

第一篇 动力输出与能量利用

人们使用动力机械的目的是获取所需的动力，并尽可能减少能量的消耗。因此，任何动力机械的理论，最基本的就是其动力输出与能量利用的原理，也就是动力机械的动力性、经济性问题。

当代的汽车发动机，无论是以汽油机为代表的点燃式内燃机，还是以柴油机为代表的压燃式内燃机，其基本工作原理都是将燃料的化学能转化为热能，再利用热力循环将热能转化为机械能，最后通过机械系统进行动力的有效输出。

在这一过程中，决定动力输出大小的两个因素，就是燃料能量的转换效率和单位时间内加入整机的能量总量——燃料或可燃混合气储能总量。而决定能量利用好坏的因素，则是能量的转换效率。因此本篇的主要内容就是内燃机的能量转换以及循环充气的原理和规律。为了阐明这些问题，本篇还涉及一些各篇章共用的发动机原理的基础知识。

第1章“动力经济性指标及影响因素”是具有导论和纲领性的一章。这一章除了阐明与发动机动力经济性有关的基本概念与定义指标之外，还分别针对上述能量转换与循环充气量两个环节作了整体的、概括性的分析：指出了对发动机动力经济性有影响的各个领域和问题；梳理了分析发动机动力经济性的线索和思路。所有这些对理解动力经济性问题的实质和掌握全篇，乃至全书的脉络和体系都有重要的意义。

第2章“燃料与工质”是分析汽车发动机动力经济性的必备知识，也是第二篇“燃烧与排放”的基础内容。这是因为，真实的循环热效率既取决于热力循环本身，也与循环中传递动力的工质紧密相关。二者对动力经济性的影响具有同等重要的作用。

工质（燃料、空气及各种燃烧产物的混合物）本身不仅对热效率的大小和输出动力的多少有重大影响，而且对发动机混合气的形成方式、燃烧模式、负荷调节方式乃至有害排放物的情况都有实质的影响。正是这一影响才会出现混合气预混合与喷雾混合、点燃与压燃、负荷量调节和质调节的区别；也才会出现柴油机、汽油机以及多种燃料发动机各种性能与结构的差异。本篇将“燃料与工质”单列为一章，正是凸显其应有的位置。

关于能量转换的问题集中在第3章“循环分析与能量利用”中加以论述。

虽然发动机的能量转换有三个环节，但最重要的是作为内燃机热机循环的转换热效率。它是这一章的中心议题。在工程热力学课程中已对内燃机的理论循环作过介绍，但将其应用于发动机实践，并按真实工质和循环特点进行实用和有针对性的分析，仍然是十分必要的。循环分析的目的除了阐明其基本原理外，更重要的是从理论的高度指出改善发动机动力经济性的基本原则和实施方向，起到理论指导实践的作用。

燃料化学能经燃烧转换为热能的燃烧效率，尽管也是一个极为重要的环节，但在正常

燃烧条件下，基本上能全部转换。只是在一些特定条件和不同的调整情况下，才会有各种变化。由于这些情况与燃烧现象密不可分，因此本章不具体涉及燃烧效率问题，而是将其归入第二篇“燃烧与排放”中加以论述。

在循环分析这一章中，对动力输出的机械效率及其检测方法也作了必要的介绍。在实际使用中，机械效率对动力经济性能有很重要的影响。

第4章“换气过程与循环充量”则集中论述了决定动力输出的循环充气量问题。众所周知，千方百计增大每循环或单位时间输入发动机的充气量是提高整机输出功率的直观而有效的方法。发动机增压、二冲程机开发、多气门技术的引入，发动机转速的提高以及进、排气动态效应的应用等等，无一不是从这一思路出发提出的技术措施。这一章不仅分析了四冲程发动机进、排气换气过程的基本原理和规律，还结合上述各方面的技术措施作了进一步的理论分析和实践概括，使得发动机换气过程的分析成为一个全面、有机的体系。

在汽车发动机的发展过程中，由于环保和社会可持续发展的需要，一些非动力经济性的问题，如防治和降低汽车发动机有害排放物的问题，会成为一个阶段中优先要求解决的课题。即便如此，任何企业在采用防污措施的同时，也不能忽视对动力经济性的要求。防污技术的发展，只会使动力经济性能的改善和研究更加深入和完善。

汽车发动机近百年发展的历史一再证实，提高和改善动力经济性能始终是发动机持续发展的主要技术关键。任何动力经济性能不理想的产品，总是不能长久在市场上立足的。

第1章 动力经济性能指标与影响因素

汽车发动机产品质量的优劣，是由一系列工作性能指标来综合评定的。这些指标主要有以下四类：

(1) 发动机在整个运转范围内的动力性能指标，主要指各个工况的功率、转矩和运行速度（活塞平均速度或转速）。实用上，常用典型工况（如标定工况、最大转矩工况）的指标或实际使用运行工况的指标的加权平均数值来表示。

(2) 发动机在整个运转范围内的燃料消耗率（有时考虑润滑油消耗率）的经济性能指标。

(3) 除动力、经济性外的其它运转性能，如有害排放量、噪声和冷起动等性能指标。

(4) 可靠性、耐久性、维修方便性等使用指标。

上述性能指标中，前三项与发动机的工作过程紧密相关。本书主要内容就是这三方面的问题。当然，这并不意味使用性能指标不重要。

本章涉及的主要对象是动力、经济性能指标及其主要的影响环节和参数。这些是发动机原理中最基本的概念和内容。

1.1 工质对活塞所作之功及示功图

1.1.1 工质对活塞做功

无论何种类型的汽车发动机，在其工作循环的每一冲程中，由于活塞总在运动，活塞顶面缸内工质的压力和活塞背面缸外介质的压力（曲轴箱中的工质压力）都要对活塞做功。压力方向与活塞运动方向相同时对活塞作正功，反之作负功，即活塞对工质做功。一个循环所有冲程的上述各功之和就是循环功。发动机就是靠这些往复不断对活塞所作之功，通过曲柄连杆机构而对外连续输出动力的。

无论是冲程功还是循环功，都可以在以压力 p 和气缸容积 V 为坐标的示功图上表示，见图 1-1 及图 1-2。每一冲程所作之功可用压力曲线和横坐标零压力线之间的积分面积 $\int p dV$ 来表示，功量的正负则由力与运动方向的同异来判断。循环功的功量则由示功图上各冲程压力形成的封闭曲线所包围的环积分面积 $\oint p dV$ 来表示。由于冲程功有正有负，所以还要判断各块封闭面积所示的是正功还是负功。

