

内燃机先进技术与原理

ADVANCED TECHNOLOGY FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES

姚春德 编著



天津大学出版社
TIANJIN UNIVERSITY PRESS

内燃机先进技术与原理

**Advanced Technology for
Internal Combustion Engines**

姚春德 编著

 **天津大学出版社**
TIANJIN UNIVERSITY PRESS

内 容 提 要

为了满足日益严格的废气排放法规的要求,兼顾优良的动力性和燃油经济性,众多的新技术、新结构和新在内燃机上得到了广泛的应用。本书以此为主线,重点介绍当前应用在内燃机上高效燃烧及其低排放装技术原理和结构特点。同时也结合内燃机的综合性和燃料要求,对噪声和振动产生的原理与控制方法、及其替代燃料在内燃机上的应用做了介绍。另外,对电动车和混合动力等新型动力装置的原理和基本结做了一般性阐述。本书可作为内燃机动力专业研究生和高年级本科生的教材,也可作为从事内燃机设计生产以及与此相关专业人员的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

内燃机先进技术与原理/姚春德编著. —天津:
天津大学出版社, 2010. 2
ISBN 978-7-5618-3308-7
I. ①内… II. ①姚… III. ①内燃机 IV. ①TK4
中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 232848 号

出版发行 天津大学出版社
出 版 人 杨欢
地 址 天津市卫津路 92 号天津大学内(邮编:300072)
电 话 发行部:022-27403647 邮购部:022-27402742
网 址 www.tjup.com
印 刷 天津泰宇印务有限公司
经 销 全国各地新华书店
开 本 185mm × 260mm
印 张 14
字 数 350 千
版 次 2010 年 2 月第 1 版
印 次 2010 年 2 月第 1 次
定 价 26.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页等质量问题,烦请向我社发行部门联系调换

版权所有 侵权必究

前 言

本书是在天津大学动力机械及工程专业硕士研究生《高等内燃机原理》讲义的基础上,经过多年的研究生教学实践、内容不断更新和完善而编撰成的。近几十年来随着各种新技术、新结构、新材料、新工艺的不断出现,排放法规更加严格,电控技术快速发展,内燃机已经成为集现代化高新技术于一体的高度智能化产品。无论在动力性、燃油经济性、排放品质以及在结构轻量化上,都高度体现着先进技术。同时为了使发动机的效率更高、结构更紧凑、更轻量化,数值模拟和数字化设计已经成为一种重要手段。本书主要涉及发动机的动力性、燃料经济性以及与排放有关的技术、结构和相应的工作原理。

在本书编写过程中,宋金瓯副教授参与了第2章的编写工作。李云强、程传辉、徐元利、刘小平、黄钰等博士以及刘义亭、王阳、李帅、李旭聪、徐广兰、阳向兰等硕士在资料收集和文字整理、图形制作中做了大量的工作。特别是程传辉和许汉君博士在本书统稿方面做了大量的细致工作,在此一并表示感谢。

鉴于科学技术的快速发展,任何新教材都避免不了的现实是:写出来的材料跟不上最新技术的发展,本教材也是如此。另外,在编著中收集到的材料难免挂一漏万,疏漏甚至错误也在所难免,恳请读者予以指正。

编著者
2009年5月

目 录

第1章 绪论	(1)
1.1 内燃机发展历程	(1)
1.1.1 内燃机基本思想的提出及其雏形的诞生	(1)
1.1.2 实用性内燃机的出现	(1)
1.1.3 内燃机规模使用后的几个重要阶段	(2)
1.2 内燃机的发展现状及趋势	(3)
第2章 内燃机的热力循环及相关理论	(5)
2.1 理想内燃机循环	(5)
2.2 实际内燃机循环分析	(7)
2.2.1 进、排气过程分析	(7)
2.2.2 压缩过程分析	(8)
2.2.3 燃烧过程分析	(8)
2.2.4 膨胀过程分析	(9)
2.2.5 实际循环与理论循环的区别	(10)
2.3 涡轮增压内燃机循环及先进内燃机循环	(11)
2.3.1 涡轮增压内燃机循环	(11)
2.3.2 先进内燃机循环	(12)
第3章 汽油机发展新技术	(16)
3.1 汽油机电子控制技术	(16)
3.1.1 汽油机电子控制系统功用与组成	(16)
3.1.2 传感器	(32)
3.1.3 发动机电控喷油系统的执行器	(45)
3.2 汽油机燃烧新技术	(51)
3.2.1 分层燃烧系统概述	(52)
3.2.2 缸内汽油直接喷射	(54)
3.2.3 可控压燃着火燃烧方式	(60)
3.3 汽油机可变技术和先进配气技术	(63)
3.3.1 可变配气机构	(63)
3.3.2 可变进气系统	(77)
3.3.3 可变燃烧系统	(83)
3.3.4 顶置凸轮轴	(86)

