

发动机热力学

王 丰 编 著

491580

国防工业出版社

491580

V231.1/04

发动机热力学

王 丰 编著

HK04 26



国防工业出版社



C0195622

内 容 简 介

本书系统地分析了各种活塞式内燃机循环、气体和燃气轮动力装置循环。采用热效率、最大循环功、最佳增压比（或压缩比）和膨胀功与压缩功的比值等几个性能参数作为评定各种理想循环好坏的指标，并用这些性能参数对各种理想循环进行了比较。同时，还分析了三种理想涡轮喷气发动机的特性，并比较了它们的优缺点。此外，还讨论了几种实际气轮机装置最佳循环参数的选择问题。

本书可作为内燃动力专业研究生的参考书，也可供从事内燃动力的科研和设计人员、高等院校教师 and 大学生参考。

发动机热力学

王 丰 编著

国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

850×1168 $1/32$ 印张 8 $5/8$ 219千字

1982年2月第一版 1982年2月第一次印刷 印数：0,001—3,900册

统一书号：15034·2319 定价：1.10元

基本符号说明

- p ——压力(千克/米²)
 p_H ——大气压力(千克/米²)
 v ——比容(米³/千克)
 T ——绝对温度(K)
 R ——气体常数(米/度)
 A ——功的热当量($=\frac{1}{427}$ 千卡/千克·米)
 c_p ——等压比热(千卡/千克·度)
 c_v ——等容比热(千卡/千克·度)
 i ——焓(千卡/千克)
 s ——熵(千卡/千克·度)
 k ——绝热指数
 g ——重力加速度(米/秒²)
 q ——热量(千卡/千克)
 a ——音速(米/秒)
 M ——马赫数
 W ——循环功(千克·米)
 W_K ——工质在压气机中所消耗的压缩功(千克·米)
 W_T ——工质在涡轮中所作的膨胀功(千克·米)
 W_{diff} ——气流在扩压器中所消耗的压缩功(千克·米)
 W_{exp} ——气流在尾喷管中所作的膨胀功(千克·米)
 W_F ——分配给螺旋桨的循环功(千克·米)
 ε ——压缩比
 λ ——压力增高比、加力比、速度系数
 ρ ——预胀比

IV

- π_K ——增压比、总增压比
- β ——温度增高比
- η ——循环热效率
- η_K ——压气机效率
- η_T ——涡轮效率、涡轮喷气发动机的总效率
- η_c ——燃烧效率
- η_f ——推进效率
- η_B ——螺旋桨效率
- c ——气流速度(米/秒)
- c_H ——飞行速度(米/秒)
- c_s ——尾喷管的排气速度(米/秒)
- R_{sp} ——单位推力(千克·秒/千克)
- R_T ——总单位推力(千克·秒/千克)
- σ ——总压恢复系数
- $\Pi\sigma$ ——总压恢复系数的乘积
- f ——回热度

注 角

- opt——最佳值
- eco——最经济值
- max——极大值
- min——极小值
- lim——极限值(或最大值)
- col——级间冷却

目 录

绪论	1
第一章 活塞式内燃机的理想循环	3
§ 1-1 等容加热活塞式内燃机的理想循环	4
§ 1-2 等压加热活塞式内燃机的理想循环	13
§ 1-3 混合加热活塞式内燃机的理想循环	23
§ 1-4 活塞式内燃机各种理想循环的比较	28
第二章 燃气和其它气体涡轮动力装置的简单循环	31
§ 2-1 等容加热燃气涡轮动力装置循环	32
§ 2-2 等压加热燃气涡轮动力装置循环	40
§ 2-3 等温压缩等压加热涡轮动力装置循环	52
第三章 等压加热燃气和其它气体涡轮动力装置的复杂循环	59
§ 3-1 两级压缩级间冷却、总增压比按最小压缩功分配的等压加热涡轮动力装置循环	59
§ 3-2 n 级压缩级间冷却、总增压比按最小压缩功分配的等压加热涡轮动力装置循环	73
§ 3-3 单轴分级膨胀级间再加热的涡轮动力装置循环	89
§ 3-4 双轴分级膨胀级间再加热涡轮动力装置循环	94
§ 3-5 两级压缩级间冷却、总增压比按最小压缩功规律分配、分级膨胀级间再加热的涡轮动力装置循环	100
第四章 带回热的各种涡轮动力装置循环	109
§ 4-1 带回热的等压加热涡轮动力装置的简单循环	109
§ 4-2 带回热的等温压缩等压加热涡轮动力装置循环	120
§ 4-3 带回热的分级压缩级间冷却、总增压比按最小压缩功分配的等压加热涡轮动力装置循环	123
§ 4-4 带回热的分级膨胀级间再加热等压加热涡轮动力装置循环	132

