

全国汽车维修工等级考试配套教材

汽车维修工 等级考试教材 高级

刘仲国 张永博 编著



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

全国汽车维修工等级考试配套教材

汽车维修工等级考试教材

(高级)

刘仲国 张永博 编著



机械工业出版社

本书是全国汽车维修工等级考试配套教材高级工部分,主要内容有:发动机理论、汽车理论、现代汽车的故障与诊断方法、整车的检测与诊断、发动机的检测与诊断、底盘的检测与诊断和电子控制系统的检测与诊断。

本书可作为汽车维修高级工的等级考试配套教材,也可供汽车维修人员学习参考使用。

图书在版编目(CIP)数据

汽车维修工等级考试教材:高级/刘仲国,张永博编著. —北京:机械工业出版社,2009.2

全国汽车维修工等级考试配套教材

ISBN 978-7-111-26200-8

I. 汽… II. ①刘…②张… III. 汽车-车辆维修-水平考试-教材 IV. U472.4

中国版本图书馆CIP数据核字(2009)第014662号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:徐巍 责任编辑:刘焯 责任校对:李秋荣

封面设计:姚毅 责任印制:乔宇

北京机工印刷厂印刷(兴文装订厂装订)

2009年3月第1版第1次印刷

169mm×239mm·24.75印张·480千字

0 001—3 000册

标准书号:ISBN 978-7-111-26200-8

ISRC CN-M10-09-0006-0/V·T(光盘)

定价:58.00元(含1VCD)

凡购本书,如有缺页,倒页,脱页,由本社发行部调换

销售服务热线电话:(010)68326294

购书热线电话:(010)88379639 88379641 88379643

编辑热线电话:(010)88379771

封面无防伪标均为盗版

全国汽车维修工等级考试配套教材编委会

主任：刘仲国

成员：王海林 赵祚喜 刘庆庭 朱余清 赵 新
李 庆 何效平 罗 阔 杨均忠 黄燕娟
毛彩云 刘 星 林彩霞 武 涛 陈学深
张永博 张 毅 张建莉 李 君 吕恩利
黎 锋 黄伟强

目 录

编者的话

第一章 发动机循环特性及评价指标	1
第一节 发动机工作循环	1
第二节 发动机的性能指标	6
第三节 发动机的换气过程	18
第四节 发动机的压缩过程	29
第五节 发动机的燃烧过程	30
第六节 发动机的膨胀过程	41
第七节 发动机的特性	42
复习思考题	52
第二章 汽车理论	53
第一节 汽车的动力性	53
第二节 汽车的燃油经济性	91
第三节 汽车的制动性	102
第四节 汽车的通过性	124
第五节 汽车的操纵稳定性	131
第六节 汽车的平顺性	148
复习思考题	153
第三章 现代汽车的故障和诊断方法	155
第一节 汽车故障的类型	155
第二节 汽车的常见故障	156
第三节 故障的诊断方法	159
第四节 汽车检测制度	166
第五节 检测诊断的相关标准和法规	169
复习思考题	170
第四章 整车的检测与诊断	171
第一节 整车输出功率的测定	171
第二节 排气污染物的测定	178

第三节 车速表的检验	194
第四节 噪声的测定	198
第五节 灯光的检验	204
第六节 异响的检测与诊断	212
复习思考题	221
第五章 发动机的检测与诊断	222
第一节 发动机功率与油耗的检测与诊断	222
第二节 发动机气缸密封性的检测与诊断	228
第三节 起动系的检测与诊断	235
第四节 点火系的检测与诊断	236
第五节 燃油供给系的检测与诊断	244
第六节 润滑系的检测与诊断	254
第七节 冷却系的检测与诊断	259
复习思考题	262
第六章 底盘的检测与诊断	264
第一节 传动系的检测与诊断	264
第二节 转向系的检测与诊断	268
第三节 制动系的检测与诊断	270
第四节 行驶系的检测与诊断	281
复习思考题	300
第七章 电子控制系统的检测与诊断	302
第一节 概述	302
第二节 电子控制发动机的检测与诊断	305
第三节 电子控制自动变速器的检测与诊断	334
第四节 电子控制防抱死制动和牵引力控制系统的检测与诊断	357
第五节 电子控制安全气囊系统的检测与诊断	364
第六节 汽车电子控制系统的检测诊断设备	366
复习思考题	386
参考文献	387

