

舰船燃气轮机装置

王 钟 铭 编

国防工业出版社

139445

舰船燃气轮机装置

王钟铭 编



国防工业出版社

内 容 简 介

本书主要叙述舰船燃气轮机装置中的热力循环、压气机、燃烧室、涡轮等部件的工作原理和特性以及机组的外特性。书中不仅阐明了舰船燃气轮机装置各工作过程的基本理论,而且还比较详细地介绍了与机组有关的主要工作系统与装置发展中的特殊问题,如进、排气设施和减振、防冲等问题。因此,通过本书的学习,既能了解舰船燃气轮机各主要部件的基本原理、基本结构和基本特性,又能了解装置变工况性能和装置型式的特点,为各类舰船燃气轮机联合动力装置的试验研究和选型设计奠定基础。

本书为高等学校舰船动力装置专业教材,也可供从事舰船动力装置工作的设计人员、工程技术人员参考使用。

舰船燃气轮机装置

王钟铭 编

*

国防工业出版社 出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

*

787×1092¹/₁₆ 印张20 468千字

1981年8月第一版 1981年8月第一次印刷 印数:0,001--2,000册

统一书号:15034·2191 定价:2.05元

前 言

本书系根据 1978~1980 全国船舶动力专业统编教材会议通过的“舰船燃气轮机装置”大纲编写的,可供高等学校舰船燃气轮机动力装置和一般船舶动力装置专业使用。计划学时为 60~70 学时。

舰船燃气轮机装置是船舶动力装置专业的主要专业课程之一,其主要目的和任务是培养学生能够:

- (1) 掌握舰船燃气轮机装置的热力循环特点并能利用热力循环特性数据分析机组;
- (2) 掌握舰船燃气轮机各主要部件的基本工作原理、基本结构和基本特性,根据舰船的需要,进行燃气轮机机组的选型;
- (3) 掌握舰船燃气轮机装置的各项特性;
- (4) 初步了解舰船燃气轮机装置的一些主要系统;
- (5) 初步了解舰船燃气轮机装置发展中的一些特殊问题。

因此,本书从基本原理和基本特性的理论分析着手,着重介绍舰船燃气轮机装置的部件特性、装置变工况性能、各装置型式的分析比较等。

为了贯彻教材要体现加强基础、适应性强、知识面要宽些的精神,本书除编写上述基本内容以外,还介绍了与舰船燃气轮机联合动力装置密切有关的进排气设施、减振、防冲等问题。

为了便于读者和学员自学,本书在编写中,无论是对理论概念,或者是对设计计算公式在阐述和推演上均比较详细。

遵照教育部关于新编教材均一律采用国际单位制的规定,本教材采用了国际单位制。但鉴于目前国际单位制尚未普及,因此书中仍保留了工程单位制,即国际单位制与工程单位制并存。

书中表示压气机和燃烧室的技术符号,按国家标准应采用“C”和“CC”,由于牵涉太广,而时间仓促,来不及更改,故仍延用了“K”及“KC”,特此说明。

本书在编审过程中,蒙李根深、强国芳、李荫轩、顾德跃以及上海交通大学翁先烈、钟芳源、王永泓等同志的热情帮助和支持,特此表示感谢。本书由肖立德同志主审。

由于编者水平有限,书中必有不少缺点和错误,请读者提出宝贵意见。

编 者

目 录

第一章 绪论	1
§ 1-1 舰船燃气轮机概况	1
§ 1-2 舰船燃气轮机装置的主要优缺点	3
第二章 舰船燃气轮机机组的热力循环	7
§ 2-1 舰船燃气轮机的简单理想热力循环	20
§ 2-2 舰船燃气轮机的简单实际热力循环	26
§ 2-3 舰船燃气轮机热力循环的改进途径	47
第三章 压气机的工作原理和特性	51
§ 3-1 压气机的型式及其基本结构	51
§ 3-2 轴流式压气机的增压原理	57
§ 3-3 轴流式压气机的特性	64
§ 3-4 改善压气机低工况性能的几种方法	75
第四章 燃烧室的工作原理和特性	80
§ 4-1 对燃烧室的工作要求	80
§ 4-2 燃烧室的基本结构型式	84
§ 4-3 燃烧室的工作过程	90
§ 4-4 燃烧室的特性	111
第五章 涡轮的工作原理和特性	117
§ 5-1 燃气涡轮的基本组成	117
§ 5-2 燃气涡轮的工作原理	126
§ 5-3 燃气涡轮的特性	132
§ 5-4 叶片的扭转变形	149
第六章 舰船燃气轮机装置和其特性	161
§ 6-1 燃气发生器涡轮和压气机的共同工作	161
§ 6-2 进排气条件对机组性能的影响	168
§ 6-3 几种燃气轮机装置的分析比较	183
§ 6-4 舰船燃气轮机装置的外特性	184
第七章 舰船燃气轮机装置中的主要系统	206
§ 7-1 起动系统	206
§ 7-2 燃油调节系统	211
§ 7-3 滑油系统	231
§ 7-4 空冷系统	234
§ 7-5 保安系统	237
第八章 舰船燃气轮机装置发展中的一些特殊问题	240
§ 8-1 装置性能的改善途径	240
§ 8-2 进、排气设施	242
§ 8-3 减振、防冲问题	296

