



21世纪高等学校教材

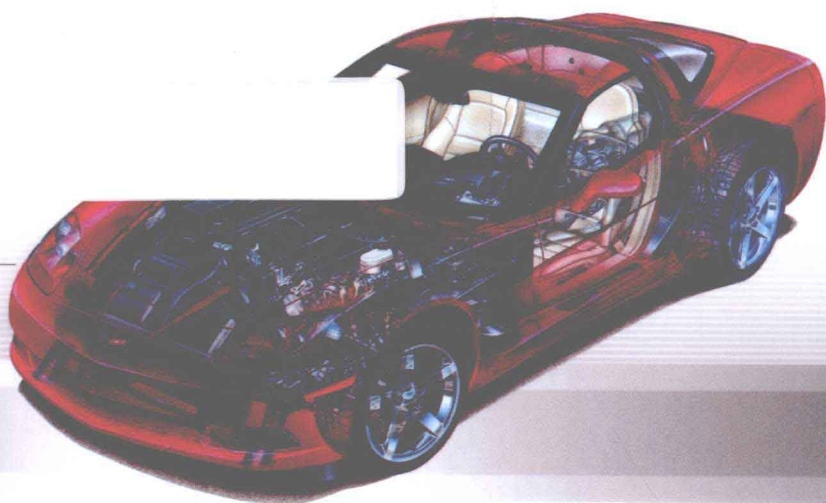
普通高等教育“十二五”汽车类专业（方向）规划教材

汽车发动机原理

第2版



吴建华 主编 常绿 韩同群 副主编



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



21 世纪高等学校教材

普通高等教育“十二五”汽车类专业(方向)规划教材

汽车发动机原理

(第2版)

主 编 吴建华

副主编 常 绿 韩同群

参 编 王 军 安永东 童 勇

崔宏耀 周立迎 吴海荣

主 审 林学东



机械工业出版社

本书讲述了发动机的工作过程, 主要包括发动机的性能指标、发动机的换气过程、发动机废气涡轮增压、燃料与燃烧化学、柴油机混合气的形成与燃烧、汽油机混合气的形成与燃烧、发动机特性、发动机排放与噪声、发动机试验、车用发动机的发展趋势等。

本书为汽车类专业本科教材, 也可供从事发动机设计、制造和运用的工程技术人员、技术工人参考。

图书在版编目(CIP)数据

汽车发动机原理/吴建华主编; 常绿等编. —2 版. —北京: 机械工业出版社, 2013. 3

普通高等教育“十二五”汽车类专业(方向)规划教材

ISBN 978-7-111-40733-1

I. ①汽… II. ①吴… ②常… III. ①汽车—发动机—理论—高等学校—教材 IV. ①U464

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2012)第 293257 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: 尹法欣 责任编辑: 尹法欣 黄红珍

版式设计: 霍永明 责任校对: 张 征 申春香

封面设计: 马精明 责任印制: 张 楠

北京宝昌彩色印刷有限公司印刷

2013 年 4 月第 2 版第 1 次印刷

184mm×260mm·14 印张·345 千字

0001—5000 册

标准书号: ISBN 978-7-111-40733-1

定价: 28.00 元

凡购本书, 如有缺页、倒页、脱页, 由本社发行部调换

电话服务

网络服务

社服务中心: (010) 88361066 教材网: <http://www.cmpedu.com>

销售一部: (010) 68326294 机工官网: <http://www.cmpbook.com>

销售二部: (010) 88379649 机工官博: <http://weibo.com/cmp1952>

读者购书热线: (010) 88379203 封面无防伪标均为盗版

普通高等教育汽车类专业(方向)
教材编审委员会

主任:	北京理工大学	林逸
副主任:	黑龙江工程学院	齐晓杰
	湖北汽车工业学院	陶健民
	扬州大学	陈靖蕊
	西华大学	黄海波
	机械工业出版社	邓海平
委员:	吉林大学	方泳龙
	吉林大学	刘玉梅
	北京航空航天大学	高峰
	同济大学	陈永革
	上海交通大学	喻凡
	上海大学	何忱予
	哈尔滨理工大学	徐雳
	武汉理工大学	张国方
	山东理工大学	邹广德
	山东交通学院	李祥贵
	燕山大学	韩宗奇
	长沙理工大学	张新
	青岛理工大学	卢燕
	河南科技大学	张文春
	南京工程学院	贺曙新
	淮阴工学院	刘远伟
秘书:	机械工业出版社	冯春生

