



21世纪

高等学校精品规划教材

内燃机原理

黎苏 李明海 编



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn



21世纪

高等学校精品规划教材

内燃机原理

黎苏 李明海 编



中国水利水电出版社
www.waterpub.com.cn

内 容 提 要

本书系统阐述了内燃机工作过程的基本理论及控制方法,以现代电子控制内燃机技术为主,着重讲述内燃机热功转换的基本原理、特性分析方法以及性能提高和改善排放的技术措施。全书共八章,分别讲述内燃机工作循环与性能指标,内燃机换气过程与增压技术,内燃机燃料与燃烧,汽油机的燃烧过程及排放控制,汽油机管理系统,柴油机混合气形成与燃烧,柴油机燃料喷射与雾化,内燃机特性与匹配。

本书可作为热能与动力机械工程专业及其相关专业的本科生、硕士研究生教材,也可供从事内燃机研究开发的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

内燃机原理 / 黎苏, 李明海编. -- 北京: 中国水利水电出版社, 2010. 2
21世纪高等学校精品规划教材
ISBN 978-7-5084-7224-9

I. ①内… II. ①黎… ②李… III. ①内燃机—高等学校—教材 IV. ①TK4

中国版本图书馆CIP数据核字(2010)第024213号

书 名	21世纪高等学校精品规划教材 内燃机原理
作 者	黎苏 李明海 编
出版发行	中国水利水电出版社 (北京市海淀区玉渊潭南路1号D座 100038) 网址: www.waterpub.com.cn E-mail: sales@waterpub.com.cn 电话: (010) 68367658 (营销中心)
经 售	北京科水图书销售中心(零售) 电话: (010) 88383994、63202643 全国各地新华书店和相关出版物销售网点
排 版	中国水利水电出版社微机排版中心
印 刷	北京市兴怀印刷厂
规 格	184mm×260mm 16开本 13.25印张 314千字
版 次	2010年2月第1版 2010年2月第1次印刷
印 数	0001—3000册
定 价	25.00元

凡购买我社图书,如有缺页、倒页、脱页的,本社营销中心负责调换

版权所有·侵权必究

前言

针对日益严格的排放法规和节能要求，内燃机从结构到控制技术都发生了很大的变化，使得传统的单纯机械式内燃机已变成高度机电一体化的产品，内燃机的原理也得到进一步发展。本书编写的着眼点就是在阐明内燃机工作过程基本理论及控制方法的同时，力求反映当前内燃机领域的最新研究成果和技术水平。

本书根据作者多年的教学经验和科研工作体会而编著，主要以现代电子控制内燃机技术为主，着重于内燃机原理基本理论和基本概念的阐述，并注意简明扼要。其主要内容包括：内燃机工作循环与性能指标，内燃机换气过程与增压技术，内燃机燃料与燃烧，汽油机的燃烧过程及排放控制，汽油机管理系统，柴油机混合气形成与燃烧，柴油机燃料喷射与雾化，内燃机特性与匹配等。

本书由河北工业大学黎苏教授和大连交通大学李明海教授编著，其中黎苏教授完成了第二～第五章以及第七章的初稿，李明海教授完成了第一章、第六章、第八章的初稿。初稿完成后，由黎苏教授对全部章节进行了细致的修改和审核，最终定稿。本书在编写、图表整理和文字校对过程中得到了河北工业大学动力机械及工程专业硕士研究生杨立峰、张少杰、郎晓娇和李丽的帮助，在此谨表谢意。

本书由吉林大学（原吉林工业大学）黎志勤教授对全书进行了审阅并提出了宝贵的修改意见，在此深表感谢。

本书涉及面广，加上编者水平有限，书中的错误和疏漏在所难免，恳请院校师生和读者批评指正。

作者

2009年10月

于天津

符 号 说 明

A/F —空燃比	
B —燃料消耗量	kg/h
BDC —下止点	
b_e —燃料消耗率	g/(kW·h)
b_i —指示燃料消耗率	g/(kW·h)
c_p —定压比热	kJ/(kg·K)
c_v —定容比热	kJ/(kg·K)
D —气缸直径	mm
H_u —燃料低热值	kJ/kg
i —气缸数	
k —绝热指数	
m —质量	
n —内燃机转速	r/min
n_1 —压缩多变指数	
n_2 —膨胀多变指数	
P_e —有效功率	kW
P_i —指示功率	kW
P_L —升功率	kW/L
P_m —机械损失功率	kW
p —压力	kPa, MPa
p_a —进气终了压力	kPa
p_k —增压压力	kPa
p_c —压缩终了压力	MPa
p_{max} —最高燃烧压力	MPa
p_{me} —平均有效压力	MPa
p_{mi} —平均指示压力	MPa
p_{mm} —机械损失平均压力	MPa
p_i —理论循环平均压力	kPa
S —活塞行程	mm
T, t —温度	K, °C
T_a —进气终了温度	K
T_c —压缩终了温度	K
T_z —最高燃烧温度	K
T_r —排气终了温度	K

