

普通高等教育规划教材

工程机械发动机理论与性能

姚怀新 / 主 编
陈 波 王海飞 / 副主编



人民交通出版社
China Communications Press

普通高等教育规划教材

GongCheng JiXie Fadongji LiLun Yu Xingneng

工程机械发动机理论与性能

姚怀新 主 编

陈 波 王海飞 副主编

人民交通出版社

内 容 提 要

本书系统地阐述了在工程车辆领域中采用的活塞式发动机的工作过程及基本理论,共九章,主要包括:发动机热力循环与性能指标、发动机的换气过程、燃料、汽油机的工作原理、柴油机的可燃混合气形成与燃烧、发动机特性、发动机的废气涡轮增压、发动机的动态特性以及发动机的排气污染与噪声等。

本书主要作为高等院校工程机械、农业机械、军用车辆、汽车拖拉机等各相关专业本、专科学生的教材,也可作为相近专业的教材或教学参考书,同时还可供专业工程技术人员使用和参考。

图书在版编目(CIP)数据

工程机械发动机理论与性能 / 姚怀新主编. —北京: 人民交通出版社, 2007.2

ISBN 978-7-114-06412-8

I. 工… II. 姚… III. 工程机械 - 发动机 - 高等学校 - 教材 IV. TU603

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2007) 第 020978 号

书 名: 工程机械发动机理论与性能

著 作 者: 姚怀新

责任编辑: 智景安

出版发行: 人民交通出版社

地 址: (100011) 北京市朝阳区安定门外外馆斜街 3 号

网 址: <http://www.ccpress.com.cn>

销售电话: (010) 85285838, 85285995

总 经 销: 北京中交盛世书刊有限公司

经 销: 各地新华书店

印 刷: 三河市吉祥印务有限公司

开 本: 787 × 1092 1/16

印 张: 10.25

字 数: 245 千

版 次: 2007 年 2 月第 1 版

印 次: 2007 年 2 月第 1 次印刷

书 号: ISBN 978-7-114-06412-8

印 数: 0001 ~ 3000 册

定 价: 20.00 元

(如有印刷、装订质量问题的图书由本社负责调换)

前 言

本书由长安大学规划教材建设经费支持出版,在此深表感谢!

发动机从诞生到今天已有近 200 年的历史。随着发动机在工程机械领域中的应用,工程机械的性能得到了极大地提高,同时其应用范围也不断地得到扩大。尤其是近几年来,随着制造技术和试验测试技术的发展,人们对发动机的研究和认识越来越深入。同时,新技术在发动机上的大量应用,不仅使发动机的性能有了较大的提高,而且使我们对发动机的选用更具有针对性。

早在 20 世纪 80 年代,西安公路学院筑路机械系(现为长安大学工程机械学院)的教学科研人员,就已经对变负荷工况下发动机的适应性能做过大量的试验研究,并取得了不少有价值的结论,为针对工程机械的工况特点来选择发动机提供了理论基础。

由于工程机械与发动机技术的迅速发展,为工程机械用发动机的研究提供了广阔的空间。发动机的性能是影响工程机械的整机性能的主要因素之一。本书从发动机的基本工作过程及其基本理论出发,系统地介绍了汽油机与柴油机的工作原理,在此基础上讨论了提高柴油机动态性能的措施以及发动机动态控制系统与工程机械整机控制系统的匹配等工程机械专业所关心的问题,这也是本书的特点之所在。

本书以发动机的基本理论为核心,在发动机基本原理内容的基础上增加了一些新型发动机的工作原理与工作特点,以及发动机对变负荷工况的适应性等方面的内容。这样,一方面能使初学者在较短的时间内掌握有关发动机的基本理论以及分析问题的基本方法;另一方面又能使具有一定理论基础的人员,了解到目前发动机理论的研究现状与发展方向。

总之,本书是针对工程机械领域内的发动机理论与性能的专业基础教材,并为工程机械专业的教学以及从事工程机械方面实际工作的科技人员提供理论参考。

本书由长安大学工程机械学院姚怀新教授(第八章)、陈波(第三、四、五、六、七章)和王海飞(第一、二、九章)共同编写。

本书在编写过程中得到了长安大学教务处的的大力支持。书中插图由研究生李娟、王鑫、李源、朱学超同学协助绘制。此外,本书在编写过程中还有许多其他人员参与,为本书的编写提出过宝贵的意见,在此一并致以真诚、深切地谢意!