第一章 绪 论

§ 1-1 舰船燃气轮机概况

舰船燃气轮机主要由压气机、燃烧室和燃气涡轮等部件组成。图1-1所示即为某一舰用燃气轮机示意图。

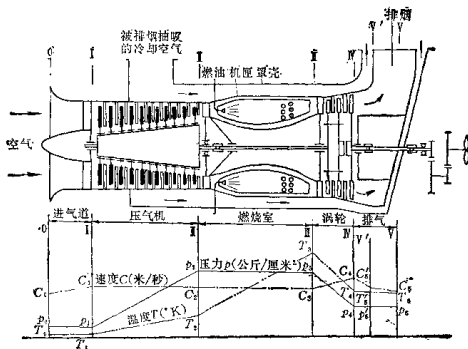


图1-1 某一舰用燃气轮机示意图

在运转中，燃气轮机的压气机由大气中吸取一定量的空气并将其压缩到某一压力后就供向燃烧室以及燃烧室与机匣之间的环形通道。流向燃烧室的那部分空气是供给燃烧室作油气混合并燃烧的，而流向环形通道的那一部分空气，则是用作冷却燃烧室和排混高温燃气的。燃油和空气混合、燃烧后所产生的炽热气体，其温度高达 $1500 \sim 2000^{\circ}\text{C}$ 。这种高温燃气，必然要对燃烧室进行强烈的辐射热交换和对流热交换。如果燃烧室的内壁不进行冷却，那就极易烧坏。所以保证在环形通道中间有一定量的空气流过是很有必要的。另外，燃烧室的高温燃气，如果直接流入燃气涡轮中，涡轮的材料也承受不了，所以也需要有大量的冷却空气去和这种高温燃气掺混，将燃气温度降到燃气涡轮材料所许可的最高持续温度。

燃气经掺混而达到一定允许温度后，就流向燃气涡轮并膨胀做功，然后排入大气。

从图1-1中可见，燃气涡轮组件分为高压涡轮和低压涡轮二部分。高压涡轮通过联轴节驱动压气机，而低压涡轮则通过中间轴和挠性联轴节驱动螺旋桨。

习惯上，常将压气机、燃烧室和驱动压气机的高压涡轮看作一个整体，称为燃气发生

器, 而将驱动螺旋桨的低压涡轮称作动力涡轮, 或自由涡轮。

空气-燃气流经燃气轮机时, 其流速、压力和温度将有不同的变化, 如图 1-1 所示。至于为什么会产生这种变化的问题, 将在以后的章节中进行讨论。

这里必须指出, 图 1-1 是一种最简单的燃气轮机。美国的 LM-2500 和图 1-2 所示的

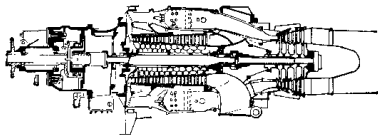


图1-2 类Proteus船用机组示意图

英国 Proteus 机组, 均属于这一类机组。这一类机组的压气机, 都是由高压涡轮直接驱动的单轴轴流式压气机。目前, 除了这一类机组以外, 还有如图 1-3 所示的双轴燃气轮机机组。这类机组是采用高、低压双轴轴流式压气机。它们的高、低压压气机分别由高压燃气发生器涡轮和低压燃气发生器涡轮驱动。英国的奥林普斯 TM3 B 船用机组就是这类双轴机组的实例。

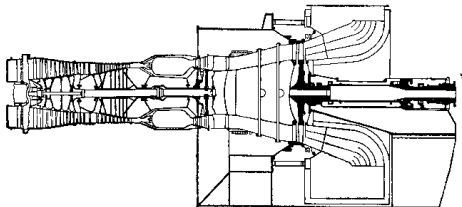


图1-3 双轴船用机组示意图

国外船用燃气轮机的发展, 一般可以分为三个阶段, 通常称为三代(参看表 1-1)。第一代燃气轮机的初温为 850°C 以下, 它可用英国海神燃气轮机来代表, 它的耗油率为 $280 \text{ 克/马力}\cdot\text{时}$, 比重量为 0.4 公斤/马力 , 比功率为 $205 \text{ 马力/公斤}\cdot\text{秒}$ 。第二代燃气轮机的初温为 $850\sim 1000^{\circ}\text{C}$, 它可用英国奥林普斯燃气轮机来代表, 它的耗油率为 $220 \text{ 克/马力}\cdot\text{时}$, 比重量为 0.760 公斤/马力 , 比功率为 $264 \text{ 马力/公斤}\cdot\text{秒}$ 。第三代燃气轮机的初温为 1000°C 左右。它可用美国 LM-2500 燃气轮机来代表, 它的耗油率为 $170 \text{ 克/马力}\cdot\text{时}$, 比重量为 0.168 公斤/马力 , 比功率为 $440 \text{ 马力/公斤}\cdot\text{秒}$ 。

