

高等学校教学用书

# 燃气轮机及燃气轮机装置

上册

И.И.基里洛夫著

陈丹之译



中国工业出版社

## 序

在这部分两卷出版的教科书中，包含着一套为了了解燃气轮机装置的各种制造原则以及设计高效率涡轮机（后者为燃气轮机装置中之主要部件）所必需的基本知识。第一卷全部阐述涡轮机的原理与设计。

直到现在为止，各式涡轮机的原理都是在彼此没有充分联系之下发展起来的。蒸汽轮机原理的发展尤其特殊，其中建立了许多的传统，这些传统都是没有科学根据的。举例来说，在蒸汽轮机原理中长期地没有把旋转的汽流中的惯性力考虑进去，可是燃气轮机和涡轮压气机原理在短期内就比蒸汽轮机原理更提高了一步。

如果我们相当深入地来研究一下涡轮机的原理，就可以明白，所有这些原理都具有一个共同的科学基础。远在1754年为雷荷那特·欧拉所奠定的涡轮机理论基础以及现代空气动力学上所达到的成就都同样适用于所有各式的涡轮机。因此传统上把涡轮机和压气机截然划分为两门课程的作法已经没有任何根据。毫无疑问，最近在各种型式的涡轮机的理论之间所显现出来的密切联系和在各种理论的发展过程中长期所积累下来的丰富经验的总结将会使最重要的动力机械的建造获得进一步的发展。

在发展涡轮机一般原理的现阶段中，详细地研究涡轮机内所发生的各种现象的物理本质是非常重要的。对于涡轮机制造业来说，近代空气动力学的主要成就是：通过它的方法可以揭露涡轮机中所发生的许多重要现象，并且指出改善叶片机构的途径。因此在本书中，对于涡轮机内工作过程的研究特别注重。

一九四八年，当《燃气轮机》一书出版时，我曾经采用过某些步骤，从共同的观点上来讨论轴流式压气机的原理。此后，根据这个原则开始在以加里宁命名的列宁格勒多科性工业大学中讲课，后来又在别日茨基运输机器制造学院中讲授，从这些讲授过程中得出经验：把这两门课程这样结合起来是完全合理的。

在本书中，这种思想要比以前出版的著作反映得更加广泛：涡轮机原理的所有基本问题都结合在前面两章中说明，它们构成了本课程的基本内容。这两章以及卷一中的第三章所述的原理也直接适用于蒸汽轮机。在后面专门的几章中（第三、第五、第六章）给出各式轴流式和压气机的计算特点。

在第四章以及其他专门的几章中简短地对涡轮机的设计制造问题加以叙述，并且对燃气轮机冶金学上问题的主要内容作了说明。后者在了解近代燃气轮机装置的一般建造问题时是必需知道的。

在编写本书时，书中的草图以及许多计算都是由 E. Э. 基里洛娃所完成。

作者

# 主要符号

## 1 通流部的几何特征

- $u, z, r$  —— 相应为圆周速度  $u$ , 轮机轴  $z$  以及半径  $r$  方向的座标轴;
- $d_1, d$  —— 相应为导流机构和工作轮的平均直径;
- $l_1, l$  —— 相应为导流机构和工作轮出口截面上的高度;
- $b_1, b$  —— 相应为导叶和动叶的弦长;
- $t_1, t$  —— 相应为导叶和动叶的节距;
- $\alpha_{0A}, \alpha_{1A}$  —— 相应为导叶的进口角度与出口角度, 按  $u$  轴以及和叶型中綫相切的切綫之间的交角来计算;
- $\beta_{1A}, \beta_{2A}$  —— 相应为动叶的进口角度和出口角度, 按  $u$  轴以及和叶型中綫相切的切綫之间的交角来计算;
- $\theta$  —— 叶型弯曲角;
- $\delta$  —— 间隙;
- $\Delta$  —— 盖度;
- $S$  —— 叶片的环通面积; 輪盘的側表面。

## 2 气流的速度与角度

- $c_0, c_1, c_2$  —— 相应为級前, 导流机构与工作輪之間以及級后的气流绝对速度向量;
- $w_1, w_2$  —— 相应为工作輪前与工作輪后气流的相对速度向量;
- $u$  —— 圆周速度;
- $c_0 = 91.5\sqrt{h'_{0n}}$  —— 按照总等熵热降  $h'_{0n}$  来计算的假想速度;
- $c_c = \frac{1}{2}(c_1 + c_2)$  —— 平均绝对速度向量;
- $w_c = \frac{1}{2}(w_1 + w_2)$  —— 平均相对速度向量;
- $a$  —— 声音的传播速度(音速);
- $M$  —— 气流速度对当地音速之比;
- $\omega$  —— 角速度;
- $n$  —— 每分鐘的轉数;
- $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$  —— 相应为  $u$  轴和绝对速度向量  $c_0, c_1$  及  $c_2$  之間的气流角度<sup>⊙</sup>;
- $\beta_1, \beta_2$  —— 相应为  $u$  轴和相对速度向量  $w_1$  及  $w_2$  之間的气流角度;

- $i$  —— 冲角;
- $\epsilon$  —— 叶栅中的气流轉折角;
- $\delta$  —— 气流的偏轉角;
- $\rho\kappa$  —— 运动反动度。

注: 1. 速度在  $u, z$  及  $r$  轴上的投影用相应于各該轴的第二个足注来标记。

2. 根部截面处的参数用一个撇 (') 来标记, 頂部截面处的参数用两个撇 (") 来标志。

## 3 参数

- $i$  —— 焓;
- $i'$  —— 等熵膨胀終点处的焓;
- $p$  —— 压力;
- $t$  —— 温度, °C;
- $T$  —— 温度, °K;
- $\gamma$  —— 重度;
- $\rho$  —— 密度;
- $\nu$  —— 比容;

記号 0 —— 級前的参数;

記号 1 —— 导流机构与工作輪之間参数;

記号 2 —— 級后的参数;

記号  $n$  —— 气体的滞止参数;

記号 I —— 渦輪机前的参数;

記号 II —— 渦輪机后的参数。

## 4 功, 热降与能量損失

- $A$  —— 热功当量;
- $c_p$  —— 等压比热;
- $c_v$  —— 等容比热;
- $k$  —— 等熵指数;
- $m = \frac{k-1}{k}$ ;
- $n$  —— 多变指数;
- $l_0$  —— 理論功;
- $l$  —— 有用功;
- $h_{0n} = i_{0n} - i_{2n}$  —— 級中之可用热降;
- $h'_{0n} = i_{0n} - i'_2$  —— 从級前的滞止参数膨胀到級后压力的等熵热降;

⊙ 角度  $\alpha_2, \beta_1$  及  $\beta_2$  在某些場合中是按和  $u$  轴相反的方向来计算, 此时它們的右上角就标以星号 ( $\alpha_2^*, \beta_1^*, \beta_2^*$ )。

$h_1 = i_0 - i'_1$ ——导流机构中的等熵热降;

$h_{1n} = i_{0n} - i'_1$ ——按滞止参数起算的导流机构中的等熵热降;

$h_2 = i_1 - i'_2$ ——工作轮中的等熵热降;

$\rho_T = \frac{h_2}{h_{0n}}$ ——热力反动度;

$h_\theta$ ——扩压器中的热力压头;

$\Delta h_1, \Delta h_2$ ——相应为导流机构和工作轮中的叶型损失;

$\Delta h_l$ ——端部能量损失;

$\Delta h_B$ ——余速损失;

$\Delta h_\theta$ ——扩压器中的能量损失;

$\zeta_1, \zeta_2$ ——相应为导流机构和工作轮中的能量损失系数;

$\varphi, \psi$ ——相应为导流机构和工作轮中的速度系数;

$h$ ——涡轮机级内的有效热降;

$H_{0n}$ ——整部涡轮机内从压力  $p_{In}$  到  $p_{In}$  的总等熵热降;

$H'_{0n}$ ——轮机内从压力  $p_{In}$  到  $p_{In}$  的总等熵热降;

$H$ ——涡轮机内的有效热降;

$\alpha$ ——重热系数或能量消耗系数;

$\eta$ ——级或整个涡轮机的内效率; 叶栅效率;

$\eta_{noA}$ ——多变效率;

$\eta_e$ ——有效效率;

$\eta_\beta$ ——电效率;