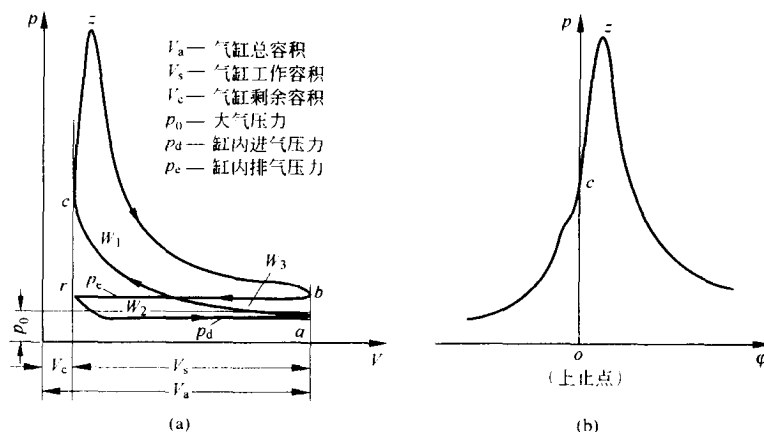


图 1-1 自然吸气四冲程发动机的示功图与压力图

(a) 示功图；(b) 压力图

1.1.2 自然吸气四冲程发动机的示功图

自然吸气四冲程发动机的循环示功图示于图 1-1(a)。缸内工质真实的压力线是波动的，此处以近似的平滑曲线来代替。活塞背面的缸外介质压力近似以大气压力 p_0 表示。图中按箭头所示方向， ac 为压缩冲程曲线， czb 为燃烧膨胀冲程曲线； br 和 ra 分别表示排气和进气冲程的曲线。

由于活塞背面压力 p_0 在四个冲程中对活塞所作之功正好正、负相消，所以循环功可单由缸内工质对活塞所作之功来计算。压缩与燃烧膨胀冲程所作之正功称为循环动力过

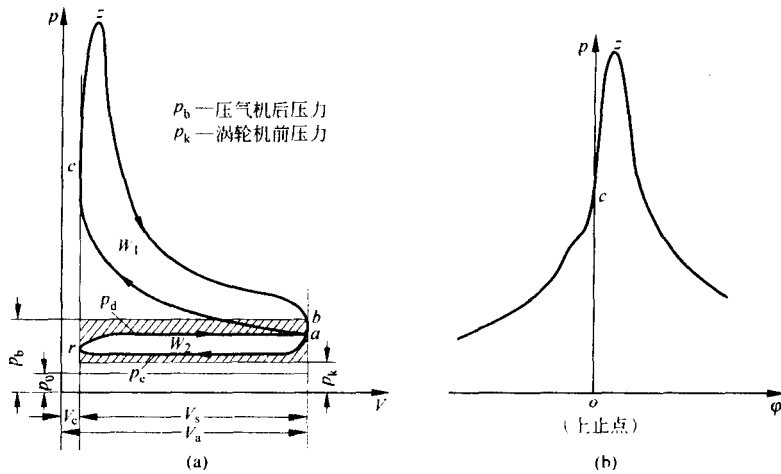


图 1-2 增压四冲程发动机的示功图与压力图

(a) 示功图； (b) 压力图

程功。它是膨胀正功与压缩负功之代数和，以图示封闭面积 $W_1 + W_3$ ，即 $aczba$ 表示。另一块封闭面积 $brab$ 即 $W_2 + W_3$ ，代表进、排气冲程所作之泵气功。它是排气负功与进气正功之代数和。自然吸气四冲程机由于缸内的平均排气压力大于平均进气压力，所以泵气功为负值。于是整个循环输出之净指示功 W_i (kJ) 可表示为

$$W_i = (W_1 + W_3) - (W_2 + W_3) = W_1 - W_2 \quad (1-1)$$

可以看出， W_i 就是示功图上两块封闭面积 W_1 与 W_2 之差^①。

1.1.3 增压四冲程发动机的示功图

增压四冲程发动机的示功图如图 1-2(a) 所示，也同自然吸气机型一样，可由缸内工质对活塞所作之功来表示循环功。冲程曲线的符号也与图 1-1 相同。

由于增压时缸内平均进气压力大于大气压力 p_0 ，一般也大于缸内平均排气压力，所以示功图上的泵气功 W_2 为正功（增压机示功图上类似图 1-1 上 W_3 这样的重叠面积一般很小，故均略而不计）。于是增压机的净指示功

$$W_i = W_1 + W_2 \quad (1-2)$$

它是示功图上两块封闭面积 W_1 与 W_2 之和。

1.1.4 泵气过程功——实际泵气功、理论泵气功和泵气损失功

四冲程发动机的进、排气冲程与往复式活塞压气机的抽、排气的泵气过程类似，所以此时工质对活塞所作之功又叫做泵气过程功。泵气过程功可正，可负。

习惯上把图 1-1 的 W_2 和图 1-2 的 W_2 叫做实际泵气功（一般自然吸气机型的 W_3 值也较小，故可略去只用 W_2 表示）。如果泵气过程中没有节流、摩擦等流动损失的话，泵气

① 因为面积为正值，所以运算时要先判断该面积代表正功还是负功，然后决定用“+”还是“-”号。

功的数值将会更大，此即无损失的理论泵气功。理论泵气功支付泵气损失之后就是实际泵气功。

在图 1-2 所示的增压机示功图中， $(p_b - p_k)V_s$ 长方形包围的面积即为理论泵气功。 p_b, p_k 分别为压气机出口处及涡轮机进口处的压力， V_s 是单缸工作容积。此长方形与实际泵气功 W_2 之间带剖面线部分的面积则代表泵气损失功。对于自然吸气机型，若进、排气过程中无流动损失的话，缸内外应无压差，则理论泵气功为零，于是图 1-1 上由 W_2 所代表的实际泵气负功，也就是泵气损失功。