第一章 发动机循环特性及评价指标

第一节 发动机工作循环

一、发动机理论循环

研究内燃机往往从内燃机的工作循环开始，内燃机实际工作循环在进行中所产生的一系列物理化学变化过程是非常复杂的，在内燃机的实际工作循环过程中，它包含了进气、压缩、燃烧、膨胀和排气等多个过程。在这些过程中，由燃料与空气组成的工质，无论在质和量上都时刻发生着变化，伴随着各种复杂的物理、化学过程，同时，机械摩擦、散热、燃烧、节流等引起的一系列不可逆损失也大量存在，因此，有必要将发动机实际工作循环进行简化，忽略一些次要的影响因素，从而得到便于进行定量分析的理想循环。通过研究理论循环，可达到以下目的：

1) 用比较简单的理论公式来阐明内燃机工作过程中各基本热力参数间的关系，以明确提高理论循环热效率和理论循环平均压力的关系。

2) 确定理论循环热效率的极限，以判断实际内燃机经济性和工作过程进行的完善程度，以及改进潜力。

3) 有利于分析比较内燃机各种不同热力循环方式的经济性和动力性。

根据不同的假设基础，根据不同的理论循环方式，可以得到不同的结论，而理论循环的假设基础越符合实际情况，则分析所得的结果也将越接近于实际。为便于理论循环研究，常常有以下的简化假设：

1) 以空气作为工作循环的工质，并视其为理想气体，整个循环其物理及化学性质保持不变，比热容为常数。

2) 不考虑实际存在的工质更换以及泄漏损失，工质的总质量保持不变，循环是在定量工质下进行，忽略进、排气流动及其影响。

3) 把气缸内的压缩和膨胀过程看成是完全理想的绝热等熵过程，工质与外界不进行热量交换。

4) 分别用假想的加热与放热过程来代替实际的燃烧过程与排气过程，并将排气过程即工质的放热视为等容放热过程。

根据以上假设，可得到内燃机的三种形式理论循环，分别是：点燃式内燃机如汽油机的定容加热循环；压燃式内燃机如柴油机的混合加热循环及燃气轮机的定压加热循环。图 1-1 是三种形式理论循环的示功图：其中图 1-1a 为定容

加热循环，图 1-1b 为定压加热循环，图 1-1c 为混合加热循环。

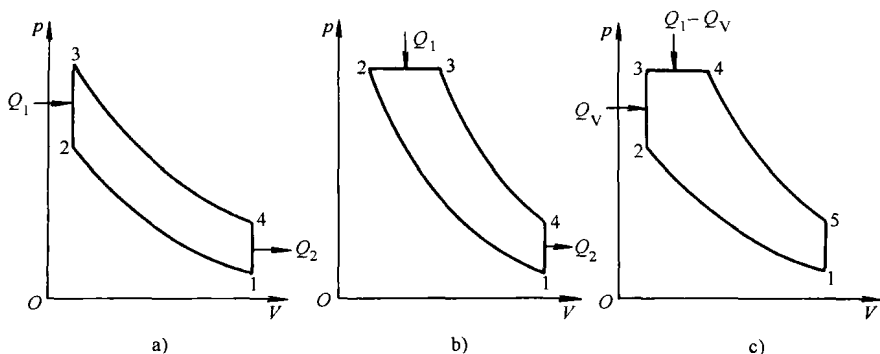


图 1-1 典型的理论循环示功图

a) 定容加热循环 b) 定压加热循环 c) 混合加热循环

在图 1-1a 中：线段 1-2 为绝热压缩过程，线段 2-3 为定容加热过程，3-4 为绝热膨胀过程及 4-1 为定容放热过程。

定容加热循环的特性常采用压缩比 $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$ 及压力升高比 $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$ 表示，由定容加热循环的热效率

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

式中 κ 为等熵指数。

可知：内燃机定容加热循环的热效率主要和压缩比 ε 有关，此外和工质性质所确定的等熵指数 κ 有关。热效率随压缩比而变化的关系如图 1-2 所示，随着压缩比 ε 提高，热效率也不断增大，但其增长的速率逐渐减慢。实际上，当压缩终了的温度及压力超过一定的限度，点燃式内燃机如汽油机等会产生不正常的爆燃现象。因此压缩比不能过高，一般汽油机的压缩比在 6.5 ~ 11 之间。