从舰船燃气轮机的机型来看, 除了西德曾将陆用燃气轮机改为船用以外, 其他的几乎均由航空型燃气轮机改为舰船用燃气轮机。特别是大功率的舰船燃气轮机机组, 大多数都是由航空风扇型涡轮发动机改成。这样, 既能保持航空型的可靠、轻小等特点, 又能大大

表1-1 某些国家的舰船燃气轮机主要性能

国 别	产 品 代 号	型 号	功率(马力)	吸气 温度	空气 压力	空气 流量	燃气 温度	转速	燃油消 耗率	翻修 期限	重量	尺寸(半)			比 功	比 重
			最大/持续	(℃)	比	(公斤/秒)	(℃)	(转/分)	(克/马 力·时)	(小 时)	(公 斤)	长	宽	高	(公斤/马 力·秒)	(公斤/马力) 最大/持续
英 国	一	船用 Proteus(海神)	4250/3400	15	7.3	20.7	852/787	11600	278/291	2006	1444	2.8	1.07	1.07	205/164	0.359/0.425
	二	船用 Tyne RM1A	4250/3600	15	13.5	42	877	13500	220/240	4000	8618	5.49	2.13	2.03	101/86	2.03/2.4
	三	船用 Olympus TM3B	28000/21800	15	9.7	105.5	922	5660	219/227	4000	21320	9.0	2.6	3.2	264/203	0.76/0.97
美 国	三	船用 RB211	27800/22000	27	19	86.7	1092	5660	174/188	6000	27000	8.06	2.63	0.55	334/164	0.965/1.23
		TF12	3700/2500	26.7			800	9000	318/353		1010	2.5	0.84	0.84		0.268/0.405
		LM1500	1400/12200	37.8		68.1	860	5500	250/260	5000	5000	6.7	2.5	2.5	208/179	0.358/0.41
	二	FT4C-12	35900/34900	27	13.2	127	982	3600	206/210	8000	7300	8.3	2.0	2.2	312/275	0.784/0.209
	三	LM2500	26500/24500	45	17	61.3	1092	3600	170/173	8000	4500	6.85	2.2	2.1	440/400	0.168/0.184

节省舰船燃气轮机的研制费用，缩短研制时间，加速舰船燃气轮机的发展。陆用机组亦能改成舰船燃气轮机。改成后的机组，其寿命和可靠性与航空改装机组相比，有所改善，但重量剧增，达70~80吨，尺寸也很大，油耗率也并不低，因此，就连西德也不再由陆用型改为船用型，而是由航空型改为船用型了。这种发展趋向，简称为航空船用化。

按单机功率的大小，可将各国舰船燃气轮机机组划分为小功率和大功率两类。小功率的功率范围为4000~12000马力，大功率的范围为20000马力以上。虽然各国在这两种功率当中的成熟机组并不多，但它们的可靠程度、油耗情况和重量尺寸均比较理想，因此可适应各类水面舰艇的需要。此外，这些机组也还在不断地发展和逐步地完善之中。

从舰船燃气轮机机组的热力循环来看，几乎所有机组均采用最简单的热力循环型式。在发展初期，只有英国和西德曾经从回热、再热和中间冷却等方法去组成复杂的热力循环。但后来，由于其结构复杂、重量尺寸笨重，而航空型简单循环燃气轮机却日益发展，可靠性增高，极适合舰船发展的需要，因此，那些复杂的热力循环机组就几乎被否定了。当然，从事物发展的辩证角度来看，随着能源利用的进展以及舰船的大型化，复杂循环在舰船上的应用，特别是在民用船舶上的应用还是很有探讨的意义的。

§1-2 舰船燃气轮机装置的主要优缺点

舰船动力装置主要有：蒸汽动力装置、柴油动力装置、核动力装置、燃气动力装置和联合动力装置。前两种装置发展得比较早，广泛应用于各类舰船，后面三种，系近十多年来迅速发展起来的新型动力装置。

舰船燃气轮机动力装置是指以燃气轮机为主机的全燃化动力装置。它自五十年代末期起，尤其是六十年代中期以来，已得到了极其广泛的应用。功率总数日益增长，装舰使用范围日益扩大，已由快艇发展到了护卫舰、导弹驱逐舰、巡洋舰和直升机航空母舰等。这完全在于舰用燃气轮机装置比其它各种装置有着一些突出的优点所致，即：

