9-13 例 9-5 在  $h-s$  图上示意

**【例 9-5】** 为了确定湿饱和蒸汽的干度，将压力为  $p_1 = 1 \text{ MPa}$  干度未知的湿饱和蒸汽引入节流式干度计，经绝热节流后变为过热蒸汽（状态点 2），已测得压力  $p_2 = 0.3 \text{ MPa}$ ， $t_2 = 140^\circ \text{C}$  见图 9-13，求湿饱和蒸汽的状态点 1 的干度  $x_1$  及该过程的平均绝热节流系数  $\mu_j$ 。

**【解】** 由于绝热节流前后焓不变， $h_1 = h_2$ 。由已知条件  $p_2, T_2$  可在  $h-s$  图上得出状态点 2。从点 2 作一水平虚直线与  $p_1$  相交，得到交点 1。点 1 就是湿饱和蒸汽的初始状态点，从  $h-s$  图可查得其干度  $x_1 = 0.98$ 。

从点 1 可查得  $t_1 = 180^\circ \text{C}$ ，因此绝热节流过程 1-2 的平均绝热节流系数为

$$\begin{aligned} \mu_j &= \left( \frac{\Delta T}{\Delta p} \right)_h = \frac{T_2 - T_1}{p_2 - p_1} \\ &= \frac{140 - 180}{0.3 - 1.0} = 57.14 \text{ K/MPa} \end{aligned}$$

计算结果表示平均绝热节流系数  $\mu_j > 0$ ，属于冷效应，节流后的温度应降低，从  $180^\circ \text{C}$  降低到  $140^\circ \text{C}$ 。

### 思考题

- 9-1 绝热稳定流动过程中，采用了哪些基本方程式？这些方程式说明了流动过程的哪方面的特性？
- 9-2 喷管与扩压管有何区别？
- 9-3 音速随哪些因素变化？
- 9-4 气体流经渐缩喷管而射向真空，流速及流量将如何变化？如经渐缩渐扩喷管流向真空，则喷管出口截面的压力能否降低到  $p_2 = 0$ ，为什么？
- 9-5 描写管道截面变化规律的关系式  $\frac{df}{f} = (M^2 - 1) \frac{dc}{c}$  是在什么场合下导出的？在使用上有什么限制？
- 9-6 如何应用  $\frac{df}{f} = (M^2 - 1) \frac{dc}{c}$  的关系式来分析喷管及扩压管中截面积变化与流速变化的规律？
- 9-7 渐缩喷管、渐扩喷管，渐缩渐扩喷管各适用于什么场合？使用这些喷管的条件是什么？
- 9-8 渐缩扩压管、渐扩扩压管、渐缩渐扩扩压管各适用于什么场合？使用这些扩压管的条件是什么？
- 9-9 如何确定喷管中的临界压力、临界流量和临界流速？为什么气流在渐缩喷管中只能膨胀到临界压力？
- 9-10 在渐扩喷管中，通道截面积增大，但为什么还能增加流速？
- 9-11 在定熵流动过程中，通道各截面上的滞止数是否都相同？

9-12 有一渐缩喷管和渐缩渐扩喷管如图 9-14 所示。如渐缩喷管出口截面积与渐缩渐扩喷管的喉部截面相等, 进口滞止参数也相同。问这两个喷管的出口流速与流量是否相同? 如果将这两个喷管在出口处各去一段, 如图中虚线所示, 问出口流速及流量将发生什么样的变化?

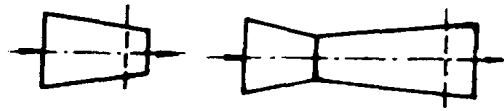


图 9-14 两种喷管示意图

9-13 绝热节流过程是不是等焓过程? 在绝热节流过程中状态参数是如何变化的? 试画出沿流动方向焓、压力及流速的变化图。

9-14 如何理解绝热节流前和节流后的焓相等?

### 习 题

9-1 压力为 0.1MPa, 温度为 20°C 的空气, 分别以 100、300、500 及 1000m/s 的速度流动, 当气流被可逆绝热滞止后, 问滞止温度及滞止压力各为多少?

9-2 质量流量  $\dot{m} = 1\text{kg/s}$  的空气在喷管内作定熵流动, 在截面 1-1 处测得参数值  $p_1 = 0.3\text{MPa}$ ,  $t_1 = 200^\circ\text{C}$ ,  $c_1 = 20\text{m/s}$ 。在截面 2-2 处测得参数值  $p_2 = 0.2\text{MPa}$ 。求 2-2 截面处的喷管截面积。

9-3 渐缩喷管进口空气的压力  $p_1 = 2.5\text{MPa}$ , 温度  $t_1 = 80^\circ\text{C}$ , 流速  $c_1 = 50\text{m/s}$ , 喷管背压  $p_b = 1.5\text{MPa}$ 。求喷管出口的气流速度  $c_2$ , 状态参数  $v_2$  及  $T_2$ 。如喷管出口截面积  $f_2 = 1\text{cm}^2$ , 求质量流量。

9-4 如上题中喷管背压  $p_b = 0.1\text{MPa}$ , 问此时渐缩喷管出口流速及质量流量各为多少?

9-5 空气流经喷管作定熵流动, 已知进口截面上空气参数  $p_1 = 0.7\text{MPa}$ ,  $t_1 = 947^\circ\text{C}$ ,  $c_1 = 0$ , 喷管出口处的压力  $p_2$  分别为 0.5MPa 及 0.12MPa, 质量流量均为  $\dot{m} = 0.5\text{kg/s}$ 。试选择喷管类型, 计算喷管出口截面处的流速及出口截面积。

9-6 空气流经一断面为  $0.1\text{m}^2$  的等截面管道, 在截面 1-1 处测得  $c_1 = 100\text{m/s}$ ,  $p_1 = 0.15\text{MPa}$ ,  $t_1 = 100^\circ\text{C}$ ; 在截面 2-2 处, 测得  $c_2 = 171.4\text{m/s}$ ,  $p_2 = 0.14\text{MPa}$ 。若流动无摩擦损失, 求 (1) 质量流量; (2) 截面 2-2 处的空气温度; (3) 截面 1-1 与截面 2-2 之间的传热量。

9-7 有  $p_1 = 0.18\text{MPa}$ ,  $t_1 = 300^\circ\text{C}$  的氧气通过渐缩喷管, 已知背压  $p_b = 0.1\text{MPa}$ , 喷管出口直径  $d_2 = 10\text{mm}$ 。如不考虑进口流速的影响, 求氧气通过喷管的出口流速及质量流量。

9-8 空气通过一喷管, 进口压力  $p_1 = 0.5\text{MPa}$ , 温度  $T_1 = 600\text{K}$ , 质量流量  $\dot{m} = 1.5\text{kg/s}$ 。如该喷管的出口处压力为  $p_2 = 0.1\text{MPa}$ , 问应采用什么形式的喷管? 如不考虑进口流速影响, 求定熵膨胀过程中喷管出口气流速度及出口截面积。如为不可逆绝热流动, 喷管效率  $\eta_n = 0.95$ , 则喷管气体出口速度及出口截面各为多少?

9-9 某燃气  $p_1 = 1\text{MPa}$ ,  $T_1 = 1000\text{K}$ , 流经渐缩渐扩喷管。已知喷管出口截面上的压力  $p_2 = 0.1\text{MPa}$ , 进口流速  $c_1 = 200\text{m/s}$ , 喷管效率  $\eta = 0.95$ , 燃气的质量流量  $\dot{m} = 50\text{kg/s}$ , 燃气的比热比  $\kappa = 1.36$ , 定压质量比热  $c_p = 1\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。求喷管的喉部截面积及出口截面积。

9-10 水蒸气的压力  $p = 0.1\text{MPa}$ , 温度  $t = 120^\circ\text{C}$  以  $c = 500\text{m/s}$  的速度流动, 求其滞止焓、滞止温度和滞止压力。

9-11 水蒸气的初参数  $p_1 = 2\text{MPa}$ ,  $t_1 = 300^\circ\text{C}$ , 经过渐缩渐扩喷管流入背压  $p_b = 0.1\text{MPa}$  的环境中, 喷管喉部截面积  $f_{\text{min}} = 20\text{cm}^2$ 。求临界流速、出口流速、质量流量及出口截面积。

9-12  $p_1 = 3\text{MPa}$ ,  $t_1 = 400^\circ\text{C}$  的水蒸气, 经绝热节流后, 压力降为 1.6MPa, 再经喷管射入背压  $p_b = 1.2\text{MPa}$  的容器中, 问应采用何种喷管? 求喷管出口处蒸气的流速。如出口截面  $f_2 = 200\text{mm}^2$ , 求质量流量, 并将全过程画在  $h-s$  图上。

9-13 为了确定湿蒸汽的干度而将湿蒸气引入节流式干度计中，蒸汽在其中被绝热节流后压力  $p_2 = 0.1 \text{ MPa}$ ，温度  $t_2 = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ 。已知蒸气在节流前的压力  $p_1 = 2 \text{ MPa}$ 。求湿蒸汽最初时的干度  $x_1$  及该过程的平均绝热节流系数  $\mu_j$ 。

9-14 进入渐缩喷管的蒸汽状态  $p_1 = 3.5 \text{ MPa}$ ， $t_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ ，喷管出口截面上的压力  $p_2 = 2 \text{ MPa}$ ，设速度系数  $\varphi = 0.93$ 。求喷管出口处的蒸汽流速及因摩擦所引起的动能损失。

9-15 空气初态参数  $p_1 = 0.5 \text{ MPa}$ ， $t_1 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ，进行绝热节流使其比容增加为原来的两倍。求节流过程中每  $\text{kg}$  空气的熵增及焓的损失。环境温度  $T_0 = 300 \text{ K}$ 。

9-16 压力  $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$ ，温度  $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$  的空气，流经扩压管后压力提高到  $p_2 = 0.18 \text{ MPa}$ ，为保证扩压管出口流速  $c_2 = 50 \text{ m/s}$ ，问空气进入扩压管时的速度至少应为多少？

9-17 已知进入蒸汽引射器喷管的是压力  $p_1 = 0.5 \text{ MPa}$  的干饱和蒸汽，喷管出口压力  $p_2 = 0.006 \text{ MPa}$ ，蒸汽质量流量  $\dot{m} = 280 \text{ kg/h}$ ，喷管的效率  $\eta_n = 0.9$ 。求喷管喉部直径及出口直径。

9-18 在一直径  $d = 100 \text{ mm}$  的水平管道内，水蒸气作绝热稳定流动，在截面 1-1 处的  $p_1 = 0.2 \text{ MPa}$ ， $t_1 = 220 \text{ }^\circ\text{C}$ ，在截面 2-2 处的  $p_2 = 0.1 \text{ MPa}$ ， $t_2 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$ 。求蒸汽在管道内的质量流量，在截面 1-1 及 2-2 处的流速，过程中熵的变化。如环境温度  $T_0 = 300 \text{ K}$ ，求流动过程中每千克水蒸气的焓损失。

获取更多资料 微信搜索蓝皮书

## 第十章 动力循环

将热能转换为机械能的设备叫做热力原动机，简称热机。热机的工作循环称为动力循环。根据热机所用工质不同，动力循环可分为蒸汽动力循环和燃气动力循环两大类。蒸汽机、汽轮机的工作循环属于前一类；内燃机、燃气轮机的工作循环属后一类。本章主要介绍这两类动力循环的构成、特点以及提高动力循环热工性能的途径。

### 第一节 蒸汽动力基本循环—朗肯循环

朗肯循环是最简单的蒸汽动力理想循环，热力发电厂的各种较复杂的蒸汽动力循环都是在朗肯循环的基础上予以改进而得到的，所以研究朗肯循环也是研究各种复杂动力循环的基础。

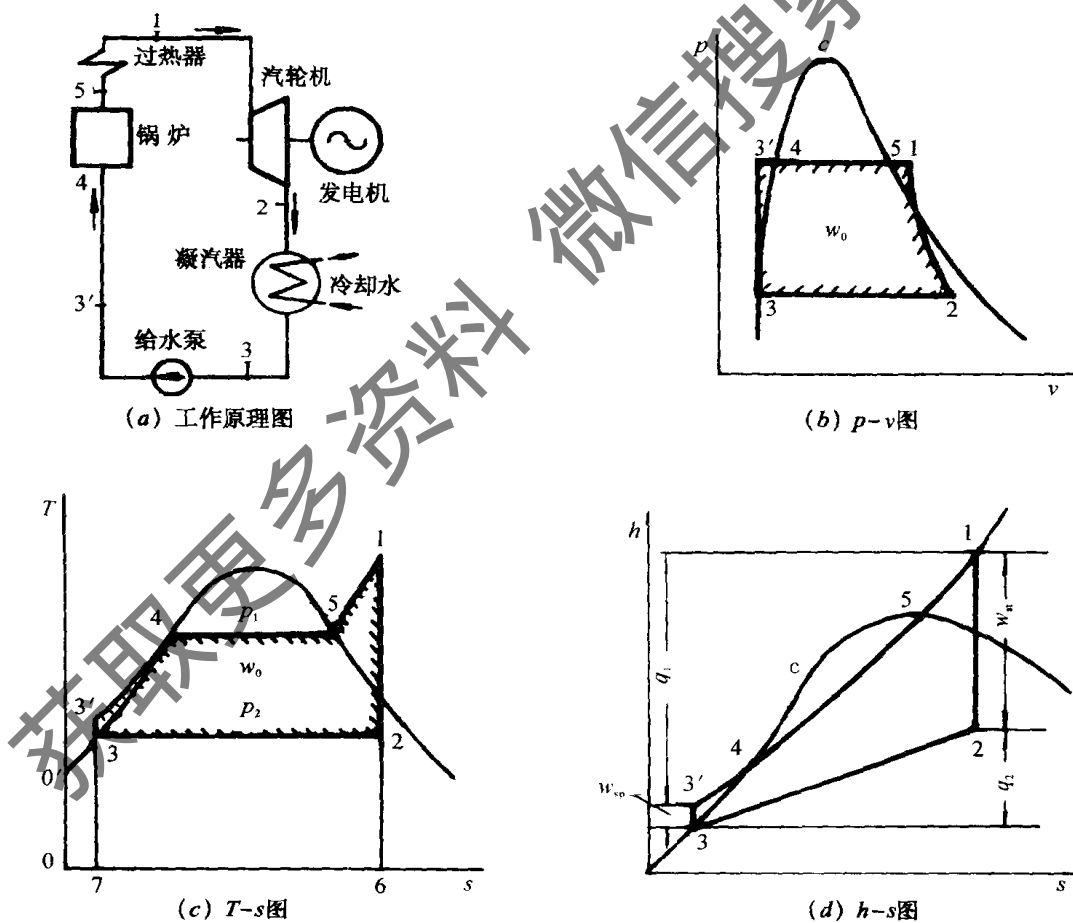


图 10-1 朗肯循环图

## 一、装置与流程

朗肯循环的蒸汽动力装置包括锅炉、汽轮机、凝汽器和给水泵等四部分主要设备。其工作原理图如图 10-1(a) 所示；水先经给水泵，绝热加压送入锅炉，在锅炉中水被定压加热汽化、形成高温高压的过热蒸汽，过热蒸汽在汽轮机中绝热膨胀做功，变为低温、低压的乏汽，最后排入凝汽器内定压凝结为冷凝水，重新经水泵将冷凝水送入锅炉进行新的循环。

朗肯循环可理想化为两个定压过程和两个定熵过程。

图 10-1 (b)、(c)、(d) 为朗肯循环的  $p-v$ 、 $T-s$  和  $h-s$ 。

3'-4-5-1 水在蒸汽锅炉中定压加热变为过热水蒸气；

1-2 过热水蒸气在汽轮机内定熵膨胀；

2-3 湿蒸气在凝汽器内定压（也定温）冷却凝结放热；

3-3' 凝结水在水泵中的定熵压缩。

由于水的压缩性很小，水在经过水泵定熵压缩后温度升高极小，在  $T-s$  图上，一般可以认为点 3' 与点 3 重合，3'-4 与下界线的 3-4 线段重合。于是，简单蒸汽动力装置的朗肯循环在  $T-s$  图上就可表示为 1-2-3-4-5-1。

## 二、朗肯循环的能量分析及热效率

取汽轮机为控制体，建立能量方程：

1kg 水蒸气在流经汽轮机的定熵膨胀过程 1-2 中所作理论轴功为：

$$w_{s,t} = h_1 - h_2$$

取水泵为控制体，水泵在定熵压缩过程 3-3' 消耗轴功为：

$$w_{s,p} = h_{3'} - h_3 = v_3(p_1 - p_2)$$

同样，对锅炉和凝汽器分别取控制体，蒸汽在定压过程 3'-1 中从锅炉吸收的热量

$$q_1 = h_1 - h_{3'}$$

乏汽在定压凝结过程 2-3 中向凝汽器放出的热量

$$q_2 = h_2 - h_3$$

若取整个装置作热力系统，则有：

$$\oint \delta q = \oint \delta w$$

即： $q_1 - q_2 = w_{s,t} - w_{s,p} = w_0$

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{\text{收获}}{\text{消耗}} = \frac{w_0}{q_1} = \frac{w_{s,t} - w_{s,p}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \\ &= \frac{(h_1 - h_{3'}) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_{3'}} \end{aligned} \quad (10-1)$$

通常水泵消耗功与汽轮机作功量相比甚小，可忽略不计，因此  $h_{3'} = h_3$ ，于是式 (10-1) 可简化为

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \quad (10-2)$$

## 三、提高朗肯循环热效率的基本途径

提高动力循环热效率的基本途径，依据卡诺循环热效率  $\eta_{c} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$  指出的方向，即提高热源温度与降低冷源温度。但是，朗肯循环工质吸热温度是变化的，为了便于分析，引



用平均吸热温度的概念，以一个等效的卡诺循环代替朗肯循环，如图 10-2 所示。

工质在锅炉中的吸热量  $q_1 = \text{面积 } 3451673 = \text{等效矩形面积 } 98679$   
 从  $T-s$  图可知

$$q_1 = \int_3^1 T ds = T_{m1}(s_6 - s_7)$$

故平均吸热温度：

$$T_{m1} = \frac{\int_3^1 T ds}{s_6 - s_7} \quad (10-3)$$

于是等效卡诺循环热效率为：

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_{m1}} \quad (10-4)$$

由此可见，提高朗肯循环效率的基本途径便是提高等效卡诺循环的平均吸热温度及降低放热温度。

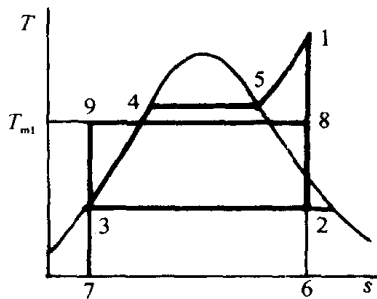


图 10-2 平均吸热温度

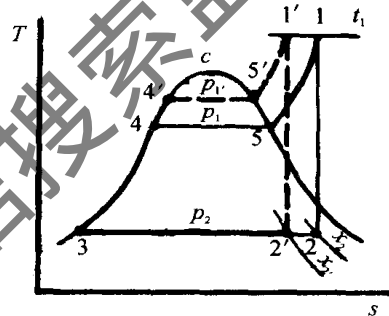


图 10-3 提高初压的  $T-s$  图

1. 提高平均吸热温度的直接方法是提高蒸汽压力和温度。如图 10-3 所示，保持初始温度  $t_1$  及终压力  $p_2$  不变，将初压由  $p_1$  提高到  $p_1'$ ，从图中可以看出，新循环  $1'-2'-3-4'-5'-1'$  的平均吸热温度增高了，所以热效率得到了提高，同时汽轮机出口乏汽的比容变小 ( $2'$  与  $2$  比较)，设备尺寸减小。然而，随着初压的提高，乏汽的干度将由  $x_2$  降至  $x_2'$ ，使乏汽中水蒸气湿度加大，侵蚀汽轮机最后几级叶片，对汽轮机的安全运行极为不利，工程上一般要求干度不低于 86%~88%。

如果保持初、终压力  $p_1$  及  $p_2$  不变，而将初始温度由  $t_1$  提高到  $t_1'$ ，则如图 10-4 所示。同样由于新循环  $1'-2'-3-4-5-1'$  平均吸热温度的提高，它的热效率将随之提高，同时乏汽的干度也会有所提高。但也应看到，初温的提高，使汽轮机出口乏汽的比容变大，加大了设备的尺寸，此外高温迫使设备采用较昂贵的金属材料。

现代大容量的蒸汽动力装置，其初参数毫无例外地都是高温、高压的。目前国产蒸汽动力发电机组初压为亚临界压力 (16~17MPa) 的已很普通，有的甚至达到超临界压力 (24MPa)，初温一般高达 600℃ 左右。

## 2. 降低排汽温度

如初参数不变而将终压  $p_2$  降低至  $p_2'$ ，如图 10-5 所示，相应的放热温度  $T_2$  将降低为

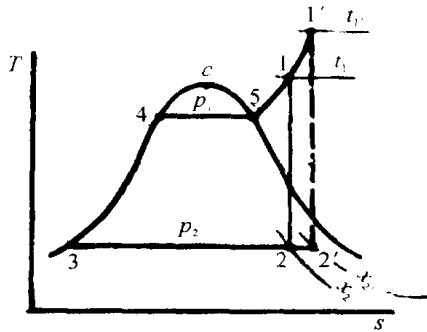


图 10-4 提高初温的  $T-s$  图

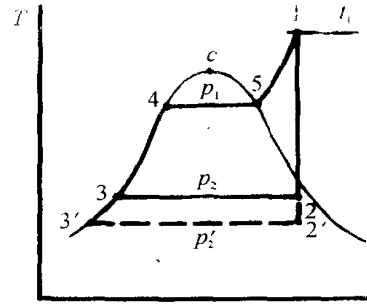


图 10-5 降低放热温度的  $T-s$  图

$T_2'$ ,因而提高了循环的热效率。然而终压的数值主要取决于冷却水的温度,并不能任意降低。可见,环境温度对蒸汽动力装置的运行有很大影响,冬季运行的热效率高于夏季,北方机组的热效率高于南方。目前我国大型蒸汽动力装置的设计终压为  $3\sim 4\text{kPa}$ ,其对应的饱和温度在  $28\text{C}$  左右。

从以上分析可知,局限于朗肯循环的范围内,以调整蒸汽参数来提高蒸汽动力循环的热效率,其潜力有限。应在朗肯循环基础上发展较为复杂的循环,如回热循环、再热循环等,以达到有效地提高蒸汽循环热效率的目的。

## 第二节 回热循环与再热循环

### 一、回热循环

上节已指出提高朗肯循环的基本途径是提高等效卡诺循环的平均吸热温度,回热循环就是基于这一构想而提出的。

#### 1. 极限回热循环

为了便于和卡诺循环对照分析,我们取初态为干饱和蒸汽的朗肯循环,如图 10-6 所示。由凝汽器出来的低温凝结水不是直接送到锅炉,而是首先进入汽轮机壳的夹层中,由汽轮机的排汽端向进汽端流动,并依次被汽轮机内的蒸汽所加热。这时蒸汽在汽轮机内膨胀做功的同时,通过机壳不断向凝结水放热,即膨胀过程将沿曲线 1-2 进行。假设传热过程是可逆的,即在机壳的每一点上,蒸汽与凝结水之间的温差为无限小,此时曲线 1-2 将与 4-3 平行,结果蒸汽通过机壳传出的热量(面积 12781)将等于凝结水吸收的热量(面积 34653),凝结水最终被加热到初压力下的饱和温度  $T_1$ (即  $T_4$ ),然后再送入锅炉。由于面积 122'1 等于面积 343'3,所以面积 12341 与面积 12'3'41 相等。于是循环 1-2-3-4-1 将与相同温度  $T_1$ 、 $T_2$  下的卡诺循环 1-2'-3'-4-1 等效,即它们将具有相同的热效率。这个循环称为极限回热循环。

显然,极限回热循环在实际上是无法实现的,因为蒸汽流过汽轮机时的速度很高,要在短时间内使蒸汽通过机壳传热给水是不可能的,汽轮机构造上有困难,传热温差为零更是无法实现。

#### 2. 抽汽回热循环

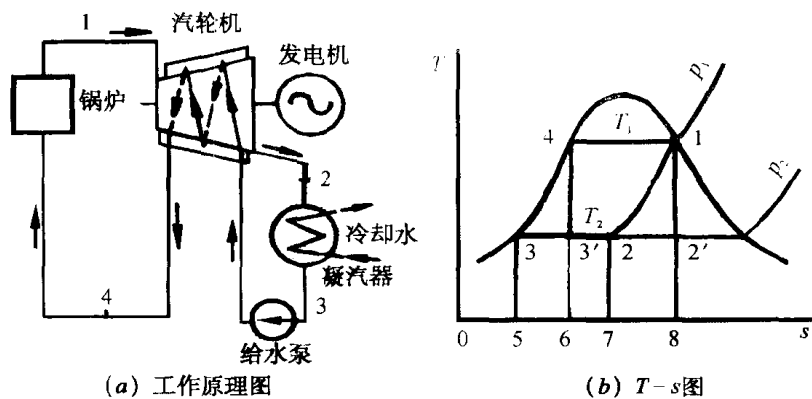


图 10-6 极限回热循环图

尽管极限回热是无法实现的，但它给人们以利用膨胀作了功的蒸汽预热锅炉给水以提高循环热效率的启示，从而产生了用分级抽汽来加热给水的实际回热循环，即抽汽回热循环。图 10-7 所示为两级抽汽回热循环原理图及理论循环  $T-s$  图。设有  $1\text{kg}$  过热蒸汽进入汽轮机膨胀做功。当压力降低至  $p_6$  时，由汽轮机内抽取  $\alpha_1\text{kg}$  蒸汽送入一号回热器，其余的  $(1-\alpha_1)\text{kg}$  蒸汽在汽轮机内继续膨胀，到压力降至  $p_8$  时再抽出  $\alpha_2\text{kg}$  蒸汽送入二号回热器；汽轮机内剩余的  $(1-\alpha_1-\alpha_2)\text{kg}$  蒸汽则继续膨胀，直到压力降至  $p_2$  时进入凝汽器。凝结水离开凝汽器后，依次通过二号、一号回热器，在回热器内先后与两次抽汽混合加热，每次加热终了水温可达到相应抽汽压力下的饱和温度。图中所示回热器为混合式的，实际上，电厂都采用表面式回热器（即蒸汽不与凝结水相混合），其抽汽回热的作用相同。

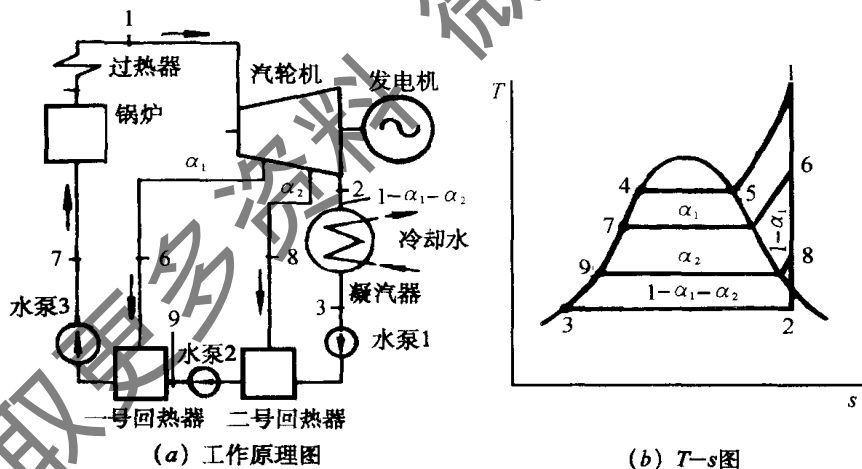


图 10-7 抽汽回热循环图

回热抽气率  $\alpha_1, \alpha_2$  的计算，根据以凝结水被加热到抽气压力下的饱和温度为原则，由质量守恒和能量平衡式来确定。取图 10-7 (a) 中一号回热器为控制体。

$$\alpha_1 + (1 - \alpha_1) = 1\text{kg}$$

$$\alpha_1 h_6 + (1 - \alpha_1) h_9 = h_7$$

从而得：

$$\alpha_1 = \frac{h_7 - h_8}{h_6 - h_9} \quad (10-5)$$

同理，取二号回热器为控制体，则有：

$$\begin{aligned} \alpha_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) &= (1 - \alpha_1) \\ \alpha_2 h_8 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) h_3 &= (1 - \alpha_1) h_9 \end{aligned}$$

从而得：

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(h_9 - h_3)}{h_8 - h_3} \quad (10-6)$$

式中  $h_6, h_8$  —— 第一、第二次抽汽的焓；

$h_7, h_9$  —— 第一、第二次抽汽压力下饱和水的焓；

$h_3$  —— 乏汽压力下凝结水的焓。

二级回热循环热效率为

$$\eta_t = \frac{w_0}{q_1} = \frac{(h_1 - h_6) + (1 - \alpha_1)(h_6 - h_8) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_8 - h_2)}{h_1 - h_7} \quad (10-7)$$

式中  $h_1, h_2$  —— 汽轮机新汽与乏汽的焓。

采用抽汽回热循环可以提高平均吸热温度，因此可以提高循环热效率。需要指出的是，虽然理论上抽气回热次数愈多，最佳给水温度愈高，从而平均吸热温度愈高，热效率也愈高。但是，级数愈多，设备和管路愈复杂，而每增加一级抽汽的获益愈少。因此，回热抽汽次数不宜过多，通常电厂回热级数为 3~8 级。

**【例 10-1】** 蒸汽为工质的回热循环（如图 10-7 所示），蒸汽进入汽轮机的参数为 10MPa、550℃，在 5kPa 下排入凝汽器。蒸汽在 0.8MPa 和 0.2MPa 下抽出，分别在两个混合式给水回热器加热给水，给水离开每个回热器的温度为抽汽压力下的饱和温度。在凝汽器及每个回热器之后都有水泵将工质压力提高至所需值。求：（1）抽汽率  $\alpha_1$  和  $\alpha_2$ ；（2）循环功量及热效率；（3）与相同参数的朗肯循环相比较。

**【解】** 由水蒸气表查得

$$p_2 = 5\text{kPa 时} \quad t_2 = 32.90\text{℃}$$

$$p_8 = 0.2\text{MPa 时} \quad t_9 = 120.23\text{℃ (忽略水泵绝热压缩温升)}$$

$$p_6 = 0.8\text{MPa 时} \quad t_7 = 170.42\text{℃}$$

由  $h-s$  图及水蒸气表查得各点焓值为

$$h_1 = 3495\text{kJ/kg}; h_2 = 2075\text{kJ/kg}; h_6 = 2818\text{kJ/kg}; h_8 = 2584\text{kJ/kg}; h_3 = 137.77\text{kJ/kg}; h_9 = 504.7\text{kJ/kg}; h_7 = 720.9\text{kJ/kg}.$$

（1）抽汽率计算

取一号回热器为热力系统，由热平衡方程得

$$\alpha_1 = \frac{h_7 - h_9}{h_6 - h_9} = \frac{720.9 - 504.7}{2818 - 504.7} = 0.093$$

取二号回热器为热力系统，由热平衡方程得：

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_1)(h_9 - h_3)}{h_8 - h_3} = \frac{(1 - 0.093)(504.7 - 137.77)}{2584 - 137.77} = 0.136$$

（2）循环功量与热效率

循环功量：忽略水泵消耗的功，可得

$$\begin{aligned}
 w_0 &= (h_1 - h_6) + (1 - \alpha_1)(h_5 - h_3) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_8 - h_2) \\
 &= (3495 - 2818) + (1 - 0.093)(2818 - 2584) + (1 - 0.093 - 0.136)(2584 - 2075) \\
 &= 1281.7 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

热效率:

$$\eta_t = \frac{w_0}{q_i} = \frac{w_0}{h_1 - h_7} = \frac{1281.7}{3495 - 720.9} = 0.462$$

(3) 与相同参数的朗肯循环比较

朗肯循环热效率为:

$$\eta_{t,R} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{3495 - 2075}{3495 - 137.77} = 0.423$$

采用回热使热效率提高:

$$\frac{0.462 - 0.423}{0.423} = 0.092 = 9.2\%$$

## 二、再热循环

最初采用再热的目的,是为了克服汽轮机尾部蒸汽湿度太大造成的危害。这种危害主要表现在使汽轮机的内部效率降低,以及最后几级叶片受到侵蚀。为了避免这些后果,将汽轮机高压段中膨胀到一定压力的蒸汽重新引到锅炉的中间加热器(称为再热器)加热升温,然后再送入汽轮机使之继续膨胀做功。这种循环称为中间再过热循环或简称再热循环,如图 10-8 所示。

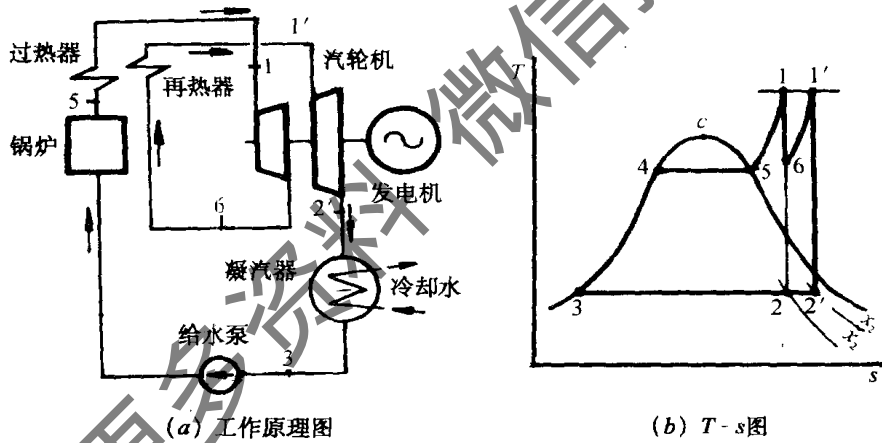


图 10-8 再热循环图

从  $T-s$  图可看出,再热部分实际上相当于在原来朗肯循环的基础上增加了一个新的循环  $6-1'-2'-2-6$ 。通常最有利的再热压力约为  $0.2 \sim 0.3 p_1$  之间,只要再热过程的平均吸热温度高于原来循环的平均吸热温度,再热循环的热效率就可以高于原来循环的热效率。因此,现代大型蒸汽动力循环采用再热的目的不只局限于解决膨胀终态湿度太大的问题,而且也作为提高循环热效率的途径之一。一般而言,采用再热循环以后,循环热效率可提高 3% 左右。

如图 10-8 所示的一次再热循环的热效率可计算如下:

工质在整个循环中获得的总热量为

$$q_1 = (h_1 - h_3) + (h_{1'} - h_3)$$

对外界的放热量为

$$q_2 = h_2 - h_3$$

于是，再热循环的热效率

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_3) + (h_{1'} - h_3) - (h_2 - h_3)}{(h_1 - h_3) + (h_{1'} - h_3)}$$

或

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_6) + (h_{1'} - h_2)}{(h_1 - h_3) + (h_{1'} - h_6)} \quad (10-8)$$

目前超高压（如蒸汽初压为 13MPa 和 24MPa 或更高）的大型电厂几乎毫无例外地采用再热循环。根据蒸汽初参数的情况，一般都进行一次或最多二次再热。我国自行设计制造的亚临界压力 30 万 kW 的汽轮发电机组即为一次中间再热式的，进汽初参数为 16.2MPa、550℃，再热温度亦为 550℃。

### 第三节 热 电 循 环

现代蒸汽动力厂循环，即使采用了超高蒸汽参数，回热、再热等措施，其热效率仍不超过 40%，也就是说，燃料燃烧时释放出的热能中有大部分没有得到利用，其中通过凝汽器冷却水带走而排放到大气中去的能量约占总能量的 50% 以上，如图 10-1 (c) 所示。这部分热能虽然数量很大，但因温度不高（例如排气压力为 4kPa 时，其饱和温度仅有 29℃）以致难以利用。所以普通的火力发电厂都将这些热量作为“废热”随大量的冷却水丢弃了。与此同时，厂矿企业常常需要压力为 1.3MPa 以下的生产用汽，房屋采暖和生活用热常常要用 0.35MPa 以下的蒸汽作为热源。利用发电厂中作了一定数量功的蒸汽作供热热源，可大大提高燃料利用率，这种既发电又供热的电厂叫做热电厂，它是目前我国发展集中供热的方向之一。

热电厂这种既发电又供热的动力循环称为热电循环。为了供热，热电厂需装设背压式或调节抽汽式汽轮机。因此，相应地有两种热电循环。

#### 一、背压式热电循环

排汽压力高于大气压力的汽轮机称为背压式汽轮机。如图 10-9 (a) 所示，这种系统没有凝汽器，蒸汽在汽轮机内作功后仍具有一定的压力，通过管路送给热用户作为热源，放热后，全部或部分凝结水再回到热电厂。

由于提高了汽轮机的排汽压力，蒸汽中用于作功（发电）的热能相应减少，所以背压式热电循环 1-2'-3'-4-5-1（如图 10-9 (b)）的循环热效率比单纯供电的凝汽式朗肯循环 1-2-3-4-5-1 有所降低。尽管如此，由于热电循环中乏汽的热量得到了利用，所以从总的经济效果看，热电循环要比简单朗肯循环优越得多。为了全面地评价热电厂的经济性，除了循环热效率外，常引用热能利用率  $K$  这样一个经济指标，即所利用的能量与外热源提供的总能量的比值。从图 10-9 (b) 可见，蒸汽从热源吸取的热量  $q_1$  可用面积 3'451673' 表示，其中一部分转变为循环净功  $w_0$ ，其数量等面积 12'3'451；另一部分热量  $q_2$  则供应热用户，等于面积 2'3'762。如不考虑动力装置及管路等的热损失，背压式热电循环的热能利用率为

$$K = \frac{w_0 + q_2}{q_1} = \frac{q_1}{q_1} = 1 \quad (10-9)$$

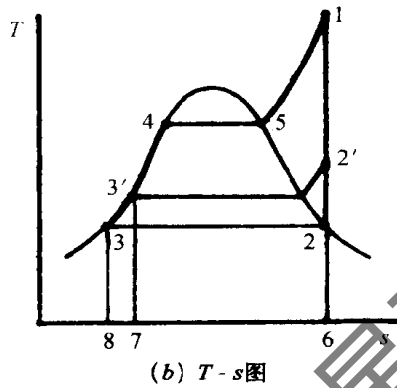
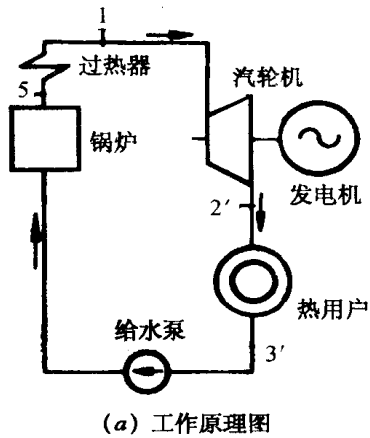