§ 4-5	带回热的两级压缩级间冷却、总增压比按最小压缩功规律分配、分级膨胀级间再加热等压加热涡轮动力装置循环	136
第五章	各种涡轮动力装置循环的比较	141
§ 5-1	无回热的各种涡轮动力装置循环的比较	142
§ 5-2	带回热的各种涡轮动力装置循环的比较	155
第六章	各种涡轮动力装置实际循环最佳参数的选择	160
§ 6-1	部件性能参数变化对发动机性能的影响	161
§ 6-2	单回路闭式循环、核动力氦气轮机装置最佳参数的选择	174
§ 6-3	带回热的单回路闭式循环、核动力氦气轮机装置最佳参数的选择	184
§ 6-4	两级压缩级间冷却、总增压比按最小压缩功分配的单回路闭式循环、核动力氦气轮机装置最佳参数的选择	189
§ 6-5	带回热的两级压缩级间冷却、总增压比按最小压缩功分配的单回路闭式循环、核动力氦气轮机装置最佳参数的选择	196
§ 6-6	各种单回路闭式循环、核动力氦气轮机装置性能的比较	199
§ 6-7	开式燃气涡轮动力装置最佳循环参数的选择	206
第七章	各种理想涡轮喷气发动机	210
§ 7-1	不加力的理想涡轮喷气发动机	212
§ 7-2	加力的理想涡轮喷气发动机	231
§ 7-3	理想涡轮螺旋桨喷气发动机	250
附录		261
参考资料		270

绪 论

动力工业在国民经济和国防建设中,都占有极其重要的地位。无论是在田野里工作的拖拉机、收割机,还是作为国民经济大动脉的各种运输工具——在陆地上奔驰的火车和汽车,江、河、湖、海中行驶的轮船,天空中航行的飞机,带动工厂里的各种工具机的电力和与人民生活密切相关的电力设备,以及军事上使用的坦克,各种战舰、战斗机和威力强大的导弹等,都是使用各种热力发动机(简称热机)作为原动机的。用于探索宇宙秘密的宇航飞行器,也是靠功率非常巨大的火箭发动机把它们推向宇宙空间的。总之,热机已成为人类在改造大自然过程中最强有力的工具之一。因此,对各种热力发动机的理论研究,不仅有很大的经济价值,而且在国防建设中也具有重大的军事意义。

一种先进的动力装置,首先要求它的经济性好、发出的功率大、体积小、重量轻(金属消耗量小),而且希望它操作方便、安全可靠。每种发动机的上述性能指标的好坏,与它们工作时所依据的热力循环密切相关。对各种循环进行全面的分析,可以为新型发动机的研制提供理论根据。因此,本书的第一章至第四章,详细地分析了三种活塞式发动机和几种涡轮(包括空气和其它气体涡轮)动力装置的理想循环。我们提出了用最佳增压比、最经济增压比,最大循环功,最佳热效率与最大热效率等性能参数作为衡量各种理想循环的质量的标准。增压比(或压缩比)的大小,反映了发动机的体积和重量的大小以及金属消耗量的多少。循环功的大小则与发动机的功率成比例,而热效率的高低,则反映了发动机热经济性的好坏。为了更全面地、更确切地掌握各种发动理想循环的优缺点,书中第五章对各种涡轮动力装置循环进行了全面的比较,并列出了这些循环性能参数的比较表。从表中所列出的数据,可以看出各种类型发动机的发展趋势。本书的第七章分析

