

78717

T1c4
2744

内 燃 机

活塞式及复合式发动机原理

〔苏〕 A.C.奥 林 主编
M.Γ.克鲁戈罗夫

罗远荣 华道生 张庆新 译
王树基 刘德华
罗远荣 校

机 械 工 业 出 版 社

期

京电力大 00120392

本书系根据苏联高等及中等专业教育部颁布, 内燃机专业教材《ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ. Теория поршневых и комбинированных двигателей》一书第四版(1983年)译出。它阐述了实际循环的理论基础、充气及增压过程、混合气形成及燃烧过程。分析了结构及使用因素对发动机工作指标的影响, 探讨了发动机的特性及其在非稳定工况下的工作循环的计算和模拟方法。给出了一系列新的计算方法。本书可供从事内燃机设计、制造和试验研究的专业技术人员及高年级大学生和研究生参考。

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Теория поршневых и комбинированных

двигателей

А. С. Орлин М. Г. Круглов

《МАШИНОСТРОЕНИЕ》

1983

内 燃 机

活塞式及复合式发动机原理

〔苏〕 А. С. 奥 林 М. Г. 克鲁戈罗夫 主编

罗远荣 华道生 张庆新 译

王树基 刘德华

罗远荣 校

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可出字第117号)

中国农业机械出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 850×1168 $1/32$ 印张 13 $3/4$ · 字数 364 千字

1987年3月北京第一版·1987年3月北京第一次印刷

印数 0,001—2,350 · 定价 3.95 元

统一书号: 15033·6290

译 者 的 话

本书源于苏联50年代初期出版的、由苏联科学院通讯院士奥林教授主编的《内燃机》初版两卷本。那两本书有中译本，对50~60年代我国的内燃机专业科技人员及当时的大专院校内燃机专业的师生有过广泛的影响。50年代末期形成了第二版三卷本，70年代初期改写成第三版四卷本，并于1974年获得苏联国家奖。1980年则开始出版发行根据最新资料及科研成果补充修订的第四版四卷本。本书是根据1983年底出版的其中的第二卷翻译的。原书编者共有知名教授、副教授9人，两位主编系莫斯科包曼高等工业学院内燃机教研室的前任和现任主任。本书在苏联享有较高的声誉并拥有广泛的读者（一次印数达37000册）。

鉴于近年来美、英、日等国的教材有较多的译本，而苏联的译著较少，为了兼取各家所长，我们特翻译了本书，以供我国大专院校师生及内燃机专业科技人员参考。

为了把最新的材料提供给读者，我们直接从作者那里提前取得原书样本，并在半年多的时间内赶译脱稿。参加本书翻译的有山东工业大学的罗远荣、王树基、刘德华，上海师范学院分校的华道生，山东科技情报研究所的张庆新。其中，华道生译第3、4两章；张庆新译第9章；王树基译第13章；刘德华译第14章；罗远荣译其余9章，并对全书作了校订。由于我们的译书经验不多，水平有限，在理解原文上如有不当处，欢迎读者批评指正。

译校者

1984年11月

前 言

本教程阐述了活塞式及复合式发动机的工作过程原理。基于该原理分析了由压气机和膨胀机（活塞式发动机、燃气涡轮和压气机）组成的复合式内燃机的工作循环及其输入和输出热量的装置（冷却器、换热器和燃烧室），它们由共同的工质联系在一起，完成统一的工作循环。普通活塞式内燃机的工作循环可看成单由活塞式发动机组成的复合机循环的特殊情况。内部和外部混合气形成式发动机原理的阐述是平行地进行的。

在《苏联1981~1985年及到1990年以前的期间经济和社会发展的基本方针》中提出了：扩大生产高技术经济指标的柴油机，凭借结构完善化提高内燃机的燃料经济性，使运输机具完善化以期减少大气中有害物的排放和改善排气中有害成分的净化等项任务。

与原先的版本不同，本教程分析了内燃机的排污以及应用电算机的可行性问题，并根据最近10年来发动机制造业领域的成就改写了本书的其余各部分。

由于叶片机（压气机和燃气涡轮）原理作为独立的课程在活塞式及复合式发动机原理之前讲授，故在本教程中不再讨论。本书只涉及涡轮、压气机和活塞式发动机的共同工作问题，因其对分析复合式发动机特性具有重要意义。