图 10-9 背压式热电循环图

从上式可以看出，背压式热电循环的热能利用率很高。实际上由于热负荷和电负荷不能完全配合和存在各种损失， $K$  值约为 0.65~0.7。

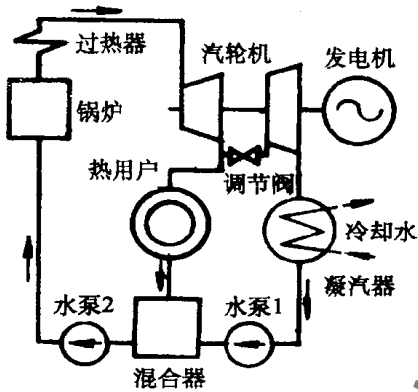


图 10-10 调节抽汽式热电循环

背压式热电循环的热能利用率高，而且不需要凝汽器，使设备简化。但是这种循环有一个很大的缺点，就是供热与供电互相牵制，难以同时单独满足用户对于热能和电能的需要。为了解决这个矛盾，热电厂常采用调节抽汽式汽轮机。

## 二、调节抽汽式热电循环

这种循环其实就是利用汽轮机中间抽汽来供热，其原则性系统如图 10-10 所示。

蒸汽在调节抽汽式汽轮机中膨胀至一定压力时，被抽出一部分送给热用户；其余蒸汽则经过调节阀继续在汽轮机内膨胀做功，乏汽进入凝汽器。凝结水由水泵送入混合器，然后与来自热用户的回水一起送入锅炉。

这种热电循环的主要优点是能自动调节热电出力，保证供汽量和供汽参数，从而可以较好地满足用户对热、电负荷的不同要求。

从图 10-10 可以看出，通过汽轮机高压段及热用户的那部分蒸汽实质是进行了一个背压式热电循环，热能利用率  $K = 1$ ；通过凝汽器的那部分蒸汽则进行了普通的朗肯循环。所以，就整个调节抽汽式热电循环而言，其热能利用率介于背压式热电循环和普通朗肯循环之间。

这里需要指出的是机械能和热能二者是不等价的，即使两个循环的  $K$  相同，热经济性也不一定相同。所以，同时用  $K$  和  $\eta_t$  来衡量热电循环的经济性才比较全面。

## 第四节 内燃机循环

燃气动力循环（或气体动力循环）按热机的工作原理分类，可分为内燃机循环和燃气

轮机循环两类。内燃机的燃烧过程在热机的气缸中进行，燃气轮机的燃烧过程在热机之外的燃烧室中进行，本节介绍内燃机循环。

内燃机使用气体或液体燃料，以燃料在气缸中燃烧时生成的燃气作为工质。活塞式内燃机按燃烧方式的不同，可分为点燃式内燃机（或称汽油机）和压燃式内燃机（或称柴油机）。相应地内燃机理论循环分为定容加热循环、定压加热循环和混合加热循环。

### 一、定容加热循环

定容加热理想循环是汽油机实际工作循环的理想化，它是德国工程师奥托（Otto）于1876年提出的，所以又称为奥托循环。

内燃机的实际工作循环可通过装在气缸上的示功器将活塞在气缸中的位置与工质压力的关系曲线描绘下来，即示功图。图10-11(a)就是一个四冲程汽油机的实际工作循环的示功图。

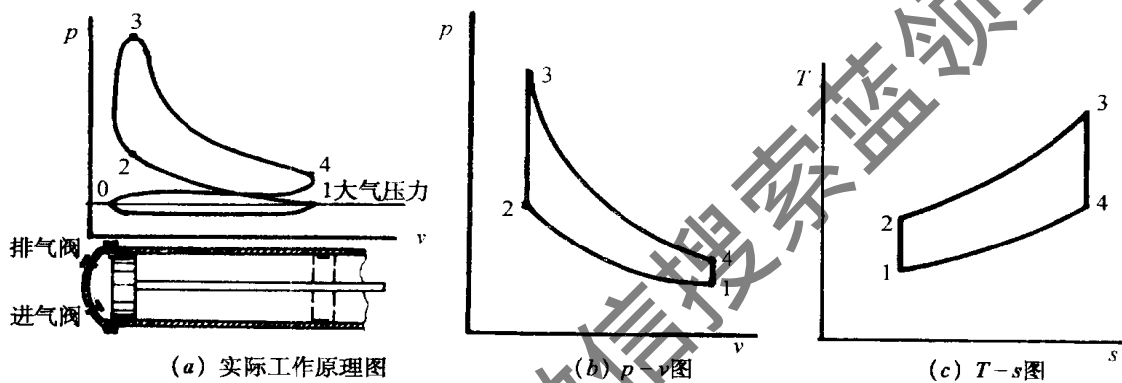


图 10-11 四冲程内燃机定容加热循环图

活塞由上死点向下（图中自左向右）移动时，将燃料与空气的混合物经进气阀吸入气缸中，活塞的这一行程叫做吸气冲程，在示功图上以0-1表示。吸气过程中，由于气阀的节流作用，使气缸中压力略低于大气压力。活塞到达下死点时，进气阀关闭，进气停止。活塞随即反向移动，气缸中的可燃气体被压缩升温，称为压缩冲程（图中1-2）。当活塞接近上死点时，点火装置将可燃气体点燃，气缸内瞬间生成高温高压燃烧产物。因燃烧反应进行极快，在燃烧的瞬间活塞移动极小，可以认为工质是在定容下燃烧而升压升温（2-3）。活塞到达上死点后，工质膨胀，推动活塞做功（3-4），称为工作冲程。膨胀终了时排气阀门打开，废气开始排出。活塞从下死点返回时，继续将废气排出缸外，称为排气冲程（4-0），由于排气阀的阻力，所以排气压力略高于大气压力。这样就完成了一个实际工作循环。

由上述可见，内燃机是一个开口系统，每一个循环都要从外界吸入工质、循环结束时又将废气排于外界。同时，活塞在移动时与气缸壁不断发生摩擦，高温工质也可能通过气缸壁向外界少量放热，因此，实际的汽油机循环并不是闭合循环，也不是可逆循环。但是，为了便于从热力学上对实际工作过程进行分析，需要加以合理的抽象和简化，使之成为闭口的、可逆的理想循环。为此，我们用性质与燃气相近的空气作为工质。假定有1kg空气（可视为定比热理想气体）在一个闭口系统中进行可逆循环。就是说，假设系统中不进行吸气与排气，没有燃烧过程，而用工质定容加热和定容放热过程来代替燃烧及排气过程；同



时假设气体膨胀、压缩时没有摩擦。与外界没有热交换，这种理想循环如图 10-11 (b)、(c) 所示。工质首先被定熵压缩（过程 1-2），接着从热源定容吸热（2-3），然后进行定熵膨胀做功（3-4），最后向冷源定容放热（4-1），完成一个可逆循环。经过上述抽象和概括，汽油机的实际循环被理想化为定容加热循环。下面对定容加热循环进行定量分析以求出循环热效率：

吸热量为  $q_1 = c_v(T_3 - T_2)$

放热量为  $q_2 = c_v(T_4 - T_1)$

循环的热效率等于

$$\eta_{t,v} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

因为 1-2、3-4 都是定熵过程，可写出

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1}, \quad \frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{v_4}{v_3} \right)^{\kappa-1}$$

而  $v_3 = v_2, v_4 = v_1$  故

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}, \quad \text{或} \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

代入上式得

$$\eta_{t,v} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\frac{T_2}{T_1}} = 1 - \frac{1}{\left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (10-10)$$

式中， $\epsilon = \frac{v_1}{v_2}$  称为压缩比，是个大于 1 的数，表示工质在燃烧前被压缩的程度。

由式 (10-10) 可知，压缩比愈高，内燃机的热效率也愈高。但是  $\epsilon$  值并不能任意提高，因为压缩比过大，压缩终了温度过高，容易产生爆燃，对活塞和气缸造成损害。所以压缩比要根据所用燃料的性质而定。按定容加热循环工作的内燃机适合燃用汽油，因为汽油的挥发性强，容易在气缸外面预先制成可燃气体混合物。这种内燃机称为汽油机，或点燃式内燃机。汽油机广泛地用于汽车、飞机等轻型发动机上。压缩比要根据汽油的品质来确定。对于一般的气油机， $\epsilon = 7 \sim 9$ 。

**【例 10-2】** 某汽油机工质初始压力为 0.1 MPa，温度 20°C，压缩比  $\epsilon = 7$ ，定容加热量  $q_1 = 1600 \text{ kJ/kg}$ 。设  $c_v = 0.73 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$ ， $n = 1.41$ 。计算循环热效率、压缩过程终了时的压力及循环的最高压力与最高温度。

**【解】** 循环热效率按式 (10-10) 计算：

$$\eta_{t,v} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} = 1 - \frac{1}{7^{1.41-1}} = 0.55$$

压缩终了压力  $p_2$  由定熵压缩过程 1-2 确定，如图 10-11 (b)，因

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa}, \quad \frac{v_1}{v_2} = \epsilon$$

所以  $p_2 = p_1 \epsilon^{\kappa} = 0.1 \times 7^{1.41} = 1.55 \text{ MPa}$  循环的最高压力及温度由定容过程 2-3 确定：

定容过程加热量  $q_v = c_v(T_3 - T_2)$

由此

$$T_3 = \frac{q_v}{c_v} + T_2$$

对定熵压缩过程 1-2

$$T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = T_1 \epsilon^{\kappa-1} = (273 + 20) \times 7^{0.11} = 650\text{K}$$

故燃烧终了的最高温度

$$T_3 = \frac{q_v}{c_v} + T_2 = \frac{1600}{0.73} + 650 = 2840\text{K}$$

燃烧终了的最高压力

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = 1.55 \times \frac{2840}{650} = 6.77\text{MPa}$$

## 二、定压加热循环

由于定容燃烧汽油机压缩比的提高受到限制，因而限制了其热效率的提高。为了提高压缩比，发展了空气和燃料分别压缩的压燃式内燃机。这种内燃机以柴油作为燃料，所以又称柴油机，定压加热理想循环是柴油机实际工作循环的理想化，常称狄塞尔 (Diesel) 循环，其示功图如图 10-12 (a) 所示。

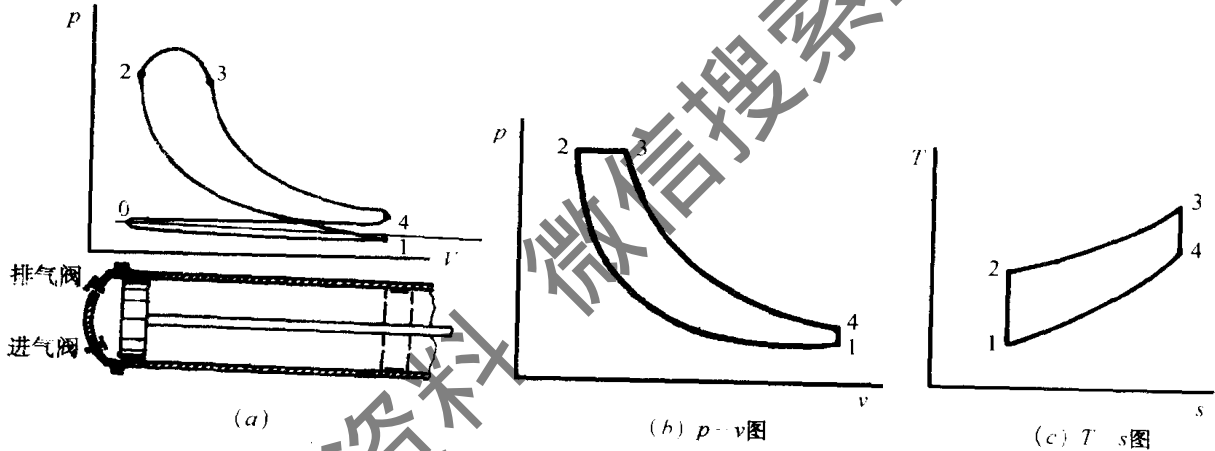


图 10-12 定压加热循环

活塞自上死点向下移动，将空气吸入气缸，为吸气冲程 0-1。活塞从下死点返回，此时进气阀关闭，空气被绝热压缩到燃料的着火点以上，为压缩冲程 1-2。随着活塞反行时，由装在气缸顶部的喷嘴将燃料喷入气缸，燃料的微粒遇到高温空气着火燃烧。随着活塞的移动，燃料不断喷入不断燃烧，这一燃烧过程 (2-3) 的压力基本保持不变。燃料喷射停止后，燃烧随即结束，这时活塞靠高温高压燃烧产物的绝热膨胀而继续被推向右方做功，形成工作过程 3-4。接着排气阀门打开，废气迅速排出，最后活塞反向移动，继续将废气排出气缸，为排气冲程 4-0，从而完成一个循环。

为了便于分析，将这一实际循环理想化为 1kg 空气在一个闭口系统中进行的可逆循环，如图 10-12 (b)、(c) 所示。工质的压缩过程 1-2 与膨胀过程 3-4 都是定熵过程，吸热过程 2-3 是定压过程，放热过程 4-1 为定容过程。

$$\text{工质的吸热量} \quad q_1 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$\text{放热量} \quad q_2 = c_v(T_4 - T_1)$$

循环热效率为

$$\eta_{t,p} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\kappa} \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (a)$$

定熵过程 1-2:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{\kappa-1} = \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (b)$$

定压过程 2-3:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{v_3}{v_2} = \rho \quad (c)$$

由定容过程 4-1 可求得

$$\frac{T_4}{T_1} = \left( \frac{v_3}{v_2} \right)^{\kappa} = \rho^{\kappa} \quad (d)$$

$(v_3/v_2) = \rho$  称为定压预胀比。

将式 (b)、(c)、(d) 代入式 (a) 中, 可得

$$\eta_{t,p} = 1 - \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa(\rho - 1)\epsilon^{\kappa-1}} \quad (10-11)$$

从式 (10-11) 看出, 压缩比  $\epsilon$  大, 热效率高; 定压预胀比  $\rho$  大, 则热效率低。柴油机吸入的是单纯空气, 压缩后不会发生爆燃, 所以压缩比  $\epsilon$  可以比汽油机大, 同时也只有提高压缩比, 才有可能使压缩终了的空气温度高于燃料的燃点。但  $\epsilon$  过大则活塞、气缸等承受的压力过高, 无疑将增大机器的自重。柴油机的压缩比一般为 14~18。因压缩比大, 所以热效率比汽油机高。定压预胀比  $\rho$  表示工质在燃烧过程中比容增长的程度, 显然它取决于喷入气缸的燃料量。对于一定的柴油机而言, 喷入的燃料量又决定于机器负荷的大小。所以, 负荷大时, 喷入的油量大,  $\rho$  也增大, 热效率则降低。

### 三、混合加热循环

现代高速柴油机并非单纯按定压加热循环工作, 而是按照一种既有定压加热又有定容加热的所谓混合加热循环工作。图 10-13 是这种循环的  $p-v$  图和  $T-s$  图。图中 1-2 是工质的定熵压缩过程, 在活塞到达上死点稍前, 柴油被喷入气缸, 并被压缩升温的空气预热。活塞到达上死点时, 柴油已被预热到着火点并开始燃烧, 气缸内温度、压力迅速升高, 形成一个定容加热过程 2-2'。随着燃料的不断喷入和燃烧的延续, 活塞离开上死点下行, 于是又出现一个定压加热过程 2'-3。随后喷油停止, 燃烧停止, 活塞靠燃气膨胀而继续向下移动做功, 直到下死点 (过程 3-4)。最后在定容过程中放热 (4-1)。

仍以空气作为工质来分析:

工质在定容和定压过程中吸热量为

$$q_1 = c_v(T_{2'} - T_2) + c_p(T_3 - T_{2'})$$

定容放热量为

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1)$$

令  $\frac{v_1}{v_2} = \epsilon$  —— 压缩比;

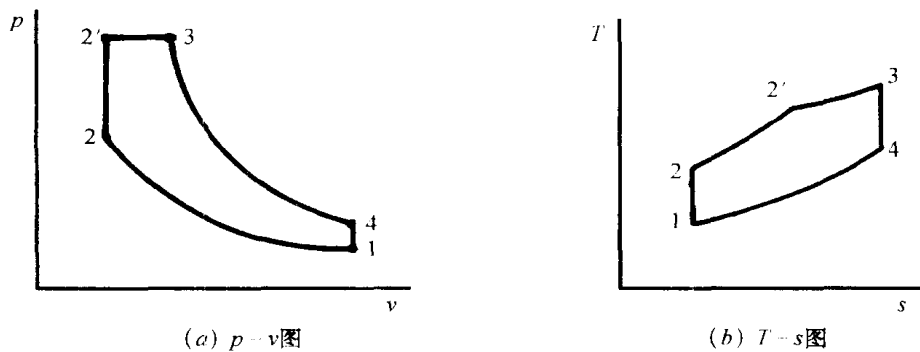


图 10-13 混合加热循环

$\frac{v_3}{v_2} = \rho$  —— 定压预胀比；

$\frac{p_{2'}}{p_2} = \lambda$  —— 定容升压比。

经推演可得混合循环热效率为

$$\eta_{i,c} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} - \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + \epsilon \lambda (\rho - 1)} \quad (10-12)$$

从式 (10-12) 可见，在特定条件下，例如当  $\lambda = 1$  时，即为定压加热循环的热效率公式；当  $\rho = 1$  时，则是定容加热循环的热效率计算式。

从式 (10-10)、(10-11) 及式 (10-12) 可知，影响循环热效率的主要因素是压缩比  $\epsilon$ 。可见，无论哪种内燃机循环，提高压缩比  $\epsilon$  的值，总是可以提高循环热效率。

## 第五节 燃气轮机循环

燃气轮机装置也是一种以空气及燃气为工质的热力发动机，但它是旋转式的。燃气轮机装置主要有三部分组成即：燃气轮机、压气机和燃烧室。

图 10-14 (a) 所示是燃气轮机装置的原理图，叶轮式压气机从外界吸入空气，压缩后送入燃烧室，同时油泵连续将燃料油喷入燃烧室与高温压缩空气混合，在定压下进行燃烧。生成的高温、高压燃气进入燃气轮机膨胀做功，废气则排入大气。

为了便于分析，也假设 1kg 理想气体在其中工作，理论循环如图 10-14 (b)、(c) 所示。图中 1-2 是工质在压气机中定熵压缩过程，2-3 是在燃烧室内的定压加热过程，3-4 是工质在燃气轮机中定熵膨胀做功的过程，最后工质在定压下放热 (4-1)。它也叫做布雷顿 (Brayton) 循环。

工质的吸热量  $q_1 = c_p(T_3 - T_2)$

放热量  $q_2 = c_p(T_4 - T_1)$

循环的热效率

$$\eta_i = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

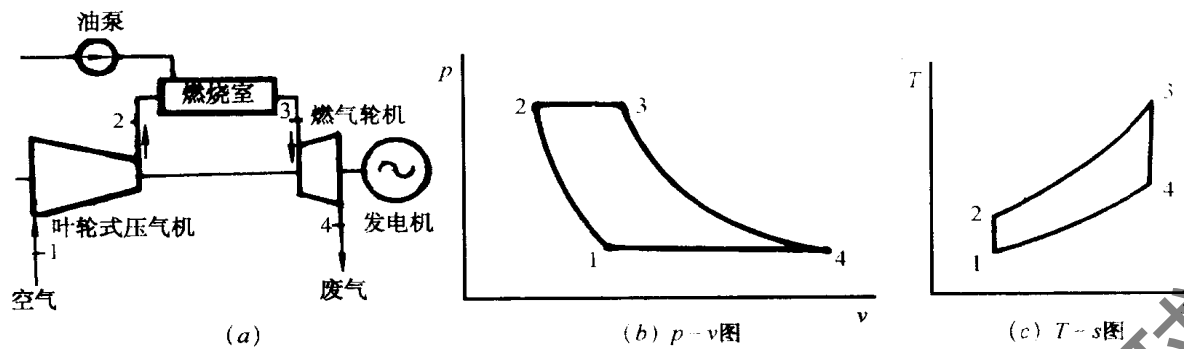


图 10-14 燃气轮机装置理论循环

定熵过程 1-2、3-4

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

因为  $p_3 = p_2, p_1 = p_4$

所以  $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$  或  $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$  (a)

令  $\frac{p_2}{p_1} = \beta$ ,  $\beta$  称为增压比

则  $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \beta^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$   
 所以  $\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\beta^{(\kappa-1)/\kappa}}$  (b)

将式 (a)、(b) 代入热效率计算式可得

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{(\kappa-1)/\kappa}} \quad (10-13)$$

从式 (10-13) 可见, 燃气轮装置循环的热效率仅与增压比  $\beta$  有关。 $\beta$  愈大, 则热效率愈高。一般燃气轮机装置增压比为 3~10。

从理论上讲, 燃气轮机中工质可以完全膨胀, 燃气轮机可以高速转动, 因而体积小、功率大, 具有结构紧凑的优点, 而且运行平稳, 没有活塞式内燃机那样的往复运动机构。但是燃气轮的叶片长期在高温下工作, 要求用耐高温和高强度的材料, 以及消耗于压气机的功率很大等则是其缺点。目前燃气轮机装置主要用于机车、飞机、舰船作动力, 以及作为固定动力厂的备用装置。

### 思 考 题

10-1 蒸汽动力循环中, 如何理解热力学第一、二定律的指导作用?

10-2 蒸汽动力循环中, 由于凝汽器作用, 乏汽温度已接近环境温度, 即已充分利用了天然冷源, 为什么还说大量热能损失到外界去了?

10-3 能否在汽轮机中将全部蒸汽逐级抽出来用于回热 (这样就可以取消凝汽器) 从而提高热效率? 能否不让乏汽凝结放热, 而用压缩机直接将乏汽压入锅炉, 从而节约热能, 提高效率?

10-4 为什么说热电循环供热比单独锅炉房集中供热更经济?

10-5 压缩过程需要消耗功，为什么内燃机在燃烧过程前都有压缩过程？

10-6 设有两个内燃机的混合加热循环，它们的压缩比、压缩始点参数、总的加热量分别相同，只是两者的 $\lambda$ 值不同，要求：

(1) 在  $p-v$  图与  $T-s$  图上示出这两种循环的相对位置；

(2) 在  $T-s$  图上定性地比较这两种循环的热效率。

10-7 当内燃机循环最高压力和最高温度为限定条件时，试用  $T-s$  图比较定容、定压、混合加热循环的压缩比、加热量及热效率。

10-8 对压气机而言，定温压缩优于定熵压缩，在燃气轮装置循环中，是否也宜采用定温压缩，为何？

## 习 题

10-1 蒸汽朗肯循环的初参数为 16.5MPa、550℃，试计算在不同的背压  $p_2 = 4, 6, 8, 10$  及 12kPa 时的热效率  $\eta_t$ 。

10-2 某朗肯循环的蒸汽参数为： $t_1 = 500^\circ\text{C}$ ， $p_2 = 1\text{kPa}$ ，试计算当  $p_1$  分别为 4、9、14MPa 时：  
(1) 初态焓值及循环的加热量；(2) 凝结水泵消耗功量及进出口水的温差；(3) 汽轮机作功量及循环净功；  
(4) 汽轮机的排汽干度；(5) 循环热效率。

10-3 一理想朗肯循环，以水作为工质，在循环最高压力为 14MPa、循环最高温度 540℃ 和循环最低压力 7kPa 下运行。若忽略泵功，试求：(1) 平均加热温度；(2) 平均放热温度；(3) 利用平均加热温度和平均放热温度计算循环热效率。

10-4 一理想再热循环，用水作为工质，在汽轮机入口处蒸汽的状态为 14MPa、540℃，再热状态为 3MPa、540℃ 和排汽压力 7kPa 下运行。如果忽略泵功，试求：(1) 平均加热温度；(2) 平均放热温度；  
(3) 利用平均加热温度和平均放热温度计算循环热效率。

10-5 某回热循环，新汽压力为 10MPa，温度为 400℃，凝汽压力  $p_2 = 50\text{kPa}$ ，凝结水在混合式回热器中被 2MPa 的抽汽加热到抽汽压力下的饱和温度后经过给水泵回到锅炉。不考虑水泵消耗的功及其他损失，计算循环热效率及每 kg 工质的轴功。

10-6 某厂的热电站功率 12MW，使用背压式汽轮机， $p_1 = 3.5\text{MPa}$ ， $t_1 = 435^\circ\text{C}$ ， $p_2 = 0.8\text{MPa}$ ，排汽全部用于供热。假设煤的发热值为 20000kJ/kg，计算电厂的循环热效率及耗煤量。设锅炉效率为 85%。如果热、电分开生产，电能由  $p_2 = 7\text{kPa}$  的凝汽式汽轮机生产，热能 (0.8MPa 的 230℃ 的蒸汽) 由单独的锅炉供应，其他条件同上，试比较其耗煤量。设锅炉效率同上。

10-7 小型供热、供电联合电站，进入汽轮机新蒸汽的压力为 1MPa、温度为 200℃，汽轮机供热抽汽压力为 0.3MPa，抽汽通过热交换器后变成 0.3MPa 的饱和液体，返回动力循环系统。汽轮机乏汽压力为 40kPa。汽轮机需要输出 1MW 的总功率，而热交换器要求提供 500kW 的供热率。设汽轮机两段 (即抽汽前后) 的相对内效率都为 0.8。试计算进入汽轮机的总蒸汽量和进入热交换器的抽汽量。

10-8 奥托循环压缩比  $\epsilon = 8$ ，压缩冲程初始温度为 27℃，初始压力为 97kPa，燃料燃烧当中对工质的传热量为 700kJ/kg，求循环中的最高压力、最高温度、循环的轴功及热效率。设工质  $\kappa = 1.41$ ， $c_v = 0.73\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

10-9 狄塞尔循环压缩比  $\epsilon = 15$ ，压缩冲程初始压力为 105kPa，初始温度为 20℃，循环中吸热量为 1600kJ/kg，设  $c_p = 1.02\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ， $\kappa = 1.41$ ，计算循环各主要点的压力与温度和循环热效率。

10-10 燃气轮机进气参数为  $p_1 = 0.1\text{MPa}$ 、 $t_1 = 17^\circ\text{C}$ 、 $\beta = 8$ ，工质定压吸热终了温度  $t_2 = 600^\circ\text{C}$ ，设  $c_p = 1.02\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ， $\kappa = 1.41$ ，求循环热效率、压气机消耗的功及燃气轮机装置的轴功。

# 第十一章 致冷循环

对物体进行冷却，使其温度低于周围环境的温度，并维持这个低温称为致冷。为了保持或获得低温，必须从冷物体或致冷空间把热量带走。致冷装置便是以消耗能量（功量或热量）为代价来实现这一目标的设备。为了使致冷装置能够连续运转，必须把热量不断排向外部热源，这个外部热源通常就是大气，因此致冷装置是一部逆向工作的热机。

第五章中已提到逆卡诺循环是在一定温度范围内最有效的致冷循环，即逆卡诺循环的致冷系数最大。它等于

$$\epsilon_{1,c} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

实际的致冷循环不能按逆卡诺循环工作，而是按所采用致冷剂的性质采用不同的循环。本章阐述几种主要致冷循环以及与此有关的热泵循环，还简要介绍气体液化的热工原理。

## 第一节 空气压缩致冷循环

众所周知，将常温下较高压力的空气进行绝热膨胀，会获得低温低压的空气。空气压缩式致冷就是利用这一原理获得所需的低温，其装置的工作原理如图 11-1 (a) 所示。

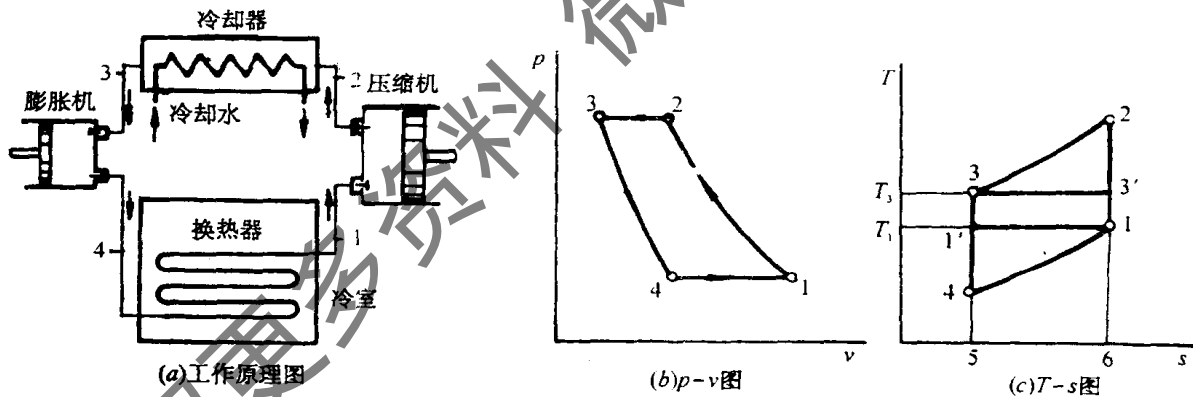


图 11-1 空气压缩式致冷循环

### 一、制冷循环

低温低压的空气（致冷剂）在冷室的盘管中定压吸热升温后进入压缩机，被绝热压缩提高压力，同时温度也升高。然后进入冷却器，被大气或水冷却到接近常温（即大气环境温度）后再进入膨胀机。压缩空气在膨胀机内进行绝热膨胀，压力降低同时温度也降低。将低温空气引入冷室的换热器，在换热器盘管内定压吸热，从而降低冷室的温度。空气吸热升温后又吸入压缩机进行新的循环。

上述空气致冷装置理想循环又称为布雷顿致冷循环,它的  $p-v$  图及  $T-s$  图如图 11-1 (b) 和(c) 所示, 图上各状态点与图 11-1 (a) 相对应。

其中: 1-2 是空气在压缩机内定熵压缩过程;

2-3 是空气在冷却器中定压放热过程;

3-4 是空气在膨胀机中定熵膨胀过程;

4-1 是空气在冷室换热器中定压吸热过程。

## 二、致冷系数

假定空气是定比热理想气体, 则每 kg 空气排向冷却水的热量  $q_1$  ( $T-s$  图上以面积 23562 表示) 为

$$q_1 = h_2 - h_3 = c_p(T_2 - T_3)$$

空气自冷室吸取的热量 (即致冷量)  $q_2$  (在  $T-s$  图上以面积 41654 表示) 为

$$q_2 = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4)$$

循环所消耗的净功  $w_0$  为

$$w_0 = q_1 - q_2 = c_p(T_2 - T_3) - c_p(T_1 - T_4)$$

循环的致冷系数  $\epsilon_1$  为

$$\epsilon_1 = \frac{q_2}{w_0} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}$$

或

$$\epsilon_1 = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} - 1}$$

因过程 1-2 与 3-4 为定熵过程, 故有

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

而过程 2-3 与 4-1 为定压过程, 即

$$p_2 = p_3; \quad p_1 = p_4$$

$$\text{因此} \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4}$$

于是致冷系数为

$$\epsilon_1 = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1} \quad (11-1)$$

或

$$\epsilon_1 = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (11-2)$$

相同的温度范围内的逆向卡诺循环如图 11-1 (c) 中循环 1-3'-3-1'-1 所示。这相同温度范围是指冷室温度  $T_1$  (即致冷剂在换热器盘管出口的温度) 和冷却水温度  $T_3$  (即致冷剂在冷却器出口能够达到的大气环境温度) 之间, 该逆卡诺循环的致冷系数为

$$\epsilon_{1,c} = \frac{T_1}{T_3 - T_1} \quad (11-3)$$

比较上述两种致冷循环在相同温度范围内的致冷系数, 由图 11-1 (c) 显见,  $T_3 < T_2$ , 所以空气压缩致冷循环的致冷系数要比逆向卡诺循环的致冷系数小。从图 11-1 (c) 中还可看出, 空气压缩致冷循环 1-2-3-4-1 所消耗的功量 (面积 12341) 大于逆向卡诺循环所消



耗的功量 (面积  $13'31'1$ ), 但其致冷量却比后者少 (二者相差面积  $411'4$ ), 所以前者的致冷系数小于后者。

由于空气压缩致冷循环不易实现定温吸热和放热, 同时空气的比热值较低, 而它在冷室中的温升 ( $T_1 - T_4$ ) 又不宜太大 (从图 11-c 可知, 若要使 ( $T_1 - T_4$ ) 增大, 压力比  $p_2/p_1$  就要大, 而  $\epsilon_1$  偏离  $\epsilon_{1,c}$  则愈大), 所以空气压缩致冷循环中单位工质的致冷能力较低。为达到一定的致冷量, 空气的流量要大就需要较大的装置, 这是不经济的。因此在常规致冷范围内 (冷库温度不低於  $-50^\circ\text{C}$ ), 除了飞机上空调等特殊用途以外, 现今很少应用。但近年来采用低压力比、大流量的叶轮压气机和有回热措施的装置, 使空气压缩致冷循环又有了应用前景。

### 三、空气回热压缩致冷循环

图 11-2 (a) 是实际的空气回热压缩致冷循环过程的流程图。空气 (致冷剂) 从冷藏室的盘管中定压吸热升温到  $T_1$  ( $T_1$  为冷室应保持的低溫, 即冷源温度), 首先进入回热器被加热升温到  $T_1'$  (即大气环境温度), 然后进入叶轮式压气机进行绝热压缩, 升压升温到  $p_2, T_2'$ , 再进入冷却器, 定压放热降温到  $T_5$  ( $T_5 = T_3 = T_{\text{sur}}$ ), 随后进入回热器进一步定压冷却降温到  $T_3'$ , 再经叶轮式膨胀机定熵膨胀, 降压降温到  $p_1, T_4$ , 最后进入冷藏室实现定压吸热升温到  $T_1$ , 于是完成了一个理想的回热循环  $1'-2'-5-3'-4-1-1'$ 。

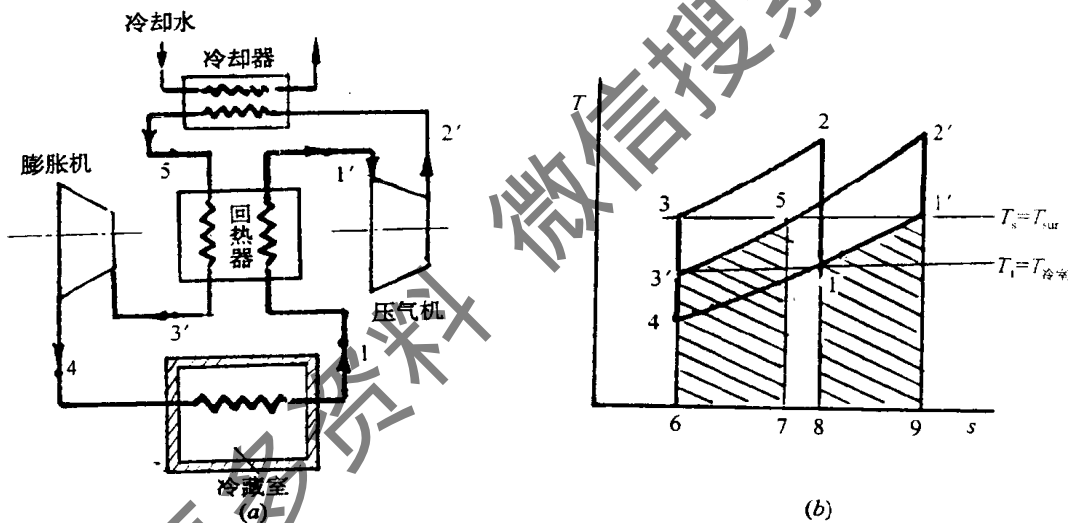


图 11-2 空气回热压缩致冷循环

在理想情况下, 空气在回热器中的放热量 (过程  $5-3'$ ) 恰好等于被预热空气的吸热量 (过程  $1-1'$ ), 如图 11-2 (b) 所示, 面积  $53'675 = \text{面积 } 11'981$ 。它与没有回热的空气压缩致冷循环相比, 最显著的优点是在单位质量工质的致冷量和向环境放热量都相同的情况下, 使循环的压力比从原先的  $p_2/p_1$  降到  $p_2'/p_1$ , 这一压力比的降低提供了采用低压力比、大流量叶轮式压气机和膨胀机的条件, 从而使总致冷量得以提高。

**【例 11-1】** 空气压缩式致冷装置吸入的空气  $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$ ,  $t_1 = 27^\circ\text{C}$ , 定熵压缩至  $p_2 = 0.5 \text{ MPa}$ , 经冷却后温度降为  $32^\circ\text{C}$ 。试计算该致冷循环的致冷量, 压缩机所消耗的功和致冷系数 (图 11-1 c)。

**【解】** 计算压缩终了温度

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (273 + 27) \times \left( \frac{0.5 \times 10^6}{0.1 \times 10^6} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$= 475\text{K}$$

膨胀终了温度

$$T_4 = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (273 + 32) \times \left( \frac{0.1 \times 10^6}{0.5 \times 10^6} \right)^{0.286} = 192.5\text{K}$$

致冷量

$$q_2 = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4)$$

设空气的定压比热为定值, 且  $c_p = 1.01\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

则

$$q_2 = 1.01 \times (300 - 192.5) = 108.6\text{kJ/kg}$$

所消耗的压缩功

$$w_{12} = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) = 1.01 \times (475 - 300) = 176.8\text{kJ/kg}$$

致冷剂的膨胀功

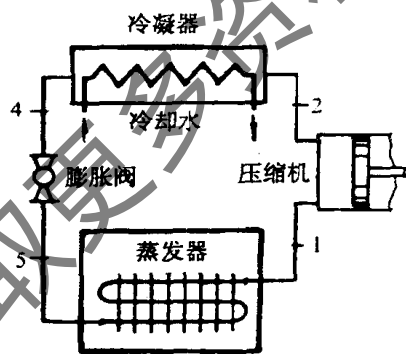
$$w_{34} = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4) = 1.01 \times (305 - 192.5) = 113.6\text{kJ/kg}$$

致冷系数

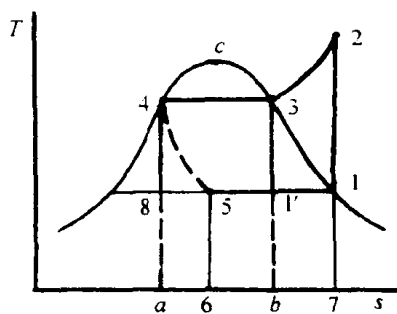
$$\epsilon_1 = \frac{q_2}{w_0} = \frac{q_2}{w_{12} - w_{34}} = \frac{108.6}{176.8 - 113.6} = 1.718$$