T_{tq} —有效转矩	N · m
v_{m} —活塞平均速度	m/s
V_{a} —气缸总容积	L
V_{c} —压缩容积	L
V_{s} —气缸工作容积	L
W —功	kJ
W_{i} —指示功	kJ
α —过量空气系数	
ε —压缩比	
η_{e} —有效热效率	
η_{i} —指示热效率	
η_{m} —机械效率	
η_{t} —理论循环热效率	
θ —点火或喷油提前角	°CA
λ —压力升高比	
τ —行程数 (四行程 $\tau=4$, 二行程 $\tau=2$)	
τ_{i} —滞燃期	ms
φ —曲轴转角	°CA
φ_{i} —滞燃角	°CA

目录

前言

符号说明

第一章 内燃机工作循环与性能指标	1
第一节 内燃机的理论循环	1
第二节 四行程内燃机的实际循环	5
第三节 指示性能指标	10
第四节 有效性能指标	12
第五节 机械损失	16
第六节 提高内燃机动力性和经济性的途径	19
第七节 内燃机的热平衡	21
第二章 内燃机换气过程与增压技术	24
第一节 四行程内燃机的换气过程	24
第二节 换气损失与泵损失	26
第三节 充气效率和残余废气系数	28
第四节 提高充气效率的措施	30
第五节 二行程内燃机的换气过程	33
第六节 内燃机增压技术	37
第三章 内燃机燃料与燃烧	51
第一节 内燃机的燃料及其提炼方法	51
第二节 燃料的使用性能	54
第三节 燃烧的热化学	61
第四节 燃烧的基本理论	64
第四章 汽油机的燃烧过程及排放控制	73
第一节 正常燃烧过程	73
第二节 不正常燃烧	78
第三节 汽油机的排气净化	82
第四节 汽油机的燃烧室	92

第五章 汽油机管理系统	101
第一节 电控时代的汽油机	101
第二节 气缸充量控制与混合气形成子系统	103
第三节 电控点火子系统	117
第四节 电控单元	121
第六章 柴油机混合气形成与燃烧	125
第一节 柴油机的混合气形成方式	125
第二节 柴油机的燃烧过程	129
第三节 柴油机的排放控制	135
第四节 柴油机燃烧室	146
第七章 柴油机燃料喷射与雾化	153
第一节 燃料喷射系统概述	153
第二节 传统机械式泵—管—嘴系统的燃料喷射	156
第三节 电控燃油喷射系统	161
第八章 内燃机特性与匹配	174
第一节 内燃机的工况	174
第二节 性能指标的分析式与台架试验	175
第三节 内燃机的负荷特性	180
第四节 内燃机的速度特性	182
第五节 柴油机的调速特性	187
第六节 内燃机的万有特性及功率标定	193
第七节 内燃机与工作机械的匹配	197
参考文献	204

第一章 内燃机工作循环与性能指标

第一节 内燃机的理论循环

内燃机的实际工作循环是由进气、压缩、燃烧-膨胀和排气四个过程所组成的，它是周期性地将燃料燃烧所产生的热能转变为机械能的往复过程。其中，工质存在着质和量的变化，全部过程在热力学上是不可逆的。内燃机通过进气过程向气缸内吸入新鲜空气或空气与燃料的混合气（下面统称为新鲜充量），通过活塞的压缩行程，将新鲜充量的温度、压力提高到一个合适的水平，然后燃料以点燃或压燃的方式开始燃烧释放出热能，气缸内气体工质被加热，温度和压力得到进一步的提升，同时膨胀推动活塞做功实现由热能到机械能的转变，最后通过排气过程排出已燃废气。在能量的转变过程中，工质的温度、压力、成分和流动状态等时刻发生着非常复杂的变化，难以进行细致的物理和化学分析，实际循环还存在着机械摩擦、换气、散热、燃烧等一系列不可避免的损失，其物理、化学过程十分复杂，为了描述在内燃机中实际进行的热力过程，需要根据内燃机工作过程的特点，将实际循环简化，即建立内燃机的理论循环，以便于分析研究影响内燃机循环效率的主要因素。

一、三种基本循环

内燃机的理论循环是将非常复杂的实际工作循环过程加以抽象简化，在不失其基本过程特征的前提下，忽略一些相对次要因素，使其既近似于实际循环，而又简化了纷繁的物理、化学过程。通过对理论循环的研究，能够清楚地确定影响内燃机热能利用完善程度的主要因素，从而找出提高内燃机性能的基本途径。最简单的理论循环是空气标准循环，其简化和假设如下。