3.3.5 多气门技术	(88)
3.4 汽油机废气净化及后处理技术	(88)
3.4.1 废气排放污染物的危害	(89)
3.4.2 汽油废气有害排放物的生成机理与影响因素	(90)
3.4.3 降低汽油机有害物质排放的技术措施	(95)
第4章 柴油机新技术	(104)
4.1 车用柴油机的特点	(104)
4.1.1 柴油机的优点	(104)
4.1.2 柴油机存在的主要问题	(104)
4.2 柴油机供油系统新技术	(105)
4.2.1 柴油机供油系统的功能及分类	(105)
4.2.2 柴油机供油系统性能对比	(105)
4.2.3 柴油机性能与喷射压力的关系	(106)
4.2.4 直列柱塞泵供油系统	(106)
4.2.5 单体泵供油系统	(113)
4.2.6 泵喷嘴供油系统	(114)
4.2.7 转子分配泵	(114)
4.2.8 燃油喷射时刻的调整	(119)
4.2.9 柴油机调速系统	(121)
4.2.10 电控高压喷射系统	(127)
4.3 柴油机先进配气系统	(136)
4.3.1 进排气系统新技术	(136)
4.3.2 顶置凸轮轴	(139)
4.3.3 废气再循环	(140)
4.4 柴油机的增压与中冷	(141)
4.4.1 柴油机增压	(141)
4.4.2 柴油机增压新技术	(143)
4.5 柴油机噪声控制新技术	(149)
4.5.1 内燃机噪声的组成	(149)
4.5.2 内燃机燃烧噪声产生的机理	(149)
4.5.3 柴油机燃烧噪声的影响因素	(151)
4.5.4 降低内燃机燃烧噪声的措施	(153)
4.6 柴油机燃烧技术	(155)
4.6.1 燃烧系统新技术	(155)
4.6.2 新概念燃烧	(160)

4.7 柴油机排放污染及后处理技术	(163)
4.7.1 柴油机废气有害排放物的生成机理与影响因素	(163)
4.7.2 柴油机废气后处理技术	(173)
第5章 新型动力装置	(183)
5.1 电动汽车及其分类	(183)
5.1.1 概述	(183)
5.1.2 电动汽车的定义与分类	(183)
5.2 纯电动汽车	(183)
5.2.1 纯电动汽车的历史与现状	(183)
5.2.2 纯电动汽车的动力传动	(185)
5.2.3 纯电动汽车的优缺点	(186)
5.3 混合动力汽车	(186)
5.3.1 混合动力汽车概述	(186)
5.3.2 混合动力汽车的分类	(187)
5.3.3 混合动力汽车的排放控制	(188)
5.4 燃料电池电动汽车	(189)
5.4.1 燃料电池车概述	(189)
5.4.2 燃料电池分类	(189)
5.4.3 燃料电池工作原理	(190)
5.4.4 燃料电池与内燃机对比	(191)
5.4.5 燃料选择	(191)
5.5 太阳能电池汽车	(192)
5.6 各类新型动力的比较	(192)
第6章 内燃机燃料	(194)
6.1 内燃机主要燃料及其技术指标	(194)
6.1.1 汽油	(194)
6.1.2 柴油燃料及其相应的技术指标	(196)
6.2 石油替代燃料	(198)
6.2.1 甲醇燃料的应用	(198)
6.2.2 乙醇燃料的应用	(206)
6.2.3 燃用醇类燃料非常规排放的检测方法	(207)
6.2.4 醇燃料的加注系统	(208)
6.2.5 二甲醚燃料的应用	(208)
6.2.6 生物质燃料	(209)
6.2.7 煤制油	(209)
6.2.8 气体燃料	(210)
参考文献	(211)

第 1 章 绪 论

1.1 内燃机发展历程

1.1.1 内燃机基本思想的提出及其雏形的诞生

1673—1680 年荷兰物理学家柯·惠更斯(Christian Huygens)首先提出了真空活塞式火药燃烧的高温燃气在气缸中冷却后形成真空而带动活塞做功,在人类历史上第一次把燃气与活塞联系起来,实现了“内燃”。图 1-1 为柯·惠更斯提出的内燃机原型机。