1.1.5 * ① 二冲程发动机的示功图与曲轴箱换气功

二冲程发动机在曲轴一转的两个冲程中，完成一个完整的工作循环。以曲轴箱扫气二冲程机为例，见图 1-3，活塞向下的冲程（图 1-3(a)），先燃烧、膨胀做功，然后排气孔 1 打开自由排气；再往后扫气孔 2 打开，曲轴箱内被压缩的新鲜工质通过扫气孔进入气缸，一边向缸内充气，一边帮助排气，称为扫气。活塞向上的冲程（图 1-3(b)），先是继续扫气，扫气孔关闭后还继续排气，排气孔关闭后则进行压缩，接近上止点时着火燃烧。向上冲程的某一时刻（图 1-3(c)），活塞下边缘将进气孔 3 打开，曲轴箱吸入新鲜工质，以备下一循环充气、扫气之用。

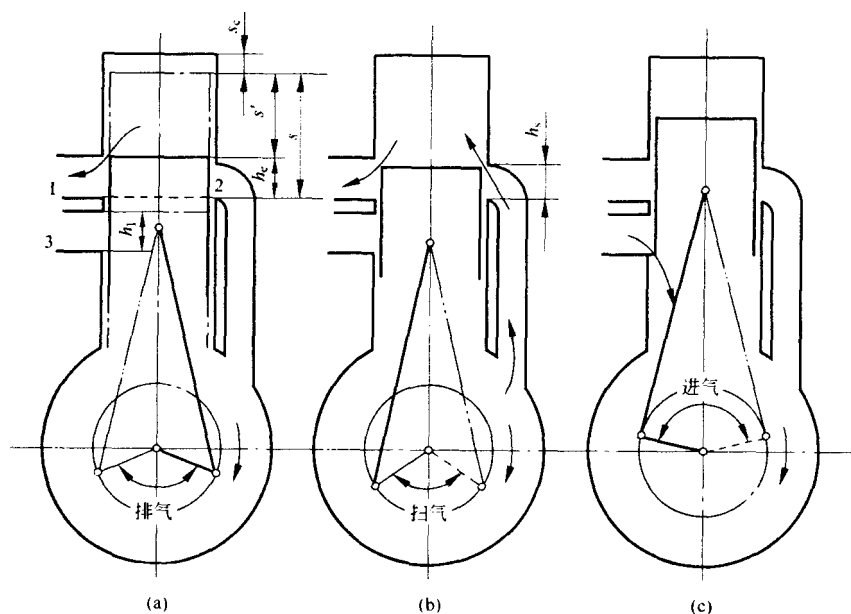


图 1-3 曲轴箱扫气式二冲程发动机工作原理图

1—排气孔； 2—扫气孔； 3—进气孔；

h_1 —进气孔高度； h_s —扫气孔高度； h_c —排气孔高度；

s —冲程； s' —真实封闭行程； s_c —剩余行程

① 正文中加“*”号的内容不属于教学要求的范围。一部分是较深入的供参考的内容；另一部分则是已学过的基础理论的补充说明。

二冲程机同样可在 $p-V$ 示功图上画出缸内工质作功的示功图。对于曲轴箱扫气的机型，活塞背面曲轴箱中新鲜充量的压力 p_B 也是不断变化的，所以还要同时画出 p_B 对活塞所作的换气功示功图，见图 1-4(b)。

由于二冲程机没有单独的进气和排气冲程，所以图 1-4(a)缸内工质作功的示功图所包围的面积，相当于四冲程机的循环动力正功；而图 1-4(b) 曲轴箱换气功示功图所包围的面积，则相当于实际泵气功，且必然是负功。当然，动力功中有进、排气泵气功的成分，而泵气功中还附有扫气的损失。循环功计算中没有必要作过细的分析，可在具体的研究工作中加以考虑。

采用单独扫气泵的二冲程机型，不存在曲轴箱换气功。单独扫气泵消耗的功率要另行计算。

1.1.6 气缸压力图

工作过程中若将缸内工质压力 p 表为随曲轴转角 $\varphi(^{\circ})$ 的变化曲线，则得到气缸压力图，又叫展开示功图，如图 1-1(b) 及图 1-2(b) 所示。气缸压力图实质上表示了缸内压力随时间的变化规律。当转速不变时，曲轴转角与时间成正比，因此气缸压力图被广泛用于结构设计分析、燃烧及动态过程分析。

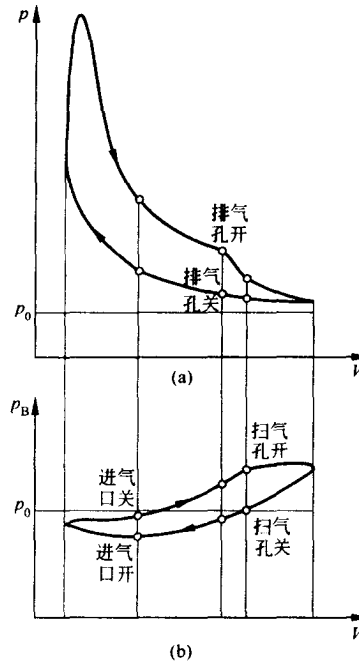


图 1-4 曲轴箱扫气式二冲程发动机的示功图

- (a) 缸内工质对活塞作功；
- (b) 曲轴箱工质对活塞作功

1.2 动力、经济性能指标

1.2.1 指示性能指标与有效性能指标

1. 有效性能指标

以曲轴输出功为计算基准的指标称为有效性能指标，简称有效指标。有效指标被用来直接评定发动机实际工作性能的优劣，因而在生产实践中获得广泛的应用。

2. 指示性能指标

以工质对活塞所作之功为计算基准的指标称为指示性能指标，简称指示指标。指示指标不受动力输出过程中机械摩擦和附件消耗等各种外来因素的影响，直接反映由燃烧到热功转换的工作循环进行的好坏，因而在工作过程的分析研究中得到广泛的应用。

只有与作功有关的指标才有上述区分，其它如发动机转速等指标，则无“有效”与“指

本书大部分转角都是曲轴转角，故单用符号 φ 表示。若为油泵凸轮轴转角则改用 φ_{PA} ；若为其它转角则另行注明。

示'的区别。

1.2.2 指示指标与有效指标的确定及换算

1. 循环指示功、有效功和机械损失功

前述由示功图直接求出的,由式(1-1)及式(1-2)所表示的功 W_i , 就是一个表示循环作功的指示指标,叫做循环净指示功。而每循环由曲轴输出的单缸功量 W_e 则是循环功的有效指标,叫循环有效功。