了三种理想循环涡轮喷气发动机，并对它们的性能进行了比较。

将热能转变为机械功，是通过工质来实现的。目前，在不同的热机中，特别是在原子能发动机中，使用了各种不同的流体作为工质。工质的热力学性质对发动机的性能有什么影响呢？从发动机热力学的角度来看，对于原子能发动机以及利用太阳能和地下热能的发动机，应该选用哪些流体作为工质呢？在喷气式发动机和其它内燃机中，由于燃气温度不断地提高，离解现象将日益显著。燃气和其它高温气体的离解现象对发动机的性能会产生什么影响呢？利用氢作为燃料，是解决“能源危机”的重要途径之一，燃烧氢燃料的发动机与目前燃烧碳氢燃料的发动机相比有哪些优点呢？分析工质的热力学性质对发动机性能参数的影响，就能回答上述问题。为此，本书将就工质性质对发动机性能的影响问题，加以系统的论述。

研究热力发动机各种理论的最终目的，在于设计出性能完善的高质量发动机。当工质的最低温度和最高温度一定，发动机各个部件的性能参数也一定时，存在着最好的增压比(或压缩比)。发动机在这种增压比下工作时，能使它产生最大的功率，或者具有最好的热经济性。本书的第六章，进一步讨论考虑了实际发动机存在的各种因素，例如，各种流阻损失、加热热阻、加热前后工质性质的变化等的影响时，实际“循环”的循环功与循环热效率。同时我们还将确定实际循环功为极大值时的最佳增压比和热效率为极大值时的最经济增压比，以及最大循环功、最佳热效率和热效率为极大值的计算式。根据这些计算式，可以确定实际发动机的最佳循环参数。

对于书中不妥之处，请读者批评指正。

本书在编写过程中得到了清华大学王补宣教授的直接指导，并由他最后修改定稿，作者对王补宣教授的热情指导和大力支持表示衷心的感谢。

王 丰 于北航

第一章 活塞式内燃机的理想循环

发动机的实际工作过程是非常复杂的。在一般的热力学书籍中，为了从热力过程完善程度这一观点来评定在实际发动机中所发生的过程，找出改进各种发动机性能的根本途径，照例要撇开它们工作时实际存在的某些因素的影响。例如，认为空气与燃烧产物的热力学性质是一样的，或者说，它们的绝热指数 k 、等压比热 c_p （或等容比热 c_v ）和气体常数 R 等热力学参数都相等；认为燃烧效率等于 1；认为气体在整个发动机中流动时，其总压不因粘性摩擦、漩涡等流动损失和加热热阻而降低；同时还认为从发动机壁面向外界所散出的热量，可以略而不计等。总之，理想循环是把实际发动机中的热力过程理想化，把它们抽象起来加以讨论，它研究只存在着热力学第二定律所决定的排热损失时，发动机所能完成的功和它们所能达到的热效率。显然，理想循环的热效率与循环功，只是实际发动机所能达到的极限情况。由于理想循环没有考虑实际存在的各种因素的影响，因而它的结论只是近似地反映了发动机内部的规律，有的结论甚至与实际发动机的工作过程是相矛盾的。例如，活塞式发动机的热效率随压缩比的变化情况，在理想循环中热效率随压缩比的增大而单调上升，而在考虑了存在着的各种因素的影响后，实际发动机的热效率，则随压缩比的变化出现极大值（关于全面地考虑各种因素的影响时，实际发动机最佳循环参数的选择将在本书第六章予以研究）。虽然如此，理想循环的研究还是有着重大的意义，因为它可以使我们从热力学观点，来确定在一定条件下循环功的极大值和热效率的极大值。它揭示了循环工质的最低温度和最高温度，工质的热力学性质，以及工质的压缩比等几个主要因素对发动机的循环功和

