

舰艇内燃机原理

JIANING NEIRANJI YUANLI

上册

曹淦白 编

一九六三年三月

总编号: 3020152

开本: $787 \times 1092 \frac{1}{18}$

$10 \frac{3}{6}$ 印张, 27,436 字

印数: 1—500 份

成本费: 2.27 元

前 言

本教材是根据舰艇内燃机原理教学大纲编写的，专门研究舰艇用压燃式内燃机工作过程的理论问题。

学员学习本课程的目的在于掌握舰艇内燃机工作过程的基本理论及其研究方法，了解舰艇内燃机理论与实践的趋向，学会在课程设计和毕业设计中具体运用并在今后实际工作中不断充实提高和发展之。

内燃机工作过程的质量不仅影响发动机的功率和经济性，而且与发动机的工作可靠性和耐久性有关。不精通内燃机工作过程的进展规律并明确改善其进展质量的途径和方法，要创造新型发动机，要改善现有发动机，要正确地维护使用它们都是不可能的。因而，具备内燃机原理的基本知识对所有从事舰艇内燃机发展研究、设计制造和管理使用的技术人员都应视为最基本的功夫。

内燃机理论的发展离不开内燃机本身的创造和发展的实际。从实际中来又反过来影响实际发展的内燃机理论的领域，由于现代内燃机制造业和科研工作的突飞猛进，正在不断深刻和扩大。本课程只能根据教学大纲的要求，传授最基本的和最必要的内燃机原理知识，俾使学者将来在这些知识的基础之上，能利用各工厂和科研机关的专门成果和资料，进一步深入地研究个别的问题。本教材的编写虽为适应因材施教的需要，在份量上比教学大纲规定的基本内容有所增加，但终究还是有限的。

应该指出，本教材中采用了苏联热工学派的热计算理论的经典方法，即格林聶維茨基—乌金格方法。该方法虽存在许多缺点，但由于其概念明确，方法简单，无需复杂的数学工具，比较适合于教学并为广大工程界所采用。然而，也应该看到，目前由于实验技术和计算技术的发展，已经面临建立更加完整的工作过程理论体系和制订更加精确的热力计算方法的时机，已经有可能去更加准确的反映存在于内燃机实际过程中的规律性，特别是发火燃烧过程部分随时间进展的规律性等。

本教材为适应教学急需，编写仓促，水平有限，错漏不当之处，在所难免，希读者批判接受并予以指正，以利教学。在编写出版过程中，田祥裕同志全力协作，对原稿进行了细致地校阅和整理，并提出许多改进意见，保证了本教材的质量和按时出版。

第一章 內燃機的热力学循环

1-1 內燃机循环的分类

不断地重复闭口热力学过程或循环是热力发动机作功的必要条件。

从研究发动机循环方便的观点出发，人们按照它们与实际过程的偏差程度作了各种不同的分类。我们这里只叙述一种看来较为合理的分类，即把循环分成理想循环，热力学循环，计算循环及实际循环[29]。

理想循环 在这里我们只把理想循环理解为广义可逆卡诺循环。该循环由两条等温线和两条绝热或等距曲线组成。卡诺循环的热效率为：

$$\eta_t = \frac{AL}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1)$$

可以看出，循环的最大功可以用热源的溫度 T_1 及冷源的溫度 T_2 算出：

$$L = \frac{\eta_t Q_1}{A} = \frac{Q_1}{A} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (2)$$

根据热力学第二定律，在给定的热源和冷源的溫度区间内，最大的机械功不可能超过式(2)所给出的数值。

既然在同样溫度区间内任何热力学循环的热效率不可能大于卡诺循环的热效率，所以有必要把卡诺循环作为第二定律的量的表示，并看作是任何其它热力学循环的标准。

因为只有卡诺循环能决定理想热机的性质，即给出在一定溫度区间内最大可能的效率，所以也只有卡诺循环称得起和应该被认为是理想循环。

热力学循环 热力学循环和卡诺循环一样，只存在按热力学第二定律向冷源放热的损失。但是这些循环与卡诺循环也有不同之点，它们是由定容，定压，等温，绝热或多变等几个过程按一定顺序组成的循环。

热力学循环虽然也是理论的产物，不过它们终归是热机实际过程的抽象，因此是比较接近实际的。

热力学循环的效率总是比卡诺循环者低，不过却永远大于在同一溫度区间内按这种热力学体系工作的实际发动机的效率。

显然，在不同的热力学体系和不同溫度下，热力学循环的效率也可能比实际循环效率低。

研究热力学循环的目的，其有益之处，就在于通过对其性质的分析，可以比较正确地和比较容易地揭露和估计实际发动机中所发生的现象的性质。

因此，研究这一或那一发动机的热力学体系，可以使我们能予先确定体系选择的是否正确以及按这一体系工作的热机效率到底可以达到怎样的限度。

在绘制和研究热力学循环时，可以分两种情况来考虑，一是按定值比热的情况，一是按变值比热的情况。按变值比热绘制的热力学循环有时被称作理论循环。

计算循环 所谓计算循环就是利用发动机热计算所得参数绘制的循环，这一循环考

虑了在发动机热计算中所能计算和估计的全部损失。

在计算循环中，考虑了工质的化学组成变化的情况，与外界的热交换，比热的变化性质以及其他影响过程进行的许多因素。

实际循环 所谓实际循环就是实际发动机工作时所完成的循环。实际循环不能根据理论计算的方式绘制，而只能借助于一定的仪表把示功曲线直接从工作着的发动机上记录下来，例如可以使用示功器或示波器记录下来。

热计算的方法愈完善，则计算循环与实际循环的差别愈小，所以发动机热计算方法的完善性是用计算循环与实际工作过程的符合程度来衡量的。

1-2 活塞式内燃机的热力学循环

一、热力学循环的概念

为了估计各种热力学体系所组成的过程的完善程度以及发动机中实际过程的完善程度，首先要研究热力学循环。

如前所述，热力学循环只有按热力学第二定律散给冷源的不可避免的热损失，因为没有这一热损失就不可能把热能转变为机械功。

热力学循环是简化了的热力学体系。通过这种简化了的体系，对各种热力装置进行理论研究就容易了，而且对各种热机循环的经济性和有效性进行分析和比较也有了可能。

在研究内燃机热力学循环时，引用下列四个假设条件：

- 1) 循环进行过程中，工质的数量不变，因此不考虑气缸充气和排出废气所引起的一切损失；
- 2) 循环进行过程中，工质化学成分不变，即把燃料燃烧的过程用自外界向工质加热的过程代替，因此，也就不考虑燃料在发动机气缸中实际燃烧所引起的一切损失；
- 3) 压缩与膨胀均为绝热过程，亦即不存在与外界的热交换及因此而发生的热损失；
- 4) 工质的比热与温度无关，亦即把工质看作是理想气体。