$\eta_M$ ——机械效率。

## 5 流量与功率

$\mu$ ——流量系数;

$G$ ——气体的重量流量;

$Q$ ——气体的容积流量;

$N$ ——内功率;

$N_e$ ——有效功率;

$N_\beta$ ——电功率。

注: 平均值或相对(无因次)值在字母上面画有一条线。

其他符号在正文中特别加以解释。

# 目 录

序	4	32. 多級燃气輪机的計算方法	144
主要符号	5	33. 多級燃气輪机的計算示例	148
概論	7	34. 徑流式輪机	156
第一章 渦輪机原理中的基本知識	16	35. 輪机中的燃气流量随燃气的初态参数和終态参数的不同而引起的变化	160
1. 能量与动量方程式	16	36. 輪机的外特性曲綫	165
2. 理想可用功与压缩功	19	第四章 燃气輪机零件的构造与計算	168
3. 气体在噴管和扩压器中的流动	23	37. 冶金学上的問題以及对材料的要求	168
4. IS-圖	33	38. 燃气輪机中所采用的材料	174
5. 速度三角形	35	39. 輪机的叶片	181
6. 叶栅的各种几何特性	38	40. 輪盘和轉鼓	187
7. 欧拉公式	40	41. 气缸	192
8. 儒可夫斯基定理	43	42. 燃气輪机零件中的温度場	196
9. 反动度	44	43. 燃气輪机零件的冷却	201
10. 渦輪机級的特性系数	46	44. 曲徑气封	204
11. 气流流过叶型时的流动情况	50	第五章 軸流式压气机的原理和計算特点	209
12. 軸流式渦輪机中不可压缩流体的结构	54	45. 軸流式压气机級的各种方案及其特性系数	209
13. 軸流式渦輪机中可压缩流体的结构	57	46. 計算軸流式压气机用的实验数据	212
14. 当 $\rho c_2 = \text{常数}$ 时軸流式渦輪机級內的气流的扭轉	62	47. 具有不同反动度的压气机級的比較	218
第二章 渦輪机內的主要机械能損失	67	48. 气流繞叶片高度方向上各不同截面流过时的流动条件	221
15. 內部能量損失及外部能量損失	67	49. 压气机級的特性曲綫的作法	226
16. 渦輪机的模化	67	50. 多級軸流式压气机通流部的設計	230
17. 机械能損失系数与叶栅阻力系数	72	51. 多級軸流式压气机的計算示例	235
18. 叶栅的空气动力学試驗方法	78	52. 軸流式压气机的通用特性曲綫	242
19. 旋轉模型的空气动力学試驗方法	83	53. 軸流式压气机的构造特点	244
20. 叶型阻力	86	第六章 离心式压气机的原理和計算特点	248
21. 端部能量損失	95	54. 离心式压气机級的各种方案及其特性系数	248
22. 軸向間隙对能量損失的影响	98	55. 有限的动叶数和摩擦的影响	250
23. 軸流式渦輪机中的徑向流动和不均匀的速度場	105	56. 工作輪进、出口处的工作条件	252
24. 余速損失	108	57. 离心式压气机的計算示例	259
第三章 燃气輪机的原理与計算特点	115	58. 离心式压气机的特性曲綫	264
25. 輪机級的主要特性系数	115	59. 各式压气机的比較	266
26. 具有不同反动度的輪机級的比較	123	60. 离心式压气机的构造特点	268
27. 工作輪后面的軸向速度的选择	128	附录 I	271
28. 單級軸流式燃气輪机的計算方法	130	附录 II	272
29. 單級輪机的热力計算示例	135	附录 III	277
30. 多級輪机	140	参考文献	274
31. 重热系数	141		

高等学校教学用书

# 燃气轮机及燃气轮机装置

上册

И·И·基里洛夫著

陈丹之译



中国工业出版社



# 目 录

序.....	4	32. 多級燃气輪机的計算方法.....	144
主要符号.....	5	33. 多級燃气輪机的計算示例.....	148
概論.....	7	34. 徑流式輪机.....	156
第一章 渦輪机原理中的基本知識.....	16	35. 輪机中的燃气流量随燃气的初态参数和 終态参数的不同而引起的变化.....	160
1. 能量与动量方程式.....	16	36. 輪机的外特性曲綫.....	165
2. 理想可用功与压缩功.....	19	第四章 燃气輪机零件的构造与計算.....	168
3. 气体在噴管和扩压器中的流动.....	23	37. 冶金学上的問題以及对材料的要求.....	168
4. IS-圖.....	33	38. 燃气輪机中所采用的材料.....	174
5. 速度三角形.....	35	39. 輪机的叶片.....	181
6. 叶栅的各种几何特性.....	38	40. 輪盘和轉鼓.....	187
7. 欧拉公式.....	10	41. 气缸.....	192
8. 儒可夫斯基定理.....	43	42. 燃气輪机零件中的温度場.....	196
9. 反动度.....	44	43. 燃气輪机零件的冷却.....	201
10. 渦輪机級的特性系数.....	46	44. 曲徑气封.....	204
11. 气流流过叶型时的流动情况.....	50	第五章 軸流式压气机的原理和計算特点.....	209
12. 軸流式渦輪机中不可压缩流体的結構.....	54	45. 軸流式压气机級的各种方案及其特性系数.....	209
13. 軸流式渦輪机中可压缩流体的結構.....	57	46. 計算軸流式压气机用的实验数据.....	212
14. 当 $\rho c_2 = \text{常数}$ 时軸流式渦輪机級內的 气流的扭轉.....	62	47. 具有不同反动度的压气机級的比較.....	218
第二章 渦輪机內的主要机械能損失.....	67	48. 气流繞叶片高度方向上各不同截面流过时 的流动条件.....	221
15. 內部能量損失及外部能量損失.....	67	49. 压气机級的特性曲綫的作法.....	226
16. 渦輪机的模化.....	67	50. 多級軸流式压气机通流部的設計.....	230
17. 机械能損失系数与叶栅阻力系数.....	72	51. 多級軸流式压气机的計算示例.....	235
18. 叶栅的空气动力学試驗方法.....	78	52. 軸流式压气机的通用特性曲綫.....	242
19. 旋轉模型的空气动力学試驗方法.....	83	53. 軸流式压气机的构造特点.....	244
20. 叶型阻力.....	86	第六章 离心式压气机的原理和計算特点.....	248
21. 端部能量損失.....	95	54. 离心式压气机級的各种方案及其特性系数.....	248
22. 軸向間隙对能量損失的影响.....	98	55. 有限的动叶数和摩擦的影响.....	250
23. 軸流式渦輪机中的徑向流动和不均匀的速 度場.....	105	56. 工作輪进、出口处的工作条件.....	252
24. 余速損失.....	108	57. 离心式压气机的計算示例.....	259
第三章 燃气輪机的原理与計算特点.....	115	58. 离心式压气机的特性曲綫.....	264
25. 輪机級的主要特性系数.....	115	59. 各式压气机的比較.....	266
26. 具有不同反动度的輪机級的比較.....	123	60. 离心式压气机的构造特点.....	268
27. 工作輪后面的軸向速度的选择.....	128	附录 I.....	271
28. 單級軸流式燃气輪机的計算方法.....	130	附录 II.....	272
29. 單級輪机的热力計算示例.....	135	附录 III.....	277
30. 多級輪机.....	140	参考文献.....	274
31. 重热系数.....	141		



## 序

在这部分两卷出版的教科书中，包含着一套为了了解燃气轮机装置的各种制造原则以及设计高效率涡轮机（后者为燃气轮机装置中之主要部件）所必需的基本知识。第一卷全部阐述涡轮机的原理与设计。

直到现在为止，各式涡轮机的原理都是在彼此没有充分联系之下发展起来的。蒸汽轮机原理的发展尤其特殊，其中建立了许多的传统，这些传统都是没有科学根据的。举例来说，在蒸汽轮机原理中长期地没有把旋转的汽流中的惯性力考虑进去，可是燃气轮机和涡轮压气机原理在短期内就比蒸汽轮机原理更提高了一步。

如果我们相当深入地来研究一下涡轮机的原理，就可以明白，所有这些原理都具有一个共同的科学基础。远在1754年为雷荷那特·欧拉所奠定的涡轮机理论基础以及现代空气动力学上所达到的成就都同样适用于所有各式的涡轮机。因此传统上把涡轮机和压气机截然划分为两门课程的作法已经没有任何根据。毫无疑问，最近在各种型式的涡轮机的理论之间所显现出来的密切联系和在各种理论的发展过程中长期所积累下来的丰富经验的总结将会使最重要的动力机械的建造获得进一步的发展。

