

高等学校教学用书

燃气轮机及燃气轮机装置

下 册

И. И. 基里洛夫著

戈 鹤 翔 译

中国工业出版社

本书所叙述的是整个燃气轮机装置工作的基本知识。关于涡轮机原理方面的基本知识，读者可以从上册或者其他的文献中获得。

本书的主要内容包括燃气轮机装置的热力学，燃气轮机装置在不同情况下的运转和调节。在深入探讨理论的基础上，本书的最后部分，对各种固定式及运输用燃气轮机装置的主要类型作了简短的分析与介绍。同时还分别以两章的篇幅来扼要地叙述了燃烧室与热交换器方面的必要知识。

本书可以作为高等学校燃气轮机装置方面的教学用书，也可供设计燃气轮机装置的工程技术人员参考。

И. И. КИРИЛЛОВ
ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ И
ГАЗОТУРБИННЫЕ
УСТАНОВКИ ТОМ II
(МАШГИЗ 1956年第一版)

* * *

燃气轮机及燃气轮机装置

下 册

戈 鹤 翔 译

*

第一机械工业部教材编审委员会编辑（北京复兴门外三里河第一机械工业部）

中国工业出版社出版（北京佟麟阁路丙10号）

（北京市书刊出版事业许可证出字第110号）

中国工业出版社第四印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

*

开本787×1092¹/₁₆·印张16²/₈·插页3·字数344,000

1961年10月北京第一版·1962年4月北京第二次印刷

印数1,747—3,416·定价(10-5)2.10元

*

统一书号: K15165·1070 (一机-222)

目 次

原序	5	主要符号	6
----------	---	------------	---

第一部分 燃气轮机装置的热力学和热交换器

第一章 連續燃燒式燃气轮机装置的原理	7	§ 13. 有用功系数	57
§ 1. 理想循环	7	§ 14. 考虑了輪机和压气机中的損失及压缩空 气預热的热力过程	58
§ 2. 燃气轮机装置的实际循环	12	§ 15. 連續燃燒式与間断燃燒式燃气轮机装 置的比較	60
§ 3. 回热循环	18	第三章 燃燒室	62
§ 4. 等温压缩及膨胀	22	§ 16. 基本要求	62
§ 5. 中間冷却	29	§ 17. 燃燒过程	63
§ 6. 中間加热	32	§ 18. 燃燒室的構造	66
§ 7. 当参数有很小的偏差时, 对燃气轮机 装置內效率的校正	37	§ 19. 燃料及其供給	70
§ 8. 管道及热交换器中的阻力对于燃气輪 机装置效率的影响	41	§ 20. 固体燃料的燃燒	73
§ 9. 燃气轮机装置的有效效率	48	第四章 空气預热器的計算和構造	79
§ 10. 閉式循环	50	§ 21. 空气預热器中的傳热及阻力	73
第二章 間断燃燒式燃气轮机装置原理	52	§ 22. 空气預热器計算示例	83
§ 11. 間断燃燒式燃气轮机装置的理想循环	52	§ 23. 各主要参数对于回热器尺度的影响	87
§ 12. 气流自閉室中流出	54	§ 24. 回热器的構造	91

第二部分 燃气轮机装置在不同情况下的运轉与調节

第五章 調节靜力学	94	§ 24. 燃气輪机的防护装置	131
§ 25. 燃气轮机装置的調节方法	97	第七章 各式燃气轮机装置在部分負荷 下运轉	132
§ 26. 对燃气轮机装置的基本要求及調节的 任务	102	§ 25. 無回热器的單軸燃气輪机装置	132
§ 27. 調节装置	107	§ 26. 部分負荷下回热器对燃气輪机装置运 轉的影响	141
§ 28. 改变轉速与負荷的方法	114	§ 27. 压气机由輪机单独帶动的双軸燃气輪 机装置	143
§ 29. 調节的靜特性曲线	117	§ 28. 部分負荷时中間冷却及中間加热对双 軸燃气輪机装置运轉的影响	149
第六章 調节动力学	115	§ 29. 压气机分別傳动的双軸燃气輪机装置	152
§ 30. 小振动	115	§ 30. 封閉式燃气輪机装置	162
§ 31. 轉子和調节器方程式	117		
§ 32. 調节的稳定性	123		
§ 33. 过度調节	125		

第三部分 燃气轮机装置

第八章 固定式燃气輪机装置	173	§ 47. 高爐鼓風装置用的空气輪机	203
§ 41. 單軸燃气輪机装置	173	§ 48. 用于石油提炼厂及硝酸制造業的燃气 輪机	209
§ 42. 双軸燃气輪机装置	183	第十章 与蒸汽动力装置联合使用的燃 气輪机	210
§ 43. 封閉式燃气輪机装置	189	§ 49. 燃气-蒸汽輪机装置	210
§ 44. 半封閉式燃气輪机装置	197	§ 50. 利用鍋爐排气而工作的燃气輪机	213
§ 45. 蒸汽輪机电站与燃气輪机电站經濟指 标的比較	199	第十一章 与內燃机联合使用的燃气輪机	216
第九章 冶金和化学工业中的燃气輪机	201	§ 51. 增压装置	216
§ 46. 帶动高爐鼓風机用的燃气輪机	201		

§ 52. 自由活塞發气机式的燃气輪机裝置	219	§ 57. 輕型燃气輪机裝置的設計原則	240
第十二章 燃气輪机車和列車		§ 58. 小功率燃气輪机裝置	242
發电厂	227	§ 59. 渦輪噴气式發动机	247
§ 53. 基本要求	227	第十四章 船用燃气輪机裝置.....	255
§ 54. 燃气輪机車的構造特点	228	§ 60. 对船用發动机的要求	255
§ 55. 各种机車的經濟指标	232	§ 61. 船用燃气輪机裝置的構造特点	256
§ 56. 列車發电厂	235	§ 62. 各种船用动力裝置的經濟指标	264
第十三章 輕型燃气輪机裝置.....	240	参考文献	265

原 序

本书下册叙述了燃气轮机装置的建造原则。主要是研究燃气轮机装置基本方案的热力学特点，在不同情况下的运转以及速度调节的静力学和动力学问题。本书的这些章节，是从一般的观点来研究各种燃气轮机装置的性能的理论基础。

根据所讲的一般原理，然后在最后一部分中，对于最典型的固定式及运输用的燃气轮机装置的方案和构造作了简短的分析。这些装置只能看成是从式样极其繁多的热力装置中选择出来的一些例子，这些热力装置装有燃气轮机作为发动机并且为各个工业部门所采用。

在最后一部分中，还指出轻型燃气轮机装置的特点，这种装置实际上得到广泛应用，而且这种装置的新设计原则将影响到燃气轮机的整个发展进程。同样对于涡轮喷气式发动机也作了很简短的探讨，并且是把它看成是轻型燃气轮机装置的必要例子，因为已经有很多重要的教学参考书和文献讨论到航空燃气轮机了。

为了理解燃气轮机装置的工作过程和设计师对这方面意图的方向，必须对涡轮机原理和设计具有一定的知识。这些知识可以从本书的上册中得到，其内容与本书的任务是密切相关的。

热交换器在燃气轮机装置中也起着很大的作用。为了对燃气轮机装置设计的所有主要问题有一个概念，本书仅简要的叙述了燃烧室和回热器的知识。关于这些问题的详细研究，已有很多专门的参考文献作了介绍。

燃气轮机装置的发展到现在阶段已处于寻求最有效的应用范围，而工程师的创造性及其技术对于将这种新式的机器顺利地应用到工业中去具有决定性的意义。要使这方面的工作很有成效，就必须要在燃气轮机制造方面掌握很多种综合的知识才行。

著 者

主要符号

装置及其各部件的缩写符号

ГТУ——燃气轮机装置。
 ГТУНГ——連續燃燒式燃气轮机装置。
 ГТУПГ——間断燃燒式燃气轮机装置。
 ТВД——高压轮机。
 ТНД——低压轮机。
 КВД——高压压气机。
 КНД——低压压气机。
 ВК——压气机由高压轮机帶动的双軸燃气轮机装置。
 НК——压气机由低压轮机帶动的双軸燃气轮机装置。
 ВВ——由高压轮机帶动高压压气机的双軸燃气轮机装置。
 НН——由低压轮机帶动低压压气机的双軸燃气轮机装置。
 ВН——由高压轮机帶动低压压气机的双軸燃气轮机装置。
 Р——回热器。
 О——中間冷却器。
 Н——中間加热器。
 ТРД——渦輪噴气式發动机。
 ГТЛ——燃气輪機車。

热循环参数

p ——绝对压力。
 v ——比容。
 T ——绝对温度。
 t ——温度 $^{\circ}\text{C}$ 。

这些参数附有下列标记:

- 1——在膨胀过程的起点。
- 2——在膨胀过程的終点。
- 3——在压缩过程的起点。
- 4——在压缩过程的終点。
- 5——在回热器中空气預热的終点。
- 6——在轮机排气的冷却終点。