显然，热力学循环不能完全反映发动机中实际过程进行的情况。因此，它们不能解决发动机理论所面临的全部问题，也不能反映燃料燃烧、发动机的结构尺寸、转速和一系列表示发动机各种性质的特殊现象对于发动机工作过程的影响。

但是，研究热力学循环能够确定循环过程形式的特点，压缩比，压力升高比，初膨胀比，中间冷却度及其他等因素对于发动机指标的相对影响。

研究热力学循环能够揭露发动机经济性提高的最大可能性，确定热能转变机械功的最佳方案，以及解决热机发展的合理的方向。

对于现代内燃机而言，最有意义的是混合循环和定容循环这两种热力学循环。

这两种热力学体系概括了全部现代非增压活塞式发动机，也是现代增压发动机热力学体系的主要组成部份。

使用混合循环的是柴油机；使用定容循环的是汽油机及其他各类点火式发动机；在个别情况下，亦用定容循环估计柴油机。

定压循环在现代内燃机中已无实用价值，研究它只是出于习惯上和教学法上的考虑

而已。

二、混合循环

图 1-1 所示为混合加热的热力学循环。其中 $a-c$ 为活塞式发动机气缸中的绝热压缩； $c-y$ 为定容加热，加入的热量为 Q_1' ； $y-z$ 为等压加热，加入的热量为 Q_1'' ； $z-b$ 为发动机气缸内的绝热膨胀； $b-a$ 为定容放热，放热量为 Q_2 。

循环各主要参量为：

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{—压缩比；}$$

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} \text{—压力升高比；}$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \text{—初膨胀比；}$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} \text{—后膨胀比；}$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \text{—绝热指数。}$$

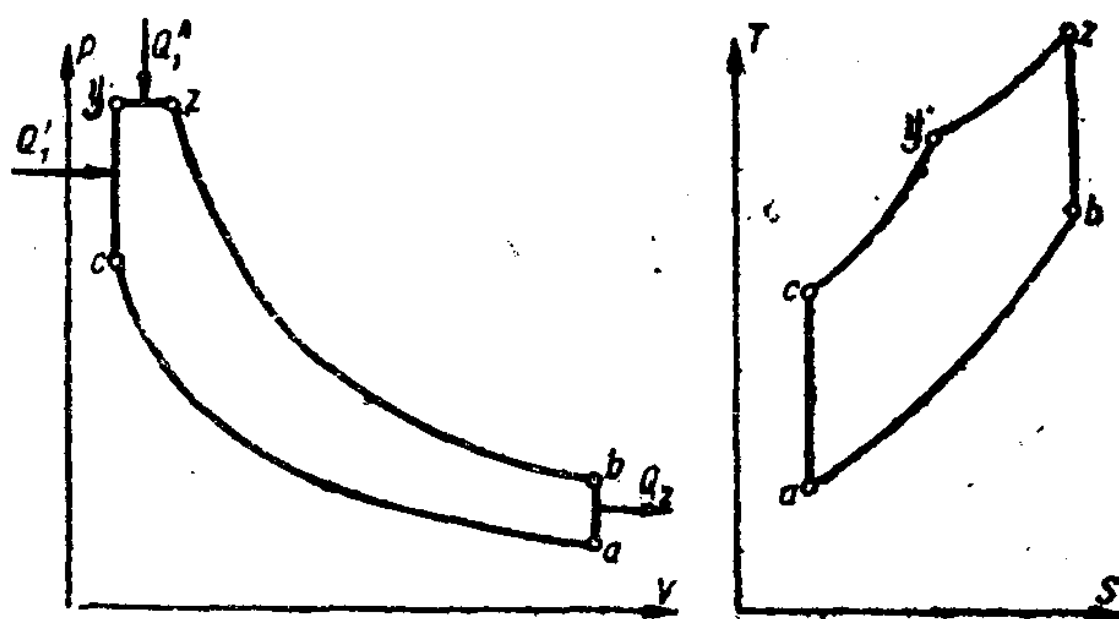


图 1-1 混合循环之 $p-V$ 及 $T-S$ 图

参数 ε , ρ 及 δ 有下列关系：

$$\rho\delta = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_b}{V_c},$$

因为 $V_b = V_a$, 所以 $\rho\delta = \varepsilon$.

加热量 $Q_1 = Q_1' + Q_1''$.

放热量为 Q_2 .

以热量单位表示的循环功 $AL_t = Q_1 - Q_2$.

如以循环各特征点的温度和比热表示 Q_1 及 Q_2 , 则

$$\begin{aligned} Q_1' &= c_v(T_y - T_c); & Q_1'' &= c_p(T_z - T_y); \\ Q_1 &= c_v(T_y - T_c) + c_p(T_z - T_y) = c_v[T_y - T_c + k(T_z - T_y)]; \\ Q_2 &= c_v(T_b - T_a). \end{aligned}$$

循环各特征点的温度可表示为压缩始点温度 T_a 及其他相应参数的形式：

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{k-1} = T_a \varepsilon^{k-1};$$

$$T_y = T_c \frac{p_y}{p_c} = T_c \lambda = T_a \lambda \varepsilon^{k-1};$$

$$T_z = T_y \frac{V_z}{V_y} = T_y \rho = T_a \lambda \rho \varepsilon^{k-1};$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{k-1} = \frac{T_z}{\delta^{k-1}} = T_a \lambda \rho \frac{\varepsilon^{k-1}}{\delta^{k-1}}.$$

又因 $\frac{\varepsilon}{\delta} = \rho$, 故亦可写成:

$$T_b = T_a \lambda \rho^k$$

将所得之 T_c, T_v, T_z 及 T_b 代入 Q_1 及 Q_2 的公式内经化简后得:

$$Q_1 = c_v T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \quad (3)$$

$$Q_2 = c_v T_a (\lambda \rho^k - 1) \quad (4)$$

转变为功的热量与总加热量 Q_1 的比值是循环热效率。循环热效率是循环的重要性质。

热力学循环的热效率为:

$$\eta_t = \frac{AL_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

将式(3)及(4)中的 Q_1 及 Q_2 值代入上式化简后, 得混合循环热效率公式为:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (5)$$