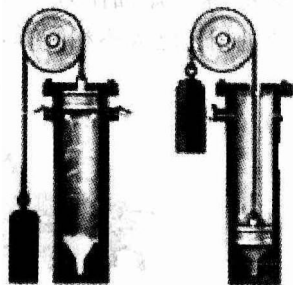


图 1-1 柯·惠更斯提出的内燃机原型机

1794 年英国人罗伯特·斯却里塔(Robert Street)提出了用松节油或柏油的内燃机原理,首次提出燃料与空气混合的原理。

1799 年法国化学家莱蓬(Lebon)建议采用照明煤气作燃料并用电火花点火。

1820 年英国人塞歇尔(W. Cecil)用氢煤气作燃料,使内燃机以 60 r/min 的转速转动起来。

1833 年英国人威特(W. L. Weight)提出“爆发”发动机,摆脱了真空发动机的影响,直接利用燃烧压力推动活塞做功。

1857 年意大利恩·巴尔桑奇(Engenio Bersanti)和马特依西(Matteucci)制成自由活塞发动机,第一次实现了爆发做功。



图 1-2 Lenoir 电火花点火、煤气作燃料的二冲程发动机

1860 年法国人兰诺(Lenoir)研制成功第一台实用的二冲程、无压缩、电火花点火的煤气机,如图 1-2 所示。

1862 年法国工程师包·德·罗沙(Beau de Rochas)第一次提出了近代发动机等容燃烧的四冲程循环原理。

于是,内燃机就在蒸汽机的基础上仿照蒸汽机结构,在气缸内(而不是在气缸外)燃烧煤气,从而诞生了按四冲程循环方式工作的内燃机。

1.1.2 实用性内燃机的出现

1. 火花点火式内燃机

1876 年 Nikolaus August Otto 发明了世界上第一台四冲程煤气机,奠定了世界内燃机的新技术。到 1884 年,该内燃机经过不断改进,热效率已达到 20%。

1886 年 Benz 和 Daimler 按 Otto 的四冲程原理,制造出第一台车用汽油机。Benz 汽油机为单缸,0.78 L,0.65kW,400 r/min;Daimler 汽油机为单缸,0.46 L,0.81kW,650 r/min。

内燃机的发展给汽车的发展以新的推动力。1886 年 Benz 和 Daimler 将发明的汽油机用

在汽车上,发明了第一部汽车。

2. 压燃式内燃机

1892 年 Rudolf Diesel 提出用煤粉作燃料、压缩点火的发动机工作循环。一年后,他制成第一台没有冷却的煤气实验机。其冲程 $s=400\text{ mm}$,缸径 $D=150\text{ mm}$,煤气通过压力管和喷嘴直接进入燃烧室。随后,第一台实验机改为水冷却,用压缩空气将燃油喷入气缸,达到对燃烧有利的燃烧爆发。

1897 年 2 月 17 日,在德国慕尼黑高等工业学校教授 Schroter 主持下,制成了世界上第一台热效率达 26% 的柴油机,如图 1-3(a) 所示。

从此,采用燃油作为燃料的内燃机真正进入社会。图 1-3(b) 是现代发动机,其外形与早期发动机相比已大不相同,但工作原理却没有任何改变。

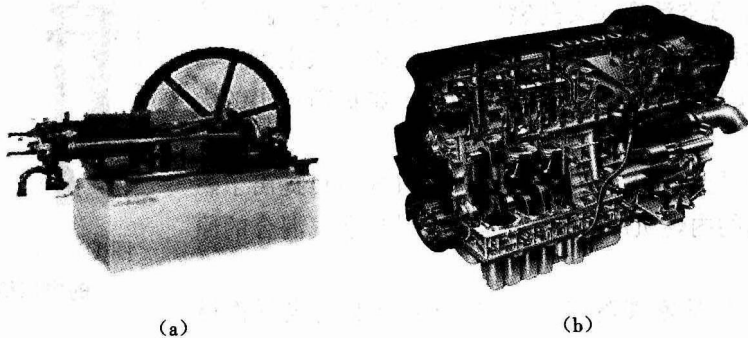


图 1-3 发动机外观结构的演变

(a) 早期发动机; (b) 现代发动机

1.1.3 内燃机规模使用后的几个重要阶段

从 1876 年第一台煤气机(Otto 机)及 1886 年第一台车用汽油机到 1897 年第一台柴油机诞生至今的百余年来,内燃机经历了从发明、发展到走向今日辉煌的历程。

20 世纪 20 年代,福特的 T 型车走进家庭,汽油机作为车用动力开始普及。20 世纪 30 年代,柴油机开始作为车用动力。20 世纪 40 年代,随着二战的爆发,内燃机成为车用主导动力。20 世纪 50 年代,汽车大规模普及,动力性成为主要追求目标。进入 20 世纪 60 年代,开始限制排放(1964 年使用闭式曲轴箱通风 PCV)。随之,具有更好综合性能的燃油喷射系统的汽车问世(1967 年 VW 1600 汽油机)。

20 世纪 70 年代,第一次石油危机导致节能车和代用燃料发展,于是节油的柴油轿车开始出现(德国大众)。同时为了降低排放,从 1973 年起使用热转换器(氧化转换器),从 1975 年起使用三效催化转换器。

从此,内燃机作为动力装置在交通运输、工程机械、农业机械等方面得到全面应用,成为 20 世纪以来最重要、最高效的动力装置。当今的内燃机已经成为热效率最高的动力装置。最高的热效率已经超过 50%,火花点火式升功率超过 100 kW/L ,压燃式内燃机升功率也超过了 90 kW/L 。