序

汽车被称为“改变世界的机器”。由于汽车工业具有很强的产业关联度，因而被视为一个国家经济发展水平的重要标志。近10年来，我国汽车工业快速而稳步发展，汽车产量年均增长15%，是同期世界汽车产量增长量的10倍。汽车工业正在成为拉动我国经济增长的发动机。汽车工业的繁荣，使汽车及其相关产业的人才需求大幅度增长。与此相应地，作为人才培养主要基地的汽车工业高等教育也得到了长足发展。据不完全统计，迄今全国开办汽车类专业的高等院校已达百余所。

从未来发展趋势看，打造我国自主品牌、开发核心技术是我国汽车工业的必然选择，但当前我国汽车工业还处在以技术引进、加工制造为主的阶段，这就要求在人才培养时既要具有前瞻性，又要与我国实际情况相结合。要在注重培养具有自主开发能力的研究型人才的同时，大力培养知识、能力、素质结构具有鲜明的“理论基础扎实，专业知识面广，实践能力强，综合素质高，有较强的科技运用、推广、转换能力”特点的应用型人才。这也意味着对我国高等教育的办学体制、机制、模式和人才培养理念等提出了全新的要求。

为了满足新形势下对汽车类高等工程技术人才培养的需求，在中国机械工业教育协会机械工程及自动化学科教学委员会车辆工程学科组的领导下，成立了教材编审委员会，组织制定了多个系列的普通高等教育规划教材。其中，为了解决高等教育应用型人才培养中教材短缺、滞后等问题，组织编写了“普通高等教育汽车类专业(方向)规划教材”。

本系列教材在学科体系上适应普通高等院校培养应用型人才的需求；在内容上注重介绍新技术和新工艺，强调实用性和工程概念，减少理论推导；在教学上强调加强实践环节。此外，本系列教材将力求做到：

1) 全面性。目前本系列教材包括汽车设计与制造、汽车运用与维修、汽车服务工程、物流工程等专业方向，今后还将扩展专业领域，更全面地涵盖汽车类专业方向。

2) 完整性。对于每一个专业方向，今后还将继续根据行业变化对教学提出的要求填平补齐，使之更加完善。

3) 优质性。在教材编审委员会的领导下, 继续优化每一本教材的规划、编审、出版和修订过程, 让教材的生产过程逐步实现优质和高效。

4) 服务性。根据需要, 为教材配备 CAI 课件和教学辅助教材, 召开新教材讲习班, 在相应网站开设研讨专栏等。

相信本系列教材的出版将对我国汽车类专业的高等教育产生积极的影响, 为我国汽车行业应用型人才培养模式作出有益的探索。由于我国汽车工业正处于快速发展阶段, 对人才不断提出新的要求, 这也就决定了高等教育的人才培养模式和教材建设也处于不断变革之中。我们衷心希望更多的高等院校加入本系列教材建设的队伍中来, 使教材体系更加完善, 以更好地为高等教育培养汽车专业人才服务。

中国汽车工程学会 常务理事
中国机械工业教育
协会车辆工程学科 副主任
林 逸

第2版前言

本书自2005年出版以来,数次重印,一直作为汽车类专业的教材。七年来,我们通过科学研究工作以及对国内外汽车发动机原理发展的了解,对本书各章的内容有了进一步的认识;各校老师与同学也对本书提出了宝贵意见。2008年7月,中国机械工业教育协会机械工程与自动化学科委员会车辆工程学科组年会在东北林业大学召开,会上有关专家也对《汽车发动机原理》提出了修改意见。这些原因促使我们对《汽车发动机原理》第1版进行修改。

本书除了保持第1版的基本结构和基本内容外,主要在以下几个方面进行了修改:

- 1) 增加了第9章发动机试验的内容。
- 2) 删除了第6章中汽油机电控喷射系统结构的部分内容。
- 3) 把原来的第9章车用发动机发展趋势调整为第10章,删除了这一章中燃料电池部分的内容。
- 4) 第1版中冲量系数计算方法理论性很强,此次修订了冲量系数的计算方法。
- 5) 突出了基本要求和概念,精炼了部分内容。

本修订版由淮阴工学院吴建华担任主编,淮阴工学院常绿、湖北汽车工业学院韩同群担任副主编。淮阴工学院吴建华、黑龙江工程学院安永东、西华大学童勇、黑龙江工程学院崔宏耀、湖北汽车工业学院韩同群、淮阴工学院常绿、淮阴工学院王军、贵阳学院周立迎、聊城大学吴海荣共同完成了本次修订。