三、混合循环的极端情况

混合循环的极端情况是定容循环和定压循环, 如图1-2及图1-3所示。

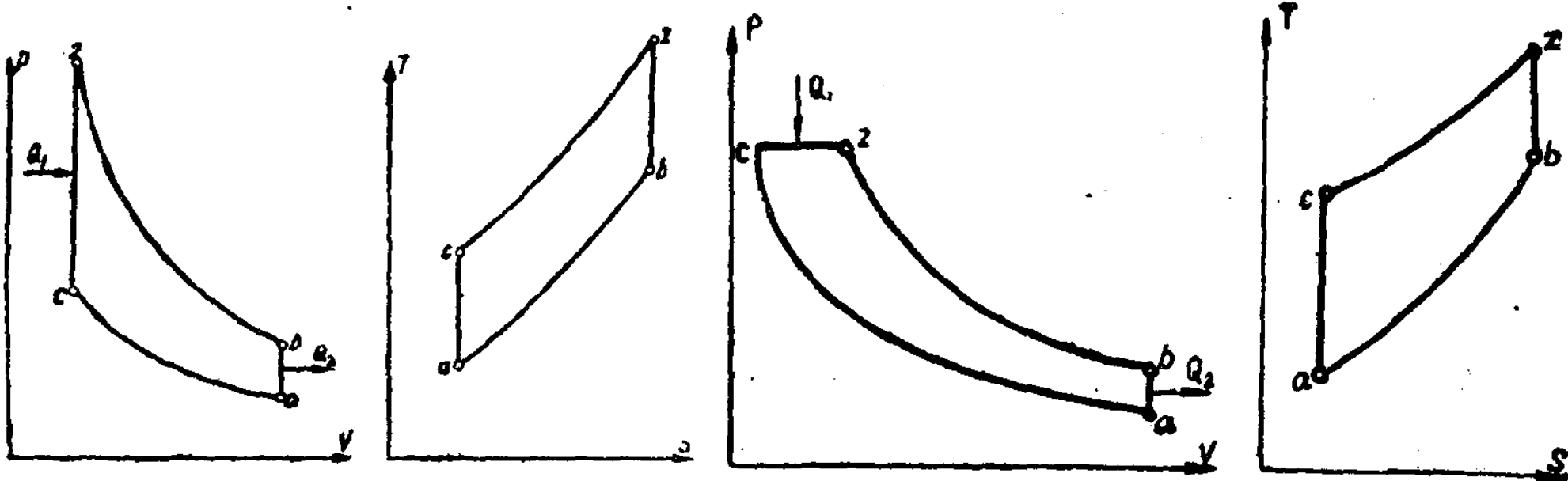


图 1-2 定容循环之 $p-V$ 及 $T-S$ 图

图 1-3 定压循环之 $p-V$ 及 $T-S$ 图

定容循环与混合循环的区别在于其加热量 Q_1 都是在定容下加入的, 故其初膨胀比 $\rho = 1$, 因而

$$Q_1 = c_v T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1),$$

$$Q_2 = c_v T_a (\lambda - 1);$$

所以定容循环之热效率为:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (6)$$

定压循环与混合循环的区别在于其加热量 Q_1 都是在定压下加入的, 故其压力升高比 $\lambda = 1$, 因而

$$Q_1 = c_v T_a \varepsilon^{k-1} (\rho - 1),$$

$$Q_2 = c_v T_a (\rho^k - 1);$$

所以定压循环之热效率为:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \quad (7)$$

四、循环平均压力

和循环经济性有同等重要意义的是循环的有效性，即单位循环工质容积的作功能力（单位功），亦即循环平均压力 P_t ：

$$P_t = \frac{L_t}{V_s} \quad \text{公斤米/米}^3 \text{ 或 公斤/米}^2 \quad (8)$$

或 $p_t = P_t \cdot 10^{-4} \quad \text{公斤/厘米}^2, \quad (9)$

式中 L_t —热力学循环功；

$V_s = (V_a - V_c)$ —循环中工质容积的变化（循环工作容积），在实际发动机中就是气缸工作容积。

平均压力 P_t 是一个假想不变的压力，它作用在活塞上，在一个冲程中所作的功等于一个循环所作的功。

因为 $V_s = V_a - V_c = V_a - \frac{V_a}{\varepsilon} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} V_a,$

又循环功 $L_t = \frac{\eta_t Q_1}{A},$

所以 $P_t = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\eta_t}{A} \cdot \frac{Q_1}{V_a}, \quad (10)$

式中 A —功的热当量，仟卡/公斤米；

Q_1 —每循环加热量，仟卡；

V_a —膨胀终点工质容积（循环上的 a 点），米³。

把式(3)之 Q_1 值代入上式，得：

$$P_t = \frac{c_r T_a \varepsilon^k \eta_t}{A V_a (\varepsilon - 1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)], \quad (11)$$

考虑到 $\frac{c_r}{A} = \frac{R}{k-1}$ 及 $\frac{RT_a}{V_a} = P_a,$

则得混合循环的平均压力公式为：

$$p_t = \frac{Q_1 p_a}{A R T_a} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_t = \frac{p_a \varepsilon^k \eta_t}{(k-1)(\varepsilon-1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \quad \text{公斤/厘米}^2, \quad (12)$$

式中 R —气体常数；

p_a —循环特征点 a 处的压力，公斤/厘米²。

或代入式(5)之 η_t ，得：

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} \left[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}} \right] \quad \text{公斤/厘米}^2. \quad (13)$$

对于定容循环 ($\rho=1$):

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^{k\eta_t}}{(k-1)(\varepsilon-1)} (\lambda-1) \text{ 公斤/厘米}^2, \quad (14)$$

或

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{(k-1)(\varepsilon-1)} (\lambda-1) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right) \text{ 公斤/厘米}^2. \quad (15)$$

对于定压循环 ($\lambda=1$):

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^{k\eta_t}}{(k-1)(\varepsilon-1)} k(\rho-1) \text{ 公斤/厘米}^2, \quad (16)$$

或

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k}{(k-1)(\varepsilon-1)} \left[k(\rho-1) - \frac{\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}} \right] \text{ 公斤/厘米}^2. \quad (17)$$

附带应该指出, 得到循环的最大经济性的条件和最大有效性 (单位功) 的条件是不重合的。

例如, 卡诺循环的热效率最佳, 但是这一循环在内燃机中是不可能实现的, 因为这一循环的单位功, 在现实的工质状态变化的限度内小得可邻。我们知道, 循环的完善与实用与否, 不仅要看其经济性, 而且在一些情况下, 循环的选定不是根据循环的最大经济性, 而是根据其最大有效性决定的。

自工程热力学中我们也知道, 循环的经济性和有效性的提高可以扩大工质状态变化范围而得之。实际上, 这一范围是有一定限制的。下面让我们来讨论一下内燃机工作循环中压力和容积的实际变化范围的决定因素。