符号“*”表明等熵过程終点的参数。

对于中間冷却或加热处的气体参数在上角处加有星号 ① 。

$$\sigma = \frac{p_4}{p_3} \text{——压力升高比。}$$

$$\epsilon = \frac{v_4}{v_3} \text{——压缩比。}$$

$$\tau = \frac{T_3}{T_1} \text{——温度比。}$$

$$\mu = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_4} \text{——回热度。}$$

$$\tau^* = \frac{T_3^*}{T_1^*} \text{——中間冷却方案中的温度比。}$$

$$\tau_1 = \frac{T_1^*}{T_1} \text{——中間加热方案中的温度比。}$$

l_T ——等熵膨胀的單位功。

l_K ——等熵压缩的單位功。

$$l_e = \eta_T l_T - \frac{1}{\eta_K} l_K \text{——燃气轮机装置的單位內功。}$$

$l_e = \eta_e l_e$ ——折合到1公斤工質的燃气轮机装置的
有效功。

q_1 ——折合到1公斤工質的耗热量。

η_I ——連續燃燒式燃气轮机装置理想循环的热效率。

η_{II} ——間断燃燒式燃气轮机装置理想循环的热效率。

η_T ——轮机內效率。

η_K ——压气机內效率。

$$\eta_B = \frac{A l_e}{q_1} \text{——燃气轮机装置內效率。}$$

η_{MT} ——轮机机械效率。

η_{MK} ——压气机机械效率。

η_M ——按有用功率来折算的燃气轮机装置的机械效率。

η_{KC} ——燃燒室效率。

$\eta_{Te} = \eta_T \eta_{MT}$ ——轮机的有效效率。

$\eta_{Kc} = \eta_K \eta_{MK}$ ——压气机的有效效率。

$\eta_e = \eta_B \eta_M \eta_{KC}$ ——燃气轮机装置的有效效率。

$$\varphi = \frac{l_e}{l_T} \text{——有用功系数。}$$

G_K ——流过压气机的空气重量。

G_T ——通过轮机的气体重量。

N_T ——轮机發出的內功率。

N_K ——压气机消耗的內功率。

N_B ——燃气轮机装置的內功率。

$N_e = N_B \eta_M \eta_{KC}$ ——燃气轮机装置的有效功率。

調节原理中的符号

t ——時間。

ω ——單軸燃气轮机装置的旋轉角速度。

ω_1 ——压气机組的旋轉角速度。

ω_2 ——有用功率輪机的旋轉角速度。

m ——决定發动机分配机构位置的坐标。

各个坐标旁边的标记 ○ 表示稳定运动时的情况:

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_0} \text{——單軸燃气轮机装置旋轉角速度的相对偏差。}$$

$$\varphi_1 = \frac{\Delta\omega_1}{\omega_{10}} \text{——压气机組的旋轉角速度对其稳定工况下数值的相对偏差。}$$

$$\varphi_2 = \frac{\Delta\omega_2}{\omega_{20}} \text{——有用功率輪机的旋轉角速度对其稳定工况下数值的相对偏差。}$$

$$\mu = \frac{\Delta m}{m_{\max}} \text{——分配机构对其平衡位置的相对偏差。}$$

δ ——不均匀系数。

T ——机器方程式中的动力常数; T 旁边的第一个标记是希腊字母,相当于动力常数所屬的坐标;最后一个标记是数字:

1——指压气机組; 2——指有用功率机組。

R ——容积方程式中的动力常数。

T_s ——繼动器時間。

① 在某些情况下,其他的参数也标有星号,其意义見正文中的說明。

第一部分 燃气轮机装置的热力学和热交换器

第一章 連續燃燒式燃气轮机装置的原理

§ 1. 理想循环

在連續燃燒式燃气轮机装置的理想循环中 (图 1 及图 2), 假定气体是在压力 p_2 (3 点) 时被压气机吸入并且等熵压缩到压力 p_1 (3' 点)。然后, 在等压 p_1 下把定量的热 q_1 传给被压缩过的气体 (4'1 綫), 因此气体的比容和温度升高到点 1 的数值。被加热过的气体由压力 p_1 等熵膨胀到压力 p_2 (12' 綫)。在膨胀终点处的温度要比压气机吸进来的气体的温度高得多。为了得到循环过程, 我们假设气体是从膨胀终点 (2' 点) 的状态, 在等压 p_2 下通过对外界的放热 q_2 转变到压缩起点时的状态 (3 点)。有了这个假定, 就可以在热力过程图中作出假想的闭合綫 2'3。

1 公斤气体的等熵压缩功 l_K 在 $p-v$ 图上以面积 $a4'3b$ 来表示。这个功等于压缩终点和压缩起点 (4' 点及 3' 点) 的焓差, 即:

$$Al_K = c_p (T_4' - T_3), \quad (1)$$

式中 c_p —— 气体的等压比热; T_3 及 T_4' —— 相当于等熵压缩起点及终点的气体绝对温度; A —— 热功当量。

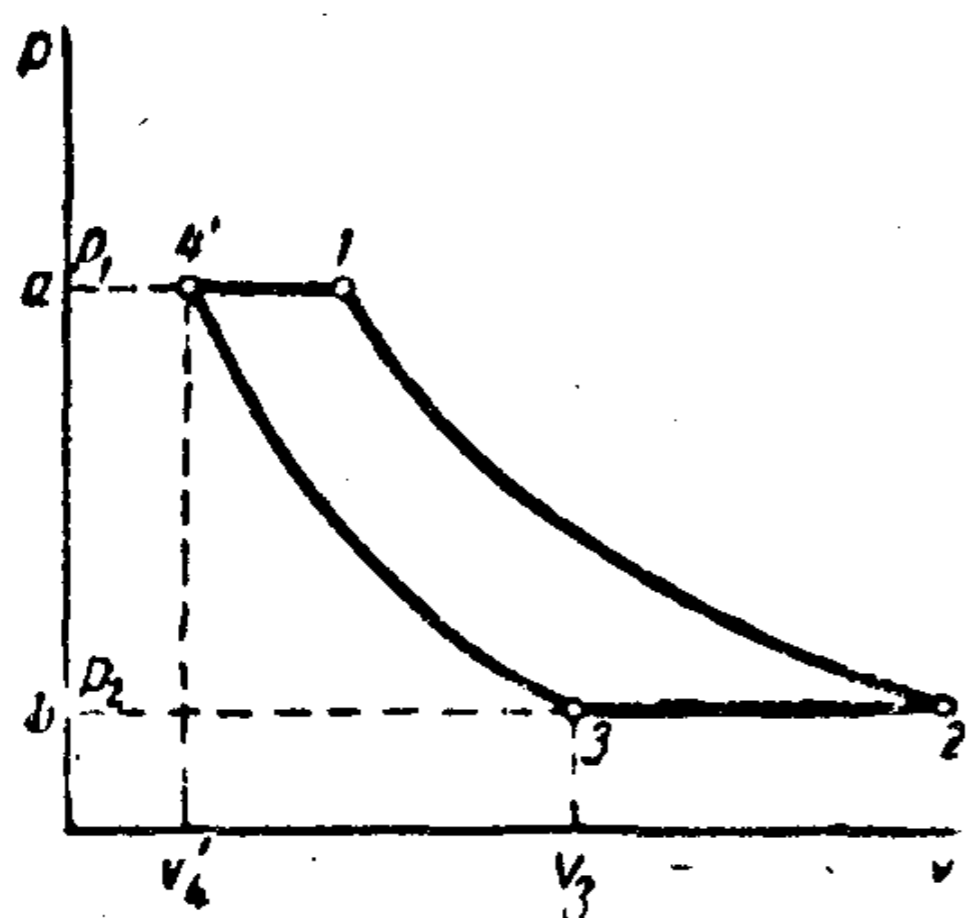


图 1 $p-v$ 图中連續燃燒式燃气轮机装置的理想循环

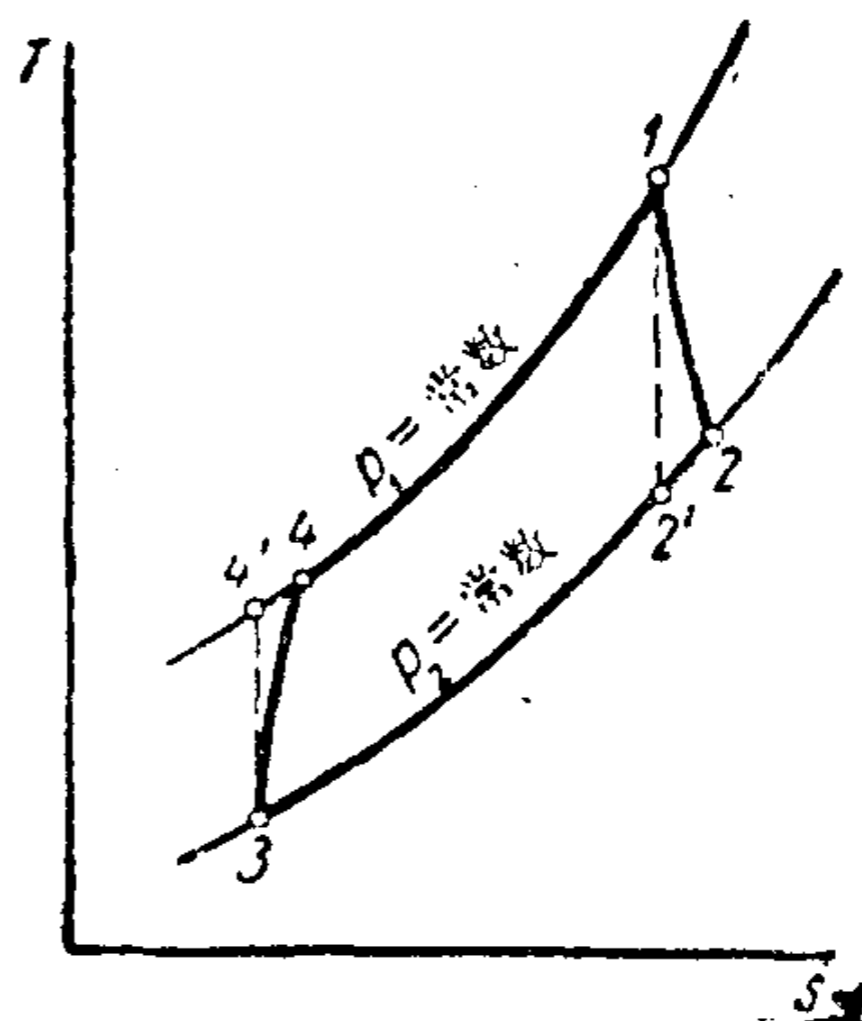


图 2 $T-S$ 图中連續燃燒式燃气轮机装置的理想循环

等压 p_1 下 4'1 綫段中所加入的热量可从 1 点与 4' 点的焓差中求得, 即

$$q_1 = c_p (T_1 - T_4'), \quad (2)$$

式中 T_1 —— 膨胀开始前 (1 点) 气体的绝对温度。

气体等熵膨胀的理想功 l_T 在 $p-v$ 图上以面积 $a12'b$ 表示之。这个功等于膨胀起点与终点 (在 1 点及 2' 点) 的焓差, 即:

$$Al_T = c_p (T_1 - T_2'), \quad (3)$$

式中 T_2' —— 等熵膨胀终点的绝对温度。

此处及本章以后的叙述中, 气体的比热认为是不变的, 而且将就循环的平均温度,

即:

$$T_c = \frac{1}{2}(T_1 + T_3) \quad (4)$$

来计算比热。

循环的热效率 η_I 等于有用功与所消耗的热量之比, 即:

$$\eta_I = \frac{Al_T - Al_K}{q_1},$$

或

$$\eta_I = \frac{c_p(T_1 - T_2') - c_p(T_4' - T_3)}{c_p(T_1 - T_4')} \quad (5)$$

对于以该种循环为基础来设计机器的设计师来说, 重要的是通过循环的最高温度及压缩过程中的最大压力增值来表明循环的主要特性, 因为这些参数决定着对轮机材料和涡轮机通流部分所提出的最重要的要求。因此在进一步的推论中我们将能得到以下列相对量来表示的结果:

温度比①

$$\tau = \frac{T_3}{T_1},$$

压力升高比②

$$\sigma = \frac{p_1}{p_2}.$$

所以, 循环效率可写成:

$$\eta_I = \frac{1 - \frac{T_2'}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{T_4'}{T_3} - 1 \right)}{1 - \frac{T_4'}{T_1}}.$$

根据大家所知道的等熵过程的性质, 我们可以利用下列的关系[4]:

$$\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\sigma^m}; \quad \frac{T_4'}{T_3} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \sigma^m,$$

式中 $k = \frac{c_p}{c_v}$; c_v ——等容比热, $m = \frac{k-1}{k}$ 。

利用上式, 我们可求得循环热效率的简便公式如下:

$$\eta_I = \frac{1 - \sigma^{-m} - \tau(\sigma^m - 1)}{1 - \tau\sigma^m},$$

或

$$\eta_I = 1 - \sigma^{-m} \quad (6)$$

因此, 理想的连续燃烧式燃气轮机装置的循环热效率完全是由压力升高比来确定。随着压力升高比的增加, 循环效率即随之提高。

现在来比较一下连续燃烧式燃气轮机装置的循环和等容加热的内燃机循环(图3), 后者的热效率[4]是用下列的公式来表示:

① 根据这个式子, 温度比可以很好地表明加诺循环, 其效率 $\eta_c = 1 - \tau$ 。因此, 选定了 τ 值之后, 即能求得循环热效率极限值的概念。

② 在文献上和工厂的实际应用中, 压力升高比也常常称为压缩比。同时在内燃机原理中常常把容积比 $\varepsilon = \frac{v_3}{v_4}$, 称为压缩比。因为许多现代的燃气轮发动机是制成和内燃机相联合, 并且它们是一起来进行计算的, 为了避免误会起见, 最好把压力升高比及压缩比各有自己的名称并且用不同的符号来表示之: 相应于 σ 和 ε 。

$$\eta = 1 - \varepsilon^{1-k} \quad (7)$$

式中 $\varepsilon = \frac{v_3}{v_4}$ —— 压缩比;

v_3 及 v_4 —— 分别为等熵压缩始点及终点的气体比容。

如果在式(6)中用压缩比 ε 来代替压力升高比, 并且由于等熵过程中 $\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^k$, 那末 $\sigma = \varepsilon^k$, 我们就得到公式(7)。

假如燃气轮机前面的压力 p_1 等于内燃机压缩冲程之末的压力(图3), 那末就可以断定, 理想的连续燃烧式燃气轮机的热效率和内燃机等容循环的热效率是完全相同的。可是在该种类型的内燃机中在压缩冲程之后要进行发火, 由于等容燃烧的结果使压力进一步有相当大的升高。因此上面所比较的两个循环的相同热效率是在燃气轮机前的压力远较内燃机循环的最高压力为低时得到。

假定两个循环有着同样的压力升高比, 在此情况下把理想连续燃烧式燃气轮机及等压燃烧的内燃机循环就热效率进行比较, 则理想连续燃烧式燃气轮机装置的循环热效率要比上述类型的活塞式发动机的循环热效率高。

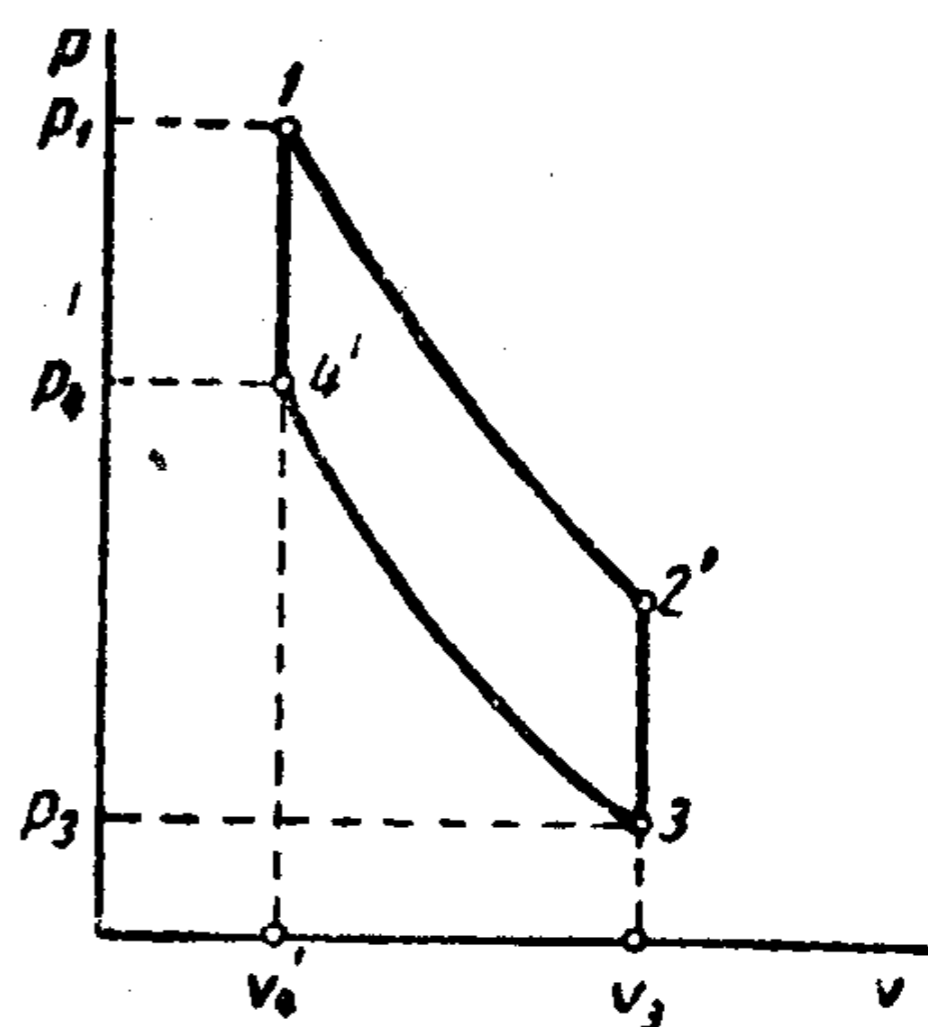


图3 内燃机的等容循环

根据以上所作的比较, 说明我们所研究的循环是非常完善的, 这是因为在燃气轮机中气体完全地膨胀到压力 p_2 , 而在内燃机中排气是在高的压力下进行的。后一种情况之所以产生是由于活塞式内燃机中, 压缩及膨胀是在同一个气缸中进行的, 因此压缩冲程开始和膨胀冲程終了处的气体比容应当是相同的。