1.2 内燃机的发展现状及趋势

1. 20 世纪 80 年代以后内燃机技术的主要标志

20 世纪 80 年代以后内燃机技术的重要标志主要体现在以下方面:

- ①汽油电控喷射技术普及;(我国 2002 年 9 月 1 日停止化油器车生产)
- ②柴油轿车开始进入市场;
- ③汽油无铅化;(我国从 2000 年 7 月 1 日开始)
- ④气门可变机构的采用;
- ⑤汽油直喷技术的采用;
- ⑥柴油机使用废气后处理技术减少 NO_x 排放,使用捕捉器减少微粒并对微粒进行再生处理;
- ⑦增压旁通及喷嘴可变技术提高了动态性能;
- ⑧每缸多气门技术(四气门甚至五气门)的采用;
- ⑨柴油机电控技术普及;
- ⑩高强度、低密度材料的使用;(全铝发动机出现)
- ⑪ 多元化燃料开始使用。

2. 内燃机发展上的几次重大技术进步

在内燃机的发展进程中,几次重大的技术进步对内燃机的发展起到了决定性作用,具体表现在:

- ①汽油机车用化;
- ②石油作为燃料;
- ③柱塞泵诞生,柴油机轻量化、车用化;
- ④燃油电控喷射,汽油机、柴油机的燃油计量更精确;
- ⑤汽油机尾气处理的三效催化转换装置;
- ⑥汽油直喷;
- ⑦气门、进气管等可变机构的运用;
- ⑧柴油机高压共轨燃油多次喷射;
- ⑨均质混合气压燃着火。

在上述技术中,尽管汽油直喷和均质混合气压燃着火目前还没有大规模普及应用,但已经显现出极大的前景。研究表明,汽油直喷因为将汽油的燃油供应由量调节改为质调节,因而,减少了节气门带来的泵气损失,与气口喷射相比,油耗可以减少 15%。而均质混合气压燃着火则是内燃机燃烧理论的一大突破,将火花点火和压燃两种燃烧方式统一为一种,不仅可以燃烧稀混合气,而且有害排放物极少,是一种既高效又少排放的新型燃烧技术。

3. 内燃机未来的发展

现代内燃机发展有三大目标,即高动力性、经济性以及低有害排放物。动力性和燃料经济性要求实现 5 人座车 3 升每百千米油耗的目标。实现上述目标主要有以下几种措施。

- ①采用高效率的内燃机工作循环,如米勒循环,高增压、中冷循环。
- ②采用可变技术。如可变进气系统,减小进气阻力,获得强涡流和增大进气量;可变气门

机构(可变相位、可变升程);可变压缩比;可变增压器喷嘴截面等。

③采用多气门设计。气门正时也可以随工况自由调节。

④改进燃烧室与燃烧过程。

⑤改进燃油供给系统。汽油机缸内直接喷射,柴油机采用高喷射压力。

⑥采用稀薄燃烧,高能点火。

⑦降低运动件的摩擦损失。

⑧降低汽车、内燃机的质量(每降低 100 kg,汽车每百千米油耗降低 0.6~0.7 L)。

对于火花点火式内燃机的有害排放物,目前法规主要限制的气体有氮氧化物(NO_x)、一氧化碳(CO)、碳氢化合物(HC)。对于压燃式内燃机的有害排放物,除了限制上述的气体外,还需要限制微粒(PM)。另外,为了解决全球变暖问题,世界上多数国家提出限制温室气体,特别是二氧化碳(CO_2)的排放。欧洲国家已提出了具体车用内燃机的 CO_2 排放指标。为了实现超低或无污染目标,在内燃机上主要采用以下措施:

①降低油耗,减少 CO_2 排放;

②废气后处理,包括三效催化转换器;

③动态废气再循环(EGR)控制技术;

④ NO_x 生成机理的研究及排放控制;

⑤柴油机微粒过滤器及其再生(DPF);

⑥降噪及减振措施;

⑦安全、高效的燃料添加剂;

⑧燃料清净剂;

⑨内燃机运转过程中对各参数进行监测与适时控制;

⑩研发包括混合动力在内的各种新型动力;

⑪开发新能源(气体燃料、生物质燃料、煤基燃料)。

我国的内燃机经过几十年发展,从无到有,已形成了自己的特色。2006 年前 10 个月累计生产 3.73 亿 kW,机型从船用机到摩托车用的动力装置。汽车工业发展更是迅猛,自 2002 年开始年增长率达到近 40%。自 2006 年以来,我国汽车产量位居世界第三,仅次于美国和日本。销售量位居世界第二,仅次于美国。年出口汽车数万台。轿车已经进入家庭,它已从奢侈品变为代步工具,实现了质的飞跃。摩托车自 2007 年以来年产量超过 2 000 万台,早已成为世界第一大生产国。随着汽车工业的发展,研究、设计、生产、制造、销售等众多方面对人才的需求也日益迫切。