复合式发动机的辅助机组和装置（供油机组、起动和倒车装置以及润滑系统等）的工作过程原理已从活塞式及复合式发动机工作过程的一般原理中分出，将在本专业的其它教程中讲述。

在本版中稍多地分析了混合气形成和燃料燃烧问题，以便于理解工作过程的原理以及特别是污染产物的形成。在《混合气形成与燃烧过程的物理基础》教程中对混合气形成与燃烧问题有详细的阐述。

作者将怀着谢意接受对本教程第四版的批评和意见。

目 录

前言

第 1 章	内燃机循环的热力学基础	1
§ 1	发动机循环的有效指标	1
§ 2	活塞式及复合式发动机的可逆热力循环	3
§ 3	对可逆热力过程的研究及最佳化	13
第 2 章	工质及其性质	23
§ 1	燃烧反应与燃烧生成物	23
§ 2	可燃混合气的燃烧热	38
§ 3	新鲜充量和燃烧生成物的热力学性质	41
第 3 章	换气过程	46
§ 1	换气的诸阶段	46
§ 2	气缸内换气过程的热力计算	55
§ 3	换气质量指标	63
§ 4	四冲程发动机的换气过程	68
§ 5	二冲程发动机的换气过程	78
§ 6	换气期间各种气体参数的确定	90
第 4 章	压缩过程	112
§ 1	概况	112
§ 2	压缩过程内的换热和热平衡 以及压缩终了时工质参数的确定	114
第 5 章	混合气形成及燃烧过程	119
§ 1	可燃混合气的形成	119
§ 2	着火和燃烧过程	131
§ 3	组织燃烧过程的方法	141
§ 4	根据示功图来分析燃烧过程 发动机的基本燃烧阶段	145
§ 5	放热特性	151
§ 6	燃料在发动机中燃烧时有毒物质的形成	158
§ 7	以减小有害物质的排放及降低燃油消耗为目的的	

	混合气形成及燃烧的完善化	162
第 6 章	燃烧及膨胀过程热力学	169
§ 1	气缸中燃烧和膨胀过程的热利用	169
§ 2	用戈里涅维茨基-马任克方法计算燃烧及膨胀过程	170
§ 3	燃烧过程计算	172
§ 4	膨胀过程	175
§ 5	基于微分方程式数值解的燃烧及膨胀过程的计算	177
第 7 章	发动机的指示指标	185
§ 1	平均指示压力和指示功率	185
§ 2	指示效率和指示燃油消耗率	189
§ 3	各种因素对指示指标的影响	191
第 8 章	发动机工作的有效指标	199
§ 1	复合式发动机的简图及基本工作原理	199
§ 2	有效功率与机械损失	207
§ 3	有效效率和有效燃料消耗率	211
§ 4	发动机的强化指标与强化极限	213
第 9 章	排气能量的利用	231
§ 1	概况	231
§ 2	复合式发动机的涡轮工作条件	232
§ 3	排气所拥有的功(作功能力)	239
§ 4	排气能量利用有效性指标	243
§ 5	排气的平均温度	252
第 10 章	复合式发动机的工况及特性	260
§ 1	工况及工作指标	260
§ 2	速度特性	264
§ 3	螺旋桨特性	282
§ 4	负荷特性	285
§ 5	复合(万有)特性	290
§ 6	调速特性和机车特性	292
§ 7	调整及其它特性	294
§ 8	排污特性	294
§ 9	发动机的工况稳定性	296
§ 10	组成涡轮增压器的压气机和涡轮的工作协调	303