## 第二节 蒸汽压缩致冷循环

如上一节所述, 空气的热物性决定了空气压缩致冷循环的致冷系数低和单位工质的致冷能力小。如果采用低沸点的物质作为工质, 利用该种工质在定温定压下液化和气化的相变性质, 可以实现定温定压吸热或放热过程 (在湿蒸汽区), 因而原则上可实现逆卡诺循环  $1'-3-4-8-1'$  (如图 11-3b 所示)。



(a) 工作原理图



(b)  $T-s$ 图

图 11-3 蒸汽压缩式致冷循环图

图中  $1'-3$  是致冷剂在压气机中定熵压缩,  $3-4$  是致冷剂在冷凝器中定压定温冷凝放热,  $4-8$  是致冷剂在膨胀机中的定熵膨胀,  $8-1'$  是通过蒸发器从冷库中定压定温气化吸热。由于

气化潜热较大，因而单位质量工质的致冷能力也大。

### 一、实际压缩式致冷循环

实际上采用的蒸气压缩致冷循环是图 11-3 (b) 中 1-2-3-4-5-1。蒸气压缩致冷装置主要由压缩机、冷凝器、膨胀阀及蒸发器组成，其装置原理图如图 11-3 (a) 所示。

由蒸发器出来的致冷剂的干饱和蒸气被吸入压缩机，绝热压缩后成为过热蒸气（过程 1-2），因压缩前后都是气态而不是气液混合物，使压气机设计制造较方便，压缩效率也高。蒸气进入冷凝器后，在定压下冷却（过程 2-3）并进一步在定压定温下凝结成饱和液体（过程 3-4）。饱和液体继而通过一个膨胀阀（又称节流阀或减压阀）经绝热节流降压降温而变成低干度的湿蒸气。绝热节流是不可逆过程，节流前后焓值相同，在图 11-3 (b) 中用虚线 4-5 表示湿蒸气被引进冷室的蒸发器，在定压定温下吸热气化成为干饱和蒸气（过程 5-1），从而完成一个循环。这里用节流阀取代了膨胀机，从热力学的观点来看，将可逆绝热膨胀转换为不可逆的绝热节流，会损失一部分原可回收的膨胀功，但从实用观点来看，以节流阀代替结构复杂的膨胀机，既简化了设备，又易于调节温度。

### 二、致冷剂的压焓图 ( $\lg p-h$ 图)

在对蒸气压缩致冷循环进行热力计算时，除了利用有关工质的  $T-s$  图外，使用最方便的是压焓图即  $\lg p-h$  图，如图 11-4 所示。

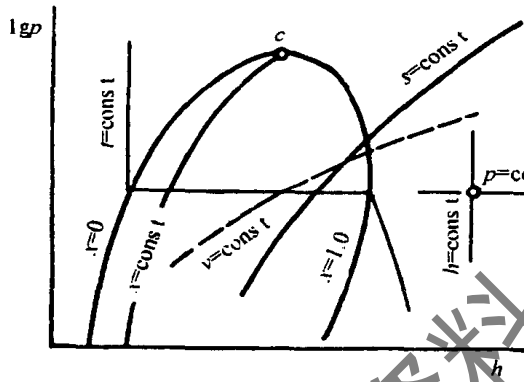


图 11-4 致冷剂  $\lg p-h$  图

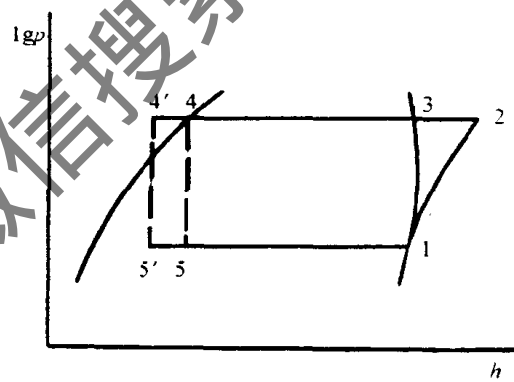


图 11-5 致冷循环  $\lg p-h$  图

$\lg p-h$  图以致冷剂的焓作为横坐标，以压力为纵坐标，但为了缩小图面，压力采用对数分格（需要注意，从图上读取的仍是压力值，而不是压力的对数值）。图上共绘出致冷剂的六种状态参数线簇，即定焓 ( $h$ )、定压力 ( $p$ )、定温度 ( $T$ )、定比容 ( $v$ )、定熵 ( $s$ ) 及定干度 ( $x$ ) 线，如图 11-4 所示。与水蒸气的图表类似，在  $\lg p-h$  图上也绘有饱和液体 ( $x=0$ ) 线和干饱和蒸汽 ( $x=1$ ) 线，二者汇合于临界点  $c$ 。饱和液体线与饱和蒸气线将图面划分成三个区域：下界线 ( $x=0$ ) 以左为过冷液体（或未饱和液体）区，下界线与上界线 ( $x=1$ ) 之间是湿蒸气区，上界线右侧是过热蒸气区。由于在致冷的热工计算中，主要利用  $\lg p-h$  图的过热蒸气区，因此有些实用的  $\lg p-h$  图只有过热蒸汽区范围，还有些图把工程上不常用的顶部和饱和区的中间大部分裁去，再将剩下的过热蒸气区、过冷液体区及小部分湿蒸气区合并为一张可供查用的  $\lg p-h$  图。

对各种致冷剂都可绘出类似的温熵图与压焓图。氨 ( $\text{NH}_3$ ，代号 R717)、氟里昂 22 ( $\text{CHClF}_2$ ，代号 R22) 和氟里昂 134a ( $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ ，代号 R134a) 的  $\lg p-h$  图见本书附

图 3、4、5。

蒸气压缩式致冷循环各热力过程在  $\lg p-h$  图上的表示见图 11-5。图中：

1-2 表示压缩机中的绝热压缩过程。因是可逆绝热过程，点 1、2 在同一条定熵线上。

2-3-4 是冷凝器中的定压冷却过程，致冷剂首先被冷却成干饱和蒸气（点 3），并进而冷凝为饱和液体（点 4）。

4-5 为膨胀阀中的绝热节流过程。节流前后致冷剂焓值不变，故点 4、点 5 在同一条垂直的定焓线上，其间以虚线连接。

5-1 表示蒸发器内的定压蒸发过程，因温度不变，故图上为一水平线。

如果饱和液体受到过冷，在过冷器中进行的过程为定压冷却过程 4-4'，此时节流过程以虚线 4'-5' 表示，蒸发过程则为 5'-5-1。

### 三、致冷循环能量分析及致冷系数

实际蒸气压缩致冷循环整个装置的能量分析。其致冷系数为

$$\epsilon_1 = \frac{\text{收获}}{\text{消耗}} = \frac{q_2}{w_0}$$

从  $\lg p-h$  图上可以很方便地获得下列数据（如图 11-5 所示）：

致冷量

$$q_2 = h_1 - h_5$$

消耗的循环净功

$$w_0 = h_2 - h_1$$

冷凝放热量

$$q_1 = h_2 - h_4$$

于是可得

$$\epsilon_1 = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \quad (11-4)$$

致冷剂质量流量

$$\dot{m} = \frac{Q_2}{q_2} \quad (11-5)$$

式中  $Q_2$  —— 致冷装置冷负荷（kJ/h）。

压缩机所需功率

$$p = \frac{\dot{m} w_0}{3600} \quad (11-6)$$

冷凝器热负荷

$$Q_1 = \dot{m} q_1 = \dot{m} (h_2 - h_4) \quad (11-7)$$

**【例 11-2】** 某致冷机以氨（ $\text{NH}_3$ ）为致冷剂，冷凝温度为  $38^\circ\text{C}$ ，蒸发温度为  $-10^\circ\text{C}$ ，冷负荷为  $100 \times 10^4 \text{kJ/h}$ ，试求压缩机功率、致冷剂流量及致冷系数。

**【解】** 先在  $\lg p-h$  图上确定各主要状态点的参数，并绘出过程线。假设压缩机吸入的是干饱和氨蒸气，并假定没有采用过冷器，根据题中的给定条件，先在氨的  $\lg p-h$  图上定出状态点 1，然后分别查得相应于图 11-5 上各点参数为

$$p_1 = 0.29 \text{MPa}, h_1 = 1450 \text{kJ/kg}$$

$$p_2 = 1.5 \text{MPa}, h_2 = 1690 \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = 370\text{kJ/kg}, h_5 = h_4 = 370\text{kJ/kg}$$

(1) 致冷剂流量

1kg 致冷剂的制冷能力 (致冷量)

$$q_2 = h_1 - h_5 = 1080\text{kJ/kg}$$

致冷剂流量

$$\dot{m} = \frac{Q_2}{q_2} = \frac{100 \times 10^4}{1080} = 925.93\text{kg/h}$$

(2) 压缩机所需功率

1kg 致冷剂所需压缩功

$$w_0 = h_2 - h_1 = 1690 - 1450 = 240\text{kJ/kg}$$

压缩机功率

$$P = \frac{\dot{m} w_0}{3600} = \frac{925.93 \times 240}{3600} = 61.73\text{kW}$$

(3) 致冷系数

$$\epsilon = \frac{q_2}{w_0} = \frac{1080}{240} = 4.5$$

(4) 冷凝器热负荷

$$Q_1 = \dot{m} (h_2 - h_4) = 925.93 \times (1690 - 370) = 122.2 \times 10^4\text{kJ/h}$$

#### 四、影响致冷系数的主要因素

从式 (5-2) 可以看出, 降低制冷剂的冷凝温度 (即热源温度) 和提高蒸发温度 (冷源温度), 都可使致冷系数增高。

##### 1. 冷凝温度

如图 11-6 所示, 1-2-3-4-5-1 为原有蒸气压缩致冷循环, 当冷凝温度由  $T_4$  降低至  $T_4'$  时, 形成了新的循环 1-2'-3'-4'-5'-1。可以看出, 新循环中不仅压缩机所消耗的功减少了 ( $h_2 - h_2'$ ), 同时致冷量增加了 ( $h_5 - h_5'$ ), 因而致冷系数得到了提高。需要指出的是, 冷凝温度的高低完全取决于冷却介质 (一般为水或空气) 的温度, 而冷却介质的温度不能任意降低, 它受到环境温度的限制, 这点在选择冷却介质时, 应予以注意。

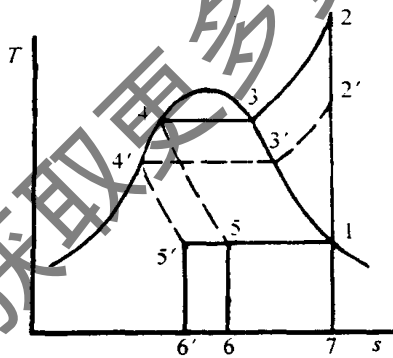


图 11-6 冷凝温度对致冷系数的影响

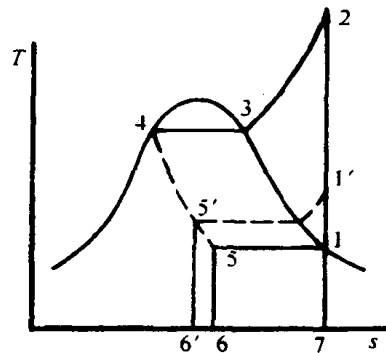


图 11-7 蒸发温度对致冷系数的影响

##### 2. 蒸发温度

如图 11-7 所示, 将致冷循环 1-2-3-4-5-1 的蒸发温度由  $T_5$  升高到  $T_5'$  时, 由于压缩功

减少了  $(h_{1'} - h_1)$ ，致冷量增加了  $(h_{1'} - h_{5'}) - (h_1 - h_5)$ ，因而也提高了致冷系数。

蒸发温度主要由致冷的要求确定，因此在能够满足需要的条件下，应尽可能采取较高的蒸发温度，而不应不必要地降低蒸发温度。

除上述冷凝温度与蒸发温度是影响致冷系数的主要因素外，致冷剂的过冷温度对于致冷系数也有直接的影响。实际致冷循环中，不仅使致冷剂蒸气通过冷凝器变为饱和液体，而且将其进一步冷却，使致冷循环中，不仅使致冷剂蒸气通过冷凝器变为饱和液体，而且将其进一步冷却，使致冷剂的温度降得更低，成为状态  $4'$  的过冷液体（参见图 11-8）由图可见，压缩机消耗的功量  $(h_2 - h_1)$  未变，但致冷量增大了  $(h_5 - h_{5'})$ ，因而也提高了致冷系数。显然，过冷温度愈低，致冷系数也愈高。但是过冷温度并不能任意降低，因为它同样取决于冷却介质的温度。液体的过冷过程  $(4-4')$  一般是在冷凝器与膨胀阀之间装设的过冷器中进行的。

### 五、致冷剂的热力学性质

逆卡诺循环的致冷系数仅是冷源、热源温度的函数，与致冷剂的性质无关。但是，在实际的致冷装置中，无论压缩机所需的功率，还是蒸发器、冷凝器的尺寸及材料等，以及致冷循环的性能，都与致冷剂的性质有密切的关系。所以在设计致冷装置时，必需选取适合于工作条件的致冷剂。为此，对致冷剂应提出一定的要求。

1. 在大气压力下，致冷剂的饱和温度（沸点）要低，一般应低于  $-10^\circ\text{C}$ 。
2. 蒸发温度所对应的饱和压力不应过低，以稍高于大气压力最为适宜，以免空气漏入系统；冷凝温度所对应的饱和压力不宜过高，以降低对设备耐压和密封的要求。
3. 在工作温度（冷凝温度与蒸发温度）范围内，汽化潜热值要大，这样可使单位质量致冷剂具有较大的致冷能力。
4. 液体比热要小。也就是说在温熵图中的饱和液体线要陡，这样就可以减小因节流而损失的功和致冷量。节流过程引起的功和致冷量的损失为（如图 11-9 所示）：

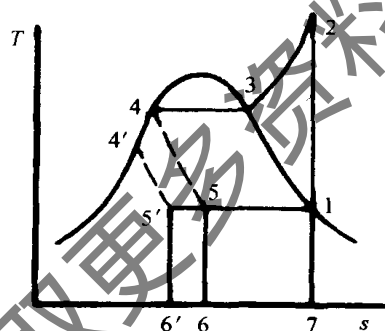


图 11-8 过冷温度对致冷系数的影响

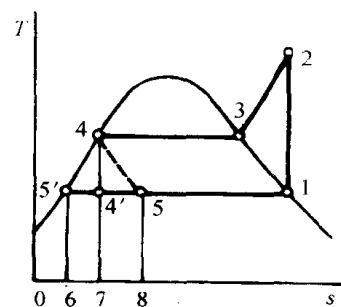


图 11-9

$$h_5 - h_{4'} = h_4 - h_{4'} = (h_4 - h_5) - (h_{4'} - h_5) = \text{面积 } 5'4765' - \text{面积 } 5'4'765' \\ = \text{面积 } 5'44'5'$$

饱和液体线愈陡，则面积  $5'44'5$  愈小，节流过程引起的功和致冷量的损失也就愈小。

5. 临界温度应远高于环境温度，使循环不在临界点附近运行，而在较大可资利用的汽化潜热范围内运行以提高经济性。

6. 凝固点要低，以免在低温下凝固而阻塞管路。同时饱和气的比容要小，以减小设备

的体积。

此外，希望致冷剂传热性能良好，以使换热器更紧凑；致冷剂不溶于油，以免影响润滑；致冷剂有一定的吸水性，以免因析出水分而在节流降温后产生冰塞。还希望致冷剂化学性质稳定，不易分解变质；不腐蚀设备，不易燃，不易爆，对人体无害，价格低廉，来源充足等等。

目前还没有一种致冷剂能够完全满足上述要求。

常用的致冷剂有空气、水 (H<sub>2</sub>O)、氨 (NH<sub>3</sub>)、各种氟里昂、二氧化碳 (CO<sub>2</sub>)、二氧化硫 (SO<sub>2</sub>) 等。其中氟里昂致冷剂中氯氟烃 CFC 类 (包括 CFC11、CFC12、即 R11 和 R12)，由于其良好的使用性能和安全性，自本世纪 30 年代至今被广泛应用于空调致冷，在冰箱、汽车空调、房间空调器、冷水机组和空调热泵设备中用作主要致冷剂。

必须指出，最近的研究认为，含有氯原子的氟里昂扩散到大气上空使得臭氧层被破坏，影响生物圈的动植物界。另一方面当氟里昂中含有较多的氟原子时，分子的稳定性增加，使氟里昂在大气中存在的时间延长，加剧温室效应。尤其是氟里昂 11 (CFC11) 和氟里昂 12 (CFC12) 等致冷剂对臭氧层破坏能力和温室效应比较大，且非常稳定，可能会存在几十年至上百年，将长期影响生态平衡，因此已被称之为环害工质。大量环害氟里昂的排放造成臭氧层的破坏已经引起国际社会的极大关注。1987 年 9 月联合国环保组织在加拿大蒙特利尔市国际保护臭氧层会议上通过了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔协议书》，我国政府于 1991 年 6 月提出参加并于 1992 年 8 月起正式成为该议定书的缔约国。1992 年 11 月在哥本哈根召开的“蒙特利尔议定书缔约国第四次会议”上又进一步修正与调整了淘汰限制使用氟里昂物质的时间表：对经济发达国家 (1) CFC 至 1996 年 1 月 1 日停用，(2) HCFC 至 2030 年 1 月 1 日停用，对发展中国家 (包括中国) (1) CFC 物质 2010 年全部停止使用，(2) HCFC 物质 2016 年开始受限，2040 年全部停止使用。为了解决 CFC 对臭氧层的破坏问题，空调致冷工程界采取三个措施：一是对空调致冷设备使用的 CFC11 和 CFC12 采取回收、再循环技术，尽可能减少排放量；二是寻找和研制新的替代物；三是采用其他致冷方法。

有关研究表明 CFC11、CFC12 的替代物在近期可用 R22 及其混合剂 R123，长远可采用氢氟烷 HFC 如 HFC-134a、HFC-245ca 是分别替代 CFC12 和 CFC11 的较理想的致冷剂。几种常见致冷剂的物理性质见表 11-1。

几种致冷剂的物理性质表

表 11-1

名称	代号	分子式	分子量 M	标准沸点 $t_s$ (°C)	凝固温度 $t_f$ (°C)	临界点			绝热指数 $\kappa$ (20°C 103.25kPa)	受控物质 与否
						$t_c$ (°C)	$p_c$ (MPa)	$v_c \times 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /kg)		
空气	R729		28.96	-194.5	-212.9	-140.63	38.4	2.83		否
水	R718	H <sub>2</sub> O	18.02	100.0	0.0	374.12	22.1	3.15	1.33 (0°C)	否
氨	R717	NH <sub>3</sub>	17.03	-33.35	-77.7	132.4	11.52	4.13	1.32	否
二氧化碳	R744	CO <sub>2</sub>	44.01	-78.52	-56.6	31.0	7.38	2.456	1.295	否
二氧化硫	R764	SO <sub>2</sub>	64.06	-10.08	-63.5	157.5	80.4	1.91		否
氯甲烷	R40	CH <sub>3</sub> Cl	50.49	-23.74	-97.6	143.1	6.68	2.70	1.2 (30°C)	否

续表

名称	代号	分子式	分子量 $M$	标准沸点 $t_s$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	凝固温度 $t_f$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	临界点			绝热指数 $\kappa$ ( $20^{\circ}\text{C}$ $103.25\text{kPa}$ )	受控物质 与否
						$t_c$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$p_c$ (MPa)	$v_c \times 10^{-3}$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )		
氟里昂 11	R11	$\text{CFCl}_3$	137.39	23.7	-111.0	198.0	4.37	1.805	1.135	是
氟里昂 12	R12	$\text{CF}_2\text{Cl}_2$	120.92	-29.8	-155.0	112.04	4.12	1.793	1.138	是
氟里昂 22	R22	$\text{CHF}_2\text{Cl}$	86.48	-40.84	-160.0	96.13	4.986	1.905	1.194( $10^{\circ}\text{C}$ )	(否)
氟里昂 123	R123	$\text{C}_2\text{HF}_3\text{Cl}_2$	152.9	27.9	-107	183.8	3.67	1.818	1.09	(否)
氟里昂 134a	R134a	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$	102.0	-26.2	-101.0	101.1	4.06	1.942	1.11	否
氟里昂 152a	R152a	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$	66.05	-25	-117.0	113.5	4.49	2.74		否

注：(否) 为过渡性物质，2020 年和 2040 年之间受限。

### 第三节 蒸汽喷射致冷循环

蒸汽喷射致冷循环的主要特点是用引射器代替压缩机来压缩致冷剂，它以消耗蒸汽的热能作为补偿来实现致冷的目的。蒸汽喷射致冷装置主要由锅炉、引射器（或喷射器）、冷凝器、节流阀、蒸发器和水泵等组成，其工作原理图及  $T-s$  图如图 11-10 所示，而作为压缩机替代物的喷射器是由喷管、混合室和扩压管三部分组成。

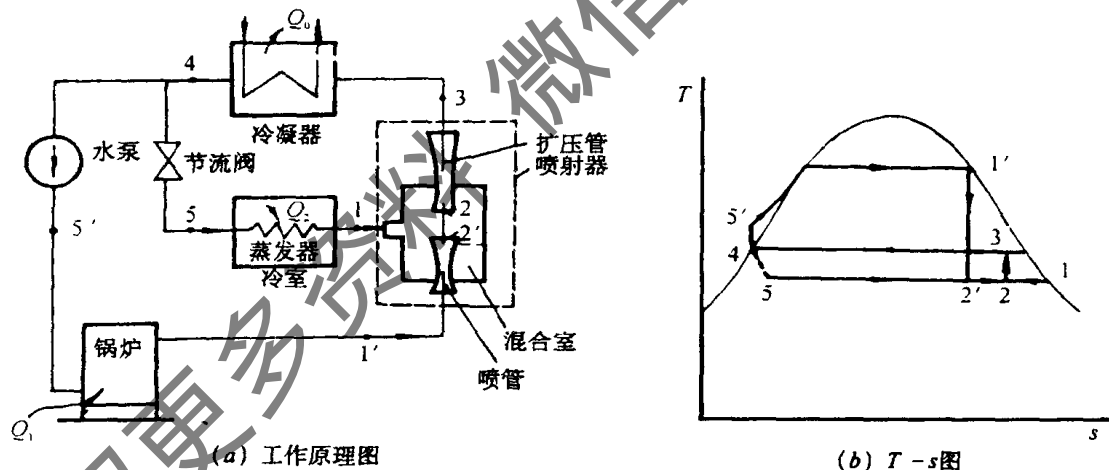


图 11-10 蒸汽喷射致冷循环

由锅炉出来的工作蒸汽（状态  $1'$ ）在喷射器的喷管中膨胀增速（状态  $2'$ ），在喷管出口的混合室内形成低压，将冷室蒸发器内的致冷蒸汽（状态  $1$ ）不断吸入混合室。工作蒸汽与致冷蒸汽混合成一股气流变成状态  $2$ ，经过扩压管减速增压至状态  $3$ （相当于压缩机的压缩过程  $2-3$ ），然后在冷凝器中定压放热而凝结（过程  $3-4$ ）。由冷凝器流出的饱和液体分成两路：一路经水泵提高压力后（状态  $5'$ ）送入蒸汽锅炉再加热汽化变成较高压力的工作蒸汽（状态  $1'$ ），完成了工作蒸汽的循环  $1'-2'-2-3-4-5'-1'$ ；另一路作为致冷工质经节流阀降压、降温（过程  $4-5$ ），然后在冷室蒸发器中吸热汽化变成低温低压的蒸汽（状态  $1$ ），从而完成了



致冷循环 1-2-3-4-5-1。

循环中的工作蒸汽在锅炉中吸热，而在冷凝器中放热给冷却水，以花费燃料的热能为补偿实现了致冷循环。

蒸汽喷射致冷循环的经济性用热能利用系数  $\xi$  来衡量即：

$$\xi = \frac{\text{收益}}{\text{代价}} = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (11-8)$$

式中  $Q_1$  —— 工作蒸汽在锅炉中吸收的热量 (kJ/h)；

$Q_2$  —— 从冷室吸取的热量 (kJ/h)。

蒸汽喷射致冷装置的优点是：不消耗机械功，而是直接消耗热能实现致冷；喷射器简单紧凑，容许通过较大的容积流量，可以利用低压水蒸气作为致冷剂。其缺点是：由于混合过程的不可逆损失很大，因而热能利用系数较低，致冷温度只能在 0℃ 以上，适用在空调工程中作为冷源。

#### 第四节 吸收式致冷循环

吸收式致冷也是利用致冷剂液体气化吸热实现致冷，它是直接利用热能驱动，以消耗热能为补偿将热量从低温物体转移到高温物体中去。吸收式致冷采用的工质是两种沸点相差较大的物质组成的二元溶液，其中沸点低的物质为致冷剂，沸点高的物质为吸收剂。图 11-11 为吸收式致冷循环的工作原理流程图，

这里以氨水溶液为工质的氨吸收式致冷循环为例来说明，其中氨用作致冷剂、水为吸收剂。

图 11-11 中，冷凝器、膨胀阀和蒸发器与蒸气压缩致冷完全相同，而明显的区别是用吸收器、发生器、溶液泵及减压阀取代了压缩机。吸收式致冷循环是利用溶液在不同温度下具有不同溶解的特性，使致冷剂（氨）在较低温度下被吸收剂（水）吸收，并在较高温度下蒸发起到升压的作用。因此，吸收器相当于压缩机的低压吸气侧，而发生器则相当于压缩机的高压排气侧，其中吸收剂（水）充当了将致冷剂（氨）从低压侧输运到高压侧的运载液体的角色。

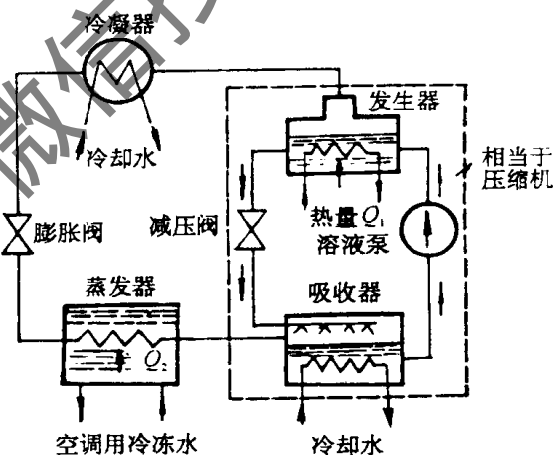


图 11-11 吸收式致冷原理图

所以，吸收式致冷机中为实现致冷目的工质进行了两个循环，即致冷剂循环和溶液循环。

致冷剂循环：

由发生器出来的致冷剂（氨）的高压蒸气在冷凝器中被冷凝放热而形成高压饱和液体，再经膨胀阀节流到蒸发压力进入蒸发器中，在蒸发器中吸热气化变成低压致冷剂（氨）的蒸气，达到了致冷的目的。

溶液的循环：从蒸发器引来的低压致冷剂（氨）蒸气在吸收器中被稀氨水在喷淋过程中吸收而成为浓氨水（溶液浓度以致冷剂含量为准）。这一吸收过程有放热效应。为使吸收

过程能够持续有效地进行，需要不断从吸收器中取走热量。吸收器中的浓氨水用溶液泵加压送入发生器。在发生器中，利用外热源对浓氨水加热，使之沸腾，产生氨蒸气（可能有少量水蒸气同时蒸发出来，所以氨蒸气并不是纯氨蒸气），所产生的氨蒸气进入冷凝器冷凝，而发生器中剩余的稀氨水通过减压阀降压后返回吸收器再次用来吸收低压氨蒸气，从而实现了将低压氨蒸气转变为高压氨蒸气的压缩升压过程。

吸收式致冷机中所用的二元溶液主要有两种：氨水溶液和溴化锂水溶液。这两种二元溶液的致冷温度范围不同，前者在 $+1\sim-45^{\circ}\text{C}$ 范围内，多用作工艺生产过程的冷源，而后者是以水为致冷剂、溴化锂为吸收剂，其致冷温度只能在 $0^{\circ}\text{C}$ 以上，所以它被广泛应用在空调工程中。

吸收式致冷循环的效率也用热能利用系数表示：

$$\xi = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (11-9)$$

式中  $Q_2$ ——致冷量 (kJ/h)；

$Q_1$ ——发生器消耗的热量 (kJ/h)。

为了对利用热能直接致冷的系统进行评价，假设有一台理想的吸收式致冷机，所有热量传递都是可逆的定温过程，致冷机从温度为 $T_2$ 的蒸发器吸热 $Q_2$ ，从温度为 $T_1$ 的发生器吸热 $Q_1$ ，并在吸收器及冷凝器向温度为 $T_s$ 的外界分别放出热量 $Q_a$ 、 $Q_c$ ，另外还消耗泵功 $w_p$ ，对每一循环由热力学第一定律：

$$Q_1 + Q_2 + w_p - Q_s = 0$$

而

$$Q_s = Q_a + Q_c$$

由于泵消耗的功相对其它项很小可忽略，

$$Q_s = Q_1 + Q_2$$

由热力学第二定律有

$$\Delta s_{\text{sys}} + (\Delta s)_{\text{sur}} \geq 0$$

因系统是按循环工作的，故 $(\Delta s)_{\text{sys}} = 0$

则有

$$(\Delta s)_{\text{sur}} = (\Delta s)_{T_1} + (\Delta s)_{T_2} + (\Delta s)_{T_s} \geq 0$$

即：

$$-\frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} + \frac{Q_s}{T_s} \geq 0$$

或

$$-\frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} + \frac{Q_1 + Q_2}{T_s} \geq 0$$

整理后可得：

$$\frac{Q_2}{Q_1} \leq \frac{T_2}{T_s - T_2} \cdot \frac{T_1 - T_s}{T_1}$$

式中

$$T_1 > T_s > T_2$$

对于可逆的吸收式致冷机有

$$\xi_{\text{max}} = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_2}{T_s - T_2} \cdot \frac{T_1 - T_s}{T_1} = \epsilon_{1.c} \cdot \eta_c \quad (11-10)$$

式中  $\epsilon_{1.c}$ ——工作在 $T_s$ 、 $T_2$ 之间的逆卡诺循环致冷系数；

$\eta_c$ ——工作在  $T_1$ 、 $T_2$  之间的卡诺循环热效率。

上式表明，最大的热能利用系数是工作在  $T_1$  和  $T_2$  两热源间的卡诺热机效率与工作在  $T_1$  和  $T_2$  两个热源间的卡诺逆循环致冷系数的乘积。

吸收式致冷装置的优点是可利用较低温度的热能如低压蒸汽、热水、烟气以及某些工艺气体的余热或太阳能等，对综合利用热能有实际意义。

## 第五节 热 泵

热泵实质上是一种能源采掘机械，它以消耗一部分高品质能（机械能、电能或高温热能等）为补偿，通过热力循环，把环境介质（水、空气、土地）中贮存的低质能量加以发掘进行利用。它的工作原理与致冷机相同，都按逆循环工作，所不同的是它们工作的温度范围和要求的不同。致冷装置是将低温物体的热量传给自然环境，以造成低温环境；热泵则是从自然环境中吸取热量，并将它输送到人们所需要温度较高的物体中去。

图 11-12 所示为一致冷装置作为热泵使用的工作原理图和  $T-s$  图。

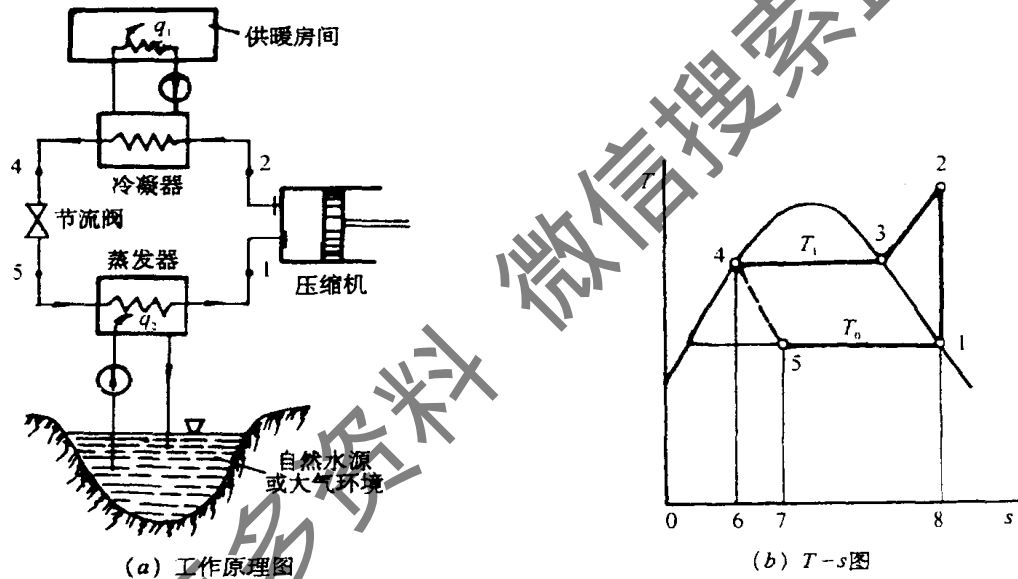


图 11-12 热泵示意图

在蒸发器中致冷剂蒸发吸取自然水源或环境大气中的热能，经压缩后的致冷剂在冷凝器中放出热量加热供热系统的回水，然后由循环泵送到热用户用作采暖或热水供应等；在冷凝器中，致冷剂凝结成饱和液体，经节流降压降温进入蒸发器，蒸发吸热，气化为干饱和蒸气，从而完成一个循环。热泵循环的经济性以消耗单位功量所得到的供热量来衡量，称为供热系数，即

$$\epsilon_2 = \frac{q_1}{w_0} \quad (11-11)$$

式中  $q_1$ ——热泵的供热量，kJ/kg；  
 $w_0$ ——热泵消耗的功量，kJ/kg。

热泵循环向供暖房间（高温热源）供热量  $q_1$  为（见图 11-12b）

$$q_1 = q_2 + w_0 = h_2 - h_1 = \text{面积 } 234682$$

因为  $q_1 > w_0$  故  $\varepsilon_2$  总是  $> 1$ 。

供热系数与致冷系数的关系。由于致冷系数

$$\varepsilon_1 = \frac{q_2}{w_0}$$

故

$$\varepsilon_2 = \frac{q_1}{w_0} = \frac{q_2 + w_0}{w_0} = \varepsilon_1 + 1 \quad (11-12)$$

由此可见，循环致冷系数越高，供热系数也越高。

如上所述，热泵以花费一部分高质能为代价（作为一种补偿条件）从自然环境中获取能量，并连同所花费的高质能一起向用户供热，节约了高质能而有效地利用了低水平的热能。因此热泵是一种比较合理的供热装置。经过合理设计，使系统可在不同的温差范围内运行，这样热泵又可成为致冷装置。因此，用户可使用同一套装置在夏季作为致冷机用于空调，冬季作为热泵用来供热。

近年来空调系统中出现的水源热泵空调系统可以随意进行房间的供暖或供冷的调节和同时满足供冷供暖要求，使建筑物热回收利用合理。对于同时有供热供冷要求的建筑物，热泵具有明显的优点。

**【例 11-3】** 一热泵功率为 10kW，从温度为  $-13^\circ\text{C}$  的周围环境向用户供热，用户要求供热温度为  $95^\circ\text{C}$ 。如热泵按逆卡诺循环工作，求供热量。

**【解】** 设热泵按逆卡诺循环运行，根据题意： $t_1 = 95^\circ\text{C}$ ， $t_2 = -13^\circ\text{C}$ 。于是由式（5-3）知，供热系数等于

$$\varepsilon_2 = \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \frac{273 + 95}{(273 + 95) - (273 - 13)} = 3.41$$

根据式（11-11），供热量为

$$Q_1 = \varepsilon_2 W_0 = 3.41 \times 10 = 34.1 \text{ kJ/s} = 1.227 \times 10^5 \text{ kJ/h}$$

热泵从周围环境中取得的热量

$$Q_2 = Q_1 - W_0 = 34.1 - 10 = 24.1 \text{ kJ/s} = 86760 \text{ kJ/h}$$

供热量中有  $24.1/34.1 = 70.7\%$  是热泵从周围环境中所提取，可见这种供热方式是经济的。

## 第六节 气体的液化

工业生产、科学研究、医疗卫生等许多场合中需要使用一些特殊的液态物质。例如核动力厂需要液态氢（ $\text{H}_2$ ），某些医疗工作中要使用液态氮（ $\text{N}_2$ ），超低温技术中广泛地使用液态氦（ $\text{He}$ ）等。石油气及天然气等，也常以液态运输和贮存。这些液态物质都是由相应的气体经液化而得到的。任何气体只要使其经历适当的热力过程，将其温度降低至临界温度以下，并保持其压力大于对应温度下的饱和压力，便都可以从气体转化为液体。可以看出，为了使气体液化，最重要的是解决降温问题。由此，产生了许多液化方法与系统，下面仅介绍最基本的气体液化循环——林德-汉普森（Linde-Hampson）循环。

## 一、林德-汉普森系统工作原理

此法最先由林德与汉普森用于大规模空气液化中，主要是利用焦耳-汤姆逊效应，使气体通过节流阀而降温液化。系统的工作原理与热力过程如图 11-13 所示。

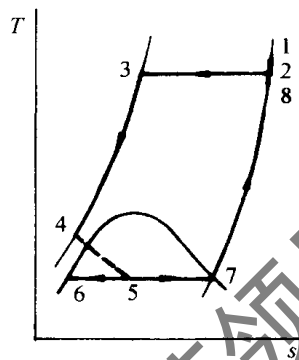
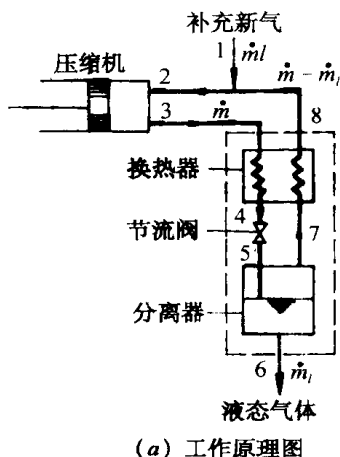


图 11-13 林德-汉普森液化系统

被液化的气体以大约 2MPa 的压力（以空气为例）进入定温压气机，压缩至约 20MPa 的高压（过程 2-3，参看图 11-13b），然后进入换热器，在其中被定压冷却（3-4），使温度降低至最大回转温度以下。这时，使气体通过节流阀，由于焦耳-汤姆逊效应，气体的压力和温度均大大降低（例如降至 2MPa 与相应的饱和温度，如过程 4-5），节流后的状态点 5 为湿蒸气，流入分离器中使空气的饱和液体 6 和饱和蒸气 7 分离开来，液体空气留在分离器中而饱和蒸气 7 被引入换热器去冷却从压气机出来的高压气体而自身被加热升温到状态点 8，然后与补充的新鲜空气 1 混合成状态 2，再进入压气机重新进行液化循环。

## 二、系统的产液率及所需的功

假设流体在液化系统中的流动为稳定流动，进入压气机的气体流量为  $\dot{m}$  kg/s，产生的液体流量  $\dot{m}_l$  kg/s。取换热器、节流阀、分离器及其连接管路为所研究的控制体（图 11-13 (a) 中虚线包围的部分），如果不考虑系统中动能与位能的改变，而且认为控制体与外界没有热量和功量的交换，则根据热力学第一定律可写出能量方程：

$$\dot{m}h_3 - (\dot{m} - \dot{m}_l)h_8 - \dot{m}_l h_6 = 0$$

移项整理后即可得系统的产液率

$$L = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}} = \frac{h_8 - h_3}{h_8 - h_6} \quad (11-13)$$

产液率表示系统生产的液体质量与被压缩气体质量的比值。显然  $L$  值愈大，说明系统愈完善，愈经济。

取压气机为控制体，写出能量方程

$$Q = \Delta H + W_s = \dot{m}(h_3 - h_2) + W_s$$

而对定温压缩

$$Q = \dot{m} \cdot T_2 (s_3 - s_2)$$

代入经整理后可得

$$w_s = \frac{W_s}{m} = T_2(s_3 - s_2) - (h_3 - h_2) \quad (11-14)$$

式 (11-14) 即为压缩单位质量气体所需要的功。

生产单位质量液体所需功为：

因为

$$\dot{m}_l = \dot{m}L$$

故

$$\begin{aligned} w_{sl} &= \frac{W_s}{\dot{m}_l} = \frac{W_s}{\dot{m}L} \\ &= \frac{h_8 - h_6}{h_8 - h_3} [T_2(s_3 - s_2) - (h_3 - h_2)] \end{aligned} \quad (11-15)$$

从式 (11-13) 可看出,  $(h_8 - h_6) > (h_8 - h_3)$  因此产液率  $L$  较小, 由于  $h_8$  大致一定, 因此必须使  $h_3$  降低, 这就是采用定温压缩的原因。

### 思 考 题

- 11-1 对逆卡诺循环而言, 冷、热源温差越大, 致冷系数是越大还是越小? 为什么?
- 11-2 空气压缩致冷循环中, 循环压力比  $p_2/p_1$  越小, 致冷系数是越大还是越小? 压力比减小, 循环的致冷量如何变化? (在  $T-s$  图上分析)
- 11-3 如图 11-9 所示, 设想蒸气压缩致冷循环按 12345'1 运行, 循环净功未变, 仍等于  $(h_2 - h_1)$ , 而从冷源吸取的热量从  $(h_1 - h_5)$  增加到  $(h_1 - h_5')$ , 这显然是有利的。这种考虑对吗?
- 11-4 试述实际采用的各种致冷装置循环与逆卡诺循环的主要差异是什么?
- 11-5 为什么有的致冷循环中采用膨胀机, 有的则代而采用节流阀? 空气压缩致冷能否采用节流阀?
- 11-6 热泵供热循环与致冷循环有何异同?
- 11-7 蒸气压缩致冷循环中对致冷剂有何基本要求? 常用的致冷剂有哪几种?