(1) 燃气轮机对舰船所需的功率指令反应迅速，从冷态启动到发出全功只需2~3分

钟，在紧急状态下，还可缩短到1分钟左右。这一点大大优于蒸汽轮机和大功率中、低速柴油机，并为改善舰船的机动性和操纵性创造了优越的条件；

(2) 舰船燃气轮机的单机功率比较大。各国在4000~12000马力和20000~32000马力的功率范围内，均已各有各自比较成熟的机组，而且，有些单机功率已达40000~50000马力。因此，燃气轮机的发展已为舰船航速的提高和其动力装置的简化提供了有利的条件；

(3) 舰船燃气轮机的重量尺寸，非常轻巧。每持续轴马力的机组重量已由3~6公斤/马力降低到0.16~0.2公斤/马力，它几乎是柴油机的1/10。这一点，对于舰艇来说，极其可贵。它既能有效地缩小动力装置的重量尺寸，增加燃油装载量、扩大通讯和武备的总容量，又能提高生命力和续航力；

(4) 舰船燃气轮机的所有辅助系统和设备，均附设于机组本体上，而且配有可靠的自动控制 and 调节设备。因此，操作简便，容易实现全船自动化和远距离集中操纵等；

(5) 因为燃气轮机是回转机械，又比较轻巧，结构上容易实施合理的减振支承和挠性支承，所以机械噪音源少，机械噪音量小，且不易通过舰体向水下传播，使作战舰的隐蔽性有所改善；

(6) 舰船燃气轮机的运行可靠性较好，其翻修寿命有的已达到8000小时以上。另外，也正由于机组本身的重量尺寸比较小，容易实现快速更换。当需要翻修时，极易将整机通过进、排气管道吊离舰船。目前，已在24小时内完成整个吊装和更换工作。这样就大大提高了舰船的实际服役率。同时，也大大简化了舰上的维修保养工作，有利于减少在舰人员；

(7) 与蒸汽和柴油机动力装置相比，燃气轮机的滑油消耗量比较低。目前已达1~5公斤/时，故可用较小的滑油柜来代替庞大的滑油储存舱；

(8) 正由于燃气轮机轻巧，又容易实现全自动化监控和远距离集中控制，故一般均将机组置于密闭机罩内，以利隔音、隔热、防化、防原，从而改善了机舱工作条件。如图1-4、1-5及1-6所示。这在蒸汽动力装置和柴油机动力装置舰船上是难以办到的。

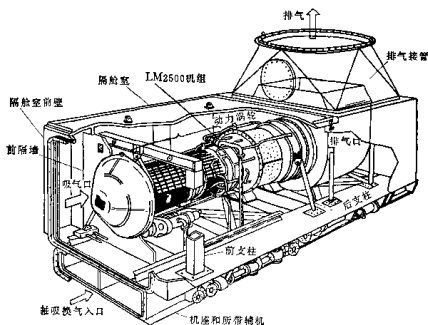


图1-4 美国LM2500燃气轮机机组

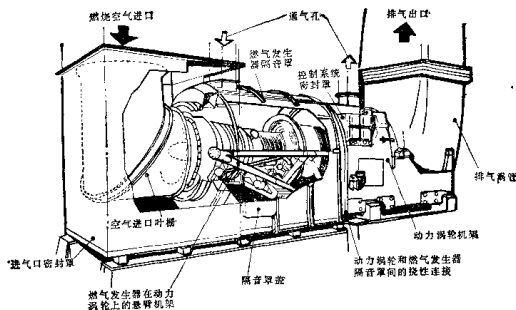


图1-5 英国Olympus TM3B舰用燃气轮机机组

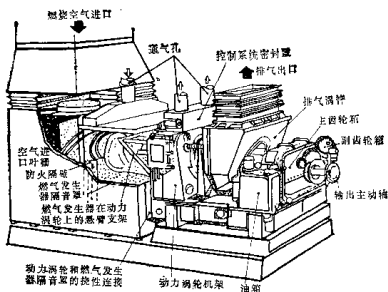


图1-6 英国Tyne舰用燃气轮机机组

基于上述这些独特的优点，在十几年来，各国均大力研究和发展舰船燃气轮机，且将其装于各类新建水面舰艇上，特别是中小型水面舰艇上。但是，任何事物总是一分为二的。在舰船燃气轮机动力装置的发展中，与蒸汽、柴油机动力装置相比，还有许多急待进一步研究解决的问题。譬如：

(1) 燃气轮机的油耗率与柴油机相比，还是偏高。4000~12000 马力的 舰 船 燃 气 轮 机，额定负荷下的燃油消耗率约为 230~320 克/马力·时，20000 马力以上的大功率 机组，以美国比较先进的 LM2500 机组为例，其燃油消耗率已达 178 克/马力·时，接近 中、高速柴油机的水平。因此，还有待进一步研究改进，以利节省燃油和增大舰船续航力；

(2) 目前的舰船燃气轮机, 几乎均使用轻柴油以上的、低粘度、优质燃料油, 而不像柴油机能用重油。这样, 其经济性就更差了;

