

燃 气 轮 机 装 置

涡轮机教研室编

西安交通大学

一九七五年四月

毛 主 席 语 录

思想上政治上的路线正确与否是决定一切的。

教育必须为无产阶级政治服务，必须同生产劳动相结合。

我们能够学会我们原来不懂的东西。我们不但善于破坏一个旧世界，我们还将善于建设一个新世界。

认识从实践始，经过实践得到了理论的认识，还须再回到实践去。认识的能动作用，不但表现于从感性的认识到理性的认识之能动的飞跃，更重要的还须表现于从理性的认识到革命的实践这一个飞跃。

在生产斗争和科学实验范围内，人类总是不断发展的，自然界也总是不断发展的，永远不会停止在一个水平上。因此，人类总得不断地总结经验，有所发现，有所发明，有所创造，有所前进。

前 言

《燃气轮机装置》是为蒸汽轮机与燃气轮机专业学员编写的讲义。着重介绍燃气轮机装置及其主要部件的工作原理与内在的运动规律。结合目前国内、外在燃气轮机装置方面的生产实践，介绍一些基本的设计计算思想与方法。

本讲义共分六章。第一、五、六章分析的是装置总体方面的内容；第二、三、四章分析的是组成装置的三大部件，即压气机、透平、燃烧室方面的内容。

为了使学员在一开始就对燃气轮机装置的热力性能和主要部件之间的内在联系有一个比较清晰的概念，首先在第一章中分析燃气轮机装置基本的热力循环方案。在分析简单循环的基础上也对复杂循环进行扼要的说明。指出循环改进的基本措施和途径。

第二章介绍压气机的基本原理、工况特性、设计方法等。虽然从原理上来看，压气机与透平是类似的，但有它的特殊性，对于一个初学者来说，也决非是件容易的事。因此，在本讲义中，对压气机的基本原理与设计方法介绍得较为详细。

第四章主要介绍燃烧室的工作过程、基本特性与典型结构等。

第五章阐述燃气轮机装置的变工况特性。除了介绍变工况的基本分析方法并对几种常见装置的变工况特性进行指标上的分析之外，也对燃气轮机装置的起动问题作了简要的介绍。

燃气轮机装置的应用放在第六章。在这一章中，结合燃气轮机装置的各种应用场合还扼要地介绍了几种新型的循环方式，作为第一章热力循环内容的补充。

在编写本讲义的过程中，力求贯彻毛主席提出的“**理论与实际结合**”、“**应确立以研究中国革命实际问题为中心**”、“**洋为中用**”和“**少而精**”的原则，尽可能反映我国燃气轮机生产实践方面的成就，同时也注意吸取一切外国有用的经验。

由于教育革命形势的迅速发展，原订的教学大纲几经修改，课程设置也有所变动，加上我们的马列主义、毛泽东思想水平不高，业务知识尤其是生产实际知识很差；由于编写时间以及搜集资料上的限制，调查研究工作做得也不够广泛，因此，在本讲义中一定存在着不少缺点和错误。所反映的国内燃气轮机生产实践中的成就也很有限。我们诚恳地希望工农兵学员和其他阅读本讲义的同志们批评指正，以利于今后教学实践和教材建设中的改进。

在本讲义的编写过程中，得到了不少单位的热情支持，上海汽轮机厂的同志们还详细阅读了本讲义的草稿，提出了很多宝贵的意见和建议；也参考了兄弟学校的教材。在此都谨致以谢意。

涡轮机教研室

一九七五年四月

目 录

前 言

第一章 燃气轮机装置的热力循环

第一节 简单循环	1
§ 1-1-1 装置的工作过程及热力性能指标	2
§ 1-1-2 循环的主要参数对装置热力性能的影响	4
§ 1-1-3 其它因素对装置热力性能的影响	7
第二节 简单循环的热力计算	11
§ 1-2-1 循环计算概述	11
§ 1-2-2 循环的详细计算说明	12
§ 1-2-3 循环的详细计算举例	14
第三节 复杂循环	16
§ 1-3-1 回热循环	17
§ 1-3-2 中间冷却循环	19
§ 1-3-3 中间加热循环	22

第二章 轴流式压气机

第一节 轴流式压气机基元级的工作原理和基本参数	25
§ 2-1-1 基元级中的能量转换	26
§ 2-1-2 基元级的效率	29
§ 2-1-3 叶栅中的空间流动特点及损失	30
§ 2-1-4 基元级的压头系数 ψ	32
§ 2-1-5 基元级的流量系数 φ 和马赫数 M	33
§ 2-1-6 基元级的反动度 ρ	34
第二节 轴流式压气机级	38
* § 2-2-1 级内空间流动	38
* § 2-2-2 等环量级	42

* § 2-2-3	沿半径 $h = \text{常数}$ 、 $\rho = \text{常数}$ 的级	45
* § 2-2-4	$\rho = \text{常数}$, c_z 按直线关系沿径向增加的级	49
* § 2-2-5	补充条件的通用式	51
第三节	多级轴流式压气机	52
§ 2-3-1	压比、压缩功与效率	52
§ 2-3-2	通流部分的成形与压缩功在各级间的分配	55
§ 2-3-3	级间的相互影响	58
第四节	平面叶栅与模型级的试验研究	60
* § 2-4-1	翼型与叶栅的主要几何参数	60
* § 2-4-2	轴流式压气机平面叶栅的试验特性	63
§ 2-4-3	相似理论在压气机模化试验中的应用	70
* § 2-4-4	压气机模型级的试验特性	74
第五节	多级轴流式压气机的设计计算	75
* § 2-5-1	多级轴流式压气机计算概述	75
* § 2-5-2	以平面叶栅吹风试验数据为基础的计算方法	76
* § 2-5-3	以模型级试验数据为基础的计算方法	94
第六节	轴流式压气机的变工况特性	101
§ 2-6-1	压气机的流量特性曲线	102
§ 2-6-2	压气机的通用特性曲线	107
§ 2-6-3	压气机的不稳定工作状态	109
§ 2-6-4	防止压气机喘振的措施	113