理论上,由净指示功变为输出有效功,应该扣除运转时传动件消耗的摩擦损失功和各种附件(风扇、水泵等)所消耗的运转功。此两项相加应是循环的实际机械损失功 W_m 。于是有,

$$W_i = W_e + W_m \quad (1-3)$$

生产实践中,很少有人直接通过示功图测出 W_i 值。对于自然吸气机型,一般都是先由试验台架的测功机测算出 W_e 值,然后再由别的方法测出 W_m 值,再用上式计算 W_i 。

遗憾的是,所有实用的测量 W_m 值的方法,在测得的数据中都包含了上一节所述的泵气损失功,无法将其消除。于是,人们干脆把泵气损失也归入机械损失中。这样,式(1-3)中的 W_m 值就由三项组成,即循环摩擦损失功 W_{mf} 、附件消耗功 W_{me} 和泵气损失功 W_p 。

$$W_m = W_{mf} + W_{me} + W_p \quad (1-4)$$

于是,式(1-3)中 W_e 不变而 W_m 加大,因此算出的 W_i 要比理论的净指示功为大。对自然吸气机型,理论上 $W_i = W_1 - W_2$ 。由于加大了相当 W_p 的功量,而 $W_p \approx W_{\zeta}$ (见图1-1) 所以算出的 W_i 就是循环动力过程功 W_{ζ} (实际为 $W_1 + W_3$, 但 W_3 被略去)^①。请注意,实用中自然吸气机型的各项指示指标、有效指标以及机械损失指标,若无专门说明,都是按此定义的循环功值来换算的。对于增压机型,由于尚无有效的测试 W_m 的方法,应注意在文献中是如何具体处理这一问题的。

2. 平均指示压力与平均有效压力

上述循环功是绝对性能指标。为便于对各种不同机型的作功能力进行比较,提出了可相对比较的循环功指标的概念。

(1) 平均指示压力

单位气缸工作容积所作的循环指示功被定义为平均指示压力 p_{mi} ,

$$p_{mi} = W_i / V_s \quad (1-5)$$

p_{mi} 的量纲正巧是压力的量纲。

由式(1-5),

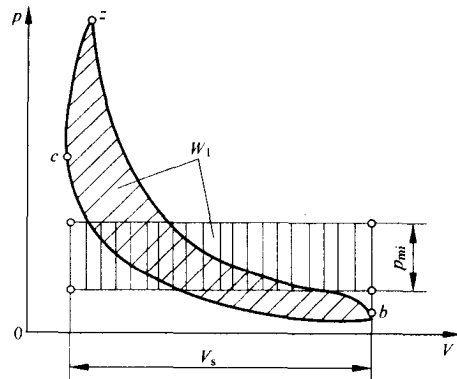


图 1-5 平均指示压力 p_{mi} 的直观示意图

循环动力功在某些文献中又被称为总指示功。这是单从压缩、燃烧、膨胀的动力过程出发定义的。按此定义,净指示功是总指示功(动力过程功)与泵气功之代数差。于是对于增压机型就有净指示功大于总指示功。

$$W_i = p_{mi} V_s = p_{mi} \frac{\pi D^2}{4} s \quad (1-6)$$

式中, W_i ——循环指示功;

D ——气缸直径;

s ——活塞冲程。

式(1-6)表明, p_{mi} 也可看作一个假想的压力, 当其作用于活塞上使其移动一个冲程所作之功, 正好是循环指示功 W_i , 见图 1-5。

(2) 平均有效压力

同理, 可以定义平均有效压力 p_{me} 。它是单位气缸工作容积所作的循环有效功, 也是一个作用于活塞上的假想平均压力, 此力作用于活塞时一个冲程之功正好是 W_e 。

按上述类似定义, 可确定平均机械损失压力 p_{mm} 。

表 1-1 常用的动力、经济性指标, 有效指标和机械损失指标一览表

指标名称	单位	指示指标	有效指标	机械损失指标	各指标间关系
循环功 (单缸)	kJ	W_i	W_e	W_m	$W_e = W_i - W_m$
平均压力	MPa	$p_{mi} = W_i / V_s$ (平均指示压力)	$p_{me} = W_e / V_s$ (平均有效压力)	$p_{mm} = W_m / V_s$ (平均机械损失压力)	$p_{me} = p_{mi} - p_{mm}$
功率	kW	P_i	P_e	P_m	$P_e = P_i - P_m$
转矩	N·m		T_{iq}		
升功率	kW/L (单位排量发出功率)		$P_L = P_e / (V_s \cdot i)$		
比质量	kg/kW (单位有效功率所占质量)		$m_e = m / P_e$		
比体积	m ³ /kW (单位有效功率所占体积)		$V_e = V / P_e$		
能量转换效率		$\eta_{ii} = \frac{W_i}{g_b H_u}$	$\eta_{et} = \frac{W_e}{g_b H_u}$	$\eta_m = \frac{W_e}{W_i}$	$\eta_{et} = \eta_{ii} \eta_m$
单位功率 燃油消耗率	g/(kW·h) (每千瓦小时功所消耗的燃料量)	$b_i = \frac{B}{P_i} \cdot 10^3$	$b_e = \frac{B}{P_e} \cdot 10^3$		$b_i = \eta_m b_e$

1) 对自然吸气机型, 泵气损失归入机械损失后, W_i 应为动力过程功。对于增压机型, 若仍将泵气损失归入机械损失, 则 W_i 应为总指示功——动力过程功与理论泵气功之和。

表中, i ——发动机缸数;

m ——发动机干质量, kg;

V ——发动机所占体积(长×宽×高), m³

g_b ——单缸每循环燃料消耗量, kg;

H_u ——燃料低热值, kJ/kg;

B ——整机燃油消耗率, kg/h;

V_s ——单缸排量, l

$$p_{mm} = W_m/V_s \quad (1-7)$$

3. 其它主要的指示指标与有效指标

表 1-1 中列举了常用的动力、经济性能指示指标和有效指标以及相应的机械损失指标。

4. 指标的测定与换算

工程上，表 1-1 列举的各项有效指标都是在发动机试验台架上测得一些基本数值后，再通过相互物理关系换算出来的。表 1-1 中列出的也是内燃机工程上通用的单位和按此单位得到的实用公式。台架测取的基本值有发动机转速 n 、转矩 T_{iq} 和整机燃油消耗率 B 。