公式(6)中并没有明显地包含气体的温度, 但是连续燃烧式燃气轮机装置的理想循环的最大可能的热效率是与循环的最高温度有密切关系, 完全与热力学的原则相一致。实际上, 如果给定了压缩起点处的气体状态(图4上的3点)并且规定了燃气轮机前的极限许可温度 T_1^* 之后, 那末显然就应当满足下列的条件:

$$T_4' < T_1^* \text{ 及 } \sigma < \sigma^*,$$

其中 $\sigma^* = \frac{p_1^*}{p_2}$ 为 $T_4' = T_1^*$ (4'*点) 时所得压力升高比的极限。对于任何 $p_1 < p_1^*$ 的压力来说, 就像以往所证明的那样, 无论温度 T_1 是否选择得比极限值为低, 并按 1-2' 线进行膨胀, 或者温度 T_1 就达到极限温度 T_1^* , 并按 1*-2'* 进行膨胀, 理想燃气轮机装置的热效率总是一样的。

压力升高比的极限 σ^* 可以从 $T_4' = T_1^*$ 的条件中获得, 即假定压缩終了时的温度达到规定的极限温度 T_1^* , 此时:

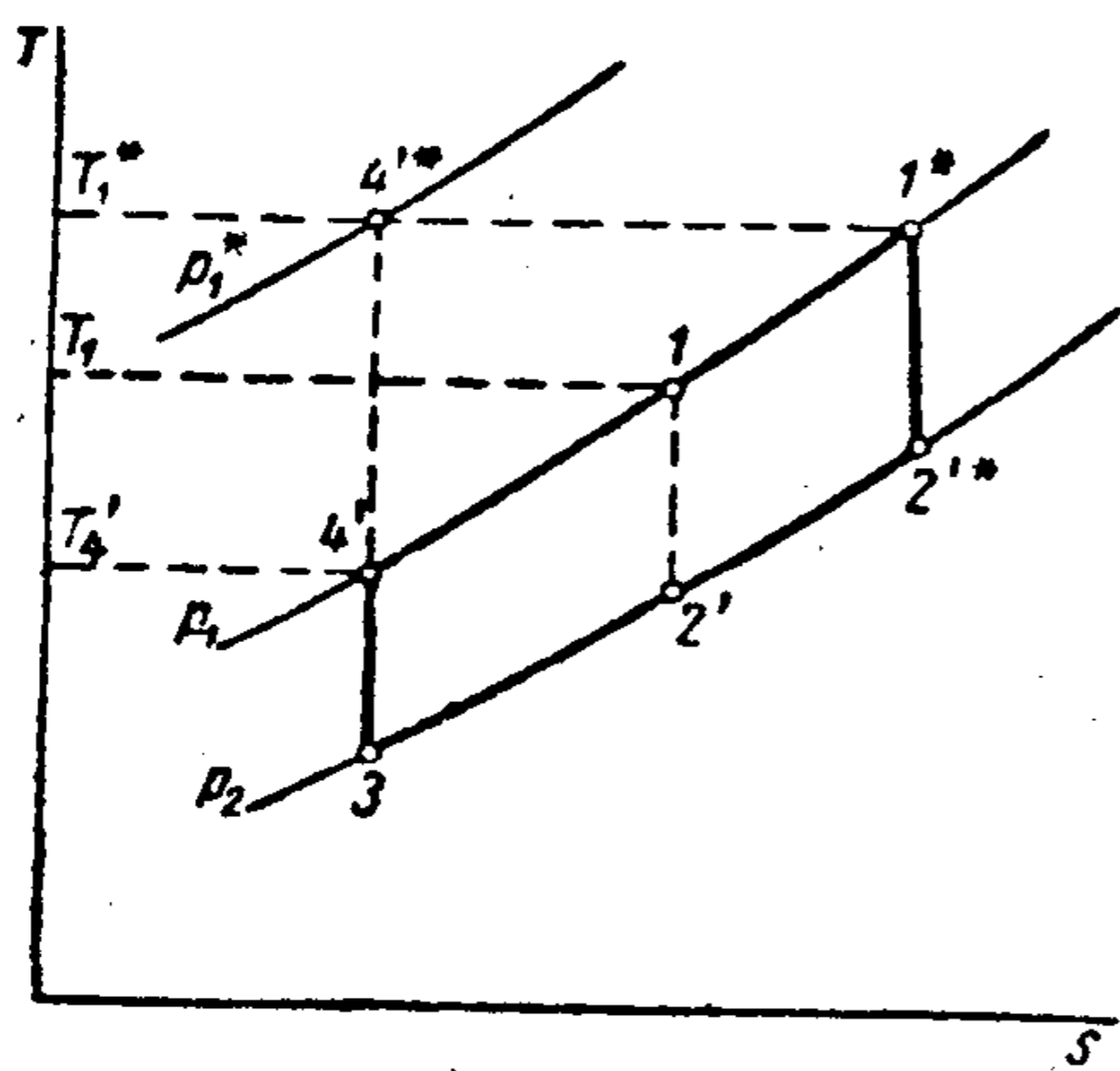


图4 定温下压力升高比的极限

$$\sigma^{*m} = \frac{T'_1}{T_3} = \frac{T_1^*}{T_3} = \frac{1}{\tau^*}$$

或
$$\sigma^* = \sqrt[m]{\frac{1}{\tau^*}} \quad (8)$$

把这个压力升高比的极限值代入公式(6)中, 便得, 当 $\sigma \rightarrow \sigma^*$ 时理想連續燃烧式燃气輪机装置循环的热效率趋近于加諾循环的效率, 即

$$\eta_1 \rightarrow 1 - \tau^*$$

极限的情况是不可能的, 因为当 $\sigma = \sigma^*$ 时等熵压缩綫就和等熵膨胀綫匯合, 并且有用功和消耗的热量等于零。

极限压力升高比是很高的。例如, 当 $\tau^* = 0.35$ 及 $m = 0.275$ 时从(8)式中求得 $\sigma^* \approx 45$ 。

气体离开燃气輪机时, 其温度要比被吸入压气机时的温度高。为了把气体从温度 T'_2 冷却到温度 T_3 , 以获得週而复始的过程, 必須从每公斤的气体中取出热量,

$$q_2 = c_p(T'_2 - T_3)$$

因为在所研究的循环中, 废气带走的热量是唯一的损失, 所以循环的热效率应当也可以用下面的公式表示之:

$$\eta_1 = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

将此公式与公式(6)比較, 即可以确定下列关系

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{1}{\sigma^m} \quad (9)$$

例如, 假定就循环的平均温度^①而言, $m = 0.275$, 那末按照公式(6), 循环效率与压力升高比之間有如下关系:

$\sigma = 2$	4	6	8	10
$\eta_1 = 0.174$	0.317	0.389	0.436	0.469

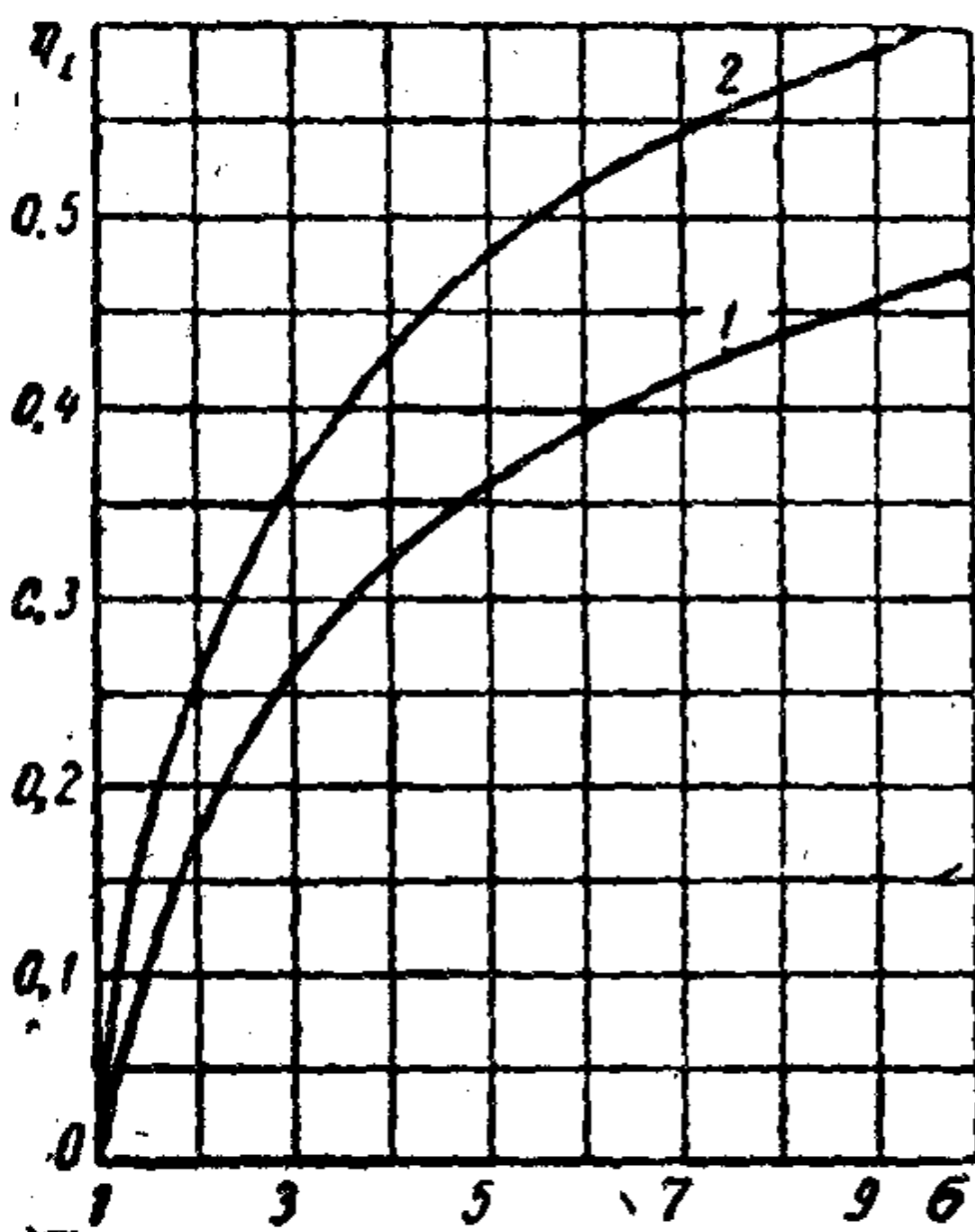


图5 連續燃烧式燃气輪机装置的理想循环效率与压力升高比的关系
1— $k=1.38$; 2— $k=1.66$

图5中繪有 $\eta_1 = f(\sigma)$ 的曲綫。它就是根据表中所列的数据以及按照单原子气体 $k=1.66$ 来画出。单原子气体的 k 与温度无关。