第三章 燃气透平

第一节	多级燃气透平的热力设计	119
* § 3-1-1	透平通流部分形状	121
* § 3-1-2	多级燃气透平的热力设计程序	123
* § 3-1-3	多级燃气透平热力计算举例	130
第二节	燃气透平的冷却	140
§ 3-2-1	燃气透平冷却概述	140
* § 3-2-2	叶片的空气冷却	145
* § 3-2-3	冷却空气量的估算	149
* § 3-2-4	叶片的冷却损失与冷却热量的利用	153
第三节	径流透平	157
* § 3-3-1	向心式透平级内的功能转换与效率	159
* § 3-3-2	向心式透平的各种损失	164
* § 3-3-3	径流透平的变工况	170
* § 3-3-4	向心式透平的热力计算	174

第四章 燃 烧 室

第一节 概述	181
§ 4-1-1 燃烧室的作用、工作特点以及对它的要求	181
§ 4-1-2 燃烧室工作过程的基本组织原则	182
第二节 燃烧室的主要工况特性指标	183
§ 4-2-1 燃烧室效率 η_B	183
§ 4-2-2 压力损失	184
§ 4-2-3 热容强度或压容强度	185
§ 4-2-4 稳定极限	186
§ 4-2-5 燃气的出口温度分布	187
第三节 燃烧室的结构与设计	187
§ 4-3-1 燃烧室的选型问题	187
§ 4-3-2 主要尺寸的确定	192
§ 4-3-3 燃烧室内的气动流型	194
§ 4-3-4 焰管的构造及其冷却	195
第四节 喷油及点火装置	197
§ 4-4-1 喷油嘴	197
§ 4-4-2 点火装置	199

第五章 燃气轮机装置的工况变化

第一节 燃气轮机装置变工况特性的分析方法	203
第二节 大气条件的变化对燃气轮机装置特性的影响	212
§ 5-2-1 大气压力变化的影响	212
§ 5-2-2 大气温度变化的影响	214
§ 5-2-3 装置的相似工况	218
§ 5-2-4 用相似参数整理的单轴装置的特性曲线图	221
第三节 单轴装置的变工况特性	223
第四节 分轴装置的变工况特性	225
§ 5-4-1 分轴装置的变工况特性	225
§ 5-4-2 分轴装置中可调喷嘴的应用	228
第五节 双轴装置的变工况特性	229
* § 5-5-1 HH 型装置的变工况特性	231
* § 5-5-2 BB 型装置的变工况特性	232
* § 5-5-3 三轴装置的变工况特性	232
第六节 燃气轮机装置的起动	235
§ 5-6-1 燃气轮机装置的起动过程	235

§ 5-6-2	燃气轮机装置起动过程的扭矩分析	238
§ 5-6-3	影响机组起动时间的一些因素	239
§ 5-6-4	燃气轮机装置起动中的一些故障	240

第六章 燃气轮机装置的应用

第一节	燃气轮机装置在航空与航海领域中的应用	241
* § 6-1-1	喷气发动机与燃气轮机装置	241
* § 6-1-2	船用燃气轮机装置	244
第二节	燃气轮机用作自动车辆的原动机	246
* § 6-2-1	机车上的应用	246
* § 6-2-2	自动车用燃气轮机装置	247
第三节	发电用燃气轮机装置	248
* § 6-3-1	用作峰载或战备的机组	248
* § 6-3-2	承担基本电力负荷的机组	250
* § 6-3-3	燃气轮机移动电站	252
* § 6-3-4	蒸汽——燃气联合装置	252
第四节	燃气轮机装置在冶炼、石油、化工等部门中的应用	255
第五节	闭式气体轮机装置及其应用	258
* § 6-5-1	闭式装置的工作原理与优缺点	258
* § 6-5-2	循环工质的选择	260
* § 6-5-3	闭式装置的应用举例	261

第一章 燃气轮机装置的热力循环

燃气轮机装置和其他热力发动机一样，能连续不断地把热能转变为机械功输出。它的热力循环过程分别由燃气轮机装置的压气机、燃烧室和燃气透平等主要部件来完成。

燃气轮机装置的热力循环，从热力分析来看还比较完善，可以达到较高的效率。但由于受到客观生产技术条件的限制，例如金属材料性能的影响等，使得循环的最高温度不能很高，因而造成燃气轮机装置的主要弱点是经济性比较差。部分复杂循环方案虽然效率较高，但还是赶不上其它热力发动机，而且整个装置显得复杂而庞大，丧失了它特有的重量轻、体积小、操作灵活、维护简便、建设周期短，费用低等项优点。随着金属材料、空气动力学方面的进展，特别是冷却技术的发展，简单循环的效率也有了显著的提高。由于电站尖峰负荷的增大，世界各国普遍都加强了简单循环机组的发展和生产。但是随着客观条件的不断变化，对复杂循环方案，仍然不能忽视。

分析燃气轮机装置热力循环，就是研究装置的综合性能、掌握循环各参数的变化规律，使我们能按照实际要求，来正确选择不同的循环方案，确定合理的热力循环参数；并且将依据热力循环的分析、计算结果，来进行装置的各主要部件的设计。因此热力循环的分析，是燃气轮机装置设计的重要基础。