由于编者水平有限,书中有错误或不当之处,欢迎读者批评指正。

编 者

2006 年 12 月于长安大学

本书主要物理量符号及意义

a ——声速;加速度	n ——发动机转速
B ——排放物的质量排放量	n_1 ——平均压缩多变指数
b ——排放物的比排放量	n_2 ——平均膨胀多变指数
AF ——空燃比	N_e ——发动机功率
c ——比热	N_i ——指示功率
C ——排放物的浓度	N_L ——升功率
c_m ——活塞平均速度	N_m ——机械损失功率
c_p ——定压比热	p ——汽缸中气体压力
c_v ——定容比热	p_0 ——大气压力
D ——汽缸直径	p_a ——进气终点压力
e ——自然对数的底	p_b ——膨胀终点压力
F ——面积	p_c ——压缩终点压力
FV_c ——面容比	p_e ——平均有效压力
f ——频率;摩擦系数	p_i ——平均指示压力
g_b ——每循环供油量	p_k ——增压压力
g_e ——有效燃料消耗率	p_m ——平均机械损失压力
g_i ——指示燃料消耗率	p_r ——排气终了压力
G_T ——每小时燃料消耗量	p_e ——平均有效压力
H ——焓	p_t ——循环平均压力
H_m ——可燃混合气热值	p_T ——废气涡轮前压力
H_u ——燃料低热值	p_w ——饱和蒸气压力
i ——汽缸数	Q ——热量
k ——绝热指数	R ——气体常数
K_M ——转矩适应性系数	S ——活塞行程
K_n ——转速适应性系数	s ——熵
L_0 ——燃烧 1kg 燃料理论上所需的空气量	T ——汽缸中气体温度
m ——质量	T_a ——进气终点温度
M_c ——阻力矩	T_b ——膨胀终点温度
M_e ——发动机转矩	T_c ——压缩终点温度
m_r ——残余废气量	T_0 ——大气温度
m_T ——燃料分子量	T_r ——排气终点温度

T_s ——进气系统温度
 U ——内能
 v ——比容
 V ——容积
 V_a ——汽缸总容积
 V_c ——压缩容积
 V_h ——汽缸工作容积
 W ——机械功
 W_i ——指示功
 α ——过量空气系数
 γ ——残余废气系数
 δ ——后膨胀比
 δ_1 ——稳定调速率
 δ_2 ——瞬时速速率
 ε ——压缩比;调速器不灵敏度
 η_e ——有效效率
 η_i ——指示效率

η_k ——绝热效率
 η_m ——机械效率
 η_t ——循环热效率
 η_T ——涡轮机效率
 η_{TK} ——增压器效率
 η_v ——充气效率
 θ ——喷油(点火)提前角
 λ ——压力升高率
 μ ——分子量:流量系数
 μ_0 ——分子变更系数
 ρ ——预胀比;密度
 τ ——冲程数
 τ_i ——着火延迟期
 φ ——曲轴转角;增压度
 φ_i ——着火延迟角
 ω ——回转角速度

目 录

第一章 发动机热力循环与性能指标	1
第一节 发动机的理论循环	2
第二节 发动机的实际循环	6
第三节 发动机的性能指标	10
第四节 机械损失	14
第五节 发动机的热平衡	17
第二章 发动机的换气过程	19
第一节 四冲程发动机的换气过程	19
第二节 四冲程发动机的充气系数	21
第三节 二冲程发动机的换气过程	25
第三章 燃料	29
第一节 发动机的传统燃料	29
第二节 发动机的代用燃料	32
第三节 燃料的热化学性能	34
第四章 汽油机的工作原理	39
第一节 汽油机混合气的形成	39
第二节 汽油机的燃烧过程	48
第五章 柴油机可燃混合气的形成与燃烧	56
第一节 柴油机可燃混合气的形成	56
第二节 柴油机的燃烧过程	61
第三节 电控式高压喷射系统	67
第六章 发动机的特性	72
第一节 发动机的工况与特性	72
第二节 发动机试验台架	73
第三节 负荷特性	77
第四节 速度特性	80
第五节 调速特性	86
第六节 万有特性	93
第七节 调整特性	94
第七章 发动机的废气涡轮增压	99
第一节 概述	99
第二节 废气涡轮增压器的工作原理	102
第三节 车用发动机增压的问题	114