从循环的实用价值方面来看, 在循环的特性中, 重要的是不仅要知道热效率, 而且还要知道有用能量的相对输出值。这种循环特性可以用有用功系数来表示。

有用功系数 φ_1 是以有用功对理想膨胀功的比值来决定的, 即

$$\varphi_1 = \frac{l_T - l_K}{l_T}$$

将 $Al_T = c_p T_1 (1 - \sigma^{-m})$

及 $Al_K = c_p T_3 (\sigma^m - 1)$

代入上式后得:

① 在今后的計算例题中, m 的数值將近似地按照循环或过程的平均温度来决定。这个数值的小偏差对于循环效率的影响是不大的。

$$\varphi_1 = 1 - \tau \sigma^m \quad (10)$$

当温度比 τ 已经给定时，随着压力升高比的增加有用功系数 φ_1 将随之减小（图6），而当 η_1 趋近于它的最高值时，则 $\varphi_1 \rightarrow 0$ 。这种情况之所以产生是因为在给定的温度 T_3 和 T_1^* 下，随着压力升高比的增加，等熵压缩线 $34'$ 与膨胀线 $1*2'^*$ 更为接近（图4），这些线段之间的差值也就减小，而它们的绝对值则增加。从公式（10）中还可知，当 $\sigma \rightarrow 1$ 时，有用功系数达到最大值，那时 $\varphi_1 \rightarrow 1 - \tau$ 。因此，随着压力升高比的增加，有用功系数减小而循环效率则增加。提高循环的高温或降低其低温，则有用功系数稳步而迅速地增长。

对设计师来讲，有用功系数是循环重要性能中的一个重要特性。假定这个系数很小，那末这就意味着，整个发动机的有用功率和轮机功率相比较是很小的，并且膨胀功中的大部分是消耗在带动压气机上了。对于这样的发动机来说，有用功的数值既得自两大数值之差 $(l_T - l_K)$ ，所以，即使轮机或压气机中的能量损失，和它们的功率相比起来并不很大，但也使燃气轮机装置的单位有用功率大大降低。而这种发动机的工质消耗量和他的尺度都是很大。

因此，设计师总是愿意采用有用功系数较大的发动机。但是，本身效率最好的加诺循环并不能付诸应用，这不仅是因为实现等温压缩和膨胀有困难，而且还因为它的有用功系数即使在气体高度加热的情况下也仍是很小的。可是其他的一些循环倒获得了广泛的实际应用，这些循环和加诺循环比起来虽然效率很低，但是它们的有用功系数却比加诺循环大得多。属于这些的循环的：譬如理想的蒸汽动力装置循环（郎肯循环），它的特征是有用功系数极高，接近于1。即使用简陋的方法也容易实现按该种循环而工作的装置。

燃气轮机装置有用功系数并不很大，这就说明在建造它们时要克服许多困难，并且只有当内部的能量损失非常小，也就是说只有当我们能够造出非常完善的涡轮机时，才有可能建造有效的燃气轮机装置。循环的最高温度愈高，则其有用功系数也愈大，而即使当涡轮机的效率比较低时也愈容易获得燃气轮机装置的有用功。

燃气轮机发动机的这些特点往往被发明的人们所忽视，这就是为什么他们之所以失败的原因。现在，当设计师在寻求新的各式各样的燃气轮机装置方案时，不仅应当经常注意到新循环的效率，而且还应当注意它的最重要的特性——即有用功系数。

气耗率 d 所谓气耗率 d 是发动机每发出单位有用功率时所需消耗的工质数量，它在某种程度上可以用来判断涡轮机通流部，热交换器以及燃气轮机装置中管道的尺寸，因此它也是发动机的一个重要特性。

气耗率可以按下式来决定

$$d = \frac{G}{N_e}$$

式中 G ——每单位时间中的气耗量； N_e ——发动机的有用内功率。

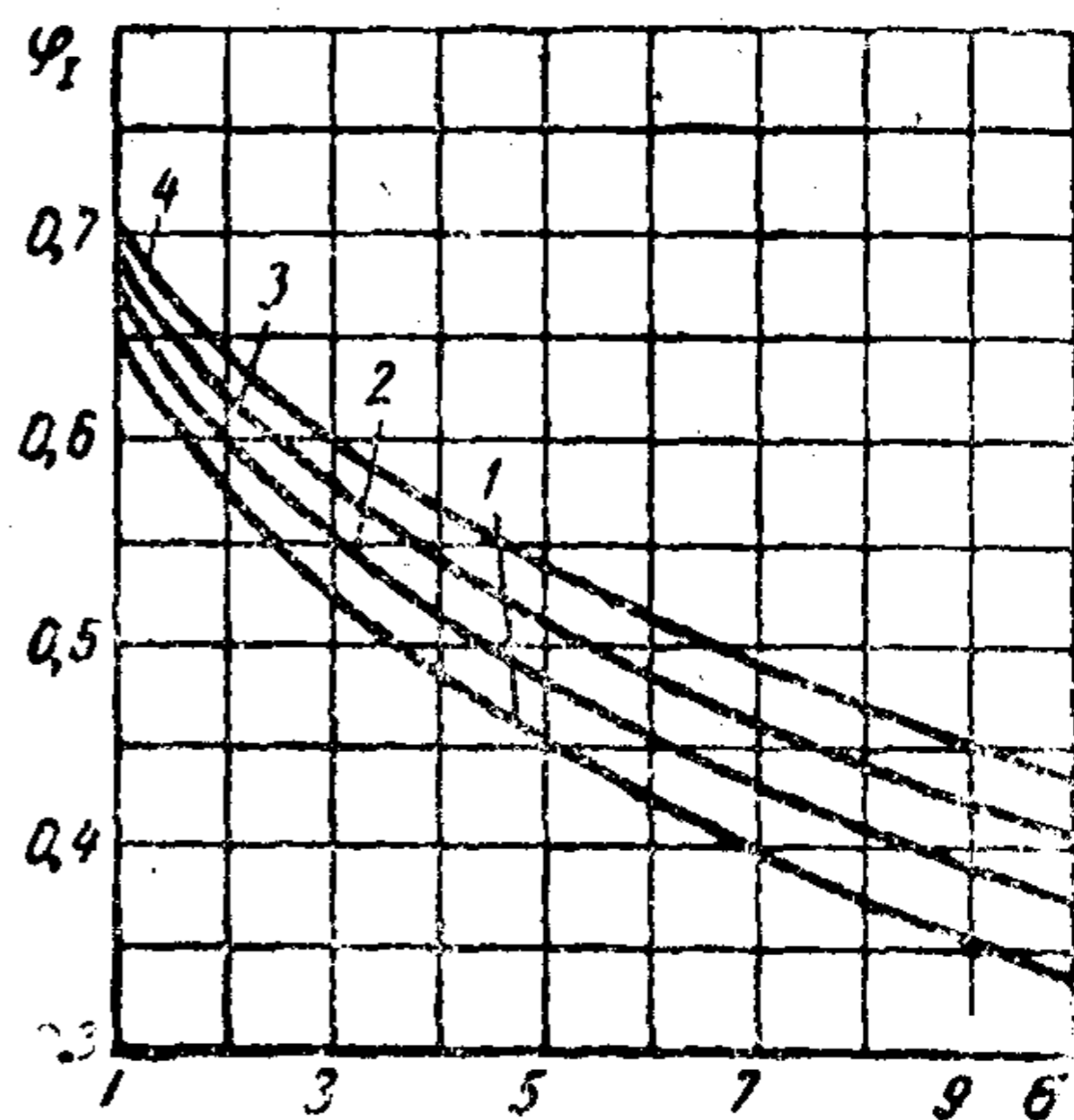


图6 连续燃烧式燃气轮机装置理想循环的有用功系数 φ_1
1— $\tau=0.35$ ；2— $\tau=0.33$ ；3— $\tau=0.312$ ；
4— $\tau=0.296$