热效率的影响。从而提出了改进实际发动机性能，即增大功率和提高经济性的根本途径。

§ 1-1 等容加热活塞式内燃机的理想循环

图 1-1 为等容加热活塞式内燃机的理想循环图。其中 1-2 为理想绝热压缩过程，2-3 为等容加热过程，3-4 为理想绝热膨胀过程，4-1 为等容排热过程。

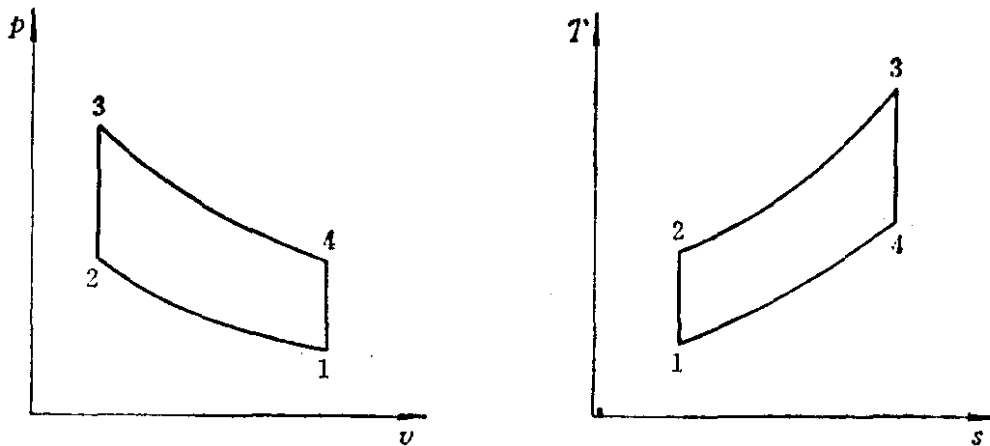


图1-1 活塞式内燃机等容加热循环

图 1-2 给出了当温度 T_1 、 T_3 一定，而压缩比为不同值时，三个等容加热循环，即循环 1-2-3-4-1、1-2'-3'-4'-1 和循环 1-2''-3''-4''-1。显然，当压缩比很小时，循环功趋近于零；而当

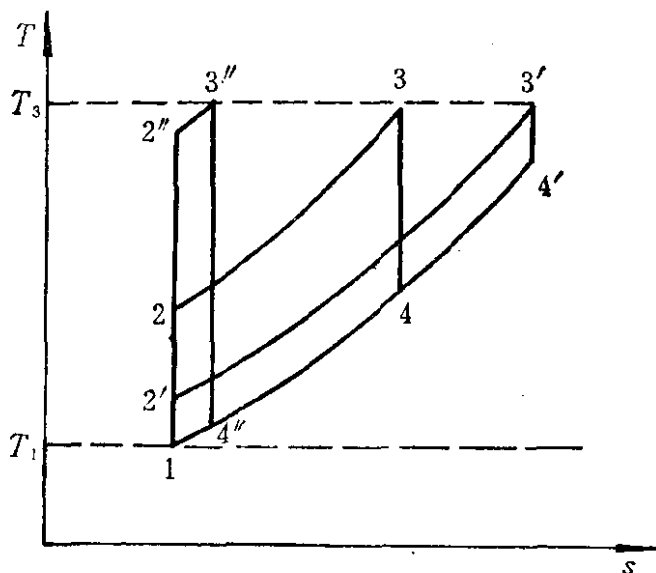


图1-2 同样的 T_1 和 T_3 ，不同压缩比时等容加热循环

压缩比相当大时, 循环功也趋近于零。这就是说, 当压缩比等于某一特定值时, 循环功存在着一个极大值。我们称循环功为极大时所对应的压缩比为“最佳压缩比”。现在来确定“最佳压缩比”。

一、最佳压缩比 ε_{opt}

循环中加给工质的热量

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

工质所排出的热量

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1)$$

循环功

$$AW = c_v(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1) \quad (1-1)$$

由于

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}, \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}$$