第一节 简单循环

图1-1-1所表示的，是我国自行设计与自行制造的1000瓦燃气轮机装置的简图。它是由压气机 K 、透平 T 、燃烧室 B 这三个基本部分所组成的。由这种型式的装置所构成的热力循环就是简单循环。燃气轮机装置采用的工质——空气由压气机的进气管吸入，经过压缩以后，在一定的压力下被送往燃烧室，与此同时通过燃料喷射设备向燃烧室内喷入燃料，形成燃料空气混合物，经过燃烧，产生高温的燃烧产物。由于压缩空气与燃料是不断进入燃烧室的，所以燃烧过程也能够不断地进行。为了保证燃料能够得到良好的燃烧，在高温燃烧区的温度必须保持在 2000°C 左右。因此，除了直接参加燃烧

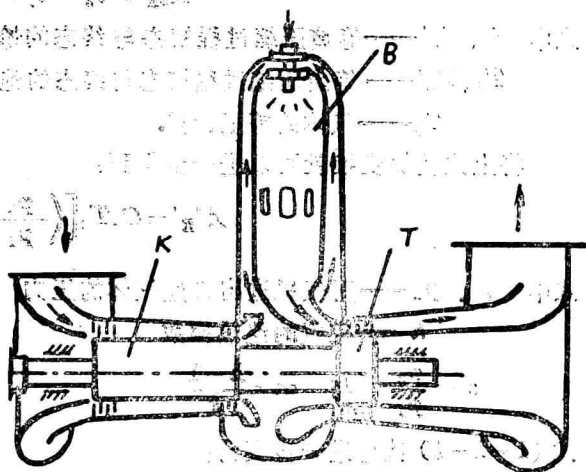


图 1-1-1 R-700-1型燃气轮机装置简图

的一部分空气进入高温燃烧区以外,大部分空气将经过高温燃烧区外面的环形通道直接流到燃烧室的中后部,与高温燃烧产物混合,使温度降低到透平叶片与其它零件所能承受的程度。这种混合以后得到的气体就叫做燃气。燃气进入透平膨胀做功,最后经透平的排气管排入大气。透平所发出的功率,大部分(约占2/3)用来带动装置本身的压气机,其余部分则作为装置的有效功率输出,以带动发电机、螺旋桨、鼓风机等机械:

§ 1-1-1 装置的工作过程及热力性能指标

在分析研究燃气轮机装置的循环时,为了方便和清楚起见,通常利用热力状态图来表示装置的循环过程。图 1-1-2 所表示的就是在 $T-S$ 图上的简单循环工作过程。图中封闭曲线

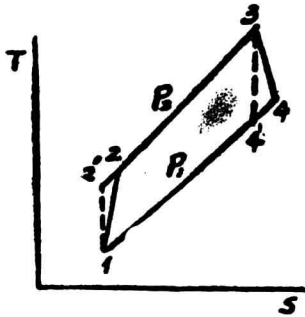


图 1-1-2 简单循环热力过程

1-2'-3-4'-1 构成的是燃气轮机装置的理想循环。这里我们假定循环的各个热力过程都是可逆的,工质数量保持不变,而且是理想气体。为了能从理论上进行分析计算,这样假定是必需的,为分析实际循环打下了基础。封闭曲线 1-2'-3-4'-1 所围的面积就表示理想简单循环输出功的大小。

燃气轮机装置的实际工作过程比较复杂,不仅在压气机、透平和各种管道内有流动损失,而且工质的数量和比热,在装置的各部分也是不相同的,这些因素在循环热力性能分析时都必需加以考虑。但为了便于问题的分析,这里主要考虑压气机、透平内的损失,其它因素的影响将放在后面另行加以分析。图 1-1-2 用封闭曲线 1-2-3-4-1 表示了这样的实际工作过程。图中线 1-2 表示实际的压缩过程,在这过程中气体的压力由 p_1 增加到 p_2 。而线 1-2' 则为相应的理想循环的等熵压缩过程。由于考虑了压气机中的损失,因而压缩功的消耗增大,压气机的出口状态已由点 2' 移到点 2。此时,单位重量工质消耗的压缩功为:

$$Al_K = Al_K' / \eta_K \quad (1-1-1)$$

式中 η_K ——压气机的绝热效率。

Al_K' ——单位重量工质的等熵压缩功。

$$Al_K' = i_2' - i_1 = C_p(T_2' - T_1) \quad (1-1-2)$$

式中 i_1, i_2' ——等熵压缩过程初态与终态的焓

T_1, T_2' ——等熵压缩过程初态与终态的绝对温度。

C_p ——气体的等压比热。

将上式稍加变换就可以进一步得到:

$$Al_K' = C_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1-1-2a)$$

式中 p_1, p_2 ——压气机进出口处气体的压力

k ——空气的绝热指数

$$\text{令 } \varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \text{ 与 } m = \frac{k-1}{k}$$

式 (1-1-1) 就可进一步变为:

$$Al_K = C_p T_1 (\varepsilon^m - 1) / \eta_K \quad (1-1-1a)$$

燃烧室内的等压加热过程用图 1-1-2 中的线 2-3 来表示。单位重量的工质所吸收的热量为：

$$q_1 = C_p(T_3 - T_2) \quad (1-1-3)$$

式中 T_3 ——等压加热过程终态的绝对温度。

线 3-4 表示在燃气透平内的膨胀过程，在这膨胀过程中压力由 p_3 下降为 p_4 。线 3-4' 为理想的等熵膨胀过程，由于考虑了透平内的损失，因而透平的膨胀功减小了，出口状态也由点 4' 移到点 4。此时，单位重量工质的膨胀功为：

$$Al_T = Al_{T'} \cdot \eta_T \quad (1-1-4)$$

式中 η_T ——透平的内效率

$Al_{T'}$ ——单位重量工质的等熵膨胀功

$$Al_{T'} = i_3 - i_{4'} = C_p(T_3 - T_{4'}) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{s^m}\right) \quad (1-1-5)$$