§ 11	涡轮增压器与活塞式部分的匹配特性	314
§ 12	涡轮增压器的调整	319
§ 13	复合式发动机的调节原理	329
第11章	特殊结构发动机的工作过程	333
§ 1	旋转活塞式发动机	333
§ 2	自由活塞式的燃气发生器及柴油压气机	338
§ 3	打樁机	348
第12章	发动机中的热平衡与热交换	350
§ 1	热平衡	350
§ 2	内燃机中的换热	357
第13章	发动机在不稳定工作状态下的工作过程特点	372
§ 1	概况	372
§ 2	发动机与功率负载在不稳定工况下的工作	375
§ 3	工作的相似条件	379
§ 4	相似工作循环	382
§ 5	发动机的加速	387
§ 6	加载	389
§ 7	发动机的起动、暖车和停车	393
§ 8	不规则的工况、摆动的工况和周期性变动的工况	395
第14章	发动机实际循环的计算方法和数学模拟	398
§ 1	实际循环的数学模拟	398
§ 2	发动机实际循环的计算方法和数学模型	400
§ 3	实际循环的电子计算机算法	408
§ 4	实际循环的计算例题	421

第1章 内燃机循环的热力学基础

§1 发动机循环的有效指标

人们把热转变为功的周而复始的热力学过程称为热机循环。在实际发动机中实现的实际循环的所有热力过程在某种程度上都是不可逆的。例如，由工质向气缸空间周壁的传热就造成活塞式及复合式内燃机气缸中过程的不可逆性。换气过程的不可逆性在气流中具有摩擦相关联，因为克服摩擦要消耗功。复合式发动机涡轮中的实际膨胀过程以及压气机中的实际压缩过程都伴随着摩擦损失，因此这些过程也都是不可逆的。过程的不可逆性降低了热功转变的效果。**注意：**可逆热力循环与实际的不同，认为它的所有过程都是可逆的。可逆过程实际上是不可能实现的。通过发动机循环效果的分析要解决两个任务：

确定可逆热力循环的效率与哪些因素有关，以及在给定的具体限制条件下，为使其效率达到最大值，循环的诸过程应该是怎样的？

求出实际循环诸过程的可逆程度，并确定为减少不可逆损失及提高循环效率，改进哪些过程是合理的？

用循环热效率这一基本指标来判断可逆循环的热力效果是充分的。**注意：**可逆热力循环的功与由热源加入工质的热量之比称为（发动机的）循环热效率。它的表达式是：

$$\eta_t = L_t / Q_1 \quad \text{或} \quad \eta_t = L_t / q_1 \quad (1)$$

式中 $L_t = L_t / G$ ——换算到 1 kg 工质上的循环功；

$q_1 = Q_1 / G$ ——换算到 1 kg 工质上的由热源取得的热量。

可逆循环的功：

$$L_t = \oint p dV$$

积分用于循环的热力学第一定律方程可得出功的另一表达式：

$$\oint dQ = \oint dU + \oint dL$$

由此应得出 $Q_u = L_i$ ，因为作为状态参数的内能 $\oint dU = 0$ 。1 循环加入工质的热量等于由热源获得的热量与传给冷源的热量之差，即 $Q_u = Q_1 - Q_2$ ，因此：

$$L_i = Q_1 - Q_2 \quad (2)$$

注意：按照焦耳定律，循环功等于循环中加入工质的热量。

将 (2) 式代入表达式 (1) 得出：

$$\eta_i = (Q_1 - Q_2)/Q_1 = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (3)$$

实际不可逆循环的完善度用(发动机)循环的指示效率值来表征。**注意：**实际循环的功与所加入的热量之比称为(发动机的)循环指示效率，所加入的热量等于循环燃料量的低燃烧热。指示效率的表达式为：

$$\eta_i = L_i/Q_1 = (Q_1 - Q_{2n})/Q_1 = 1 - Q_{2n}/Q_1 \quad (4)$$

但是指示效率并不给出评价循环不可逆度的可能性。因此，在分析实际循环时利用将它同可逆热力循环对比的方法。而可逆热力循环必须这样组成，使其在典型对比条件下具有最高热效率。这样的可逆循环就称为标准的。实际循环诸过程的不可逆性减小了它的有效功，因此指示效率总是小于(在所对比的条件下的)热效率。

运输机具或船舶的动力装置的技术经济指标不仅取决于由循环效率决定的燃料消耗，而且在很大的程度上还取决于发动机的尺寸大小和质量。显然，循环功越大以及膨胀过程終了的气体容积越小，发动机的尺寸将越小，从而它的质量也越小。**注意：**发动机的尺寸大小和质量取决于平均循环压力。