第八章 变负荷工况下发动机的动态性能..... 120

 第一节 柴油机的特性..... 120

 第二节 动态负荷的特点及其对发动机性能的影响..... 123

第九章 发动机的排放污染与噪声..... 142

 第一节 概述..... 142

 第二节 有害排放物的生成..... 143

 第三节 影响汽油机有害排放物生成的主要因素..... 145

 第四节 影响柴油机有害排放物生成的主要因素..... 147

 第五节 发动机的噪声..... 150

参考文献..... 152

第一章 发动机热力循环与性能指标

发动机是一种将热能转化为机械能的热力机械。在实际发动机中,燃料的化学能转变为机械功的过程十分复杂。发动机实际循环是由一系列复杂的物理、化学过程组成的。从机构运动学的角度来看,发动机的实际工作过程是按照一定的循环,周而复始地进行工作的。从热力学的角度来看,发动机以一种工质开式循环方式工作,汽缸内循环起止点的工质不相同,过程起点的工质是新鲜充量,终点的工质则为燃烧产物,因此发动机的实际循环是非常复杂的。若一开始就分析研究实际循环,会感到非常困难,以至无从下手。由卡诺定理可知,在相同的温度范围内,卡诺循环的热效率最高。然而发动机却不能按卡诺循环进行工作。这是因为工质的定温加热过程和定温放热过程不易实现,且要提高热效率就必须增大高、低温热源的温度差,致使压力差和压缩比很大,亦即使最高极限压力增高和汽缸长度增长,结果是机器庞大笨重,单位汽缸容积的功率很小。为此,人们往往根据发动机工作过程的特征,经过适当的假定和简化,抽象出发动机的理论循环。经简化后,工质在汽缸内的工作情况,通常用气体压力 p 随汽缸容积 V (或曲轴转角 φ)而变化的图形来表示,这些图形称为示功图。如图 1-1 所示,图 1-1a)为 $p-V$ 图,图 1-1b)为 $p-\varphi$ 图(或称为展开示功图)。

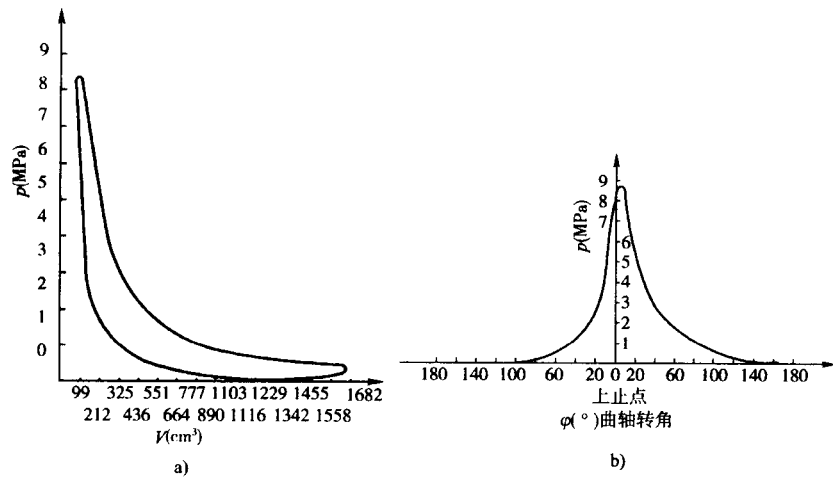


图 1-1 120 型四冲程单缸试验柴油机的示功图

示功图可用电子示功器测得。各种不同形式的示功图已成为研究和分析汽缸内部工作过程的有效工具。

通过分析发动机的理论循环,可以用简单公式阐明各参数之间的关系,确定衡量发动机工作过程进行情况的性能指标的理论极限。理论循环的研究为提高发动机的性能指明了基本途径,并为判断实际发动机工作过程进行的完善程度及改进潜力提供了理论依据。虽然发动机实际循环是多样的、不可逆的,而且往往还相当复杂,但通常总可以近似地用由一系列简单、典型、可逆的过程组成的理论循环来代替。对这样的理论循环就可以比较方便的进行分析和计算,不同的假设条件,可以形成不同的理论循环。通过对理论循环的分析比较,可以从中找出

提高发动机动力性和经济性的途径。理论循环的假设越符合实际情况,分析的结论就越接近实际。

本章的主要内容为:发动机的理论循环;发动机的实际循环;发动机的性能指标;发动机的机械损失等。

第一节 发动机的理论循环

一、理论循环假设

- 1)以空气作为循环中的工质并假定其为理想气体,其比热视为定值,忽略变比热的影响。
 - 2)循环为封闭循环。燃烧过程以热源向工质定容或定压加热代替,而排气过程则以工质向冷源定容放热代替。
 - 3)压缩过程和膨胀过程均假定为绝热过程。假定循环的每一过程均为可逆过程。
- 根据以上假设条件得到的理论循环示功图如图 1-2 所示。

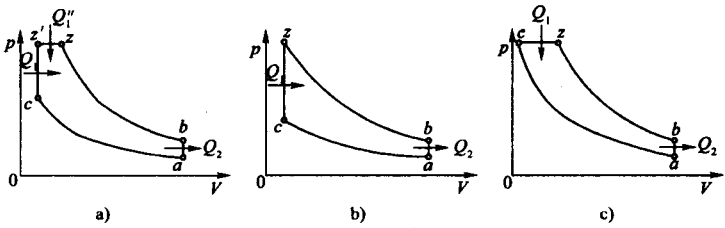


图 1-2 发动机理论循环
a)混合加热循环;b)定容加热循环;c)定压加热循环

将实际循环简化为理论循环,必须使其尽可能符合实际循环的特点,尤其是加热过程的特点。例如在汽油机中,混合气燃烧迅速,汽缸内温度、压力增长很快,可以认为其燃烧过程基本上是在容积不变的条件下进行的,即可简化为定容加热循环。在高增压和低速大型柴油机中,由于受燃烧最高压力的限制,大部分燃料是在上止点以后燃烧的,是在压力基本上一定的情况下进行的,即可简化为定压加热循环。而高速柴油机则介于这两者之间,其燃烧过程可以认为是先定容加热、后定压加热的组合,即可简化为混合加热循环。前两种循环可认为是混合加热循环的特例。