(1) 以空气作为循环工质，并视其为理想气体，在整个循环中工质的物理及化学性质保持不变，工质比热容为常数。

(2) 假设循环中工质的总质量保持不变，即循环为闭口系统循环。

(3) 将燃烧过程简化为等容或等压的加热过程，将排气过程简化为等容放热过程。

(4) 把气缸内工质的压缩和膨胀过程看成是完全理想的等熵过程，工质与外界不进行热交换。

根据加热方式的不同，内燃机有三种形式的理论循环，分别是定容加热循环、定压加热循环和混合加热循环，其 $p-V$ 状态图如图 1-1 所示。通常汽油机燃烧迅速，近似为定容加热循环；高增压和低速大型柴油机，由于受燃烧最高压力的限制，大部分燃料在上止点以后燃烧，燃烧时气缸压力变化不显著，所以近似为定压加热循环；高速柴油机燃烧过程可视为定容、定压加热的组合，近似为混合加热循环。评价理论循环的指标是循环热效率 η_t 和循环平均压力 p_t 。

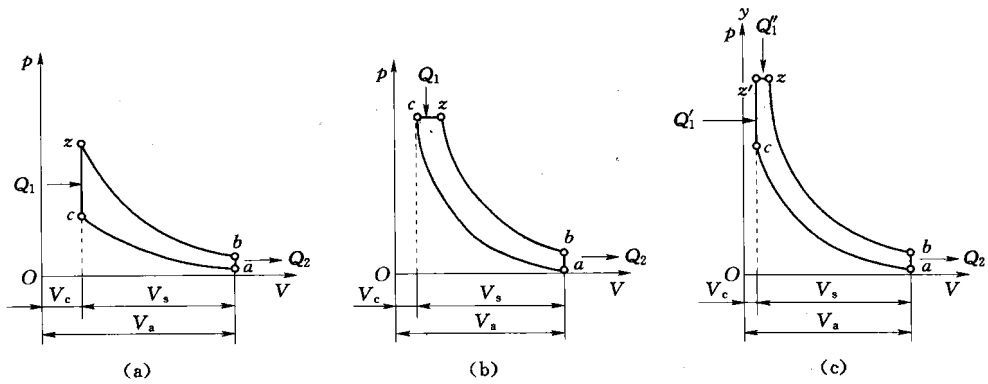


图 1-1 三种理论循环

(a) 定容加热循环 (或奥托循环); (b) 定压加热循环 (或狄赛尔循环); (c) 混合加热循环

二、循环热效率 η_t

循环热效率 η_t 定义为工质所做循环功 W 与循环加热量 Q_1 之比, 用来评价循环经济性。即

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

式中 Q_2 ——循环中工质所放出的热量。

由工程热力学可知, 混合加热循环热效率为

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

其中 $\epsilon = V_a/V_c = (V_s + V_c)/V_c = 1 + V_s/V_c$

式中 ϵ ——压缩比;

V_a ——气缸总容积;

V_s ——气缸工作容积;

V_c ——压缩容积;

k ——绝热指数;

λ ——压力升高比, $\lambda = p_z/p_c$;

ρ ——预胀比, $\rho = V_z/V_{z'}$ 。

对于定容加热循环, 预胀比 $\rho = 1$, 热效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (1-2)$$

对于定压加热循环, 压力升高比 $\lambda = 1$, 热效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \quad (1-3)$$

由式 (1-1) ~ 式 (1-3) 可见, 影响 η_t 的因素如下所述。

1. 压缩比 ϵ

随着压缩比增大, 三种循环的热效率 η_t 都提高。提高压缩比可以提高循环平均加热

温度，降低循环平均放热温度，扩大了循环温差，使膨胀过程延长，如图 1-2 的温—熵 ($T-S$) 状态图所示。图 1-3 给出了定容加热循环热效率随压缩比的变化情况。可见，在 ϵ 较低时，随着 ϵ 的提高， η_t 增长很快；当 ϵ 较大时，再增加 ϵ 则 η_t 增长缓慢。

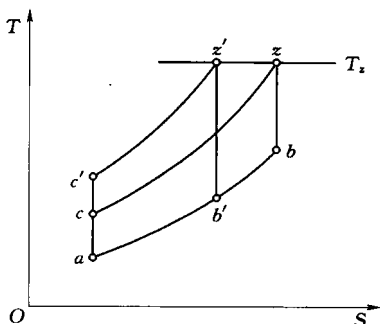


图 1-2 T_z 相同时，提高 ϵ 对循环的影响

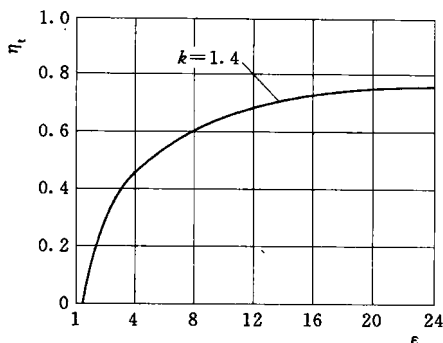


图 1-3 定容加热循环 η_t 与 ϵ 的关系

2. 绝热指数 k

随着 k 值增大， η_t 将提高。 k 值取决于循环工质的性质，双原子气体 $k=1.4$ ，多原子气体 $k=1.33$ 。

3. 压力升高比 λ

由式 (1-2) 和式 (1-3) 可见，定容加热循环和定压加热循环的循环热效率 η_t 均与 λ 无关。对于混合加热循环，当循环总加热量 Q_1 和 ϵ 不变时， λ 增大则 ρ 减小，即膨胀过程增加，图 1-4 中 $z-b$ 变为 $z'-b'$ ，相应的 Q_2 减少， η_t 提高。