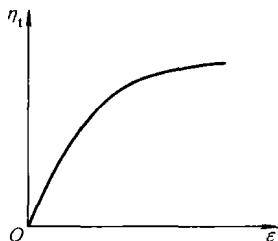


图 1-2 热效率随压缩比变化的关系

另外，随着压力升高比 λ 的增大，可以增加定容加热循环的循环净功。

在图 1-1c 中：线段 1-2 为绝热压缩过程，线段 2-3 为定容加热过程，3-4 为定压加热过程，4-5 为绝热膨胀过程及 5-1 为定容放热过程。

混合加热循环的循环特性常采用压缩比 $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$ 、压力升高比 $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$ 及膨胀比

$\rho = \frac{V_4}{V_3}$ 表示。由混合加热循环的热效率

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

可知：

1) 如果循环的压力升高比 λ 和膨胀比 ρ 不变，则提高压缩比 ε ，可提高混合加热循环的热效率，但其增长的速率逐渐减缓。实际上当压缩比数值较高时，提高压缩比不仅热效率增长较少，而且由于压缩终了压力及燃烧终了压力太高，发动机的机件摩擦消耗的功太多，以致发动机实际的效率无明显的增加，甚至反而减小。因此一般压燃式内燃机的压缩比主要按保证燃料可靠地起燃和正常燃烧来确定。柴油机的压缩比一般在 14 ~ 20 之间。

2) 如果压缩比 ε 不变，则提高压力升高比 λ 和降低膨胀比 ρ ，可提高混合加热循环的热效率。

图 1-1b 反映的是定压燃烧过程压力与比容的关系。有些高增压柴油机及汽车用高速柴油机的燃烧过程主要在活塞离开气缸上止点后的一段行程中进行。这时一面进行燃烧一面进行膨胀，在整个燃烧过程中气缸中气体的压力基本上不变，可以认为是一个定压燃烧过程。

由定压加热循环的热效率公式

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa(\rho - 1)}$$

说明：定压加热循环可以看作是混合加热循环的一个特例，其压力升高比 λ 为 1，即无定容加热过程。提高压缩比 ε 及降低膨胀比 ρ 可提高定压加热循环的循环热效率。

通过以上理论循环中所得到的结论，在用于指导实践时，必须考虑到内燃机实际工作条件的约束和限制：

(1) 结构条件的限制 尽管从理论循环的分析可知，提高压缩比 ε 和压力升高比 λ 对提高循环热效率 η_i 起着有利的作用，但将导致最高循环压力 p_2 的急剧升高，从而对承载零件的强度要求更高，这势必缩短发动机的使用寿命，降低发动机的使用可靠性，为此只好增加发动机的质量，结果造成发动机体积与制造成本的增加。

(2) 机械效率的限制 内燃机的机械效率 η_m 是与气缸中的最高循环压力 p_2 密切相关的，因为该值决定了曲柄连杆机构的质量、惯性力以及主要承压面积的大小等。不加限制地提高 ε 以及 λ ，将引起 η_m 的下降。

(3) 燃烧方面的限制 若压缩比定得过高，汽油机将会产生爆燃、表面点火等不正常燃烧的现象。对于柴油机而言，过高的压缩比将使压缩终了的气缸

容积变得很小,对制造工艺的要求极为苛刻,燃烧室设计的难度增加,也不利于燃烧的高效进行。

目前,柴油机的压缩比 ε 一般在 14 ~ 20 间,最高循环压力 $p_2 = 7 \sim 14 \text{ MPa}$, 压力升高比 λ 在 1.3 ~ 2.2 左右。汽油机的压缩比 ε 在 6.5 ~ 11 之间, $p_2 = 3 \sim 8.5 \text{ MPa}$, λ_p 在 2.0 ~ 4.0 左右。

二、发动机的实际循环

发动机的理论循环是在种种简化假设条件下进行讨论的,而发动机的实际循环中存在不可避免的许多损失,因而它往往达不到理论循环的热效率和循环平均压力值。为使实际循环获得改善,减少与理论循环指标的差距,有必要分析实际循环与理论循环之间的不可逆损失,掌握两者之间的差异,从而为提高发动机工作过程的完善程度指明方向。

下面图 1-3 给出了以非增压四冲程柴油机为例的理论循环和实际循环 $p-V$ 图,其中用实线表示的廓线为实际循环 $p-V$ 图,用虚线表明的是与之相当的理论循环 $p-V$ 图,两个 $p-V$ 图具有同样的热量输入,其差别分别阐述如下:

1. 工质不同的影响

理论循环的工质是理想的双原子气体,并假定其物理化学性质在整个循环过程中是不变的,而实际循环中的工质是新鲜空气、燃料蒸气和燃烧产物等组成的混合气体,它将对循环产生如下的影响:

(1) 工质成分发生变化 在柴油机中燃烧前的工质主要是新鲜空气和上一循环残留废气的混合物;燃烧后工质成为燃烧产物,其各个中间时期的成分不仅与燃料成分有关,而且与燃烧时的过量空气系数和燃烧温度有关。

(2) 工质比热容发生变化 在柴油机中,工质燃烧前以双原子气体居多,而工质燃烧后以三原子气体占多数,而三原子气体比热容要比双原子气体比热容大,工质比热容随着温度的上升而增大,这意味着同样的加热量在实际的循环中所引起的压力和温度的升高要比理论循环的低得多,其最终结果是循环热效率低、循环所作功减少了。

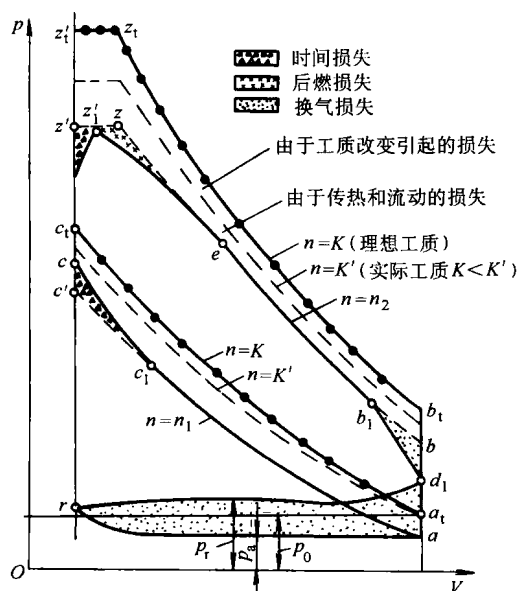


图 1-3 非增压内燃机理论循环和实际循环 $p-V$ 图

(3) 工质发生高温分解 燃烧过程中将达到非常高的温度。实际工质的燃烧产物在高温下将陆续以一定的数量发生分解，同时会吸取相当的热量，所以在燃烧阶段工质的实际压力和温度升高较少，结果同样是循环热效率低，循环平均压力降低。

如上所述，对实际工质的物性和理想工质的对比分析表明，其中起主要影响的还是工质比热容发生变化，其它则影响相对较少。其结果是使循环热效率有所下降。例如，对于压缩比为 18，过量空气系数为 1.5、最高压力为 8MPa 的混合循环，其理论热效率大致为 0.60；当考虑到工质的实际特性时，其热效率将降低到 0.51。

从图 1-3 的 p - V 图中亦可看出工质对理论循环的影响。由于比热容随温度的增加而增大，燃烧膨胀线和压缩线（虚线）分别低于理论循环的燃烧膨胀线和压缩线（点实线），其中燃烧膨胀线由于比热容增加的幅度较大而导致下降幅度也大一些。同时，上述曲线所围成的示功图面积也小于理论循环的示功图面积。

2. 换气损失

理论循环是闭式循环，没有工质的更换，也没有任何形式的流动阻力损失。在实际循环中，吸入新鲜空气与燃料，然后在合适的时候排出燃烧废气，这是循环过程得以周而复始进行所必不可少的。上述过程是通过换气过程进行的。在这一过程中，为尽可能降低排气阻力，排气门需要提前开启，燃气在膨胀到下止点前从气缸内排出（沿 b_1d_1 线），这将使示功图上的有用功面积减少（图中阴影区）；在排气和吸气行程中，气体在流经进排气管、进排气道以及进排气门时，不可避免地存在着流动阻力损失，也需要消耗一部分有用功。上述两项之和称为实际循环的换气损失。此外，由于进气压力 P_a 低于大气压力，使整个压缩线 ac 位于理论压缩线 a_1c_1 的下方。

3. 传热损失

理论循环假设与工质相接触的气缸壁面是绝热的，两者间不存在热量的交换，因而没有传热损失。实际上，缸套内壁面、活塞顶面及气缸盖底面（统称壁面）与缸内工质直接相接触的表面，始终与工质发生着热交换。在压缩初期，由于壁面温度高于工质温度，工质受到加热；随着压缩过程的进行，工质的温度在压缩后期将超过壁面温度，热量将由工质流向壁面；随后，进入燃烧以及膨胀期，工质连续不断地向壁面传出热量。这样，与理论循环相比，示功图上减少的有用功面积将大于压缩线下所增加的面积，其差值即为实际循环的传热损失。传热损失的存在，使循环的热效率和循环的指示功都有所下降，同时增加了内燃机受热零件的热负荷。在图 1-3 中，传热与流动损失的存在，使示功图形状如实线所示。