在发展涡轮机一般原理的现阶段中，详细地研究涡轮机内所发生的各种现象的物理本质是非常重要的。对于涡轮机制造业来说，近代空气动力学的主要成就是：通过它的方法可以揭露涡轮机中所发生的许多重要现象，并且指出改善叶片机构的途径。因此在这本书中，对于涡轮机内工作过程的研究特别注重。

一九四八年，当《燃气轮机》一书出版时，我曾经采用过某些步骤，从共同的观点上来讨论轴流式压气机的原理。此后，根据这个原则开始在以加里宁命名的列宁格勒多科性工业大学中讲课，后来又在别日茨基运输机器制造学院中讲授，从这些讲授过程中得出经验：把这两门课程这样结合起来是完全合理的。

在这本书中，这种思想要比以前出版的著作反映得更加广泛：涡轮机原理的所有基本问题都结合在前面两章中说明，它们构成了本课程的基本内容。这两章以及卷一中的第三章所述的原理也直接适用于蒸汽轮机。在后面专门的几章中（第三、第五、第六章）给出各式轴流式和压气机的计算特点。

在第四章以及其他专门的几章中简短地对涡轮机的设计制造问题加以叙述，并且对燃气轮机冶金学上问题的主要内容作了说明。后者在了解近代燃气轮机装置的一般建造问题时是必需知道的。

在编写本书时，书中的草图以及许多计算都是由 E. Э. 基里洛娃所完成。

作者

# 主要符号

## 1 通流部的几何特征

- $u, z, r$  —— 相应为圆周速度  $u$ , 轮机轴  $z$  以及半径  $r$  方向的座标轴;
- $d_1, d$  —— 相应为导流机构和工作轮的平均直径;
- $l_1, l$  —— 相应为导流机构和工作轮出口截面上的高度;
- $b_1, b$  —— 相应为导叶和动叶的弦长;
- $t_1, t$  —— 相应为导叶和动叶的节距;
- $\alpha_{0A}, \alpha_{1A}$  —— 相应为导叶的进口角度与出口角度, 按  $u$  轴以及和叶型中綫相切的切綫之间的交角来计算;
- $\beta_{1A}, \beta_{2A}$  —— 相应为动叶的进口角度和出口角度, 按  $u$  轴以及和叶型中綫相切的切綫之间的交角来计算;
- $\theta$  —— 叶型弯曲角;
- $\delta$  —— 间隙;
- $\Delta$  —— 盖度;
- $S$  —— 叶片的环通面积; 輪盘的側表面。

## 2 气流的速度与角度

- $c_0, c_1, c_2$  —— 相应为級前, 导流机构与工作輪之間以及級后的气流绝对速度向量;
- $w_1, w_2$  —— 相应为工作輪前与工作輪后气流的相对速度向量;
- $u$  —— 圆周速度;
- $c_0 = 91.5\sqrt{h'_{0n}}$  —— 按照总等熵热降  $h'_{0n}$  来计算的假想速度;
- $c_c = \frac{1}{2}(c_1 + c_2)$  —— 平均绝对速度向量;
- $w_c = \frac{1}{2}(w_1 + w_2)$  —— 平均相对速度向量;
- $a$  —— 声音的传播速度(音速);
- $M$  —— 气流速度对当地音速之比;
- $\omega$  —— 角速度;
- $n$  —— 每分鐘的轉数;
- $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$  —— 相应为  $u$  轴和绝对速度向量  $c_0, c_1$  及  $c_2$  之間的气流角度<sup>⊙</sup>;
- $\beta_1, \beta_2$  —— 相应为  $u$  轴和相对速度向量  $w_1$  及  $w_2$  之間的气流角度;

- $i$  —— 冲角;
- $\epsilon$  —— 叶栅中的气流轉折角;
- $\delta$  —— 气流的偏轉角;
- $\rho_K$  —— 运动反动度。

注: 1. 速度在  $u, z$  及  $r$  轴上的投影用相应于各該轴的第二个足注来标记。

2. 根部截面处的参数用一个撇 (') 来标记, 頂部截面处的参数用两个撇 (") 来标志。

## 3 参数

- $i$  —— 焓;
- $i'$  —— 等熵膨胀終点处的焓;
- $p$  —— 压力;
- $t$  —— 温度, °C;
- $T$  —— 温度, °K;
- $\gamma$  —— 重度;
- $\rho$  —— 密度;
- $\nu$  —— 比容;

- 記号 0 —— 級前的参数;
- 記号 1 —— 导流机构与工作輪之間参数;
- 記号 2 —— 級后的参数;
- 記号  $n$  —— 气体的滞止参数;
- 記号 I —— 渦輪机前的参数;
- 記号 II —— 渦輪机后的参数。

## 4 功, 热降与能量損失

- $A$  —— 热功当量;
- $c_p$  —— 等压比热;
- $c_v$  —— 等容比热;
- $k$  —— 等熵指数;
- $m = \frac{k-1}{k}$ ;
- $n$  —— 多变指数;
- $l_0$  —— 理論功;
- $l$  —— 有用功;
- $h_{0n} = i_{0n} - i_{2n}$  —— 級中之可用热降;
- $h'_{0n} = i_{0n} - i'_2$  —— 从級前的滞止参数膨胀到級后压力的等熵热降;

⊙ 角度  $\alpha_2, \beta_1$  及  $\beta_2$  在某些場合中是按和  $u$  轴相反的方向来计算, 此时它們的右上角就标以星号 ( $\alpha_2^*, \beta_1^*, \beta_2^*$ )。

$h_1 = i_0 - i'_1$ ——导流机构中的等熵热降;

$h_{1n} = i_{0n} - i'_1$ ——按滞止参数起算的导流机构中的等熵热降;

$h_2 = i_1 - i'_2$ ——工作轮中的等熵热降;

$\rho_T = \frac{h_2}{h_{0n}}$ ——热力反动度;

$h_\theta$ ——扩压器中的热力压头;

$\Delta h_1, \Delta h_2$ ——相应为导流机构和工作轮中的叶型损失;

$\Delta h_l$ ——端部能量损失;

$\Delta h_B$ ——余速损失;

$\Delta h_\theta$ ——扩压器中的能量损失;

$\zeta_1, \zeta_2$ ——相应为导流机构和工作轮中的能量损失系数;

$\varphi, \psi$ ——相应为导流机构和工作轮中的速度系数;

$h$ ——涡轮机级内的有效热降;

$H_{0n}$ ——整部涡轮机内从压力  $p_{In}$  到  $p_{In}$  的总等熵热降;

$H'_{0n}$ ——轮机内从压力  $p_{In}$  到  $p_{In}$  的总等熵热降;

$H$ ——涡轮机内的有效热降;

$\alpha$ ——重热系数或能量消耗系数;

$\eta$ ——级或整个涡轮机的内效率; 叶栅效率;

$\eta_{noA}$ ——多变效率;

$\eta_e$ ——有效效率;

$\eta_\beta$ ——电效率;

$\eta_M$ ——机械效率。

## 5 流量与功率

$\mu$ ——流量系数;

$G$ ——气体的重量流量;

$Q$ ——气体的容积流量;

$N$ ——内功率;

$N_e$ ——有效功率;

$N_\beta$ ——电功率。

注: 平均值或相对(无因次)值在字母上面画有一条线。

其他符号在正文中特别加以解释。

## 概 論

所謂輪機是這樣的一種原動機，在它的葉片機構中，流體的勢能化為動能，而動能又在工作輪中轉變為機械能，傳給不斷旋轉着的機軸。從運動學方面來看，輪機和活塞式原動機相比，其特點是非常簡單，因為它並沒有往復直線運動的部分，而連續的旋轉運動是這種原動機的特點。因此遠在太古時代就早已有過想建造輪機的許多嘗試[54]，[75]，[84]，[85]，而且這還在活塞式原動機發明之前。但是科學知識的不足，一般技術水平的低落以及經濟條件的不够長久地阻礙了蒸汽輪機和燃氣輪機的發展，而活塞式機器則長期地被當作工業上的主要原動機使用。