压力下限 p_{\min} (图 1-4) 就是环境压力 (大气压力), 因为循环完成之后, 气体 (工质) 最终是排入大气的。

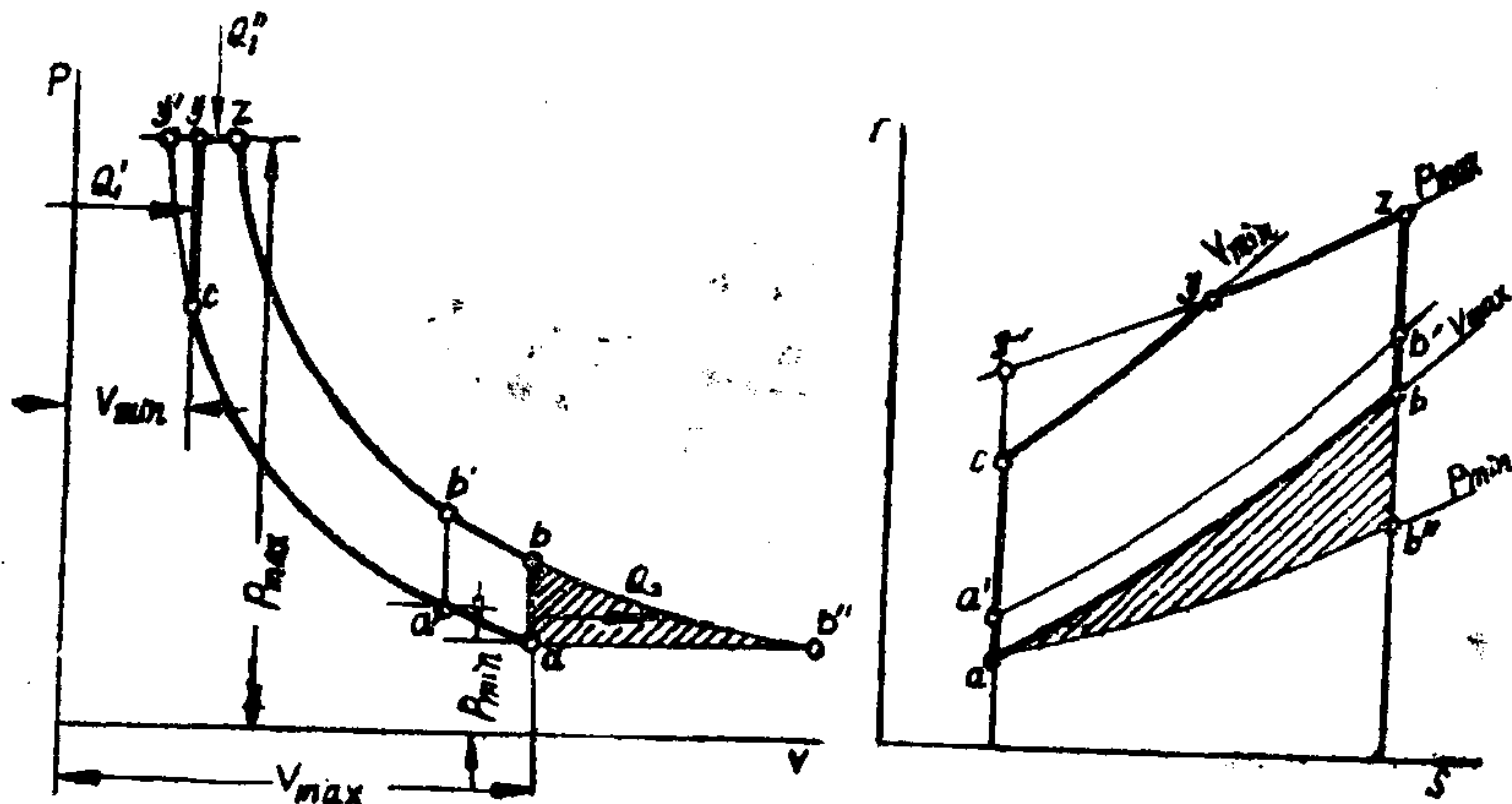


图 1-4 内燃机热力学循环参数变化范围

压力上限 p_{\max} 决定于发动机制造中所能采用的材料性能 (强度, 比重及其他) 及其制造方法的完善程度等。随着这些领域内技术的发展, 发动机循环压力上限在提高中。内燃机发展的初期压力上限只有 20 公斤/厘米² 左右, 目前则约达 200 公斤/厘米²。

工质最小容积 V_{\min} 的减小, 受压缩终点压力升高到循环最大压力 (图 1-4 点 y') 的限制。在实际工作循环中, 工质高度压缩使损失增加, 附带地限制了最小容积减小的可能

性。此外，在压缩可燃混合物的发动机（如汽油机）中，最小容积不能过小，以免在压缩过程中由于温度上升造成提前发火。

可能的最大工质容积 V_{\max} 是工质继续膨胀至最小压力 p_{\min} 时所达到的容积（点 b'' ）。这时虽然使循环热效率和循环功都增大了，但是随 V_{\max} 的增大，循环平均压力迅速减小。实际上，在活塞式发动机中实现这种完全膨胀的循环，其过程之损失随着差值 $(V_{\max} - V_{\min})$ 之增大而迅速增加，即使循环功有某些增加也补偿不了这些损失；与此相联系，由于循环平均压力的减小却必须增大气缸尺寸。所以在活塞式内燃机中，实用的循环是 $acyzba$ ，工质膨胀终止于点 b 。要循环平均压力进一步增加，可以使膨胀终点提前到点 b' 处，不过这时工质压缩始点要从 a 移到 a' ，即开始压缩的压力要比环境压力高一些。在实际发动机中，要用专门的增压器把空气予先进行压缩，即所谓内燃机增压。

减小工质最大容积 V_{\max} 以求提高循环平均压力会引起循环热效率的降低，因为增加了由于工质不完全膨胀所排出的热量。如果将这些热量在其他膨胀机械（例如废气涡轮）或其他设备（如废气锅炉）中加以利用，则在这些机械和设备中不会引起象在活塞式发动机中当增大容积 V_{\max} 时所引起的那样大的损失。因此，整个装置的总的热效率可能比较大，大于在活塞式发动机中进行完全膨胀的情况下的热效率。

五、循环最大压力

根据混合循环公式(3)，得

$$\frac{Q_1}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} = \lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1),$$

从而

$$\lambda = \frac{1}{1 + k(\rho - 1)} \left[\frac{Q_1}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} + 1 \right]. \quad (18)$$

对于定容循环， $\rho = 1$ 时，

$$\lambda = \frac{Q_1}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} + 1. \quad (19)$$

最大压力

$$p_z = \lambda p_c.$$

因为

$$p_c = p_a \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^k = p_a \varepsilon^k,$$

所以

$$p_z = p_a \lambda \varepsilon^k.$$

将式(18)及式(19)之压力升高比 λ 值代入上式，分别得混合循环最大压力公式为：

$$p_z = \frac{p_a \varepsilon^k}{1 + k(\rho - 1)} \left(\frac{Q_1}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} + 1 \right) \quad (20)$$

及定容循环最大压力公式为：

$$p_z = p_a \varepsilon^k \left(\frac{Q_1}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} + 1 \right). \quad (21)$$

六、热力学循环的研究

1. 定容循环

定容循环的热效率公式具有最简单的形式。从公式(6)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

可知，其热效率大小只取决于压缩比 ε 及绝热指数 k 。 ε 是发动机的结构参数（相对压缩容积），而绝热指数 k 则和过程的温度和工质的性质有关。

从式(6)可见，压缩比愈大，循环的热效率愈高；绝热指数 k 增大，热效率 η_t 也增高。图 1-5 所示是这些关系的图解表示。值得注意的是，在 ε 及 k 一定的情况下，定容循环热效率不随循环功的大小而变，换句话说，就是和发动机的负荷大小无关。因为循环功的变化或负荷的变化是和传给工质的热量多少有关的，循环功大，工质所得热量多，压力升高比 λ 也增加，亦即循环的最大压力和温度同时增加。但是，在定容循环的热效率公式中并不包含 λ 值，因此可以得出结论：循环加热量的变化或循环功的变化是不影响热效率的。