### 习 题

- 11-1 空气压缩致冷装置的致冷系数为 2.5, 致冷量为 84600kJ/h, 压缩机吸入空气的压力为 0.1MPa, 温度为  $-10^\circ\text{C}$ , 空气进入膨胀机的温度为  $20^\circ\text{C}$ , 试求: 压缩机出口压力; 致冷剂的质量流量; 压缩机的功率; 循环的净功率。
- 11-2 空气压缩致冷装置, 吸入的空气  $p_1 = 0.1\text{MPa}$ ,  $t_1 = 27^\circ\text{C}$ , 绝热压缩到  $p_2 = 0.4\text{MPa}$ , 经冷却后温度降为  $32^\circ\text{C}$ , 试计算: 每千克空气的致冷量; 致冷机消耗的净功; 致冷系数。
- 11-3 蒸气压缩致冷循环, 采用氟里昂 R134a 作为工质, 压缩机进口状态为干饱和蒸气, 蒸发温度为  $-20^\circ\text{C}$ , 冷凝器出口为饱和液体, 冷凝温度为  $40^\circ\text{C}$ , 致冷工质定熵压缩终了时焓值为 430kJ/kg, 致冷剂质量流量为 100kg/h。求: 致冷系数; 每小时的致冷量; 所需的理论功率。
- 11-4 用一台氨蒸气压缩致冷机制冰, 氨的蒸发温度为  $-5^\circ\text{C}$ , 冷凝温度为  $30^\circ\text{C}$ , 冷凝器中冷却水的进口温度为  $12^\circ\text{C}$ , 出口温度为  $20^\circ\text{C}$ , 欲在每小时内将 1000kg  $0^\circ\text{C}$  的水制成  $0^\circ\text{C}$  的冰, 已知冰的融解热为 340kJ/kg, 试求: 该致冷机每小时的致冷量; 氨每小时的流量; 致冷机的功率; 冷却水每小时的消耗量。
- 11-5 一台氨致冷装置, 其致冷量  $Q_0 = 4 \times 10^5\text{kJ/h}$ , 蒸发温度为  $-15^\circ\text{C}$ , 冷凝温度为  $30^\circ\text{C}$ , 过冷温度为  $25^\circ\text{C}$ , 从蒸发器出口的蒸气为干饱和状态。求: (1) 理论循环的致冷系数; (2) 致冷剂的质量流量; (3) 所消耗的功率。
- 11-6 一台单级蒸气压缩致冷机以氨为工质, 氨液供给两个蒸发器 (满足两种不同温度的致冷要求) 如图 11-14 所示, 独立的膨胀阀 A 和 B 使两个蒸发器各自独立地工作。从蒸发器 I 出来的饱和氨蒸气经减压阀 D 节流降压后与从蒸发器 I 来的饱和氨蒸气在 E 处等压混合, 然后进入压缩机, 压缩后的排气压力为 1.55MPa, 氨液离开冷凝器时为  $35^\circ\text{C}$ , 已知两蒸发器的蒸发温度和致冷量 (已在图 11-14 中分别标出)。

试画出理想循环的  $\lg p-h$  图和  $T-s$  图，并确定压缩机的质量流量，所需的功率和循环的致冷系数。

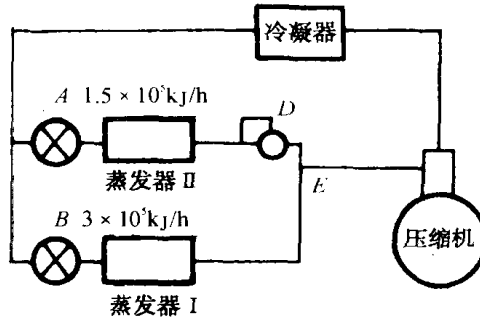


图 11-14 习题 11-6

11-7 一台用氟里昂 R134a 为致冷剂的蒸气压缩致冷装置，被用作室内供热，它要求的最大加热量是将标准状况下  $30\text{m}^3/\text{min}$  的空气从  $5^\circ\text{C}$  加热到  $30^\circ\text{C}$ ，冷凝器的最低温度必须较空气的最高温度高  $20^\circ\text{C}$ ，蒸发温度为  $-4^\circ\text{C}$ 。求：热泵的供热负荷；致冷剂流量；所需的功率。

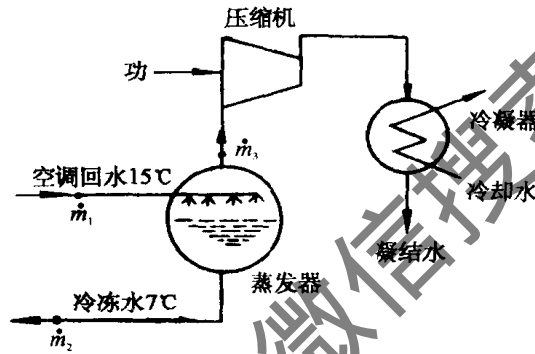


图 11-15 习题 11-9

11-8 热泵利用井水作为热源，将  $20^\circ\text{C}$  的空气  $8 \times 10^4 \text{m}^3/\text{h}$  加热到  $30^\circ\text{C}$ ，使用氟里昂 R134a 为致冷剂，已知蒸发温度为  $5^\circ\text{C}$ ，冷凝温度为  $35^\circ\text{C}$ ，空气的定压容积比热为  $c_p = 1.256 \text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ ，井水的温度降低  $7^\circ\text{C}$ ，试求理论上必需的井水量、压缩机功率和压缩机的压气量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ )。

11-9 某空调系统每分钟需要  $7^\circ\text{C}$  的冷冻水  $\dot{m}_2 = 1000 \text{kg}/\text{min}$ ，采用如图 11-15 所示的致冷装置。空调回水  $15^\circ\text{C}$ ，在压缩机的作用下，在蒸发器内部分汽化，其余部分即变为  $7^\circ\text{C}$  的冷冻水。蒸发器内产生的蒸汽（干度 0.98）经压缩后被送入冷凝器，在  $30^\circ\text{C}$  下凝结为水。试求致冷装置每分钟的致冷量，蒸发器与冷凝器内的压力及冷冻水循环所需的补充水量。

11-10 某蒸汽压缩致冷循环，在压缩机进口参数保持不变的情况下，提高压缩出口压力，使消耗的功增加 5% 并仍维持原来致冷系数的值。试问致冷量将变化多少？为要实施上述目的，该循环应采用什么措施？将改变前后的致冷循环画在同一张  $\lg p-h$  图上。

11-11 有一台小型热泵装置用于对热网水的加热。假设该装置用氟里昂 134a 作工质，并按理想致冷循环运行。蒸发温度为  $-15^\circ\text{C}$ ，冷凝温度为  $55^\circ\text{C}$ ，如果 R134a 流量为  $0.1 \text{kg}/\text{s}$ ，试确定由于用热泵代替直接供热而节约的能量。

## 第十二章 化学热力学基础

在热工领域中，与化学变化有关的问题正在逐渐增多，涉及的领域越来越广，其重要性也在增加。例如燃料燃烧、煤的气化、燃料电池、工艺水的化学处理、能源综合利用及生物体内热质传递和能量转换等。因此，现代工程热力学也包括化学热力学的一些基本原理，并研究一些与热力学有关的物理化学变化。前面各章中研究的都是没有化学反应的物理过程，本章简要介绍化学热力学的一些基本原理，特别是热力学第一定律与热力学第二定律在化学反应中的应用，研究化学反应中能量转换的规律，化学反应的方向及化学平衡常数等问题。

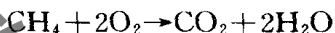
本章将着重介绍以燃烧过程为主要的化学反应及常见的定温定压及定温定容下的热力过程。

### 第一节 概 述

#### 一、化学反应热力系统

具有化学反应的热力系统，同样存在着热与功的转换。化学系统可以是开口的，也可以是闭口的，其性质与物理过程的热力系统相同，只是有化学反应的热力系统通常由数种不同的物质的混合物组成，且在化学反应过程中系统的成分可以变化，这种变化可以依据化学反应式应用组成物质各元素的原子数守恒原理来确定。

分析具有化学反应的热力过程，首先要列出化学反应方程式。以天然气（主要成分是甲烷）燃烧为例，其化学反应方程式为



上式表示 1mol $\text{CH}_4$  和 2mol $\text{O}_2$  反应生成 1mol $\text{CO}_2$  和 2mol $\text{H}_2\text{O}$ 。在化学反应中，反应物各组分原子化学键断裂，原子和电子重新进行组合，形成生成物。该化学反应方程式表示了反应前后碳、氢、氧原子数的守恒关系。为使反应式左右的各原子数相等，各化学组元前需乘以相应的系数，这些系数称为化学计量系数。对一般的化学反应可表示为



其中， $A, B$  和  $C, D$  分别为反应物与生成物，而  $a, b$  和  $c, d$  则分别是反应物与生成物的化学计量系数。

具有化学反应的热力系统的平衡条件，除了满足热与力的平衡外，还要达到化学平衡。在物理过程中，简单可压缩系统的状态由两个独立参数决定，因此，只能有一个状态参数可以在过程中保持不变，要实现有两个独立参数保持不变的过程是不可能的。

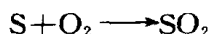
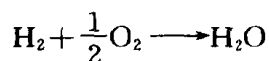
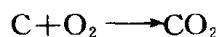
对具有化学反应的热力系统而言，此时的系统是指参与化学反应物质的总和，在化学热力学中也称为物系。因为在化学反应过程中系统的组分可以变化，所以决定系统的状态要有两个以上的独立参数。因此，有化学反应的过程，可以是一个参数保持不变，如  $T =$



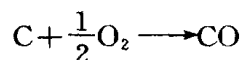
常数或  $p = \text{常数}$  等；也可以是两个独立参数保持不变的过程，如定温定压过程、定温定容过程、定容绝热过程和定压绝热过程等。实际的化学反应，以定温定压及定温定容过程最为常见，通过热力学第一定律和第二定律分析，可以确定化学反应热力系统的能量转换关系、过程进行的方向和限度。

## 二、燃料燃烧的基本方程式

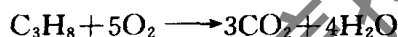
一般矿物燃料都是碳氢化合物，如甲烷  $\text{CH}_4$ ，丙烷  $\text{C}_3\text{H}_8$  等，其可燃成分为碳  $\text{C}$  和氢  $\text{H}_2$ ，以及少量的硫  $\text{S}$ 。这些可燃元素完全燃烧的化学反应式是



在燃烧过程中  $\text{H}_2$  与  $\text{O}_2$  的亲合力大，总能得到完全燃烧而成为  $\text{H}_2\text{O}$ 。但元素  $\text{C}$  就不一定能完全燃烧而变成  $\text{CO}_2$ ，而往往发生不完全燃烧而产生  $\text{CO}$ ，其燃烧反应式为



不同碳氢化合物的燃烧反应具有不同的反应方程式，如  $\text{CH}_4$  及  $\text{C}_3\text{H}_8$  的燃烧反应式为



## 三、理论空气量与实际空气量

燃料燃烧所需的氧来自空气， $1\text{kmol}$  的空气中有  $0.21\text{kmol}$  的氧及  $0.79\text{kmol}$  的氮，即

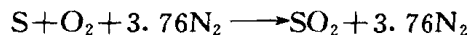
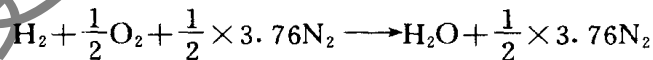
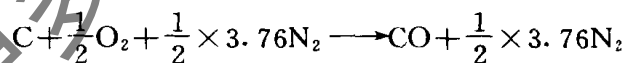
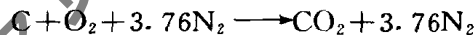
$$0.21\text{kmolO}_2 + 0.79\text{kmolN}_2 = 1\text{kmol 空气}$$

或

$$1\text{kmolO}_2 + 3.76\text{kmolN}_2 = 4.76\text{kmol 空气}$$

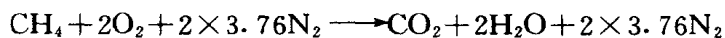
空气的平均分子量  $M = 28.9$ ，即摩尔质量  $M = 28.9\text{kg/kmol}$ ，所以  $4.76\text{kmol}$  的空气质量为  $137.56\text{kg}$ 。

根据上述情况， $\text{C}$ 、 $\text{H}_2$ 、 $\text{S}$  在空气中燃烧的反应式为



上列第一式说明燃烧  $1\text{kmolC}$  ( $12\text{kg}$ ) 需要  $1\text{kmolO}_2$  ( $32\text{kg}$ )，相当于  $4.76\text{kmol}$  的空气 ( $137.56\text{kg}$ )，产生  $1\text{kmolCO}_2$  ( $44\text{kg}$ ) 及  $3.76\text{kmolN}_2$  ( $105.28\text{kg}$ )，其余三式可以依次推算。

$\text{CH}_4$  如完全燃烧，则反应方程式为



即燃烧  $1\text{kmolCH}_4$  ( $16\text{kg}$ )，需要  $2\text{kmolO}_2$  ( $64\text{kg}$ )，相当于需要  $9.52\text{kmol}$  空气 ( $275.12\text{kg}$ )，产生  $1\text{kmolCO}_2$  ( $44\text{kg}$ )， $2\text{kmolH}_2\text{O}$  ( $36\text{kg}$ ) 及  $7.52\text{kmolN}_2$  ( $210.56\text{kg}$ )。

以上所介绍的均是完全燃烧，其所需空气量称为理论空气量  $m_0$ ，即保证可燃成分完全燃烧所需的最小空气量。如燃烧  $1\text{kmolC}$  需要理论空气量  $m_0 = 137.56\text{kg}$ 。在大多数反应过程中，实际所提供的空气量  $m$  比理论空气量  $m_0$  多，以使燃烧进行较为完全。实际空气量  $m$  与理论空气量  $m_0$  的比，称为过量空气系数（或称空气过剩系数），用符号  $\alpha$  表示：

$$\alpha = \frac{m}{m_0} = \frac{n}{n_0}$$

式中  $n, n_0$  —— 实际空气量及理论空气量的摩尔数。

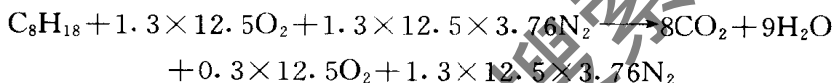
如为使  $\text{CH}_4$  达到较为完全的燃烧，采用过量空气系数  $\alpha = 1.2$ ，则燃烧反应式将为

$\text{CH}_4 + 1.2 \times 2\text{O}_2 + 1.2 \times 2 \times 3.76\text{N}_2 \longrightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 0.4\text{O}_2 + 1.2 \times 2 \times 3.76\text{N}_2$  上式中的实际空气量  $m$  为

$$m = 1.2 \times 2 \times 4.76\text{kmol} = 1.2 \times 2 \times 4.76 \times 28.9 = 330.15\text{kg}$$

**【例 12-1】** 辛烷  $\text{C}_8\text{H}_{18}$  在过量空气系数  $\alpha = 1.3$  的情况下得到完全燃烧，试求每燃烧  $1\text{kmolC}_8\text{H}_{18}$  所需的空气量，单位分别用摩尔数 ( $n$ )、质量 ( $\text{kg}$ )、标准状态下的容积 ( $\text{m}^3$ )，在化学热力学中标准状态是指  $p = 101325\text{Pa}$ ， $t = 25^\circ\text{C}$ 。

**【解】**  $\text{C}_8\text{H}_{18}$  在  $\alpha = 1.3$  时的完全燃烧反应式为



从上式可得  $\alpha = 1.3$  时，实际所需空气的摩尔数为

$$n = 1.3 \times 12.5 \times 4.76 = 77.35\text{kmol}$$

实际所需的空气质量为

$$m = nM = 77.35 \times 28.9 = 2235.4\text{kg}$$

在标准状态该实际空气量所占容积为

$$V_0 = \frac{nRT_0}{p_0} = \frac{2235.4 \times 8314 \times 298}{28.9 \times 101325} = 1891\text{m}^3$$

## 第二节 热力学第一定律在化学反应中的应用

### 一、具有化学反应的热力学第一定律表达式

#### 1. 闭口系统

热力学第一定律是普遍适用的，当然也适用于有化学反应的闭口系统的能量转换，此时，热力学第一定律表达式为

$$Q = (U_2 - U_1) + W = (U_2 - U_1) + W_{\text{ex}} + W_a$$

或

$$Q = (U_p - U_R) + W = (U_p - U_R) + W_{\text{ex}} + W_a \quad (12-2)$$

式中  $Q$  —— 化学反应过程中，系统与外界交换的热量，称为反应热。反应热  $Q$  的符号仍和以前一样，吸热为正，放热为负；

$U_2 = U_p$  —— 化学反应系统中生成物的总内能，即指化学反应所有生成物的内能总和， $U_2 = U_p = \sum n_p u_p$ ， $n_p$  指某一种生成物的摩尔数， $u_p$  是指某一种生成物的摩尔内

能；

$U_1 = U_R$  —— 化学反应系统中反应物的总内能，指参与化学反应所有反应物内能的总和，即

$U_1 = U_R = \sum n_R u_R$ ， $n_R$  指某一种反应物的摩尔数， $u_R$  是指某一种反应物的摩尔内能；

必须指出，化学反应过程中，由于涉及物质分子及原子相互结合或分解将产生化学能的变化，因此，式(12-2)中内能  $U$  应是物理内能  $U_{ph}$  与化学内能  $U_{ch}$  之和，即  $U = U_{ph} + U_{ch}$ 。

$W$  —— 化学反应系统与外界交换的总功。总功可分为两部分：一部分是系统容积变化所做的膨胀功  $W_{ex}$ ；另一部分是系统所做的有用功  $W_a$ ，如燃料电池中产生的电能等。因此，总功  $W = W_{ex} + W_a$ 。

在许多化学反应过程中不产生有用功，如燃料的燃烧反应过程就不产生有用功，此时  $W_a = 0$ ，故式(12-2)可写成

$$Q = (U_2 - U_1) + W_{ex} \quad (12-3)$$

在许多化学反应过程中，如燃料燃烧过程中，系统在定压下进行，又不做有用功，系统所做的膨胀功  $W_{ex} = P(V_2 - V_1)$ 。因此，反应热的计算式(12-3)变为

$$Q_{(p)} = (U_2 - U_1) + p(V_2 - V_1) = H_2 - H_1 = H_p - H_R \quad (12-4a)$$

式中  $H_2 = H_p$  —— 化学反应系统中生成物的总焓， $H_p = \sum n_p h_p$ ；

$H_1 = H_R$  —— 化学反应系统中反应物的总焓， $H_R = \sum n_R h_R$ ；

$Q_{(p)}$  —— 定压反应过程中，当  $W_a = 0$  时，系统与外界交换的热量，即定压反应过程中的反应热。

定压绝热反应时， $Q_{(p)} = 0$ ，上式变为

$$H_p = H_R \quad (12-4b)$$

如在反应中系统的容积保持不变，系统与外界没有膨胀功的交换， $W_{ex} = 0$ ，则式(12-4a)变为

$$Q_{(v)} = U_2 - U_1 = U_p - U_R \quad (12-5a)$$

式中  $Q_{(v)}$  —— 定容反应过程中，当  $W_a = 0$  时，系统与外界交换的热量，即定容反应过程中的反应热。

定容绝热反应时，与外界热量交换也为零，即  $Q_{(v)} = 0$ ，上式进一步简化为

$$U_p = U_R \quad (12-5b)$$

这表明，定容绝热化学反应前后，闭口系统的总内能保持不变。

必须指出：如化学反应过程是可逆的，并且完成了最大有用功，则系统放出的热为最小，反应热可按式(12-2)计算。如化学反应是不可逆的燃料燃烧过程， $W_a = 0$ ，则放热为最大，反应热可按式(12-3)计算，对定压过程可简化为式(12-4)，对定容过程可简化为式(12-5)。

## 2. 开口系统

有化学反应的稳态稳流开口系统，当忽略由于化学变化引起的其他功时，其热力学第一定律的表达式为

$$Q = \sum_p H_o - \sum_R H_i + W_i \quad (12-6)$$

式中  $Q$  和  $W_t$  分别为开口系统与外界交换的反应热和技术功,  $\sum_R H_i$  和  $\sum_P H_0$  分别为反应前后进出系统的总焓。若为定压过程 (技术功为零), 上式变为

$$Q = \sum_P H_0 - \sum_R H_i \quad (12-7a)$$

定压绝热反应时,  $Q = 0$ , 上式变为

$$\sum_P H_0 = \sum_R H_i \quad (12-7b)$$

即在定压绝热反应时流入开口系统反应物的总焓与经反应后流出系统的生成物总焓相等。

## 二、反应热与反应热效应

### 1. 反应热

反应热是指化学反应过程中系统与外界交换的热量, 按其定义, 没有规定系统进行的是可逆过程还是不可逆过程, 没有规定系统反应前和反应后的状态, 也没有规定反应过程中是否做了有用功, 如式 (12-2) 及式 (12-3) 中的  $Q$  就是反应热, 式 (12-4a) 中的  $Q_{(p)}$  是定压过程中系统不做有用功的反应热, 式 (12-5a) 中  $Q_{(v)}$  是定容过程中系统不做有用功的反应热。

### 2. 反应热效应

反应热效应的定义是: 在反应过程中, 系统不产生有用功, 生成物的温度与反应物的温度相等, 此时系统放出的反应热最大, 称为反应热效应, 或简称热效应。简言之, 热效应就是最大反应热。

### 3. 标准反应热效应

如系统在标准状态下 ( $p = 101325\text{Pa}$ ,  $T = 298\text{K}$ ) 进行定温化学反应, 或反应前后系统的生成物与反应物的温度均为  $298\text{K}$ , 又不产生有用功, 则此时的反应热称为标准反应热效应, 或简称标准热效应。

### 4. 燃料的热值

燃料在燃烧过程中所能释放出热能称为燃料的热值, 或称为燃料的发热量。燃料热值在数值上与反应热效应相等, 但符号相反, 热效应为负值, 热值为正值。

对含有 H 元素的燃料来说, 燃烧产物中的  $\text{H}_2\text{O}$  如为气态, 则此时燃料的热值称为低热值, 如为液态, 则此时燃料的热值称为高热值。高、低热值之间的差值为水蒸气的凝结潜热。

### 5. 定压反应效应与定容反应热效应的关系

根据反应热效应的定义, 反应过程中系统温度保持不变, 或生成物的温度等于反应物的温度, 即  $T = T_2 = T_1$  或  $T = T_p = T_R$ 。如反应系统是理想气体混合物, 则对相同的反应系统, 从初态开始, 无论是经过定温定压反应或经过定温定容反应, 其内能的变化是相同的, 即

$$(U_2 - U_1)_{T,p} = (U_2 - U_1)_{T,v} = Q_v \quad (12-8)$$

但当反应前后系统的总摩尔数有变化时, 两种反应的热效应则是有差别的。设反应前系统的总摩尔数为  $n_1$ , 反应后系统的总摩尔数为  $n_2$ , 则定温定压反应则有

$$pV_1 = n_1 R_0 T \quad \text{及} \quad pV_2 = n_2 R_0 T$$

将此关系式及式 (12-8) 一并代入式 (12-3), 可得

$$Q_p = Q_v + (n_2 - n_1) R_0 T = Q_v + \Delta n R_0 T \quad (12-9)$$

式中,  $\Delta n = n_2 - n_1 = n_p - n_R$  是反应前、后系统总摩尔数的变化。

在计算式 (12-9) 中的  $\Delta n$  时, 对于固体及液体物质的摩尔数可以不予以考虑, 而只考虑气态物质的摩尔数。因为, 固体及液体物质的摩尔容积与气态物质的摩尔容积相比是微不足道的, 可以忽略不计。

应该指出: 式 (12-4 a) 与式 (12-5 a) 中的  $Q_{(p)}$  和  $Q_{(v)}$  与式 (12-9) 中的  $Q_p$  和  $Q_v$  是有区别的。式 (12-4 a) 和式 (12-5 a) 中没有规定反应必须是定温过程, 因此是一个普遍式, 式中的  $Q_{(p)}$  与  $Q_{(v)}$  是反应热, 它们与反应前后系统的温度有关。式 (12-9) 规定反应过程在定温下进行, 式中  $Q_p$  与  $Q_v$  是热效应, 它们只取决于反应物的初状态。

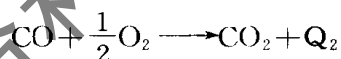
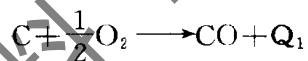
从式 (12-9) 可以看出, 定温定压反应热效应  $Q_p$  与定温定容反应热效应  $Q_v$  究竟哪一个大, 这决定于反应前后系统摩尔数的变化。如  $\Delta n > 0$ , 则  $Q_p > Q_v$ ; 如  $\Delta n < 0$ , 则  $Q_p < Q_v$ ; 如  $\Delta n = 0$ , 则  $Q_p = Q_v$ 。但应指出,  $\Delta n R_0 T$  的值与  $Q_p$  及  $Q_v$  相比, 是微不足道的, 对于一般的燃料燃烧来说, 可以忽略不计。因此, 在实际测定燃料热值时, 往往不考虑定压热值与定容热值的区别。

### 6. 盖斯定律

根据能量守恒的原理, 盖斯定律确定: 反应热效应与反应的途径无关, 不管这个化学反应过程是通过一个阶段完成, 或经过几个阶段完成, 只要反应前系统的状态与反应后系统的状态相同, 那么它们的反应热效应必然相等。例如以 C 燃烧成  $CO_2$  为例, 如直接燃烧成  $CO_2$ , 则



如先燃烧成 CO, 然后 CO 再燃烧成  $CO_2$ , 分两个阶段进行, 则



对上述两个情况来说, 根据盖斯定律可得

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (12-10)$$

盖斯定律使难以实验测定的  $Q_1$  值, 可通过测定  $Q$  及  $Q_2$  而得出  $Q_1 = Q - Q_2$ 。

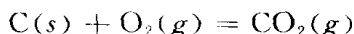
## 第三节 反应热与反应热效应计算

### 一、生成焓

由元素单质 C、 $H_2$ 、 $O_2$  等, 在定温下生成化合物如  $CO_2$ 、CO、 $H_2O$  等, 这种化学反应过程叫生成反应。生成反应中, 生成 1kmol 的化合物的反应热效应称为该化合物的生成焓, 用符号  $h_f^r$  表示, 其单位是 kJ/kmol。如生成反应在标准状态下进行, 则所测得的标准反应热效应称为标准生成焓, 用符号  $h_{f,298}^0$  表示, 其单位是 kJ/kmol。

元素单质如 C、 $O_2$ 、 $N_2$ 、 $H_2$  等不是化合物, 规定它们的标准生成焓为零。为了进一步说明标准生成焓的物理意义, 我们可以看如图 12-1 所示的一个稳定流动的燃料燃烧过程。

取炉子为控制容积。进入系统的反应物是标准状态下的 C 和 O<sub>2</sub>，离开系统的生成物是标准状态下的 CO<sub>2</sub>。化学反应方程式为



在反应过程中测得系统传给外界的热量，就是标准反应热效应，其值  $Q = -393776 \text{ kJ/kmol}$ 。应用式 (12-4a)，标准状态下的反应热效应为

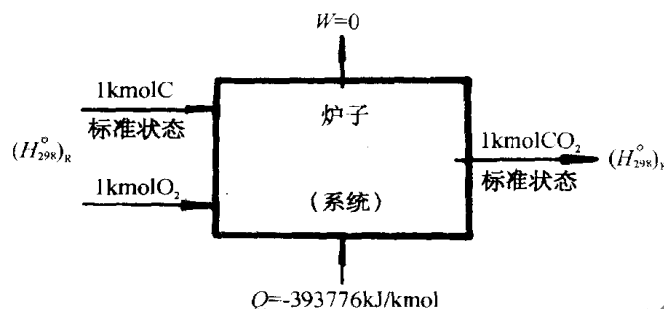


图 12-1 确定标准生成焓的示意图

$$Q = H_2 - H_1 = H_p - H_R = (H_{298}^0)_p - (H_{298}^0)_R$$

从化学反应方程可知，反应物 C 及 O<sub>2</sub> 都是 1 kmol，生产物也是 1 kmol，所以上式可写成

$$Q = (h_{298}^0)_{\text{CO}_2} - [(h_{298}^0)_C + (h_{298}^0)_{\text{O}_2}]$$

由于元素单质  $(h_{298}^0)_C$  及  $(h_{298}^0)_{\text{O}_2}$  的标准生成焓均为零值，所以得到 CO<sub>2</sub> 的标准生成焓为

$$(h_{298}^0)_{\text{CO}_2} = -393776 \text{ kJ/kmol}$$

表 12-1 列出了某些化合物的标准生成焓。

几种主要物质的标准生成焓  $h_{298}^0$  (101325 Pa, 25°C)

表 12-1

物质名称	化学式	分子量	物态	生成焓 $h_{298}^0$ (kJ/kmol)
一氧化碳	CO	28.011	气	-110598
二氧化碳	CO <sub>2</sub>	44.011	气	-393776
水 (汽)	H <sub>2</sub> O	18.016	汽	-241988
水 (液)	H <sub>2</sub> O	18.016	液	-286030
甲烷	CH <sub>4</sub>	16.043	气	-74897
乙炔	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	26.038	气	-226883
乙烯	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	28.054	气	52326
乙烷	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30.070	气	-84724
丙烷	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.097	气	-103916
正丁烷	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.124	气	-124809
碳 (石墨)	C	12.011	固	0
氮	N <sub>2</sub>	28.013	气	0
氧	O <sub>2</sub>	31.998	气	0
氢	H <sub>2</sub>	2.159	气	0
辛烷 (气)	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114.23	气	-208586
辛烷 (液)	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114.23	液	-250119

注：(1) 水在标准状态下可以有两种状态存在，因此相应地有两个生成焓数据。

(2) 本表所列标准生成焓数据系摘自 Richard E. Balzhiser and Michael R. Samnells (《Engineering Thermodynamics》1977)。

如果化学反应不在 298K 下进行, 而是在  $p = 101325\text{Pa}$  及任意温度下进行, 则其生成焓可通过标准生成焓而求得。对 1kmol 生成物而言, 由已知标准生成焓求任意状态的生成焓的计算式为

$$h_T^0 = h_{298}^0 + \Delta h_T^0 \quad (12-11)$$

式中  $h_{298}^0$  —— 标准生成焓, 可从表 12-1 查得;

$\Delta h_T^0$  —— 从 298K, 在定压下加热到  $T$  时的物理焓的变化。此物理焓值的变化与反应的过程无关, 仅决定于反应物或生成物状态的变化。对理想气体来说, 可按摩尔定压比热公式进行计算, 即

$$\Delta h_T^0 = \int_{298}^T (a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3) dT \quad (\text{kJ/kmol})$$

由于上式计算复杂, 对常用的几种物质的  $\Delta h_T^0$  值已列于表 12-2 上。

几种物质的  $\Delta h_T^0$  值 ( $\Delta h_T^0 = h_T^0 - h_{298}^0$ ) kJ/kmol 表 12-2

T(K)	CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
175	-4209	-3575	-4100	-3437	-3583	-3578
200	-3415	-2848	-3272	-2749	-2863	-2849
225	-2588	-2122	-2442	-2055	-2139	-2122
250	-1730	-1396	-1609	-1356	-1410	-1395
275	-842	-669	-773	-652	-678	-668
298	0	0	0	0	0	0
300	74	58	67	57	59	58
350	1989	1517	1760	1486	1547	1513
400	4003	2984	3471	2928	3054	2974
450	6109	4460	5203	4381	4582	4442
500	8298	5949	6957	5843	6130	5920
600	12895	8968	10539	8786	9287	8912
700	17745	12049	14228	11749	12526	11960
800	22803	15197	18038	14728	15842	15669
900	28031	18412	21957	17723	19230	18241
1000	33402	21691	26004	20738	22682	21475
1100	38891	25030	30176	23777	26190	24767
1200	44479	28423	34471	26845	29746	28114
1300	50150	31864	38887	29949	33343	31510
1400	55892	35346	43422	33092	36873	34949
1500	61696	38861	48070	36280	40632	38424
1600	67554	42405	52827	39516	44313	41931
1700	73460	45972	57685	42801	48015	45463
1800	79408	49556	62639	46134	51735	49018
1900	85394	53156	67678	49515	55472	52590
2000	91414	56770	72794	52940	59227	56178
2100	97465	60395	77977	56405	63002	59780
2200	103542	64032	83214	59904	66799	63395
2300	109642	67681	88491	63432	70621	67024
2400	115763	71343	93793	66983	74471	70665
2500	121901	75019	99103	70553	78349	74321
2600	128054	78709	104401	74140	82258	77990
2700	134222	82413	109663	77743	86194	81671
2800	140402	86127	114863	81368	90155	85364
2900	146598	89846	119971	85022	94132	89063
3000	152813	93363	124953	88724	98112	92762

注: 此表所列数据的出处与表 12-1 相同。

## 二、定温下反应热效应计算

在标准状态下反应热效应的计算式可从式 (12-4 a) 得出:

$$Q = (H_{298}^0)_p - (H_{298}^0)_R = \sum n_p (h_{298}^0)_p - \sum n_R (h_{298}^0)_R \quad (12-12)$$

式中  $(H_{298}^0)_p$  ——全部生成物的标准生成焓 (kJ);

$(H_{298}^0)_R$  ——全部反应物的标准生成焓 (kJ);

$(h_{298}^0)_p$  ——系统中某一种生成物 1kmol 的标准生成焓 (kJ/kmol);

$(h_{298}^0)_R$  ——系统中某一种反应物 1kmol 的标准生成焓 (kJ/kmol);

$n_p$  ——系统中某一种生成物的摩尔数;

$n_R$  ——系统中某一种反应物的摩尔数。

式 (12-12) 就是计算标准反应热效应的普遍式。从式中可以知道, 标准反应热效应等于全部生成物的标准生成焓减去全部反应物的标准生成焓。标准反应热效应可从标准生成焓的数值求得, 有关常用物质的标准生成焓值已列在表 12-1 中。

如化学反应过程在  $p = 101325\text{Pa}$  及任意温度  $T$  下进行, 此时只需将式 (12-11) 中的  $h_T^0 = h_{298}^0 + \Delta h_T^0$  代入式 (12-4 a), 即可得到任意温度下的反应热效应计算式为

$$Q = (H_T^0)_p - (H_T^0)_R$$

或

$$\begin{aligned} Q &= \sum n_p (h_T^0)_p - \sum n_R (h_T^0)_R \\ &= \sum n_p [(h_{298}^0)_p + (\Delta h_T^0)_p] - \sum n_R [(h_{298}^0)_R + (\Delta h_T^0)_R] \end{aligned} \quad (12-13)$$

式中  $(H_T^0)_p$  ——全部生成物在标准压力及  $T$  下的生成焓 (kJ);

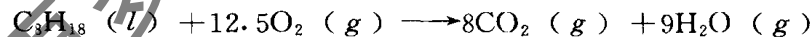
$(H_T^0)_R$  ——全部反应物在标准压力及  $T$  下的生成焓 (kJ);

$(\Delta h_T^0)_p$  ——系统中某一生成物由 298K 变化到  $T$  时, 1kmol 物理焓的变化 (kJ/kmol);

$(\Delta h_T^0)_R$  ——系统中某一反应物由 298K 变化到  $T$  时, 1kmol 物理焓的变化 (kJ/kmol)。

式 (12-13) 就是计算在温度  $T$  下反应热效应的普遍式。此时, 反应热效应等于全部生成物的生成焓减去全部反应物的生成焓。应该指出: 式 (12-13) 中的物理焓的变化  $(\Delta h_T^0)_p$  及  $(\Delta h_T^0)_R$  具有相同的温度变化, 都是从 298K 变化到温度  $T$ 。