遠在上世紀的八十年代，電工學方面就已經獲得了很大的進展。那時候所建成的許多電力設備需要許多巨大的高速旋轉的原動機去帶動它們。而當時的科學技術水平已經能夠解決輪機發動機中所存在的主要問題。由於經濟上的前提已經成熟而技術方面也已經有了一般的成就，因此無數的發明家就獻出了自己的勞動來解決新的原動機問題。

由於許多發明家在各方面作了很多廣泛的試驗，使得蒸汽輪機獲得了非常快的發展並且達到了很完善的程度[54]。但是在蒸汽輪機發展的同時，也發展着一種和蒸汽輪機大不相同的燃氣輪機。

圖1示有一最簡單的燃氣輪機裝置示意圖，空氣在壓氣機1中壓縮到某一壓力後，就不斷地流入燃燒室2，燃料在這裡和空氣混合進行等壓燃燒，由於燃料的燃燒，空氣的溫度增高。燃燒產物在壓力和高溫之下通往輪機3，在輪機3中氣體膨脹作功。理想壓氣機中空氣的壓縮功可以用某一比例尺在*i-s*圖上用綫段 $h_k$ 表示出來，而理想輪機中氣體的膨脹功可以用綫段 $h_r$ 來表示（圖2）。 $h_r$ 和 $h_k$ 之差

相當於燃氣輪機裝置的有效功，這個功可以用機械能的形式通過輪軸傳給發電機4的轉子（圖1）或傳給其他機器變為機械能。

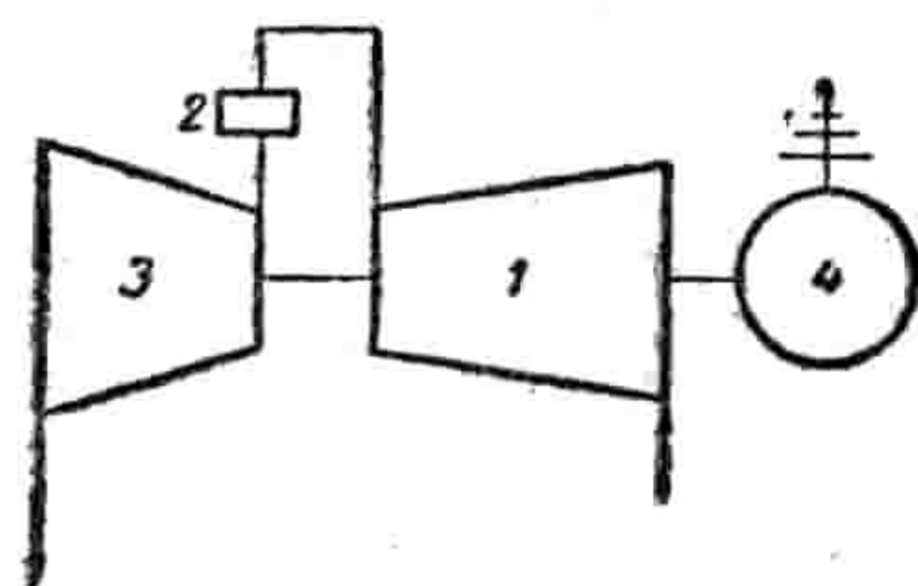


圖1 連續燃燒式燃氣輪機裝置的示意圖。

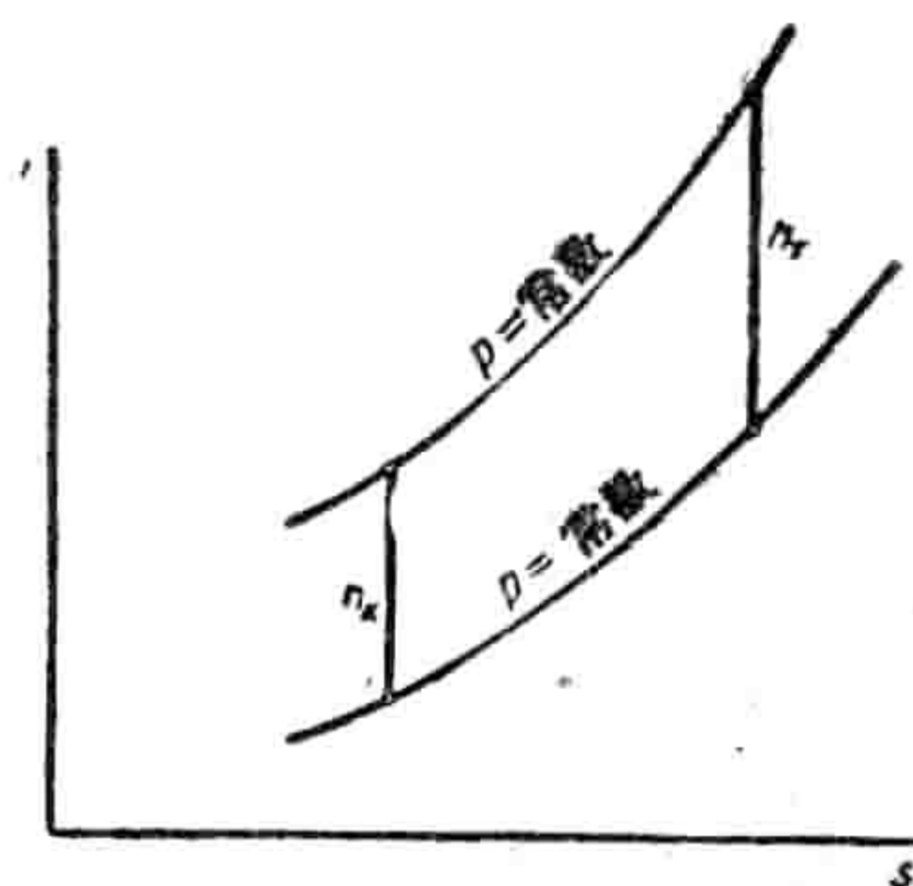


圖2 *i-s*圖上的輪機及壓氣機中的熱降。

按照上述原理來工作的原動機，我們以後就稱為連續燃燒式燃氣輪機裝置，或簡稱為一ГТУ ИГ<sup>⊙</sup>。

隨着輪機前溫度的提高以及同時對壓力的適當提高，由於氣體的性質，膨脹功 $h_r$ 要比壓縮功 $h_k$ 大大增加，因此輪機前氣體的溫度愈高，那末從流過輪機的每公斤氣體中所獲得的有效功也就愈大，而原動機的經濟性也就愈高。為了使燃氣輪機裝置能達到很滿意的經濟指標，輪機前的氣體溫度就應當很高。

在實際渦輪機<sup>⊙</sup>中總有某些能量損失，這

⊙ 在文獻中也可以找到另一通用的術語：「等壓燃燒式燃氣輪機裝置」。通常「燃氣輪機」這一術語就指的是燃氣輪機裝置。

⊙ 「渦輪機」(Турбомашина) 這一譯名中既包含着輪機也包含着壓氣機。——譯者

样一来，压缩功  $h_c$  以及膨胀功  $h_r$  和理想机器中的数值相比，前者就要增加，而后者就要减少。因为  $h_r$  和  $h_c$  要比  $h_r$  和  $h_c$  之差大好几倍，所以任何膨胀功的减少或压缩功的增大都会使它们的差值起几倍大的相对变化。因此，为了使燃气轮机装置能有效地工作，燃气轮机以及压气机中的机械能损失应当很小。

因此，为了实现效率很高的燃气轮机装置，就必须解决两个问题：冶金学上的问题——牵涉到耐高温合金的研究，以及空气动力学上的问题——包括轮机和压气机的通流部的改善问题。

如何来解决燃气轮机装置的建造问题早就引起了许许多多的研究家和发明家的注意。远在1791年英国工程师约翰·拜勃耳就曾经建议一种具有煤气发生器、燃烧室、活塞式压气机和燃气轮机的燃气轮机装置。此后一直到十九世纪结束为止，有不少人曾经取得燃气轮机装置的专利权，但是这些装置都没有实现过。

由于蒸汽轮机的发明及其接着而来的迅速发展，人们对燃气轮机装置建造上的注意有些放松，但是许许多多发明家的思想仍旧为燃气轮机问题所吸引。

燃气轮机装置和蒸汽动力装置相比的许多特殊优点就是一个刺激因素。因为蒸汽动力装置是一种复杂的组合体，里面包含着锅炉，蒸汽原动机，冷凝器以及许多辅助机构，而上面所讲的燃气轮机装置只由几部分形式简单以及尺寸较小的部件所组成。此外，蒸汽动力装置需要用大量的冷却水，这在实际条件下常常是它的一个巨大缺点，而燃气轮机装置就不会有这些缺点，同时燃气轮机也具有轮机式原动机和活塞式原动机相比的所有优点。