式中 i_3 、 $i_{4'}$ ——等熵膨胀过程初态与终态的焓；

$T_{4'}$ ——等熵膨胀过程终态的绝对温度。

所以式 (1-1-4) 亦可进一步表示为：

$$Al_T = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{s^m}\right) \eta_T \quad (1-1-4a)$$

线 4-1 表示为等压放热过程，单位重量的工质排入大气的热量为：

$$q_2 = C_p(T_4 - T_1) \quad (1-1-6)$$

式中 T_4 ——等压放热过程初态的绝对温度。

燃气轮机装置的热力性能指标通常用内效率 η_i 和比功 l_i 来表示。它们是反映机组运行的经济性和装置体积大小的主要指标。

内效率的意义是指加进机组的热量转变成机械功的完善程度，可用公式表示为：

$$\eta_i = \frac{AL_i}{Q_1} = 100 \quad (1-1-7)$$

式中 L_i ——装置输出的机械功；

Q_1 ——加到装置中的热量；

A ——功热当量。

内效率是燃气轮机装置经济性的重要指标。 η_i 值越高，发出同样功率所消耗的燃料就越少。在生产实践中，还经常直接用油耗率 d_f 这个指标来替代内效率。油耗率的意义是表示每产生单位功所消耗的油克数。可用公式表示为：

$$d_f = \frac{D_f}{N_i} \quad (1-1-8)$$

式中 D_f ——每小时消耗的发热量为 H_u 大卡/公斤的油克数。

N_i ——装置循环内功率。

d_f 的单位是[克/瓩·时]。

内效率和油耗率反映的是同一个问题，内效率利用式(1-1-7)改写成：

$$\eta_i = \frac{AL_i}{Q_1} = \frac{N_i 860}{D_f \cdot H_u} \quad (1-1-9)$$

如以 $H_u = 10300$ 大卡/公斤代入式(1-1-9)，则得：

$$d_f = \frac{83.5}{\eta_i} \quad (1-1-8a)$$

有时燃气轮机装置还常用热耗率 q_i 这个指标来表示机组的经济性。它的意义是每产生单位功率所消耗的热能。热耗率 q_i 和 η_i 、 d_f 之间的关系很易用下列公式来表示：

$$q_i = H_u \cdot d_f = \frac{860}{\eta_i} \quad (1-1-10)$$

q_i 的单位是[大卡/瓩·小时]，由此可见热耗率越大，则表示燃气轮机装置效率越低，燃料消耗越多。

燃气轮机装置的另一重要指标是比功 l_i ，它表示进入燃气轮机装置的单位重量工质所能输出的功。它的单位是瓩/公斤空气/秒（或者是大卡/公斤空气）。写成公式为：

$$l_i = \frac{N_i}{G} \quad (1-1-11)$$

式中 G ——空气流量，单位是公斤/秒。

比功是衡量装置的重量和体积的重要指标，循环的比功越大，单位重量的工质所发出的机械功越大；若装置输出的机械功一定时，比功越大，则所需作功的工质越少，装置尺寸亦就越小了。

在装置中，有时还常用有用功系数 φ 来衡量装置的相对大小。

$$\varphi = \frac{l_i}{l_T} \quad (1-1-12)$$

上式中比功 l_i 可近似地看作透平输出功 l_T 减去压气机消耗功 l_K 。 φ 越小，意味着装置的输出功率相对于透平功率越少；同样的功率输出，所需的流量增加而装置的尺寸就比较大了。

由于压气机的耗功很大，而比功 l_i 又是二个数的差值，即 $l_T - l_K$ ，因此燃气轮机装置的 φ 值很小。一般在 $0.2 \sim 0.4$ 。只要透平或压气机的效率略有变化，就会引起 l_i 的很大变化。而蒸汽轮机装置的 φ 值极高，接近于 1。所以有用功系数 φ 向我们表明燃气轮机装置的一个重要特点：装置的各部件效率的变化，对装置热效率和比功等循环热力性能指标的影响是十分敏感的。因此在燃气轮机装置设计中，要特别注意各部件，包括管道在内的效率的改善。

§ 1-1-2 循环的主要参数对装置热力性能的影响

影响燃气轮机装置热力性能指标的因素很多。其中温比 τ ，压比 ε 这两个主要参数是最主要的因素。它们决定着燃气轮机装置材料的选择和透平、压气机通流部分设计的要求。这二者都是当前燃气轮机装置发展中的关键问题。

下面就来分析这两个参数是如何影响燃气轮机装置的热力性能的。

我们已经知道，循环的比功是单位重量工质在透平中发出的功与压气机中消耗的功之差，即：

$$l_i = l_T - l_K \quad (1-1-13)$$

将式(1-1-1a)和(1-1-4a)代入上式以后，就得到：

$$\begin{aligned} A l_i &= C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^m} \right) \eta_T - C_p T_1 (\varepsilon^m - 1) / \eta_K \\ &= C_p T_3 \left[\eta_T \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^m} \right) - \frac{1}{\eta_K \tau} (\varepsilon^m - 1) \right] \end{aligned} \quad (1-1-14)$$

式中 $\tau = \frac{T_3}{T_1}$ 。

图 1-1-3 画出了不同的 τ 下, $Al_i = f(\varepsilon)$ 的关系曲线, 这些曲线所对应的数据是按式 (1-1-14) 计算得到的。计算时, 取 $\eta_T = 0.88$, $\eta_K = 0.87$, $t_1 = 15^\circ\text{C}$, $m = 0.286$, $C_p = 0.24$ 大卡/公斤·度。