4. 燃烧损失

燃烧损失包括后燃和不完全燃烧所引起的损失。理论循环中认为，加热过程结束之后即转入绝热膨胀过程。在实际循环中，经常由于供油系统供油不及时、混合气准备不充分、燃烧后期氧气不足等原因而导致燃烧速度减缓，仍有部分燃油在气缸压力达到最高点后继续进行燃烧。称之为后燃。根据发动机转速以及混合气的不同情况，后燃可能持续到上止点后 $40^{\circ} \sim 80^{\circ}$ 才结束，但也有可能一直拖延到排气门打开之时。除此之外，还有少量燃油由于未来得及燃烧而直接排出机外，从而引起不完全燃烧损失。后燃期间，热功转换效率由于膨胀比小而大大降低，不完全燃烧更直接导致了燃料化学能的损失。

5. 时间损失

根据理论循环对燃烧过程的处理，燃烧是外界热源向工质在一定条件下的加热过程。燃烧（加热）速度根据加热方式的不同而有差异，如在等容加热条件下，热源向工质的加热速度极快，可以在容积不变条件下瞬时完成；在等压加热条件下，加热的速度是与活塞的运动速度相配合的，以保持缸内压力不变。实际的燃烧过程需要经历着火准备、火焰传播与扩散、后燃等环节，燃烧速度受到多种因素的制约，与理论循环有很大的差异，这种差异所造成的与燃烧有关的损失最终使指示热效率和平均指示压力明显降低。

6. 涡流、节流及泄漏损失

活塞的高速运动使工质在气缸内产生涡流，造成压力的损失。此外，当没有分隔式燃烧室时，工质在其中的流入和喷出会引起强烈的节流损失，但这些损失可以由于涡流对混合物形成和燃烧的改善而部分弥补过来。另外，气阀处的泄漏可以得到完全的防止，但活塞环处的泄漏却无法避免，只不过在良好的磨合状态下，其泄漏量不多。

通过数量上的分析，在实际循环和理论循环的比较中，工质影响这一项，是人们很难加以改变的。除此之外，使实际循环蒙受最大损失的是上述诸损失中的气缸壁传热损失和燃烧损失。通过实践证明，由于上述损失的存在，实际循环的效率约为理论循环的 75% 左右。

第二节 发动机的性能指标

一、发动机示功图

发动机工作时，气缸内的工质进行着极其复杂的热力学、化学、气体动力学及传热学等方面的过程，通过周而复始的连续不断的工作循环将燃料的热化学能转变为机械功。这部分机械能由曲柄连杆机构的运动来传递，在克服了发动机内部的各种损耗以后对外作功。发动机实际循环中，气缸内的工质每循环更换一次，均是由进气、压缩、燃烧、膨胀及排气等五个过程组成。在各个过

程中,气缸内工质的压力温度随时在变化,为获得正确反映气缸内部实际情况的试验数据,通常利用不同形式的示功器或发动机数据采集系统来观察或记录气缸压力随工作容积或曲轴转角变化所得的坐标图,称之为示功图。示功图有两种形式:以气缸内工作容积为独立变量的称为 $p-V$ 示功图;以曲轴转角为独立变量的称为 $p-\varphi$ 示功图。 $p-V$ 图或 $p-\varphi$ 图两者可以互相转换。图 1-4 为四冲程柴油机的 $p-\varphi$ 示功图。

理论上讲,进气行程由上止点开始至下止点止,实际上在上止点以前进气阀就开启了(点 1),在下止点后才关闭(点 2)。实际的压缩行程是在下止点后,进气阀关闭时开始。当压缩行程接近终点时,在上止点前 θ° 向气缸内喷射燃油(点 3),再经过一段时间,当着火前的物理—化学准备过程完成之后,在点 4 开始燃烧,气缸内压力急速上升。燃烧过程是在膨胀线上结束的,具体时间视发动机的负荷和转速而定。上止点以后开始膨胀行程,也称作做功行程。排气行程在下止点前开始(点 5),直至上止点后(点 6)才结束。

利用曲柄连杆机构的活塞位移和曲轴转角的关系,可以容易地将 $p-\varphi$ 图转换成 $p-V$ 图。相反,从 $p-V$ 图也可转换成 $p-\varphi$ 图。图 1-5 为 $p-V$ 坐标的 $p-V$ 示功图。