1892年，俄国工程师П. Д. 古士明斯基曾经设计了一个方案，此后并且完成了一台不大的蒸汽——燃气轮机[32]，[33]，[85]。这台轮机的燃烧室（当时称作「燃气——蒸汽发生器」）是由一耐热合金制成的内筒以及钢制的外

壳所组成，两者之间放有蛇形管（图3）。水在50大气压以上的压力下经过蛇形管而流入燃烧室，同时就变成蒸汽，在燃烧室中还引入有煤油和10大气压左右的空气。

蒸汽和燃烧产物的混合物不断地通往径流式轮机的中心部分，这种轮机是由静止的和转动的轮子所组成，轮子上面则装有叶片。该装置当时是用在小型汽艇上的。

曾经制造了一个燃烧室并且试验过，但当时碰到了温度调节上的很大困难。试验并没有做完，因为П. Д. 古士明斯基在1900年五月就逝世了。

1872年，德国工程师须托而采获得了「热空气式轮机」的专利权，此后这种轮机曾经在1900年到1904年之间制造过并且试验过。须托而采轮机是很有意思的，因为它已包含着最新式的连续燃烧式燃气轮机的所有元件。

在须托而采装置中（图4），空气是在一个10级轴流式压气机中压缩。从压气机出来的压缩空气进入加热器2，加热器管子的外面充满着从燃烧室引来的炽热气体。空气经过加热后通往反动式轮机3。在轮机的旁边置有一烧无烟煤的燃气发生器4，它把燃气供给燃烧室。这部轮机是按200匹马力，2000转/分来设计的。试验的结果并没有发表，显然这些试验并没有成功。

1906年，法国工程师阿孟高和列马里在法国所建造的一台连续燃烧式轮机也颇饶兴趣，这台轮机是烧煤油的。利用喷水到燃烧室中去的方法，使喷管前的燃气温度降低到560°C。轮