由图可见, 当 τ 一定时, 随着 ε 的增加, 开始时, Al_i 是增加的; 当 Al_i 增加到某一最大值以后, 就开始减小了。相应于最大比功的最佳压比 $(\varepsilon_i)_{opt}$ 可以由 $\frac{\partial l_i}{\partial \varepsilon^m} = 0$ 求得, 因为

$$\frac{\partial l_i}{\partial \varepsilon^m} = \frac{1}{A} C_p T_3 \left[\eta_T \frac{1}{\varepsilon^m} - \frac{1}{\eta_K \tau} \right] = 0$$

所以

$$(\varepsilon_i)_{opt} = (\eta_T \eta_K \tau)^{1/2m} \quad (1-1-15)$$

由图 1-1-3 还可以看到: 当 ε 一定时, 随着 τ 的增加, Al_i 是迅速增加的。比如: 当 $\varepsilon = 4.6$ 时, τ 由 3.20 增加到 3.90, 即 t_3 由 650°C 增加到 850°C , Al_i 就由 25.3 大卡/公斤增加到 40.5 大卡/公斤, 即增加了约 60%, 可见 τ 对循环比功的影响之大。

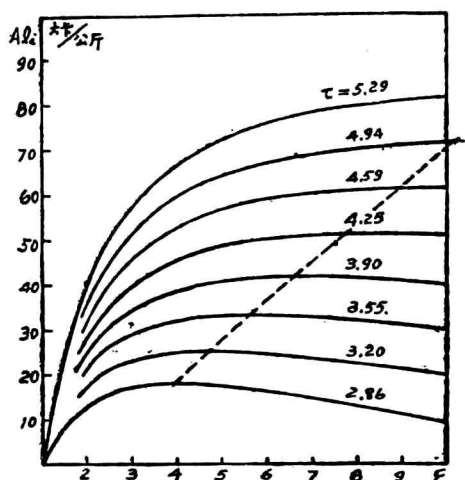


图 1-1-3 简单循环 $Al_i = f(\varepsilon)$ 关系曲线

由式(1-1-15)可知, 随着 τ 的增加, $(\varepsilon_i)_{opt}$ 也是增加的。从图 1-1-3 中清楚地看到: 当 τ 增加时, 对应于各个 τ 的曲线的最高点, 即 $(\varepsilon_i)_{opt}$ 点就向 ε 增加的方向移动了。图中的虚线就是不同 τ 下的 $(\varepsilon_i)_{opt}$ 点的联接线。

为了知道图 1-1-3 上各条曲线最高点的位置, 只要将有关数据代入式(1-1-15)进行计算即可, 表 1-1-1 列出了它们的计算结果。

表 1-1-1

τ	2.86	3.20	3.56	3.90	4.25	4.59	4.94	5.29
$(\varepsilon_i)_{opt}$	4.0	4.8	5.7	6.8	7.9	9.0	10.2	11.6

燃气轮机装置内效率 η_i 也可利用公式(1-1-7)改写为:

$$\eta_i = \frac{Al_i}{q_1}$$

现比功 Al_i 已求得, 单位重量工质从外界吸入的热量:

$$q_1 = C_p(T_3 - T_2)$$

在热力学课程中, 我们已经知道, 当压气机有损失时, 压气机的内效率

$$\eta_K = \frac{T_2 - T_1}{T_2' - T_1} \quad (1-1-16)$$

所以

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{\eta_K}(T_2' - T_1)$$

$$=T_1+\frac{1}{\eta_K}T_1(\varepsilon^m-1)=T_1\left[1+\frac{1}{\eta_K}(\varepsilon^m-1)\right]$$

因此 q_1 就可以表示成:

$$q_1=C_pT_1\left[\tau-1-\frac{1}{\eta_K}(\varepsilon^m-1)\right] \quad (1-1-17)$$

这样

$$\begin{aligned} \eta_i &= \frac{C_pT_3\left[\eta_T\left(1-\frac{1}{\varepsilon^m}\right)-\frac{1}{\eta_K\tau}(\varepsilon^m-1)\right]}{C_pT_1\left[\tau-1-\frac{1}{\eta_K}(\varepsilon^m-1)\right]} \\ &= \frac{\eta_T\tau\left(1-\frac{1}{\varepsilon^m}\right)-\frac{1}{\eta_K}(\varepsilon^m-1)}{\tau-1-\frac{1}{\eta_K}(\varepsilon^m-1)} \end{aligned} \quad (1-1-18)$$

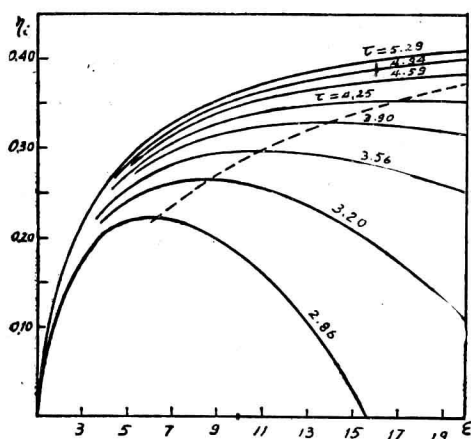


图 1-1-4 简单循环的 $\eta_i=f(\varepsilon)$ 曲线

图 1-1-4 就是按式(1-1-18)的计算结果画出的 $\eta_i=f(\varepsilon)$ 的关系曲线。计算中取 $\eta_T=0.88$, $\eta_K=0.87$, $m=0.286$, τ 分别为: 2.86、3.20、3.56、3.90、4.25、4.59、4.94 和 5.29。如果我们取 $t_1=15^\circ\text{C}$, 则对应的 t_3 分别为: 550°C 、 650°C 、 750°C 、 850°C 、 950°C 、 1050°C 、 1150°C 、 1250°C 。由这些曲线可以清楚地看到循环内效率 η_i 随 ε 和 τ 变化的情况。当 τ 为一定时, η_i 一开始是随 ε 的增加而增加的。当 η_i 增加到某一最大值以后, 就开始随 ε 的增加而减小了。将式(1-1-18)对 ε^m 微分, 并令 $\frac{\partial \eta_i}{\partial \varepsilon^m}=0$, 即可得到