第2章 内燃机的热力循环及相关理论

相对其他动力机械,内燃机的散热损失、气流损失、摩擦损失都相当大,再加上燃烧不及时等影响,使纯理论的分析往往很困难。因此,目前内燃机工作过程分析都是通过计算机模拟技术来实现的。首先从理想单一的内燃机循环开始,然后再分析其他各种复杂循环。内燃机理想循环分析有助于了解内燃机的原理及工作过程,可以为研究内燃机、提高内燃机性能提供正确的方向和理论上的指导。

点燃式内燃机的燃烧过程比较接近于定容燃烧,所以点燃式内燃机的热力循环又称为Otto循环;压燃式内燃机的燃烧过程比较接近混合的定容和定压燃烧或定压燃烧,所以压燃式内燃机的热力循环又称为Dual循环(混合的定容和定压燃烧)或Diesel循环(定压燃烧)。无论定容的、定压的或混合的燃烧,都是理想化以后的结果。在燃烧的实际过程中,压力和容积都是变化着的。

2.1 理想内燃机循环

理想的内燃机循环可用冷空气、热空气、实际工质三种方法进行分析。

图2-1为冷空气的混合燃烧闭式循环的 $p-V$ 图和 $T-s$ 图。1—2是绝热压缩,2—3是定容吸热,3—4是定压吸热,4—5是绝热膨胀,5—1是定容放热。这一闭式循环是实际工作情况的简化,实际工质标准循环在 $p-V$ 图有0—1的定压空气吸入,在2点有液体燃料的喷入,2—3和3—4是定容和定压燃烧,5—1则是定容的排气,继之以1—0的定压排气。

闭式循环的分析是以空气为工质的,其质量和成分不变,因此是空气标准的分析循环。如不考虑空气比热随着温度的变化而取比热为常数,则称为冷空气标准。如考虑比热变化而对压缩和膨胀过程取不同的绝热指数,则称为热空气标准。

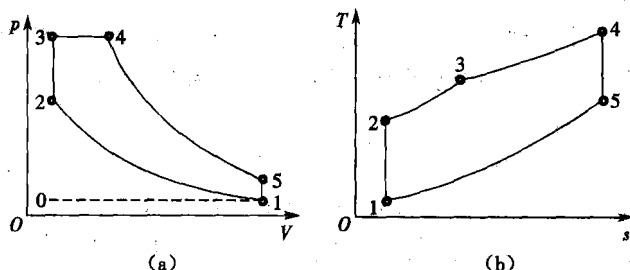


图2-1 冷空气标准的混合循环
(a) $p-V$ 图; (b) $T-s$ 图

先看冷空气标准循环,参考图2-1,循环做功 W 以及吸热 Q 分别为:

$$\begin{aligned} W &= W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-5} + W_{5-1} \\ &= W_{1-2} + W_{3-4} + W_{4-5} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= (u_1 - u_2) + p(V_4 - V_3) + (u_4 - u_5) \\
&= (u_3 - u_2) + (h_4 - h_3) - (u_5 - u_1) \\
&= c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) - c_v(T_5 - T_1)
\end{aligned} \tag{2-1}$$

$$Q = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) \tag{2-2}$$

式中: u 表示内能; c_v 、 c_p 分别表示定容比热和定压比热, 那么, 热效率为

$$\begin{aligned}
\eta_t &= \frac{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) - c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)} \\
&= 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)}
\end{aligned} \tag{2-3}$$

定义: $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$ 为压缩比; $\lambda_p = \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2}$ 为预压比或压力升高比; $\rho_0 = \frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3}$ 为预胀比或初始膨

胀比; $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ 为比热比。因此, 式(2-3)可简化为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\lambda_p \rho_0^{\kappa} - 1}{\lambda_p - 1 + \kappa \lambda_p (\rho_0 - 1)} \tag{2-4}$$

式(2-4)是内燃机混合吸热闭式循环热效率的一般公式。定容吸热和定压吸热闭式循环的热效率公式都可由此得出。对于定容吸热循环(Otto 循环), $\rho_0 = 1$, 则有

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \tag{2-5}$$

对于定压吸热循环(Diesel 循环)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\rho_0^{\kappa} - 1}{\kappa(\rho_0 - 1)} \tag{2-6}$$

以上分析都是以比热不变为前提, 是冷空气标准。

略去循环中工质质量和成分变化, 从吸入热量和做功的角度来看, 理想化的闭式循环与实际的理论开式循环是一致的。开式循环的定压进气和定压排气过程 0—1 和 1—0 根本没有吸热, 对活塞做功也相互抵消, 可以不计。定容和定压的燃烧与定容和定压的吸热相比, 只要点 2 和点 3 的压力与温度相同, 吸热和做功也是相同的。定容排气和定容放热相比, 做功都等于零, 没有热交换。其余一个绝热压缩和一个绝热膨胀过程两者都是一样的。因此, 从做功和吸热的角度来看, 在假定条件下, 闭式循环和开式循环是一致的, 可以把闭式循环热效率、吸热和做功的分析完全用于开式循环。