二、理论循环的评价指标

1. 循环热效率

循环热效率是转变为循环净功的热量与工质所吸收的热量之比,用 η_t 表示,即

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

式中: W —— m kg 工质的循环净功(J);

Q_1 —— m kg 工质在循环中吸收的热量(J);

Q_2 —— m kg 工质在循环中放出的热量(J)。

热效率是用来衡量循环中热量的利用程度,是评价循环的经济性指标。

2. 循环平均压力

单位汽缸工作容积的工质所做的循环净功,称为循环平均压力,用 p_t 表示。即

$$p_t = \frac{W}{V_h} (\text{J/m}^3) \text{ 或 } (\text{N/m}^2) \quad (1-2)$$

式中: V_h ——汽缸工作容积(m^3)。

循环平均压力 p_t 是评价理论循环的动力性指标。

三、发动机的理论循环

由于加热方法不同,发动机理论循环可分为混合加热循环,定容加热循环及定压加热循环。

1. 混合加热循环

混合加热循环加入到工质中的热量 Q_1 分为两部分:一部分热量 Q'_1 是在定容情况下加入,另一部分热量 Q''_1 是在定压情况下加入。循环中 m kg 工质吸收的热量 $Q_1 = Q'_1 + Q''_1$ 。循环中定容放出的热量为 Q_2 ,循环净功 $W = Q_1 - Q_2$ (见图 1-2)。

由工程热力学可知,混合加热循环的热效率 η_t 和循环平均压力 p_t 为:

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

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

式中: $\epsilon = \frac{V_a}{V_c}$ ——压缩比;

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ ——压力升高比;

$\rho = \frac{V_z}{V_c}$ ——预胀比;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ ——绝热指数。

式中: c_p 、 c_v ——分别为工质的定压比热和定容比热;其他符号的含意参看图 1-2。

2. 定容加热循环

定容加热循环加入到工质中的热量 Q_1 是在定容情况下进行的,使工质状态达到 z 点,然后由 z 点绝热膨胀到 b 点(见图 1-2b)。因其无定压加热过程,是混合加热循环 $\rho = 1$ 的特例。故将 $\rho = 1$ 分别代入式(1-3)、式(1-4)中,即得到定容加热循环的热效率及平均压力:

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

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

3. 定压加热循环

定压加热循环的加热过程是在压力不变的条件下进行的,如图 1-2c)所示。可将其看成混合加热循环 $\lambda = 1$ 时的特征。将 $\lambda = 1$ 分别代入式(1-3)和式(1-4),即得到定压加热循环的热效率和平均压力:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \quad (1-7)$$

$$p_i = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k - 1} \cdot k(\rho - 1) \eta_i \quad (1-8)$$

四、理论循环的分析与比较

(一) 理论循环的影响因素

根据上述 3 种理论循环的热效率 η_i 和平均压力 p_i 与循环参数之间的关系式, 可以分析各参数对这两个指标的影响。

1. 压缩比 ϵ

由 3 种理论循环的热效率公式和平均压力公式可知, 随着压缩比 ϵ 的增加, 3 种循环的热效率 η_i 和平均压力 p_i 均提高。在加热量 Q_1 相同的条件下, 提高 ϵ , 可提高循环的最高温度和平均吸热温度, 降低循环平均放热温度, 增大循环做功, 因此 η_i 和 p_i 均增加。以定容加热循环为例, 在图 1-3b) 中, 由于两个循环的加热量 Q_1 相同, 则 ϵ 高的循环 $ac'z'b'a$ 定容线 $c'z'$ 曲线下的面积 $ec'z'me$ 应当与 ϵ 低的循环 $aczba$ 中定容线 cz 曲线下的面积 $eczne$ 相等, 而 ϵ 高的循环比 ϵ 低的循环传给冷源的热量 Q_2 却减少了, 其减少量相当于面积 $b'b'nmb'$ 。因此定容加热循环压缩比增大时, 循环功增加, η_i 和 p_i 也将增加。

图 1-4 表示定容加热循环效率 η_i 随压缩比 ϵ 的变化情况。可见 ϵ 与 η_i 并非直线关系, 在 ϵ 较低时, 随 ϵ 的提高, η_i 提高很快; 但在 ϵ 较高时, 再提高 ϵ , η_i 的增加效果就很小了。