相应于最高内效率的最佳压比

$$(\varepsilon_\eta)_{opt}=\left\{\frac{\sqrt{\eta_T\eta_K\tau}\left[\sqrt{(\tau-1)^2+(\tau-1)\left(\frac{1}{\eta_K}-\eta_T\tau\right)}-\sqrt{\frac{\eta_T\tau}{\eta_K}}\right]}{\tau-1-\eta_T\tau}\right\}^{\frac{1}{m}} \quad (1-1-19)$$

对于不同的 τ , 在取定 $\eta_T=0.88$, $\eta_K=0.87$ 以后, 按式(1-1-19)计算所得的结果列于表 1-1-2 中。

表 1-1-2

τ	2.86	3.20	3.56	3.90	4.25	4.59	4.94	5.29
$(\varepsilon_\eta)_{opt}$	6.2	8.5	10.4	13.6	17.1	20.8	26.0	33.0

由表 1-1-2 可以看到, 相应于最高内效率的最佳压比 $(\varepsilon_\eta)_{opt}$ 也是随 τ 的增加而增加的。当 $\tau=3.20$ 时, 最高内效率 $(\eta_i)_{max}=0.263$, 相应的 $(\varepsilon_\eta)_{opt}=8.5$; 当 τ 提高到 4.25 时, 最高内效率 $(\eta_i)_{max}=0.352$, 相应的 $(\varepsilon_\eta)_{opt}=17.1$ 。此时 $(\eta_i)_{max}$ 相应的提高了 33%, $(\varepsilon_\eta)_{opt}$ 相应地提高了一倍多。

根据上述分析可以看到：温比 τ 和压比 ϵ 无论对装置内效率还是对比功来说，影响都非常大。特别是温比 τ 值的提高，对改善循环的热力性能更是十分显著。由于大气温度 T_1 不能随意选取，所以 τ 值的变化，主要反映了循环的最高温度 T_3 的变化。近年来由于耐高温金属材料和冷却技术的发展， T_3 有了很大的提高见图 (3-2-1)。目前固定式燃气轮机装置的 T_3 也已突破 1000°C ，因而简单循环的内效率也已提高到 30% 以上。 T_3 增长的趋势还在继续。特别是在航空发动机方面，正在进行采用先进冷却技术的试验，使 T_3 达到 1500°C 以上。在当前普遍采用简单循环的情况下，要改善燃气轮机装置的内效率，提高初温 T_3 是最主要的措施。因此除了推动高温金属材料要更快地发展以外，后面将会看到，认真研究先进的冷却技术也是十分重要的。

还应特别指出，在同一 T_3 下，相应于最高内效率的最佳压比 $(\epsilon_\eta)_{opt}$ 是大于相应于最大比功的最佳压比 $(\epsilon_l)_{opt}$ 的。它们的差别随着 τ 的增大而增加，从表 1-1-1 和表 1-1-2 可以清楚地看到这一结论。如果我们将比功 l_i 与压比 ϵ 的关系曲线和内效率 η_i 与 ϵ 的关系曲线一起画到图 1-1-5 上，就可以清楚地看到。但是，在大的 τ 值下，两种曲线都比较平坦，这就有可能选择一个压比使它既满足最大比功，同时对最大内效率又不会有太大的影响。由于较小的压比会使压气机的设计工作更为方便，所以，在燃气轮机循环设计中，压比通常总是选得接近于 $(\epsilon_l)_{opt}$ 的，以便装置比功能接近最大，使机组的尺寸和重量减小，而内效率又降低不多。

目前我们在循环设计中，往往只能根据所能提供的金属材料和已有的压气机原型，来确定循环的最高温度和压比，参数选择的余地是不多的。

即使如此，上述循环分析所得到的结论仍然是很重要的，因为它指出了燃气轮机装置发展的方向。目前工厂的技术人员也正千方百计地在原有压气机上用增加级数，提高压比的方法，来适应温比不断提高，使机组热力性能有所改善。

§ 1-1-3 其它因素对装置热力性能的影响

在实际的燃气轮机装置中，对循环的热力性能有影响的，除了上面所讨论到的压比和温比这些主要的因素以外，还有其它各种因素如：压气机和透平的损失、各种管道内的流动损失、各部分流量的不同以及气体比热随温度而变化等。在某些情况下，有些因素对循环的基本特性的影响，还可能起决定性的作用。因此，在进行循环的分析与计算时，必须给以高度的重视。下面我们就来对它们进行分析说明。

透平和压气机效率的影响

透平和压气机的损失，对燃气轮机装置热力性能的影响是很大的。前面已经分析了在一定的透平和压气机损失下的循环特性。这里再进一步介绍不同的 η_T 和 η_K 对循环特性的影响。

当透平效率由 η_T 变成 $\eta_T + \Delta\eta_T$ 以后， η_i 就变成 $\eta_i + \Delta\eta_i$ ，两者之间的关系可以表示为：

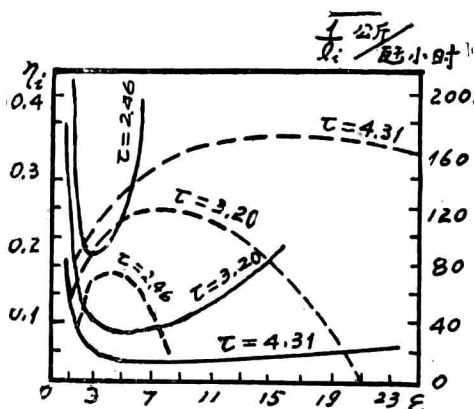


图 1-1-5 循环内效率与压比的关系(虚线)及比功与压比的关系(实线)

$$\eta_i + \Delta\eta_i = \frac{(\eta_T + \Delta\eta_T) l_T' - \frac{1}{\eta_K} l_K'}{q_1}$$