先通过下述两个基本关系式求得 P_e 和 W_e 。

(1) 由转速、转矩和功率的关系求 P_e

$$P_e = 2\pi n T_{iq} \quad (1-8)$$

(2) 由功与功率基本关系求 W_e

$$P_e = \frac{iW_e}{\Delta t}$$

此处 Δt 为一个循环的时间，有

$$\Delta t = \tau/2n$$

τ 为冲程系数，四冲程机 $\tau=4$ 二冲程机 $\tau=2$ 于是有

$$P_e = (2in/\tau) \cdot W_e$$

由上得

$$W_e = \frac{\tau}{2in} P_e \quad (1-9)$$

以 P_e 和 W_e 为基础，按表 1-1 中各有效指标的定义，可求得各有效指标计算式，再利用式(1-8)、式(1-9)求出下述各指标间相互换算关系式：

$$P_e = \frac{2in}{\tau} W_e = \frac{2inV_s}{\tau} p_{me} = 2\pi n T_{iq} \quad (1-10)$$

$$p_{me} = \frac{\tau}{2inV_s} P_e = \frac{\pi\tau}{iV_s} T_{iq} = \frac{W_e}{V_s} \quad (1-11)$$

$$T_{iq} = \frac{P_e}{2\pi n} = \frac{iV_s}{\pi\tau} p_{me} = \frac{i}{\pi\tau} W_e \quad (1-12)$$

$$b_e = \frac{B}{P_e} \quad (1-13)$$

各指示指标之间的换算关系与式(1-8)到式(1-13)各式相同。但是，除 P_i 、 p_{mi} 、 W_i 、 b_i 和 η_i 外，表 1-1 中的其余指示指标很少用到。

表 1-1 中的指标，除功、功率和转矩外，其它都是比较指标。其中平均有效压力 p_{me} 、升功率 P_i 和有效燃油消耗率 b_e 是工程上最常用的，也是极为重要的性能指标。

从式(1-11)不难看出，在一定条件下，平均有效压力 p_{me} 与整机 P_e 、 T_{iq} 和 W_e 都成正比，而 p_{me} 又是一个比较指标，因此它是发动机性能分析中表示动力性能的最具代表性的指标。而升功率 P_i 是发动机强化程度的重要标志。 P_i 愈高，表明发动机工作容积的利

用程度愈高，也表明发动机的强化程度愈高。它是发动机技术和工艺水平高低的综合体现。不断提高 P_L 值是发动机持续发展的方向之一。

1.2.3 动力性能速度指标

从活塞往复运动做功的物理本质来看，确定功率大小的因素除了“力”之外（以 p_{me} 为代表），还有活塞的平均运动速度 v_m ，它是评定发动机动力性能的速度指标。由于发动机通过曲轴旋转输出动力，所以曲轴转速 n 也当作一种速度指标。 n 与 v_m 有一定转化关系

$$v_m = 2sn \quad (1-14)$$

发动机标定工况条件下，不同机型允许的最高活塞平均速度受到表面磨损、热负荷、惯性负荷、机械效率等等因素的制约，大都处于同一量级，变化不大，见表 1-2。但由式 (1-14) 看出 v_m 值由冲程 s 和转速 n 两个因素决定。因此低转速、大冲程的大型机和高转速、小冲程的小型高速机，虽然转速差别极大，但实际 v_m 的差别并不大。可见转速 n 只能作为同一大小型机的速度指标，不能用以判断不同机型的“速度”快慢。这一点往往为初学者所忽略。

* 有时，由于汽车底盘传动系统匹配的需要，要求发动机能适当提高一点转速。为此，可减小一点冲程 s 值；有条件时还可稍加大缸径 D 而不减小排量。这些都使冲程缸径比 s/D 降低而使相同 v_m 限制条件下提高 n 值。 s/D 小于 1 的发动机称为短冲程机。短冲程机一般燃烧室扁平，不利于合理组织燃烧，所以燃油经济性要比长冲程机差一些。但 s 的下降又可降低发动机高度而利于和整车的配套，这又是它的优点。*

表 1-2 给出了当代各种类型车用发动机动力、经济性能指标的大致范围。

表 1-2 不同用途的车用发动机性能参数表

			转速/ r/min	压缩比	$p_{me}/$ kPa	$P_L/$ kW/L	$m_e/$ kg/kW	$b_e/$ g/(kW·h)	$v_m/$ m/s
汽油机	摩托车	四冲程	5000~9000	8~11	700~1000	30~70	4~1	350~270	9~16
	轿车	自然吸气	4500~7500	8~12	800~1100	35~65	3~1	350~250	
		增压	5000~7000	7~9	1100~1500	50~100	3~1	380~280	
	载货车		2500~5000	7~9	800~1000	20~30	6~3	380~270	
柴油机	轿车	自然吸气	3500~5000	20~24	600~800	20~30	5~3	320~240	
		增压	3500~4500	20~24	900~1200	30~40	4~2	290~240	
	载货车	自然吸气	2000~4000	16~18	700~1000	10~15	9~4	240~210	
		增压	2000~3200	15~17	1000~1300	15~20	8~3	230~205	
		增压中冷	1800~2600	14~16	1300~1800	20~25	5~3	225~195	

1.3 影响动力、经济性能指标的环节与因素

上一节介绍的各种动力性、经济性指标的计算式，是通过试验测得某些参数后换算而

得的。这些被测值，如转矩、整机耗油率等都是影响性能的各种参数的综合反映。该计算式不能完整表达各个基本因素或参数对性能影响的规律。必须从工作过程所涉及的基本理化概念出发，归纳出影响上述指标的各因素综合表达式，才能分门别类、有针对性地对影响性能的各个环节与因素进行深入的分析，也才能对发动机的动力性、经济性能有一个全貌的理解。

1.3.1 决定动力输出的“量”与“质”的两大环节

发动机动力输出的过程，本质上是进入整机的燃料化学能转化为曲轴有效输出功的过程。输出功率的大小，首先取决于单位时间内加入整机的化学能的多少，这是“量”的环节。其次，则取决于化学能转换为输出功的效率，这是“质”的环节。