**【例 12-2】** 利用标准生成焓, 计算下列化学反应的标准热效应。



**【解】** 由表 12-1 可查得标准生成焓为

$$(h_{289}^0)_{\text{C}_8\text{H}_{18}(l)} = -250119 \text{ kJ/kmol}$$

$$(h_{289}^0)_{\text{CO}_2(g)} = -393776 \text{ kJ/kmol}$$

$$(h_{289}^0)_{\text{H}_2\text{O}(g)} = -241988 \text{ kJ/kmol}$$

由式 (12-12) 可得标准反应热效应为

$$\begin{aligned} Q &= \sum n_p (h_{289}^0)_p - \sum n_R (h_{289}^0)_R \\ &= 8(h_{289}^0)_{\text{CO}_2} + 9(h_{289}^0)_{\text{H}_2\text{O}(g)} - (h_{289}^0)_{\text{C}_8\text{H}_{18}(l)} - 12.5(h_{289}^0)_{\text{O}_2} \\ &= 8(-393776) + 9(-241988) - (-250119) - 12.5(0) \\ &= -507798 \text{ kJ/kmol} \end{aligned}$$

计算结果表明: 每千摩尔液态辛烷在标准状态下进行完全燃烧, 其反应热效应为



-5077981kJ/kmol, 标准状态下燃料的低热值为 5077981kJ/kmol。

### 三、非定温下反应热的计算

式 (12-12) 及式 (12-13) 适用于定温下的反应系统, 此时系统与外界交换的热量称为反应热效应。在燃料燃烧等实际的化学反应过程中, 反应物与生成物的温度并不相等。根据前面的定义, 非定温下系统与外界交换的热量称为反应热。在非定温下反应热的计算式, 可以从式 (12-13) 演变得到, 如反应物的温度为  $T_1$ , 反应后生成物的温度为  $T_2$ , 则非定温下反应热的计算式为

$$Q = \sum n_p (h_{T_2}^0)_p - \sum n_R (h_{T_1}^0)_R \\ = \sum n_p [(h_{298}^0)_p + (\Delta h_{T_2}^0)_p] - \sum n_R [(h_{298}^0)_R + (\Delta h_{T_1}^0)_R] \quad (12-14)$$

式中  $(h_{T_2}^0)_p$  —— 系统中某一生成物温度为  $T_2$  时, 1kmol 的生成焓 (kJ/kmol);

$(h_{T_1}^0)_R$  —— 系统中某一生成物温度为  $T_1$  时, 1kmol 的生成焓 (kJ/kmol);

$(\Delta h_{T_2}^0)_p$  —— 系统中某一生成物由 298K 变化和  $T_2$  时, 1kmol 的物理焓的变化 (kJ/kmol);

$(\Delta h_{T_1}^0)_R$  —— 系统中某一生成物由 298K 变化和  $T_1$  时, 1kmol 的物理焓的变化 (kJ/kmol)。

**【例 12-3】** 如进入炉子的 CO 及空气均为标准状态, 而过量空气系数  $\alpha = 1.5$ 。若燃烧产物离开炉子时的温度  $T_2 = 1300\text{K}$ 。求 1kmol CO 在反应过程中反应热。

**【解】** 当过量空气系数  $\alpha = 1.5$  时, CO 的燃烧反应式为



或  $\text{CO} + 0.75 \text{O}_2 + 2.82 \text{N}_2 \longrightarrow \text{CO}_2 + 0.25 \text{O}_2 + 2.82 \text{N}_2$

从表 12-1 查得各化合物的标准生成焓

$$(h_{298}^0)_{\text{CO}} = -110598 \text{ kJ/kmol}$$

$$(h_{298}^0)_{\text{CO}_2} = -393776 \text{ kJ/kmol}$$

从表 12-2 查得当  $T_2 = 1300\text{K}$  时生成物的物理焓

$$(\Delta h_{T_2}^0)_{\text{CO}_2} = 50150 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\Delta h_{T_2}^0)_{\text{O}_2} = 33343 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\Delta h_{T_2}^0)_{\text{N}_2} = 31510 \text{ kJ/kmol}$$

在标准状态下  $T_1 = 298 \text{ K}$ , 反应物的物理焓均为零值。

将上述数据代入式 (12-11), 即可求得 1kmol CO 在非定温下的反应热为

$$Q = \sum n_p (h_{T_2}^0)_p - \sum n_R (h_{T_1}^0)_R \\ = [(h_{298}^0)_{\text{CO}_2} + (\Delta h_{T_2}^0)_{\text{CO}_2} + 0.25(\Delta h_{T_2}^0)_{\text{O}_2} + 2.82(\Delta h_{T_2}^0)_{\text{N}_2}] - [(h_{298}^0)_{\text{CO}}] \\ = [-393776 + 50150 + 0.25 \times 33343 + 2.82 \times 31510] - [-110598] \\ = -246432 + 110598 = -135834 \text{ kJ/kmol}$$

从上例的计算说明, 由于系统生成物出口的温度  $T_2$  明显大于系统反应物温度  $T_1 = 298\text{K}$ , 而且过量空气系数  $\alpha = 1.5$ 。因此 1kmol CO 的反应热明显低于标准状态下的反应热

效应。应用盖斯定律式 (12-10) 可得, 1kmolCO 在标准状态下, 当  $\alpha = 1$  时的标准反应热效应为

$$Q_{p,298} = (h_{298}^0)_{\text{CO}_2} - (h_{298}^0)_{\text{CO}} = -393776 - (-110598) = -283178 \text{ kJ/kmol}$$

上例中非定温过程中的反应热远小于标准反应热效应, 其所差之值  $283178 - 135834 = 147344 \text{ kJ/kmol}$  为燃烧产物所带走。

#### 四、理论燃烧温度

燃料与空气在定压或定容下进行燃烧, 产生的热效应分为两部分: 一部分通过热交换传给外界, 即所谓反应热, 另一部分使燃烧产物的温度升高, 被燃烧产物所带走。燃料如在绝热条件下进行完全燃烧, 则可以得到最高的燃烧温度, 称为理论燃烧温度。一般取标准状态下的温度 298K 作为计算的基准点, 即认为进入炉子(系统)的反应物的温度是 25°C。

根据式 (12-14) 很容易导出理论燃烧温度的计算公式, 由于燃料和空气在标准状态下进入系统进行绝热燃烧, 所以反应物的物理焓  $(\delta h_{298}^0)_R = 0$ 。反应热  $Q = 0$ 。若用  $T$  表示理论燃烧温度, 则式 (12-14) 可写成

$$\sum n_p [(h_{298}^0)_p + (\Delta h_T^0)_p] = \sum n_R (h_{298}^0)_R$$

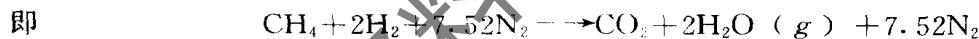
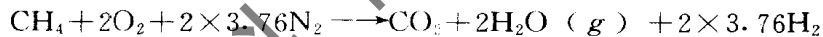
从而可得

$$\sum n_p (h_T^0)_p = \sum n_R (h_{298}^0)_R - \sum n_p (h_{298}^0)_p \quad (12-15)$$

式 (12-15) 右边就是燃料在燃烧过程中释放出来的热能, 这部分热能完全用来增加燃烧产物的物理焓, 即  $\sum n_p (\Delta h_T^0)_p$ , 使得其温度由 298K 增加到理论燃烧温度  $T$ 。式 (12-15) 就是理论燃烧温度的计算公式。

**【例 12-4】** 求用理论空气量使甲烷 ( $\text{CH}_4$ ) 完全燃烧所能达到的理论燃烧温度。

**【解】** 根据题意,  $\text{CH}_4$  完全燃烧的反应式为



从表 12-1 查得标准生成焓

$$(h_{298}^0)_{\text{CO}_2} = -393776 \text{ kJ/kmol}$$

$$(h_{298}^0)_{\text{H}_2\text{O}(g)} = -241988 \text{ kJ/kmol}$$

$$(h_{298}^0)_{\text{CH}_4} = -74897 \text{ kJ/kmol}$$

将上述数据分别代入式 (12-15) 得

$$\begin{aligned} \sum n_p (\Delta h_T^0)_p &= \sum n_R (h_{298}^0)_R - \sum n_p (h_{298}^0)_p \\ &= (h_{298}^0)_{\text{CH}_4} - (h_{298}^0)_{\text{CO}_2} - 2(h_{298}^0)_{\text{H}_2\text{O}(g)} \\ &= -74897 - (-393776) - 2(-241988) \\ &= 802855 \text{ kJ} \end{aligned}$$

求理论燃烧温度可用试算法, 若取  $T = 2300\text{K}$ , 从表 12-2 得

$$(\Delta h_T^0)_{\text{CO}_2} = 109642 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\Delta h_T^0)_{\text{H}_2\text{O}} = 88491 \text{ kJ/kmol}$$

$$(\Delta h_T^0)_N = 67024 \text{ kJ/kmol}$$

代入式 (12-15) 则得

$$\begin{aligned}\Sigma n_p(\Delta h_T^\circ)_p &= (\Delta h_T^\circ)_{\text{CO}_2} + 2(\Delta h_T^\circ)_{\text{H}_2\text{O}} + 7.52(\Delta h_T^\circ)_{\text{N}_2} \\ &= 115763 + 2 \times 93793 + 7.52 \times 70665 = 834750 \text{kJ}\end{aligned}$$

所得结果  $834750 \text{kJ} > 802855 \text{kJ}$ , 说明理论燃烧温度将在  $2300 \text{K}$  到  $2400 \text{K}$  之间, 用内插法可得理论燃烧温度为

$$T = 2300 + \frac{802855 - 790645}{834750 - 790645} \times 100 = 2300 + 26.7 = 2326.7 \text{K}$$

实际燃烧反应不可能十分完全, 高温下反应物会部分分解, 反应系统向外界也会有散热损失, 考虑到这些因素, 实际的燃烧温度总要比理论燃烧温度低。如增大过量空气系数  $\alpha$ , 虽可使燃烧反应完全, 但由于空气量的增加, 必然也会导致理论燃烧温度的下降。

## 第四节 热力学第二定律在化学反应中的应用

### 一、概述

热力学第一定律应用于化学反应, 使我们建立了计算反应热与反应热效应等的能量平衡关系式。热力学第二定律在本质上是指出热力过程进行的方向的一个定律, 这对于化学反应过程也是适用的。在第五章我们已得出有关孤立系统熵变化的下列关系式

$$dS_{\text{iso}} = dS + dS_{\text{sur}} \geq 0 \quad (12-16)$$

这一孤立系统熵增原理的结论也适用于具有化学反应的过程, 它可以用来判断化学过程进行的方向和平衡问题, 但使用起来不够方便, 因为不仅要计算化学反应系统熵的变化  $dS$ , 还要计算外界环境熵的变化  $dS_{\text{sur}}$ 。我们可以利用式 (12-16) 在指定条件下导出新的状态参数, 并且只要知道这些新的状态参数的变化, 就能分析特定化学过程进行的方向和平衡, 这里所说的新的状态参数有两个, 它们就是在第六章中曾简单介绍过的自由能  $F = U - TS$  和自由焓  $G = H - TS$ 。

### 二、自由能与最大有用功

从应用于化学反应的热力学第一定律能量平衡关系式 (12-2)

$$\delta Q = dU + \delta W$$

从热力学第二定律熵的定义式可得

$$T dS \geq \delta Q$$

合并上列两式, 则得

$$T dS \geq dU + \delta W \quad (a)$$

从自由能的定义式  $F = U - TS$  可得

$$dF = dU - T dS - S dT \quad (b)$$

以式 (a) 代入式 (b) 则有

$$dF \leq -S dT - \delta W \quad (12-17)$$

等号适用于可逆过程, 不等号适用于不可逆过程。式中  $\delta W$  是指微元过程中的总功,  $\delta W = \delta W_{\text{ex}} + \delta W_{\text{a}}$ 。

对于定温定容过程,  $dT = 0$  及  $dV = 0$ , 则  $\delta W_{\text{ex}} = 0$ , 因而  $\delta W = \delta W_{\text{a}}$ , 将这些关系代入式 (12-17) 则得

$$dF \leq -\delta W_{\text{a}}$$

或 
$$F_1 - F_2 \geq W_a \quad (12-18)$$

式 (12-18) 是定温定容过程中自由能与有用功之间的一般关系式。现分析讨论如下:

1. 在一般的定温定容反应过程中, 如燃料的燃烧过程, 并不产生有用功,  $W_a = 0$ , 则式 (12-18) 变为

$$F_1 - F_2 \geq 0 \quad (12-19)$$

式 (12-19) 中等号适用于可逆过程, 不等号适用于不可逆过程。上式说明, 在定温定容不对外作有用功的不可逆反应过程中, 系统自由能必然减少, 即反应过程向系统自由能减少的方向进行, 一旦系统自由能达到最小值, 则反应停止, 系统达到了化学平衡状态, 此时系统的自由能不再变化。因此, 化学反应系统的自由能函数  $F$  可以用来判断定温定容过程的方向, 这一过程永远朝着自由能减小的方向进行, 直到平衡为止。

2. 式 (12-18) 将系统自由能与有用功相联系。如进行的是可逆的定温定容化学反应过程, 则产生的最大有用功等于系统自由能的减少:

$$W_{w,\max} = F_1 - F_2$$

3. 如进行的是不可逆定温定容过程, 则从式 (12-18) 可得

$$W_a < F_1 - F_2$$

上式说明, 在不可逆定温定容反应过程中, 有用功总是小于系统自由能的减少。根据过程不可逆的程度, 有用功  $W_a$  可在零与  $W_{w,\max}$  之间变化。例如燃料的定温定容燃烧过程, 不做有用功,  $W_a = 0$ , 因此, 系统自由能将减少, 如式 (12-19) 所示。

### 三、自由焓与最大有用功

将自由能的定义式  $F = U - TS$  代入自由焓的定义式  $G = H - TS = U + pV - TS$ , 则得  $G = F + pV$ , 因此

$$dG = dF + pdV + Vdp$$

以式 (12-17) 代入上式, 则得

$$dG \leq -SdT + pdV + Vdp - \delta W$$

因为  $\delta W = \delta W_{ex} + \delta W_a = pdV + \delta W_a$ , 代入上式则得

$$dG \leq -SdT + Vdp - \delta W_a \quad (12-20)$$

等号适用于可逆过程, 不等号适用于不可逆过程。

在定温定压的化学反应过程中  $dT = 0$  及  $dp = 0$ 。式 (12-20) 变为

$$dG \leq -\delta W_a$$

或 
$$G_1 - G_2 \geq W_a \quad (12-21)$$

式 (12-21) 是定温定压过程中自由焓与有用功的一般关系式, 现讨论如下:

1. 在一般的定温定压反应过程中, 如燃料的燃烧, 并不产生有用功,  $W_a = 0$ , 故式 (12-21) 变为

$$G_1 - G_2 \geq 0 \quad (12-22)$$

式 (12-22) 中等号适用于可逆过程, 不等号适用于不可逆过程。上式说明, 对定温定压不对外作有用功的不可逆反应过程, 系统的自由焓必然减小, 即反应过程朝着系统自由焓减少的方向进行。一旦系统自由焓达到最小值, 反应即停止, 化学反应系统达到平衡, 在平衡状态下系统的自由焓不再变化。因此, 化学反应过程中系统的自由焓, 可以用来判断定温定压过程进行的方向, 这一过程永远朝着自由焓减小的方向进行, 直到系统平衡为止。

2. 式(12-21)将系统自由焓与有用功相联系。如进行的是可逆定温定压化学反应过程,则产生的最大有用功等于系统自由焓的减少:

$$W_{a,\max} = G_1 - G_2$$

3. 如进行的是不可逆的定温定压化学反应过程,则

$$W_a < G_1 - G_2$$

上式说明,在不可逆定温定压化学反应过程中,有用功 $W_a$ 总是小于自由焓的减少,即总是小于最大有用功。根据过程不可逆的程度,有用功 $W_a$ 可在零与 $W_{a,\max}$ 之间变化。对燃料的定温定压燃烧过程,由于 $W_a = 0$ ,因而系统自由焓将减少,如式(12-22)所示。

## 第五节 化学平衡及平衡常数

化学反应是物质的相互转化过程,反应物的分子在相互接触时发生作用,这时反应物的分子被破坏,产生生成物的分子。同时生成物的分子在相互接触时也会发生作用,它们可以被破坏而重新变成反应物的分子。化学反应过程方程式可表示为



式中, $A_1, A_2$ 代表反应物, $B_1, B_2$ 代表生成物。

从式(12-23)可以看出: $A_1$ 及 $A_2$ 可以变成 $B_1$ 及 $B_2$ ,同时 $B_1$ 及 $B_2$ 也可变成 $A_1$ 及 $A_2$ ,这两种过程同时进行着。根据反应环境的不同,有时正向进行有利,有时逆向进行有利,有时处在所谓平衡状态。形成生成物或重新变为反应物取决于正向与逆向的反应速度,而反应速度又取决于反应物与生成物的浓度。当反应尚未达到平衡时,各物质的摩尔浓度用大写字母 $C_{A_1}, C_{A_2}, C_{B_1}, C_{B_2}$ 来表示。摩尔浓度是指每立方米中物质的摩尔数,因此,某物质的摩尔浓度 $C_i = \frac{n_i}{V}$ 。根据质量作用定律,化学反应的速度与各反应物的摩尔浓度成正比。因此,自左向右形成生成物 $B_1$ 及 $B_2$ 的正向反应瞬时速度 $v_1$ 为

$$v_1 = k_1 C_{A_1} C_{A_2}$$

式中, $k_1$ 为正向反应的速度常数。

自右向左反方向的瞬时速度 $v_2$ 为

$$v_2 = k_2 C_{B_1} C_{B_2}$$

式中, $k_2$ 为反向反应的速度常数。

当化学平衡时, $v_1 = v_2$ ,此时各物质的浓度称为平衡浓度,用小写符号 $c_{A_1}, c_{A_2}, c_{B_1}, c_{B_2}$ 等表示。将各物质的平衡浓度代入等式 $v_1 = v_2$ 可以得到

$$k_1 c_{A_1} c_{A_2} = k_2 c_{B_1} c_{B_2}$$

通常把上式改写成

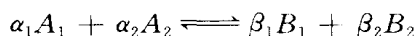
$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{c_{B_1} c_{B_2}}{c_{A_1} c_{A_2}}$$

$k_1$ 与 $k_2$ 对于某一反应式在一定温度下是常数,它们的比值也应当是一个常数,用符号 $K_c$ 代表比值 $\frac{k_1}{k_2}$ ,这个常数 $K_c$ 称为化学平衡常数。于是

$$K_c = \frac{c_{B_1} c_{B_2}}{c_{A_1} c_{A_2}} \quad (12-24)$$

对于指定的化学反应，平衡常数的大小决定于反应时的温度。

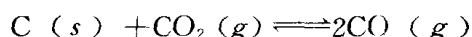
如果反应式具有下列形式



这里  $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$  表示各物质的摩尔数，那末平衡常数  $K_c$  具有下列形式

$$K_c = \frac{c_{B_1}^{\beta_1} c_{B_2}^{\beta_2}}{c_{A_1}^{\alpha_1} c_{A_2}^{\alpha_2}} \quad (12-25)$$

在这里应该指出，式 (12-24) 及 (12-25) 只适用于单相的化学反应，而且组成系统的物质都是气态物质。但在有些化学反应中，参加反应的物质其中有一些是固态或液态，而其他一些则是气态，如：



在这种情况下，固体或液体由于受热升华或蒸发的结果，产生了这些物质的蒸气。此时反应之所以进行，乃是由于固体或液体的蒸气与气态物质互相之间发生反应所致。在反应中，蒸气的减少由固体升华或液体蒸发来补充。还有，不管什么反应，固体或液体的饱和蒸气的分压力决定于反应时的温度。当反应温度为某一数值时，饱和蒸气的分压力相应为某一数值，保持不变，并与发生这些蒸气的固体或液体处于平衡状态，即参加化学反应的固体或液体的蒸气的浓度保持不变。因此在计算平衡常数时，固体或液体的浓度变化不予考虑，而把其影响包含在正向反应的速度常数  $k_1$  或反向反应的速度常数  $k_2$  中。这样，上述化学反应式的平衡常数为

$$K_c = \frac{c_{CO}^2}{c_{CO_2}}$$

如果参与反应的物质均为气态物质，由于气体的浓度与气体的分压力成正比，那么平衡常数也可以用分压力来表示。利用气体状态方程式  $p_i V = n_i R_0 T$  和浓度定义式  $C_i = \frac{n_i}{V}$  可得

$$c_i = \frac{n_i}{V} = \frac{p_i}{R_0 T} \quad (12-26)$$

式中  $n_i$  —— 系统中某一种气体的摩尔数；

$p_i$  —— 系统中某一种气体的分压力；

$V$  —— 系统的容积。

这样，用化学反应达到平衡时的各物质的分压力表示的平衡常数  $K_p$  可写成

$$K_p = \frac{p_{B_1}^{\beta_1} p_{B_2}^{\beta_2}}{p_{A_1}^{\alpha_1} p_{A_2}^{\alpha_2}} \quad (12-27)$$

式中  $p_{A_1}, p_{A_2}, p_{B_1}, p_{B_2}$  表示在化学平衡时各种气态物质的分压力。

按照式 (12-26) 可知

$$c_{A_1} = \frac{p_{A_1}}{R_0 T}; \quad c_{A_2} = \frac{p_{A_2}}{R_0 T}; \quad c_{B_1} = \frac{p_{B_1}}{R_0 T}; \quad c_{B_2} = \frac{p_{B_2}}{R_0 T}$$

将上列各式代入式 (12-27)，则得

$$K_p = \frac{c_{B_1}^{\beta_1} c_{B_2}^{\beta_2}}{c_{A_1}^{\alpha_1} c_{A_2}^{\alpha_2}} (R_0 T)^{\beta_1 + \beta_2 - \alpha_1 - \alpha_2}$$

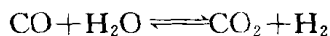
令  $(\beta_1 + \beta_2) - (\alpha_1 + \alpha_2) = \Delta n$ , 再利用式 (12-25), 可将上式写成

$$K_p = K_c (R_0 T)^{\Delta n} \quad (12-28)$$

式中,  $\Delta n$  为反应前后系统中气态物质总摩尔数的变化。

式 (12-28) 确定了  $K_c$  与  $K_p$  之间的关系, 在一般情况下, 平衡常数  $K_c$  与  $K_p$  不等。  $K_p$  或  $K_c$  的数值可根据所给出的反应温度从化学手册中查得。

**【例 12-5】** 已知发生炉水煤气的反应式为



当  $T = 1000\text{K}$  及  $p = 101325\text{Pa}$ , 平衡常数  $K_p = 1.39$ 。反应开始时混合气体中有  $1\text{kmol}$  的  $\text{CO}$  和  $1\text{kmol}$  的  $\text{H}_2\text{O}$ 。试求当达到平衡时各组成气体的摩尔分量及各组成气体的分压力。

**【解】** 假设到达化学平衡时生成  $x\text{kmol}$  的  $\text{CO}_2$ , 根据化学反应式可知, 一定也有  $x\text{kmol}$  的  $\text{H}_2$  生成, 剩下未参加反应的  $\text{CO}$  及  $\text{H}_2\text{O}$  各为  $(1-x)\text{kmol}$ 。

从化学反应式还可以看出, 反应前后系统摩尔数没有变化, 即  $\Delta n = 0$ , 则由式 (12-28) 可得  $K_p = K_c = 1.39$ , 同时, 系统的总容积也未变化, 仍为  $2\text{kmol}$  容积 ( $2V_M$ )。所以在达到化学平衡时, 各物质的摩尔浓度为

$$c_{\text{CO}_2} = \frac{x}{2V_M}; \quad c_{\text{H}_2} = \frac{x}{2V_M}; \quad c_{\text{CO}} = \frac{1-x}{2V_M}; \quad c_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1-x}{2V_M}$$

把这些摩尔浓度值代入平衡常数  $K_c = \frac{c_{\text{CO}_2} c_{\text{H}_2}}{c_{\text{CO}} c_{\text{H}_2\text{O}}}$  中, 整理后得

$$1.39 = \frac{x^2}{(1-x)^2}$$

可解得:  $x = 0.541$ , 即  $\text{CO}_2$  和  $\text{H}_2$  各为  $0.541\text{kmol}$ ,

$1-x = 0.459$ , 即  $\text{CO}$  和  $\text{H}_2\text{O}$  各为  $0.459\text{kmol}$ 。

在平衡时系统总的摩尔数为

$$0.541 + 0.541 + 0.459 + 0.459 = 2\text{kmol}$$

最后可得  $\text{CO}_2$  和  $\text{H}_2$  的摩尔分量各为

$$\frac{0.541}{2} = 0.2705 = 27.05\%$$

$\text{CO}$  和  $\text{H}_2\text{O}$  的摩尔分量各为

$$\frac{0.459}{2} = 0.2295 = 22.95\%$$

各组成气体时分压力为

$$p_{\text{CO}_2} = p_{\text{H}_2} = \frac{0.541}{2} \times 101325 = 27408.5\text{Pa}$$

$$p_{\text{CO}} = p_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0.459}{2} \times 101325 = 23254\text{Pa}$$

## 第六节 化学反应定温方程式

从第六章式 (6-11) 可得自由焓的计算式为

$$dG = Vdp - SdT$$

对可逆的定温过程而言,  $dT = 0$ , 上式可简化为

$$dG = Vdp$$

再将理想气体状态方程式  $pV = nR_0T$  代入, 则得

$$dG = nR_0T \frac{dp}{p}$$

或

$$\Delta G = nR_0T \int_p^P \frac{dp}{p} = nR_0T \ln \frac{P}{p} \quad (12-29)$$

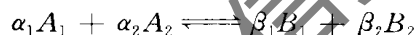
式 (12-29) 适用于理想气体的可逆定温过程, 式中大写  $P$  表示非平衡时的压力, 小写  $p$  表示平衡时的压力。式 (12-29) 说明: 在可逆的定温过程中, 由非平衡压力变化到平衡压力时, 系统自由焓的变化。

如进行的是定温定压的可逆过程, 则式 (12-29) 变为

$$\Delta G = 0 \quad (12-30)$$

式 (12-30) 说明, 进行可逆定温定压过程时, 系统的自由焓不变。

设由理想气体组成系统的化学反应式为



认为反应是在定压定温下进行, 而且对外不作任何有用功, 同时规定反应前各物质的浓度和分压力为大写的  $C_{A_1}, C_{A_2}, C_{B_1}, C_{B_2}$  和  $P_{A_1}, P_{A_2}, P_{B_1}, P_{B_2}$ ; 在平衡时的浓度及分压力为小写的  $c_{A_1}, c_{A_2}, c_{B_1}, c_{B_2}$  和  $p_{A_1}, p_{A_2}, p_{B_1}, p_{B_2}$ 。因此, 可以从计算  $\Delta G$  的值来决定上述反应的方向。

假定上述化学反应自左至右进行, 此时自由焓的增量为  $\Delta G$ 。另外我们假想化学反应从另一途径进行, 即反应物  $\alpha_1 A_1$  和  $\alpha_2 A_2$  先进行可逆的定温变化过程 (变化极其缓慢), 使其分压力由  $P_{A_1}$  和  $P_{A_2}$  变化至平衡时的  $p_{A_1}$  和  $p_{A_2}$ , 此时自由焓的增量为  $\Delta G_1$ 。接着反应物在定压定温下进行可逆的化学反应过程, 使其由平衡状态的  $p_{A_1}$  和  $p_{A_2}$  反应至平衡状态的  $p_{B_1}$  和  $p_{B_2}$ , 自由焓的增量为  $\Delta G_2$ 。最后将生成物  $\beta_1 B_1$  和  $\beta_2 B_2$  进行可逆的定温变化过程 (变化也极其缓慢), 使其分压力由平衡状态的  $p_{B_1}$  和  $p_{B_2}$  变化至  $P_{B_1}$  和  $P_{B_2}$ , 此时自由焓的增量为  $\Delta G_3$ 。整个过程可以用图解表示出来, 如图 12-2 所示。

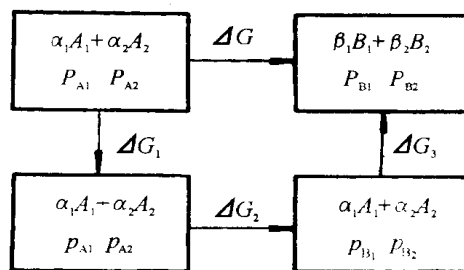


图 12-2 定温化学反应方程式的推导图

由于两种途径的初、终态相同, 根据自由焓是状态参数的性质可得:

$$\Delta G = \Delta G_1 + \Delta G_2 + \Delta G_3$$

十分明显,  $\Delta G_1$  和  $\Delta G_3$  分别可根据式 (12-29) 求得, 即



$$\Delta G_1 = \alpha_1 R_0 T \ln \frac{p_{A_1}}{P_{A_1}} + \alpha_2 R_0 T \ln \frac{p_{A_2}}{P_{A_2}}$$

$$\Delta G_3 = \beta_1 R_0 T \ln \frac{p_{B_1}}{p_{B_1}} + \beta_2 R_0 T \ln \frac{p_{B_2}}{p_{B_2}}$$

根据式 (12-30) 的结论, 对于定压定温的可逆过程,  $dG = 0$ , 则  $\Delta G_2 = 0$ 。这样

$$\Delta G = \Delta G_1 + 0 + \Delta G_3 = \alpha_1 R_0 T \ln \frac{p_{A_1}}{P_{A_1}} + \alpha_2 R_0 T \ln \frac{p_{A_2}}{P_{A_2}} + \beta_1 R_0 T \ln \frac{p_{B_1}}{p_{B_1}}$$

$$+ \beta_2 R_0 T \ln \frac{p_{B_2}}{p_{B_2}}$$

$$= R_0 T \left[ \alpha_1 \ln \frac{p_{A_1}}{P_{A_1}} + \alpha_2 \ln \frac{p_{A_2}}{P_{A_2}} + \beta_1 \ln \frac{p_{B_1}}{p_{B_1}} + \beta_2 \ln \frac{p_{B_2}}{p_{B_2}} \right]$$

$$= R_0 T \left[ \ln \frac{P_{B_1}^{\beta_1} P_{B_2}^{\beta_2}}{P_{A_1}^{\alpha_1} P_{A_2}^{\alpha_2}} - \ln \frac{p_{B_1}^{\beta_1} p_{B_2}^{\beta_2}}{p_{A_1}^{\alpha_1} p_{A_2}^{\alpha_2}} \right]$$

而式中  $\frac{p_{B_1}^{\beta_1} p_{B_2}^{\beta_2}}{p_{A_1}^{\alpha_1} p_{A_2}^{\alpha_2}} = K_p$ , 因此

$$\Delta G = R_0 T \left[ \ln \frac{P_{B_1}^{\beta_1} P_{B_2}^{\beta_2}}{P_{A_1}^{\alpha_1} P_{A_2}^{\alpha_2}} - \ln K_p \right] \quad (12-31)$$

同理也可以将上式写成下列形式

$$\Delta G = R_0 T \left[ \ln \frac{C_{B_1}^{\beta_1} C_{B_2}^{\beta_2}}{C_{A_1}^{\alpha_1} C_{A_2}^{\alpha_2}} - \ln K_c \right] \quad (12-32)$$

式 (12-31) 及式 (12-32) 把化学反应的自由焓的增量与平衡常数以及参加反应的那些物质的初始压力或初始浓度联系起来。这个方程式叫做化学反应的定温方程式。

定温化学反应方程式在化学反应的平衡理论中有重大意义。

当括号中第一项的值大于第二项时,  $\Delta G > 0$ , 化学反应不能正向进行, 只能反向进行。

当括号中第一项的值小于第二项时,  $\Delta G < 0$ , 则化学反应沿正向进行。

当括号中第一项的值与第二项相等,  $\Delta G = 0$ , 则化学反应处于平衡状态。

必须指出, 式 (12-31) 及式 (12-32) 是通过定温定压而且不对外作有用功的条件下推导而得。我们也可针对定温定容反应, 用与上述同样的方法导得

$$\Delta F = R_0 T \left[ \ln \frac{P_{B_1}^{\beta_1} P_{B_2}^{\beta_2}}{P_{A_1}^{\alpha_1} P_{A_2}^{\alpha_2}} - \ln K_p \right] \quad (12-33)$$

及

$$\Delta F = R_0 T \left[ \ln \frac{C_{B_1}^{\beta_1} C_{B_2}^{\beta_2}}{C_{A_1}^{\alpha_1} C_{A_2}^{\alpha_2}} - \ln K_c \right] \quad (12-34)$$

式 (12-31) ~ (12-34) 通称为化学反应定温方程式, 它们分别用来判断定温定压反应和定温定容反应进行的方向。

## 第七节 热力学第三定律

热力学第三定律是能斯特 (Nernst) 于 1906 年在研究低温物理现象时得出的一个独立

的定律。著名的能斯特定理为：当温度趋近于绝对零度时，凝聚系统（即固体和液体），在可逆定温过程中熵的变化等于零

$$\lim_{T \rightarrow 0} (\Delta S)_T = 0 \quad (12-35)$$

这也就是热力学第三定律的能斯特说法。

在研究低温物理时，人们发现当系统接近绝对零度时，要进一步降低温度十分困难，到1912年能斯特又提出绝对零度不可达到的原理。于是热力学第三定律的另一种说法是：不能用有限的步骤使一个系统的温度降低到绝对零度。

根据能斯特原理，普朗克把能斯特原理进一步引伸而作了如此的假定：当温度趋近于绝对零度时，凝聚系统的熵的绝对值趋近于零，即

$$\lim_{T \rightarrow 0} (S) = 0 \quad (12-36)$$

正如热力学第二定律的各种说法一样，热力学第三定律也有各种说法，但彼此都是等效的。

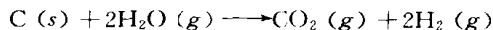
### 思考题

- 12-1 在化学反应过程中系统的内能与没有化学反应时系统的内能有否区别？为什么？
- 12-2 反应热与反应热效应有什么区别？两者的定义是怎样的？
- 12-3 为什么反应热是过程的函数，而定容反应热效应和定压反应热效应都是状态的函数。
- 12-4 若化学反应过程中温度与压力不变（或温度与容积不变），则系统的内能及焓也应不变，对吗？
- 12-5 如何应用表 12-1 及表 12-2 来计算反应热效应及定温反应过程中的反应热。
- 12-6 定压反应热效应与定容反应热效应之间有什么关系？为什么在工程实际中对所用的燃料热值并不强调是在定压还是在定容下测定的。
- 12-7 自由能与自由焓的物理意义是什么？
- 12-8 为什么状态参数自由能与自由焓的变化可以用来判断反应过程进行的方向？
- 12-9 化学平衡常数对分析计算化学反应有何作用？
- 12-10 如何应用化学反应定温方程式来判断化学反应过程的方向？

### 习题

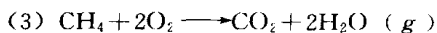
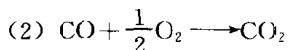
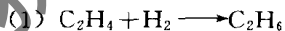
12-1 试求 1000K 时反应式  $2C + O_2 \longrightarrow 2CO$  的定容反应热效应，若已知定压反应热效应  $Q_p = -223106\text{kJ}$ 。

12-2 已知化学反应式为

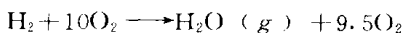


求标准定容反应热效应。

12-3 计算下列反应在标准状态下的定压反应热效应：

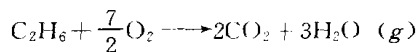


12-4 试计算下列反应在  $T = 500\text{K}$ ,  $p = 101325\text{Pa}$  时系统焓及内能的变化

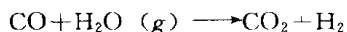


12-5 如上述反应在绝热刚性的容器中进行,问反应过程中系统的温度升高多少度?如取水蒸气的平均定容比热为  $M_{c_{vm}} = 30\text{kJ}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$ ; 氧的平均定容比热为  $M_{c_{vm}} = 25\text{kJ}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$ 。

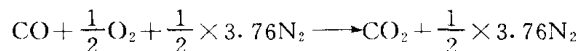
12-6 计算下列反应式标准反应热效应



12-7 试求下列化学反应在  $101325\text{Pa}$ ,  $1000\text{K}$  时的反应热效应。

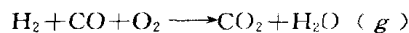


12-8  $25^\circ\text{C}$  的  $\text{CO}$  与  $25^\circ\text{C}$  的理论空气量在定压下 ( $1\text{atm}$ ) 进行完全燃烧。求理论燃烧温度。已知  $\text{CO}$  的化学反应式为



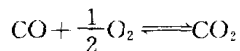
12-9  $25^\circ\text{C}$  的甲烷 ( $\text{CH}_4$ ) 与  $25^\circ\text{C}$  的理论空气量在标准压力下进行完全燃烧,生成物的温度为  $1000\text{K}$ ,求系统与外界交换的热量。

12-10 水煤气中含有氢和一氧化碳,其化学反应式为



为了充分燃烧,提供的氧气量为上述反应式所需的一倍,并以空气的形式提供,如空气中氧的容积成分为  $0.2$ ,氮的容积成分为  $0.8$ 。试求其理论燃烧温度。

12-11 下列反应式



在  $2800\text{K}$  及  $101325\text{Pa}$  下,其平衡常数  $K_p = 6.443 [1/(\text{0.1013MPa})^{\frac{1}{2}}]$ ,求平衡时各组分的分压力及平衡常数  $K_c$ 。

12-12 化学反应  $\text{CO}(\text{g}) + \text{H}_2\text{O}(\text{g}) \longrightarrow \text{CO}_2(\text{g}) + \text{H}_2(\text{g})$ , 设温度从  $1000^\circ\text{C}$  升高到  $1500^\circ\text{C}$ ,试问反应热效应变化多少?