另一方面，对于我們所討論的循环來說，單位功也就是 1 公斤气体的有效內功按差值

$$l_{\sigma} = l_{\tau} - l_{\kappa} \quad (11)$$

或比式

$$l_{\sigma} = \frac{N_{\sigma}}{G}$$

來計算。

因此气耗率和單位功之間有下列簡單的关系：

$$l_{\sigma} = \frac{1}{d}$$

利用这个关系使我們可以計算單位功以代替气耗率，这样做可以得到一些方便。

对于我們所研究的循环來說，公式 (11) 可以写成：

$$Al_{\sigma} = c_p T_1 [1 - \sigma^{-m} - \tau(\sigma^m - 1)] \quad (12)$$

从方程式

$$\frac{\partial l_{\sigma}}{\partial \sigma} = 0$$

中确定了压力升高比 $\sigma_{l_{\sigma m}}$ 以后，即可求得單位功的最大值。

經過不太复杂的計算之后，求得

$$\sigma_{l_{\sigma m}} = \frac{1}{\sqrt[2m]{\tau}} \quad (13)$$

从公式(13)及方程式(8)中可知，为获得最高的單位功所必需的最佳的压力升高比，要比获得最大效率时所必需的最佳压力升高比低得多。

§ 2. 燃气輪机裝置的实际循环

現在来研究最简单的燃气輪机裝置 (图 7) 的基本特性，假定只考虑輪机及压气机中的內部能量損失。它們的內效率分別以 η_{τ} 及 η_{κ} 表示之。

假定忽略通过外气封的漏气，則流过輪机的气量 G_{τ} 将为压气机所吸入的空气量 G_{κ} 加上燃料消耗量 G_2 的数值，即

$$G_{\tau} = G_{\kappa} + G_2$$

因此，以每公斤流过輪机的气体來計算的燃气輪机裝置的內功 l_{σ} 可从下式中求得：

$$G_{\tau} l_{\sigma} = G_{\tau} \eta_{\tau} l_{\tau} - G_{\kappa} \frac{l_{\kappa}}{\eta_{\kappa}} - (G_{\tau} - G_{\kappa}) \frac{l_2}{\eta_2}$$

式中 l_{τ} ——气体的等熵膨脹功；

l_{κ} ——空气的等熵压缩功；

l_2 ——燃料的等熵压缩功；

η_2 ——相当于压缩液体燃料或可燃气体的泵或压气机的內效率。

令

$$\frac{G_{\kappa}}{G_{\tau}} = \xi,$$

則燃气輪机裝置的內功 l_{σ} 可以写成下列形式：

$$l_{\sigma} = \eta_{\tau} l_{\tau} - \frac{\xi}{\eta_{\kappa}} l_{\kappa} - (1 - \xi) \frac{l_2}{\eta_2} \quad (14)$$

假定燃气輪机裝置用液体燃料工作，則消耗于压缩燃料的功小于膨脹功的 1%。这个

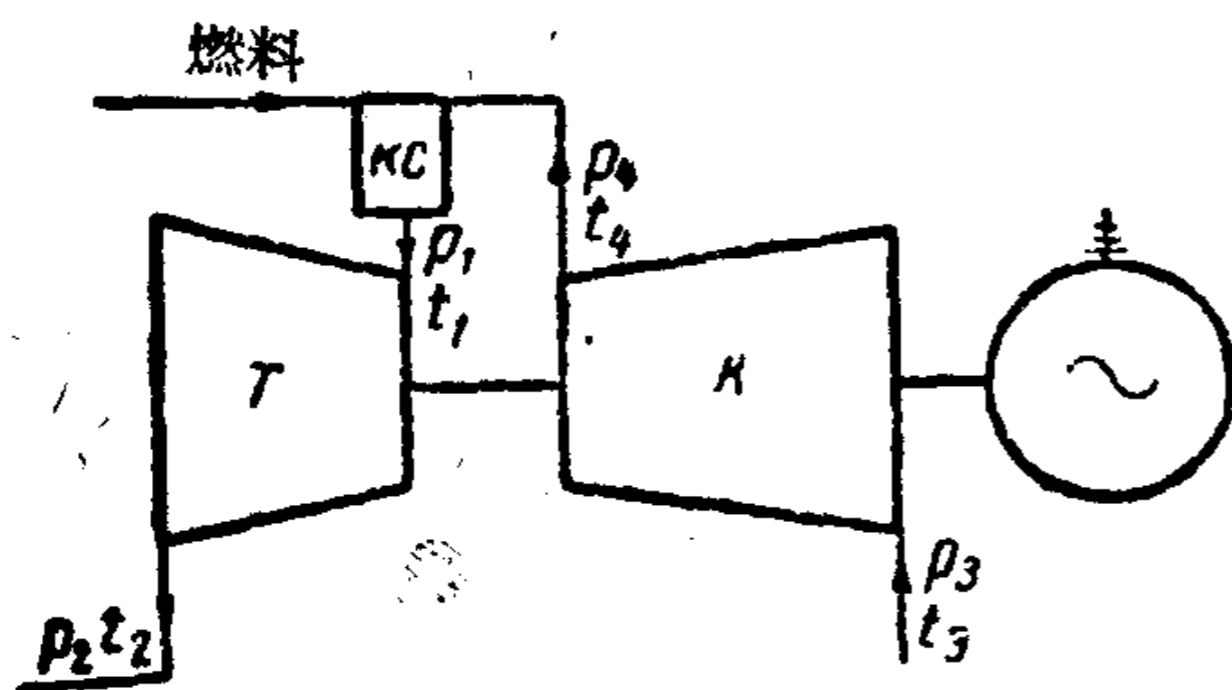


圖 7 最簡單的燃气輪機裝置方案：K—壓氣機；
T—輪機；KC—燃燒室

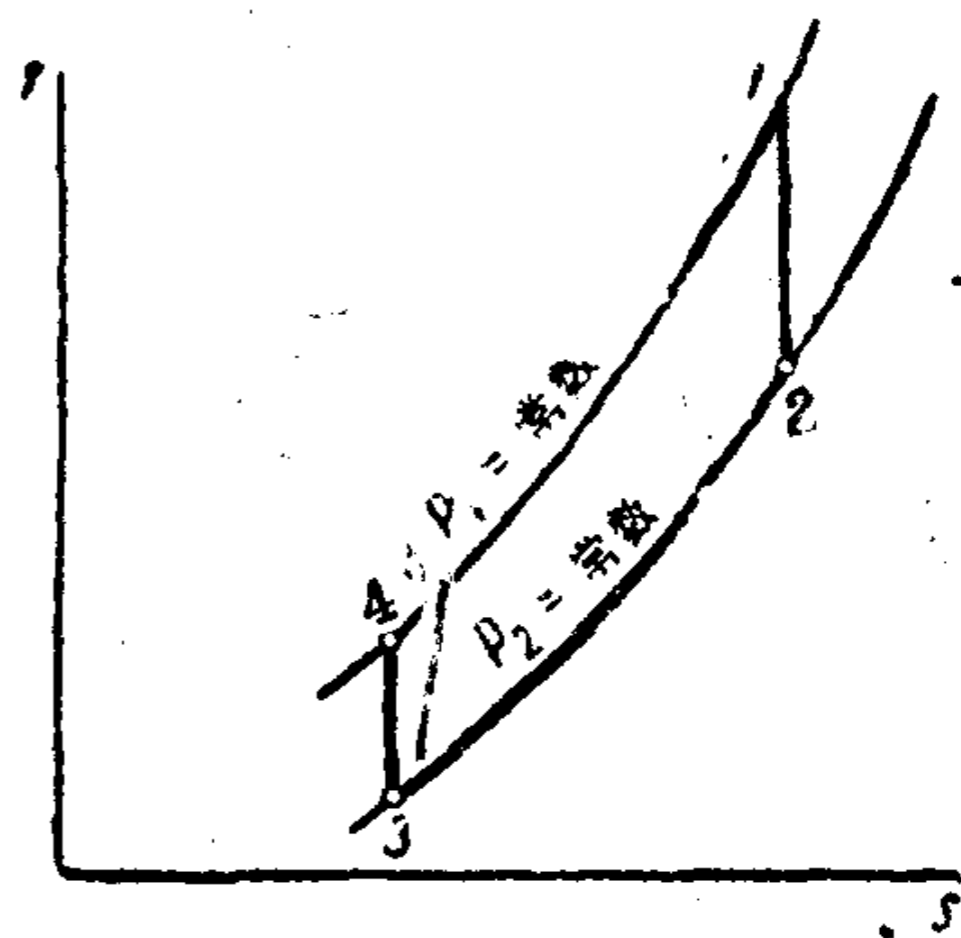


圖 8 考慮了輪機及壓氣機內損失的燃
氣輪機裝置的熱力過程

功是從輪機或電動機的軸上取得，然而由於壓縮燃料所帶到過程中來的物理熱量小得可以忽略不計。因此壓縮液體燃料的功可以方便地歸屬於外部能量損失中並且在確定燃氣輪機裝置的機械效率時考慮。

假定我們以可燃氣體作為燃料，它們是在特殊的壓氣機中經過壓縮則其壓縮功可能相當大，而且壓縮時所引起的物理熱量在熱平衡中具有很大的意義。在這種情況之下進行初步計算時，我們可認為流量 G_K 中就包括了空氣以及可燃氣體流量的總和。同時我們要注意，當燃料的消耗量很小時，燃氣壓氣機的效率比空氣壓氣機的效率低得多。為了能把這種情況考慮進去，空氣及可燃氣體壓氣機的平均效率 η_c 將取得比空氣壓氣機的效率略低一些。在精確的計算中，可燃氣體的壓縮功應當用(14)式單獨地進行計算。