本书由吉林大学汽车工程学院林学东教授担任主审。在书稿编写过程中,林学东教授多次审阅书稿,提出了许多宝贵意见,编者深表感谢。

在本书的编写过程中引用了有关教科书、内燃机专业期刊的许多资料,在此一并对其作者表示感谢。

本书为汽车类专业本科教材,也可供从事发动机设计、制造和运用的工程技术人员、技术工人参考。

由于编者水平有限,错误在所难免,欢迎使用本书的同志指正批评。

编 者

常用符号

A/F ——空燃比	p_1 ——循环平均压力
B ——每小时发动机的耗油量	Q ——热量
b_e ——有效燃油消耗率	Q_1 ——循环单缸燃烧发热量
b_i ——指示燃油消耗率	Q_2 ——循环单缸燃烧散热量
C_m ——活塞平均速度	S ——活塞行程
D ——气缸直径	T_a, t_a ——环境温度
d_k ——燃烧室凹坑口直径	T_{co}, t_{co} ——压缩终点温度
F_i ——示功图面积	T_{de} ——进气终点温度
K_r ——转矩适应系数	T_{ex}, t_{ex} ——膨胀终点温度
K_n ——转速适应系数	T_{max}, t_{max} ——最高燃烧温度
K_a ——混合气的空气量比例系数	T_r, t_r ——排气温度
H_u ——燃料低热值	T ——热力学温度
i ——气缸数	T_{iq} ——曲轴转矩
L ——燃烧 1kg 燃油实际供给空气量	V_a ——气缸总容积
L_0 ——燃烧 1kg 燃油理论供给空气量	V_c ——气缸压缩容积
m_e ——比质量	V_s ——气缸工作容积
n ——发动机转速	v_T ——湍流火焰传播速度
n_1 ——压缩多变指数	v_L ——层流火焰传播速度
n_2 ——膨胀多变指数	W ——循环功
P_e ——有效功率	W_i ——循环指示功
P_m ——机械损失功率	W_m ——实际机械损失功
P_i ——指示功率	W_e ——循环有效功
P_L ——升功率	α ——过量空气系数
P_p ——泵气损失功率	ε_c ——压缩比
p ——压力	η_t ——循环热效率
p_a ——环境压力	η_{ei} ——有效热效率
p_{co} ——压缩终点压力	η_{it} ——指示热效率
p_{ex} ——膨胀终点压力	η_m ——机械效率
p_{de} ——进气终点压力	η_r ——燃烧效率
p_r ——排气终了压力	η_v ——充量系数
p_{max} ——最高燃烧压力	θ_{fj} ——喷油提前角
p_{me} ——平均有效压力	θ_{ig} ——点火提前角
p_{mi} ——平均指示压力	θ_H ——供油提前角
p_{mm} ——平均机械损失压力	ρ_0 ——初始膨胀比