## 第十三章 溶液热力学基础

由两种或两种以上物质所组成的均匀混合物称为溶液。溶液分三类：气态溶液（即气体混合物）液态溶液（或称溶液）及固态溶液（或称固溶体）。

对气态溶液来说，在一般情况下，不同的气体能以任何比例相混合，可用理想气体状态方程和道尔顿定律来描述其性质。这些规律已在前面各章有所介绍，不再讨论。

对溶液来说，在热工中最常用的是由两种不同挥发性物质所组成的二元溶液。二元溶液与纯物质之间存在着很大的差别。对纯物质，各相的成分始终相同，在相变过程中，例如定压气化过程中，温度始终保持不变。对二元溶液则就不一样了，不仅处于平衡的液相和气相的成分不一样，而且在相变时，如在定压下的气化过程中，温度也不能保持不变，而是不断地升高。在吸收式致冷循环中的氨水溶液和溴化锂水溶液等都是二元溶液。

本章主要介绍二元溶液的性质，一般说来，溶液的性质千差万别并非常复杂，但它们也有一些共性，这些共性就是本章所要讨论的主要内容。对于固溶体，本书不予讨论。

### 第一节 溶液的一般概念

#### 一、质量浓度与摩尔浓度

形成溶液有三种情况：（1）气体溶解于液体；（2）液体溶解于液体；（3）固体溶解于液体。当气体或固体溶解于液体中时，不管彼此之间的相对含量如何，通常把液体当作溶剂，而把被溶解的气体或固体称为溶质。当液体溶解于液体中时，含量较多的组分通常称为溶剂，含量较少的组分称为溶质。从热力学的观点来看，对溶液中的任何组分都是同等看待的，所以将组分分为溶剂与溶质并没有原则性的区别，这种区别是人为的并带有假定性的。在理论上，溶质和溶剂是可以互相调换的。

单纯物质只要知道两个状态参数（如  $p, t$ ）就能决定其状态，而对二元溶液来说，除了应知道  $p$  及  $t$  外，尚需知道其组成溶液的成分。而溶液的组分常用质量浓度  $\xi$  及摩尔浓度  $x$  来表示。

一种组分的质量与溶液的质量之比称为这种组分的质量浓度。如溶液由组分 1 及组分 2 所组成，则组分 1 的质量浓度  $\xi_1$  为

$$\xi_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} = \frac{m_1}{m}$$

而组分 2 的质量浓度  $\xi_2$  为

$$\xi_2 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} = \frac{m_2}{m}$$

显然

$$\xi_1 + \xi_2 = 1 \quad (13-1)$$

式中  $m_1$  —— 溶液中组分 1 的质量 (kg);  
 $m_2$  —— 溶液中的组分 2 的质量 (kg);  
 $m$  —— 溶液的质量 (kg)。

从式 (13-1) 可知, 要表示二元溶液的组成情况, 只要知道一种组分的质量浓度就够了, 因为第二种质量浓度根据式 (13-1) 必然为  $\xi_2 = 1 - \xi_1$ 。

如组分 1 的分子量为  $M_1$ , 组分 2 的分子量为  $M_2$ , 则组分 1 及组分 2 的摩尔数分别为

$$n_1 = \frac{m_1}{M_1} \text{ 及 } n_2 = \frac{m_2}{M_2}$$

而溶液的摩尔数为

$$n = n_1 + n_2 = \frac{m_1}{M_1} + \frac{m_2}{M_2}$$

由此可得组分 1 的摩尔浓度  $x_1$  为

$$x_1 = \frac{n_1}{n} = \frac{\frac{m_1}{M_1}}{\frac{m_1}{M_1} + \frac{m_2}{M_2}}$$

组分 2 的摩尔浓度  $x_2$  为

$$x_2 = \frac{n_2}{n} = \frac{\frac{m_2}{M_2}}{\frac{m_1}{M_1} + \frac{m_2}{M_2}}$$

显然

$$x_1 + x_2 = 1 \quad (13-2)$$

从式 (13-2) 可知, 只要知道一个组分的摩尔浓度就能得到另一组分的摩尔浓度。

## 二、理想溶液

理想溶液的定义是: 在一定的温度和压力下, 溶液中任一种物质在任何浓度下均遵守拉乌尔 (Raoult) 定律的溶液称为理想溶液。具体地说, 理想溶液应满足下列要求: 各种组分在量上无论什么比例均彼此均匀相溶; 溶液中各种物质分子之间的相互吸引力完全相同, 即溶剂分子之间, 溶质分子之间及溶质分子与溶剂分子之间的相互吸引力完全相同; 两种溶体相溶时无热效应; 并在相溶过程中容积没有变化, 即溶液的容积等于混合前各组分容积之和。

理想溶液和理想气体相似, 是一个极限的概念。它以极为简单的形式总结出溶液的一般规律。应该指出: 实际上完全符合理想溶液定义的溶液是极少的, 而绝大多数都不是理想溶液。若将溶液的浓度尽量减小 (即溶质的含量极少), 成为稀溶液时, 则其性质接近理想溶液。正如将气体的压力降到很低时, 其性质便接近理想气体。

## 三、拉乌尔定律

人们从大量实验观察中发现, 当溶质溶解于溶剂中时, 在气相空间中溶剂的蒸气分压力将降低。拉乌尔总结了这方面的规律, 得出理想溶液中, 当溶液和蒸气平衡共存时, 溶液表面上部空间某组分  $i$  的蒸气分压力  $p_i$  与该组分的摩尔浓度成正比, 即

$$p_i = p_i^0 x_i = p_i^0 \frac{n_i}{n} \quad (13-3)$$

式中  $p_i$  —— 组分  $i$  的蒸气分压力;

$p_i^0$  —— 在溶液相同温度下，组分  $i$  单独存在时的饱和蒸气压力；

$x_i$  —— 组分  $i$  在溶液中的摩尔浓度。

式 (13-3) 就是拉乌尔定律的表达式，它只适用于理想溶液。拉乌尔定律说明，溶液中组分  $i$  的蒸气分压力等于在溶液相同温度下纯物质  $i$  的饱和蒸气压力和组分  $i$  的摩尔浓度的乘积。

应该指出， $x_i$  的数值在  $0 \sim 1$  之间变化，当  $x_i = 0$  时，则表明组分  $i$  在溶液中不存在，此时当然不存在组分  $i$  的蒸气分压力。当  $x_i = 1$  时，则变成纯物质  $i$  的液体， $p_i = p_i^0$ 。在一般情况下，溶液中某组分的蒸气分压力总是小于该组分单独存在时的饱和蒸气压力。

对由组分  $A$  和组分  $B$  所组成的二元溶液来说，按照拉乌尔定律可得

$$p_A = p_A^0 x_A \quad \text{及} \quad p_B = p_B^0 x_B$$

$p_A$  在图 13-1 中为一直线，当  $x_A = 0$  时， $p_A = 0$ ；当  $x_A = 1$  时， $p_A = p_A^0$ 。同时  $p_B$  在图 13-1 中也是一条直线。

将上列两式相加可得二元溶液的总压力为

$$p = p_A + p_B = p_A^0 x_A + p_B^0 x_B$$

但  $x_A = 1 - x_B$ ，则上式可写成

$$p = p_A^0 + (p_B^0 - p_A^0)x_B \quad (13-4)$$

式 (13-4) 为一直线方程，如图 13-1 所示。如果两液体混合成一理想溶液，则溶液的总蒸气压力在两纯液体的饱和蒸气压力之间，图 13-1 称为压力-浓度图。

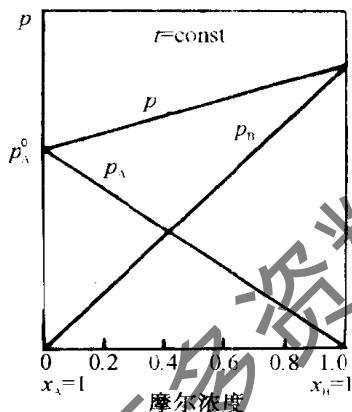


图 13-1 理想溶液中蒸气总压力和分压力的关系

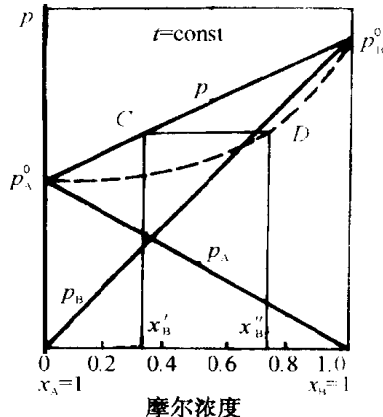


图 13-2 溶液浓度与蒸气浓度的关系

应该指出，式 (13-4) 表示的直线方程是指溶液的总蒸气压力  $p$  与溶液（液相）的摩尔浓度之间的关系。现在要提出一个问题，在总蒸气压  $p$  下，与液相平衡的气相中的摩尔浓度将又是如何呢？

由于二元溶液中的组分  $A$  和组分  $B$  的挥发性不一样，如图 13-1 中组分  $B$  为易挥发性的液体，而沸点较低的液体具有较大的挥发性，因此在相同温度下，必然产生较高的蒸气分压力。而高沸点的液体，由于挥发性差，则必然产生较小的蒸气分压力。因此，低沸点的液体在气相中的浓度必然大于在溶液里的浓度。这一关系称为康诺瓦罗夫定律。

图 13-2 示出了溶液浓度与气相浓度之间的关系。由于易挥发的物质  $B$  在气相中的浓度一定要大于溶液中的浓度，所以蒸气浓度曲线（虚线）一定在溶液浓度直线的下面。例如，

当溶液中  $B$  物质的浓度为  $x'_B$  时,总蒸气压力为点  $C$  所示的压力,在此压力下,  $B$  物质蒸气的浓度为点  $D$  所对应的浓度  $x''_B$ ,显然  $x''_B > x'_B$ 。

应该指出,大多数二元溶液不具有理想溶液的性质,实际溶液中各组分的蒸气分压力,在应用拉乌尔定律时将产生偏差,但只要对理想溶液的公式作必要的修正,就能应用于实际溶液了。所以,理想溶液的概念,不仅有理论价值,而且也有实际意义。

#### 四、实际溶液与理想溶液的偏差

对理想溶液来说,不论是溶剂或溶质都遵守拉乌尔定律,理想溶液中不同分子之间的吸引力与同种分子之间的吸引力相同,而且在形成溶液时没有容积的变化也没有热效应。

但大多数溶液由于不同分子之间的吸引和同种分子之间的吸引力有着较大的差别,或由于溶质与溶剂分子之间存在着化学相互作用。正由于溶液中各物质分子所处的情况与它们单独存在时的情况不一样,所以在形成溶液时往往伴随有体积变化和热效应,这些就是实际溶液的特征。

当实际溶液的蒸气压力大于按理想溶液拉乌尔定律计算所得的蒸气压力时,称为正偏差,如图 13-3 所示。图中虚线表示理想溶液所具有的状态,实线表示实际溶液所具有的状态。当实际溶液的蒸气压力小于按理想溶液拉乌尔定律计算所得的蒸气压力时,称为负偏差,如图 13-4 所示。图中虚线表示理想溶液所具有的状态,实线表示实际溶液所具有的状态。

产生正偏差的原因,是由于液体  $A$  分子与液体  $B$  分子之间的吸引力小于液体  $B$  和液体

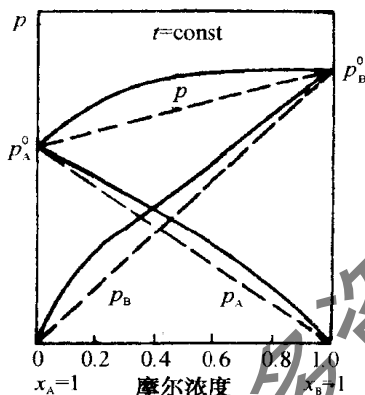


图 13-3 具有正偏差的溶液蒸气压-浓度图

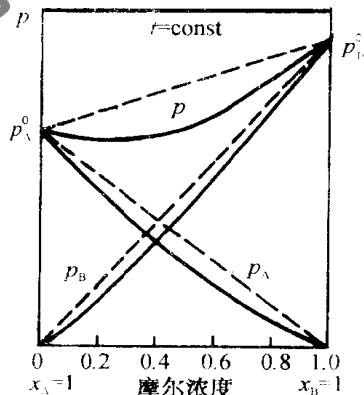


图 13-4 具有负偏差的溶液蒸气压-浓度图

$A$  自身分子之间的吸引力所引起。由于液体  $A$ 、 $B$  液体的混合,液体分子间的吸引力减小,或缔合分子产生离解,使较多的  $A$  及  $B$  分子逸出,增加了气相中蒸气的压力,故产生正偏差。鉴于上述原因,同时发生溶液体积增大和温度下降,为了维持原有的温度,就得吸热。

产生负偏差的原因,是由于液体  $A$  分子与液体  $B$  分子之间的吸引力大于液体  $B$  和液体  $A$  自身分子之间的吸引力,故将减少  $A$  及  $B$  分子的逸出,因而减少了气相中蒸气的压力,故产生负偏差。同时表现出溶液体积的减小和温度升高,为了维持原来的温度,需要放热。

## 第二节 二元溶液的温度-浓度图和焓-浓度图

前面介绍了理想溶液在定温下蒸气压力与浓度的关系(即压力-浓度图)。但在工程应用中(如空调制冷)更具有实际意义的却是定压下的温度-浓度图( $t-\xi$ 图)及计算用的焓-浓度图( $h-\xi$ 图)。

### 一、氨水溶液的 $t-\xi$ 图

图 13-5 表示在一定压力下氨水溶液的  $t-\xi$  图。温度为纵坐标, 溶液中氨的质量浓度为横坐标。因此, 在横坐标开始点  $\xi = 0$ , 此点为纯水, 横坐标终点  $\xi = 1$ , 此点为纯氨。氨水溶液是由两种挥发性物质所组成, 因此在蒸气中也有两种组分。由于氨比水更易挥发, 因此气相中氨的浓度将大于液相中氨的浓度。

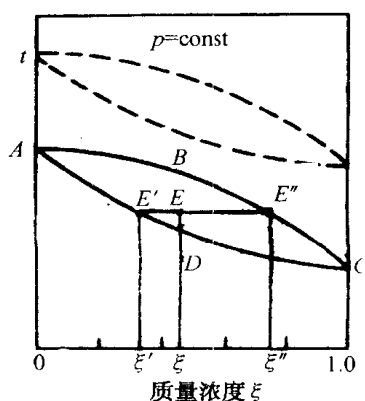


图 13-5 温度-浓度图

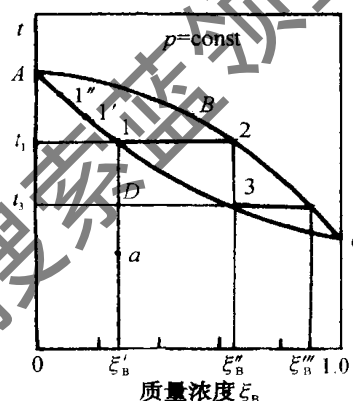


图 13-6  $t-\xi$  图上的分馏过程

在图中用曲线  $ABC$  表示饱和蒸气的温度与浓度之间的关系, 曲线  $ADC$  表示饱和液体的温度与浓度之间的关系。 $ABC$  曲线称为凝结曲线, 该曲线之上为过热蒸气区域。 $ADC$  为沸腾曲线, 该曲线以下为未饱和液体区域(也叫过冷区域)。在曲线  $ABCD$  以内为湿蒸气区域, 即液体和蒸气两相共存的区域。

在两相区域内任一点  $E$  的组成, 可由水平线与  $ABC$  及  $ADC$  的交点来决定。在给定的  $p$  及  $t$  条件下, 点  $E$  为湿蒸气, 它由具有  $E''$  状态的饱和蒸气浓度  $\xi''$  和  $E'$  状态的饱和液体浓度  $\xi'$  所组成。这两种状态之间的组成比例, 可按杠杆规则来决定。

$$\frac{\xi'}{\xi''} = \frac{\text{线段 } EE''}{\text{线段 } EE'}$$

状态点  $E$  即表示具有浓度为  $\xi'$  的饱和液体与具有浓度  $\xi''$  的饱和蒸气所组成的湿蒸气。氨水溶液是由两种沸点不同的液体所组成, 其中氨的沸点较低, 因此在蒸气中氨的浓度  $\xi''$  比与之处于平衡状态的液体的浓度  $\xi'$  要大, 即  $\xi'' > \xi'$ 。换句话说, 低沸点的液氨, 它在蒸气相里的浓度总是大于它在液相里的浓度。

图 13-5 中实线表示在某个压力  $p$  下的  $t-\xi$  图, 如果在另外的压力下, 则可得到另外不同的曲线, 当压力升高时, 溶液的沸点也随之上升, 曲线将如图中虚线所示。

应该指出, 溶液与单纯的液体不同, 单纯液体在定压下沸腾时, 蒸气温度是固定不变的(如水在 1atm 时沸腾温度恒为  $100^{\circ}\text{C}$ )。但氨水溶液在定压下沸腾时, 由于蒸发出来的蒸



气中氨的浓度较大，因此剩余下来的氨水溶液中氨的浓度就下降，而沸腾温度则升高。所以，氨水溶液在定压蒸发时，则必然伴随着沸腾温度的升高（所有二元溶液均如此）。

在生产中往往利用分馏法进行物质的提纯，在吸收式致冷中有时也应用分馏来达到更为理想的致冷效果。在图 13-6 中，当处于点  $a$  质量浓度为  $\xi'_B$  的溶液在定压下加热，在未达到沸腾曲线上的点 1 以前，溶液的浓度不变而温度增加，当到达点 1 温度为  $t_1$  时开始沸腾。此时，与溶液成平衡的气相组成为状态点 2，其质量浓度为  $\xi''_B$ 。由于蒸气中组分  $B$  的相对含量较多，所以一旦有蒸气出来，剩余溶液中组分  $A$  的相对含量就要增多，浓度  $\xi_B$  降低，而状态将沿沸腾曲线上升，如图中  $1 \rightarrow 1' \rightarrow 1''$ 。显然溶液的沸点也将随之提高。如果继续蒸馏，剩余溶液中组分  $A$  的含量不断增加，沸点继续提高，直到剩余的液体全部变为纯组分  $A$  的蒸气。

另一方面，如将开始所得的蒸气（其质量浓度为  $\xi''_B$ ）冷凝为点 3 后再进行蒸馏，则在温度  $t_3$  时沸腾，此时蒸气中组分  $B$  的质量浓度变为  $\xi'''_B$ ，其浓度大大增加。依次连续进行蒸馏与冷凝，最后可以分馏得到纯  $B$  物质。

在氨水吸收式致冷装置中，利用氨的浓度随温度而改变这一特点进行致冷。在定压下，温度愈高，溶液中氨的浓度愈小，反之，温度愈低，氨的浓度愈大。在氨吸收式致冷装置中，氨蒸气在低温下溶解于氨水，然后把形成的浓氨水用溶液泵提高压力，最后在高压下对氨水溶液加热使蒸气逸出，以获得具有高浓度的高压氨蒸气。

## 二、共沸溶液

上面已经介绍在二元溶液中，处于平衡的液相与气相的浓度是不一样的，但也有例外，在某些条件下，液相与气相的浓度是相同的。平衡时液相与气相的浓度相同的溶液称为共沸溶液，在共沸成分下，溶液的性质像纯物质一样，它在定压定温下沸腾。

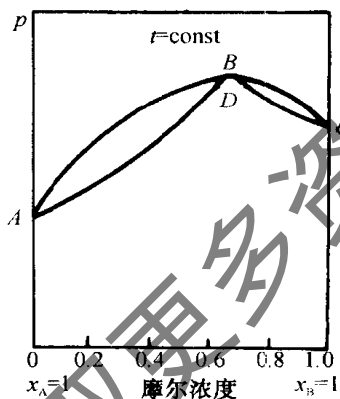


图 13-7 正共沸溶液的  $p-x$  图

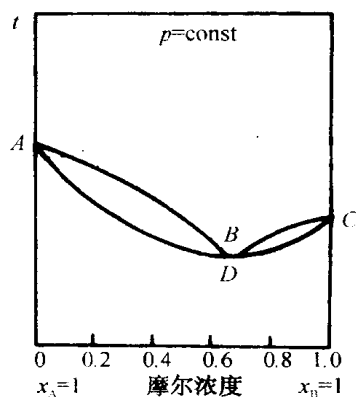


图 13-8 正共沸溶液的  $t-x$  图

共沸溶液不是理想溶液，不遵守拉乌尔定律。当共沸溶液与拉乌尔定律有很大的正偏差时，这种溶液称为正共沸溶液。图 13-7 表示正共沸溶液的压力-浓度图 ( $p-x$  图)，图 13-8 表示正共沸溶液的温度-浓度图 ( $t-x$  图)。这种溶液具有最大的蒸气压力和最低的沸点，由于该点蒸气压力最高，最易蒸发，所以沸点最低。如甲醇-氯仿溶液、苯-环己烷溶液等。

当共沸溶液与拉乌尔定律有很大的负偏差时，则称这种溶液为负共沸溶液。图 13-9 表示负共沸溶液的压力-浓度图，图 13-10 表示负共沸溶液的温度-浓度图。这种溶液具有最

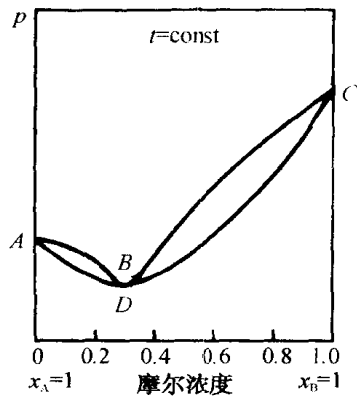


图 13-9 负共沸溶液的  $p-x$  图

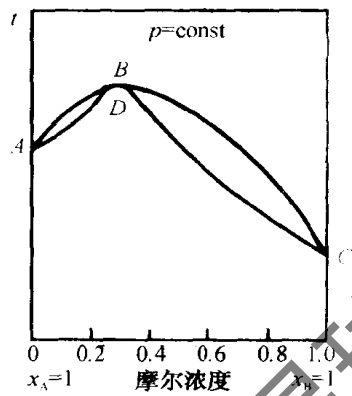


图 13-10 负共沸溶液的  $t-x$  图

小的蒸气压和最高的沸点，由于该点蒸气压最低，最难蒸发，故该点沸点最高，如盐酸水溶液、乙醇水溶液等。

从上面的分析中可知，在共沸点处，沸腾曲线与凝结曲线相切，故在这种情况下，不能用分馏法将混合物分开。在现代制冷技术中，开发应用正共沸溶液是制冷剂发展的方向之一，因为就这种溶液的热力性质而言，与组成它的组分相比具有明显的优势，如在标准大气压下蒸发温度低，在同一蒸发温度下蒸气压力高（单位容积制冷量大），压缩机排气温度的降低等。

### 三、氨水溶液的 $h-\xi$ 图

二元溶液的焓-浓度图（ $h-\xi$  图）是分析计算吸收式致冷循环时常用的线图。利用此图可以把吸收式致冷循环过程的状态描绘出来，同时可确定循环过程中各状态点的参数值。氨水溶液的  $h-\xi$  图如图 13-11 所示，图中水平线代表  $h = \text{常数}$  的定焓线（纵坐标），垂直线代表  $\xi = \text{常数}$  的氨质量浓度线（横坐标）。在  $h-\xi$  图的底部为一组不同压力的液体沸腾线和一组定温线。 $h-\xi$  图上部为一组不同压力下的饱和蒸气凝结线。另外在图上还有一组不同压力的辅助线，通过辅助线可绘出在定压下由沸腾线到凝结线之间气化过程的定温线。如当  $p = 2.5 \text{ bar}$  (0.25MPa) 及  $\xi' = 0.22$  的饱和液体，如图中点  $a$  所示，此时，饱和液体的沸腾温度为 340K（即溶液的沸腾温度）。利用辅助线，从点  $a$  向上作垂直线与 2.5bar (0.25MPa) 的辅助线相交得点  $b$ ，再从点  $b$  作水平线与压力等于 2.5bar (0.25MPa) 的凝结线相交得点  $c$ ，连接点  $a$  及点  $c$ ，则直线  $a-c$  就表示湿蒸气区域中的温度为 340K 的定温线。此时溶液中液相的浓度  $\xi' = 0.22$ ，气相的浓度  $\xi'' = 0.91$ 。有关氨水溶液吸收式致冷循环过程在  $h-\xi$  图上的表示不再介绍。

### 四、溴化锂水溶液的 $h-\xi$ 图

溴化锂水溶液广泛地应用于空调用吸收式致冷装置中。由于溴化锂水溶液中的锂和溴分别属于碱和卤族元素，其性质与食盐相似。无水溴化锂的熔点为 549℃，沸点为 1265℃，因此，溴化锂水溶液在一般温度下沸腾时不会产生溴化锂蒸气，而溶液面上部空间可以认为全部都是水蒸气。这一特点与氨水溶液是不一样的，因此，它的  $h-\xi$  图与氨水溶液的  $h-\xi$  图是有区别的。

图 13-12 为溴化锂水溶液的  $h-\xi$  图的示意图。图的下部与氨水溶液的相似，图的上部不

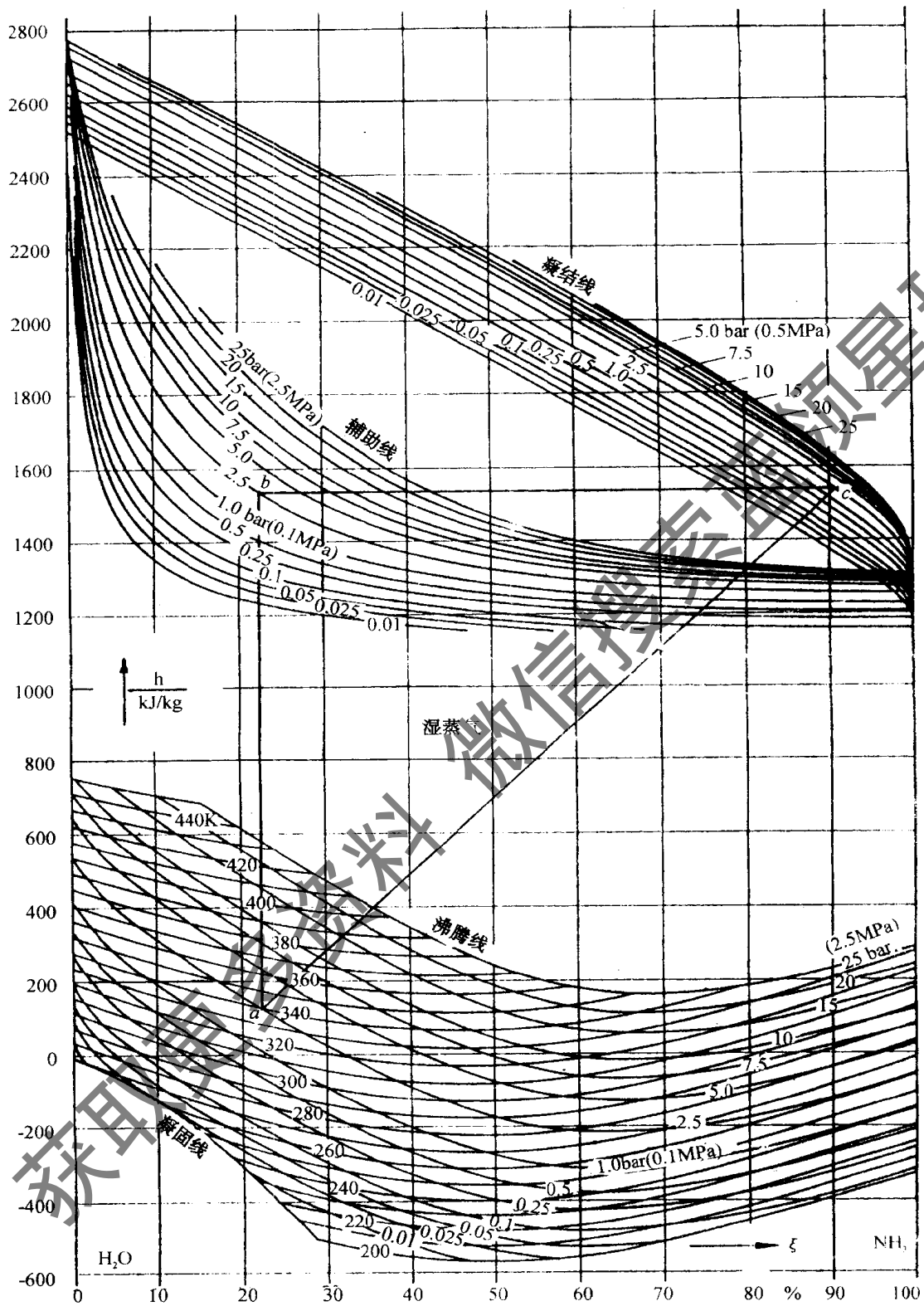


图 13-11 氨水溶液的  $h-\xi$  图

同于氨水溶液的  $h-\xi$  图。该图描述了焓  $h$ 、溴化锂质量浓度  $\xi$ 、温度  $t$  及溶液液面上水蒸气压力  $p$  之间的相互关系。对饱和的二元溶液来说,只要知道  $p, t, h, \xi$  中的任意两个参数,就能确定其他两个参数值。该图分为两部分,下部分为饱和溶液的图线,上部分为与溶液相平衡的水蒸气压力辅助线。

如溴化锂水溶液为压力  $p_2$  饱和温度  $t_2$  的状态点 2,则其饱和溶液的浓度为  $\xi_2$ ,焓为  $h_2$ 。定压线  $p_2$  与纵坐标轴相交的点 1,为  $p_2$  压力下饱和水状态,其饱和温度为  $t_1$ (图示),而  $t_1 < t_2$ 。此时,饱和水的焓为  $h_1$ ,浓度  $\xi = 0$ 。

从点 2 向上作垂线与水蒸气压力辅助线  $p_2$  相交,从交点作水平线与纵轴相交得点 2',该点表示饱和溶液液面上是压力为  $p_2$ ,温度为  $t_2$  的过热水蒸气,其焓值为  $h_2$ ,浓度  $\xi = 0$ 。水蒸气压力辅助线  $p_2$  与纵轴的交点 1',表示压力为  $p_2$  温度为  $t_1$  的饱和水蒸气状态,其焓值为  $h_1$ ,浓度  $\xi = 0$ 。在书末附录中列出溴化锂溶液  $h-\xi$  的详图供查用。

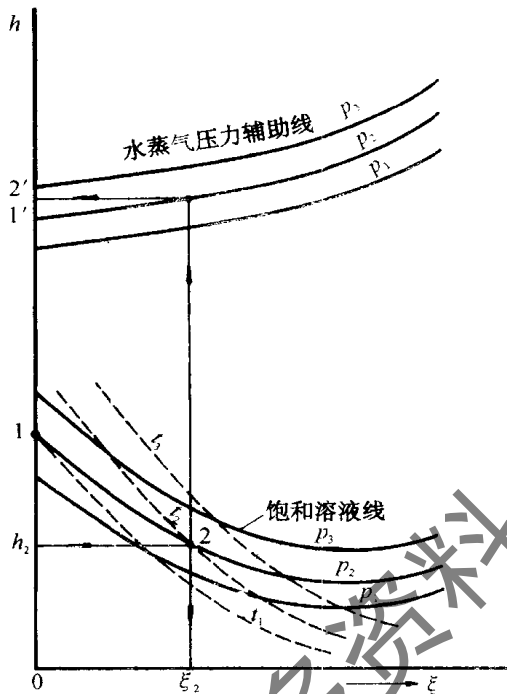


图 13-12 溴化锂水溶液的  $h-\xi$  图

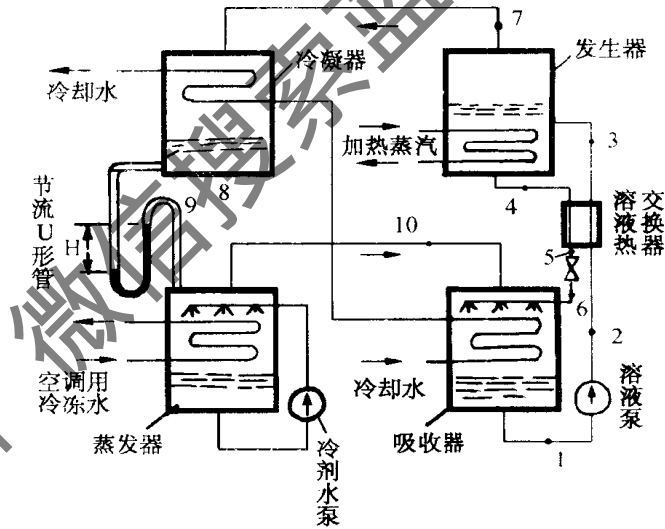


图 13-13 溴化锂水溶液吸收式致冷循环流程图

### 五、溴化锂水溶液吸收式致冷理论循环在 $h-\xi$ 图上的表示。

图 13-13 为溴化锂水溶液吸收式致冷循环的流程图,图 13-14 给出了溴化锂吸收式致冷循环在  $h-\xi$  图上的表示。图中  $p_c$  为冷凝压力,也是发生器中的压力; $p_e$  为蒸发压力,也是吸收器中的压力, $\xi_w$  为吸收器出口稀溶液浓度(以吸收剂溴化锂含量为基准); $\xi_s$  为发生器出口的浓溶液浓度。在  $h-\xi$  图上由两条定压线( $p_c, p_e$ )和两条定浓度线( $\xi_w, \xi_s$ )组成的四边形即为溶液循环的状态变化过程。

点 1: 由吸收器出来的稀溶液,浓度为  $\xi_w$ ,温度为  $t_1$ ,是压力  $p_e$  下的饱和液体。

1→2: 经泵加压,压力升高到  $p_c$ ,浓度  $\xi_w$  未变,温度  $t_2 \approx t_1$ ,点 2 与点 1 基本上是重合的,点 2 是压力  $p_c$  下的未饱和液体(过冷液体)。

2→3: 经溶液热交换器被预热。

- 3→3': 稀溶液在发生器中从过冷状态加热到  $p_c$  压力下的饱和状态, 浓度  $\xi_w$  未变, 温度由  $t_3$  升高到  $t_3'$ 。
- 3'→4: 在发生器中继续被加热, 稀溶液在压力  $p_c$  下沸腾汽化, 水(冷剂) 被蒸发出来, 溶液浓度变浓, 温度逐渐升高, 点4是过程终态, 温度为  $t_4$ , 浓度为  $\xi_4$ 。
- 4→5: 由发生器出来的浓溶液(点4)在溶液热交换器中被冷却到点5, 温度由  $t_4$  降到  $t_5$ , 点5是压力  $p_c$  下的过冷液体。
- 5→6: 是浓溶液的节流过程, 浓度  $\xi_w$  未变, 焓值不变, 点6与点5重合, 而点6是压力  $p_c$  下的湿蒸气状态。
- 6→6'→1: 状态6的浓溶液进入吸收器中, 在定压下与蒸发器来的冷剂水蒸气混合, 浓溶液吸收水蒸气并放出热量, 最后达到状态点1。

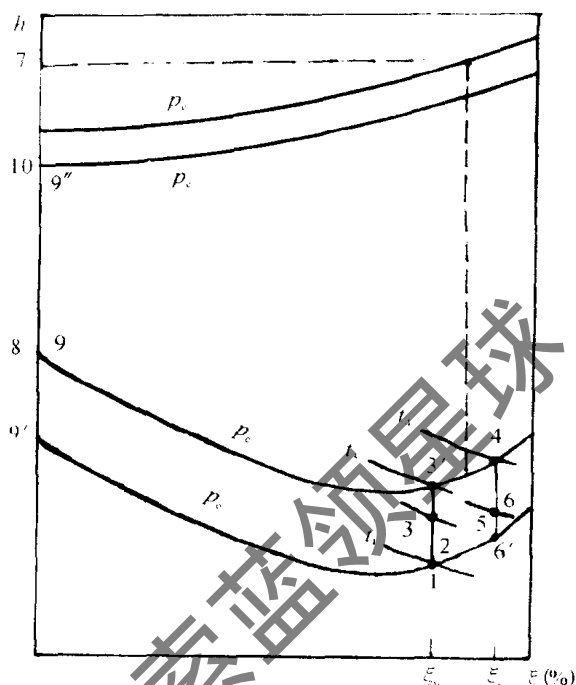


图 13-14 溴化锂水溶液吸收式致冷

在  $h-\xi$  图上冷剂水的致冷循环过程

- 点7: 由发生器出来的水蒸气是过程 3'-4 所产生蒸气的混合物, 可看成是 3'-4 过程的平均状态, 它是纯水蒸气, 故位于  $\xi = 0$  的纵坐标轴上。
- 7→8: 进入冷凝器后, 在压力  $p_c$  下冷凝或饱和水(点8), 同时放出冷凝热量, 即冷剂水蒸气的冷凝过程。
- 8→9: 压力  $p_c$  的饱和水节流后压力降到  $p_e$ , 焓不变, 9与8重合。状态9是压力  $p_e$  下的湿蒸气状态, 即由大部分饱和水(点9')与小部分的饱和蒸气(点9'')所组成。
- 9→10: 点9状态的湿蒸汽在蒸发器中定压汽化吸收空调用冷冻水中的热量而变成  $p_e$  压力下的饱和水蒸气状态点10。即冷剂水在蒸发器中的定压汽化过程。

从蒸发器出来的冷剂饱和水蒸气点10进入吸收器与状态6的浓溶液在定压下混合, 浓溶液吸收水蒸气并放出热量, 最后又回到状态点1, 完成了溴化锂水溶液吸收式致冷循环的全过程。

### 第三节 相 律

相律是化学家吉布斯在1876年根据热力学理论推导出来的。相律确定了多相平衡系统的自由度数目与相数、组分数之间的关系。相律是相平衡的基本规律, 研究相律的任务是确定相平衡系统中的自由度数目。相律的数学表达式为

$$F = C - \varphi + 2 \quad (13-5)$$

式中  $F$  —— 独立变数的数目, 即自由度数目;

$C$  —— 系统中组分的数目;

$\varphi$  —— 平衡系统中的相数目。

在研究系统相平衡的规律时，首先必须了解组分数、相数及自由度等基本概念。

组分数是指系统中物质种类的数目，例如盐水溶液系统是由盐和水两种组分构成，所以系统的组分数目  $C = 2$ 。又如冰、水和水蒸气三者同存的系统，因为它们都是同一种物质 ( $H_2O$ )，所以  $C = 1$ 。

系统中物理性质和化学性质完全均匀的部分称为相，同一种物质可以有不同的相。例如  $H_2O$ ，它可以存在于液相的水，固相的冰或气相的蒸汽。同一种物质也可以存在于多相之中，如平衡共存的饱和水和饱和水蒸气就是两相系统，其  $\varphi = 2$ 。

系统中如果有两种液体混合在一起，则这个系统的  $C = 2$ ，但系统的相可以是单相或两相。如酒精和水混合在一起就是单相系统，而油滴分散在水中就构成两相系统。所以相与相之间总有一个明显的分界面，越过分界面，性质就有一个突变。系统中如果有几种不同的固体，不论这些固体分散得多么细而均匀，有一种固体物质就有一个相。例如砂子和糖混合，尽管表面上看来很均匀，但仍应看作是两相，即  $\varphi = 2$ 。但同一种固体，不同大小的颗粒相混合仍然是单相， $\varphi = 1$ ，因为尽管颗粒之间有界面，但性质是相同的。