故有

$$T_4 = \frac{T_1 T_3}{T_2} \quad (1-2)$$

将 (1-2) 式代入 (1-1) 式, 把 T_1 、 T_3 视为定值, 然后对 T_2 求偏导数, 并令其等于零, 得

$$\frac{A\partial W}{\partial T_2} = c_v\{-1 - [-T_1 T_3 T_2^{-2}]\} = 0$$

即

$$\frac{T_1 T_3}{T_2^2} = 1 \quad (1-3)$$

由上式可求出循环功为极大值时的最佳压缩终点的温度 T_{2opt} 为:

$$T_{2opt} = \sqrt{T_1 T_3} \quad (1-4)$$

将 (1-4) 式代入 (1-2) 式则可得循环功为极大值时, 工质膨胀终点的温度为:

$$T_{4opt} = \sqrt{T_1 T_3}$$

由此得出一个结论: 即对等容加热活塞式发动机循环来说, 当压缩终点的温度正好等于膨胀终点的温度时, 循环功出现极大值。因为工质压缩终点的温度与它的起始温度和压缩比之间的关系为:

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}$$

因此

$$T_{2\text{opt}} = T_1 \varepsilon_{\text{opt}}^{k-1}$$

将此关系式代入 (1-4) 式中, 可以确定循环功为极大值时的最佳压缩比为:

$$\varepsilon_{\text{opt}}^{k-1} = \frac{\sqrt{T_1 T_3}}{T_1} = \sqrt{\frac{T_3}{T_1}}$$

或

$$\varepsilon_{\text{opt}} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{2(k-1)}} \quad (1-5)$$

循环功随压缩比的变化出现极大值, 可以这样来解释: 当压缩比小于最佳压缩比时, 工质在膨胀过程终点的温度, 始终大于压缩终点的温度。

即

$$\varepsilon < \varepsilon_{\text{opt}} \text{ 时, } T_4 > T_2$$

而当压缩比大于最佳压缩比时, 工质在膨胀过程终点的温度, 将小于压缩终点的温度。

即

$$\varepsilon > \varepsilon_{\text{opt}} \text{ 时, } T_4 < T_2$$

当压缩比正好等于最佳压缩比时, 工质膨胀终点的温度就等于压缩终点的温度。

即

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{opt}} \text{ 时, } T_4 = T_2$$

这就是说, 当 $\varepsilon < \varepsilon_{\text{opt}}$ 时, q_1 随 ε 的增长速率, 将大于 q_2 随 ε 的增长速率, 这时循环功将随 ε 的增大而增大。当 $\varepsilon > \varepsilon_{\text{opt}}$ 时, q_1 随 ε 增长的速率, 将小于 q_2 随 ε 的增长速率, 故循环功随 ε 的增大而减小。而当 $\varepsilon = \varepsilon_{\text{opt}}$ 时, 两者增长的速率相等, 故循环功出现极大值。

从 (1-5) 式可以看出, 最佳压缩比是温度比 T_3/T_1 和绝热指数 k 的函数, 绝热指数 k 一定时, 最佳压缩比随温度比的增大而增大; 而当温度比 T_3/T_1 一定时, 最佳压缩比则随绝热指数 k 的减小而增大。表 1-1 给出了绝热指数 k 为不同值时, 最佳压缩比

随温度比的变化。

表1-1 不同 k 值时最佳压缩比随温度比的变化

T_3/T_1		5	6	7	8
ϵ_{opt}	$k = 1.4$	7.48	9.39	11.39	13.45
	$k = 1.32$	12.37	16.44	20.92	25.77
	$k = 1.24$	28.59	41.81	57.59	76.06

显然，当考虑加热前后工质性质的变化时，其最佳压缩比将介于加热前后工质在两种不同绝热指数时所对应的最佳压缩比之间，这点我们还将在第六章详细讨论。

目前，按等容加热循环工作的汽油机，其温度比为6.5~6.7。载重汽车用的汽油机，其压缩比为6~8；小轿车用的汽油机，其压缩比可达9~11。应当指出：（1）在实际发动机中，限制压缩比增大的障碍是“爆震现象”；（2）实际发动机中的压缩和膨胀过程均为多变过程，而且在整个过程中多变指数是变化的。实验结果指出，对于柴油机的压缩过程其多变指数的变化情况如下：