设单位时间内加入整机的燃料总量为 B ，燃料的低热值为 H_u ，而燃料能量转换的总效率，即前述有效效率为 η_e 。则发动机的输出功率为

$$P_e = \eta_e B H_u \quad (1-15)$$

式(1-15)适于任何类型的发动机。对于在机外先预制好均匀混合气的机型，如点燃式汽油机，也可用下式表示，

$$P_e = \eta_e G_m H_{um} \quad (1-16)$$

式中 P_e ——发动机输出功率，kW；

G_m ——单位时间输入的混合气总量，kg/h；

H_{um} ——混合气的质量低热值，kJ/kg。

下面将分别就式(1-15)、式(1-16)的各分项进行更仔细的分析。

1.3.2 燃料及可燃混合气的热值

1. 燃料的低热值

单位质量的燃料在指定状态（标准温度 25℃ 初始压力 101.3kPa）下，定压或定容完全燃烧所能放出的热量——反应热，叫做燃料的热值。完全燃烧是指燃料中的 C 全变为 CO_2 ，H 变为 H_2O 和 S 变为 SO_2 。

燃烧时 燃烧产物的 H_2O 以气态排出，其气化潜热未能释放之热值叫低热值。发动机排出的废气中，水都呈气态，所以适用低热值。有关热值的问题在第 2 章中还要详细说明。

2. 可燃混合气热值

可燃混合气热值是单位质量或单位体积可燃混合气的低热值。它取决于燃料热值和燃料与空气的混合比。这一比例反映了混合气中燃料浓和稀的程度，是发动机的一个极为重要的参数。它有三种不同的表示方法：

(1) 过量空气系数 ϕ_a

设单位质量的燃料完全燃烧所需的理论空气量为 l_0 ，而实际供给的空气量为 l 则 ϕ_a 定义为

$$\phi_a = \frac{\text{实际供给的空气量}}{\text{完全燃烧理论空气量}} = \frac{l}{l_0} \quad (1-17)$$

$\phi_a > 1$ 为稀混合气, $\phi_a < 1$ 为浓混合气, $\phi_a = 1$ 则为具有化学计量比 (理论混合比) 的混合气, 此时燃料与空气中的氧气完全燃烧。西方国家资料中常用 $1/\phi_a$ 表示混合气浓度, 称为燃空当量比。

化学计量比表示完全燃烧时空气与燃料的质量比, 是无量纲数, 此处就是 $l_0 : 1$, 即 l_0 。

(2) 空燃比 α

指混合气中空气质量与燃料质量之比。

(3) 燃空比 ϕ 或 $1/\alpha$

指混合气中燃料质量与空气质量之比, 是空燃比的倒数。

以上三种表示法可相互转换。由式 (1-17), 若燃烧燃料量为 m 时, 供给 $ml = m\phi_a l_0$ 的空气,

则

$$\alpha = m\phi_a l_0 / m = \phi_a l_0 \quad (1-18)$$

而

$$\phi = 1/\phi_a l_0 \quad (1-19)$$

理论计算表明 (见第 2 章), 汽油的化学计量比 $l_0 = 14.8$, 柴油的 $l_0 = 14.3$ 故汽油机的 $\alpha = 14.8\phi_a$ 或 $\phi \approx 0.067/\phi_a$, 柴油机 $\alpha = 14.3\phi_a$ 或 $\phi \approx 0.069/\phi_a$ 。

由上分析, 1 个质量单位的燃料若供给空气量为 l 个质量单位的空气, 则可燃混合气质量热值 H_{um} 的计算式为

$$H_{um} = H_u / (1 + l) = H_u / (1 + \phi_a l_0) \quad (1-20)$$

对于过量空气系数 ϕ_a 应该分清是缸内局部地区的真实值, 还是整个缸内混合气的平均值。柴油机在喷雾及混合气形成过程中, 缸内各处的混合气浓度是不均匀的。进行整机性能分析时, 往往用的是平均值。而在燃烧和排放的细部分析时, 则又会用到局部地区真实值。汽油机因为是预制均匀混合气, 各处的 ϕ_a 都是相同的。

1.3.3 整机燃料消耗率与可燃混合气量

1. 整机燃料消耗率 B

设单缸循环供油量为 g_b , 则有

$$B = \frac{2\pi n g_b}{\tau} \quad (1-21)$$

2. 可燃混合气流量 G_m

G_m 是单位时间进入整机的新鲜空气量 A_a 和燃料量 B 之和。理论上, 每循环进入缸内的空气量, 应为按进气系统前的状态计算而得的与发动机排量相同的空气量。但由于种种原因, 缸内状态有变化, 充气量并非理论值。为此, 引入了发动机充气系数 (又叫充气效率或容积效率) ϕ_c 的概念。

ϕ_c 被定义为每缸每循环吸入缸内的新鲜空气量 m_a 与按进气系统前状态计算而得的

理论充气量 $\rho_s V_s$ 的比值。^① ρ_s 为大气密度（自然吸气机型）或压气机后增压空气密度（增压机型）。

$$\phi_c = \frac{m_a}{\rho_s V_s} \quad (1-22)$$

ϕ_c 是决定发动机动力性能和进气过程完善程度的极为重要的评定指标，第 4 章中有详细论述。

由式 (1-22)，可求出整机的可燃混合气流量 G_m

$$\begin{aligned} G_m &= A_a + B = A_a + A_a / (\phi_a l_0) = A_a \left(\frac{1 + \phi_a l_0}{\phi_a l_0} \right) \\ &= 2\phi_c \rho_s V_s \text{in} \frac{1}{\tau} \left(\frac{1 + \phi_a l_0}{\phi_a l_0} \right) \end{aligned} \quad (1-23)$$

进一步引入理想气体状态方程 $p_s = \rho_s R_s T_s$ ，则上式再整理为

$$G_m = 2 \frac{\phi_c V_s p_s \text{in}}{R_s T_s \tau} \left(\frac{1 + \phi_a l_0}{\phi_a l_0} \right) \quad (1-24)$$