在一定范围内可以单独改变而不致引起系统中旧相消失或新相形成的参数(如温度、压力、浓度)的数目称为系统的自由度数目。例如水，温度在  $25 \sim 50^\circ\text{C}$ ，压力在  $0.1 \sim 0.15\text{MPa}$  范围内，我们可以任意改变水温和压力，仍能保持水为液相而不产生新相，所以我们称这个系统有两个自由度(指温度和压力可以自由改变)，即  $F = 2$ 。若水和蒸汽平衡共存时，虽然也有温度和压力两个变数，但是并不是两个都可以独立改变，而是互相依存，只有一个参数能独立改变。我们都知道在  $0.1013\text{MPa}$  的压力下，水与蒸汽保持两相平衡时的温度只能是  $100^\circ\text{C}$ 。若温度高于  $100^\circ\text{C}$ ，水在  $0.1013\text{MPa}$  的压力下就会不断蒸发而成为蒸汽，直到最后液相消失，在这样的条件下， $H_2O$  不能保持两相平衡共存。这说明水和水蒸气两相平衡共存时，自由度只有一个，否则将导致系统中相数的改变。

下面举几个例子来说明相律对单元系统和二元系统的应用。

先讲应用于单元系统的情况。单元系统的  $C = 1$ ，代入式(13-5)；则得  $F = 3 - \varphi$ 。由于自由度  $F$  不能为负值，因此可能有三种不同的情况出现：

(1) 当  $\varphi = 1$  时，则  $F = 2$ ，这就是所谓两个自由度的系统。以过热蒸汽为例，过热蒸汽为单相物质，如要确定过热蒸汽的状态，则必须给定压力和温度两个状态参数。

(2) 当  $\varphi = 2$  时，则  $F = 1$ ，这就是所谓一个自由度的系统。这时单元物质的两个相处于平衡状态，例如饱和水与饱和蒸汽所形成的两相系统就属于这一情况。此时系统的自由度只有一个，压力或温度二者之一确定后，其余一个就不能任意选定。

(3) 当  $\varphi = 3$  时，则  $F = 0$ ，这就是所谓没有自由度的系统。当水处于三相点时，出现气相、液相和固相三相共存的现象，此时物质没有自由变化状态参数的余地、物质的压力或温度都不能随意变动，否则三相中就可能有一相消失。

其次，我们再把相律应用于二元系统的情况。既然是二元系统，那末  $C = 2$ ，代入式(13-5)则得  $F = 4 - \varphi$ 。由于自由度  $F$  不能有负值，其极限只能是零，因此可能有四种情况出现：

(1) 当  $\varphi = 1$  时，则  $F = 3$ ，这是三个自由度的二元系统。当系统存在于单相之下，则三个状态参数如压力、温度和浓度都可以单独地自由地变动。对于多元系统，浓度也是描写系统状态的参数之一。例如未达饱和状态的盐水的温度、压力和浓度都可以单独变动，系

统的状态一定要把压力、温度和浓度都给定后才能确定。又如未饱和氨水除给出压力和浓度两个参数外，还要有一个温度参数才能确定其状态。

(2) 当  $\varphi = 2$  时，则  $F = 2$ ，这是两个自由度的二元系统。由于系统存在着两相，给定了压力和温度两个参数，就完全可以把系统的状态包括气相的浓度  $\xi''$  和液相的浓度  $\xi'$  都确定下来。具体的例子如饱和状态的氨水。

(3) 当  $\varphi = 3$  时，则  $F = 1$ ，这是一个自由度的二元系统。由于只有一个自由度，因此平衡状态下的温度和压力存在着一定的函数关系，如具有一定浓度的盐水冷却后出现固体盐，饱和盐水及液面上的水蒸气所组成的二元三相系统。此时，盐水的浓度和液面上水蒸气压力将随着温度的变化而变化。如温度不变，则盐水浓度及水蒸气压力均为定值，不能随意改变，即自由度  $F = 1$ 。

(4) 当  $\varphi = 4$ ，则  $F = 0$ ，这是一个没有自由度的二元系统。系统的四个相只能存在于一组温度、压力浓度的参数之下，三个参数只要有一个发生变化，四相就不能同时共存。例如把一定浓度的食盐水进行冷却，开始有冰析出，溶液中浓度相应提高，溶液的凝固点也相应地下降，液面上的饱和蒸气压也有所下降。当浓度增加到一定数值后，如把温度继续下降，使溶液到达饱和，盐分就开始从溶液中沉淀下来，与此同时，冰继续结晶。在这一平衡状态下，系统有一个气相，一个液相和两个固相(冰和盐)，这是四相共存的系统例子。此时如果变动压力、温度和浓度三者之一，四相平衡的状态就会破坏，不复继续存在。

最后应指出，上述相律公式(13-5)只对物质不发生化学反应的系统而言，对于有化学反应的系统相律，可参考有关物理化学方面的书籍。还有，这里所说的状态参数，都是指系统的强度量(压力、温度、比容、浓度等)而言，至于系统的其他参数如内能、焓、熵等则称为广延量，广延量的大小与物质的质量多少有关，而强度量则与质量的多少无关。所谓独立状态参数一般都是指强度量而言的，这些在应用相律时都应加以注意。

相律是物理化学中最具有普遍性的定律之一，适用于平衡状态下的系统，借助相律，使我们不致于被复杂的现象所迷惑，但相律只能告诉我们总的变化规则，而不能解决更具体的问题。

### 思考题与习题

- 13-1 试在  $t-\xi$  图上表示定压下溶液的加热及沸腾过程，沸腾温度为什么会发生变化？
- 13-2 已知质量浓度，如何计算摩尔浓度？
- 13-3 水中溶有比水沸点低的溶质时，沸腾温度为什么会降低？如溶有比水沸点高的溶质时，则沸腾温度是否会降低？试作  $t-\xi$  图说明。
- 13-4 某混合气体由  $N_2$  及  $O_2$  所组成，试根据相律决定其自由度，指出它有几个独立变数。
- 13-5 由于空气(作为单一气体考虑)和水蒸气所组成的湿空气，根据相律应有三个独立变数( $F = 2 - 1 + 2 = 3$ )。为什么我们在查  $h-d$  图时只要知道两个参数就能决定其状态？和相律有无矛盾？
- 13-6 求氨水溶液在 0.5MPa 及  $\xi = 0.4$  时的沸腾温度、饱和液体的焓、氨蒸气的焓和氨蒸气的质量浓度。
- 13-7 已知某溴化锂溶液压力为 0.87kPa，溶液温度为 10℃，试根据溴化锂水溶液的  $h-\xi$  图求取溶液浓度及焓值。

## 参 考 书 目

- [1] 周鸿昌编著. 能源与节能技术. 上海: 同济大学出版社, 1996年
- [2] 沈维道、郑佩之、蒋谈安合编. 工程热力学(第二版). 北京: 高等教育出版社, 1983年
- [3] 庞麓鸣、汪孟乐、冯梅仙编. 工程热力学(第二版). 北京: 高等教育出版社, 1986年
- [4] 华自强等编. 工程热力学(第二版). 北京: 高等教育出版社, 1986年
- [5] 欧阳椈等编. 工程热力学(修订本). 北京: 国防工业出版社, 1989年
- [6] 曾丹苓、敖越、朱克雄、李清荣合编. 工程热力学(第二版). 北京: 高等教育出版社, 1986年
- [7] 郑令仪、孙祖国、赵静霞编. 工程热力学(第二版). 北京: 兵器工业出版社, 1993年
- [8] 刘桂玉、刘咸定、钱立伦、马元编. 工程热力学. 北京: 高等教育出版社, 1989年
- [9] 严家驛 编著. 工程热力学(第二版). 北京: 高等教育出版社, 1989年
- [10] 朱明善、刘颖、林兆庄、彭晓峰编. 工程热力学. 北京: 清华大学出版社, 1995年
- [11] 王补宣主编. 热工基础. 北京: 人民教育出版社, 1981年
- [12] 蒋汉文主编. 热工学. 北京: 高等教育出版社, 1984年
- [13] 蒋汉文、邱信立合编. 热力学原理及应用. 上海: 同济大学出版社, 1990年
- [14] 〔美〕黄福赐著, 谢益棠译. 工程热力学原理和应用. 北京: 电力工业出版社, 1982年
- [15] 〔美〕谢锐生著, 关德相等译. 热力学原理. 北京: 人民教育出版社, 1980年
- [16] 〔德〕H·D·贝尔著, 杨东华等译. 工程热力学理论基础及工程应用. 北京: 科学出版社, 1983年
- [17] 〔美〕K·沃克著, 马元等译. 热力学. 北京: 人民教育出版社, 1981年
- [18] 〔美〕W·C·雷诺兹, H·C·珀金丝著, 罗干辉等译. 工程热力学. 北京: 高等教育出版社, 1985年
- [19] 〔日〕小林清志著, 刘吉萱译. 工程热力学. 北京: 水利电力出版社, 1983年
- [20] 苏长荪、谭连城、刘桂玉编著. 北京: 高等工程热力学. 高等教育出版社, 1987年
- [21] 杨思文、金六一、孙庆煦等编. 北京: 高等工程热力学. 高等教育出版社, 1988年
- [22] 越冠春等编. 烟分析及其应用. 北京: 高等教育出版社, 1984年
- [23] 朱明善编著. 能量系统的烟分析. 北京: 清华大学出版社, 1988年
- [24] 朱明善、邓小雪、刘颖编. 工程热力学题型分析. 北京: 清华大学出版社, 1989年
- [25] 朱明善、陈宏芳等编著. 热力学分析. 北京: 高等教育出版社, 1992年
- [26] 田忠保等编译. 工程热力学学习题集. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983年
- [27] 崔峨等编. 工程热力学学习题集. 北京: 高等教育出版社, 1985年
- [28] 庞麓鸣、陈军健. 水和水蒸汽热力性质图和简表. 北京: 人民教育出版社, 1982年
- [29] 严家驛、余晓福著. 水和水蒸汽热力性质图表. 北京: 高等教育出版社, 1995年
- [30] 彦启森主编. 空气调节用制冷技术. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985年
- [31] 岳孝方、陈汝东编著. 制冷技术与应用. 上海: 同济大学出版社, 1992年
- [32] 陆亚俊、马最良、姚杨编. 空调工程中的制冷技术. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 1997年
- [33] Cordon J. Van Wylen and Richard E. Sonntag, Fundamentals of Classical Thermodynamics, Second Edition, 1973
- [34] Richard E. Balzhiser and Michael R. Samnells, Engineering Thermodynamics, 1977
- [35] 谷下市松著 工业热力学 应用编 东京裳华房, 昭和51年 1964年
- [36] Ernest G. Cravalho Joseph L. Smith Jr, Engineering Thermodynamics, 1981



## 习题答案

1-1 1.6MPa, 96kPa, 10kPa, 0.9MPa

1-2 65kPa

1-3 82kPa

1-4 99.215kPa

1-5 138.4kJ

1-6 21kJ, 12.8kJ, 8.4kJ

1-7 31.6%

1-8 3.97, 74800kJ/h, 27.8kW

2-1 0.2629m<sup>3</sup>/kg, 3.804kg/m<sup>3</sup>

2-2 296.93J/(kg·K), 0.8m<sup>3</sup>/kg, 1.25kg/m<sup>3</sup>, 64.27m<sup>3</sup>/kmol

2-3 12.02kg

2-4 1.626kg

2-5 41.97kg

2-6 19.83min

2-7 5.573×10<sup>4</sup>m<sup>3</sup>/h

2-8 582K, 0.5m<sup>3</sup>/kg, 4kg/m<sup>3</sup>, 2kg/m<sup>3</sup>

2-9 7.7kg, 361K

2-10 6.4kg

2-11 638.6m<sup>3</sup>, 611.2m<sup>3</sup>

2-12 1.035×10<sup>6</sup>kJ/h, 1.0399×10<sup>6</sup>kJ/h, 1.022×10<sup>6</sup>kJ/h

2-13 1612kJ, 1914kJ, 1836.72kJ

2-14 28.86, 0.288kJ/(kg·K), 20.9%, 79.1%, 0.766m<sup>3</sup>/kg, 1.29kg/m<sup>3</sup>

2-15 0.736kg/m<sup>3</sup>, 98.285kPa, 0.608kPa, 0.182kPa, 0.193kPa, 0.203kPa, 1.854kPa

3-1 2.67×10<sup>5</sup>kJ, 0

3-2 1188kJ

3-3 26.32℃

3-4 -8kJ

3-7 660kJ

3-8 27℃, 100kPa

3-9 398.3K

3-10 1.78℃, 5.02×10<sup>5</sup>kJ/h

3-11 3.57MPa

3-12 389℃, 279℃, 200℃

3-13 -198kJ/kg, -255kJ/kg, 255kJ/kg

3-14 313℃, 2500kJ

3-15 215℃

- 3-16 309℃
- 3-17 37.6kJ
- 3-18 156.3kJ, 218.4kJ, 218.4kJ, 62.1kJ
- 4-1 8kJ/kg; 32kJ/kg; 28.8kJ/kg; 0.824kJ/(kg·K)
- 4-2 111.93kJ/kg、88.3kJ/kg、195.33kJ/kg、67.1kJ/kg; 不变、0.117kJ/(kg·K)、  
0.462kJ/(kg·K)、-0.346kJ/(kg·K)
- 4-3 7140.6kJ/kmol、0、900kJ/kmol; 19.144kJ/K、19.144J/K、2.31kJ/K
- 4-4 -633.5kJ; -633.5kJ; 0; 0; -2.091kJ/K
- 4-5 568.33K; 202.5kJ/kg; 284.3kJ/kg; 0.49kJ/kg
- 4-6 (1) 573.22kJ、573.22kJ、303K  
(2) 351.41kJ、0、221.4K  
(3) 436.46kJ、218.26kJ、253.3K
- 4-7 1.3、146kJ/kg、36.5kJ/kg、-109.5kJ/kg、-153.3kJ/kg、0.089kJ/(kg·K)
- 4-8 0.861kJ/(kg·K)、0.533kJ/kg
- 4-9 27.5kJ/kg
- 4-10 (1)  $p_1 = p_2$ 、0.153m<sup>3</sup>/kg; 0.15MPa、1265K; 583K  
(2) 365kJ/kg、146kJ/kg  
(3) -506kJ/kg、506kJ/kg
- 4-11 (1) 0.6MPa、300K、0.274m<sup>3</sup>/kg  
0.129MPa、369K、0.822m<sup>3</sup>/kg  
0.387MPa、369K、0.274m<sup>3</sup>/kg  
(2) 38.8kJ/kg
- 4-12 -59260kJ
- 4-13 37.8kW; 51.3kW
- 4-14 -25.1kW、-32.8kW、-29.6kW
- 4-15 二级; 0.775MPa; 168℃
- 4-16 -1183kW; -42390kJ/min
- 4-17 (1) 0.87; (2) 0.842; (3) 0.76
- 4-18 (1) 0.905MPa; (2) 18.45kW
- 5-1 (1) 64.14%; (2) 64.14kW; (3) 35.86kJ/s
- 5-3 48.68%, 344.2kJ/kg
- 5-4 70%, 494.9%
- 5-5 (1) 89765kJ/h; (2) 2.84kW; (3) 27.78kW
- 5-6 (1) 0.455kW; (2) 40℃
- 5-7 15000kJ/h
- 5-8 22000kJ/h
- 5-11 (1) 66%; (2) 40kJ
- 5-12 0.136kJ/K
- 5-13 (1) 38.5%; (2) 165.3kJ/kg
- 5-14 258.2K, 38.28kW
- 5-15 0.0525kJ/K

- 5-16 218.98kJ/kg, 167.77kJ/kg  
 5-17 279.18kJ/kg, 130.37kJ/kg  
 5-18 1371kJ, 2127kJ  
 5-19 180.8kJ/kg, 185.6kJ/kg, 0.64kJ/kg, 4.16kJ/kg, 97.4%  
 5-20 (1) 67.3%; (2) 27kJ

6-1  $C_p - C_v = R$

6-5  $Q = RTl_{11} \frac{v_2 - b}{v_1 - b}$

6-9 5783kJ/kmol; 5762kJ/kmol

6-10 0.28m<sup>3</sup>

6-11 19.33MPa, 17.46MPa

6-12 0.0037m<sup>3</sup>, 0.0035m<sup>3</sup>

6-13 165.57Pa

- 7-1 (1) 过热蒸汽、2649.3kJ/kg; (2) 未饱和水、334.92kJ/kg; (3) 未饱和水、334.92kJ/kg; (4) 未饱和水、334.92kJ/kg; (5) 未饱和水、334.92kJ/kg  
 7-2 (1) 2575.56kJ/kg、0.17487m<sup>3</sup>/kg、2400.69kJ/kg、6.1413kJ/(kg·K)  
 (2) 2575kJ/kg、0.175m<sup>3</sup>/kg、2400kJ/kg、6.13.kJ/(kg·K)  
 7-3 0.529; 0.055m<sup>3</sup>/kg; 1902.16kJ/kg  
 7-4 (1) 1.56MPa; (2) 2384.2kJ/kg; (3) 1.58kg、0.2m<sup>3</sup>  
 7-5 106.39kg; 1.5461×10<sup>5</sup>kJ  
 7-6 6.258cm  
 7-7 306.52kg/h  
 7-8 -816.46kJ  
 7-9 (1) 0.6857m<sup>3</sup>、0.838; (2) -192.90kJ  
 7-10 (1) 214kJ、166kJ; (2) 292kJ  
 7-11 (1) 35°C、1164kJ/kg; (2) 1088kJ/kg  
 7-12 (1) 0.6986; (2) 3.32×10<sup>6</sup>kJ/h、2.65×10<sup>6</sup>kJ/h  
 7-13 (1) 4166.35m<sup>3</sup>/h  
 7-14 0.968

8-1 (1) 10.34g/kg (a); (2) 1636Pa; (3) 14.6°C; (4) 0.0121kg/m<sup>3</sup>  
 (5) 2.924kg (a); (6) 288.78J/(kg·K); (7) 7.64g

8-2 (1) 13.8°C; (2) 0.0115kg/m<sup>3</sup>; (3) 10.02g/kg (a); (4) 1.1622kg/m<sup>3</sup>; (5) 1.1507kg/m<sup>3</sup>;  
 (6) 8604.4m<sup>3</sup>

8-3 (1) 2861Pa; (2) 23.7°C; (3) 67.5%; (4) 1.117kg/m<sup>3</sup>; (5) 0.0205kg/m<sup>3</sup>;  
 (6) 1.1375kg/m<sup>3</sup>; (7) 290.1J/(kg·K); (8) 77.137kJ/kg (a)

8-4 195873kJ; 23%

8-5 (一) 图解法 74kJ/kg (a), 17.7g/kg (a), 28.5°C, 72%。  
 (二) 计算法 75.18kJ/kg (a), 18.13g/kg (a), 28.59°C, 73%

8-6 19°C, 20.7°C, 69%, 2170Pa

8-7 71.58kg, 3441kJ

- 8-8 (1) 4976kJ; (2) 1529g
- 8-9 (1) 16.6℃; (2) 7188kg, 7613kg
- 8-10 13.7g/kg (a), 56kJ/kg (a), 88.5%
- 8-11 (1) 69.75kg, 243000kJ; (2) 63630kJ
- 8-12 (1) 52.5%, 0.00807kg/m<sup>3</sup>, 6.7g/kg (a)  
 (2) 14.5%, 0.00742kg/m<sup>3</sup>  
 (3) 100%, 0.00827kg/m<sup>3</sup>
- 8-13 (1) 90985kg/h; 1991.3kg/h  
 (2) 168700kg/h
- 8-14 1272kg, 2339g
- 9-1 298.1K, 0.106MPa; 337.7K, 0.164MPa; 416.9K, 0.343MPa; 788.2K, 3.187MPa
- 9-2 0.001846m<sup>2</sup>
- 9-3 315.24m/s, 0.0584m<sup>3</sup>/kg, 305.18K, 0.5398kg/s
- 9-4 344.5m/s, 0.543kg/s
- 9-5 (1) 渐缩喷管, 474m/s, 0.000617m<sup>2</sup>  
 (2) 渐缩渐扩喷管, 985m/s, 0.000895m<sup>2</sup>
- 9-6 (1) 14.01kg/s; (2) 596.8K; (3) 3283.7kJ/s
- 9-7 402m/s 0.0251kg/s
- 9-8 668.4m/s, 24.4cm<sup>2</sup>, 651.5m/s, 25.76cm<sup>2</sup>
- 9-9 368.5cm<sup>2</sup>, 790cm<sup>2</sup>
- 9-10 2842kJ/kg, 182℃, 0.18MPa
- 9-11 520m/s, 1053m/s 5.33kg/s, 76cm<sup>2</sup>
- 9-12 469m/s, 0.408kg/s
- 9-13 0.967, 43.35k/MPa
- 9-14 518m/s, 21kJ/kg
- 9-15 0.199kJ/kg·K, 59.7kJ/kg
- 9-16 377m/s
- 9-17 12mm, 42mm
- 9-18 1.119kg/s, 160.7m/s 309.6m/s  
 0.274kJ/K, 108.5kJ/kg
- 10-1 (1) 0.444; (2) 0.435; (3) 0.428; (4) 0.423; (5) 0.418
- 10-2 (1) 3445.2kJ/kg、3320.1kJ/kg;  
 3386.4kJ/kg、3256.7kJ/kg;  
 3323kJ/kg、3188.7kJ/kg  
 (2) 3.69kJ/kg、8.29kJ/kg、12.89kJ/kg  
 进水口水温认为不变  
 (3) 1289.2kJ/kg、1285.5kJ/kg  
 1364.4kJ/kg、1356.1kJ/kg  
 1383kJ/kg、1370.1kJ/kg  
 (4) 0.83、0.775、0.742  
 (5) 39%、42%、43%

- 10-3 (1) 549K; (2) 315.4K; (3) 0.43
- 10-4 (1) 667.84K; (2) 315.2K; (3) 0.528
- 10-5 35.9%; 786.3kJ/kg
- 10-6 (1) 15.2%、16.70t/h; (2) 21.171t/h
- 10-7 2.52kg/s; 0.239kg/s
- 10-8 4.29MPa; 1638K; 0.574; 401.5kJ/kg
- 10-9 (1) 889.3K、2458K、1230.6K  
4777.5kPa、4777.5kPa、441kPa  
(2) 0.58
- 10-10 45.3%; 250kJ/kg; 40kJ/kg
- 11-1 (1) 0.325MPa; (2) 0.44kg/s; (3) 46.43kW; (4) 9.4kW
- 11-2 (1) 95.1kJ/kg; (2) 46.4kJ/kg; (3) 2.05
- 11-3 (1) 2.93; (2) 12900kJ/h; (3) 1.22kW;
- 11-4 (1)  $3.4 \times 10^5$ kJ/h; (2) 293kg/h; (3) 13.6kW; (4) 11634.5kg/h
- 11-5 (1) 4.33; (2) 355.56kg/h; (3) 25.66kW
- 11-6 (1) 416.8kg/h; (2) 41.7kW; (3) 3.0
- 11-7 (1) 365.2kg/h; (2) 3.65kW;
- 11-8 (1) 127686.4kg/h; (2) 30.8kW; (3) 350.5m<sup>3</sup>/h
- 11-9 (1) 33972.4kJ/min; (2) 1.001kPa、4.241kPa; (3) 13.93kg/min
- 11-10 增大5%; 采用过冷措施
- 10-11 11kW
- 12-1 -231420kJ
- 12-2 87722kJ
- 12-3 (1) -137050kJ; (2) -283178kJ; (3) -802855kJ
- 12-4 -243939kJ, -241861kJ
- 12-5 904K
- 12-6 -1428792kJ
- 12-7 -34745kJ
- 12-8 2665K
- 12-9 -555953kJ
- 12-10 1659K
- 12-11  $p_{\text{CO}_2} = 61707\text{Pa}$ ,  $p_{\text{O}_2} = 13172\text{Pa}$ ,  $p_{\text{CO}} = 26446\text{Pa}$
- 12-12 没有变化
- 13-2  $x_1 = \xi_1 M_2 / (\xi_1 M_2 + \xi_2 M_1)$ ;  $x_2 = \xi_2 M_1 / (\xi_1 M_2 + \xi_2 M_1)$
- 13-4 3
- 13-6 328K; 20kJ/kg; 1420kJ/kg; 0.98
- 13-7 58%; 276.1kJ/kg

# 附 录

## 饱和水与饱和水蒸气表 (按温度排列)

## 附表 1

温 度	饱和压力	比 容		焓		汽化潜热	熵	
		饱和水	饱和蒸汽	饱和水	饱和蒸汽		饱和水	饱和蒸汽
$t$ (°C)	$p_s$ (MPa)	$v'$ (m <sup>3</sup> /kg)	$v''$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h'$ (kJ/kg)	$h''$ (kJ/kg)	$r$ (kJ/kg)	$s'$ (kJ/ (kg · K))	$s''$ (kJ/ (kg · K))
0	0.0006108	0.0010002	206.321	-0.04	2501.0	2501.0	-0.0002	9.1565
0.01	0.0006112	0.00100022	206.175	0.000614	2501.0	2501.0	0.0000	9.1562
1	0.0006566	0.0010001	192.611	4.17	2502.8	2498.6	0.0152	9.1298
2	0.0007054	0.0010001	179.935	8.39	2504.7	2496.3	0.0306	9.1035
4	0.0008129	0.0010000	157.267	16.80	2508.3	2491.5	0.0611	9.0514
6	0.0009346	0.0010000	137.768	25.21	2512.0	2486.8	0.0913	9.0003
8	0.0010721	0.0010001	120.952	33.60	2515.7	2482.1	0.1213	8.9501
10	0.0012271	0.0010003	106.419	41.99	2519.4	2477.4	0.1510	8.9009
12	0.0014015	0.0010004	93.828	50.38	2523.0	2472.6	0.1805	8.8525
14	0.0015974	0.0010007	82.893	58.75	2526.7	2467.9	0.2098	8.8050
16	0.0018170	0.0010010	73.376	67.13	2530.4	2463.3	0.2388	8.7583
18	0.0020626	0.0010013	65.080	75.50	2534.0	2458.5	0.2677	8.7125
20	0.0023368	0.0010017	57.833	83.86	2537.7	2453.8	0.2963	8.6674
22	0.0026424	0.0010022	51.488	92.22	2541.4	2449.2	0.3247	8.6232
24	0.0029824	0.0010026	45.923	100.59	2545.0	2444.4	0.3530	8.5797
26	0.0033600	0.0010032	41.031	108.95	2548.6	2439.6	0.3810	8.5370
28	0.0037785	0.0010037	36.726	117.31	2552.3	2435.0	0.4088	8.4950
30	0.0042417	0.0010043	32.929	125.66	2555.9	2430.2	0.4365	8.4537
35	0.0056217	0.0010060	25.246	146.56	2565.0	2418.4	0.5049	8.3536
40	0.0073749	0.0010078	19.548	167.45	2574.0	2406.5	0.5721	8.2576
45	0.0095817	0.0010099	15.278	188.35	2582.9	2394.5	0.6383	8.1655
50	0.012335	0.0010121	12.048	209.26	2591.8	2382.5	0.7035	8.0771
55	0.015740	0.0010145	9.5812	230.17	2600.7	2370.5	0.7677	7.9922
60	0.019919	0.0010171	7.6807	251.09	2609.5	2358.4	0.8310	7.9106
65	0.025008	0.0010199	6.2042	272.02	2618.2	2346.2	0.8933	7.8320
70	0.031161	0.0010228	5.0479	292.97	2626.8	2333.8	0.9548	7.7565
75	0.038548	0.0010259	4.1356	313.94	2635.3	2321.4	1.0154	7.6837
80	0.047359	0.0010292	3.4104	334.92	2643.8	2308.9	1.0752	7.6135
85	0.057803	0.0010326	2.8300	355.92	2652.1	2296.2	1.1343	7.5459
90	0.070108	0.0010361	2.3624	376.94	2660.3	2283.4	1.1925	7.4805
95	0.084525	0.0010398	1.9832	397.99	2668.4	2270.4	1.2500	7.4174
100	0.101325	0.0010437	1.6738	419.06	2676.3	2257.2	1.3069	7.3564
110	0.14326	0.0010519	1.2106	461.32	2691.8	2230.5	1.4185	7.2402
120	0.19854	0.0010606	0.89202	503.7	2706.6	2202.9	1.5276	7.1310
130	0.27012	0.0010700	0.66815	546.3	2720.7	2174.4	1.6344	7.0281
140	0.36136	0.0010801	0.50875	589.1	2734.0	2144.9	1.7390	6.9307
150	0.47597	0.0010908	0.39261	632.2	2746.3	2114.1	1.8416	6.8381
160	0.61804	0.0011022	0.30685	675.5	2757.7	2082.2	1.9425	6.7498
170	0.79202	0.0011145	0.24259	719.1	2768.0	2048.9	2.0416	6.6652
180	1.0027	0.0011275	0.19381	763.1	2777.1	2014.0	2.1393	6.5838
190	1.2552	0.0011415	0.15631	807.5	2784.9	1977.4	2.2356	6.5052
200	1.5551	0.0011565	0.12714	852.4	2791.4	1939.0	2.3307	6.4289
210	1.9079	0.0011726	0.10422	897.8	2796.4	1898.6	2.4247	6.3546
220	2.3201	0.0011900	0.08602	943.7	2799.9	1856.2	2.5178	6.2819
230	2.7979	0.0012087	0.07143	990.3	2801.7	1811.4	2.6102	6.2104
240	3.3480	0.0012291	0.05964	1037.6	2801.6	1764.0	2.7021	6.1397
250	3.9776	0.0012513	0.05002	1085.8	2799.5	1713.7	2.7936	6.0693
260	4.6940	0.0012756	0.04212	1135.0	2795.2	1660.2	2.8850	5.9989
270	5.5051	0.0013025	0.03557	1185.4	2788.3	1602.9	2.9676	5.9278
280	6.4191	0.0013324	0.03010	1237.0	2778.6	1541.6	3.0687	5.8555

续表

温 度	饱和压力	比 容		焓		汽化潜热	熵	
		饱 和 水	饱和蒸汽	饱 和 水	饱和蒸汽		饱和水	饱和蒸汽
$t$ (°C)	$p_s$ (MPa)	$v'$ (m <sup>3</sup> /kg)	$v''$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h'$ (kJ/kg)	$h''$ (kJ/kg)	$r$ (kJ/kg)	$s'$ (kJ/ (kg·K))	$s''$ (kJ/ (kg·K))
290	7.4448	0.0013659	0.02551	1290.3	2765.4	1475.1	3.1616	5.7811
300	8.5917	0.0014041	0.02162	1345.4	2748.4	1403.0	3.2559	5.7038
310	9.8697	0.0014480	0.01829	1402.9	2726.8	1323.9	3.3522	5.6224
320	11.290	0.0014995	0.01544	1463.4	2699.6	1236.2	3.4513	5.5356
330	12.865	0.0015614	0.01296	1527.5	2665.5	1138.0	3.5546	5.4414
340	14.608	0.0016390	0.01078	1596.8	2622.3	1025.5	3.6638	5.3362
350	16.537	0.0017407	0.008822	1672.9	2566.1	893.2	3.7816	5.2149
360	18.674	0.0018930	0.006970	1763.1	2485.7	722.5	3.9189	5.0603
①370	21.053	0.002231	0.004958	1896.2	2335.7	439.6	4.1198	4.8631
374.12	22.115	0.003147	0.003147	2095.2	2095.2	0.0	4.4237	4.4237

① 这一行的数据为临界状态的参数值。

饱和水与饱和水蒸气表 (按压力排列)

附表 2

压 力	饱和温度	比 容		焓		汽化潜热	熵	
		饱 和 水	饱和蒸汽	饱 和 水	饱和蒸汽		饱和水	饱和蒸汽
$p$ (MPa)	$t_s$ (°C)	$v'$ (m <sup>3</sup> /kg)	$v''$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h'$ (kJ/kg)	$h''$ (kJ/kg)	$r$ (kJ/kg)	$s'$ (kJ/ (kg·K))	$s''$ (kJ/ (kg·K))
0.0010	6.982	0.0010001	129.208	29.33	2513.8	2484.5	0.1060	8.9756
0.0020	17.511	0.0010012	67.006	73.45	2533.2	2459.8	0.2606	8.7236
0.0030	24.098	0.0010027	45.668	101.00	2545.2	2444.2	0.3543	8.5776
0.0040	28.981	0.0010040	34.803	121.41	2554.1	2432.7	0.4224	8.4747
0.0050	32.90	0.0010052	28.196	137.77	2561.2	2423.4	0.4763	8.3952
0.0060	36.18	0.0010064	23.742	151.50	2567.1	2415.6	0.5209	8.3305
0.0070	39.02	0.0010074	20.532	163.38	2572.2	2408.8	0.5591	8.2760
0.0080	41.53	0.0010084	18.106	173.87	2576.7	2402.8	0.5926	8.2289
0.0090	43.79	0.0010094	16.206	183.28	2580.8	2397.5	0.6224	8.1875
0.0100	45.83	0.0010102	14.676	191.84	2584.4	2392.6	0.6493	8.1505
0.015	54.00	0.0010140	10.025	225.98	2598.9	2372.9	0.7549	8.0089
0.020	60.09	0.0010172	7.6515	251.46	2609.6	2358.1	0.8321	7.9092
0.025	64.99	0.0010199	6.2060	271.99	2618.1	2346.1	0.8932	7.8321
0.030	69.12	0.0010223	5.2308	289.31	2625.3	2336.0	0.9441	7.7695
0.040	75.89	0.0010265	3.9949	317.65	2636.8	2319.2	1.0261	7.6711
0.050	81.35	0.0010301	3.2415	340.57	2646.0	2305.4	1.0912	7.5951
0.060	85.95	0.0010333	2.7329	359.93	2653.6	2293.7	1.1454	7.5332
0.070	89.96	0.0010361	2.3658	376.77	2660.2	2283.4	1.1921	7.4811
0.080	93.51	0.0010387	2.0879	391.72	2666.0	2274.3	1.2330	7.4360
0.090	96.71	0.0010412	1.8701	405.21	2671.1	2265.9	1.2696	7.3963
0.100	99.63	0.0010434	1.6946	417.51	2675.7	2258.2	1.3027	7.3608
0.12	104.81	0.0010476	1.4289	439.36	2683.8	2244.4	1.3609	7.2996
0.14	109.32	0.0010513	1.2370	458.42	2690.8	2232.4	1.4109	7.2480
0.16	113.32	0.0010547	1.0917	475.38	2696.8	2221.4	1.4550	7.2032
0.18	116.93	0.0010579	0.97775	490.70	2702.1	2211.4	1.4944	7.1638

续表

压力	饱和温度	比容		焓		汽化潜热	熵	
		饱和水	饱和蒸汽	饱和水	饱和蒸汽		饱和水	饱和蒸汽
$p$ (MPa)	$t_s$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$v'$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$v''$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$h'$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$h''$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$r$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$s'$ (kJ/ ( $\text{kg} \cdot \text{K}$ ))	$s''$ (kJ/ ( $\text{kg} \cdot \text{K}$ ))
0.20	120.23	0.0010608	0.88592	504.7	2706.9	2202.2	1.5301	7.1286
0.25	127.43	0.0010675	0.71881	535.4	2717.2	2181.8	1.6072	7.0540
0.30	133.54	0.0010735	0.60586	561.4	2725.5	2164.1	1.6717	6.9930
0.35	138.88	0.0010789	0.52425	584.3	2732.5	2148.2	1.7273	6.9414
0.40	143.62	0.0010839	0.46242	604.7	2738.5	2133.8	1.7764	6.8966
0.45	147.92	0.0010885	0.41392	623.2	2743.8	2120.6	1.8204	6.8570
0.50	151.85	0.0010928	0.37481	640.1	2748.5	2108.4	1.8604	6.8215
0.60	158.84	0.0011009	0.31556	670.4	2756.4	2086.0	1.9308	6.7598
0.70	164.96	0.0011082	0.27274	697.1	2762.9	2065.8	1.9918	6.7074
0.80	170.42	0.0011150	0.24030	720.9	2768.4	2047.5	2.0457	6.6618
0.90	175.36	0.0011213	0.21484	742.6	2773.0	2030.4	2.0941	6.6212
1.0	179.88	0.0011274	0.19430	762.6	2777.0	2014.4	2.1382	6.5847
1.1	184.06	0.0011331	0.17739	781.1	2780.4	1999.3	2.1786	6.5515
1.2	187.96	0.0011386	0.16320	798.4	2783.4	1985.0	2.2160	6.5210
1.3	191.60	0.0011438	0.15112	814.7	2786.0	1971.3	2.2509	6.4927
1.4	195.04	0.0011489	0.14072	830.1	2788.4	1958.3	2.2836	6.4665
1.5	198.28	0.0011538	0.13165	844.7	2790.4	1945.7	2.3144	6.4418
1.6	201.37	0.0011586	0.12368	858.5	2792.2	1933.6	2.3436	6.4187
1.7	204.30	0.0011633	0.11661	871.8	2793.8	1922.0	2.3712	6.3967
1.8	207.10	0.0011678	0.11031	884.6	2795.1	1910.5	2.3976	6.3759
1.9	209.79	0.0011722	0.10464	896.8	2796.4	1899.6	2.4227	6.3561
2.0	212.37	0.0011766	0.09953	908.6	2797.4	1888.8	2.4468	6.3373
2.2	217.24	0.0011850	0.09064	930.9	2799.1	1868.2	2.4922	6.3018
2.4	221.78	0.0011932	0.08319	951.9	2800.4	1848.5	2.5343	6.2691
2.6	226.03	0.0012011	0.07685	971.7	2801.2	1829.5	2.5736	6.2386
2.8	230.04	0.0012088	0.07138	990.5	2801.7	1811.2	2.6106	6.2101
3.0	233.84	0.0012163	0.06662	1008.4	2801.9	1793.5	2.6455	6.1832
3.5	242.54	0.0012345	0.05702	1049.8	2801.3	1751.5	2.7253	6.1218
4.0	250.33	0.0012521	0.04974	1087.5	2799.4	1711.9	2.7967	6.0670
4.5	257.41	0.0012691	0.04402	1122.2	2796.5	1674.3	2.8614	6.0171
5.0	263.92	0.0012858	0.03941	1154.6	2792.8	1638.2	2.9209	5.9712
6.0	275.56	0.0013187	0.03241	1213.9	2783.3	1569.4	3.0277	5.8878
7.0	285.80	0.0013514	0.02734	1267.7	2771.4	1503.7	3.1225	5.8126
8.0	294.98	0.0013843	0.02349	1317.5	2757.5	1440.0	3.2083	5.7430
9.0	303.31	0.0014179	0.02046	1364.2	2741.8	1377.6	3.2875	5.6773
10.0	310.96	0.0014526	0.01800	1408.6	2724.4	1315.8	3.3616	5.6143
12.0	324.64	0.0015267	0.01425	1492.6	2684.8	1192.2	3.4986	5.4930
14.0	336.63	0.0016104	0.01149	1572.8	2638.3	1065.5	3.6262	5.3737
16.0	347.32	0.0017101	0.009330	1651.5	2582.7	931.2	3.7486	5.2496
18.0	356.96	0.0018380	0.007534	1733.4	2514.4	781.0	3.8789	5.1135
20.0	365.71	0.002038	0.005873	1828.8	2413.8	585.0	4.0181	4.9338
22.0	373.68	0.002675	0.003757	2007.7	2192.5	184.8	4.2891	4.5748
22.115	374.12	0.003147	0.003147	2095.2	2095.2	0.0	4.4237	4.4237