高速非冷却式柴油机，其多变指数为1.38~1.42；

中速冷却式柴油机，其多变指数为1.32~1.37，而在起动和慢车运转情况下，柴油机压缩过程的多变指数为1.15~1.25。膨胀过程中的多变指数，一般小于压缩过程的多变指数。例如，高速柴油机膨胀过程的多变指数为1.20~1.24；而冷却式高速柴油机，其多变指数为1.25~1.30。

二、循环功与最大循环功

1. 循环功 W

等容加热活塞式内燃机理想循环的循环功为：

$$\begin{aligned}
 AW &= c_v(T_3 - T_4) - c_v(T_2 - T_1) \\
 &= c_v \left[T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right] \\
 &= c_v T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) - \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right]
 \end{aligned}$$

$$\text{或} \quad W = \frac{c_v T_1}{A} \left[\frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right) - (\varepsilon^{k-1} - 1) \right] \quad (1-6)$$

上式表明了温度比 T_3/T_1 、工质的热力学性质 c_v 和 k 以及压缩比 ε 对循环功 W 的影响。图 1-3 给出了 $k=1.4$ ，不同温度比时，循环功随压缩比的变化。正如上面所指出的，当 k 和 T_3/T_1 一定时，循环功随压缩比的变化出现极大值。曲线表示随着温度比的增大，循环功的极大值增大，同时最大循环功（即循环功的极大值）所对应的最佳压缩比也增大。

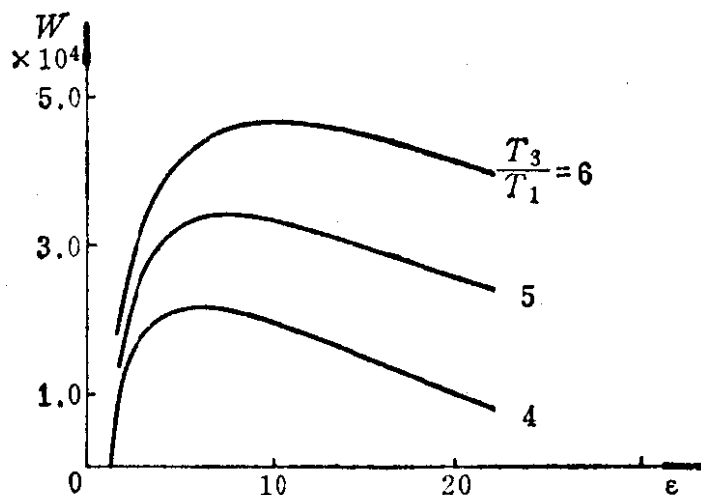


图1-3 $k=1.4$ 不同 T_3/T_1 时，活塞式内燃机等容加热循环的循环功随压缩比的变化

2. 最大循环功 $W_{\max}$

将最佳压缩终点的温度 $T_{2,\text{opt}}$ ，与最佳膨胀终点的温度 $T_{4,\text{opt}}$ 代入 (1-1) 式中，得出最大循环功为：

$$AW_{\max} = c_v (T_3 - \sqrt{T_1 T_3} - \sqrt{T_1 T_3} + T_1) = c_v (\sqrt{T_3} - \sqrt{T_1})^2$$

$$\text{或} \quad W_{\max} = \frac{c_v T_1}{A} \left(\sqrt{\frac{T_3}{T_1}} - 1 \right)^2 \quad (1-7)$$

上式表明等容加热活塞式内燃机循环的最大循环功，是工质的等容比热以及它的最高温度和最低温度的函数。提高温度 T_3 ，降低温度 T_1 以及采用比热值较大的工质，均能增大循环功的极大

值。表 1-2 给出了当 $c_v=0.1714$ 千卡/千克·度和 $T_1=300\text{K}$ 时，最大循环功随温度比的变化。

表1-2 最大循环功随温度比的变化

T_3/T_1		5	6	7	8
$W_{\max}$	千克·米	33554.9	46135.8	59491.8	73413.4
	焦 耳	329073.0	452454.0	583436.0	719965.0