λ_p ——压力升高比

κ ——等熵指数

π_k ——增压比

φ_k ——增压度

τ ——冲程数(四冲程 $\tau=4$, 二冲程 $\tau=2$),
时间

τ_i ——着火落后期

φ ——曲轴转角

Ω ——涡流比

μ ——转矩储备系数

γ ——残余废气系数

目 录

序

第2版前言

常用符号

第一章 发动机的性能..... 1

第一节 发动机理论循环 1

第二节 四冲程发动机的实际循环 6

第三节 发动机的指示性能指标 12

第四节 发动机的有效性能指标 15

第五节 机械损失与机械效率 18

第六节 热平衡 22

复习思考题 24

第二章 发动机的换气过程 25

第一节 四冲程发动机的换气过程 25

第二节 四冲程发动机的充量系数 28

第三节 提高发动机充量系数的措施 30

复习思考题 35

第三章 发动机废气涡轮增压 36

第一节 概述 36

第二节 废气能量的利用 39

第三节 废气涡轮增压器的基本结构和 工作原理 42

第四节 废气涡轮增压的类型 48

第五节 汽油机增压概述 51

第六节 车用增压发动机的性能 53

复习思考题 56

第四章 燃料与燃烧化学 57

第一节 发动机燃料 57

第二节 代用燃料及应用 62

第三节 燃烧化学 70

第四节 燃烧的基本理论 72

复习思考题 75

第五章 柴油机混合气的形成与燃烧 ... 76

第一节 燃油的喷射与雾化 76

第二节 燃烧与放热 84

第三节 混合气形成与燃烧室 89

第四节 燃烧过程的优化 99

复习思考题 104

第六章 汽油机混合气的形成和

燃烧 105

第一节 汽油机的燃烧过程 105

第二节 汽油机电控汽油喷射系统概述 ... 113

第三节 燃油喷射的控制 119

第四节 汽油机的燃烧室 124

复习思考题 132

第七章 发动机的特性 134

第一节 发动机的特性概述 134

第二节 发动机的负荷特性 137

第三节 发动机的速度特性 140

第四节 发动机的转矩适应性 143

第五节 车用柴油机的调速特性 146

第六节 发动机的万有特性 148

复习思考题 151

第八章 发动机排放与噪声 152

第一节 发动机有害排放物的生成及 危害 152

第二节 影响汽油机有害排放物生成的 主要因素及控制 159

第三节 影响柴油机有害排放物生成的 主要因素 167

第四节 发动机排放标准与测试 173

第五节 发动机噪声来源与控制 178

复习思考题 181

第九章 发动机试验 182

第一节 发动机试验的分类 182

第二节 有效功率的测量 184

第三节 燃油消耗率的测量 187

复习思考题 188

第十章 车用发动机的发展趋势 189

第一节 概述 189

第二节 电控技术的发展 189

第三节 燃烧技术的发展 205

第四节 混合动力驱动技术 207

复习思考题 211

参考文献 212

第一章 发动机的性能

发动机的性能指标主要有动力性能指标（功率、转矩、转速）、经济性能指标（燃料及润滑油消耗率）及运转性能指标（冷起动性能、噪声和排气品质）等。

衡量一台发动机的质量主要是对以上性能指标进行评定，但在评定时不仅要考虑性能指标，还要从可靠性、耐久性、结构工艺性、使用维修性、生产实际条件以及使用特点等多方面予以综合评定。

本章主要阐述发动机的动力性能、经济性能及运转性能指标。通过深入到发动机工作过程的各个阶段，对它们进行分析，从中找出影响性能的因素及提高性能的一般规律。

第一节 发动机理论循环

一、三种基本循环

发动机的理论循环是将非常复杂的实际工作过程加以抽象简化，忽略次要因素后建立的循环模式。通过对理论循环的研究，达到以下目的：

1) 确定循环热效率的理论极限，以判断实际发动机经济性能和工作过程进行的完善程度以及改进的潜力。

2) 有利于分析比较发动机不同热力循环方式的经济性能和动力性能。

3) 通过分析发动机理论循环的热效率和平均压力，明确提高以理论循环热效率为代表的经济性能和以平均压力为代表的动力性能的基本途径。

在进行理论循环研究之前，首先必须对发动机的实际过程进行必要的简化假设，这也是建立理论循环的一个重要依据。总结起来，这些假设有以下几点：

1) 假设工质是理想气体，其物理常数与标准状态下的空气物理常数相同，整个循环中工质的物理性质及化学性质不变，工质比热容为常数。

2) 假设工质是在闭口系统中作封闭循环。

3) 假设工质的压缩及膨胀是绝热等熵过程。

4) 假设燃烧是外界无数个高温热源等容或等压向工质加热。工质放热为等容放热。

5) 假设循环过程为可逆循环。

工程热力学中曾经讨论过三种发动机的理论循环，即等容加热循环、等压加热循环和混合加热循环。早期的发动机由于转速低，循环时间较长，因此，习惯上的处理方式是汽油机混合气燃烧迅速，近似为等容加热循环；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，所以近似为等压加热循环；高速柴油机介于两者之间，其燃烧过程视为等容、等压加热的组合，近似为混合加热循环。

对混合加热循环及其两个极端情况即等容和等压加热循环进行对比分析，有利于准确、

全面地理解理论循环及其影响因素的物理实质,因此,发动机的理论循环分析传统上就是指这三种循环的对比分析,图 1-1 示出三种循环的 $p-V$ 图。

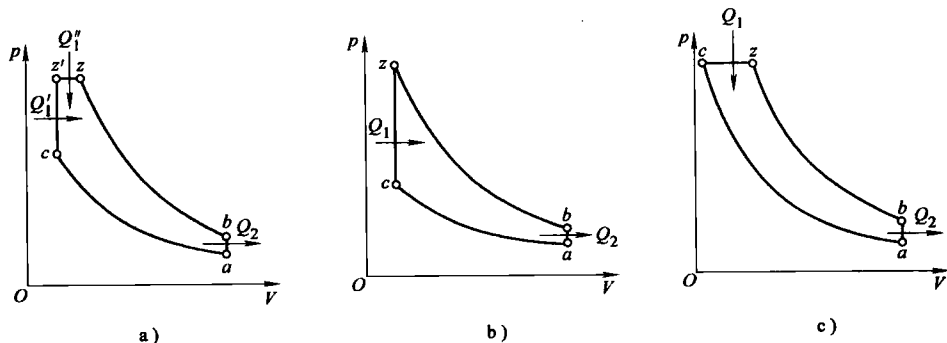


图 1-1 发动机理论循环

a) 混合加热循环 b) 等容加热循环 c) 等压加热循环

理论循环是用循环热效率 η_t 和循环平均压力 p_t 来评定的。

二、循环热效率 η_t

η_t 是工质所做循环功 W (J) 与循环加热量 Q_1 (J) 之比,用以评定循环经济性。

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

式中, η_t 是循环热效率; W 是工质所做循环功 (J); Q_1 是循环加热量 (J); Q_2 是工质在循环中放出的热量 (J)。

按工程热力学公式,三种循环的热效率分别如下。

混合加热循环热效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\kappa-1}} \frac{\lambda_p \rho_0^\kappa - 1}{(\lambda_p - 1) + \kappa \lambda_p (\rho_0 - 1)} \quad (1-2)$$