(3) 舰船燃气轮机的低负荷运行性能比较差, 效率低, 油耗高, 易超温, 易喘振。所以不宜长期处于低负荷工况下运行;

(4) 虽然舰船燃气轮机的比功 (指每秒 1 公斤空气在机组内所能发出的机组有效功率) 已由过去的 160~200 马力/公斤空气/秒逐渐提高到 400 马力/公斤空气/秒, 但是, 它的耗气量仍然很大。以 25000~28000 马力的机组为例, 每秒空气消耗量仍然要高达 61~110 公斤/秒。此外, 考虑到进、排气管系流阻的大小、流场的分布对燃气轮机装置的有效功率有很大的影响, 因此在舰船上, 必须设置非常庞大的进、排气管。这样就迫使动力装置的重量尺寸明显增大, 也影响全舰有效甲板面积的利用;

(5) 在燃气轮机的气体流路中, 气流的紊流度强, 涡流源多, 因此, 燃气轮机在工作时会发出频谱很宽的、能量较强的气动噪音。在进、排气管管口附近的噪音, 可达 115 分贝以上, 严重影响舰船指战员的正常工作和健康, 所以必须采取消音措施;

(6) 目前的舰船燃气轮机不能逆转, 因此, 当舰船需要制动和倒航时, 就要靠可调螺旋距螺旋桨或倒车传动齿轮来解决。这就导致动力装置的复杂化。

综合以上所述, 燃气轮机动力装置虽然目前还存在着一些需要进一步完善的问题。但是, 这决不影响它在舰船上的重要作用和应用, 相反, 它会随着高温耐热合金材料的发展、冷却技术的研究和运用、新型可倒机组的研究以及热力循环的不断完善等, 一定能发展得更经济、更可靠、更适用于舰船。

第二章 舰船燃气轮机机组的热力循环

对舰船燃气轮机热力循环的分析,将有助于全面了解燃气轮机机组的组成、特性和机组的主要发展趋向。在分析中,将会遇到一些热力学和流体力学方面的基本知识。为了便于讨论,拟先将这些知识作如下概括:

1. 理想气体的状态方程式

所谓理想气体,是指分子本身不占有体积,分子之间也不存在吸引力的这样一种气体。实际上理想气体是不存在的。但是在燃气轮机中所用的这种工质——空气和燃气,则由于温度比较高、压力又不太大,故工质所占的体积和混合气分子本身的体积相比,确实大得非常之多,分子与分子之间的距离确实相距非常之远,分子间的吸引力非常小,因此,空气和燃气在燃气轮机热力循环的分析中,其属性很接近于理想气体的“理想”条件,故可以当作理想气体来看待。

在舰船燃气轮机中,要使燃料的化学能部分地转化成为机械功,需要利用工质的状态所发生的一系列有规律的变化,并使它完成一个循环后才能实现。而工质的状态则总是用压力 p 、温度 t 或 T 和比容 v 这样三个参数来描述的。通过实践证明:对于象空气、燃气这样的气体来说,压力、温度、比容这三者之间,存在着一个完全确定了的内任关系,即

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

式中 p ——气体压力 公斤/米²;

v ——气体比容 米³/公斤;

T ——气体绝对温度 $T = t + 273^\circ\text{K}$ (t 为摄氏温度 $^\circ\text{C}$);

R ——气体常数。

因为在同一温度和压力下,任一克分子体积均相等,所以,当气体的克分子量为 m 时,该气体的气体常数为 $R = \frac{848}{m}$ 公斤·米/公斤·°K。对于空气来说, $m = 28.964$, 其气体常数 $R = 29.27$ 公斤·米/公斤·°K; 对燃气来说, 其 R 值要视燃气的成分而异,一般可近似地取 $R = 29.3$ 公斤·米/公斤·°K。