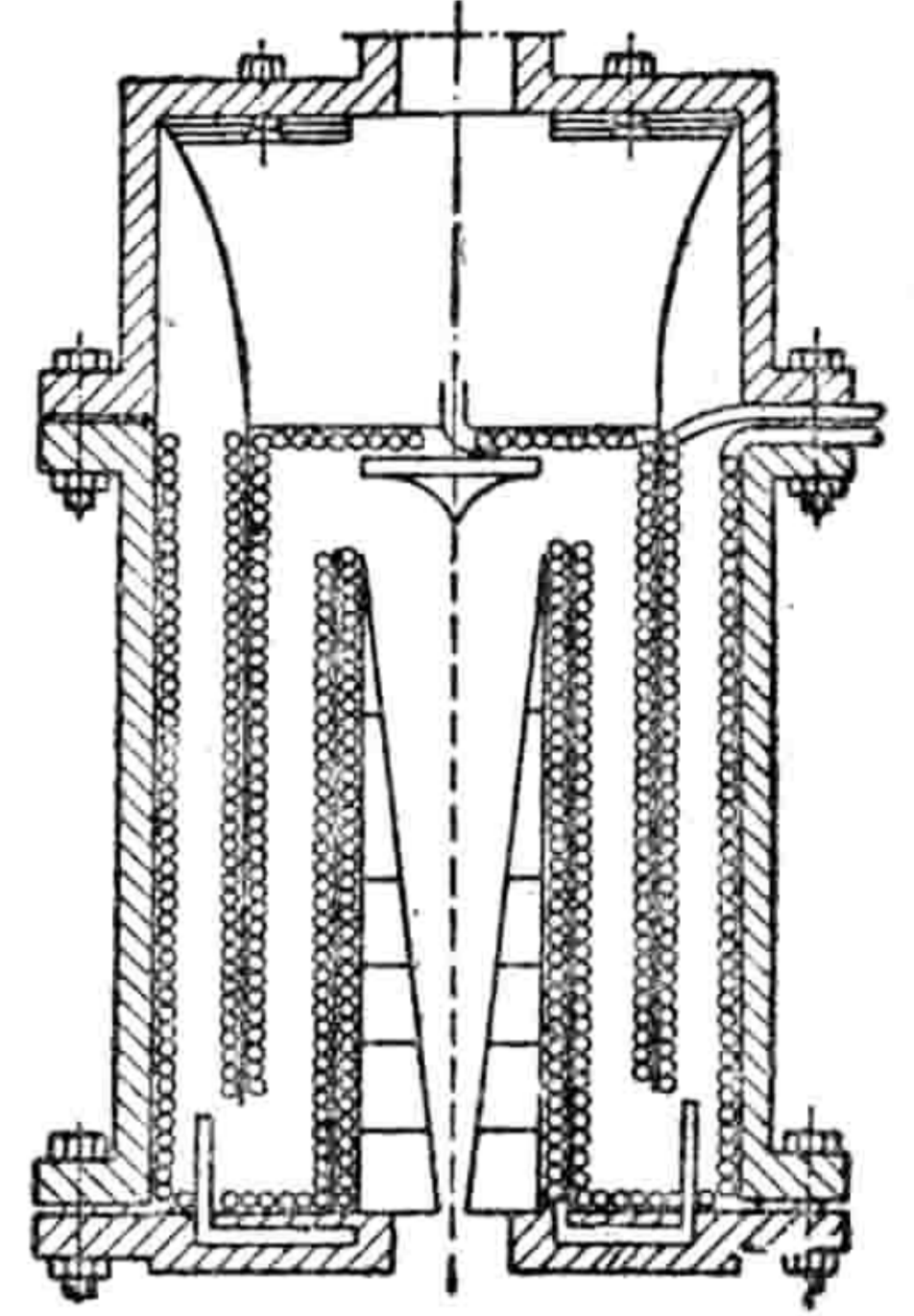


图3 П. Д. 古士明斯基的燃烧室。

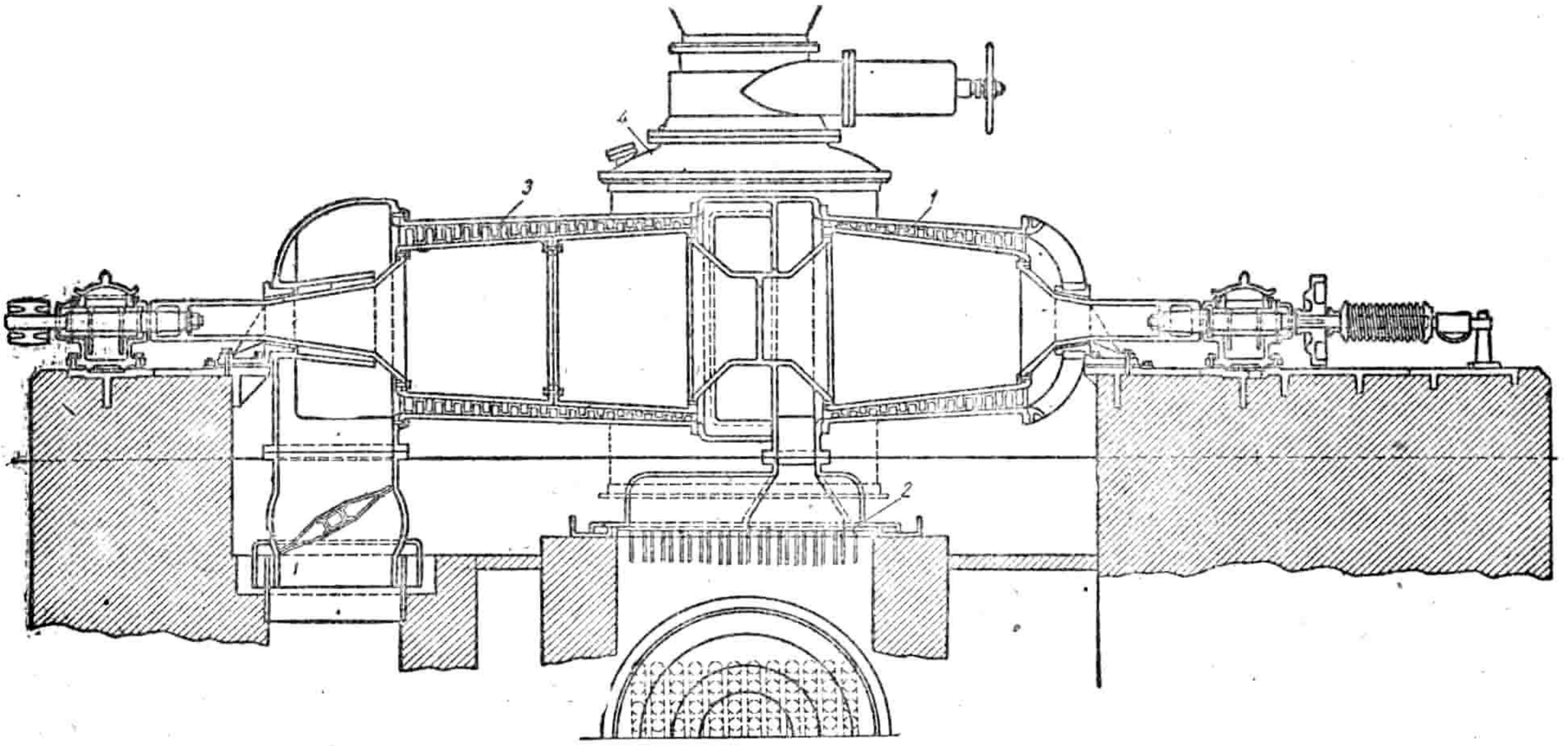


圖4 須托而采的連續燃燒式燃气輪機裝置。

機的設計功率為400馬力，初壓約為5絕對大氣壓，轉數為4250轉/分，但是它所能發出的功率只比壓氣機需要的功率稍會高出一些。因此拖動壓氣機用的能量是靠外部的能源來供給。

俄國工程師B. B. 卡拉伏金曾經在1906年在法國發明並在1908年建造過一台斷續燃燒式燃气輪機裝置 (ГТУ ПГ)● (圖5)。這種輪

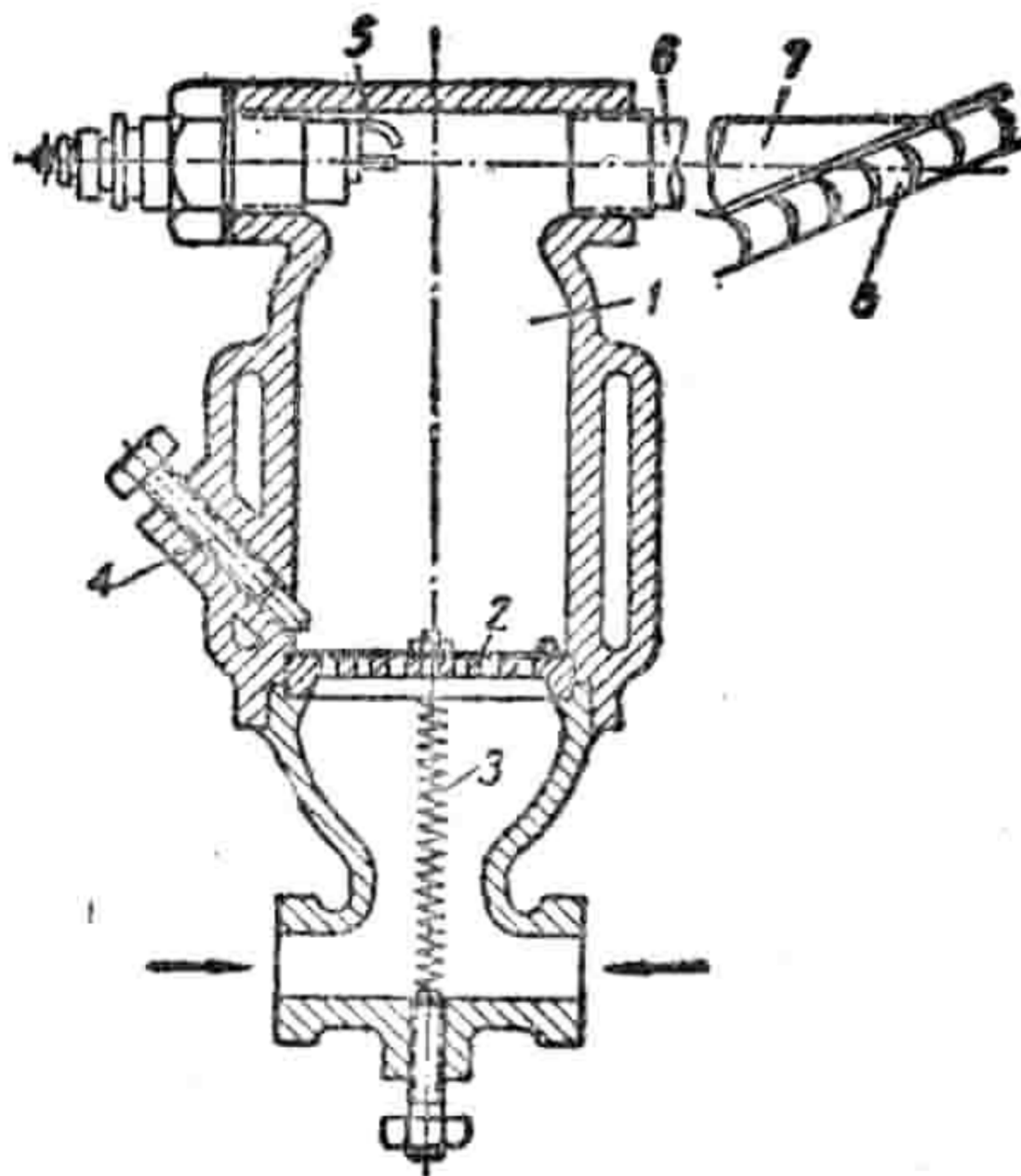


圖5 B. B. 卡拉伏金的斷續燃燒式燃气輪機裝置。

機具有體積不大的開式燃燒室 (大約230立方公分左右)。空氣經過吸氣閥2進入燃燒室。這台輪機的燃料是採用汽油，汽油的蒸氣和空氣一道被吸到燃燒室中。然後通過火花塞把混合

物點燃。經過爆燃之後，燃燒產物流過管子6及噴管7並且在輪機8的工作輪中作功。燃燒室和噴管之間並沒有閥門，而噴管前的壓力 (約為1.3~1.4剩餘大氣壓) 是由管子6中流動着的氣流的慣性力所造成。管子6做得相當長，這樣在膨脹終了時，由於運動氣柱的慣性力的作用，空氣就由閥門2吸入。彈簧3把閥門壓向閥座，螺栓4用以調節閥門的上升高度。沿着輪子周緣放有四個燃燒室，它們都有水冷卻。

該輪機工作輪的直徑為15公分，在10000轉/分之下能產生1.6匹馬力的功率。循環的周期約為0.03秒。機器的有效效率總共也不過2%左右。

如果我們把最初諸發明家 (他們的機器都不能有效地工作) 的燃气輪機裝置的種種方案和最近工作得很好的燃气輪機裝置相比較，那末就可以看出：從這些原動機的原理來看，它們之間是沒有多大區別的。那末為什麼早期的燃气輪機發明家不可能獲得進展而現在按照同樣的原理來完成燃气輪原動機時卻能得到十分良好的結果呢？\*究竟是什麼東西過去妨礙着有

● 在文獻中也通用着其他術語：「等容燃燒式燃气輪機裝置」和「爆燃式輪機」。

效的燃气輪机的建造呢？講到焦耳循环，那在1851年就早已知道了[54]，近代的連續燃燒式燃气輪机就是按这个循环来工作的，而且热力学方面的知識在当时用来对这样的原动机进行热力計算也已經足够了。

主要的原因在于空气动力学上和冶金学上的問題一直到最近方才解决。

因为須托而采沒有实验数据可以用来計算軸流式压气机，同时在設計輪机叶片时也沒有足够的經驗，所以他不可能設計出高效率的原动机。当时在較好的場合之下，輪机的效率也許可达到70%左右，同时压气机的效率可能达到65%左右，而燃气輪机装置主要部件的这些指标只能使原动机在空轉下工作。