式中, ε_c 是压缩比, $\varepsilon_c = V_a/V_c = (V_s + V_c)/V_c = 1 + V_s/V_c$, 其中, V_s 为气缸总容积, V_c 为气缸压缩容积, V_s 为气缸工作容积; ρ_0 是初始膨胀比, $\rho_0 = V_z/V'_z$; λ_p 是压力升高比, $\lambda_p = p_z/p_c$; κ 是等熵指数。

对式 (1-2) 取 $\rho_0 = 1$, 得等容加热循环热效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\kappa-1}} \quad (1-3)$$

对式 (1-2) 取 $\lambda_p = 1$, 得等压加热循环热效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\kappa-1}} \frac{\rho_0^\kappa - 1}{\kappa(\rho_0 - 1)} \quad (1-4)$$

三种循环热效率 η_t 的影响因素分述如下。

(1) 混合加热循环热效率 η_t 的影响因素 由式 (1-2) 可知,随着压缩比 ε_c 的增大, η_t 提高。显然,提高了 ε_c , 就提高了循环平均吸热温度,降低了循环平均放热温度,扩大了循环温差,增大膨胀比,如图 1-2 所示; ρ_0 对 η_t 的影响,当 ρ_0 值增大,循环总加热量 Q_1 和 ε_c 保

持不变,意味着等压加热部分增大,等容加热部分相应减少(图1-3),此时 η_i 下降; λ_p 对 η_i 的影响,当 λ_p 增大,循环总加热量 Q_1 和 ε_c 不变时,此时 ρ_0 减小,即平均膨胀比 $V_b/[(V_z - V_{z'})/2]$ 增加,图1-3中 $z-b$ 变到 $z'-b'$,相应的 Q_2 减少, η_i 提高。

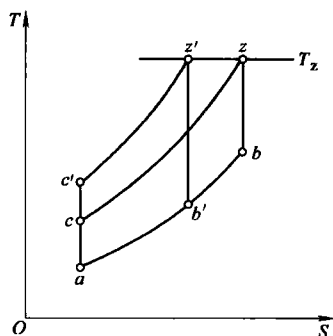


图1-2 最高温度相同时,提高压缩比 ε_c 对循环的影响

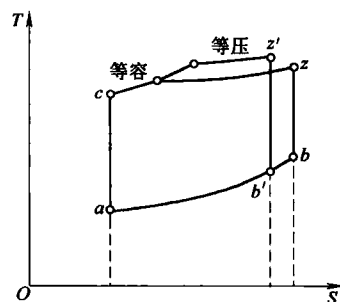


图1-3 λ_p 、 ρ_0 对 η_i 、 p_i 的影响

(2) 等容加热循环热效率 η_i 的影响因素 由式(1-3)可知,随着压缩比 ε_c 的增大, η_i 提高。图1-4表示等容加热循环效率 η_i 与压缩比 ε_c 的关系。

(3) 等压加热循环热效率 η_i 的影响因素 由式(1-4)可知,随着压缩比 ε_c 的增大,如图1-2所示, η_i 提高; ρ_0 对 η_i 的影响,当 ρ_0 值加大,随着加热量 Q_1 的增加,若 ε_c 保持不变,由式(1-4)可知,因平均膨胀比减小,放出的热量 Q_2 增加, η_i 下降。

等熵指数 κ 对循环效率 η_i 的影响如图1-5所示。随着 κ 值的增大, η_i 将提高。 κ 值取决于工质的性质,双原子气体 $\kappa=1.4$,多原子气体 $\kappa=1.33$ 。

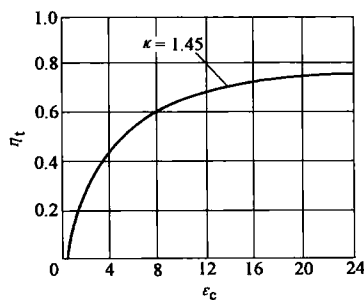


图1-4 等容加热循环效率 η_i 与压缩比 ε_c 的关系

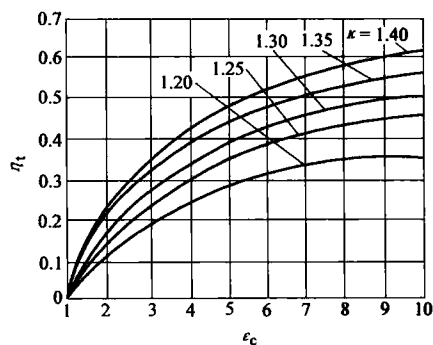


图1-5 η_i 与 κ 、 ε_c 的关系

从以上理论循环中得知,在用于指导实践时,必须考虑到发动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_c 和压力升高比 λ_p 对提高循环热效率 η_i 有利,但这将导致最高循环压力 p_z 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。因此,在实际设计时,对上述参数的选择必须根据具体情况权衡利弊而定。