热力循环的平均压力：

$$p_i = L_i/(V_{\max} - V_{\min}) = l_i/(v_{\max} - v_{\min}) \quad (5)$$

实际循环的平均压力称为平均指示压力：

$$p_i = L_i/(V_{\max} - V_{\min}) = l_i/(v_{\max} - v_{\min}) \quad (6)$$

在活塞式发动机的循环中 $V_{\max} - V_{\min} = V_s = V_a - V_c$ ，因此

(5) 式与 (6) 式可采取下列形式:

$$p_i = L_i / (V_a - V_c) = L_i / V_h \quad (7)$$

$$p_i = L_i / (V_a - V_c) = L_i / V_h \quad (8)$$

注意: (可逆) 循环功与气缸工作容积之比称为活塞式发动机的平均循环压力。发动机实际循环功与气缸工作容积之比称为平均指示压力。

在复合式发动机的循环中, 在涡轮膨胀终点气体比容达到最大值。但是, 复合式发动机的尺寸大小和质量主要取决于气缸数和气缸大小。因此复合式发动机的平均循环压力 (及平均指示压力) 通常也象活塞式的一样, 按循环功与气缸工作容积的比值来确定, 也就是按照公式 (7) 和 (8) 确定。

用式 (1) 的 L_i 代换, 可把式 (7) 变成另一种形式: 在此情况下:

$$p_i = Q_1 \eta_i / (V_a - V_c) = (Q_1 / V_h) \eta_i = (q_1 / v_h) \eta_i \quad (9)$$

注意: 平均循环压力取决于热效率和加入每 kg 工质质量的热量 (比热量); 可把比热量看成循环特性之一。

最大许用的比热量取决于燃烧热和燃料的化学组成, 混合气形成方式、燃烧过程的完善度等。

§ 2 活塞式及复合式发动机的可逆热力循环

研究可逆热力循环时的假定

一系列假定涉及工质的性质及数量。在实际发动机中, 工质乃是混合气体, 当燃料在气缸中燃烧时它的成分是变化的; 在换气过程中气体的成分和质量都是变化的。在复合式发动机中气缸里的工质质量照例并不等于涡轮中和压气机中的工质质量。在可逆热力循环 (以及实际循环) 的计算中采用理想气体作为工质, 它的质量在所有过程中均保持不变并且是一样的。

理想气体的定容比热和定压比热只与温度有关, 而与气体的容积和压力无关, 但理想混合气体的比热与温度和混合气的成分有关。在发动机可逆循环的研究中, 在很多情况下将比热的变化

略去不计。在活塞式及复合式发动机的循环中温度变化区间达 $1500 \sim 2000 \text{ K}$ ，因此在比热不变的假定下，气体参数和循环功的计算误差会是很大的。虽然如此，但是这样的循环研究在发动机理论中仍占有重要的地位，这可用它们的计算简单性和在 sT 图上的显示明显性来解释。

在研究中也采用这样的可逆热力循环，它取与实际发动机成分相同的理想混合气体为工质，并根据温度和混合气体成分的变化来计算工质的比热。工质变比热的循环可表现为斜角 sT 坐标系中的图象。随着电子计算机的出现，采用这样的图象的必要性不大。在第 1 章中只分析工质定比热的可逆循环。

为了设想热量加入工质的过程是可逆的，引进一个热源的抽象概念。并考虑燃料在发动机气缸中燃烧的特点来规定由热源加热的规律。

在为了周期性地更换发动机气缸中的工质所必需的换气过程中，工质的质量是变化的。在可逆热力循环中，应把实际必需的换气过程代换为向冷源传热的可逆过程。并考虑实际换气过程的特点来选定向冷源传热过程的类型。