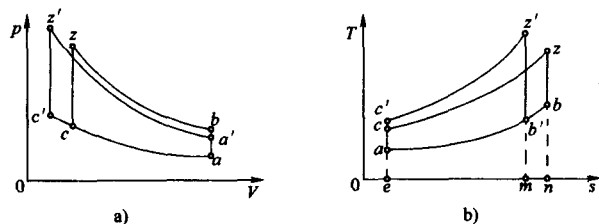


图 1-3 压缩比对定容加热循环的影响

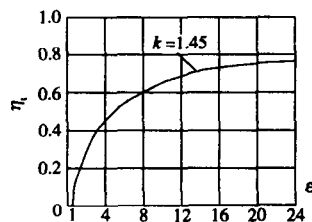


图 1-4 定容加热循环效率 η_i 随压缩比 ϵ 的变化

2. 绝热指数 k

绝热指数 k 值取决于工质的种类, 它对 η_i 的影响如图 1-5 所示。不同的工质, 不同的温度, 具有不同的 k 值, 随着 k 值增大 η_i 将提高。一般取空气 $k = 1.40$ 。当可燃混合气加浓时, 混合气中燃料蒸气较多, k 值将降低, 因而 η_i 随之降低。反之当可燃混合气变稀时, k 值增大, 因而 η_i 将提高。理论循环中比热视为定值, 则 k 也为定值, 不随温度而变化。

3. 压力升高比 λ 和预胀比 ρ

在定容加热循环中, 压力升高比 λ 随加热量 Q_1 的增加而增大。由式(1-5)和式(1-6)可知, 当 ϵ 保持不变, λ 增大时, p_i 将随之增大, 而 η_i 不变。因为 Q_1 是定容条件下加入的, 由于比热为定值, 故所加入的每一部分热量都使工质的温度具有相同的升高, 而且得到每一部分热量的工质都具有相同的膨胀比, 所以 η_i 不变, 而 p_i 增大。

在定压加热循环中, ρ 值随加热量的增加而增大。当 ϵ 、 k 不变时, 由公式(1-7)和式(1-8)可知, ρ 增大, 使 p_i 增加而 η_i 减小。这是因为在定压加热循环中, ρ 越大, 循环所做功也越多, 因此 p_i 增加。但是, 最后所加的部分热量的时间随着 ρ 增大而距上止点越远, 这部分热量做

功的机会越少,即膨胀比越小,故循环热效率 η_i 降低。

在混合加热循环中,如果总加热量和压缩比保持不变,其定容加入热量和定压加入热量的比例不同时,则热效率也不同。

当总加热量一定时,定容加热部分越大,即 λ 值越大,则热效率 η_i 越高,在 $\lambda = \lambda_{\max}$ 和 $\rho = 1$ 时,即全部热量都在定容下加入,则热效率 η_i 最高。而在 $\rho = \rho_{\max}$ 和 $\lambda = 1$ 时,即全部热量都在定压下加入,则热效率最低。

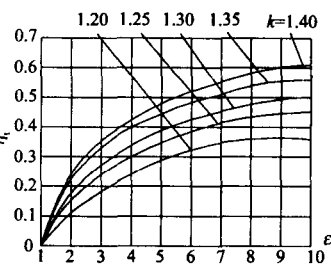


图 1-5 定容加热循环的热效率 η_i 与压缩比 ϵ 和绝热指数 k 的关系

(二) 3 种理论循环热效率的比较

1. 当初始状态相同,加热量 Q_1 及压缩比 ϵ 分别相等时,3 种理论循环热效率的比较

图 1-6a) 中 $aczba$ 为定容加热循环, $acz''b''a$ 为混合加热循环, $acz'b'a$ 为定压加热循环。由于 ϵ 相同,故 3 种循环的绝热压缩线 $a-c$ 重合;又因为 Q_1 相等,所以在 $T-S$ 图上的面积 $aczba$ 、面积 $acz''b''a$ 和面积 $acz'b'a$ 相等,但 3 种循环的放热量 Q_2 却不相等,且

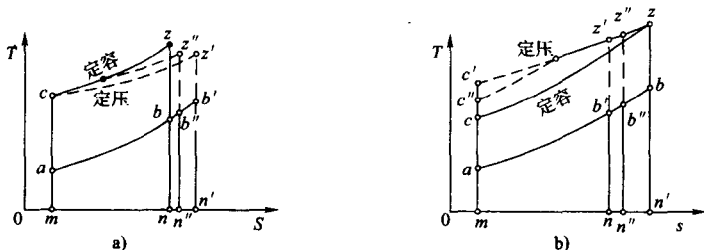


图 1-6 加入热量相同时 3 种理论循环的比较

$$Q_{2P} > Q_{2混} > Q_{2V}$$

式中: Q_{2P} ——定压加热循环放热量;

Q_{2V} ——定容加热循环放热量;

$Q_{2混}$ ——混合加热循环放热量。

根据公式 $\left(\eta_i = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \right)$ 得:

$$\eta_{iv} > \eta_{混} > \eta_{iv}$$

(1-9)

由此可知,在初始状态, ϵ 和 Q_1 相同的条件下,定容加热循环最低。这说明实际发动机中汽油机按定容加热循环工作最有利,而柴油机按混合加热循环比按定压加热循环工作有利,如能增加混合加热循环的定容加热部分(即增大 λ 值而减小 ρ 值),则可达到更高的热效率。但必须指出,不能由式(1-9)得出汽油机的热效率比柴油机高的结论。实际上,由于柴油机的压缩比远高于汽油机的压缩比,因此柴油机的热效率要比汽油机高得多。