未饱和水与过热蒸汽表 (1)

p	0.001MPa				0.005MPa				0.01MPa				0.04MPa			
	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	
饱和参数	$t_s=6.982$ $v''=129.208$ $h''=2513.8$ $s''=8.9786$	$t_s=32.90$ $v''=28.196$ $h''=2561.2$ $s''=8.3952$	$t_s=45.83$ $v''=14.676$ $h''=2584.4$ $s''=8.1505$	$t_s=75.89$ $v''=3.9949$ $h''=2636.8$ $s''=7.6711$												
0	0.0010002	-0.0412	-0.0001	0.0010002	0.0	-0.0001	0.0010002	+0.0	-0.0001	0.0010002	0.0	-0.0001	0.0010002	0.0	-0.0001	
10	130.60	2519.5	8.9556	0.0010002	42.0	0.1510	0.0010002	42.0	0.1510	0.0010002	42.0	0.1510	0.0010002	42.0	0.1510	
20	135.23	2538.1	9.0604	0.0010017	83.9	0.2963	0.0010017	83.9	0.2963	0.0010017	83.9	0.2963	0.0010017	83.9	0.2963	
30	139.85	2556.8	9.1230	0.0010043	125.7	0.4365	0.0010043	125.7	0.4365	0.0010043	125.7	0.4365	0.0010043	125.7	0.4365	
40	144.47	2575.5	9.1837	26.86	2574.6	8.4385	0.0010078	167.4	0.5721	0.0010078	167.4	0.5721	0.0010078	167.5	0.5721	
50	149.09	2594.2	9.2426	29.78	2593.4	8.4977	14.87	2592.3	8.1752	0.0010121	209.3	0.7035	0.0010121	209.3	0.7035	
60	153.71	2613.0	9.2997	30.71	2612.3	8.5552	15.34	2611.3	8.2331	0.0010171	251.1	0.8310	0.0010171	251.1	0.8310	
70	158.33	2631.8	9.3552	31.64	2631.1	8.6110	15.80	2630.3	8.2892	0.0010228	293.0	0.9548	0.0010228	293.0	0.9548	
80	162.95	2650.6	9.4093	32.57	2650.0	8.6652	16.27	2649.3	8.3437	4.044	2644.9	7.6940	4.044	2644.9	7.6940	
90	167.57	2669.4	9.4619	33.49	2668.9	8.7180	16.73	2668.3	8.3968	4.162	2664.4	7.7485	4.162	2664.4	7.7485	
100	172.19	2688.3	9.5132	34.42	2687.9	8.7695	17.20	2687.2	8.4484	4.280	2683.8	7.8013	4.280	2683.8	7.8013	
120	181.42	2726.2	9.6122	36.27	2725.9	8.8687	18.12	2725.4	8.5479	4.515	2722.6	7.9025	4.515	2722.6	7.9025	
140	190.66	2764.3	9.7066	38.12	2764.0	8.9633	19.05	2763.6	8.6427	4.749	2761.3	7.9986	4.749	2761.3	7.9986	
160	199.89	2802.6	9.7971	39.97	2802.3	9.0539	19.98	2802.0	8.7334	4.983	2800.1	8.0903	4.983	2800.1	8.0903	
180	209.12	2841.0	9.8839	41.81	2840.8	9.1408	20.90	2840.6	8.8204	5.216	2838.9	8.1780	5.216	2838.9	8.1780	
200	218.35	2879.6	9.9672	43.66	2879.5	9.2244	21.82	2879.3	8.9041	5.448	2877.9	8.2621	5.448	2877.9	8.2621	
220	227.58	2918.6	10.0480	45.51	2918.5	9.3049	22.75	2918.3	8.9848	5.680	2917.1	8.3432	5.680	2917.1	8.3432	
240	236.82	2957.7	10.1257	47.36	2957.6	9.3828	23.67	2957.4	9.0626	5.912	2956.4	8.4213	5.912	2956.4	8.4213	
260	246.05	2997.1	10.2010	49.20	2997.0	9.4580	24.60	2996.8	9.1379	6.144	2995.9	8.4969	6.144	2995.9	8.4969	
280	255.28	3036.7	10.2739	51.05	3036.6	9.5310	25.52	3036.5	9.2109	6.375	3035.6	8.5700	6.375	3035.6	8.5700	
300	264.51	3076.5	10.3446	52.90	3076.4	9.6017	26.44	3076.3	9.2817	6.606	3075.6	8.6409	6.606	3075.6	8.6409	
400	310.66	3279.5	10.6709	62.13	3279.4	9.9280	31.06	3279.4	9.6081	7.763	3278.9	8.9678	7.763	3278.9	8.9678	
500	356.81	3489.0	10.960	71.36	3489.0	10.218	35.68	3488.9	9.8982	8.918	3488.6	9.2581	8.918	3488.6	9.2581	
600	402.96	3705.3	11.224	80.59	3705.3	10.481	40.29	3705.2	10.161	10.07	3705.0	9.5212	10.07	3705.0	9.5212	

(1)粗水平线之上为未饱和水状态,粗水平线之下为过热蒸汽状态。

续表

$p$	0.08MPa				0.1MPa				0.5MPa				1MPa			
	$t$ (°C)	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/(kg·K))	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/(kg·K))	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/(kg·K))	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/(kg·K))	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/(kg·K))
饱和参数																
0	0.0010002	0.0	0.0	-0.0001	0.0010002	0.1	-0.0001	0.0010000	0.5	-0.0001	0.0009997	1.0	0.0009997	179.88	-0.0001	-0.0001
10	0.0010002	42.1	0.1510	0.1510	0.0010002	42.1	0.1510	0.0010000	42.5	0.1509	0.0009998	43.0	0.0009998	151.85	0.1509	0.1509
20	0.0010017	83.9	0.2963	0.2963	0.0010017	84.0	0.2963	0.0010015	84.3	0.2962	0.0010013	84.8	0.0010013	0.37481	0.2962	0.2961
30	0.0010043	125.7	0.4365	0.4365	0.0010043	125.8	0.4365	0.0010041	126.1	0.4364	0.0010039	126.6	0.0010039	2748.5	0.4364	0.4362
40	0.0010078	167.5	0.5721	0.5721	0.0010078	167.5	0.5721	0.0010076	167.9	0.5719	0.0010074	168.3	0.0010074	6.8215	0.5719	0.5717
50	0.0010121	209.3	0.7035	0.7035	0.0010121	209.3	0.7035	0.0010119	209.7	0.7033	0.0010117	210.1	0.0010117		0.7033	0.7030
60	0.0010171	251.1	0.8310	0.8310	0.0010171	251.2	0.8309	0.0010169	251.5	0.8307	0.0010167	251.9	0.0010167		0.8307	0.8305
70	0.0010228	293.0	0.9548	0.9548	0.0010228	293.0	0.9548	0.0010226	293.4	0.9545	0.0010224	293.8	0.0010224		0.9545	0.9452
80	0.0010292	334.9	1.0752	1.0752	0.0010292	335.0	1.0752	0.0010290	335.3	1.0750	0.0010287	335.7	0.0010287		1.0750	1.0746
90	0.0010361	376.9	1.1925	1.1925	0.0010361	377.0	1.1925	0.0010359	377.3	1.1922	0.0010357	377.7	0.0010357		1.1922	1.1918
100	2.127	2679.0	7.4712	7.4712	1.696	2676.5	7.3628	0.0010435	419.4	1.3066	0.0010432	419.7	0.0010432		1.3066	1.3062
120	2.247	2718.8	7.5750	7.5750	1.793	2716.8	7.4681	0.0010605	503.9	1.5273	0.0010602	504.3	0.0010602		1.5273	1.5269
140	2.366	2758.2	7.6729	7.6729	1.889	2756.6	7.5669	0.0010800	589.2	1.7388	0.0010796	589.5	0.0010796		1.7388	1.7383
160	2.484	2797.5	7.7658	7.7658	1.984	2796.2	7.6605	0.0011019	675.7	1.944	0.0011019	675.7	0.0011019		1.944	1.9420
180	2.601	2836.8	7.8544	7.8544	2.078	2835.7	7.7496	0.0011241	767.4	2.1481	0.0011241	767.4	0.0011241		2.1481	2.1475
200	2.718	2876.1	7.9393	7.9393	2.172	2875.2	7.8348	0.0011466	855.4	2.3514	0.0011466	855.4	0.0011466		2.3514	2.3508
220	2.835	2915.5	8.0208	8.0208	2.266	2914.7	7.9166	0.0011691	943.9	2.5549	0.0011691	943.9	0.0011691		2.5549	2.5543
240	2.952	2955.0	8.0994	8.0994	2.359	2954.3	7.9954	0.0011916	1032.4	2.7584	0.0011916	1032.4	0.0011916		2.7584	2.7578
260	3.068	2994.7	8.1753	8.1753	2.453	2994.1	8.0714	0.0012141	1120.9	2.9619	0.0012141	1120.9	0.0012141		2.9619	2.9613
280	3.184	3034.6	8.2486	8.2486	2.546	3034.0	8.1449	0.0012366	1209.4	3.1654	0.0012366	1209.4	0.0012366		3.1654	3.1648
300	3.300	3074.6	8.3198	8.3198	2.639	3074.1	8.2162	0.0012591	1297.9	3.3699	0.0012591	1297.9	0.0012591		3.3699	3.3693
400	3.879	3278.3	8.6472	8.6472	3.103	3278.0	8.5439	0.0013066	1943.9	4.0109	0.0013066	1943.9	0.0013066		4.0109	4.0103
500	4.457	3488.2	8.9378	8.9378	3.565	3487.9	8.8346	0.0013540	2589.4	4.8619	0.0013540	2589.4	0.0013540		4.8619	4.8613
600	5.035	3704.7	9.2011	9.2011	4.028	3704.5	9.0979	0.0014014	3234.9	5.7129	0.0014014	3234.9	0.0014014		5.7129	5.7123

p	2MPa				3MPa				4MPa				5MPa			
	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	h (kJ/kg)	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	h (kJ/kg)	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	h (kJ/kg)	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	
饱和参数	$t_s=212.37$ $v''=0.09953$ $h''=2797.4$ $s''=6.3373$				$t_s=233.84$ $v''=0.06662$ $h''=2801.9$ $s''=6.1832$				$t_s=250.33$ $v''=0.04974$ $h''=2799.4$ $s''=6.0670$				$t_s=263.92$ $v''=0.03941$ $h''=2792.8$ $s''=5.9712$			
t (°C)	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	h (kJ/kg)	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	h (kJ/kg)	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	h (kJ/kg)	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	
0	0.000992	2.0	0.0000	3.0	0.000987	0.000987	0.0001	4.0	0.000982	4.0	0.0002	5.1	0.000977	5.1	0.0002	
10	0.000993	43.9	0.1508	44.9	0.000988	0.000988	0.1507	45.9	0.000984	45.9	0.1506	46.9	0.000979	46.9	0.1505	
20	0.001008	85.7	0.2959	86.7	0.001004	0.001004	0.2957	87.6	0.000999	87.6	0.2955	88.6	0.000995	88.6	0.2952	
30	0.001034	127.5	0.4359	128.4	0.001009	0.001009	0.4356	129.3	0.0010025	129.3	0.4353	130.2	0.0010021	130.2	0.4350	
40	0.001069	169.2	0.5713	170.1	0.0010065	0.0010065	0.5709	171.0	0.0010060	171.0	0.5706	171.9	0.0010056	171.9	0.5702	
50	0.0010112	211.0	0.7026	211.8	0.0010108	0.0010108	0.7021	212.7	0.0010103	212.7	0.7016	213.6	0.0010099	213.6	0.7012	
60	0.0010162	252.7	0.8299	253.6	0.0010158	0.0010158	0.8294	254.4	0.0010153	254.4	0.8288	255.3	0.0010149	255.3	0.8283	
70	0.0010219	294.6	0.9536	295.4	0.0010215	0.0010215	0.9530	296.2	0.0010210	296.2	0.9524	297.0	0.0010205	297.0	0.9518	
80	0.0010282	336.5	1.0740	337.3	0.0010278	0.0010278	1.0733	338.1	0.0010273	338.1	1.0726	338.8	0.0010268	338.8	1.0720	
90	0.0010352	378.4	1.1911	379.3	0.0010347	0.0010347	1.1904	380.0	0.0010342	380.0	1.1897	380.7	0.0010337	380.7	1.1890	
100	0.0010427	420.5	1.3054	421.2	0.0010422	0.0010422	1.3046	422.0	0.0010417	422.0	1.3038	422.7	0.0010412	422.7	1.3030	
120	0.0010596	505.0	1.5260	505.7	0.0010590	0.0010590	1.5250	506.4	0.0010584	506.4	1.5242	507.1	0.0010579	507.1	1.5232	
140	0.0010790	590.2	1.7373	590.8	0.0010783	0.0010783	1.7362	591.5	0.0010777	591.5	1.7352	592.1	0.0010771	592.1	1.7342	
160	0.0010012	676.3	1.9408	676.9	0.0011005	0.0011005	1.9396	677.5	0.0010997	677.5	1.9385	678.0	0.0010990	678.0	1.9373	
180	0.0011266	763.6	2.1379	764.1	0.0011258	0.0011258	2.1366	764.8	0.0011249	764.8	2.1352	765.2	0.0011241	765.2	2.1339	
200	0.0011560	852.6	2.3300	853.0	0.0011550	0.0011550	2.3284	853.4	0.0011540	853.4	2.3268	853.8	0.0011530	853.8	2.3253	
220	0.1021	2820.4	6.3842	943.9	0.0011891	0.0011891	2.5166	944.2	0.0011878	944.2	2.5147	944.4	0.0011866	944.4	2.5129	
240	0.1084	2876.3	6.4953	2823.0	0.06818	0.06818	6.2245	2835.6	0.0012280	1037.7	2.7007	1037.8	0.0012264	1037.8	2.6985	
260	0.1144	2927.9	6.5941	2885.5	0.07286	0.07286	6.3440	2902.2	0.05174	2835.6	6.1355	1135.0	0.0012750	1135.0	2.8842	
280	0.1200	2976.9	6.6842	2941.8	0.07714	0.07714	6.4477	2961.5	0.05547	2902.2	6.2581	2857.0	0.04224	2857.0	6.0889	
300	0.1255	3024.0	6.7679	2994.2	0.08116	0.08116	6.5408	3021.5	0.05885	2961.5	6.3634	2925.4	0.04532	2925.4	6.2104	
400	0.1512	3248.1	7.1285	3231.6	0.09933	0.09933	6.9231	3214.5	0.07339	3214.5	6.7713	3196.9	0.05780	3196.9	6.6486	
500	0.1756	3467.4	7.4323	3456.4	0.1161	0.1161	7.2345	3445.2	0.08638	3445.2	7.0809	3433.8	0.06853	3433.8	6.9768	
600	0.1995	3689.5	7.7024	3681.5	0.1324	0.1324	7.5084	3673.4	0.09879	3673.4	7.3886	3665.4	0.07864	3665.4	7.2586	

续表

$p$	6MPa					7MPa					8MPa					9MPa				
	$t_s=275.56$ $v''=0.03241$ $h''=2783.3$ $s''=5.8878$					$t_s=285.80$ $v''=0.02734$ $h''=2771.4$ $s''=5.8126$					$t_s=294.98$ $v''=0.02349$ $h''=2757.5$ $s''=5.7430$					$t_s=303.31$ $v''=0.02046$ $h''=2741.8$ $s''=5.6773$				
$t$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	$v$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$h$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$s$ ( $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ )	$v$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$h$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$s$ ( $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ )	$v$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$h$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$s$ ( $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ )	$v$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$h$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$s$ ( $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ )	$v$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$h$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$s$ ( $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ )	$v$ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	$h$ ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )	$s$ ( $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ )		
0	0.0009972	6.1	0.0003	0.0009967	7.1	0.0004	0.0009962	8.1	0.0004	0.0009958	9.1	0.0005	0.0009958	9.1	0.0004	0.0009958	9.1	0.0005		
10	0.0009974	47.8	0.1505	0.0009970	48.8	0.1504	0.0009965	49.8	0.1503	0.0009960	50.7	0.1502	0.0009960	50.7	0.1503	0.0009960	50.7	0.1502		
20	0.0009990	89.5	0.2951	0.0009986	90.4	0.2948	0.0009981	91.4	0.2946	0.0009977	92.3	0.2944	0.0009977	92.3	0.2946	0.0009977	92.3	0.2944		
30	0.0010016	131.1	0.4347	0.0010012	132.0	0.4344	0.0010008	132.9	0.4340	0.0010003	133.8	0.4337	0.0010003	133.8	0.4340	0.0010003	133.8	0.4337		
40	0.0010051	172.7	0.5698	0.0010047	173.6	0.5694	0.0010043	174.5	0.5690	0.0010038	175.4	0.5686	0.0010038	175.4	0.5690	0.0010038	175.4	0.5686		
50	0.0010094	214.4	0.7007	0.0010090	215.3	0.7003	0.0010086	216.1	0.6998	0.0010081	217.0	0.6993	0.0010081	217.0	0.6998	0.0010081	217.0	0.6993		
60	0.0010144	256.1	0.8278	0.0010140	256.9	0.8273	0.0010135	257.8	0.8267	0.0010131	258.6	0.8262	0.0010131	258.6	0.8267	0.0010131	258.6	0.8262		
70	0.0010201	297.8	0.9512	0.0010196	298.7	0.9506	0.0010192	299.5	0.9500	0.0010187	300.3	0.9494	0.0010187	300.3	0.9500	0.0010187	300.3	0.9494		
80	0.0010263	339.6	1.0713	0.0010259	340.4	1.0707	0.0010254	341.2	1.0700	0.0010249	342.0	1.0694	0.0010249	342.0	1.0700	0.0010249	342.0	1.0694		
90	0.0010332	381.5	1.1882	0.0010327	382.3	1.1875	0.0010322	383.1	1.1868	0.0010317	383.8	1.1861	0.0010317	383.8	1.1868	0.0010317	383.8	1.1861		
100	0.0010406	423.5	1.3023	0.0010401	424.2	1.3015	0.0010396	425.0	1.3007	0.0010391	425.8	1.3000	0.0010391	425.8	1.3007	0.0010391	425.8	1.3000		
120	0.0010573	507.8	1.5224	0.0010567	508.5	1.5215	0.0010562	509.2	1.5206	0.0010556	509.9	1.5197	0.0010556	509.9	1.5206	0.0010556	509.9	1.5197		
140	0.0010764	592.8	1.7332	0.0010758	593.4	1.7321	0.0010752	594.1	1.7311	0.0010745	594.7	1.7301	0.0010745	594.7	1.7311	0.0010745	594.7	1.7301		
160	0.0010983	678.6	1.9361	0.0010976	679.2	1.9350	0.0010968	679.8	1.9338	0.0010961	680.4	1.9326	0.0010961	680.4	1.9338	0.0010961	680.4	1.9326		
180	0.0011232	765.7	2.1325	0.0011224	766.2	2.1312	0.0011216	766.7	2.1299	0.0011207	767.2	2.1286	0.0011207	767.2	2.1299	0.0011207	767.2	2.1286		
200	0.0011519	854.2	2.3237	0.0011510	854.6	2.3222	0.0011500	855.1	2.3207	0.0011490	855.5	2.3191	0.0011490	855.5	2.3207	0.0011490	855.5	2.3191		
220	0.0011853	944.7	2.5111	0.0011841	945.0	2.5093	0.0011829	945.3	2.5075	0.0011817	945.6	2.5057	0.0011817	945.6	2.5075	0.0011817	945.6	2.5057		
240	0.0012249	1037.9	2.6963	0.0012233	1038.0	2.6941	0.0012218	1038.2	2.6920	0.0012202	1038.3	2.6899	0.0012202	1038.3	2.6920	0.0012202	1038.3	2.6899		
260	0.0012729	1134.8	2.8815	0.0012708	1134.7	2.8789	0.0012687	1134.6	2.8762	0.0012667	1134.4	2.8737	0.0012667	1134.4	2.8762	0.0012667	1134.4	2.8737		
280	0.03317	2804.0	5.9253	0.0013307	1236.7	3.0667	0.0013277	1236.2	3.0633	0.0013249	1235.6	3.0600	0.0013249	1235.6	3.0633	0.0013249	1235.6	3.0600		
300	0.03616	2885.0	6.0693	0.02946	2839.2	5.9322	0.02425	2785.4	5.7918	0.02193	2731.7	5.6293	0.01993	2678.4	5.6293	0.01993	2678.4	5.6293		
400	0.04738	3178.6	6.5438	0.03992	3159.7	6.4511	0.03431	3140.1	6.3670	0.03093	3119.7	6.2891	0.02993	3086.4	6.2891	0.02993	3086.4	6.2891		
500	0.05662	3422.2	6.8814	0.04810	3410.5	6.7988	0.04172	3398.5	6.7254	0.03675	3386.4	6.6592	0.03675	3386.4	6.7254	0.03675	3386.4	6.6592		
600	0.06521	3657.2	7.1673	0.05561	3649.0	7.0890	0.04841	3640.7	7.0201	0.04281	3632.4	6.9585	0.04281	3632.4	7.0201	0.04281	3632.4	6.9585		

$t$ (°C)	10MPa			12MPa			14MPa			16MPa		
	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/(kg·K))	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/(kg·K))	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/(kg·K))	$v$ (m <sup>3</sup> /kg)	$h$ (kJ/kg)	$s$ (kJ/(kg·K))
<b>饱和参数</b>	$t_s = 310.96$ $v'' = 0.01800$ $h'' = 2724.7$ $s'' = 5.6143$			$t_s = 324.64$ $v'' = 0.01425$ $h'' = 2684.8$ $s'' = 5.4930$			$t_s = 336.63$ $v'' = 0.01149$ $h'' = 2638.3$ $s'' = 5.3737$			$t_s = 347.32$ $v'' = 0.009330$ $h'' = 2582.7$ $s'' = 5.2496$		
0	0.000953	10.1	0.0005	0.000943	12.1	0.0006	0.000933	14.1	0.0007	0.000924	16.1	0.0008
10	0.000956	51.7	0.1500	0.000947	53.6	0.1498	0.000938	55.6	0.1496	0.000928	57.5	0.1494
20	0.000972	93.2	0.2942	0.000964	95.1	0.2937	0.000955	97.0	0.2933	0.000946	98.8	0.2928
30	0.000999	134.7	0.4334	0.000991	136.6	0.4328	0.000982	138.4	0.4322	0.000973	140.2	0.4315
40	0.0010034	176.3	0.5682	0.0010026	178.1	0.5674	0.0010017	179.8	0.5666	0.0010008	181.6	0.5659
50	0.0010077	217.8	0.6989	0.0010068	219.6	0.6979	0.0010060	221.3	0.6970	0.0010051	223.0	0.6961
60	0.0010126	259.4	0.8257	0.0010118	261.1	0.8246	0.0010109	262.8	0.8236	0.0010100	264.5	0.8225
70	0.0010182	301.1	0.9489	0.0010174	302.7	0.9477	0.0010164	304.4	0.9465	0.0010156	306.0	0.9453
80	0.0010244	342.8	1.0687	0.0010235	344.4	1.0674	0.0010226	346.0	1.0661	0.0010217	347.6	1.0648
90	0.0010312	384.6	1.1854	0.0010303	386.2	1.1840	0.0010293	387.7	1.1826	0.0010284	389.3	1.1812
100	0.0010386	426.5	1.2992	0.0010376	428.0	1.2977	0.0010366	429.5	1.2961	0.0010356	431.0	1.2946
120	0.0010551	510.6	1.5188	0.0010540	512.0	1.5170	0.0010529	513.5	1.5153	0.0010518	514.9	1.5136
140	0.0010739	595.4	1.7291	0.0010727	596.7	1.7271	0.0010715	598.0	1.7251	0.0010703	599.4	1.7231
160	0.0010954	681.0	1.9315	0.0010940	682.2	1.9292	0.0010926	683.4	1.9269	0.0010912	684.6	1.9247
180	0.0011199	767.8	2.1272	0.0011183	768.8	2.1246	0.0011167	769.9	2.1220	0.0011151	771.0	2.1195
200	0.0011480	855.9	2.3176	0.0011461	856.8	2.3146	0.0011442	857.7	2.3117	0.0011423	858.6	2.3087
220	0.0011805	946.0	2.5040	0.0011782	946.6	2.5005	0.0011759	947.2	2.4970	0.0011736	947.9	2.4936
240	0.0012188	1038.4	2.6878	0.0012158	1038.8	2.6837	0.0012129	1039.1	2.6796	0.0012101	1039.5	2.6756
260	0.0012648	1134.3	2.8711	0.0012609	1134.2	2.8661	0.0012572	1134.1	2.8612	0.0012535	1134.0	2.8563
280	0.0013221	1235.2	3.0567	0.0013167	1234.3	3.0503	0.0013115	1233.5	3.0441	0.0013065	1232.8	3.0381
300	0.0013978	1343.7	3.2494	0.0013895	1341.5	3.2407	0.0013816	1339.5	3.2324	0.0013742	1337.7	3.2245
400	0.02641	3098.5	6.2158	0.02108	3053.3	6.0787	0.01726	3004.0	5.9188	0.01427	2949.7	5.8215
500	0.03277	3374.1	6.5984	0.02679	3349.0	6.4893	0.02251	3323.0	6.3922	0.01929	3296.3	6.3038
600	0.03833	3624.0	6.9925	0.03161	3607.0	6.8034	0.02681	3589.8	6.7172	0.02321	3572.4	6.6401

续表

t (°C)	18MPa				20MPa				25MPa				30MPa			
	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	v (m <sup>3</sup> /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·K))	
	$t_s = 358.96$ $v'' = 0.007534$ $h'' = 2514.4$ $s'' = 5.1135$ $t_s = 365.71$ $v'' = 0.005873$ $h'' = 2413.8$ $s'' = 4.9338$															
0	0.0009914	18.1	0.0008	0.0009904	20.1	0.0008	0.0009881	25.1	0.0009	0.0009857	30.0	0.0008	0.0009857	30.0	0.0008	
10	0.0009919	59.4	0.1491	0.0009910	61.3	0.1489	0.0009888	66.1	0.1482	0.0009866	70.8	0.1475	0.0009866	70.8	0.1475	
20	0.0009937	100.7	0.2924	0.0009929	102.5	0.2919	0.0009907	107.1	0.2907	0.0009886	111.7	0.2895	0.0009886	111.7	0.2895	
30	0.0009965	142.0	0.4309	0.0009956	143.8	0.4303	0.0009935	148.2	0.4287	0.0009915	152.7	0.4271	0.0009915	152.7	0.4271	
40	0.0010000	183.3	0.5651	0.0009992	185.1	0.5643	0.0009971	189.4	0.5623	0.0009950	193.8	0.5604	0.0009950	193.8	0.5604	
50	0.0010043	224.7	0.6952	0.0010034	226.4	0.6943	0.0010013	230.7	0.6920	0.0009993	235.0	0.6897	0.0009993	235.0	0.6897	
60	0.0010092	266.1	0.8215	0.0010083	267.8	0.8204	0.0010062	272.0	0.8178	0.0010041	276.1	0.8153	0.0010041	276.1	0.8153	
70	0.0010147	307.6	0.9442	0.0010138	309.3	0.9430	0.0010116	313.5	0.9401	0.0010095	317.4	0.9373	0.0010095	317.4	0.9373	
80	0.0010208	349.2	1.0636	0.0010199	350.8	1.0623	0.0010177	354.8	1.0591	0.0010155	358.7	1.0560	0.0010155	358.7	1.0560	
90	0.0010274	390.8	1.1798	0.0010265	392.4	1.1784	0.0010242	396.2	1.1750	0.0010219	400.1	1.1716	0.0010219	400.1	1.1716	
100	0.0010346	432.5	1.2931	0.0010337	434.0	1.2916	0.0010313	437.8	1.2879	0.0010289	441.6	1.2843	0.0010289	441.6	1.2843	
120	0.0010507	516.3	1.5118	0.0010496	517.7	1.5101	0.0010470	521.3	1.5059	0.0010445	524.9	1.5017	0.0010445	524.9	1.5017	
140	0.0010691	600.7	1.7212	0.0010679	602.0	1.7192	0.0010650	605.4	1.7144	0.0010621	608.7	1.7096	0.0010621	608.7	1.7096	
160	0.0010899	685.9	1.9225	0.0010886	687.1	1.9203	0.0010853	690.2	1.9148	0.0010821	693.3	1.9095	0.0010821	693.3	1.9095	
180	0.0011136	772.0	2.1170	0.0011120	773.1	2.1145	0.0011082	775.9	2.1083	0.0011046	778.7	2.1022	0.0011046	778.7	2.1022	
200	0.0011405	859.5	2.3058	0.0011387	860.4	2.3030	0.0011343	862.8	2.2960	0.0011300	865.2	2.2891	0.0011300	865.2	2.2891	
220	0.0011714	948.6	2.4903	0.0011693	949.3	2.4870	0.0011640	951.2	2.4789	0.0011590	953.1	2.4711	0.0011590	953.1	2.4711	
240	0.0012074	1039.9	2.6717	0.0012047	1040.3	2.6678	0.0011983	1041.5	2.6584	0.0011922	1042.8	2.6493	0.0011922	1042.8	2.6493	
260	0.0012500	1134.0	2.8516	0.0012466	1134.1	2.8470	0.0012384	1134.3	2.8359	0.0012307	1134.8	2.8252	0.0012307	1134.8	2.8252	
280	0.0013017	1232.1	3.0323	0.0012971	1231.6	3.0266	0.0012863	1230.5	3.0130	0.0012762	1229.9	3.0002	0.0012762	1229.9	3.0002	
300	0.0013672	1336.1	3.2168	0.0013606	1334.6	3.2095	0.0013453	1331.5	3.1922	0.0013315	1329.0	3.1763	0.0013315	1329.0	3.1763	
400	0.01191	2889.0	5.6926	0.009952	2820.1	5.5578	0.006009	2583.2	5.1172	0.002806	2159.1	4.4854	0.002806	2159.1	4.4854	
500	0.01678	3268.7	6.2215	0.01477	3240.2	6.1440	0.01113	3165.0	5.9639	0.008679	3083.9	5.7954	0.008679	3083.9	5.7954	
600	0.02041	3554.8	6.5701	0.01816	3536.9	6.5055	0.01413	3491.2	6.3616	0.01144	3444.2	6.2351	0.01144	3444.2	6.2351	

在 0.1MPa 时的饱和空气状态参数表

附表 4

球 温 度 $t$ (°C)	水蒸气压力 $p_s$ ( $10^2$ Pa)	含 湿 量 $d_s$ (g/kg)	饱 和 焓 $h_s$ (kJ/kg)	密 度 $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	汽 化 热 $r$ (kJ/kg)
-20	1.03	0.64	-18.5	1.38	2839
-19	1.13	0.71	-17.4	1.37	2839
-18	1.25	0.78	-16.4	1.36	2839
-17	1.37	0.85	-15.0	1.36	2838
-16	1.50	0.94	-13.8	1.35	2838
-15	1.65	1.03	-12.5	1.35	2838
-14	1.81	1.13	-11.3	1.34	2838
-13	1.98	1.23	-10.0	1.34	2838
-12	2.17	1.35	-8.7	1.33	2837
-11	2.37	1.48	-7.4	1.33	2837
-10	2.59	1.62	-6.0	1.32	2837
-9	2.83	1.77	-4.6	1.32	2836
-8	3.09	1.93	-3.2	1.31	2836
-7	3.38	2.11	-1.8	1.31	2836
-6	3.68	2.30	-0.3	1.30	2836
-5	4.01	2.50	+1.2	1.30	2835
-4	4.37	2.73	+2.8	1.29	2835
-3	4.75	2.97	+4.4	1.29	2835
-2	5.17	3.23	+6.0	1.28	2834
-1	5.62	3.52	+7.8	1.28	2834
0	6.11	3.82	9.5	1.27	2500
1	6.56	4.11	11.3	1.27	2498
2	7.05	4.42	13.1	1.26	2496
3	7.57	4.75	14.9	1.26	2493
4	8.13	5.10	16.8	1.25	2491
5	8.72	5.47	18.7	1.25	2489
6	9.35	5.87	20.7	1.24	2486
7	10.01	6.29	22.8	1.24	2484
8	10.72	6.74	25.0	1.23	2481
9	11.47	7.22	27.2	1.23	2479
10	12.27	7.73	29.5	1.22	2477
11	13.12	8.27	31.9	1.22	2475
12	14.01	8.84	34.4	1.21	2472
13	15.03	9.45	37.0	1.21	2470
14	15.97	10.10	39.5	1.21	2468
15	17.04	10.78	42.3	1.20	2465
16	18.17	11.51	45.2	1.20	2563
17	19.36	12.28	48.2	1.19	2460
18	20.62	13.10	51.3	1.19	2458
19	21.96	13.97	54.5	1.18	2456
20	23.37	14.88	57.9	1.18	2453
21	24.85	15.85	61.4	1.17	2451
22	26.42	16.88	65.0	1.17	2448
23	28.08	17.97	68.8	1.16	2446
24	29.82	19.12	72.8	1.16	2444

续表

干球温度 $t$ (°C)	水蒸气压力 $p_s$ (10 <sup>2</sup> Pa)	含湿量 $d_s$ (g/kg)	饱和焓 $h_s$ (kJ/kg)	密度 $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	汽化热 $r$ (kJ/kg)
25	31.67	20.34	76.9	1.15	2441
26	33.60	21.63	81.3	1.15	2439
27	35.64	22.99	85.8	1.14	2437
28	37.78	24.42	90.5	1.14	2434
29	40.04	25.94	95.4	1.14	2432
30	42.41	27.52	100.5	1.13	2430
31	44.91	29.25	106.0	1.13	2427
32	47.53	31.07	111.7	1.12	2425
33	50.29	32.94	117.6	1.12	2422
34	53.18	34.94	123.7	1.11	2420
35	56.22	37.05	130.2	1.11	2418
36	59.40	39.28	137.0	1.10	2415
37	62.74	41.64	144.2	1.10	2413
38	66.24	44.12	151.6	1.09	2411
39	69.91	46.75	159.5	1.08	2408
40	73.75	49.52	167.7	1.08	2406
41	77.77	52.45	176.4	1.08	2403
42	81.98	55.54	185.5	1.07	2401
43	86.39	58.82	195.0	1.07	2398
44	91.00	62.26	205.0	1.06	2396
45	95.82	65.92	218.6	1.05	2394
46	100.85	69.76	226.7	1.05	2391
47	106.12	73.84	238.4	1.04	2389
48	111.62	78.15	250.7	1.04	2386
49	117.36	82.70	263.6	1.03	2384
50	123.35	87.52	277.3	1.03	2382
51	128.60	92.62	291.7	1.02	2379
52	136.13	98.01	306.8	1.02	2377
53	142.93	103.73	322.9	1.01	2375
54	150.02	109.80	339.8	1.00	2372
55	157.41	116.19	357.7	1.00	2370
56	165.09	123.00	376.7	0.99	2367
57	173.12	130.23	396.8	0.99	2365
58	181.46	137.89	418.0	0.98	2363
59	190.15	146.04	440.6	0.97	2360
60	199.17	154.72	464.5	0.97	2358
65	250.10	207.44	609.2	0.93	2345
70	311.60	281.54	811.1	0.90	2333
75	385.50	390.20	1105.7	0.85	2320
80	473.60	559.61	1563.0	0.81	2309
85	578.00	851.90	2351.0	0.76	2295
90	701.10	1459.00	3983.0	0.70	2282
95	845.20	3396.00	9190.0	0.64	2269
100	1013.00			0.60	2257



压力单位换算表

附表 5

压力名称	帕斯卡 (Pa)	兆帕 (MPa)	公斤力/米 <sup>2</sup> (mmH <sub>2</sub> O)	公斤力/厘米 <sup>2</sup> (at)	毫米汞柱 (mmHg)	标准大气压 (atm)
帕斯卡	1	10 <sup>-6</sup>	0.101972	0.101972 × 10 <sup>-1</sup>	7.50062 × 10 <sup>-3</sup>	9.86923 × 10 <sup>-6</sup>
兆帕	10 <sup>6</sup>	1	101972	10.1972	7500.62	9.86923
公斤力/米 <sup>2</sup>	9.80665	9.80665 × 10 <sup>-6</sup>	1	1.000 × 10 <sup>-3</sup>	7.35559 × 10 <sup>-2</sup>	9.67841 × 10 <sup>-5</sup>
公斤力/厘米 <sup>2</sup>	9.80665 × 10 <sup>4</sup>	0.0980665	10 <sup>4</sup>	1	735.559	0.967841
毫米汞柱	133.322	1.33322 × 10 <sup>-4</sup>	13.595	1.3595 × 10 <sup>-3</sup>	1	1.31579 × 10 <sup>-3</sup>
标准大气压	101325	0.101325	10332.3	1.03323	760	1

注：①英制压力单位采用 磅力/英寸<sup>2</sup> (1bf/in<sup>2</sup>)

1 1bf/in<sup>2</sup> = 6894.7Pa。

②1bar = 10<sup>5</sup>Pa = 0.1MPa

功、能和热量的单位换算表

附表 6

能量名称	千焦 (kJ)	国际千卡 (kcal)	公斤力·米 (kgf·m)	千瓦·时 (kW·h)	马力·时 (Ps·h)	英热单位 (Btu)
千焦	1	0.2388	101.972	2.777 × 10 <sup>-4</sup>	3.7777 × 10 <sup>-4</sup>	0.9478
国际千卡	4.1868	1	426.94	1.163 × 10 <sup>-3</sup>	1.581 × 10 <sup>-3</sup>	3.9682
公斤力·米	9.807 × 10 <sup>-3</sup>	2.342 × 10 <sup>-3</sup>	1	2.724 × 10 <sup>-6</sup>	3.703 × 10 <sup>-6</sup>	9.294 × 10 <sup>-3</sup>
千瓦·时	3600.65	860	367168.4	1	1.3596	3412.14
马力·时	2648.278	632.53	270052.36	0.7355	1	2509.63
英热单位	1.055056	0.2520	107.5862	2.9307 × 10 <sup>-4</sup>	3.985 × 10 <sup>-4</sup>	1

注：1 国际千卡 = 1.0012 20°千卡

= 1.0003 15°千卡