(2) 机械效率的限制 发动机的机械效率 η_m 是与气缸中的最高循环压力 p_z 密切相关的, 因为 p_z 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_c 以及 λ_p , 将引起 η_m 的下降。从有效指标上看, 将导致由压缩比 ε_c 和压力升高比 λ_p 提高而带来的收益得而复失。这一点, 对于本来压缩比已经很高的柴油机来说更为明显。

(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_c 一般在 12~22 之间, 最高循环压力 $p_z = 7 \sim 14 \text{ MPa}$, 压力升高比 λ_p 在 1.3~2.2 左右。汽油机的压缩比 $\varepsilon_c = 6 \sim 12$, $p_z = 3 \sim 8.5 \text{ MPa}$, λ_p 在 2.0~4.0 左右。

三、循环平均压力 p_t

循环平均压力 p_t (kPa) 是指单位气缸容积所做的循环功, 用它来评定气缸工作容积的做功能力

$$p_t = \frac{W}{V_s}$$

式中, W 是循环所做的功 (J); V_s 是气缸工作容积 (L)。

根据工程热力学公式, 混合加热循环的平均压力为

$$p_t = \frac{\varepsilon_c^\kappa}{\varepsilon_c - 1} \cdot \frac{p_{de}}{\kappa - 1} [(\lambda_p - 1) + \kappa \lambda_p (\rho_0 - 1)] \eta_t \quad (1-5)$$

式中, p_{de} 是进气终点的压力 (kPa)。

式 (1-5) 中, 取 $\rho_0 = 1$, 得等容加热循环的平均压力为

$$p_t = \frac{\varepsilon_c^\kappa}{\varepsilon_c - 1} \cdot \frac{p_{de}}{\kappa - 1} (\lambda_p - 1) \eta_t$$

式 (1-5) 中, 取 $\lambda_p = 1$, 得等压加热循环的平均压力为

$$p_t = \frac{\varepsilon_c^\kappa}{\varepsilon_c - 1} \cdot \frac{p_{de}}{\kappa - 1} \kappa (\rho_0 - 1) \eta_t$$

可见, p_t 是随进气终点压力 p_{de} , 压缩比 ε_c , 初始膨胀比 ρ_0 , 等熵指数 κ 和循环热效率 η_t 的增加而增加。

四、三种基本循环的比较

三种理论循环比较见表 1-1。

表 1-1 三种理论循环的比较

循环名称	循环热效率	循环特点
等容加热循环	$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\kappa-1}}$	加热过程在等容条件下很快完成, 循环热效率仅与压缩比有关

(续)

循环名称	循环热效率	循环特点
等压加热循环	$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\kappa-1}} \frac{\rho_0^\kappa - 1}{\kappa(\rho_0 - 1)}$	加热过程在等压条件下缓慢完成, 负荷的增加使得循环热效率下降
混合加热循环	$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon_c^{\kappa-1}} \frac{\lambda_p \rho_0^\kappa - 1}{(\lambda_p - 1) + \kappa \lambda_p (\rho_0 - 1)}$	介于上述两者之间

汽、柴油机实质上都是按混合加热循环运行的。由于混合气形成方式、负荷调节方式和着火、燃烧方式的差异, 各种燃烧参数范围有所差别。下面利用理论循环分析的结论, 对比分析汽、柴油机的三种基本循环的循环热效率的差别及其原因。

(1) 同一机型不同加热模式的对比 此时, ε_c 、 Q_1 不变, 三种循环的 $T-S$ 图如图 1-6 所示。等容加热循环、混合加热循环、等压加热循环三种循环在 $T-S$ 图上的曲线分别为 acz_1b_1a 、 $acz_2'z_2b_2a$ 、 acz_3b_3a , 由于等容线的斜率比等压线的斜率大, 在相同 Q_1 的情况下, 在图中从左到右应依次为 z_1b_1 、 z_2b_2 和 z_3b_3 。因此放热量 Q_2 必然是等压加热循环最大, 等容加热循环最小。于是有

$$\eta_{iv} > \eta_{im} > \eta_{ip}$$

式中, η_{iv} 是等容加热循环热效率; η_{im} 是混合加热循环热效率; η_{ip} 是等压加热循环热效率。这一结论实际上是要提高循环加热“等容度”的理论基础。