2. 当初始状态的加热量 Q_1 和循环最高压力分别相等时,3 种理论循环热效率的比较

图 1-6b) 中 $aczba$ 为定容加热循环, $ac''z''b''a$ 为定压加热循环, $ac'z'b'a$ 为混合加热循环。

可见 3 种循环虽然加热量 Q_1 相等,但放热量却不同,即

$$Q_{2V} > Q_{2混} > Q_{2P}$$

故

$$\eta_{iv} > \eta_{混} > \eta_{iv}$$

(1-10)

由此可知,在初始状态,加热 Q_1 和循环最高压力相同时,定压加热循环的热效率 η_{iv} 最高,混合加热循环次之,定容加热循环最低。这说明在发动机热负荷和机械强度受到限制时,采用

定压加热循环热效率最高。

第二节 发动机的实际循环

一、四冲程发动机的实际循环

发动机的实际循环复杂很多,它是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气 5 个过程组成的。曲轴转两圈完成一个循环过程的发动机称为四冲程发动机,曲轴转一圈完成一个循环过程的发动机称为二冲程发动机。现以四冲程发动机为例讨论实际循环的进行情况。在图 1-7 中的 $p-V$ 图上的封闭曲线表示实际循环中工质压力随容积变化的关系。曲线所包围的面积 A_1 就是气体完成一个实际循环所做的有用功。

(一)进气过程

为使发动机连续运转,必须不断吸入新鲜工质,即存在一个进气行程。进气过程如图 1-7 中 $r-a$ 线所示。在活塞接近上止点时,进气门开启,活塞离开上止点后,排气门关闭,活塞由上止点向下止点移动时,上一循环留在压缩容积中的废气首先由 r 点膨胀到 r' 点,压力由 p_r 降到 $p_{r'}$,然后新鲜气体才被吸入汽缸。由于进气系统有阻力,进气终了压力 p_a 总是低于大气压力 p_0 ,压力差 $p_0 - p_a$ 用来克服进气系统的阻力。进入汽缸的新鲜气体由于受到发动机高温零件和残余废气的加热,因此进气终了的温度 T_a 总是高于大气温度 T_0 。

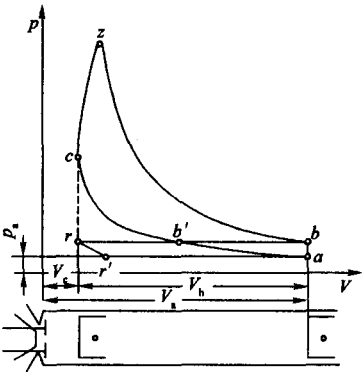


图 1-7 四冲程发动机示功图

V_c —压缩终点汽缸容积; V_h —汽缸工作容积

发动机在全负荷时的进气终了压力 p_a 和进气终了温度 T_a 的数值列于表 1-1。

高速发动机实际循环工质状态参数

表 1-1

参数	p_a (kPa)	T_a (K)	p_c (kPa)	T_c (K)	p_z (kPa)	T_z (K)	p_b (kPa)	T_b (K)	p_r (kPa)	T_r (K)
柴油机	$(0.80 \sim 0.95) p_0$	310 ~ 340	2940 ~ 4900	750 ~ 950	5880 ~ 8830	1800 ~ 2200	200 ~ 390	1000 ~ 1400	$(1.05 \sim 1.20) p_0$	700 ~ 900
汽油机	$(0.75 \sim 0.90) p_0$	370 ~ 1400	830 ~ 1960	600 ~ 700	2940 ~ 4900	2200 ~ 2800	290 ~ 490	1500 ~ 1700	$(1.05 \sim 1.20) p_0$	850 ~ 1200

(二)压缩过程

压缩过程(图 1-7 中 $a-c$ 线)进、排气门均处于关闭状态,活塞由下止点向上止点移动,缸内工质受到压缩,压力、温度不断上升。

压缩过程的作用是增大循环的温差,使工质获得最大限度的膨胀比,提高循环的热效率。同时也为燃烧过程创造有利条件,柴油机压缩终了气体的高温,是保证柴油自燃的必要条件。

工质被压缩的程度用压缩 ϵ 表示,柴油机为保证柴油喷入汽缸后能及时迅速燃烧,以及冷车起动时可可靠着火,选择的压缩比 ϵ 应使压缩终了的温度比柴油的自燃温度高出 200 ~ 300K。一般高速柴油机压缩比 $\epsilon = 14 \sim 22$ 。而汽油机的压缩比 ϵ 受到爆燃和表面点火的限制,一般 $\epsilon = 6 \sim 10$ 。