即使在所假定的条件下, 不计工质的重量和成分的变化, 上述开式循环和闭式循环的通用性只适用于做功、吸入高温热源的热量以及与两者有关的热效率, 其他物理量就不尽相同。例如, 循环终了时的工质状态就不是相同的。对于闭式循环, 循环终了时的工质状态是具有 p_1 和 T_1 的空气, 对于开式循环, 这一状态的确定就比较复杂。

对于实际工质标准分析(理论循环)仍可按照 p — V 和 T — s 进行说明, 但分析过程相对复杂, 这里略去。

上述以单位质量燃料燃烧的净功除以反应放热量所得到的内燃机热效率通常称为热力学第一定律效率。它只说明有百分之几的热能转换为有用功, 而没有说明转换为有用功的最大值。这一问题需要借助热力学第二定律解决。

假如燃料在定容下燃烧,绝热达到温度 T_f ,外界温度为 T_o ,用燃烧产物作为一个热源,外界作为一个吸热源,使发动机运转,这种运转不能永远继续下去,当产物温度达到 T_o 时就停止。假定过程是可逆的,输出功通过相加可求得,于是对于一个微小循环

$$\delta w = \delta q_a - \delta q_r$$

式中: δw 是输出功; δq_a 是加给发动机的热量; δq_r 是发动机排出的热量。

以 T 表示任意时刻气体产物的温度,根据开尔文理论,有

$$\frac{\delta q_a}{T} = \frac{\delta q_r}{T_o}$$

这样

$$\delta w = \delta q_a (1 - T_o/T) \quad (2-7)$$

但

$$\delta q_a = -M c_v dT \quad (2-8)$$

式中: M 表示产物质量; 定容比热 c_v 为常数; 负号表示 δq_a 与 dT 符号相反。联立式(2-7)和式(2-8), 消去 δq_a , 并在 T_f, T_o 之间积分, 得

$$\begin{aligned} W &= \int_{T_f}^{T_o} \delta w = -M \int_{T_f}^{T_o} c_v (1 - T_o/T) dT \\ &= -M [u(T_f) - u(T_o) - T_o \int_{T_f}^{T_o} (T_o/T) dT] \end{aligned}$$

定容反应放热可表示为

$$Q = M [u(T_f) - u(T_o)]$$

这样得到定容过程的热力学第二定律效率

$$\eta_{12} = 1 - \frac{\ln(T_f/T_o)}{T_f/T_o - 1}$$

同样可得到定压或混合过程的热力学第二定律效率,它是发动机热效率的极限。

2.2 实际内燃机循环分析

本节进行实际压燃式四冲程内燃机循环分析,包括:进、排气过程分析;压缩过程分析;燃烧过程分析;膨胀过程分析;实际循环与理论循环区别,以定性讨论为主。

2.2.1 进、排气过程分析

图 2-2 为一典型的四冲程排气和进气过程,在 b 点处排气阀开启,到 b' 点气缸压力达到排气口压力。一般 b 点的位置常先于下止点,因为排气需要时间,所以自 b 至 b' 即燃气的降压不是下垂直线。图中 $b'-r$ 线代表定压排气过程,实际排气过程中有压力波动; $r-r'$ 线代表进、排气过程的过渡,此时主要是余气膨胀过程; $r'-a$ 线代表定压进气过程,实际过程中压力也有波动。

$b-b'$ 线形状与 b 点位置有关,如图 2-3 所示。

图 2-3(a) 表示排气阀开得最早时的情况,此时活塞未到达下止点排气降压已完成,此后降压膨胀达下止点,再自下止点压缩升压至 b' 点,然后再作定压排气。图 2-3(b) 所示的排气阀开启的时间比图 2-3(a) 稍后些,达下止点时恰为燃气降压完成。图 2-3(c) 所示的排气阀开

启比图 2-3(b)更后,活塞达下止点时,降压过程尚未完成,要在活塞回程时继续。图 2-3(d)的排气阀开启又更后,在活塞到达下止点时才开启,排气降压过程完全产生于排气过程。图 2-3(e)的排气阀开启更后,活塞到达下止点时尚未开放, b 点后于下止点,活塞过下止点后有短时间的回压过程。

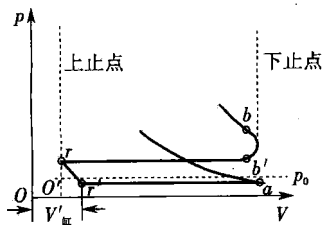


图 2-2 典型的四冲程排气和进气过程

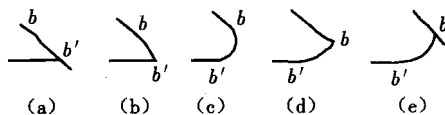


图 2-3 排气阀开启点 b 的 5 个不同位置 (b' : 排气结束)