在发动机的可逆热力循环中，压缩和膨胀过程采用绝热的，而把实际过程伴生的与气缸壁面的热交换略去不计。

因此，在内燃机可逆热力循环的研究中采用了下列假定：

工质是理想气体；

在所有的过程中工质的质量是不变的，并且是一样的；

将工质比热的变化略去不计或者计及比热随温度和混合气体的成分的变化；

对工质的加热是由热源向它传热来实现的；

换气过程用由工质向冷源传出热量的可逆过程代替；

压缩和膨胀过程采用绝热的。

活塞式发动机循环

在强制点火的汽油和气体燃料的活塞式及复合式发动机中，燃烧过程在临近上止点时进行。在循环分析中采用定容加热

(图 1)。

注意：强制点火活塞式发动机的可逆热力循环由绝热压缩过程 ac 和绝热膨胀过程 zb ，在定容过程 cz 中向工质加热和在定容过程 ba 中向冷源传热组成。

在燃料依靠压缩热量着火的发动机（柴油机）中，燃料燃烧初期（临近上止点）以高速进行，随后减慢速度，部分燃料在膨胀过程中燃烧。在可逆循环中采用部分热量在定容的情况下加入，而另一部分在定压的情况下加入。因此，活塞式柴油机的可逆热力循环由绝热压缩过程 ac （图 2）和绝热膨胀过程 zb ，定容的 cz' 和定压的 $z'z$ 对工质的加热过程以及由工质向冷源的定容排热过程 ba 组成。在现代柴油机（活塞式发动机）中不实现定压情况下的燃烧，因此定压加热的可逆循环仅用于理论分析。我们由式（3）出发来推导总括的可逆热力循环（图 3）的热效率表达式

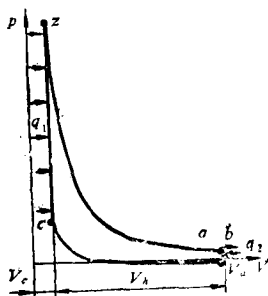


图 1 强制点火活塞式发动机的可逆热力循环

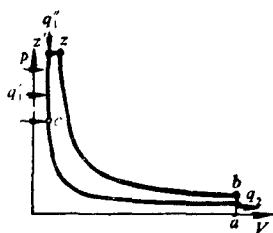


图 2 活塞式柴油机的可逆热力循环

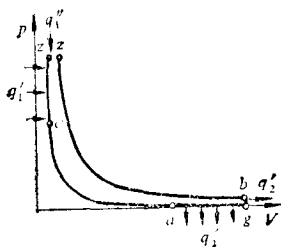


图 3 总括发动机循环

式，在这种循环中包括了活塞式发动机和燃气轮机的诸简单循环的所有基本过程：定容及定压情况下的加热和排热过程、绝热压缩过程 ac 和绝热膨胀过程 zb 。

从热源导入工质的热量 $q_1 = q'_1 + q''_1$ 。对于定比热的理想气体 $q_1 = (u'_z - u_c) + (i_z - i'_z) = C_v(T'_z - T_c) + C_p(T_z - T'_z)$ 。利用定容方程 $T'_z/T_c = p'_z/p_c$ 及定压方程 $T_z/T'_z = v_z/v'_z$ ，可将该表达式改写成以下的形式：

$$\begin{aligned} q_1 &= C_v T_c \left[\frac{T'_z}{T_c} - 1 + k \frac{T'_z}{T_c} \left(\frac{T_z}{T'_z} - 1 \right) \right] \\ &= C_v T_c [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)] \end{aligned} \quad (10)$$

我们引入了两个无量纲参数： $\lambda = p_z/p_c = p_z/p_c$ ——燃烧时的压力升高比； $\rho = V_z/V'_z = V_z/V_c$ ——预胀比。

注意：压力升高比等于气缸中最高循环压力与压缩终点压力之比。

预胀比等于定压加热过程终点的气缸容积 V_z 与燃烧室容积 V_c 之比。

类似地，传于冷源的热量：

$$\begin{aligned} q_2 &= q'_2 + q''_2 = (u_b - u_g) + (i_g - i_a) = C_v(T_b - T_g) + C_p(T_g - T_a) \\ &= C_v T_a \left[\frac{T_g}{T_a} \left(\frac{T_b}{T_g} - 1 \right) + k \left(\frac{T_g}{T_a} - 1 \right) \right] \\ &= C_v T_a [\varphi(\lambda_p - 1) + k(\varphi - 1)] \end{aligned} \quad (11)$$