在理论循环中,我们假设压缩过程是绝热过程。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,新鲜工质因其温度低,从缸壁吸热,多变压缩指数 $n'_1 > k$ 。随着工质温度升高,某一瞬时与缸壁温度相等 $n'_1 = k$ 。此后,由于工质温度高于缸壁温度,则工质向汽缸壁传热 $n'_1 < k$ 。因此,压缩过程中 n'_1 是不断变化的,如图 1-8a) 所示。

但在实际循环的近似计算中,常用一个不变的平均压缩指数 n_1 来取代变化的压缩多变指数 n'_1 ,条件是以这个指数进行的压缩过程,其起点 a 和终点 c 的工质状态应与实际过程相符。根据试验测定,所得 n_1 的变化范围:柴油机 $n_1 = 1.38 \sim 1.42$;汽油机 $n_1 = 1.29 \sim 1.30$ 。

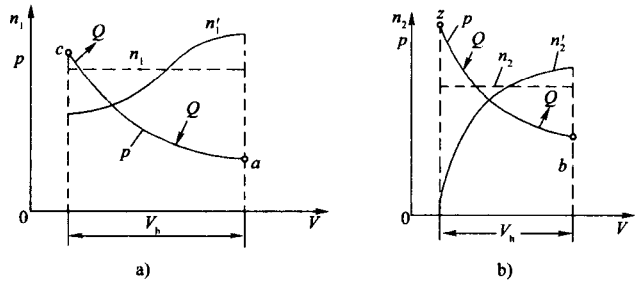


图 1-8 实际压缩和膨胀过程及其过程指数

a) 压缩过程; b) 膨胀过程

n_1 的大小主要决定于工质与缸壁的热交换情况和工质的泄漏情况:当发动机转速提高后,因热交换时间缩短,工质向汽缸壁传递的热量减少,同时气体泄漏减少,于是 n_1 增大;当负荷增加或采用空气冷却时,汽缸壁的平均温度升高,使工质在压缩初期吸热多而后期放热少,于是 n_1 增大;当汽缸尺寸较大时,相对散热量减少, n_1 增大。

汽缸内压缩终了的压力和温度可用下式计算:

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1} \text{ (kPa)} \quad (1-11)$$

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \text{ (K)} \quad (1-12)$$

p_c 和 T_c 的数值范围如表 1-1 所示。

(三) 燃烧过程

燃烧过程如图 1-7 中 $c-z$ 线所示,此时进排气门均关闭,活塞处于上止点附近。

燃烧过程将燃料的化学能转变为热能,使工质的压力和温度升高,放出的热量越多,放热时越接近上止点,热效率越高。

由于燃料燃烧不是瞬时完成的,因此柴油机应在上止点前 c' 点就开始喷油(见图 1-9a)。喷入汽缸内的柴油与空气混合,借助高温空气的热量自行着火燃烧。燃烧开始时,燃烧速度很快,而汽缸容积变化很小,工质的温度、压力剧增,接近于定容加热,如图 1-9a) 中 $c-z'$ 段所示,

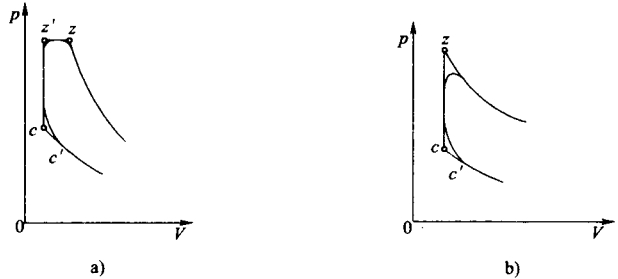


图 1-9 发动机实际循环燃烧过程

a) 柴油机; b) 汽油机

以后的燃烧是在活塞由上止点向下止点移动的情况下进行的,汽缸内温度继续上升,而压力升高不多,容积却略有增大,接近于定压加热,如图 1-9a)中 $z'-z$ 段所示,因此柴油机燃烧过程可视为由接近先定容加热后定压加热两部分组成,即混合加热过程。

汽油机在上止点前 c' 点开始点火,火花塞跳火,点燃混合气(见图 1-9b))火焰迅速传播到整个燃烧室,燃烧所放出的热量使工质的温度和压力剧增,而容积没有显著变化,因此燃烧过程接近定容加热过程,如图 1-9b)中 $c-z$ 段。

无论汽油机还是柴油机,燃烧都不是瞬时完成的。燃烧最高爆发压力 p_z 和最高温度 T_z 数值范围如表 1-1 所列。

柴油机压缩比 ϵ 很高。但柴油机的最高温度 T_z 却比汽油机低,这主要是因为柴油机过量空气系数大,其次是部分燃料是在膨胀过程中燃烧的。

(四)膨胀过程

膨胀过程如图 1-7 中的 $z-b$ 线所示。此时高温高压的工质推动活塞由上止点向下止点移动,膨胀做功,汽缸内气体的压力、温度不断下降。

在发动机中,由于燃料不可能全部在燃烧过程中燃烧完毕,在膨胀过程中还要继续燃烧,这种燃烧称为补燃。柴油机补燃将延续到膨胀过程的大部分,与此同时,高温热分解产物,在膨胀中发生复合放热现象。此外膨胀过程也同压缩过程一样,有热交换和漏气损失。因此膨胀过程是一个非常复杂的多变过程。膨胀初期由于补燃,工质吸热, $n_2 < k$; 膨胀到某一瞬时,工质吸收的热量与它向汽缸壁的放热量相等, $n_2 = k$; 膨胀后期,工质向汽缸壁放热, $n_2 > k$, 如图 1-8b)所示。