但 λ 、 ϵ 增加都会造成循环最高温度 T_z 和最高压力 p_z 的急速升高，从而受到材料耐热性和强度的限制。

4. 预胀比 ρ

在定压加热循环中， ρ 值增加即为循环加热量 Q_1 加大。若 ϵ 保持不变，则膨胀过程变短，放出的热量 Q_2 也增加，由式 (1-3) 可知 η_t 下降。这是因为增加的这部分热量是在活塞下行的膨胀行程中加入的，其做功能力较低。

在混合加热循环中，当循环总加热量 Q_1 和 ϵ 保持不变时， ρ 值增加意味着等压加热部分增大， λ 值变小 (图 1-4)，同样 η_t 下降。

图 1-5 给出当加热量 Q_1 相同时，三种理论循环温—熵图的比较。图 1-5 (a) 为 ϵ 相同时，对三种循环，有 $Q_{2p} > Q_{2m} > Q_{2v}$ 则 $\eta_{tv} > \eta_{tm} > \eta_{tp}$ ，其中下标 p 、 m 、 v 分别代表定压、混合和定容加热循环。由此可见，欲提高混合加热循环热效率，应增加定容部分的加热量，即增大 λ 。

图 1-5 (b) 为最高压力 p_z 相同时，对三种循环，有 $Q_{2v} > Q_{2m} > Q_{2p}$ 则 $\eta_{tp} > \eta_{tm} > \eta_{tv}$ 。故对于高增压内燃机，受机件强度限制，其循环最高压力不得过大的情况

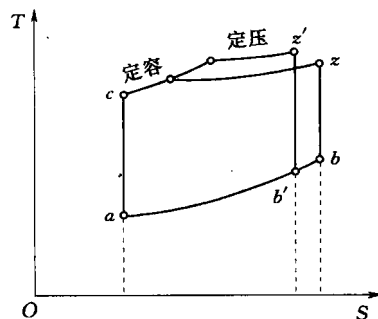


图 1-4 λ 、 ρ 对 η_t 的影响

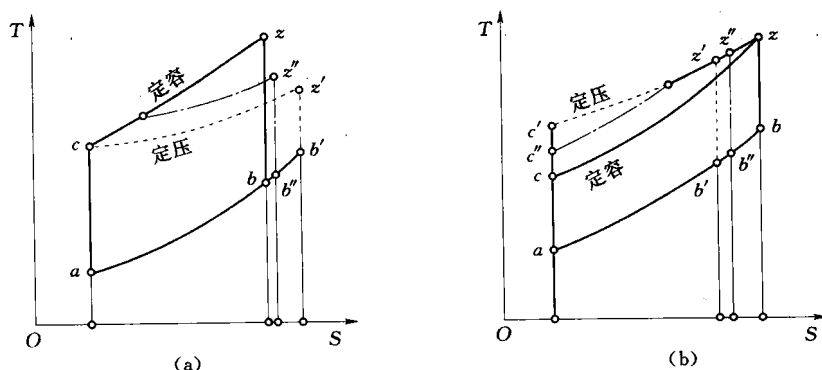


图 1-5 加热量相同时，三种理论循环的比较

(a) 压缩比相同；(b) 循环最高压力相同

下，提高 ϵ ，同时增大定压加热部分的热量有利。

三、循环平均压力 p_t

p_t 定义为单位气缸工作容积所做的循环功，用来评价循环的做功能力，即 $p_t = W/V_s$ (kPa)。其中， W 为循环所做的功，J； V_s 为气缸工作容积，L。

由工程热力学得到，混合加热循环的平均压力为

$$p_t = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{k - 1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)] \eta_t \quad (1-4)$$

式中 p_a ——压缩始点压力。

定容加热循环预胀比 $\rho = 1$ ，平均压力为

$$p_t = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{k - 1} (\lambda - 1) \eta_t \quad (1-5)$$

定压加热循环压力升高比 $\lambda = 1$ ，平均压力为

$$p_t = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \frac{p_a k}{k - 1} (\rho - 1) \eta_t \quad (1-6)$$