在採用高熱值的液體燃料時，可令 $G_T \approx G_K$ ，而其實 $G_T > G_K$ ，因此熱量的消耗實際上要比按上述假定所求得的數值小一些。在計算裝置的效率時由於忽略燃料消耗量所引起的誤差大小將在 § 7 中進行估計。

由於上述的許多理由，所以在作初步計算時，我們令(14)式中 $\xi = 1$ 。

在整個循環過程中假定了重量消耗量相等之後，就有可能在熱力圖上清楚地把循環繪制出來。在圖 8 上真正的膨脹過程是用綫 12 來表示，而真正的壓縮過程繪成綫 34。2' 點及 4' 點相應地表示等熵膨脹和等熵壓縮終點處的气体狀態。所有的气体參數都附注有和圖中各點相對應數字的標記，而等熵過程終點的气体參數再用輕撇點標明。

根據以上所作的假定，燃氣輪機裝置的內效率可用下式來表示：

$$\eta_{\theta} = \frac{\eta_T \Delta l_T - \frac{1}{\eta_K} \Delta l_K}{q_1},$$

式中 q_1 —— 每公斤气体的熱耗量。

用溫度差來表示渦輪機的功以後，可得：

$$\eta_{\theta} = \frac{\eta_T c_p (T_1 - T_2') - \frac{c_p}{\eta_K} (T_4' - T_3)}{c_p (T_1 - T_4)} \quad (15)$$

或

$$\eta_{\theta} = \frac{\eta_T \left(1 - \frac{T_2'}{T_1}\right) - \frac{1}{\eta_K} \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{T_4'}{T_3} - 1\right)}{1 - \frac{T_4}{T_1}} \quad (16)$$

仍旧用上一节的符号，得以下关系：

$$\frac{T_3}{T_1} = \tau; \quad \frac{T_2'}{T_1} = \frac{1}{\sigma^m}; \quad \frac{T_4'}{T_3} = \sigma^m.$$

根据压气机内效率的定义得：

$$\eta_{\kappa} = \frac{c_p(T_4' - T_3)}{c_p(T_4 - T_3)},$$

因而

$$T_4 = T_3 + \frac{1}{\eta_{\kappa}}(T_4' - T_3),$$

或

$$\frac{T_4}{T_1} = \tau + \frac{\tau}{\eta_{\kappa}}(\sigma^m - 1). \quad (17)$$

将上式代入(16)式中，得到

$$\eta_{\theta} = \frac{\eta_{\tau} \left(1 - \frac{1}{\sigma^m}\right) - \frac{\tau}{\eta_{\kappa}}(\sigma^m - 1)}{1 - \tau - \frac{\tau}{\eta_{\kappa}}(\sigma^m - 1)} \quad (18)$$

或

$$\eta_{\theta} = \alpha \eta_{\tau}, \quad (18')$$

式中

$$\eta_{\tau} = 1 - \sigma^{-m};$$

$$\alpha = \frac{\eta_{\tau} \eta_{\kappa} - \tau \sigma^m}{\eta_{\kappa} - \tau \sigma^m + \tau(1 - \eta_{\kappa})}.$$

系数 α 经常小于 1^①。随着压力升高比的增加，系数 α 便相应地减小，因为 $\frac{d\alpha}{d\sigma^m}$ 经常小于零，并且当压力升高比

$$\sigma_{l=0} = \sqrt[m]{\frac{\eta_{\tau} \eta_{\kappa}}{\tau}} \text{ 时,} \quad (19)$$

α 变成零。

在这个压力升高比时发动机不产生有效功率。

在連續燃烧式燃气轮机装置的理想循环中，从(8)式中求得的极限值 σ^* 经常大于按公式(19)计算而得的 $\sigma_{l=0}$ 。假定 $\eta_{\tau} \rightarrow 1$ 及 $\eta_{\kappa} \rightarrow 1$ ，则 $\sigma_{l=0} \rightarrow \sigma^*$ ，而此时涡轮机中很小的内部能量损失亦使装置的效率变成零，因为当 $\sigma = \sigma^*$ 时，在 α 的表达式中分子变成零。因此，能量损失改变了函数 $\eta_{\theta} = f(\sigma)$ 的形状：在理想的装置中效率只随压力升高比的增加而提高，而实际装置的效率是在一比极限值 $\sigma_{l=0}$ 小得多的压力升高比下获得最大值。

发动机效率最高时的最佳压力升高比，从等式

$$\frac{\partial \eta_{\theta}}{\partial \sigma^m} = 0$$

中求得。

经过微分以及相当的变换之后，求得

$$\sigma_{\eta_{\theta \max}} = \sqrt[m]{\frac{\eta_{\tau} \eta_{\kappa}}{\tau} \frac{1}{2\sqrt{1 - \eta_{\theta \max}}}}. \quad (20)$$

在这个公式中包含着相当于最佳压力升高比时的最大效率 $\eta_{\theta \max}$ 。在确定 $\eta_{\theta \max}$ 以前这个效率尚是未知的，并且必须对它进行预先的估计，这种估计很容易达到为确定 $\eta_{\theta \max}$ 所

① 也容易证明 α 是经常小于 η_{τ} 的。实际上 $\alpha = \frac{\eta_{\kappa} - \tau \sigma^m}{\eta_{\kappa} - \tau \sigma^m + \tau(1 - \eta_{\kappa})} \eta_{\tau}$ ， η_{τ} 前面的系数总是小于 1 的。

必需的准确度。在精确的计算中我们可以用逐步渐近法来确定所求的压力升高比。

从(20)式中可知,最佳压力升高比主要是与综合参数 $\frac{\eta_T \eta_K}{\tau}$ 有关。随着系数 η_T, η_K 的增加和 τ 的减小最佳压力升高比在很大的范围内发生变化。由于改善轮机和压气机的通流部分,同时提高轮机前的温度所取得的收获只有在同时增加压力升高比的条件下才能被完全地利用。

图9上绘有曲线 $\eta_e = f(\sigma)$ 的例子。假定被吸入的空氣的温度为 $t_3 = 15^\circ$,则这些曲线将表示轮机前的温度 t_1 从 550°C 到 800°C 的情况,而各曲线间的间隔为 50° 。从这些例子中可知,只有当轮机前的温度很高而压力升高比又相当大时,燃气轮机装置才是足够经济的。

轮机前的燃气温度以及被吸入的空氣温度对于实际燃气轮机装置的效率有着很大的影响。

对于燃气轮机装置的理想循环来说,在给定的压力升高比时,当温度系数 τ 不同时所获得的热效率是相同的,因此在这一点上轮机前的温度是不起作用的(见§1)。实际循环中,即使在同样的压力升高比时,效率在颇大程度上取决于轮机前的温度和被吸入空气的温度。在最佳压力升高比时,温度的提高对于装置的效率有极大的影响(图9)。

可见在燃气轮机装置效率的表达式中仅仅只包含温度比 $\tau = \frac{T_3}{T_1}$ 。因此当这两温度之一发生一定的变化时,对于燃气轮机装置的效率产生不同的影响。

实际上,当 $T_3 = \text{常数}$ 时得:

$$d\tau = d\left(\frac{T_3}{T_1}\right) = -\frac{T_3}{T_1^2} dT_1,$$

而当 $T_1 = \text{常数}$ 时:

$$d\tau = \frac{1}{T_1} dT_3.$$

另一方面,当其他参数不变而温度比与它的开始值 τ_0 发生微小的偏差 $\Delta\tau$ 时,效率的变化初步近似地可以按下式来计算:

$$\Delta\eta_e = \frac{\partial\eta_e}{\partial\tau} \Delta\tau$$

这里在计算导数时必须将最初的温度比值 τ_0 代入。这个效率的增量随着 $\Delta\tau$ 的数值而不同。我们在 $\Delta\eta_e$ 和 $\Delta\tau$ 上加上符号以表明哪一个可变温度保持不变,然后就数值相等而符号相反的很小的温度变化 $\Delta T_1 = -\Delta T_3$ 求得效率增量的比值为

$$\frac{|\Delta\eta_e|_{T_3=C}}{|\Delta\eta_e|_{T_1=C}} = \frac{|\Delta\tau|_{T_3=C}}{|\Delta\tau|_{T_1=C}} = -\frac{T_3}{T_1} \frac{\Delta T_1}{\Delta T_3}$$