三、热效率、最佳热效率与极限热效率

1. 热效率 η

根据热效率的定义，可以推导出等容加热活塞式发动机的热效率为：

$$\begin{aligned}\eta &= 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{\frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} - T_1}{T_3 - T_1 \varepsilon^{k-1}} \\ &= 1 - \frac{\left(\frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} - T_1\right) \varepsilon^{k-1}}{(T_3 - T_1 \varepsilon^{k-1}) \varepsilon^{k-1}}\end{aligned}$$

或

$$\eta = 1 - \frac{\frac{T_3}{T_1} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} - 1}{\frac{T_3}{T_1} - \varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \tag{1-8}$$

从 (1-8) 式可以看出，循环热效率是压缩比 ε 和绝热指数 k 的函数。当 k 值一定时，热效率随压缩比的增大而提高；而当压缩比相同时，绝热指数 k 越大的工质，循环热效率也越高。图 1-4 为温度比 $T_3/T_1=4$ 和绝热指数 k 为不同值时，热效率随压缩比的变化。在 k 为某一确定值时，不论循环工质的温度比 T_3/T_1 为何值，只要压缩比相同，理想循环的热效率就相同。也就是说，所有不同温度比时的 $\eta-\varepsilon$ 曲线都是重合的。只是温度比 T_3/T_1

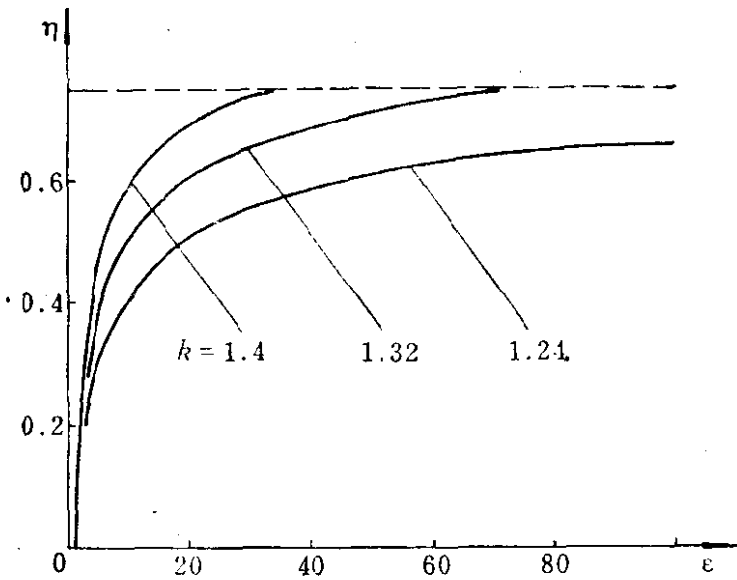


图1-4 $T_3/T_1 = 4$ 和不同 k 值时活塞式内燃机等容加热循环热效率随压缩比的变化

越高，热效率为最大值时所对应的极限压缩比 ϵ_{lim} 越大，从而热效率的最大值或者称之为“极限热效率” η_{lim} 也越高。

2. 最佳热效率 η_{opt}

将最佳压缩终点的温度 T_{2opt} 和它所对应的最佳膨胀终点的温度 T_{4opt} 代入热效率公式中，我们得到循环功为极大值时的热效率，即最佳热效率为：

$$\eta_{opt} = 1 - \frac{\sqrt{T_1 T_3} - T_1}{T_3 - \sqrt{T_1 T_3}} = 1 - \frac{1}{\sqrt{T_3/T_1}} \tag{1-9}$$

上式表明，最佳热效率 η_{opt} 仅是温度比 T_3/T_1 的函数，而与工质的性质无关。 η_{opt} 随着 T_3/T_1 的增大而提高，即提高 T_3 或者降低 T_1 均可以改善发动机的经济性。表 1-3 为这种循环的最佳热效率随循环工质的温度比的变化。

表1-3 最佳热效率随温度比的变化

T_3/T_1	5	6	7	8
η_{opt}	0.5528	0.5918	0.6220	0.6464