式中 p_s ——进气系统前空气压力；

T_s ——进气系统前空气温度；

R_s ——空气的气体常数。

3.4 燃料的能量转换总效率——有效效率 η_{et}

发动机由燃料化学能转换为曲轴输出功共历经三级转换过程，存在三个转换效率。

1. 燃烧效率 η_c

为燃料化学能通过燃烧转为热能的百分比。

$$\eta_c = \frac{Q_1}{g_b H_u} \quad (1-25)$$

式中 Q_1 ——每缸每循环燃烧时发出的热量。

2. 循环热效率 η_t

为燃烧发出的热量 Q_1 ，经发动机热力循环转为工质对活塞所作指示功 W_i （此处仅指动力过程功）的百分比。

$$\eta_t = \frac{W_i}{Q_1} \quad (1-26)$$

3. 机械效率 η_m

为指示功 W_i 减去机械损失功 W_m 后，转为有效输出功 W_e 的百分比。

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (1-27)$$

对于自然吸气机型，上述三效率之乘积即为燃料的能量转换总效率——有效效率 η_{et} 。

有的文献将充量系数定义为吸入缸内的工质质量与理论工质质量的比值。对于汽油机，由于工质中燃油分子占一定的容积，因而其值与式 (1-22) 定义的数值有所不同。而且此容积与混合比、燃料分子热物性参数都有关系，计算十分繁琐。因此本书统一按式 (1-22) 定义论述。

$$\eta_{ei} = \eta_c \eta_i \eta_m = \frac{W_c}{g_b H_u} \quad (1-28)$$

在工程实际中，定义

$$\eta_{ei} = \eta_i \eta_m \quad (1-29)$$

η_i 为指示效率。于是对自然吸气机型有 $\eta_i = \eta_c \eta_i$ 。对于增压机型，则有 $\eta_i > \eta_c \eta_i$ 。因为除热功转换的动力过程功外，理论泵气正功也是有用的机械功。

此处将 $\eta_i \eta_c$ 定义为指示效率，而在后文中，又常把 η_i 与循环热效率 η_c 同等对待。这就意味着在这些分析中，假定燃料能完全燃烧，即 $\eta_c = 1$ 或 $Q_1 = g_b H_u$ 。

在发动机实际运行中，当可燃混合气偏稀而又能正常进行混合和燃烧时，汽油机的 $\eta_c = 0.95 \sim 0.98$ 柴油机则为 $\eta_c \approx 0.98$ 。因此假定 $\eta_c = 1$ 是可以接受的，见图 1-6。这样作，在进行循环分析时，可以免去很多复杂的影响不大的环节。但在混合气偏浓或燃烧调节不当吋， η_c 就会降低。这是第二篇中要讨论的合理组织燃烧的问题。此时 η_c 下降导致 η_i 的降低，并非循环过程出了问题，不会干扰动力输出的理论分析。

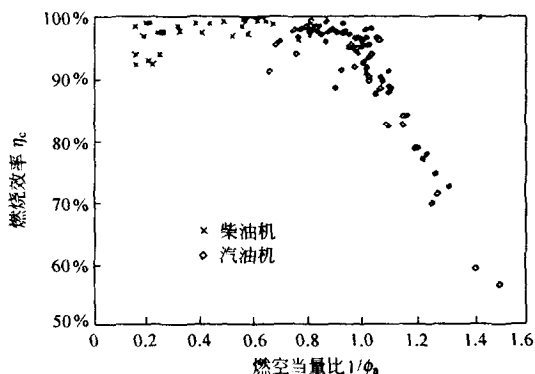


图 1-6 燃烧效率 η_c 与混合气成分的关系

1.3.5 整机有效输出功率及燃料消耗率的参数综合表达式

将式 (1-20)、式 (1-21)、式 (1-24) 和式 (1-28) 代入式 (1-15) 和式 (1-16) 中，经整理可得到下列两个整机的有效输出功率的参数综合表达式：

$$P_e = \eta_{ei} B H_u = \eta_c \eta_i \eta_m g_b H_u \left(\frac{2in}{\tau} \right) \quad (1-30)$$

$$\begin{aligned} P_e &= \eta_{ei} G_m H_{um} = \eta_c \eta_i \eta_m \left(\frac{H_u}{1 + \phi_a l_0} \right) \phi_c V_s \left(\frac{p_s}{R_s T_s} \right) \left(\frac{1 + \phi_a l_0}{\phi_a l_0} \right) \left(\frac{2in}{\tau} \right) \\ &= \eta_c \eta_i \eta_m \left(\frac{H_u}{\phi_a l_0} \right) \phi_c V_s \left(\frac{p_s}{R_s T_s} \right) \left(\frac{2in}{\tau} \right) \end{aligned} \quad (1-31)$$

上述式 (1-30) 和式 (1-31) 可相互转换，对任何发动机都适用。实际上，式 (1-30) 更适于柴油机，因为柴油机的循环油量 g_b 是一个可直接测出的值，式 (1-31) 则更适于汽油机。

式 (1-31) 中的 $H_u / (\phi_a l_0)$ 项可理解为进入气缸的单位空气量分配到的燃料热量。

$\phi_c V_s \left(\frac{p_s}{R_s T_s} \right) \left(\frac{2in}{\tau} \right)$ 项为单位时间进入整机的空气量。于是式 (1-31) 就可直接理解为按空

气所分配到的能量求得的输出功率表达式。

下面进一步推导有效燃油消耗率的参数综合表达式。

式(1-13) $b_e = B/P_e$ 中 整机燃料消耗率 B 可由式(1-21)引出 此时 $g_b = \phi_c \rho_s V_s$,

$$B = 2 \frac{\phi_c V_s p_s i n}{R_s T_s \tau} \quad (1-32)$$

再将式(1-31)的 P_e 代入 则得

$$b_e = \frac{1}{\eta_c \eta_i \eta_m} H_u = \frac{1}{\eta_i \eta_m H_u} = \frac{1}{\eta_{ei} H_u} \quad (1-33)$$

式(1-33)表明, 燃料消耗率 b_e 只与能量转换效率和低热值有关, 而与可燃混合气总量无关。

式(1-30)、式(1-31)、式(1-33)的 P_e 及 b_e 参数综合表达式涉及了动力、经济性能中“量”与“质”两大环节的多达 15 个性能与结构参数。各因素所起的作用又十分明确。这就理顺了分析发动机动力、经济性问题的思路。事实上, 每一个因素就是发动机动力、经济性能所涉及的一个领域或研究方向。本篇后续 3 章就是分别针对燃料与工质、能量转换以及循环充气量三方面涉及的理论以及影响因素展开分析的。

* 这 15 个因素概括了发动机动力、经济性能涉及的方方面面, 它们分别为:

H_u, l_0 ——燃料特性与燃烧热化学的影响;

R_s ——工质热力特性的影响;