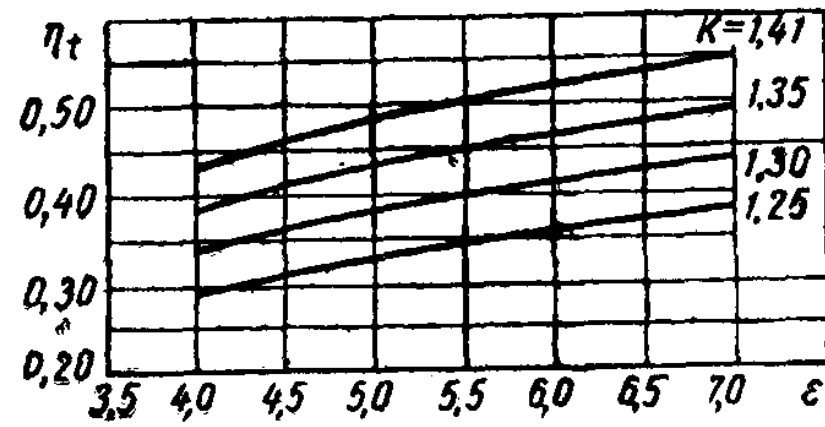


图 1-5 定容热力学循环热效率曲线

自公式(19)之压力升高比 λ 为

$$\lambda = \frac{Q_1}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} + 1.$$

可见， λ 随 ε 增大而减小，但随 Q_1 增加而增加。

自公式(21)之最大压力 p_z 为

$$p_z = p_a \varepsilon^k \left(\frac{Q_1}{c_v T_a \varepsilon^{k-1}} + 1 \right)$$

可见， p_z 既随 ε 增加而增加，也随 Q_1 增加而增加。

如公式(14)所示，定容循环的平均压力 p_t 为：

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^k \eta_t}{(k-1)(\varepsilon-1)} (\lambda-1);$$

p_t 与压缩始点压力 p_a 成正比。 p_a 值对发动机循环功和功率有重大影响。

在定容循环中，当每循环加入热量 Q_1 不变时，平均压力 p_t 随 ε 增加较热效率 η_t 的增加为缓慢。例如，在 $k=1.3$ 时，当 ε 从 4 增加至 7， η_t 增加 30%，而 p_t 只增加 14%。

根据上面对 η_t 及 p_t 的分析可见，要提高定容循环的热效率及单位功时，必须力争提高其压缩比 ε 。不过，事实上按定容循环工作的发动机的最大允许压缩比受正常燃烧条件的限制，为了避免提前发火及爆燃现象，不允许 ε 值提高得太高。例如，在现代汽化器式汽油机中， ε 的上限值为 $\varepsilon=6.5-9.5$ 。

2. 定压循环

定压循环热效率公式(7)为:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$$

式中表明,这一循环的热利用程度不仅和压缩比 ε 及绝热指数 k 有关,而且和初膨胀比 ρ 有关。这里 ε 及 k 对 η_t 的影响与定容循环中一样,但是初膨胀比 ρ 的增加却使热效率降低。图 1-6 所示为上述参数与定压循环热效率的关系曲线。

在定压循环中,初膨胀比 ρ 与加热量 Q_1 有直接的关系,因而与循环功(负荷)也有联系。因此,不难看出,在按定压循环工作的发动机中,热效率随循环功的增加而下降,亦即发动机的负荷愈大,热效率愈小。 η_t 的最大值在发动机空车或惰转时出现,相当于在 $c-z$ 过程中加热量最小的情况。但应指出,空车情况下发动机的热效率最大,只说明热变功的效果最好,但绝不等于这份功被最有效的利用。

定压循环的平均压力 p_t 之公式(16)为:

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} \eta_t k(\rho-1),$$

在这里, p_t 与定容循环一样,也与压缩始点压力 p_a 成正比。

和在定容循环中一样,如加热量 Q_1 不变, p_t 随 ε 增大而增大,不过 p_t 比 η_t 增大较为缓慢而已。随 k 值增加,在相同条件下,平均压力 p_t 与 η_t 值一同成正比增大。

如前所述,当 ρ 增加时,热效率 η_t 降低,但循环平均压力 p_t 增加,而且 p_t 比 ρ 值增加快得多。例如,当 ρ 值从 2 增到 3,平均压力 p_t 就增大 81%。

3. 混合循环

在混合循环中加入的总热量可能按各种不同的比例分配在定容和定压线段上。决定各段上加热量多少的参数为 λ 及 ρ 。在总热量 Q_1 一定的条件下, ρ 与 λ 虽然可能有各种不同的数值,但应存在着一定的关系。实际上,如果总热量 $Q_1 = Q_1' + Q_1''$ 为一定,则增大 Q_1' ,在定压线段上的 Q_1'' 必然减小,因此使 ρ 也减小。

当 $Q_1 = \text{const}$, ρ 与 λ 之函数关系可按式(3)求之,即

$$\frac{Q_1}{c_v T_c} = \lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1). \quad (22)$$

在 ε , k 及 T_a 一定时, T_c 也一定,因此,得:

$$\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) = \frac{Q_1}{c_v T_c} = \text{const} = A.$$

根据这一公式,给定不同的 λ 值,即可得出相应的 ρ 值;反之,如果给定不同的 ρ 值,即可得出相应的 λ 值。再将所得之 ρ 及 λ 值代入热效率公式(5),

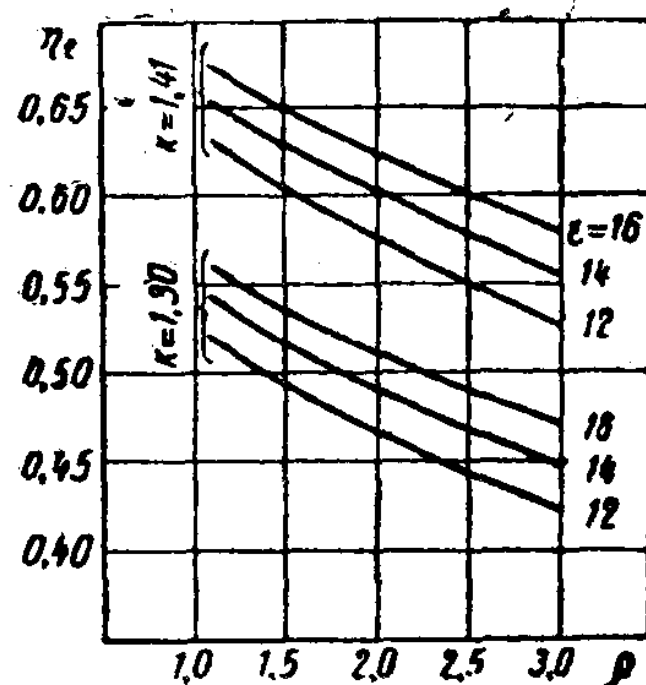


图 1-6 定压循环热效率曲线

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

即可求出在其他条件相同时 λ 与 ρ 对循环热利用程度的影响情况。

图 1-7 所示为混合循环热效率 η_t 与 A , λ 及 ρ 的关系曲线。图中陡的一族曲线相当于在 A 值一定时, η_t 值随 λ 与 ρ 的变化关系; 而平的一组曲线是 η_t 值在 $\rho = \text{const}$ 时随 λ 与 Q_1 的改变而变化的情况。制图时采用 $\varepsilon = 16$ 和 $k = 1.4$ 。