(a) 排气阀早开; (b) 排气阀较前种状态稳定;
(c) 排气阀开启时刻恰当; (d) 排气阀迟开; (e) 排气阀更迟开

图 2-3(a)、图 2-3(e) 明显不合理,不但有膨胀与压缩的空劳往返,而且因为压缩时的压力总要比膨胀时略高,所以往返空程总要产生负功,对内燃机的热效率和做功都是不利的。图 2-3(c) 的位置最好,它与理想降压过程最接近,因降压时间而引起的圆角功率损失最小。

因为有余气,且气缸温度高,实际进气量总小于气缸工作容积所能容纳的新鲜气体数量,一般用充量系数 η_v 来衡量进入气缸新鲜空气的数量。充量系数 η_v 定义为新鲜空气或可燃混合气(不包括余气)的实际数量对进气条件下能充满气缸工作容积的最大数量的百分比。而余气量与新鲜空气数量之比则定义为余气系数 γ 。二者存在如下关系:

$$\gamma = \frac{1}{\varepsilon - 1} \frac{1}{\eta_v} \frac{p_r}{p_0} \frac{T_0}{T_r} \quad (2-9)$$

2.2.2 压缩过程分析

实际压缩过程是变比热的,气缸壁和活塞表面的温度一般在 $200 \sim 400^\circ\text{C}$ (水冷的),压缩过程开始时是吸热过程。但在压缩后期,尤其是压缩比较大时,混合气温度高出壁温很多,压缩过程变成放热过程。所以,实际压缩过程指数变化很大。即使可按绝热压缩考虑,式 $pV^\kappa = \text{常数}$ 中的指数 κ 也不等于 1.4,一般取 $\kappa = 1.38$ 。

2.2.3 燃烧过程分析

不管是点燃式还是压燃式发动机,实际循环燃烧过程中的压力和容积都在不断变化。图 2-4(a) 是点燃式发动机燃烧过程压力和曲轴转角的关系曲线,点火点 1 与上止点相距的角度称为点火提前角。点火后在 2 点形成火焰,到 3 点压力达到最高,3 点一般在上止点后 $12^\circ \sim 18^\circ$,3 点以后还有燃烧,到 4 点结束。由此将汽油机燃烧过程分为 3 个阶段:着火期(1—2 点)、急燃期(2—3 点)、后燃期(3—4 点)。在点燃式内燃机中,燃烧过程不是定容燃烧,有效燃烧过程起始于上止点前,终于于上止点后。如果发生爆震,则压力会上下剧烈震动,如图 2-4(c) 所示。

图 2-4(b) 是压燃式发动机燃烧过程压力和曲轴转角的关系曲线。在 1 点燃油喷入气缸,至 2 点着火,此期间称为滞燃期;2—3 点为火焰传播期,此时压力剧烈上升,所以又称急燃期;

3—4 点为缓燃期,此时基本上是边喷边烧,4 点压力达到最高,决定了发动机设计强度;4 点至燃料烧尽为后燃期。可以看出,压燃式发动机既没有纯定容燃烧过程,也没有纯定压燃烧过程。

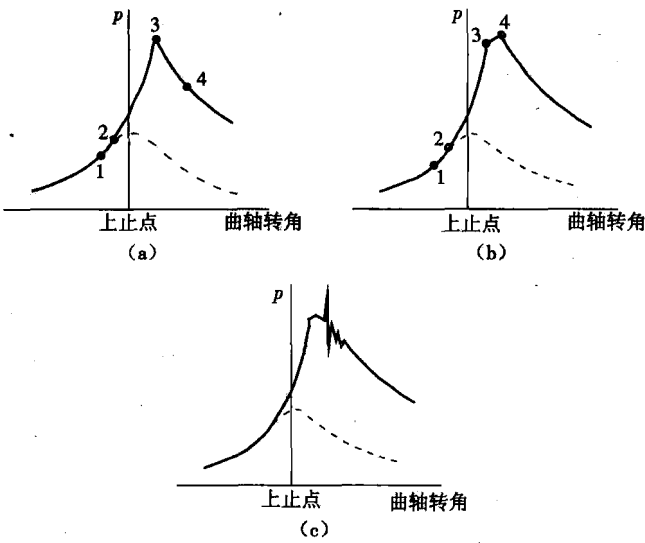


图 2-4 燃烧过程压力和曲轴转角分析
(a)点火式发动机;(b)压燃式发动机;(c)不正常燃烧

图 2-5 所示为五种不同的燃烧开始点的情况:图(a)燃烧开始点最早,以致燃烧终了时活塞尚未达到上止点;图(b)为燃烧终了时活塞恰到上止点;图(c)为燃烧开始于上止点前,终于上止点后;图(d)为燃烧开始于上止点;图(e)为燃烧开始于上止点后。