与压缩过程一样,为分析和计算方便起见,也用一个不变的平均多变膨胀指数 n_2 来代替变化着的 n_2' ,只要以这个 n_2 计算的膨胀过程,其起始与终了状态和实际膨胀过程相符就可以了。

n_2 的一般范围:柴油机 $n_2 = 1.14 \sim 1.23$; 汽油机 $n_2 = 1.23 \sim 1.27$ 。

n_2 主要取决于补燃、工质与缸壁间的热交换及漏气情况。当发动机转速增加时,补燃增加,传热、漏气减少,使 n_2 减少;当转速不变负荷增加时,补燃增加,使 n_2 减少;混合气形成与燃烧不良也使补燃增加, n_2 减少;汽缸容积增加使相对散热面积和相对漏气量下降, n_2 减少。

膨胀终点的压力和温度可用下式计算:

柴油机:

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} \text{ (kPa)} \quad (1-13)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \text{ (K)} \quad (1-14)$$

式中: δ ——后期膨胀比, $\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\epsilon}{\rho}$;

ρ ——预胀比, $\rho = \frac{V_z}{V'_z}$ 。

汽油机:

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}} \text{ (kPa)} \quad (1-15)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1} = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} \text{ (K)} \quad (1-16)$$

p_b, T_b 值列于表 1-1 中, 由于柴油机的膨胀比较大, 转变为有用功的热量多, 热效率高, 所以膨胀终了的压力和温度均比汽油机的低。

(五) 排气过程

排气过程如图 1-7 中 $b-b'-r$ 线所示, 排气门在下止点前 b 处开启, 废气高速排出, 汽缸内压力迅速下降, 当活塞从下止点向上止点移动时, 废气继续排出。

由于排气系统有阻力, 排气终了的压力 p_r 大于大气压力 p_0 , 压力差 $p_r - p_0$ 用来克服排气系统的阻力。阻力越大排气终了的压力 p_r 越高。

排气温度与发动机的转速、负荷、喷油(或点火)提前角有关, 以柴油机为例。当转速升高, 负荷增加, 喷油提前角减小时, 均使补燃增加, 排气温度升高。

从热功转换关系来看, 若循环供油量一定, 热转换功越高则排气温度越低。因此排气温度常用作判断发动机工作过程进行得好坏和热负荷高低的重要参数。

排气终了的压力和温度范围如表 1-1 所示。

实际循环由上述 5 个过程组成, 发动机的工作过程是实际循环的周而复始。

二、发动机实际循环损失

发动机的实际循环与理论循环相比, 存在着各种损失, 现以四冲程发动机为例说明之, 参看图 1-10。

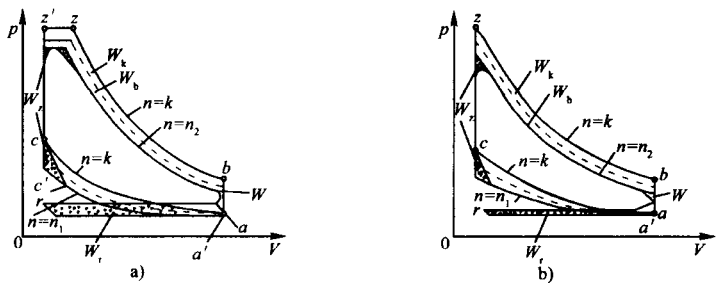


图 1-10 发动机实际循环与理论循环的差别
a) 柴油机; b) 汽油机

W_1 -由于工质比热变化和传热、流动等的损失; W_2 -非瞬时燃烧损失; W_3 -补燃损失; W_4 -提前排气损失; W_5 -进排气系统阻力引起的损失

1. 工质变化引起的损失

实际循环中, 燃烧前工质是新鲜空气与上一循环残留的废气的混合物, 燃烧后则变为燃烧产物, 因此工质的成分是变化的。

理论循环假定工质的比热不变, 而实际上空气和燃气的比热均随温度升高而增大, 这意味着同样的加热量在实际循环中引起的压力和温度的升高要比理论循环低, 其结果是循环的热效率低, 循环功减少。

同时在整个循环中, 工质的泄漏是避免不了的, 因此产生泄漏损失。

总之, 实际循环中工质的组分、比热、数量均是变化的, 由此产生的损失包括在图 1-10 中 W_1 面积内。

2. 换气损失

为了使实际循环周而复始地进行, 必须更换工质, 将燃烧后的废气排除, 并吸入新鲜气体,