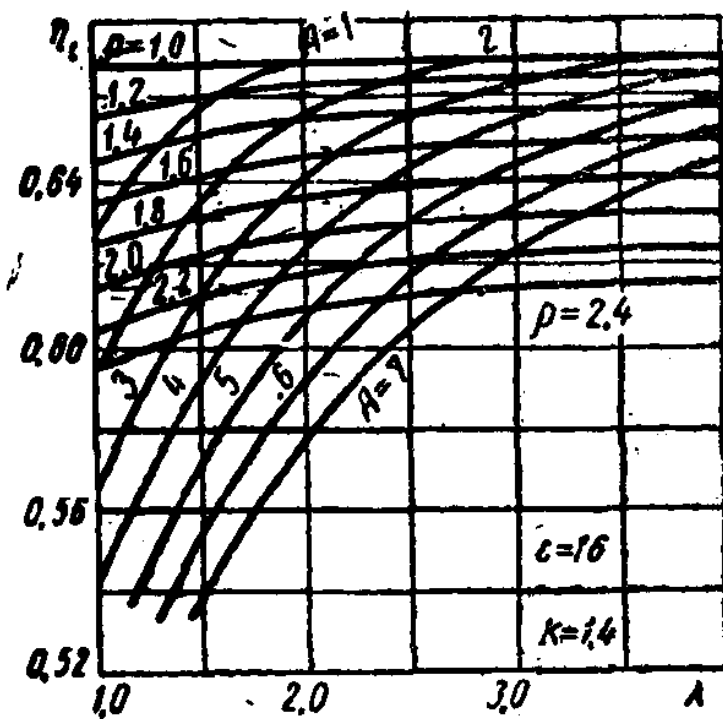


图 1-7 混合循环热效率曲线

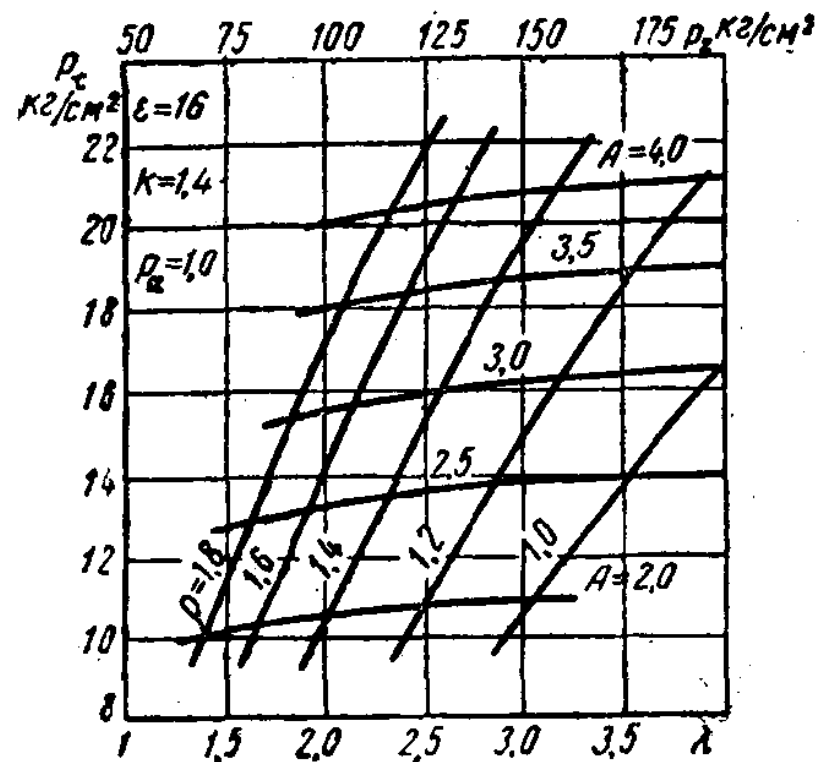


图 1-8 混合循环平均压力图

图 1-7 中之曲线还表明, 如 A 值一定, 循环热利用程度随 λ 的增大而有改善。 λ 增大, 亦即在定容情况下加热量增多。在 $\rho = 1$ 时, 热效率达到最大值。在 $\rho = \text{const}$ 时, 由于总热 Q_1 增加而 λ 增大, 热效率也有一些增加。

自热效率公式(5)可见, ε 与 k 对混合循环 η_t 的影响也是和定容循环与定压循环一样的, 即 ε 与 k 增大, η_t 提高。

λ 与 ρ 对循环平均压力 p_t 的影响如图 1-8 所示。

如 $\rho = \text{const}$ 而 $\lambda \neq \text{const}$, 则 λ 增大, p_t 也增大。在混合循环中, λ 对 p_t 的影响不象在定容循环中那样显著, 但这时 p_t 的增长速度是超过 λ 值的增长速度的。

如 $\rho \neq \text{const}$ 而 $\lambda = \text{const}$, 则 ρ 值对 p_t 的影响和定压循环中一样, p_t 随 ρ 的增大而增大, 且比 ρ 增大的快。

从式(3)及式(12)可见, 在 $Q_1 = \text{const}$ 而 ρ 与 λ 同时改变的情况下, 混合循环平均压力 p_t 和循环热效率 η_t 成比例地变化着。

根据图 1-7, 就热力学观点言之, 在 $\varepsilon = \text{const}$ 时, 上述三种循环谁较优越是可以看清楚的。图中最高的水平直线相当于 $\rho = 1$ 的极端情况; 这时混合循环变成定容循环。这条水平线确定了与 A 和 λ 无关的最大热效率 η_t 值。在另一极端情况下, $\lambda = 1$, 混合循环变成定压循环。在此情况下, 每一 A 值下的 η_t 值都是最小值。由此可见, 在 ε 相同时, 定容循环热效率最高, 混合循环次之。

应该指出, 当 ε 和 Q_1 都相同时, 循环最大压力 p_z 值在各循环中并不一样。 $p_z = \lambda p_c$, 可见 p_z 值与 λ 值成正比。因此, 在定压循环中 p_z 值最小, 在定容循环中, p_z 值最大, 如图 1-8 所示。