式(2-1)称为理想气体的状态方程式。对于 G 公斤气体来说,由于 $V = Gv(\text{米}^3)$,所以,其状态方程可写为

$$pV = GRT \quad (2-2)$$

2. 比热和热量的计算

在工程上,热量的计算是引用比热这个概念来进行的。

比热的物理意义是:使1公斤工质的温度升高 1°C 时所需吸收的热量,以 C 表示。它的单位是千卡/公斤·°C。

由比热的物理概念可知, G 公斤的工质,由温度 t_1 升高(或降低)到温度 t_2 时,所需吸收(或放出)的热量为

$$Q = GC(t_2 - t_1) \quad \text{千卡} \quad (2-3)$$

工程上度量热量的单位是千卡^②。

工质的比热并不是一个常数。它除了随工质的性质而变以外，还是温度 and 具体工作过程的函数。

以定压加热过程和定容加热过程为例，它们的比热可分别写为 C_p 、 C_v (千卡/公斤·℃)。在一定的温度下， C_p 和 C_v 之间的关系为

$$C_p = C_v + AR \quad \text{千卡/公斤} \cdot ^\circ\text{C} \quad (2-4)$$

$$\frac{C_p}{C_v} = K \quad (2-5)$$

$$C_p = \frac{K}{K-1} AR \quad \text{千卡/公斤} \cdot ^\circ\text{C} \quad (2-6)$$

$$C_v = \frac{1}{K-1} AR$$

式中 A ——功的热当量， $A = \frac{1}{4.187}$ 千卡/公斤·米，它是把功的单位换算成热单位的换算系数；

K ——绝热指数。

对于空气来说，这些数值在常温下 (20℃) 一般可取

$$K = 1.4$$

$$C_p = 0.24 \quad \text{千卡/公斤} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\frac{C_p}{A} = \frac{K}{K-1} R = 102.5 \quad \text{公斤} \cdot \text{米/公斤} \cdot ^\circ\text{C}$$

对于燃气来说，在舰船燃气轮机常用温度之内，这些数值一般可取为

$$K = 1.33$$

$$C_p = 0.276 \quad \text{千卡/公斤} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\frac{C_p}{A} = \frac{K}{K-1} R = 118 \quad \text{公斤} \cdot \text{米/公斤} \cdot ^\circ\text{C}$$

要进行详细计算时，各种温度下的这些数值，可查阅空气和燃气的热力性质表。

既然，工质的比热是温度的函数，那么，计算热量的公式 (2-3) 就应改用积分的形式来表示，即

$$Q = G \int_{t_1}^{t_2} C(t) dt = GC \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1)$$

对于 1 公斤工质来说，加热或放热量 q 应写为

$$q = \frac{Q}{G} = \int_{t_1}^{t_2} C(t) dt = C \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1)$$

式中 $C \Big|_{t_1}^{t_2}$ ——工质在 t_1 到 t_2 温度范围内的平均比热 千卡/公斤·℃；

t_1 ——工质初始温度 ℃；

t_2 ——工质终点温度 ℃。

② 一千卡热量等于 1 公斤纯水，在标准条件下，由 19.5℃ 升高到 20.5℃ 时所需吸收的热量。

由此可见,当工质与外界发生热交换时,所需加入或放出的热量(Q 或 q),必然也应该 是工质的性质、温度变化范围 ($t_1 \rightarrow t_2$) 以及具体的工作过程的函数。

3. 工质的内能

所谓工质的内能是指储存于工质分子中的动能和势能的总和。

工质内能的大小,决定于工质的状态参数 p 、 T ,即内能是状态参数 p 、 T 的函数,

$$U = U(p, T)$$

$$u = \frac{U}{G} = u(p, T)$$

式中 U 为 G 公斤工质的内能; 而 u 为 1 公斤工质所具有的内能。

经大量试验研究证实: 对于理想气体来说, 由于分子之间没有吸引力的作用 (即分子间不存在势能), 因而理想气体的内能只与工质分子的运动动能有关。也就是说, 理想气体的内能, 实际上只是工质温度 T 的单值函数, 即

$$u = u(T)$$

$$U = Gu = U(T)$$

显然, 这种结论对于非常接近于理想气体的空气和燃气来说是正确的。

理想气体的内能与温度的定量计算关系, 只需要用一个定容加热过程来进行分析。

在一个密闭容器中, 如果装有 1 公斤理想气体并在定容下加热, 使气体的温度由 t_1 升高到 t_2 , 则此时工质所吸收的热量 q_v 为

$$q_v = \int_{t_1}^{t_2} C_v(t) dt \quad \text{千卡/公斤}$$

如果忽略掉定容比热 C_v 随温度的变化, 则上式可写为

$$q_v = C_v(t_2 - t_1) = C_v(T_2 - T_1) \quad \text{千卡/公斤}$$

由于在这个加热过程中, 容器的容积没有变, 工质与外界没有机械功的交换, 因此, 加给工质的热量将全部转化为工质的内能。如果以 u_1 、 u_2 分别表示 1 公斤工质在温度 t_1 、 t_2 时的内能, 则由 t_1 到 t_2 的内能增值 Δu 为

$$\Delta u = u_2 - u_1 = q_v = \int_{t_1}^{t_2} C_v(t) dt \approx C_v(t_2 - t_1) \quad \text{千卡/公斤} \quad (2-7)$$

从式 (2-7) 可以看出, 工质内能的变化 Δu 只与工质温度 t_2 和 t_1 的差值有关, 而与工质所经历的热力过程无关。也就是说, 只要知道理想气体的定容比热和温度变化范围, 就可以按式 (2-7) 求得内能的变化量 Δu 。