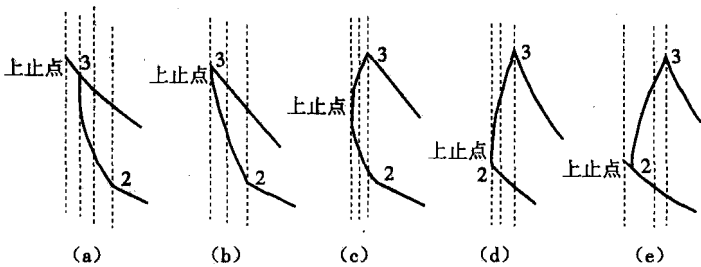


图 2-5 燃烧始点的影响
(a)燃烧过早;(b)燃烧稍早;(c)正常燃烧;(d)燃烧稍迟;(e)燃烧过迟

如从燃烧过程画出一根平均的燃烧线,使此线左面的循环面积与右面的循环面积相等,就可以根据此线的位置来算出有效的压缩比。此线离上止点越近,则有效压缩比就越大,而以气缸的几何压缩比为极限。由此可知,图(c)有效压缩比最大,热效率最高。

2.2.4 膨胀过程分析

内燃机循环的膨胀过程不是绝热过程,由于有过后燃烧与气缸壁换热两个因素的存在,开始膨胀时,过后燃烧加热使燃气的膨胀指数变小,对气缸壁放热,使指数变大,两者在短期内相抵。此后,放热因素上升为主要因素,整个过程的平均膨胀指数大于绝热膨胀指数。在绝热膨

胀过程中,膨胀指数 κ 不等于 1.4,而是比它小,一般取 $\kappa = 1.27$ 。所谓膨胀指数变化是以此数为基准的,而不是以 $\kappa = 1.4$ 而言的。

2.2.5 实际循环与理论循环的区别

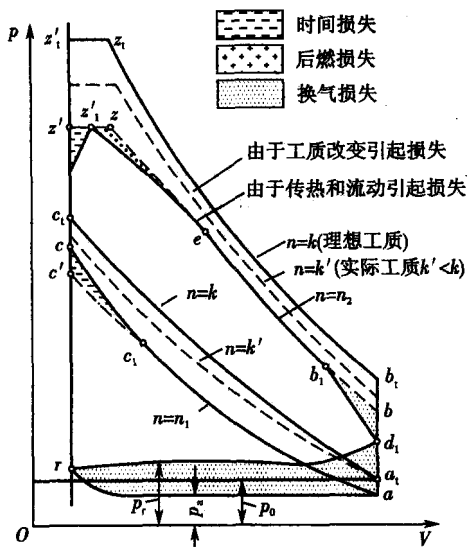


图 2-6 实际循环与理论循环的 $p-V$ 曲线对比

现在对实际循环与理论循环存在的区别进行系统归纳,如图 2-6 所示。

1. 工质变化

由于实际循环存在燃烧,所以工质的热容、摩尔数不断变化,此外还伴随一定数量燃烧产物的高温离解。

2. 换气损失

对于实际循环,吸入新鲜空气和排出燃烧废气必不可少。换气需要时间,气门需提前开启。排气点在下止点前,排气压力高于环境压力;进气点在上止点前,进气压力低于环境压力。这导致 $p-V$ 图上有用功面积减小。在进、排气过程消耗的这一部分功,称为实际循环的换气损失功。

3. 传热损失

由前面讨论可知,由于工质与气缸壁面存在换热,在 $p-V$ 图上实际压缩、膨胀过程线均低于理论压缩、膨胀过程线。压缩过程节省的有用功

小于膨胀过程释放的有用功,二者差值称为实际循环的传热损失。

4. 时间损失

燃料燃烧需要一定的时间。为了提高热效率,使整个燃烧过程维持在上止点附近,燃料提前喷入气缸,着火点位于上止点前,而燃烧压力又在上止点以后逐渐达到最高。这既增加了压缩消耗功,又减小了膨胀有用功。这部分有用功损失称为燃烧时间损失。

5. 燃烧损失

燃烧损失指的是后燃和不完全燃烧所造成的损失。在实际循环中,燃烧可能延续到膨胀线 e 点之后,由于此时膨胀比小,热功转换效率下降,造成后燃损失。另一方面,由于空气不足或混合气形成不良所引起的不完全燃烧,使燃料的热值未充分利用,这也使膨胀线的位置下移,产生不完全燃烧损失。

6. 流动损失

为了促进可燃混合气形成以及提高燃烧速率,常在燃烧室内组织涡流、滚流、挤流,并设计燃烧室形状以提高湍流强度,这样往往会引起强烈的流动损失,降低发动机功率输出。

7. 泄漏损失

即使在良好的磨合状态下,气门和活塞环处也存在泄漏,此时泄漏量一般为工质总质量的 0.2% 左右。