而

$$\eta_i = \frac{\eta_T l_T' - \frac{1}{\eta_K} l_K'}{q_1}$$

所以，内效率的相对变化为：

$$\frac{\Delta\eta_i}{\eta_i} = \frac{\Delta\eta_T l_T'}{\eta_T l_T' - \frac{1}{\eta_K} l_K'} = \frac{\Delta\eta_T}{\eta_T} \frac{1}{\varphi} \quad (1-1-20)$$

同样我们可以得到当 η_K 发生变化时内效率的相对变化：

$$\frac{\Delta\eta_i}{\eta_i} = \frac{1-\varphi}{\varphi} \cdot \frac{\Delta\eta_K}{\eta_K} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\Delta\eta_K}{\eta_K}} \quad (1-1-21)$$

一般 φ 在 0.3 左右。当 η_T 相对变化 1% 时， η_i 的相对变化也就是 3~4%；而当 η_K 相对变化 1% 时， η_i 的相对变化也接近 2~3%。这就充分说明了改善透平与压气机的空气动力特性对提高它们的内效率的重要意义。

由式(1-1-20)和(1-1-21)可以看到， η_K 与 η_T 对 η_i 的影响都是与有用功系数 φ 有关的，如果 φ 越大， η_T 与 η_K 对 η_i 的影响越小。或者也可以看成： φ 越大的装置， η_i 对 η_T 与 η_K 的敏感性越差。因此，我们在设计时，应该选取较大的 φ ，这不仅可以使整个装置的重量与尺寸小些，也可以使 η_i 不致于因为 η_T 与 η_K 的偏差而有太大的变化。

为了更加清楚地看到 η_T 与 η_K 对 η_i 的影响情况，在图 1-1-6 上画出了 $\tau=3.2$ 时，不同的 η_T 与 η_K 下的 $\eta_i=f(\varepsilon)$ 的关系曲线。由图可见，当 $\eta_K=0.82$ 时， η_T 从 0.88 下降到

0.83 所引起的 η_i 的降低要比当 $\eta_T=0.88$ 时， η_K 从 0.87 下降到 0.82 所引起的 η_i 的降低来得大。这是由于透平发出的功率大于压气机的耗功，因此 η_T 比 η_K 的相对影响要大些的缘故。

至于 η_T 和 η_K 对比功 l_i 的影响，和上面分析一样。当 η_T 变化 1% 时， l_i 的相对变化为 3~4%；而当 η_K 相对变化 1% 时， η_i 的相对变化也接近 2~3%。这里就不再去详细推导了。

流动阻力的影响

气体流经燃气轮机装置的各个部件与管道时，不可避免地会遇到流动阻力。这些流动阻力对循环

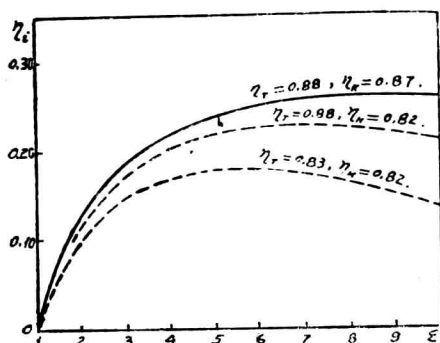


图 1-1-6 不同的 η_T 和 η_K 下 $\eta_i=f(\varepsilon)$ 的关系曲线

的基本特性有很大的影响。

图 1-1-7 画出了考虑流动阻力以后简单循环的热力过程。气体在进入压气机前由于要先经过消音器、滤清器和联接管道等部件，在某些装置如：国产 3000 瓩的燃气轮机装置中，盐水冷却器也是装在压气机进口前的管道内的，这就会引起流动阻力，使吸进来的空气由外界大气压力 p_a 降低到压气机的进口压力 p_1 ；被压缩以后的气体在流经燃烧室和联接管道

时, 也会遇到流动阻力, 因而透平前的压力 p_3 将低于压气机出口处的压力 p_2 。当气体由透平出口排出时, 要经过排气管道等设置, 也必须克服一定的阻力, 这就使得透平出口处的压力 p_4 高于大气压力 p_a 。

流动阻力的大小可以用管道损失系数来表示, 在压气机进口前面的管道损失系数为:

$$\xi_{a1} = \frac{p_a - p_1}{p_1}$$

燃烧室及其联接管道的管道损失系数为:

$$\xi_{23} = \frac{p_2 - p_3}{p_3}$$

透平出口后面的管道损失系数为:

$$\xi_{4a} = \frac{p_4 - p_a}{p_a}$$

在考虑了流动损失以后, 透平的膨胀比 $\varepsilon_T = \frac{p_3}{p_4}$

将小于压气机的压比 $\varepsilon_K = \varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$ 。 ε_T 与 ε 之间

的关系为:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_2}{p_3} \cdot \frac{p_3}{p_4} \cdot \frac{p_4}{p_a} \cdot \frac{p_a}{p_1} \\ &= (1 + \xi_{a1})(1 + \xi_{23})(1 + \xi_{4a})\varepsilon_T \end{aligned}$$

如果将上式等号右边展开, 并且略去管道损失系数的高次方项, 即可得到:

$$\varepsilon = (1 + \xi_{a1} + \xi_{23} + \xi_{4a})\varepsilon_T$$

令
则

$$\xi = \xi_{a1} + \xi_{23} + \xi_{4a}$$

$$\varepsilon = (1 + \xi)\varepsilon_T$$

或者

$$\varepsilon_T = \frac{\varepsilon}{1 + \xi} \quad (1-1-22)$$

由于管道流动损失的缘故, 减小了透平的膨胀比, 因而也减小了循环的比功。循环比功的减小就等于由于管道流动损失而引起的透平膨胀功的减小。

当不考虑管道流动阻力后, 透平的膨胀功为:

$$Al_T = \eta_T C_v (T_3 - T_4') = \eta_T C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^m}\right)$$