从图中还可以看出, 等容加热循环平均加热温度最高, 而等压加热循环平均加热温度最低, 混合加热循环则介于两者之间。即

$$T_{miv} > T_{mim} > T_{mip}$$

式中, T_{miv} 是等容加热循环平均加热温度; T_{mim} 是混合加热循环平均加热温度; T_{mip} 是等压加热循环平均加热温度。

(2) 三种循环具有相同加热量 Q_1 时的对比 为了便于对比, 先假定三种循环具有相同的最高压力 p_{max} 。如图 1-7 所示, 分别作出与图 1-6 符号相似的三种循环的 $T-S$ 图, 此时, 加热终了的状态点 z_1 、 z_2 和 z_3 都在 p_{max} 线上。由于等容、等压线斜率的差别, 压缩终了的温度将是 $T_p > T_m > T_v$, 即等压循环压缩终了的温度最高, 混合循环次之, 等容循环最低。在相同 Q_1 的条件下, 与图 1-6 所示相反, 从左到右依次是 z_3b_3 、 z_2b_2 和 z_1b_1 , 即放热量 $Q_{2v} > Q_{2m} > Q_{2p}$ 于是有

$$\eta_{ip} > \eta_{im} > \eta_{iv}$$

(3) 汽、柴油机负荷变化 (Q_1 不同) 时的对比 就柴油机而言, 由于是喷雾压燃后边喷油边燃烧, 当负荷下降时, 喷油时间缩短, 但初期相当于等容燃烧的部分变化不大。这相当于 λ_p 基本不变而 ρ_0 减小, 此时 η_i 将提高。

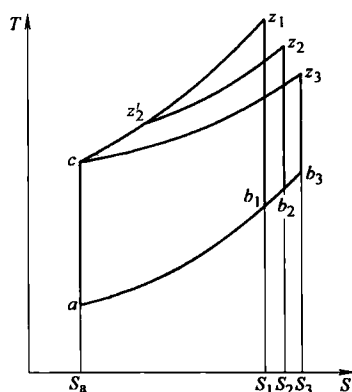


图 1-6 同一机型不同加热模式
三种理想循环热效率的比较

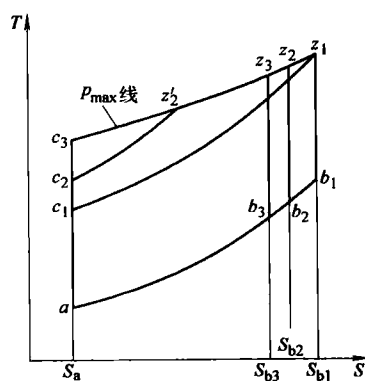


图 1-7 等 p_{max} 和 Q_1 时三种
理想循环热效率的比较

汽油机则是点火后火焰传播燃烧。无论负荷大小,火焰传播距离都不改变。负荷减小时残余废气系数,燃烧速度降低,燃烧时间加长。这相当于 λ_p 下降而 ρ_0 上升,此时 η_i 将降低。汽、柴油机的这种相反变化的趋势,将使中、低负荷时二者耗油量的差距进一步扩大。

第二节 四冲程发动机的实际循环

发动机的冲程即为行程,发动机的工作过程就是实际循环不断重复进行的过程。发动机实际循环是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气五个过程组成的,较之理论循环复杂得多,图1-8所示为四冲程发动机示功图。