η_i ——工作过程热力循环与工质特性的影响;

η_c ——混合气形成与燃烧过程的影响;

η_m ——与机械损失有关的机械学、流体力学的影响;

ϕ_c ——进、排气过程及热流体动力学的影响;

r_s ——混合气形成与燃油供给方式的影响;

ρ_s 或 $p_s/R_s T_s$ ——进气状态与增压中冷方式的影响;

n ——发动机转速的影响;

V_s, i ——多缸机缸数与排量的影响;

τ ——四冲程与二冲程的影响;

g_b ——柴油机喷油系统供油特性的影响。

第2章 燃料与工质

发动机工作过程中，缸内的工作物质是成分和比例不断变化的气体——空气、燃料蒸气及燃烧产物的混合物或气体、液体（燃料液滴）的混合物。这些不断变化的工质对发动机的各种性能以及燃烧工作模式有着巨大的影响。

第一，缸内工质是热力循环中热功转换的传递物。它的各种热力参数，如定压和定容比热容 c_p 和 c_v 、等熵指数 $\kappa=c_p/c_v$ 、特种气体常数 R 等都对循环热效率有着巨大的影响。它是决定动力、经济性能“质”的环节的重要因素。对热效率的影响绝不亚于循环参数如压缩比 ϵ 等的影响。

第二，缸内燃料与空气组成的可燃混合气又是发动机能量输出的源泉。燃料的热值 H_u ，特别是可燃混合气的热值 H_{um} ，更是决定动力经济性能“量”的环节中的主要因素之一。

第三，燃料的理化特性在很大程度上决定了混合气形成、着火燃烧以及发动机负荷调节的不同模式。这一模式反过来又对循环效率、充量系数有重大的影响，即对动力、经济性能产生间接的重大的影响。此外，不同燃料的理化特性也影响到有害排放物的成分和数量。这些是形成汽油机、柴油机以及多种燃料发动机结构和性能差别的主要原因。

过去容易忽视燃料与工质在发动机工作过程中的重大作用。这是因为，在排气污染以及能源短缺成为社会广泛关注的热点之前，汽油、柴油往往被看作发动机固定的取之不尽的能源。工质也就被当作一个不变的固定因素。一当上述问题显现后，各种代用燃料（天然气、石油气、醇类燃料及氢气等）以及各种新的燃烧模式（汽油机缸内直喷、双燃料燃烧等）应运而生，燃料与工质的影响就凸显出来了。没有对燃料与工质特性的深入分析与研究，要开发出有实用价值的代用燃料新机型是不可能的。

本章的内容不仅是动力、经济性能分析的基础知识，也是燃烧与排放分析的理论依据之一。

2.1 燃料及其理化特性

2.1.1 汽车发动机的常规燃料与代用燃料

并不是所有燃料都能被社会认可而用作汽车发动机的燃料。汽车发动机燃料应综合满足如下要求：

- (1) 资源丰富，价格适宜而且供应充足；
- (2) 燃料理化性能适应发动机燃烧及车辆行驶的综合性能的要求；
- (3) 通过一定措施能满足有害排放物及噪声的法规要求，燃料本身对人体健康影响小；

- (4) 能量密度高,每次加装后行驶里程长,储运、使用以及管网设置安全、方便;
- (5) 燃料的供给及燃烧装置不过于昂贵,对发动机寿命及可靠性无不良影响。

全面满足上述要求是十分困难的。一般都是在当时当地的具体条件下,综合加权比较后处于前列者,才有可能得到推广应用。

到目前为止,汽车发动机绝大多数还是使用石油制品的液体燃料——汽油和柴油。尽管二者有不少缺点,比如有害排放相对严重等等,但综合来看,还一时不能为其它燃料大量替代。所以汽油、柴油习惯上被称为汽车发动机的常规燃料,而其余则叫做代用燃料。“常规”与“代用”是相对的。当然不排除在以后,由于资源枯竭和其它原因,汽油、柴油不再大量采用,而其它燃料居于“常规”位置。

目前,人们正广泛开展代用燃料的应用研究。不仅是战略上石油资源告罄后,技术储备的需要,也是出于解决汽油、柴油对环境较大污染的现实要求。某些被称为“清洁燃料”的代用燃料,如液化石油气(LPG)、压缩天然气(CNG)、甲醇等等,目前已在某些地区和城市推广使用就是这个道理。

代用燃料按物态区分,有三类:

(1) 气体代用燃料

压缩天然气是单独开采的甲烷(CH_4)气体燃料,20MPa高压后瓶装使用。液化石油气为原油分馏后,常温下为气体的丙烷、丁烷及少数戊烷混合物,0.5~1.0MPa压缩液化后瓶装使用。其它有氢气(H_2)、沼气(CH_4)、发生炉煤气(CO)、水煤气(CO, H_2)等,此外,某些化工产品的气体燃料,如二甲基醚($\text{CH}_3\text{—O—CH}_3$)可用作柴油机代用燃料。

(2) 液体代用燃料

它们是甲醇(CH_3OH)、乙醇($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$)和某些动、植物油及可燃的化工液体副产品。

(3) 固体代用燃料

它们是煤粉、水煤浆等。

代用燃料按化学成分又可分为两类:

(1) 除汽油、柴油之外的烃燃料 C_nH_m

主要成分是碳和氢。C、H含量适中时多为液体。C分子数减少多为气体,如 CH_4 等,极端情况不含C就是纯氢 H_2 ;反之,C分子增加多为重质燃料,C原子进一步增多,基本不含H时就成为煤炭(煤粉与水煤浆)。

(2) 含氧燃料

含氧燃料成分中,除C和H外,还含有一定比例的氧。甲醇(CH_3OH)、乙醇($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$)以及动、植物油、煤气(CO)都是含氧燃料。氧不能自燃但能助燃,所以含氧燃料的热值都不高,但因本身有氧,所需外界空气量也相应减少,其混合气热值并不一定比烃类燃料低。这一点很重要,后文有详细说明。

除烃类和含氧燃料外,还有一些含C、H、O以外元素的燃料,如乙硼烷(B_2H_6)等。但由于资源、价格和性能各方面的原因,尚未在汽车发动机中推广应用。

2.1.2 汽车发动机燃料的主要理化特性

燃料的特性和指标非常多,现将对汽车发动机燃烧和运转有重要影响的主要理化特