我们采用了下列无量纲参数： $\varphi = T_g/T_a = v_g/v_a$ ——容积缩小度； $\lambda_p = T_b/T_g = p_b/p_g$ ——压力降低度。

注意：容积缩小度等于由工质向冷源定压排热的始点和终点气体容积之比。

在将式 (10) 和式 (11) 代入式 (3) 之后，我们就得出总括发动机循环热效率的表达式：

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\varphi(\lambda_p - 1) + k(\varphi - 1)}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad (12)$$

温度比 $T_c/T_a = (v_a/v_c)^{k-1}$ 由绝热方程式表示，而容积比 $V_a/V_c = \varepsilon$ 乃是压缩比。

注意：气缸总容积 V_0 与燃烧室容积 V_c 之比称为发动机的压缩比。

在强制点火发动机的可逆循环中（参看图1）热量在定容（ $\rho = 1$ ）和（ $\varphi = 1$ ）的情况下加入和排出。由式（12）得出，

$$\eta_i = 1 - 1/\varepsilon^{k-1} \quad (13)$$

因为 $\lambda = T_z/T_c = \lambda_p = T_b/T_a$

在柴油机循环中（参看图2）热量在定容及定压两种情况下加入，而在定容（ $\varphi = 1$ ）的情况下排出。由式（12），代入 $\lambda_p = \lambda \rho^k$ ，得出：

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad (14)$$

平均循环压力由式（9）求出。

复合式发动机循环

复合式发动机根据涡轮的工作条件区分为带脉冲涡轮的发动机和带常压涡轮的发动机。带脉冲涡轮的复合式发动机做成这样尺寸的排气管，使得涡轮进口的气体压力幅度达到最大，并使涡轮通流部分的气体速度在宽广的范围内变化。从而力图把气体从气缸到涡轮流动时的工作能力损失减到最小。在带常压涡轮的发动机中，由于采用大断面的排气管，涡轮前的压力幅度不大。

在复合式发动机的可逆热力循环中，假定由热源向工质加热象活塞式发动机循环中的一样，与燃料的着火方式相关联：或者是在 $v = \text{const}$ 及 $p = \text{const}$ ，或者是在 $p = \text{const}$ 下。复合式发动机涡轮工作轮后排气管中的压力略微高于大气压，而压力脉冲幅度不大，因此假定由工质向冷源的排热过程是等压的。

注意：在定容过程中由工质向冷源排热的发动机循环称为膨胀循环，以与在定容过程中排热的循环相区别。

带脉冲涡轮的复合式发动机循环。在带脉冲涡轮的复合式发动机循环中（图4，a）可把气体从气缸向涡轮的流动损失略去不计，而把涡轮中的可逆膨胀过程 bg 看成气缸中的绝热膨胀过程 zb 的继续。循环由压气机中的绝热压缩过程 $a'a$ 、气缸中的绝热压缩

过程 ac 、定容的 cz' 和定压的加热过程 $z'z$ 、在气缸中的绝热膨胀过程 zb 和在涡轮中的绝热膨胀过程 bg 以及定压的排热过程 ga' 组成。压气机中的压缩过程 $a'a$ 和涡轮中的膨胀过程是绝热可逆的或等熵的。在温熵图上(图4, 6)表现为平行于纵座标轴的直线。由于压气机和涡轮中的摩擦损失实际的绝热压缩和绝热膨胀是不可逆的, 因此伴随着熵增。

带脉冲涡轮的复合式发动机循环可设想为由活塞式发动机循环 $acz'zba$ 和定压燃烧室式的燃气轮机循环 $a'abga'$ 所组成。

带中间冷却的复合式发动机循环。在大多数的复合式发动机中, 无论是用脉冲涡轮的, 还是用常压涡轮的, 都采用压缩空气的冷却。空气冷却器安装在压气机之后(图5), 而如果采用两级压气机压缩, 则冷却器既可用一个, 也可用两个。