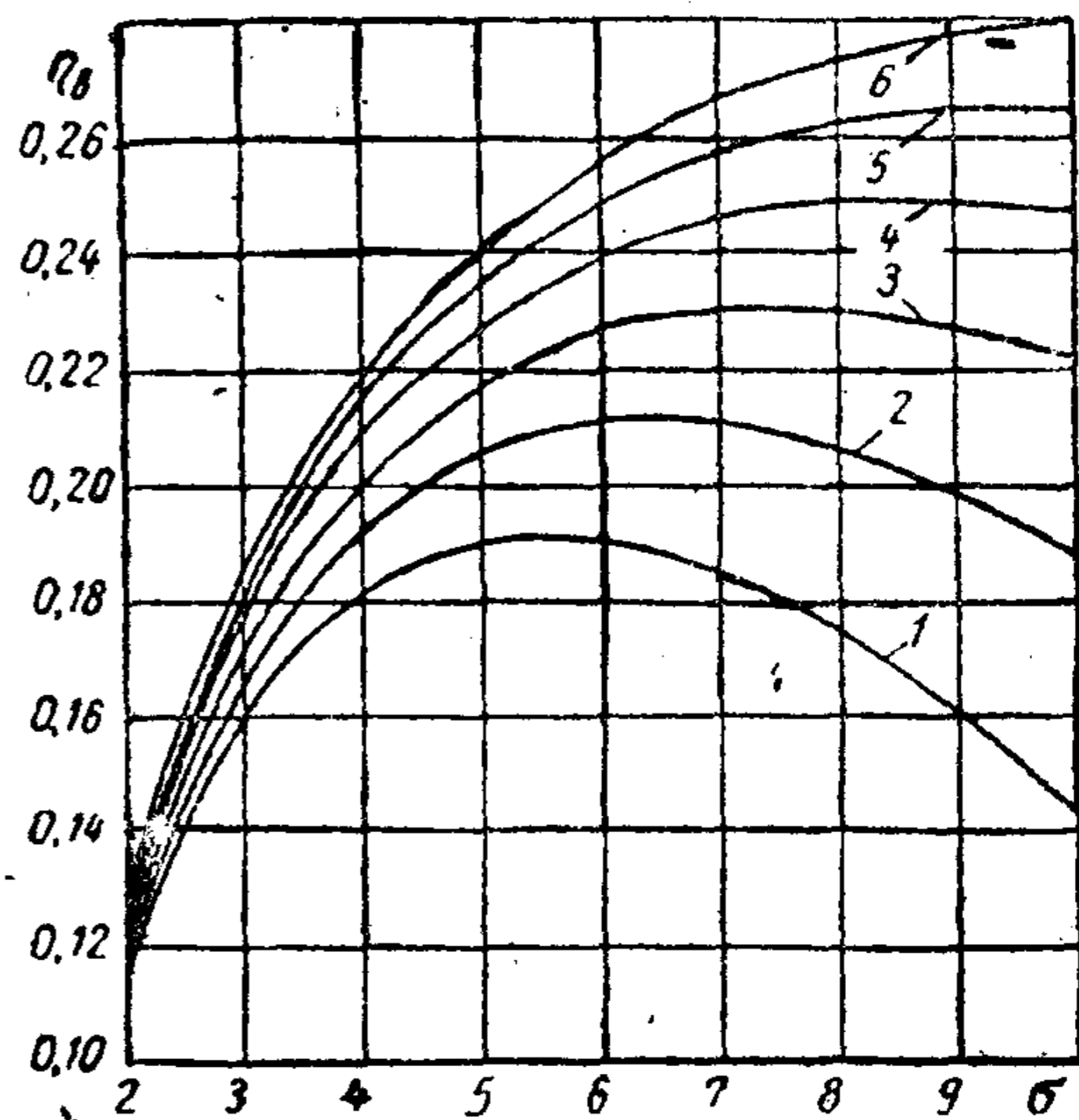


图9 不同温度时,燃气轮机装置的内效率随压力升高比的变化关系:

1— $\tau=0.35$; 2— $\tau=0.33$; 3— $\tau=0.312$;
4— $\tau=0.296$; 5— $\tau=0.281$; 6— $\tau=0.268$
(图中所有的情况下均取 $\eta_T=0.87$ 及 $\eta_K=0.84$).

或者經化簡后

$$\frac{|\Delta\eta_\theta|_{T_3=C}}{|\Delta\eta_\theta|_{T_1=C}} = \tau \quad (21)$$

从上式可以知道，在任意的 σ, η_T 及 η_K 之下，溫度 T_3 的少許变化要比溫度 T_1 同样变化时所引起的效率的增高大好几倍。例如当 $t_1=650^\circ$ 及 $t_3=0^\circ$ 时，溫度比 $\tau=0.295$ ，因而此时溫度 t_3 降低 1° 等于溫度 t_1 增加 3.4° 。

在推导(21)式时，函数 η_θ 的形状可以是任意的，只要这个函数是連續函数就行，而这个条件是經常滿足的。因此上述的論断对于其他的燃气輪机装置方案也是正确的，下面将要談到这些方案。

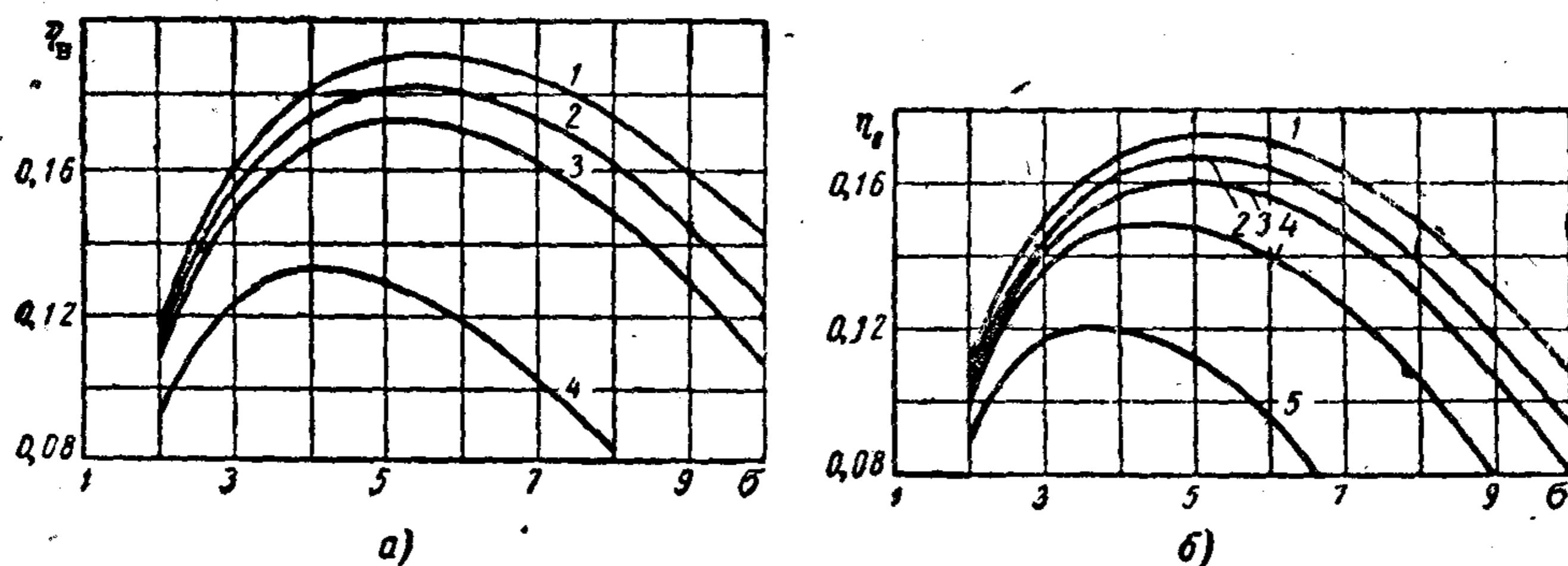


圖 10 在不同的輪机以及压气机的內效率下，燃气輪机装置的內效率随压力升高比的变化关系：
 a) 1— $\eta_T=0.87$ ；2— $\eta_T=0.86$ ；3— $\eta_T=0.85$ ；4— $\eta_T=0.80$ (对于所有的情況 $\tau=0.35$ 及 $\eta_K=0.84$)；
 б) 1— $\eta_K=0.84$ ；2— $\eta_K=0.83$ ；3— $\eta_K=0.82$ ；4— $\eta_K=0.80$ ；5— $\eta_K=0.75$ (在圖中所有的情況 $\tau=0.35, \eta_T=0.85$)

从图 9 上的許多曲綫可以直接看出，当輪机前的溫度提高同一大小的数值时，高溫区中效率的增长較之 t_1 較低区域中效率的增加来得慢。例如，在最佳压力升高比的情况下，并当溫度 $t_1=550^\circ$ 及 $t_3=15^\circ$ 时，这就相当于 $\tau=0.35$ 时的情况，当 t_1 增加 50° 时，热耗量相对地节省了近 10%，而初溫度 $t_1=700^\circ$ 时則仅节省了近 5.5% 左右。

輪机和压气机中的能量損失对于燃气輪机装置的內效率产生重大的影响。例如，根据图 10 上的曲綫 1 及曲綫 2，在最佳压力升高比的情况下，当輪机的內效率 η_T 增加 1% 时，使热耗量节省了近 4%，而在同样的条件下当压气机的內效率 η_K 增加 1% 时使热耗量节省 3.5%。因为輪机所发出的功率以及传动压气机所消耗的功率比燃气輪机装置的有效功率大得多，这就說明为什么輪机及压气机中的能量損失对于燃气輪机装置的效率有如此大的影响。因此即使渦輪机中的能量損失并不大也会使得輪机功率及压气机功率之間的差值，也就是装置的有用功，产生相当大的变化。这两个功率之間的关系可以用有用功系数来代表。 η_T 及 η_K 对于装置效率的影响将在 § 7 中作更詳尽的分析。

对于实际的装置來說，有用功系数等于装置的有用功和輪机所产生的功之比：

$$\varphi = \frac{\eta_T l_T - \frac{1}{\eta_K} l_K}{\eta_T l_T}$$

把 l_T 及 l_K 各用溫度差来表示后，就像燃气輪机装置的理想循环一样(見 § 1)，求得：

$$\varphi = 1 - \frac{\tau \sigma^n}{\eta_T \eta_K} \quad (22)$$