四冲程废气涡轮增压发动机的 $p-V$ 示功图(图 1-6)和非增压的基本相似。

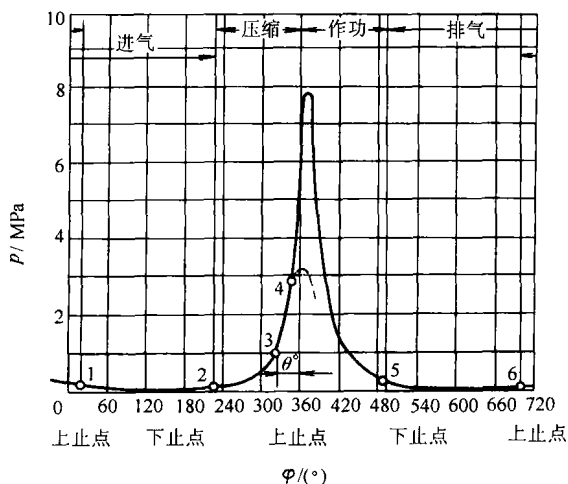


图 1-4 四冲程柴油机的 $p-\varphi$ 示功图

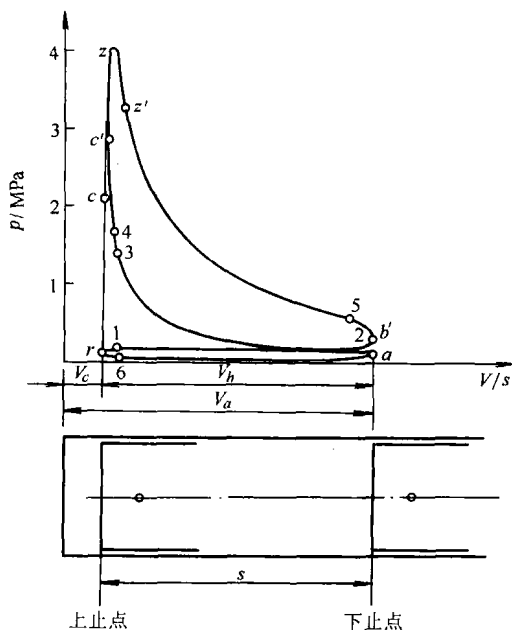


图 1-5 四冲程汽油机的 $p-V$ 示功图

不同方面只有以下两点：

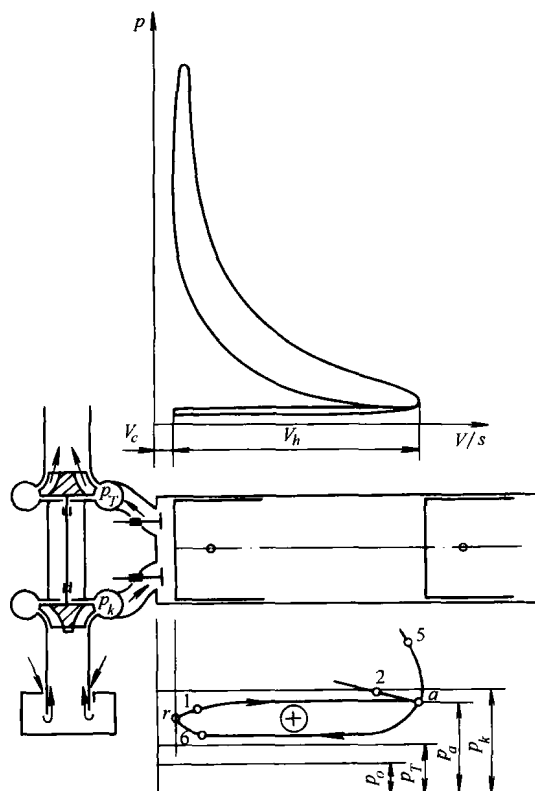


图 1-6 四冲程废气涡轮增压发动机的 p - V 示功图

1. 工质参数高

增压时，进入气缸的新鲜气体是由压气机供给的压缩气体，其压力 p_k 和温度 T_k 都高于外界大气的压力 p_0 和温度 T_0 。由于循环开始时的工质参数值都高于非增压的，所以整个循环的气体参数值都高。另一方面，由于循环进气量增加，可使参加燃烧的燃料量相应增加，这相当于给每循环的热量增加，使气体的温度、压力都随之上升。