可见，循环平均压力 p_t 是随压缩始点压力 p_a 、压缩比 ϵ 、压力升高比 λ 、预胀比 ρ 、绝热指数 k 和热效率 η_t 的增加而增加。

在混合加热循环中，如果循环总加热量 Q_1 不变，增加 ρ 就是减少 λ ，即定压加热部分增加，而定容加热部分减少， η_t 下降，因而 p_t 也降低。

四、继续膨胀循环（涡轮增压理论循环）

在图 1-1 所示的三种理论循环中，工质只膨胀到 b 点为止，然后就进行等容放热，实际内燃机就是将废气排入大气，这样就会有一部分蕴藏在排气中的能量损失。继续膨胀循环如图 1-6 所示，使工质在 b 点继续膨胀至 g 点。这种循环相比前面三种循环，它在相同的加热量下能多得到一部分能量，从而使 η_t 得到提高。

在实际内燃机中，利用排气涡轮，使工质在涡轮中继续膨胀做功实现；再通过压气机进行预压缩，可以提高循环平均压力 p_t 。继续膨胀循环是废气涡轮增压内燃机热力学分析的基础。在论述涡轮增压内燃机理论循环时，假定循环的放热过程是等压的，而增压器压气机中的压缩过程仍为绝热。

从气缸排出的废气实现继续膨胀有两种方式：第一种方式为脉冲涡轮增压，即将各缸排出的废气直接引入涡轮，在涡轮喷嘴中形成脉冲气流，以充分利用废气的脉冲能量在涡轮中做功；第二种方式是定压涡轮增压，它将各缸排出的废气导入一大容积的排气总管，使涡轮前的排气压力保持恒定，在涡轮喷嘴中形成连续稳定气流。

脉冲涡轮增压内燃机的理想循环即如图 1-6 所示。涡轮中的膨胀过程 bg 看成气缸中的绝热膨胀过程 zb 的继续。整个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 cy 和定压的 yz 加热过程，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 以及定压放热过程 ga' 所组成。

定压涡轮增压内燃机的理想循环，如图 1-7 所示。整个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 ，气缸中对工质的定容 cy 和定压 yz 加热过程，气缸中的绝热膨胀过程 zb ，定容放热过程 ba 及定压加热过程 af ，涡轮中的绝热膨胀过程 fg 以及定压放热过程 ga' 组成。

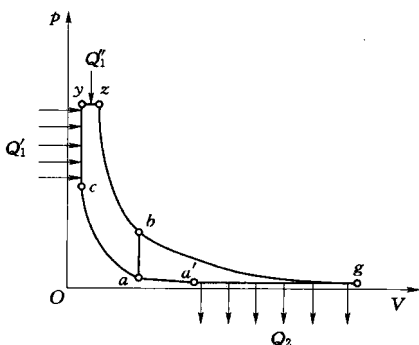


图 1-6 继续膨胀理论循环

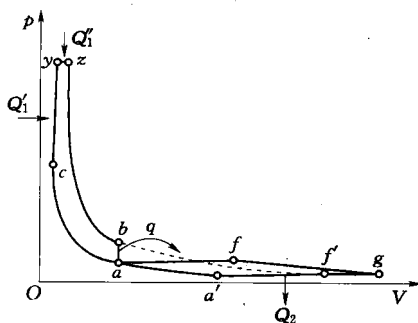


图 1-7 定压涡轮增压内燃机的理想循环

通过理论循环的热力学研究，可以达到以下目的：

- (1) 用简单的公式来阐明内燃机工作过程中各基本热力参数间的关系，明确提高以理论循环热效率为代表的经济性和以循环平均压力为代表的动力性的基本途径。
- (2) 确定循环热效率的理论极限，以判断实际内燃机工作过程的经济性和循环进行的完善程度以及改进潜力。
- (3) 有利于比较内燃机不同热力循环方式的经济性和动力性。

第二节 四行程内燃机的实际循环

内燃机气缸内部实际进行的工作循环非常复杂，为了获得正确反映气缸内部实际情况的试验数据，通常利用数据采集系统来记录相对于不同曲轴转角或活塞位置时的气缸内工质压力的变化，所得到的结果即为示功图，如图 1-8 所示，图 1-8 (a) 为 $p-V$ 图，图 1-8 (b) 为 $p-\varphi$ 图。实际循环通常用示功图来描述， $p-V$ 图与 $p-\varphi$ 图两者可以相互转换。示功图是研究内燃机实际工作过程的重要试验依据。