这里还需提一下, 在热力学中, 内能大小的绝对数值是没有意义的。我们所关心的只是经过某个热力过程后, 工质内能之间的绝对变化量 Δu 。因此, 在一般书上所能看到的内能数据, 实际上都是一些相对数值。一般习惯, 假定温度为 0°C 或 0°K 时的工质的内能 $u_0 = 0$, 而其他任意温度 t 或 T 时的内能值则为

$$u_t = \int_0^t C_v(t) dt$$

或者

$$u_T = \int_0^T C_v(T) dT$$

对于舰船燃气轮机中所用的工质——空气和燃气，可用式（2-7）来计算 Δu 。

4. 工质的焓（气体的焓）

气体处于定常流时，某一流动截面上的气体能量是气体运动动能 $A \frac{C^2}{2g}$ ，气体的内能 u 以及气体的压力克服流动阻力所作的功 Apv 这样三种能量的总和，即气体在某一流动截面上的总能量为 $A \frac{C^2}{2g} + u + Apv$ 。其中， $A \frac{C^2}{2g}$ 是取决于气体运动动力学特性的力学能量，而 u 和 Apv 是与气体状态参数有关的热力学能。热力学把这两种能量的总和称为焓，即

$$i = u + Apv \quad \text{千卡/公斤} \quad (2-8)$$

对于 G 公斤气体来说，其焓为 $I = Gi \quad \text{公斤} \cdot \text{千卡/公斤}$ 。

由于理想气体的内能 u 仅仅是温度 T 的函数，所以式（2-8）可写为

$$i = u(T) + Apv = u(T) + ART = i(T)$$

由此可知，理想气体的焓，也只是温度 T 的单值函数。

至于理想气体的焓与温度 T 之间的定量计算关系，则可由 1 公斤理想气体在气缸中的等压加热膨胀过程来求得。如果外界加入的等压吸热量为 q_p ，则在这一加热过程中，就有一部分热量将被用来提高理想气体的温度，由 t_1 升高到 t_2 ，使气体的内能从 u_1 增加到 u_2 ，而另一部分热量就被用来推动活塞对外作功 L ，即

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p(v) dv = p_1 \int_{v_1}^{v_2} dv = p_1(v_2 - v_1)$$

因为这个过程是等压过程，所以，上式中

$$p(v) = p_1 = p_2 = \text{常数}$$

上式也可写为

$$L = \int_{v_1}^{v_2} p(v) dv = p_1(v_2 - v_1) = p_2 v_2 - p_1 v_1$$

式中 v_1 、 v_2 ——理想气体在过程初、终两态时的比容；

p_1 、 p_2 ——理想气体在过程初、终两态时的压力。

根据能量守恒的原理得知：在这个加热过程中，假如不存在摩擦等不可逆现象，则加给理想气体的热量 q_p 就应该等于其内能的增量 $\Delta u = u_2 - u_1$ 与其对外作功 AL 之和，即

$$\begin{aligned} q_p &= (u_2 - u_1) + AL = u_2 - u_1 + A(p_2 v_2 - p_1 v_1) = (u_2 + A p_2 v_2) \\ &\quad - (u_1 + A p_1 v_1) = i_2 - i_1 \end{aligned} \quad (2-9)$$

我们再从式（2-8）的微分关系中求得

$$\begin{aligned} di &= du + A(pdv + vd p) = du + A p dv = du + ARdT \\ &= C_p dT + ARdT = (C_p + AR)dT = C_p dT = dq_p \end{aligned}$$

取其积分后得

$$q_p = i_2 - i_1 = C_p(T_2 - T_1) = C_p(t_2 - t_1) \quad (2-10)$$

由式（2-9）、（2-10）可知，如果忽略了定压比热 C_p 随温度的变化关系，则理想气体的焓值差 $\Delta i = i_2 - i_1$ 就等于等压加热膨胀过程所吸收的热量，而且其值仅与过程的始、终温度差有关。

既然内能是相对于某基准点（ $u_0 = 0$ ）而言的相对值，那么，焓的数值也必然是一种相对值。通常以 $T = 0^\circ \text{K}$ 时的焓值为零，则其他任意温度 T 的焓值 i_T 为

$$i_T = \int_0^T C_p(T) dT \approx C_p T \quad \text{千卡/公斤} \quad (2-11)$$

5. 热力学第一定律

热力学第一定律的本质是能量守恒定律。它是说明热量和机械功之间相互变换关系的定律，也是我们研究燃气轮机中由热变功关系的理论基础。

根据热力学第一定律得：若有热量 Q 转变为机械功 L 时，则它们之间存在下列转换关系

$$\left. \begin{aligned} Q &= AL \\ L &= JQ \end{aligned} \right\} \quad (2-12)$$