2. 进气压力线高于排气压力线

废气涡轮增压发动机的大部分工况，进气压力 p_k 都高于排气压力 p_r 。在低负荷时，有可能 $p_r > p_k$ 。

二冲程发动机的 p - V 图（图 1-7）与四冲程发动机相比，只有换气过程（进气和排气）有所不同。二冲程发动机没有单独的进、排气行程，只有压缩和做功两个行程，曲轴一转完成一个工作循环。新鲜充量是经过扫气泵预先压缩后进入气缸的，由这些高压气体把废气驱除。排气和进气行程，几乎是在做功行

程终点和压缩行程始点附近的部分行程内同时完成的。其它过程（压缩、燃烧和膨胀过程）与四冲程发动机相同。

由图 1-7 可见，在作功行程活塞接近下止点时，排气口开启（点 1），气缸内的膨胀气体向外流出，压力下降；再过一段时间，进气口（扫气口）开启（点 2），经过压气机压缩的高压气体，从扫气口进入气缸，并驱除废气。活塞从下止点向上止点移动时，进气口先关，气缸内气体继续经排气口外流，直至排气口关闭，压缩行程才真正开始（点 3）。

活塞在气缸内的最上位置称为上止点，在最下位置称为下止点。活塞在上止点时的气缸容积称为气缸的压缩室容积 V_c 。活塞由上止点移至下止点所扫过的气缸容积称为气缸工作容积 V_h 。活塞在上、下止点间的位移称为活塞行程 s ，如曲轴回转半径为 R 时，则 $s = 2R$ 。气缸工作容积 V_h 常以 L 为单位，其公式为

$$V_h = \frac{\pi D^2 s}{4}$$

式中 D ——气缸直径；
 s ——活塞行程。

活塞在下止点时的气缸内容积称为气缸的总容积 V_a 。 V_a 、 V_c 、 V_h 有如下关系

$$V_a = V_c + V_h$$

气缸最大容积 V_a 与最小容积 V_c 之比称为压缩比 ε

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

一般，二冲程发动机常用二个压缩比：几何压缩比 ε 和实际压缩比 ε_A 。

几何压缩比

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

实际压缩比

$$\varepsilon_A = \frac{V'_h + V_c}{V_c}$$

如取 $\varphi_L = V'_L/V_h$ 为工作容积损失系数，则两个压缩比的关系为

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_A - \varphi_L}{1 - \varphi_L}$$

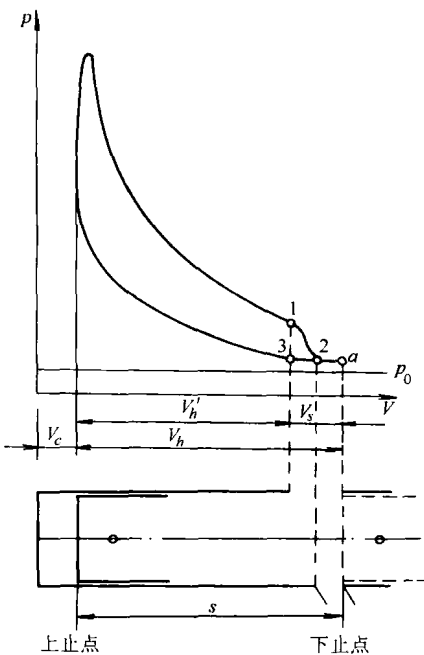


图 1-7 二冲程发动机 p - V 示功图

φ_L 值和换气系统结构有关, 一般范围为 $0.12 \sim 0.25$ 。

二、发动机指示性能指标

1. 指示功 W_i

所谓指示功是指在气缸内完成一个循环所得到的有用功 W_i , 其大小由 $p-V$ 示功图的压力闭合曲线包围的面积所得。图 1-8 表示四冲程和二冲程发动机的示功图的作功面积。