四行程内燃机的实际循环是由进气过程、压缩过程、燃烧与膨胀过程以及排气过程组

成。实际循环和理论循环的差别，主要体现在实际循环的每一过程中都存在着不同形式的损失。

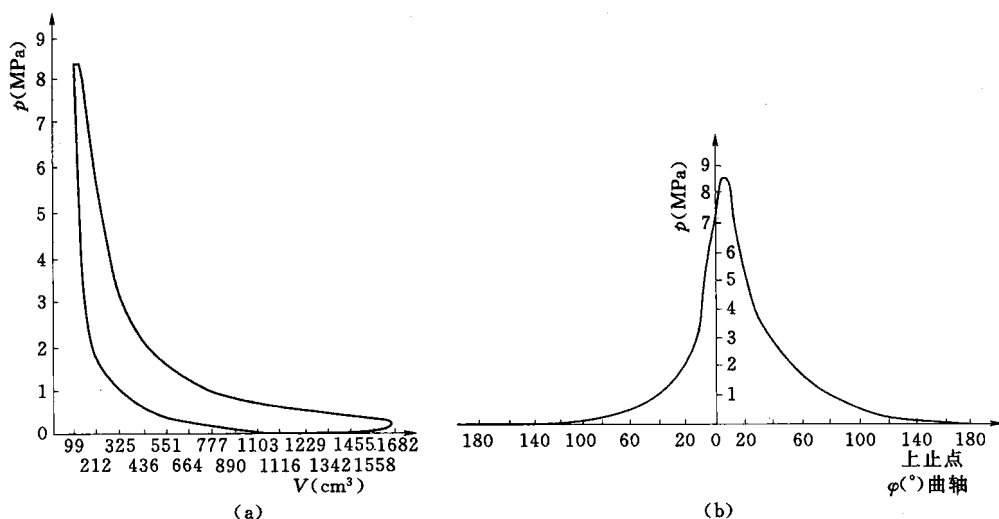


图 1-8 四行程内燃机示功图

(a) $p-V$ 图; (b) $p-\varphi$ 图

一、进气过程

内燃机进气过程的主要作用是向气缸充入新鲜充量，为缸内的热功转换作物质准备。理论循环被看做封闭循环或是无损失的可逆过程，所以循环始点压力 p_a 等于环境大气压力 p_0 。但实际进气过程中，由于进气系统存在阻力，产生进气流动损失，使得进气终点压力 p_a 一般小于环境大气压力 p_0 （增压内燃机则小于增压压力 p_K ），压力差 $p_0 - p_a$ 用于克服进气阻力。同时，新鲜充量还受到内燃机高温零件及残余废气的加热，进气终点的温度 T_a 也总是高于环境大气温度 T_0 （增压内燃机为增压器出口温度 T_K ）。

一般进气终点压力 p_a 和温度 T_a 的范围如下：

汽油机	$p_a = 0.8 \sim 0.9 p_0$	$T_a = 340 \sim 380 K$
柴油机	$p_a = 0.85 \sim 0.95 p_0$	$T_a = 300 \sim 340 K$
增压柴油机	$p_a = 0.9 \sim 1.0 p_K$	$T_a = 320 \sim 380 K$
增压压力	$p_K = 1.5 \sim 2.8 p_0$	

二、压缩过程

压缩过程的作用是提高进入气缸的新鲜充量的压力和温度，为燃烧作准备，同时扩大了循环温差，延长了膨胀行程，提高了热功转换效率。工质受压缩的程度用压缩比 ϵ 表示，对于柴油机压缩后气体的高温是保证燃料着火的必要条件。

理论循环中假设压缩过程是绝热的，而实际内燃机的压缩过程是一个复杂的多变过程。压缩开始时新鲜工质的温度较低，受缸壁加热，多变指数大于 k ；随着工质温度上升，某瞬间与缸壁温度相等，即多变指数等于 k ；此后，由于工质温度超过缸壁，开始向缸壁传热，多变指数小于 k 。压缩过程中气体还会从活塞环与活塞的缝隙间少量泄漏。这

种多变过程偏离绝热过程的程度，通常用平均多变指数 n_1 来表示。于是，压缩终了的压力 p_c 和温度 T_c 可用下式计算

$$p_c = p_a \epsilon^{n_1} \quad T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1}$$

n_1 、 ϵ 、 p_c 和 T_c 的大致范围为：

汽油机 $n_1 = 1.32 \sim 1.38$ ， $\epsilon = 7 \sim 12$ ， $p_c = 0.8 \sim 2.0 \text{ MPa}$ ， $T_c = 600 \sim 750 \text{ K}$

柴油机 $n_1 = 1.38 \sim 1.40$ ， $\epsilon = 14 \sim 22$ ， $p_c = 3 \sim 5 \text{ MPa}$ ， $T_c = 750 \sim 1000 \text{ K}$

增压柴油机 $n_1 = 1.35 \sim 1.37$ ， $\epsilon = 12 \sim 15$ ， $p_c = 5 \sim 8 \text{ MPa}$ ， $T_c = 900 \sim 1100 \text{ K}$

多变指数 n_1 主要受工质与缸壁的热交换及工质泄漏情况的影响。当内燃机转速提高时，因热交换的时间缩短，向缸壁的传热及气缸漏气量减少， n_1 会增大；当负荷增加（即外界阻力矩增加而引起内燃机油门开大）时，气缸壁温度增高使传热量减少， n_1 增大。而当漏气量增加或缸壁温度降低时， n_1 减小。