式中 A ——功的热当量 $A = \frac{1}{427} \quad \text{千卡/公斤} \cdot \text{米}$ ；

J ——热的功当量 $J = 427 \quad \text{公斤} \cdot \text{米/千卡}$ 。

当一公斤气体处于静止状态时，若对气体加入一微量热量 dq ，则气体的内能就会增加 du ，且对外膨胀作功 $p dv$ 。这三者之间存在

$$dq = du + A p dv \quad (2-13)$$

的数量关系。这种数量关系就称静止气体的热力学第一定律。

由于 $i = u + A p v$

或 $di = d(u + A p v) = du + A d(pv) = du + A p dv + A v dp$

即 $du = di - A p dv - A v dp \quad (2-14)$

以式 (2-14) 代入式 (2-13) 得

$$dq = di - A v dp \quad (2-15)$$

式 (2-15) 为静止气体的热力学第一定律的另一种表达形式。

将式 (2-15) 积分后得

$$q_{1-2} = i_2 - i_1 - A \int_{p_1}^{p_2} v dp = C_p(T_2 - T_1) - A \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad (2-16)$$

对于 G 公斤的静止气体来说，式 (2-13) 及 (2-16) 可写为

$$\begin{aligned} G dq &= dU + A p dV \\ G q_{1-2} &= I_2 - I_1 - A \int_{p_1}^{p_2} V dp = G C_p(T_2 - T_1) - A \int_{p_1}^{p_2} V dp \end{aligned} \quad (2-17)$$

这些式中的 q_{1-2} 表示一公斤气体从静止状态 1 变化到静止状态 2 所吸收的热量；也可以理解为定常流（稳定可逆流动）中，一公斤气体由任意截面 1 流到另一截面 2 的流动过程中，外界对气体的加热量。

由此可见，这些式子中，虽然内能的变化只与过程的始、终状态有关，而与过程所经历的路线无关，但是，气体对外的作功大小却不仅与始、终状态有关，而且还与过程的走向有关。所以，在热力学第一定律的具体运用中，必须同时注意始、终状态和状态过程。

对于那些存在摩擦、扰动等现象的不可逆过程来说，上述的热力学第一定律表达式 (2-13)、(2-16) 等式仍然可以应用，但必须在气体对外作功中考虑摩擦功等的损失 L_m ，即

$$dq = du + A p dv - A dL_m = di - A v dp - A dL_m \quad (2-18)$$

$$q_{1-2} = u_2 - u_1 + A \int_{v_1}^{v_2} p dv - A L_m = i_2 - i_1 - A \int_{p_1}^{p_2} v dp - A L_m \quad (2-19)$$

6. 气体的熵

熵是一个很抽象的热力学状态参数。它的定义为

$$dS = \frac{dq}{T} \quad \text{千卡/公斤} \cdot \text{K}^\circ \quad (2-20)$$

因为 $dq = du + A p dv$ ，所以微熵 dS 亦可写成

$$dS = \frac{du + A p dv}{T} \quad \text{千卡/公斤} \cdot \text{K}^\circ \quad (2-21)$$

由此可见，熵也是状态参数的函数，即

$$S = S(p, T)$$

另外，也须注意， dS 是对可逆过程而言，它与可逆过程的路线无关，而只与过程的始、终状态有关。

既然熵的概念是这样的，那么，我们就可以利用熵的变化来计算状态过程中热量的变化，即

$$dq = T dS$$

$$q_{1-2} = \int_{S_1}^{S_2} T dS = \int_{S_1}^{S_2} T(S) dS \quad \text{千卡/公斤} \quad (2-22)$$

此式的意义，可参看图 2-1。

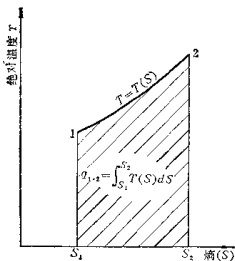


图2-1 气体经历某一过程 $T = T(S)$ 时的 $T-S$ 图

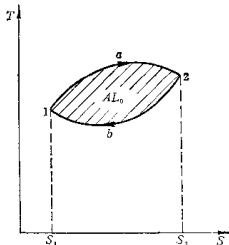


图2-2 气体经历某个循环时的 $T-S$ 图

由式 (2-22) 看出，当 $dS > 0$ 时， $q > 0$ ；而当 $dS < 0$ 时， $q < 0$ 。这就意味着：当气体经历某一过程而从外界吸收热量时，气体的熵值一定有所增加。相反，当气体对外放热时，熵值必然下降。因此，我们就可以根据熵值的增加和减少，来判别气体的吸热和放热倾向。

另外，正如图 2-1 所示， $T-S$ 图上的过程线 $T = T(S)$ 与 S 轴之间所包围的面积，代表着气体（或称工质）在此过程中与外界交换的热量。当工质经历一系列过程而完成一个循环时，由于工质的状态将回复到循环开始时的原始状态，如图 2-2 所示，各过程线就组成了 $1 \rightarrow a \rightarrow 2 \rightarrow b \rightarrow 1$ 的封闭循环回路。其中，面积 $1a2S_11$ 必然代表工质在此循环中从外界所吸收到的热量 q_1 ，而面积 $2b1S_22$ 则代表工质在此循环中对外界放热量 q_2 ，因而，循环回路所包围的面积 $1a2b1$ ，就是工质在完成循环时与外界交换的净热量 $q_1 - q_2$ 。