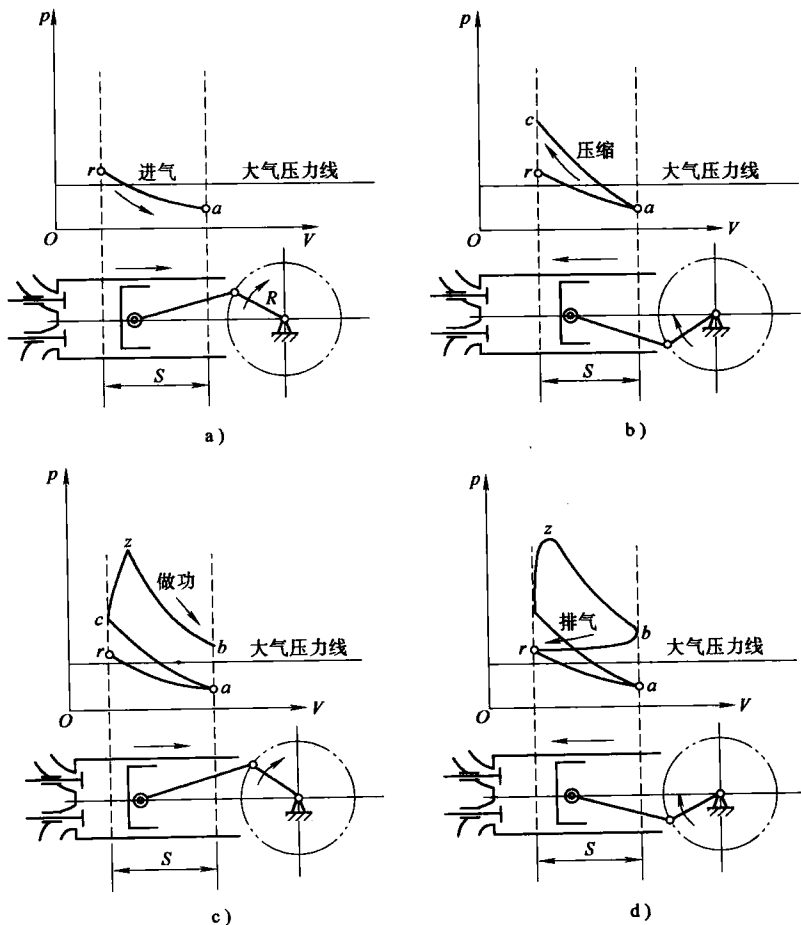


图 1-8 四冲程发动机示功图

a) 进气过程 b) 压缩过程 c) 膨胀过程(做功过程) d) 排气过程

一、进气过程

进气过程如图1-8a中的 ra 曲线,为了使发动机连续运转,必须不断吸入新鲜工质,即进气过程。此时进气门开启,排气门关闭,活塞由上止点向下止点移动。首先是上一循环留在气缸中的残余废气膨胀,压力由排气终了的压力 p_r 下降到小于大气压力,然后新鲜工质

才被吸人气缸。由于进气系统的阻力,进气终了压力 p_{de} 一般小于环境压力 p_a , 压力差 $p_a - p_{de}$ 用来克服进气系统阻力。因为气流受到发动机高温零件及残余废气的加热,进气终了的温度 T_{de} 总是高于大气温度 T_a 。

进气终了压力 p_{de} 和进气终了温度 T_{de} 的范围列于表 1-2。

表 1-2 进气终了压力 p_{de} 和进气终了温度 T_{de} 的范围

发动机类型	进气终了压力 p_{de} /MPa	进气终了温度 T_{de} /K
汽油机	0.080 ~ 0.092	340 ~ 380
柴油机	0.080 ~ 0.095	300 ~ 340

二、压缩过程

压缩过程中进排气门均关闭,活塞由下止点向上止点移动,缸内工质受到压缩,温度、压力不断上升,工质受压缩的程度用压缩比 ε_c 表示。

压缩过程(图 1-8b 中的 ac 曲线)的作用是增大做功过程的温差,获得最大限度的膨胀比,提高热功转换效率,同时也为燃烧过程创造有利的条件。在柴油机中,压缩后气体的高温还是保证燃料着火的必要条件。

工程热力学中,凡满足 $pv^n = \text{常数}$ 的过程,统称为多变过程。 n 值为 0、1、 κ 和 $\pm\infty$ 时,分别是等压、等温、等熵和等容过程。在理论循环中,假设压缩过程是绝热的。实际上,发动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 $n'_1 > \kappa$; 随着工质温度上升,某一瞬间与缸壁温度相等, $n'_1 = \kappa$; 此后,由于工质温度高于缸壁,向缸壁传热, $n'_1 < \kappa$ 。因此,在压缩过程中,多变指数 n'_1 是不断变化的,如图 1-9 所示。

但在实际的近似计算中,常用一个不变的、平均的多变指数 n_1 来代替 n'_1 ,只要以这个指数 n_1 计算而得的多变过程,其始点 a 和终点 c 的工质状态与实际压缩过程的初、终状态相符即可。 n_1 称为平均压缩多变指数。

试验测定 n_1 的范围列于表 1-3。

表 1-3 试验测定 n_1 的范围

发动机类型	n_1 的范围	发动机类型	n_1 的范围
汽油机	1.32 ~ 1.38	增压柴油机	1.35 ~ 1.37
高速柴油机	1.38 ~ 1.40		

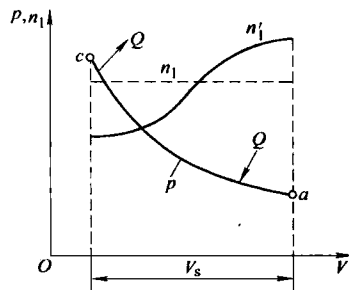


图 1-9 压缩过程及多变压缩指数变化过程

n_1 主要受工质与缸壁间的热交换及工质泄漏情况的影响。当发动机转速提高时,因热交换的时间缩短,向缸壁的传热量及气缸泄漏量减少,所以 n_1 增大。而当泄漏量增加或气缸温度降低时, n_1 减小。

压缩终了的压力和温度可用下式计算