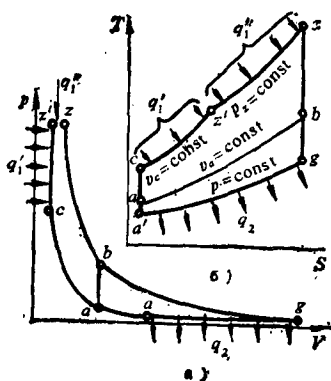


图4 带脉冲涡轮(无中冷)及混合加热的复合式发动机的可逆热力循环

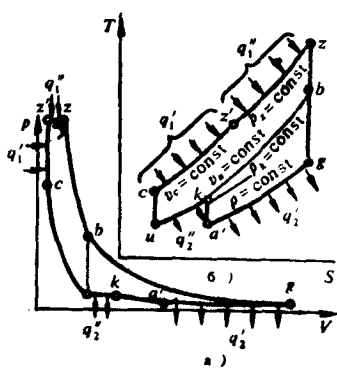


图5 带压气机后空气冷却的循环
a) $p-v$ 图 b) $T-s$ 图

带空气中间冷却和一级压气机的循环与无冷却的循环(图4)之差别在于具有向冷却器排热的定压过程。其余的过程在带冷却的循环中和不带冷却的循环中是一样的。

在实际发动机中, 冷却器后的空气温度总是高于压气机中压缩始点的空气温度(后者接近于大气温度), 因为, 如果冷却器

中的温度头足够高，就可得到适宜的冷却器外形尺寸。因此，等于冷却器中空气的温降与压气机中压缩时的温升之比的冷却度

$$\sigma = (T_k - T_a) / (T_k - T'_a) \quad (15)$$

在实际发动机中总是小于1。带有冷却度等于1的可逆过程可设想为温度头无限小。循环图（参看图5）是根据 $\sigma = 1$ 的情况绘制的。

我们利用根据式（3）确定的效率来推导具有中间冷却和混合加热的循环的热效率的表达式。在复合式发动机的循环中，工质排热于冷源是在定压过程中进行的，也就是说，是在 $\lambda_p = 1$ 的情况下进行的，根据式（11）得：

$$q'_2 = i_g - i'_a = C_p(T_g - T'_a) = C_p T'_a (\varphi - 1)$$

在定压过程 ka 中，由工质传给起冷源作用的冷却器的热量，类似地由式（11）得出：

$$\begin{aligned} q'_2 &= i_k - i_a = C_p(T_k - T_a) = C_p T_k (1 - T_a/T_k) \\ &= C_p T_k (1 - 1/\omega) \end{aligned}$$

式中 $\omega = v_k/v_a = T_k/T_a$ ——在冷却器中的容积减小度。

由工质传给冷源和冷却器的总热量：

$$\begin{aligned} q_2 &= q'_2 + q'_2 = C_p T'_a (\varphi - 1) + C_p T_k (1 - 1/\omega) \\ &= C_p T'_a [\varphi - 1 + (T_k/T'_a)(1 - 1/\omega)] \end{aligned} \quad (16)$$

在压气机的绝热压缩方程式 $T_k/T'_a = (v'_a/v_k)^{\kappa-1}$ 中，令比值 $v'_a/v_k = \varepsilon_k$ ，可将式（16）改写成以下形式：

$$q_2 = C_p T'_a [\varphi - 1 + \varepsilon_k^{\kappa-1} (1 - 1/\omega)] \quad (17)$$

注意：工质在压缩过程始点和终点的比容之比称为压气机的压缩比。

将表达式（17）和（10）代入式（3），并利用等式 $(v_g/v_c = v_r/v'_z)$ 或 $(v_g/v'_z)(v'_a/v_k)(v_k/v_a)(v_a/v_c) = (v_g/v_z)(v_z/v'_z)$ ，考虑到以前所引用的代号以及容积比 $(v_g/v_z) = \delta$ ，该等式取得 $\varphi \varepsilon_k \omega \varepsilon = \delta_\rho$ 的形式。乘积 $\varepsilon \varepsilon_k = \varepsilon_0$ 称为总压缩比。

注意：工质在膨胀终了的容积与该过程开始的容积之比称为膨胀比。