一直到十九世紀末叶，耐热鋼方面的問題也并不見得好些。为了在較低的輪机效率和压气机效率之下使燃气輪机装置的有效效率能够达到稍微滿意的数值起見，就必須把輪机前的燃气溫度提高到 $700\sim 800^{\circ}\text{C}$ 或更高，而这在当时來說是不可能做到的，因为在当时机器制造业中，既沒有現成的耐热材料，又沒有对輪机零件进行过冷却試驗。

为了解决以上問題，就需要对模型和实物装置作理論上和实验上广泛的研究。

1908年德国工程师霍尔茨华脫建議了一种独特的斷續燃燒式燃气輪机装置，它的結構圖样如圖6所示。在霍尔茨华脫輪机中，燃料是由閥門2引入燃燒室，而压缩空气則由压气机

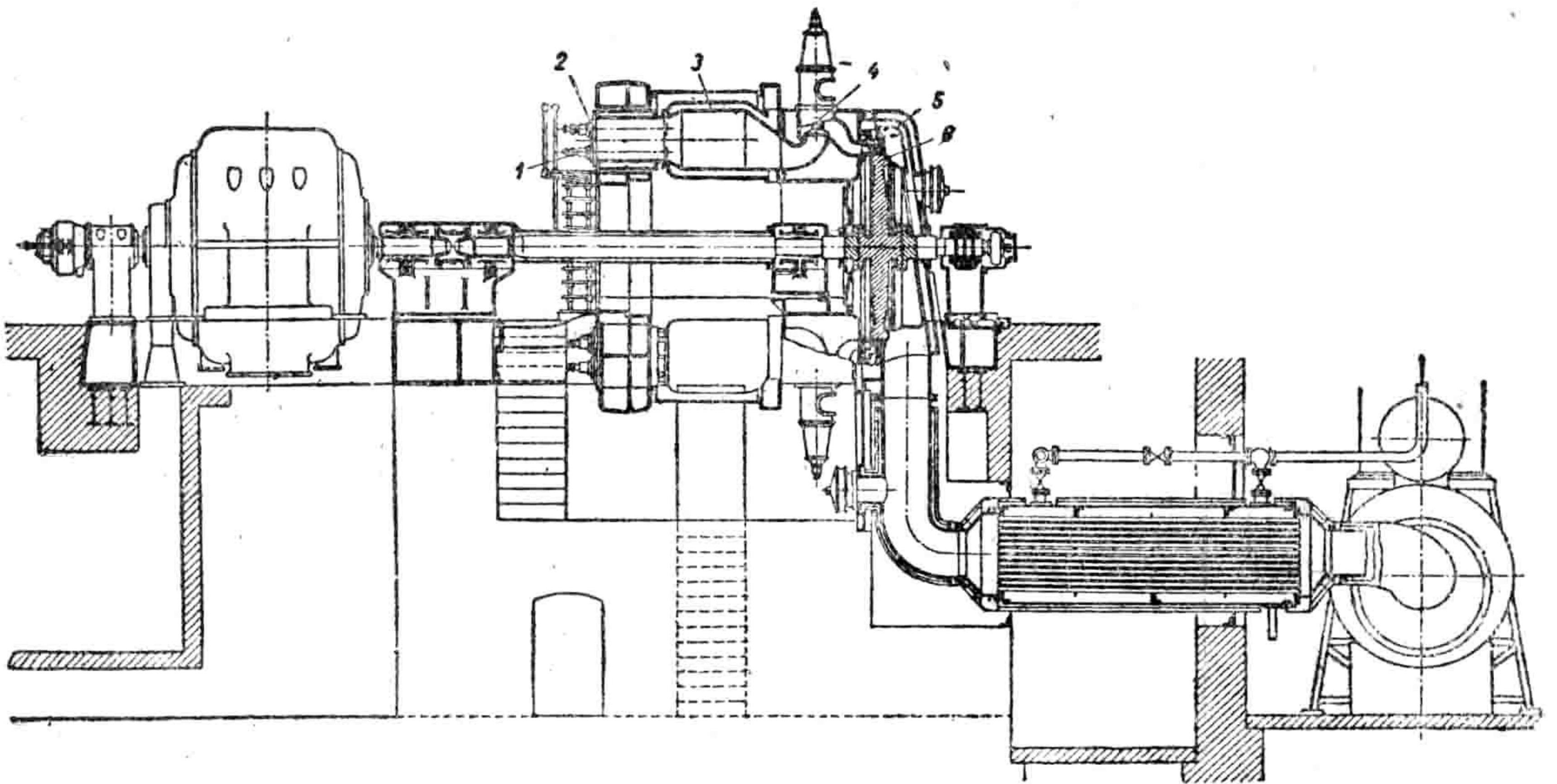


圖6 霍尔茨华脫的斷續燃燒式燃气輪机装置。

通过閥門1压入。卡拉伏金和霍尔茨华脫燃气輪机装置之間的根本区别就在于压气机和閥門的采用。当閥門关闭时，处于压力之下的燃燒室中的混合物就燃燒起来，也就是說，燃燒是在等容下进行的，正因为如此，所以在燃燒的时间中压力增大了好几倍。燃料經過燃燒之后，高溫气体經過閥門4流入膨脹噴管5并且以很高的速度进入輪机的工作輪6中。燃燒室、噴管

以及輪机的工作輪都是用水来冷却。这样使得冶金学問題的解决就比較容易了。在这种装置中，离心式压气机是用蒸汽輪机来带动，蒸汽輪机用的蒸汽利用燃燒室的冷却和輪机所排出的廢气热量来产生。

在这种装置中，压气机所起的作用并不像以前所討論过的装置那样大，因为这里压缩空气的排出压力要比連續燃燒式燃气輪机装置的

来得低。

以上所討論的斷續燃燒式燃气輪机裝置比連續燃燒式燃气輪机裝置来得貴，同时也复杂得多，因为对于它本身來說，需要有閥門机构，而对于蒸汽輪机來說，又需要有冷凝設備。

按照霍尔茨华脫的設计方案，曾經建造了几个斷續燃燒式燃气輪机裝置，但其中沒有一个裝置曾經長期運轉过。这些裝置的效率都不超过14%。

1928年瑞士布朗·白佛里公司(BBC)又重新建造具有二次脉冲过程的霍尔茨华脫燃气輪机裝置。这种裝置曾經在德国用高爐煤气进行过試驗。試驗的結果似乎是不錯的，因为該公司曾經对功率为5000馬力的类似裝置接受过定貨，在1939年开始制造。这种輪机裝置的最大經濟效率約为18~20%。

在斷續式燃气輪机裝置上所做的研究工作曾經对燃气輪机的整个發展过程产生良好的影响。在布朗·白佛里公司所得經驗的基础上，开始生产「韋洛克斯」型鍋爐，鍋爐中的燃燒是在压力下进行的。空气用軸流式压气机压入「韋洛克斯」鍋爐，压气机用燃气輪机来带动，而燃气輪机則利用鍋爐排出的廢气来工作。这种型式的裝置到現在尚在制造着。

正当霍尔茨华脫对他的斷續燃燒式燃气輪机提出改进以及各地設計师的注意力为这种型式的燃气輪机裝置所吸引时，B. M. 馬可夫斯基教授清楚地看到了連續燃燒式燃气輪机裝置的应用远景并且把他的精力貢獻在这种裝置的發展上面[41]。馬可夫斯基曾經在哈尔科夫建立过燃气輪机實驗室，那里除了解决許多理論問題之外，还作成了采用气体燃料来工作的連續燃燒式燃气輪机裝置的設计方案。1939年功率

約为1000馬力的燃气輪机(圖7)曾經在哈尔科夫汽輪發電机制造厂中造出并且裝置在哥尔洛夫克的地下煤气化的矿坑里。把煤先在地下煤气化，这种想法首先是由Д. И. 門得雷也夫(1888年)以及后来的著名英国学者B. 拉姆西所提出，B. И. 列宁曾經对这种想法作过很高的評價，認為它是偉大的技術問題之一。B. M. 馬可夫斯基曾經想把这种思想加以实现。