三、燃烧与膨胀过程

燃烧过程的作用是将燃料的化学能转变为热能，使工质的压力、温度升高。放出的热量越多，放热时越靠近上止点，热效率越高。在理论循环中的加热量 Q_1 是按定容或定压瞬时加入的，而在实际循环中是通过混合气的燃烧来释放出热量。气缸内的实际燃烧过程是在活塞高速运动中进行，且燃烧不是瞬时完成，气缸内存在着混合气不均匀及上一循环残留下的部分废气等，造成了实际燃烧过程相对于理论循环的瞬时加热过程存在时间损失和不完全燃烧损失。因此，实际的加热量小于进入气缸的可燃混合气完全燃烧所能放出的热量。

在汽油机中，均匀的可燃混合气是在上止点前由电火花点火后燃烧，火焰迅速传播到整个燃烧室，缸内工质的压力、温度急剧升高，这时的气缸容积变化很小，整个燃烧接近于定容加热。

高速柴油机也是在上止点前就开始喷油，雾状柴油在缸内迅速蒸发与空气混合，并借助于空气的温度而自燃。开始燃烧速度很快，而气缸容积变化很小，所以工质的压力、温度剧增，接近于定容加热；随后，边喷油边燃烧，燃烧速度缓慢下来，且随着活塞向下止点运动，气缸容积增大，所以气缸压力升高不大，而温度继续上升，该过程接近于定压加热。柴油机由于压缩比高，所以燃烧最高压力较大；但其混合气中的燃料浓度较汽油机小，多余的空气对火焰具有冷却作用，因此最高燃烧温度比汽油机低。

内燃机燃烧最高压力 p_z 和最高温度 T_z 的大致范围如下：

汽油机 $p_z = 3.0 \sim 6.5 \text{ MPa}$ $T_z = 2200 \sim 2800 \text{ K}$

柴油机 $p_z = 4.5 \sim 9.0 \text{ MPa}$ $T_z = 1800 \sim 2200 \text{ K}$

增压柴油机最高爆发压力可达到 $p_z = 9 \sim 15 \text{ MPa}$ 。

燃烧过后是膨胀过程，膨胀过程除有热交换和漏气损失外，还有后燃现象（即少量燃料未及时燃烧，在膨胀行程中继续燃烧），同时工质的成分也发生了变化。因此，膨胀过程也是一个多变过程。膨胀过程初期，由于后燃，工质被加热，多变指数小于 k ；某瞬时，对工质的加热量与工质向气缸壁的散热量相等，多变指数等于 k ；此后，工质向缸壁的散热占主导，多变指数大于 k 。如同压缩过程一样，用平均多变指数 n_2 来表述实际膨胀过程偏离绝热膨胀过程的程度。

一般情况，汽油机 $n_2 = 1.23 \sim 1.28$ ，柴油机 $n_2 = 1.15 \sim 1.28$ ；膨胀终止的压力和温度为

汽油机 $p_b = p_z / \epsilon^{n_2} = 0.3 \sim 0.6 \text{MPa}$, $T_b = T_z / \epsilon^{n_2 - 1} = 1200 \sim 1500 \text{K}$

柴油机 $p_b = p_z / \delta^{n_2} = 0.2 \sim 0.5 \text{MPa}$, $T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1} = 1000 \sim 1200 \text{K}$

式中 δ ——后胀比，见式 (1-1)。

可见，由于柴油机膨胀比大，转化为有用功的热量多，热效率高，所以膨胀终止的压力和温度均比汽油机小。

四、排气过程

排气过程的作用是尽可能排出缸内的废气，为下一循环多进气创造条件。由于排气系统有阻力，使得排气终了压力 p_r 大于环境大气压力 p_0 ，压力差 $p_r - p_0$ 用来克服排气系统的阻力。阻力越大，排气终了压力 p_r 越大，残留在气缸中的废气就越多。

排气终了的压力、温度范围如下：

自然吸气内燃机 $p_r = (1.05 \sim 1.2) p_0$

废气涡轮增压内燃机 $p_r = (0.75 \sim 1.0) p_0$

汽油机 $T_r = 900 \sim 1100 \text{K}$

柴油机 $T_r = 700 \sim 900 \text{K}$

由于排气温度直接与燃烧温度有关，燃烧滞后或后燃增加，排温就高，则转化为有用功的热量减少，工作过程进行得不佳。所以，常通过排气温度来判断内燃机工作状况的好坏。

五、与理论循环的对比

内燃机的实际循环由于存在着各种不可逆损失，因而不可能达到理论循环的热效率和

循环平均压力。以混合加热循环自然吸气式柴油机为例的理论循环与实际循环示功图，如图 1-9 所示，其差别分别综述如下。

1. 工质的影响

理论循环的工质空气被认为是理想的双原子气体，其物理化学性质在整个循环过程中是不变的。在内燃机的实际循环过程中，燃烧前的工质是由新鲜空气和上一循环残留废气等组成的混合气。在燃烧过程中及燃烧后，工质的成分及质量不断地变化。二氧化碳、水蒸气等三原子气体成分增加，使工质的比热增大，且比热随着温度的升高而增大，导致实际气体温度下降。同时，燃烧产物有发生高温分解及在膨胀过程中的复合放热现象，会降低最高燃烧温度。以上因素中，以工质比热容的影响为最大，其他各项的影响相对较小。