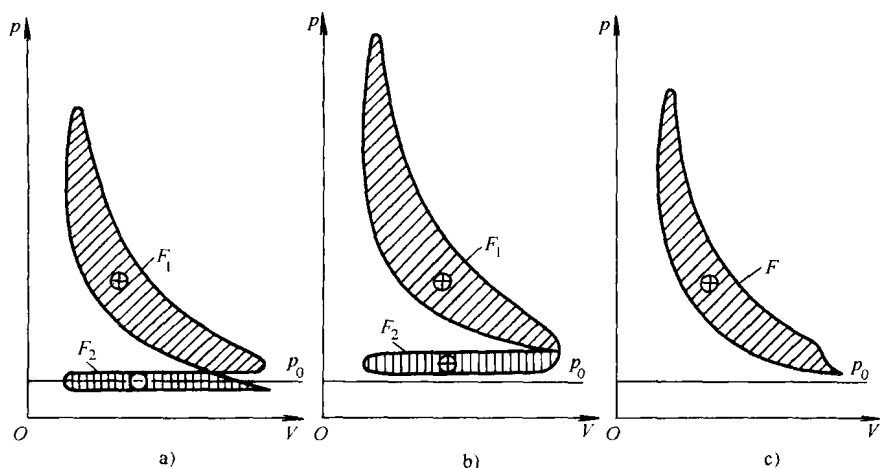


图 1-8 发动机示功图

a) 四冲程非增压发动机 b) 四冲程增压发动机 c) 二冲程发动机

从图 1-8 可见, 表示四冲程非增压发动机指示功的真正面积是由相当于在压缩、燃烧、膨胀过程中所得到的有用功面积 F_1 (+) 和相当于在进、排气行程中消耗的功的面积 F_2 (-) 相减而成。即 $F_i = F_1 - F_2$ 。(F_2 亦称为泵气功)。在四冲程增压发动机中 (图 1-8b), 由于进气压力高于排气压力, 在换气过程中, 工质是对外作功的, 因此, 换气功的面积 F_2 应与面积 F_1 叠加起来, 即 $F_i = F_1 + F_2$ 。在二冲程发动机中 (图 1-8c), 只有一块示功图面积 F_i , 它表示了指示功的大小。

F_i 可以用求积仪或计算方法求得, 然后用下式计算 W_i ($N \cdot m$ 或 J) 值

$$W_i = \frac{F_i a b}{10^6}$$

式中 F_i ——示功图面积 (cm^2);

a ——示功图纵坐标比例尺 (Pa/cm);

b ——示功图横坐标比例尺 (cm^3/cm)。

2. 平均指示压力

虽然指示功 W_i 反映了发动机气缸在一个工作循环中所获得的有用功数量, 它除了和循环中热功转换的有效程度有关外, 还和气缸容积的大小有关, 为了能更明晰地对不同工作容积发动机工作循环的热功转换有效程度作比较, 引出了平均指示压力的概念。所谓平均指示压力, 是指单位气缸容积一个循环所作的指示功

$$P_i = \frac{W_i}{V_h}$$

式中 P_i ——平均指示压力;

V_h ——气缸工作容积。

压缩行程消耗的负功 W_1 (ac 曲线下的面积) 可由高度为 p'_1 、底边为 V_h 的矩形面积表示 (图 1-9)。而膨胀行程所作正功 W_2 (cza 曲线下的面积) 可由高度为 p'_2 、底边为 V_h 的矩形面积表示。显然, 平均指示压力 p_i 在 p - V 示功图上表示底边为 V_h , 面积相当于指示功 W_i 的矩形的高度。平均指示压力也可理解为一个假想的定值压力, 它作用在活塞上, 从上止点到下止点的一个行程做功恰好与指示功相等即

$$p_i V_h = W_i$$

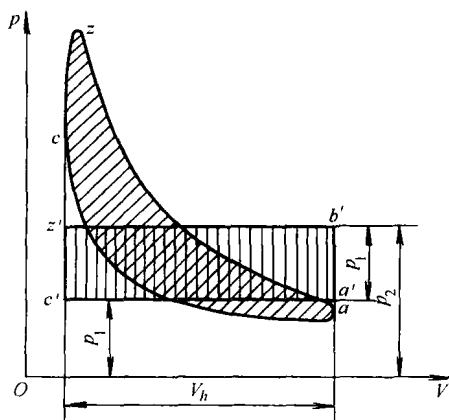


图 1-9 指示功和平均指示压力的关系

当 p_i 值越高时, 同样的气缸工作容积能发出更大的指示功 W_i 。它是评价实际循环动力性能的主要指标。尽管各种发动机的气缸尺寸不同, 只要其平均指示压力 p_i 值高, 就意味着该机的气缸工作容积程度好, 工作循环组织得更有效。

一般发动机在标定工况下 p_i 值的范围如下:

柴油机: 四冲程非增压柴油机	0.6 ~ 0.95 MPa
四冲程增压柴油机	0.85 ~ 2.6 MPa
二冲程柴油机	0.35 ~ 1.3 MPa
汽油机: 四冲程摩托车汽油机	0.9 ~ 1.43 MPa
四冲程轿车用汽油机	0.65 ~ 1.25 MPa
四冲程卡车用汽油机	0.6 ~ 0.85 MPa
二冲程小型风冷机	0.4 ~ 0.85 MPa

3. 指示功率 N_i

每循环占用时间为 t 秒时, 则每个气缸的指示功率 N_i 为