在馬可夫斯基輪机的燃燒室中，地下煤气是靠活塞式压气机来輸送，壓縮空气在3~4絕

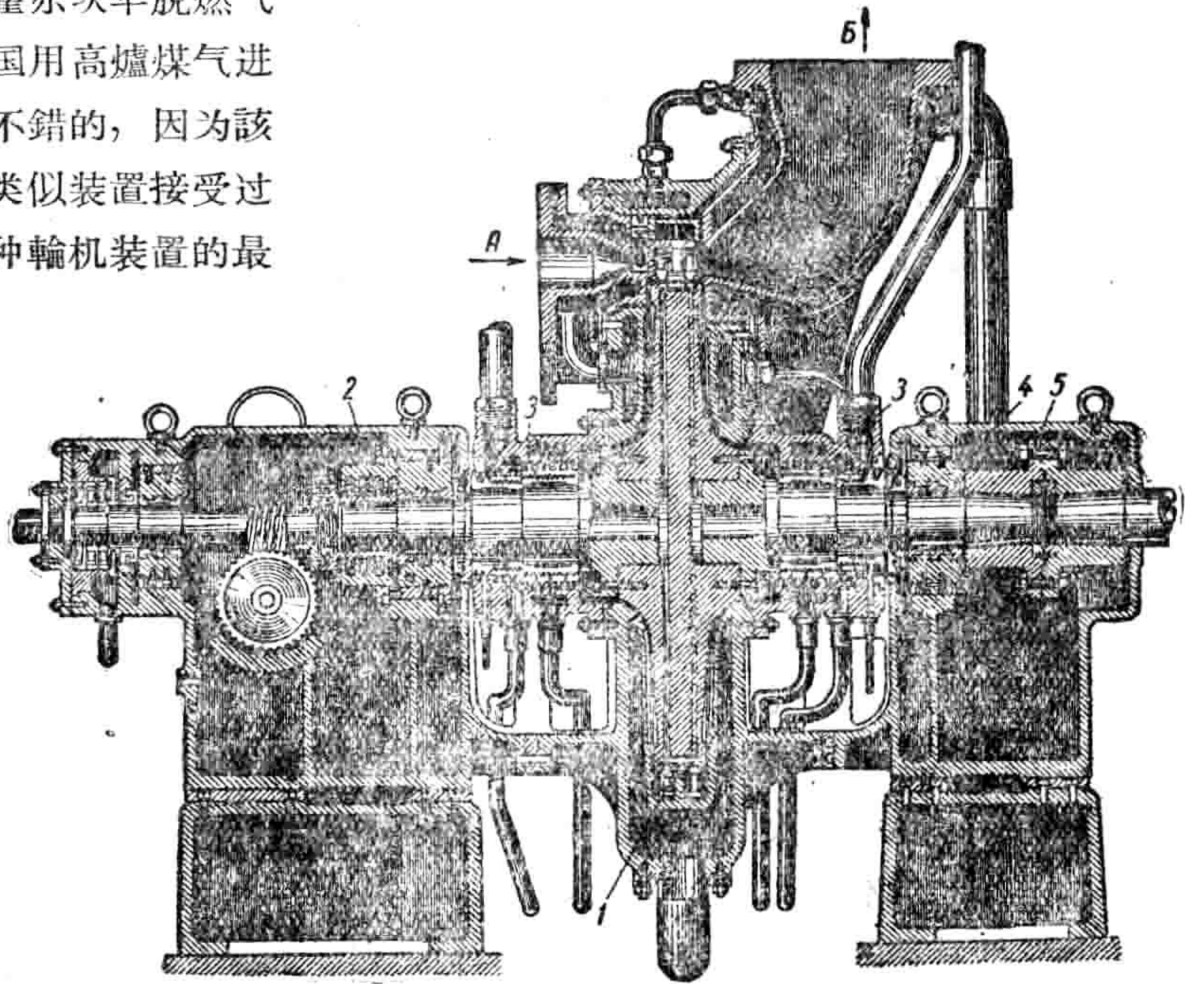


圖7 B. B. 馬可夫斯基的連續燃燒式燃气輪机裝置:

A—燃气的入口; B—燃气的出口; 1—用水来冷却的工作輪; 2—支持一止推軸承; 3—气封; 4—后支持軸承; 5—联軸器。

对大气压的压力下从矿坑的鼓風裝置送入燃燒室。

这台輪机有一两列速度級。工作輪的轉数  $n = 4800$  轉/分，平均直徑处之圓周速度为 215 公尺/秒。叶片是焊接在輪盘上面。承受高溫的輪机零件是用水来冷却。为了这一目的，用一特殊水泵把水从輪机空心軸的一端打过去，然后再穿过輪盘中的徑向鑽孔进入絕緣上的环形空腔中。水在徑向鑽孔中的自然对流使叶片得



以冷却。冷水受热后从空心轴的一端流走。

此后，連續燃燒式燃气輪机装置获得了迅速的發展，人們开始把它們应用在石油煉制厂，而且还想把它們用作機車，輪船以及發电厂中的主要原动机。同时上面所提及的两个問題引起了設計师們的很大注意。

空气动力学問題是和輪机以及压气机都有关系的。这里要指出，燃气輪机本身效率对于整个装置耗热量的影响要比压气机效率的影响为大，因为輪机的功率大于压气机的功率，但是輪机的效率比較容易达到很高，而提高压气机的效率則比較困难。过去对压气机改善問題之所以特別重視，其原因就只能用以上所講的情况来解釋。至于輪机，那末在本世紀的二十年代对于在良好条件下工作的蒸汽輪机級組來說（这就是說，叶片很長，蒸汽处于过热状态，每級出口处的汽流动能完全加以利用），其效率已經达到86%，甚至更高些。这用比較簡單的方法已經能达到——利用相当粗糙的實驗方法所求得的叶型。

压气机問題要比輪机問題复杂得多。不久之前尚認為离心式压气机的效率不可能达到75%以上，这对燃气輪机装置的設計师來說已經不能滿足。想造出效率很高的軸流式压气机的企圖長期来都不曾实现，看起来軸流式压气机通流部的設計似乎很簡單，可以把它看作是和輪机相反的导流机构。远在二十世紀之初，柏生氏就已經做过这种嘗試，但是他並沒有成功，同时他所制造出来的軸流式压气机的效率不曾超过50%，在当时來說，这要比离心式压气机的效率低得多了。

以上所談的种种失敗，其原因在于輪机中和压气机中所进行的工作过程彼此之間差別很大。这种差別是：在輪机的叶片机构中是化势能为动能，而这样的能量轉換过程要使叶道中的工質發生加速运动；可是在压气机中却正好相反，从轉子軸傳給空气的机械功化成气流的动能，然后气流的动能再化为势能，而在

这样的能量轉換过程中要使气体流过叶型时發生減速运动。

輪机的叶型构成收縮式的叶道，虽然設計师在选择各种不同的叶型时往往沒有充分的理論根据或實驗資料，但是这些叶型多少总能給出良好的結果。即就目前來說，蒸汽輪机和燃气輪机的設計师也并不是总拥有充分的供設計叶型用的空气动力学上的特性数据。

当然，像这样的实际經驗如果用来設計压气机就不可能获得成功。因为气流是以減速度流过压气机的叶型，所以就必須給叶片以一定的形状，只要形状稍有偏差，就会使压气机的效率大大降低。而且在設計压气机的通流部时，絕不容許違背任何理論上的要求。可以这样說，在設計輪机通流部时，有时可以容許某些不準確之处存在，而且它們的影响也不大，但是它們在压气机中影响就很大。只有对压气机中的工作过程进行深入的研究才能得出正确的結論，并且使設計师不致走入歪路。

由于以上所說的原因，在設計軸流式压气机时应当根据研究得很透澈的理論以及丰富的實驗材料，使設計师所选的通流部的尺寸和形状足以保證压气机所必需的特性。長期以来，設計师都沒有使用这些必要的資料設計效率很高的軸流式压气机。如果我們对压气机通流部的流体力学方面的系統研究能探索到压气机工作过程中的詳情細節（这从空气动力学的晚近發展来看是完全可以做到的），那末就有可能使軸流式压气机达到很高的效率。

1937年匈牙利工程师揚特拉西克在提高燃气輪机装置的效率方面最先达到了很大的成就，那时候他正在布达佩斯开始試驗功率为100馬力的單軸燃气輪机装置。这个装置是由一个十級的压气机以及轉数为16500轉/分的七級燃气輪机所組成，压气机就用这台燃气輪机来带动。空气先压縮到2.2剩余大气压，然后引往薄板式空气預热器。輪机的轉子用从压气机中抽出来的空气有效地冷却。当燃气的初溫为