而当考虑了管道流动阻力时, 透平的膨胀功为:

$$Al_T = \eta_T C_p (T_3 - T_4') = \eta_T C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_T^m}\right)$$

由此即可得到循环比功的减小为:

$$\Delta Al_i = \Delta Al_T = \eta_T C_p T_3 \left(\frac{1}{\varepsilon_T^m} - \frac{1}{\varepsilon^m}\right)$$

将式(1-1-22)代入上式就得到:

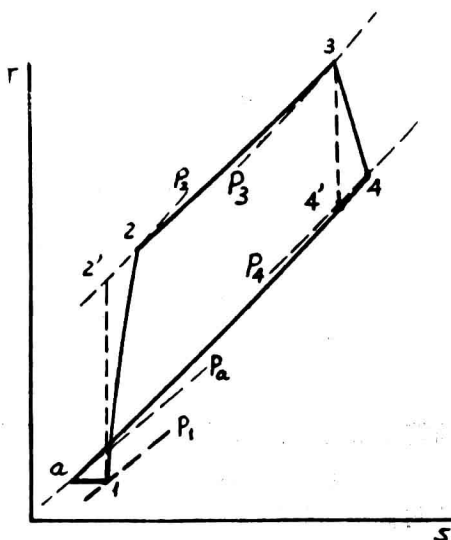


图 1-1-7 考虑管道阻力以后实际简单循环的热力过程

$$\begin{aligned}
 A\Delta l_i &= \eta_T C_p T_3 \left[\frac{(1+\xi)^m}{\varepsilon^m} - \frac{1}{\varepsilon^m} \right] \\
 &= \eta_T C_p T_3 \left[(1+\xi)^m - 1 \right] \cdot \frac{1}{\varepsilon^m}
 \end{aligned} \tag{1-1-23}$$

将 $(1+\xi)^m$ 展开成级数，并略去 ξ 的高次方项，则：

$$(1+\xi)^m = 1 + m\xi \tag{1-1-24}$$

将式(1-1-24)代入式(1-1-23)，最后得到：

$$A\Delta l_i = m\xi \eta_T C_p T_3 \cdot \frac{1}{\varepsilon^m} \tag{1-1-25}$$

式(1-1-25)在进行循环方案的初步计算中是一个有用的公式。在取定 T_3 与 ε 以后，只要根据 ξ 的大小就可以很快算出管道流动阻力所引起的比功的减小。

由于在式(1-1-25)中的 ξ 是各种管道损失系数的和，所以它可以应用在具有各种形式的管道阻力的情况下，只要将所有的管道损失系数相加即可。

由式(1-1-25)可以看到，比功 l_i 的减小是与管道损失系数成比例的，因此，当高压部分与低压部分的管道由于阻力所引起的压力损失相同时，低压部分的管道损失系数要比高压部分的管道损失系数来得大，所引起的比功的减小也来得多。这就促使我们必须特别注意燃气轮机装置进、排气管道的设计，包括对于流速的选择、管道的长度和布置都需要认真考虑，使其阻力尽量减小。

在式(1-1-25)中虽然可以看到，随着 ε 增加，比功的减小就越少，但是，由分析指出：

ε 提高使有用功系数减小，因而阻力损失对装置效率变化更加敏感、影响更大。所以无论压比多大，管道阻力的影响必须很好重视，这也是为什么燃气轮机装置设计时对阻力问题比其他热机更加重视的缘故。

由式(1-1-25)确定了比功减少值以后，就可确定装置效率的变化。图1-1-8给出了在不同的管道损失下， $\eta_i = f(\varepsilon)$ 的关系曲线。由图可见，随着 ξ 增加， η_i 下降是比较大的。而相应于最高内效率的最佳压比值的变化则不大。

工质流量变化的影响

在上面各节的讨论中，我们曾经假定装置的各个部分所通过的工质流量是相同的，实际情况并非如此。在实际的燃气轮机装置的加热过程中，由于燃料的喷入，就使得燃烧前后的流量发生了变化了，而且随着燃料喷入量的变化，燃烧以后所得到的燃气的流量也将随时发生变化。如果我们用 G_K 表示燃烧室前面空气的重量流量，用 G_T 表示燃烧以后燃气的重量流量，则两者之间的关系就可以表示为：

$$\frac{G_T}{G_K} = \frac{G_K + G_f}{G_K} = 1 + \frac{G_f}{G_K} = 1 + f \tag{1-1-26}$$

式中 G_f ——单位时间内喷入的燃料重量

f ——燃料空气比

在一般的燃气轮机装置中， f 是很小的， $f = \frac{1}{40} \sim \frac{1}{120}$ ，在分析循环的基本特性时，略去

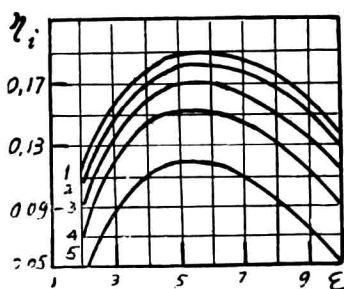


图 1-1-8 在不同的压力损失下的内效率与压比的关系曲线
 $\tau = 2.86$; $\eta_T = 0.87$;
 $\eta_K = 0.84$; $m = 0.275$
 1- $\xi = 0$ 2- $\xi = 0.02$ 3- $\xi = 0.05$
 4- $\xi = 0.1$ 5- $\xi = 0$