λ 的极限值随 Q_1 值增加而增加, 所以如果 Q_1 值很大, 则定容循环的 p_z 值可以比定压循环中的 p_z 值大几倍, 达到非常大的数值。可见, 与循环经济性提高的同时, 最大压力也提高了。

但是, 随着 λ 值的增大, 循环经济性的提高逐渐缓慢下来 (图1-7)。 p_z 值提高得太高, 而 η_i 却增加甚微, 这是不值得的, 所以, 实际上混合循环比定容循环还要好一些。

压缩比相同, 定容循环热效率比定压循环的高。如果 p_z 和 Q_1 相同而 ϵ 不同, 则定压循环的热效率比定容循环的要高得多。这是因为在 p_z 相同时, 定容循环的压缩比比定压循环压缩比低得多的关系。在这种情况下, 混合循环的热效率是居间的数值, 比定压循环热效率高, 而比定容循环热效率高。

1-3 复合内燃机的热力学循环

研究复合内燃机(或涡轮活塞式内燃机)热力学循环应对下列两类循环作充分探讨:

- 1) 广义复合循环;
- 2) 带中间加热的广义复合循环。

这两类循环基本上包括了由增压器、冷却器、活塞式内燃机、中间燃烧室和废气涡轮等所组成的动力装置的热力学体系的全部可能情况。

一、广义复合循环

1. 循环的热力过程

图 1-9 所示为广义复合热力学循环之 $p-V$ 及 $T-S$ 图。

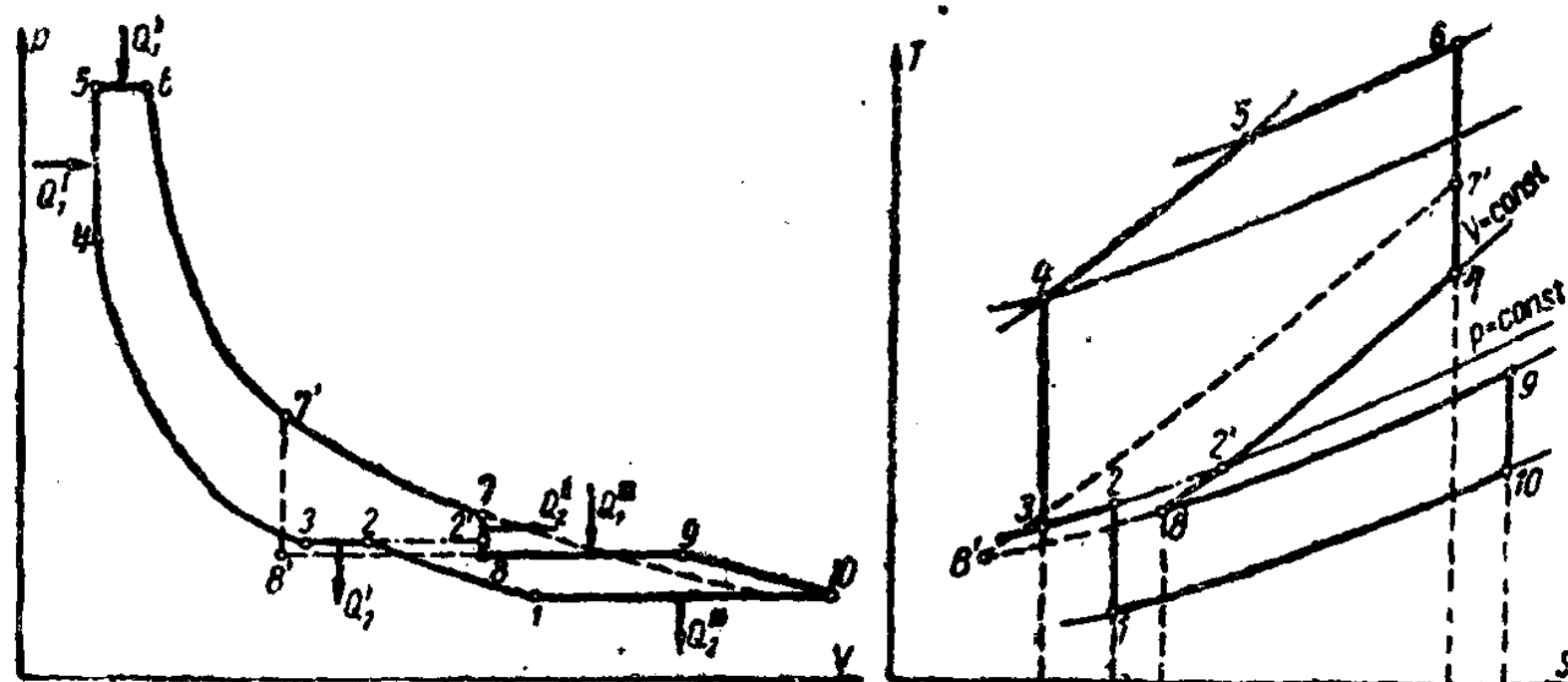


图 1-9 广义复合循环之 $p-V$ 及 $T-S$ 图

图中诸曲线分别表示:

- 1-2—增压设备中的绝热压缩;
- 2-3—增压设备后空气的中间冷却;
- 3-4—活塞式发动机气缸内的绝热压缩;
- 4-5-6—定容及定压下的加热;
- 6-7(或6-7')—活塞发动机气缸中的绝热膨胀;
- 7-8-9(或7'-8'-9')—自发动机气缸向排气储气箱的排气过程(假想的);

9-10—涡轮中的绝热膨胀；

10-1—一定压下的放热。

在气体自气缸排入储气箱的过程中，线7-8(或7'-8')表示定容放热，8-9(或8'-9)表示定压加热，并且假定7-8过程的放热量完全转入8-9(或8'-9)，即

$$Q_1'' = Q_2'',$$

因此，在 $T-S$ 图中定容线7-8下的面积等于定压线9-8下的面积。

2. 循环基本参数及其关系式

循环的基本参数是：

$$\varepsilon_1 = \frac{V_1}{V_2} \text{—增压器之压缩比；}$$

$$\omega = \frac{V_2}{V_3} \text{—中间冷却比；}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{V_3}{V_4} \text{—活塞机压缩比，}$$

$$\lambda = \frac{p_5}{p_4} \text{—压力升高比；}$$

$$\rho = \frac{V_6}{V_5} \text{—初膨胀比；}$$

$$\delta = \frac{V_7}{V_6} = \frac{V_7'}{V_6} \text{—后膨胀比；}$$

$$\psi = \frac{V_8}{V_3} \text{—活塞机容积变化比（}\psi\text{可能大于，等于或小于1；图1-9中，实线为}\psi > 1\text{，虚线为}\psi < 1\text{）；}$$

$$\tau = \frac{p_3}{p_8} \text{—涡轮前储气箱内气体压力降低比；}$$

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \text{—增压器内压力升高比；}$$

$$z = \frac{p_9}{p_{10}} \text{—涡轮内压力降低比；}$$

$$\varphi = \frac{V_{10}}{V_1} \text{—外界容积减小比；}$$

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_1 \varepsilon_2 \text{—复合发动机的总压缩比。}$$