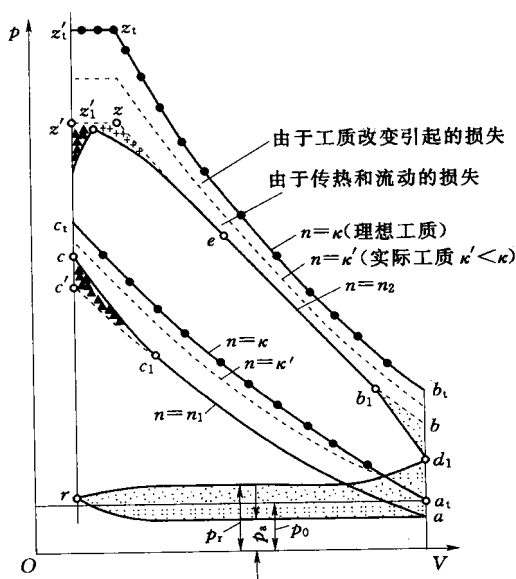


图 1-9 自然吸气式发动机理论循环与实际循环 $p-V$ 示功图

由于比热随温度升高而上升，对于相同的加热量（燃料燃烧的放热量），实际循环所能达到的最高燃烧温度和气缸压力均小于理论循环，其结果是使循环的有用功减少，热效率下降。图 1-9 中虚线指示出工质对理论循环的影响。

2. 传热损失

实际循环与理论循环的主要差别之一是在其在工作过程中时刻存在着缸内气体与燃烧室壁面之间的传热，而且这种传热在燃烧过程进行时其影响最大。它直接降低有效加热量，从而降低了气缸工质的输出功和效率。理论循环假设，与工质相接触的燃烧室壁面是绝热的，两者间不存在热量的交换，因而没有传热损失。传热损失造成循环的热效率和循环功下降的同时，还增加了内燃机受热零部件的热负荷。在图 1-9 中，传热与气体流动损失的存在，使示功图形状如图 1-9 中实线所示。

3. 换气损失

理论循环是闭式循环，没有工质的更换，也就没有气体流动的阻力损失。而实际循环中，每个循环都必须更换工质，而且更换过程中工质有一定的流动速度，从而造成各种损失，主要有膨胀损失、活塞推出排气功损失和吸气功损失等，从而减少了示功图上的有用功面积（图 1-9 中的阴影区）。上述损失被称为实际循环的换气损失。

4. 燃烧损失

理论循环对燃烧过程的处理，燃烧是外界热源向工质在等容和等压条件下的加热过程，理论示功图的上方呈现方角形。实际的燃烧过程不可能是瞬时的，它需要一定的时间才能完成。实际燃烧速度受到多种因素的影响，与理论循环有较大的差异，这种差异所造成的燃烧损失主要体现在以下两个方面。

(1) 燃烧速度的有限性。由于实际的燃料燃烧速度是有限的，燃烧的完成需要足够的时间，这就造成了内燃机实际循环中一个由燃烧速度有限性所造成的损失，它给循环带来了以下不利影响：

1) 压缩负功增加（图 1-9 中面积 $c_1c'c$ ）。为了使燃烧能够在上止点附近完成，燃料的燃烧在上止点前就已经开始了，因此在压缩行程终了前，活塞在压缩行程末期要承受较大的压缩功。

2) 最高压力下降。由于燃烧速度的有限性，等容加热部分达不到瞬时完成加热的要求，上止点后燃烧继续进行，再加上活塞在上止点后的下行运动使工质体积膨胀，使得实际循环的最高压力有所下降；后燃热量的做功能力降低，使压力线与膨胀线圆滑相接，初期膨胀比减小，循环的平均压力下降。

(2) 不完全燃烧损失。实际循环中由于局部空气不足会导致不完全燃烧及燃料热分解也会导致放热量减少；除此之外，部分燃油由于附着到燃烧室壁面等原因，会产生不完全燃烧或不燃烧，以未燃 HC、CO 和碳烟颗粒等形式排出机外。以上原因造成了燃料的不完全燃烧损失。

5. 工质泄漏损失

在理论循环中，工质的数量是完全不变的。在实际循环中，活塞环与气缸壁之间常有微量工质漏出，一般约为总量的 0.2%。