从图1-9的曲线中可得： $\psi \varepsilon_2 = \tau \delta$ 。

3. 广义复合循环的热效率

根据热力学关系式可写出：

$$\pi = \varepsilon_1^k \text{ 和 } z = \frac{p_9}{p_{10}} = \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_8}{p_3} \cdot \frac{p_3}{p_1} = \frac{\pi}{\tau}$$

循环诸特征点的压力：

$$p_2 = p_1 \pi = p_1 \varepsilon_1^k;$$

$$p_3 = p_2;$$

$$p_4 = p_3 \varepsilon_2^k = p_1 \varepsilon_0^k;$$

$$p_5 = \lambda p_4 = \lambda p_1 \varepsilon_0^k;$$

$$p_6 = p_5;$$

$$p_7 = \frac{p_6}{\delta^k} = \frac{\lambda p_1 \varepsilon_0^k}{\delta^k} = \frac{\lambda p_1 \rho^k \varepsilon_1^k}{\psi^k};$$

$$p_8 = \frac{p_3}{\tau} = \frac{p_1 \varepsilon_1^k}{\tau} = p_1 \frac{\pi}{\tau} = p_1 z;$$

$$p_9 = p_8.$$

循环各特征点的温度:

$$T_2 = T_1 \varepsilon_1^{k-1};$$

$$T_3 = T_2 \frac{1}{\omega} = T_1 \varepsilon_1^{k-1} \frac{1}{\omega};$$

$$T_4 = T_3 \varepsilon_2^{k-1} = T_1 \varepsilon_0^{k-1} \frac{1}{\omega};$$

$$T_5 = T_4 \lambda = T_1 \lambda \frac{\varepsilon_0^{k-1}}{\omega};$$

$$T_6 = T_5 \rho = T_1 \lambda \rho \frac{\varepsilon_0^{k-1}}{\omega} = T_3 \lambda \rho \varepsilon_2^{k-1};$$

$$T_7 = \frac{T_6}{\delta^{k-1}} = T_1 \frac{\lambda \rho \varepsilon_0^{k-1}}{\omega \delta^{k-1}} = \frac{T_1 \lambda \rho^k \varepsilon_1^{k-1}}{\omega \psi^{k-1}} = T_1 \frac{\lambda \rho^k \pi^{\frac{k-1}{k}}}{\omega \psi^{k-1}};$$

$$T_8 = T_7 \frac{p_8}{p_7} = \frac{T_1 \varepsilon_1^{k-1} \psi}{\omega \tau} = \frac{T_1 \psi \pi^{\frac{k-1}{k}}}{\omega \tau};$$

$$T_{10} = T_1 \varphi.$$

循环加热量:

$$Q_1 = Q'_1 + Q''_1; \quad Q'_1 = c_v (T_5 - T_4); \quad Q''_1 = c_p (T_6 - T_5);$$

$$Q_1 = c_v (T_5 - T_4) + c_p (T_6 - T_5) = c_v \left(T_1 \lambda \frac{\varepsilon_0^{k-1}}{\omega} - T_1 \frac{\varepsilon_0^{k-1}}{\omega} \right) + c_p \left(T_1 \lambda \rho \frac{\varepsilon_0^{k-1}}{\omega} - T_1 \lambda \frac{\varepsilon_0^{k-1}}{\omega} \right).$$

化简后得:

$$Q_1 = c_v T_1 \varepsilon_0^{k-1} \frac{1}{\omega} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)]. \quad (23)$$

循环放热量:

$$Q_2 = Q'_2 + Q''_2;$$

$$Q'_2 = c_v (T_2 - T_3) = c_v T_1 \varepsilon_1^{k-1} \left(1 - \frac{1}{\omega} \right);$$

$$Q_2'' = c_p(T_{10} - T_1) = c_p T_1(\varphi - 1);$$

$$Q_2 = c_p T_1 \left[\varepsilon_1^{k-1} \left(1 - \frac{1}{\omega} \right) + (\varphi - 1) \right] = \frac{c_p T_1}{\omega} [\varepsilon_1^{k-1}(\omega - 1) + \omega(\varphi - 1)].$$

(24)

前面已经说过, 过程7-8-9 (图1-9) 假定为气体自气缸向储气箱的流出过程, 而且令 $Q_2'' = Q_1''$; 实际上, 在整个循环中, 自外界取得的热量为 Q_1 而放出的热量为 Q_2 , 所以在建立循环功及效率公式时无需对 Q_2'' 及 Q_1'' 加以注意。

循环功 $AL_t = Q_1 - Q_2$, 而其热效率 $\eta_t = \frac{AL_t}{Q_1}$, 故利用(23)及(24)式可得:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{k[\varepsilon_1^{k-1}(\omega - 1) + \omega(\varphi - 1)]}{\varepsilon_0^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (25)$$

系数 φ 不是发动机循环的特征参数, 所以研究这一方程式之前应该将 φ 代之以其他参数。

前已指出: $Q_2'' = c_v(T_7 - T_8)$ 及 $Q_1'' = c_p(T_9 - T_8)$;

因为 $Q_2'' = Q_1''$,

所以 $c_v(T_7 - T_8) = c_p(T_9 - T_8)$;

从而

$$T_9 = \frac{T_7 + T_8(k-1)}{k}. \quad (26)$$

$$\text{另一方面 } T_9 = T_{10} \left(\frac{p_9}{p_{10}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \varphi^2 \frac{k-1}{k} = T_1 \varphi \left(\frac{\pi}{\tau} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (27)$$

利用公式(26)及(27), 得:

$$\varphi = \frac{T_7 + T_8(k-1)}{k T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}}} \cdot \tau^{\frac{k-1}{k}},$$

再将 T_7 及 T_8 之相应值代入, 得:

$$\varphi = \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}}}{k \omega \psi^{k-1}} \left[\lambda \rho^k + \psi^k \frac{k-1}{\tau} \right].$$

将所得 φ 值代入公式(25), 得广义复合循环的热效率公式:

$$\eta_t = 1 - \frac{k \varepsilon_1^{k-1}(\omega - 1) + \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}}}{\psi^{k-1}} \left[\lambda \rho^k + \frac{k-1}{\tau} \psi^k \right] - k \omega}{\varepsilon_0^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}. \quad (28)$$

又 $\varepsilon_1 = \pi^{\frac{1}{k}}$, 故上式亦可写成:

$$\eta_t = 1 - \frac{k \pi^{\frac{k-1}{k}}(\omega - 1) + \frac{\tau^{\frac{k-1}{k}}}{\psi^{k-1}} \left[\lambda \rho^k + \frac{k-1}{\tau} \psi^k \right] - k \omega}{\varepsilon_2^{k-1} \pi [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}.$$

在热计算中, 必须求定发动机之后涡轮之前的气体温度, 在广义复合循环中, 这一温度为 T_9 。

将 T_7 及 T_8 之值代入方程式(26), 得: