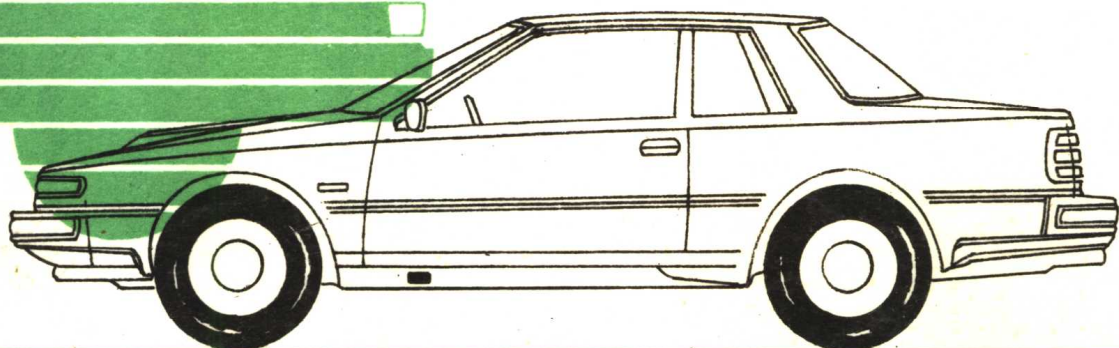
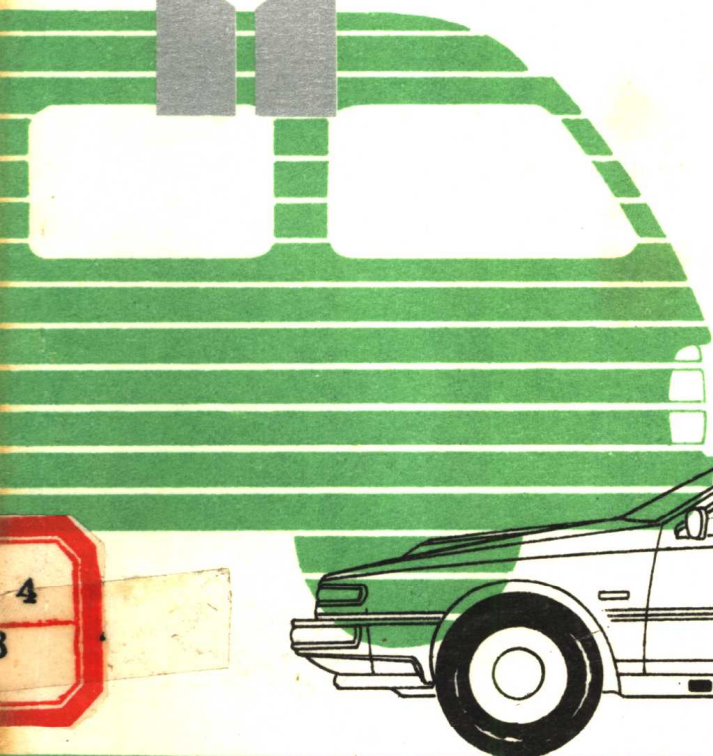
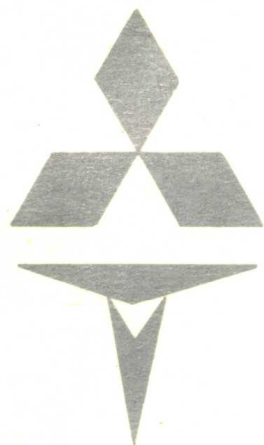


日本汽車 維修技術

— 汽油发动机篇

韩德恩 周凯发 译 于振洲 校



吉林科学技术出版社

日本汽车维修技术

——汽油发动机篇

韩德恩 周凯发 译

于振洲 校

吉林科学技术出版社

日本汽车维修技术——汽油发动机篇

韩德恩 周凯发 译 于振洲 校

责任编辑: 李 玫 于振洲

封面设计: 马腾骧

出 版 吉林科学技术出版社

787×1092毫米 16开本

10.625印张

238,000字

1992年3月第1版

1992年3月第1次印刷

发 行 吉林省新华书店

印数: 1-6000册

定价: 5.50元

印 刷 长春汽车研究所印刷厂

ISBN 7-5384-0964-5/U·71

内 容 提 要

本书是长春汽车研究所根据日本二级汽车整備技工教材组织翻译的。该套书由汽油发动机篇、柴油发动机篇和底盘篇等三册组成，每篇各自具有独立性。本册全面地介绍了汽油发动机基础理论、机体与曲柄连杆机构、气门机构、润滑装置、冷却装置、燃料装置、电子燃料喷射装置、进排气装置、电子装置，以及转子发动机、燃料与润滑材料等的结构、工作原理或基本知识、维修常识。可供汽车使用工程技术人员、专业学校师生与技术工人参考。

目 次

第一章 总 论	(1)
一、汽油发动机的燃烧方式及配气相位	(1)
1. 燃烧方式	(1)
2. 配气相位	(2)
二、性能	(3)
1. 热效率	(3)
2. 平均有效压力	(4)
3. 指示功率与有效功率	(4)
4. 发动机的各种损失	(5)
5. 容积效率与充填效率	(5)
6. 发动机的性能试验	(6)
三、汽油发动机的燃烧机理	(6)
1. 燃烧过程	(6)
2. 敲缸	(6)
3. 排气	(7)
第二章 发动机机体	(13)
一、概述	(13)
1. 动作方式	(13)
2. 气缸的配置	(14)
3. 配气机构的种类	(14)
4. 燃烧室形状	(14)
二、构造与功能	(16)
1. 气缸盖	(16)
2. 气缸盖垫片	(16)
3. 气缸及气缸体	(16)
4. 活塞及活塞环	(17)
5. 连杆及连杆轴承	(19)
6. 曲轴及主轴承	(21)
7. 气门机构	(22)

第三章 润滑装置	(27)
一、油液循环	(27)
二、油压的调整	(28)
三、油液的冷却	(28)
第四章 冷却装置	(29)
一、概述	(29)
二、构造与功能	(29)
1. 散热器与节温器	(29)
2. 风扇离合器	(30)
3. 电动风扇	(32)
三、维护	(33)
第五章 燃料装置	(35)
一、概述	(35)
二、构造与功能	(35)
1. 化油器	(35)
2. 气门式化油器	(39)
3. 减速控制装置	(41)
4. 化油器异常	(42)
5. 液化石油气(LP)燃料装置	(43)
第六章 电子控制式燃料喷射装置	(49)
一、概述	(49)
二、构造与功能	(50)
1. 空气流量表	(50)
2. 节气门本体(气门腔)	(51)
3. 气门(空气调节器)	(51)
4. 传感器	(52)
5. 电脑(控制元件)	(53)
6. 空燃比控制补偿特性	(55)
7. 燃料泵	(56)
8. 压力调节器	(57)
9. 喷油器	(57)
三、维护	(58)
1. 各种传感器电阻的测定	(58)

2. 电脑工作的检查	(59)
3. 燃料压力的检查	(60)
第七章 进排气系统	(61)
一、概述	(61)
二、构造与功能	(61)
1. 空气滤清器	(61)
2. 进排气歧管	(62)
3. 催化反应器	(62)
4. 二次空气供给装置	(63)
5. EGR 装置	(65)
6. 涡轮增压器	(65)
第八章 电气装置	(69)
一、概述	(69)
1. 蓄电池	(69)
2. 起动机	(69)
3. 充电装置	(69)
4. 点火装置	(69)
二、半导体	(69)
1. 概述	(69)
2. 整流回路	(70)
3. 定压回路	(71)
4. 开关放大回路	(72)
5. 振荡回路	(73)
6. 逻辑回路	(75)
三、蓄电池	(78)
1. 种类	(78)
2. 结构要点	(78)
3. 功能要点	(79)
四、起动机	(83)
1. 功能	(83)
2. 检查与维护	(85)
五、充电装置	(88)
1. 功能	(88)
2. 检查与维护	(96)
六、点火装置	(101)
1. 点火线圈	(101)

2. 分电器	(103)
3. 火花塞	(106)
4. 全晶体点火装置	(110)
第九章 转子发动机	(115)
一、结构与功能	(115)
1. 发动机机体	(115)
2. 进排气机构	(118)
3. 润滑装置	(118)
4. 冷却装置	(120)
5. 燃料装置	(120)
6. 点火装置	(121)
7. 排气净化措施	(121)
二、维护	(122)
1. 检查与修整	(122)
2. 分解与组装要点	(124)
第十章 燃料和润滑材料	(127)
一、燃料	(127)
1. 汽油的成分	(127)
2. 汽油的性质	(127)
3. 液化石油气	(128)
二、润滑材料	(128)
1. 概述	(128)
2. 添加剂	(129)
第十一章 发动机的检查与调整	(131)
一、发动机功率的检查	(131)
1. 发电机式测功机	(131)
2. 涡流式测功机	(131)
二、使用仪器进行的发动机检查与调整	(132)
1. 发动机示波器	(132)
2. 电压点火试验器	(133)
3. 闭合角与发动机转速综合试验器	(134)
4. 点火正时测试器	(135)
5. 真空表	(136)
6. 发动机综合诊断仪	(137)

三、排气净化装置的检查与调整	(138)
1. 概述	(138)
2. 检查与调整	(143)
第十二章 故障原因诊断	(149)
一、概述	(149)
1. 诊断作业要点	(149)
2. 问诊	(149)
3. 故障诊断	(149)
4. 依靠用户感觉来判断的故障	(150)
二、故障及其原因	(150)
1. 起动机不工作	(150)
2. 发动机起动困难	(151)
3. 怠速或低速运转不稳	(152)
4. 功率不足及高速不良	(153)
5. 加速不良	(154)
6. 发动机不停车	(156)
7. 发动机过热	(156)
8. 发动机异响	(157)
9. 排气系统爆发声与异响	(158)
10. 机油耗量大	(159)
11. 燃油消耗量大	(159)
12. CO、HC 浓度高	(160)

第一章 总论

一、汽油发动机的燃烧方式及配气相位

1. 燃烧方式

汽油发动机的燃烧方式是:在一定容积基础上进行的定容循环,分为奥托循环(四冲程循环)与克拉克循环(二冲程循环)两种。

下面介绍两种循环:

(1) 奥托循环

图 1-1 是奥托循环的 $P-V$ 曲线。

如图所示, A 点是活塞在上止点, 开始进气。随着活塞的下降, 气缸内的容积不断扩大, B 点为下止点。

活塞从 B 点开始上升并压缩, 气缸内的压力逐渐增大, C 点为上止点。在 C 点处点火, D 点前燃烧完容积不变, 而压力急剧增大。

从 D 点开始膨胀, 活塞开始下降至下止点 E 。这时, 容积不变, 压力降至 B 点与外界大气压相等, 成为 B 点。

活塞从 B 点开始上升至 A 点并排气, 从而完成一个工作循环。

图 1-2 是发动机的实际 $P-V$ 曲线, 是对发动机气缸内动作气体的压力变化进行测量的记录, 称为示功图。

(2) 克拉克循环

图 1-3 是克拉克循环的 $P-V$ 曲线。

如图所示, 活塞上升, 在 A 点关闭排气门, 由此开始压缩, 气缸内的压力增大至上止点 B 。

在 B 点点火, C 点以前, 容积不变, 压力急剧增大。

从 C 点开始膨胀, 活塞开始下降至 D 点, 排气门打开, 开始排气。

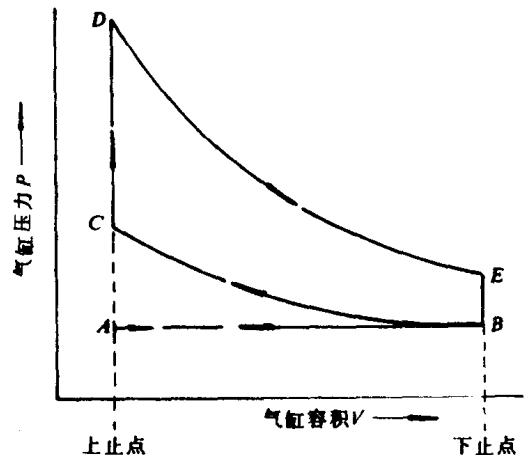


图 1-1 奥托循环的 $P-V$ 曲线

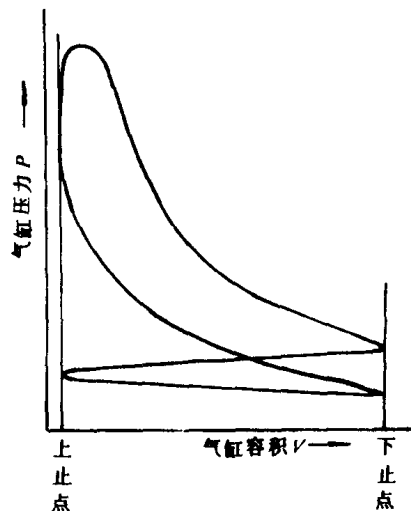


图 1-2 发动机的实际 $P-V$ 曲线

在E点打开换气门开始换气,新的混合气被送入气缸的同时,经过下止点F,在G点关闭换气门,在A点以前,排出已燃烧的气体.排气门在A点又关闭,完成一个循环。

该P-V图上的曲线是在假定动作流体是纯气体、比热不随温度变化、压缩与膨胀是在绝热状态的条件下来的。

2. 配气相位

(1) 四循环发动机的配气相位

配气相位与燃料的燃烧有密切的关系,对发动机的功率及有害气体的产生也有影响。

因此,应考虑发动机的使用条件确定合适的配气相位。

下面就图1-4加以说明。

① 进气门的开闭时间

进气门在上止点前打开,在下止点后关闭。

气门开始打开时,气门离开气门座的瞬时,进气门与大气相通的通道截面极小,若开始打开的位置在上止点时,活塞开始下降,由于与大气相通的截面不够大,使进气阻力增大,进气效率低。所以,如图1-5所示,进气门应在上止点前打开。这样,活塞下降时活塞移动的速度也快,并且进气道截面也足够大。

另外,进气门的关闭时间如图1-5所示,也应在下止点后,利用吸气的惯性,使吸入混合气的量增多。

② 排气门的开闭时间

排气门在下止点前打开,在上止点后关闭。

在膨胀行程结束的下止点前打开排气门,以排气的自身压力进行排气。

另外,排气门的关闭时间,也是在排气行程活塞到达上止点后,由于气缸内的压力比大气压高,因此排气门开至上止点后的某一时刻,能充分地进行排气。

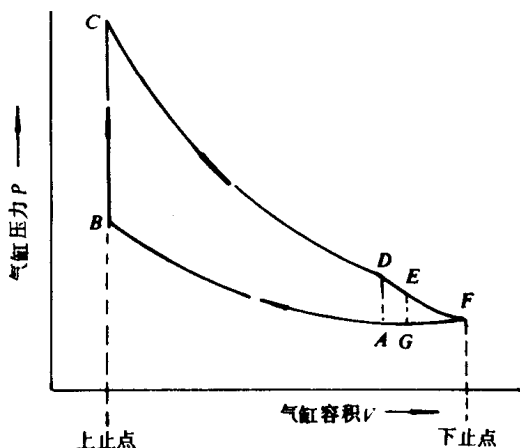


图1-3 克拉克循环的P-V曲线

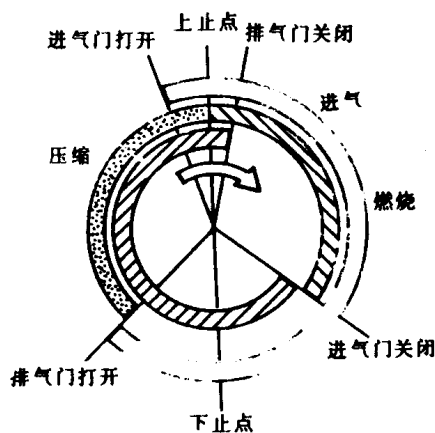


图1-4 四循环发动机的配气相位

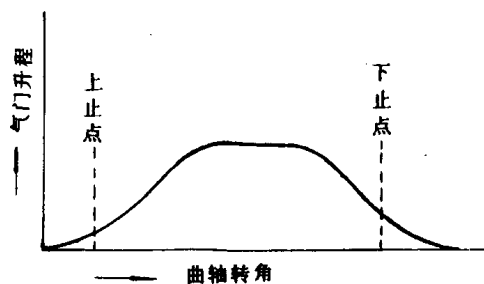


图1-5 进气门的升降与开闭时间

(2) 二循环发动机的配气相位

二循环发动机的配气相位图如图 1-6 所示,其排气门及换气门的开闭角度是以上止点及下止点连线为轴对称的。

这种结构的发动机,理应可向任一方向回转,但为防止事故,而把它做成不能反向点火的结构。

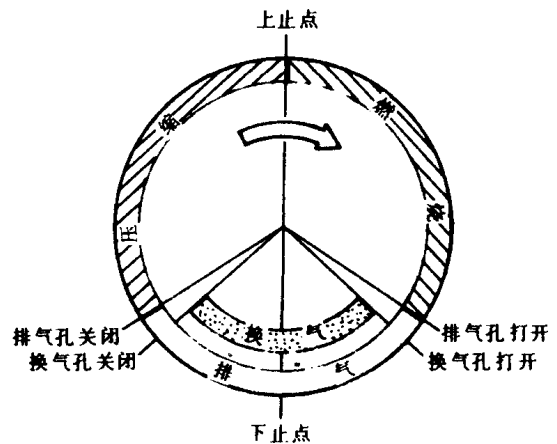
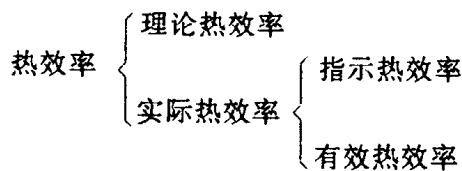


图 1-6 二循环发动机的配气相位图

二、性能

1. 热效率

在热机上把作功时产生的热量与供给燃料的热量之比,称为该热机的热效率。根据其表示方法,把它分为以下几类:



(1) 理论热效率

在理论循环中,可能变为功的热量与供给循环的热量之比,称为理论热效率。

(2) 指示热效率

气缸内工作的气体,将其作用在活塞上的功转换成的热量与供给的热量之比,称为指示热效率。

把工作气体作用在活塞上的功叫做指示功,把它的动力叫做指示功率。指示功可由示功图求出。但是,由于有散热损失、进排气也需消耗功(称为泵的损失),故它比理论功小,因而指示热效率通常比理论热效率小。

(3) 有效热效率

通常,把内燃机的热效率称为有效热效率,它是将从有效功率计算出的功转换成的热量与为了获得动力而使用的燃料总热量的比值。这样由有效功率计算出的功,即是由指示功减去克服运动部分的摩擦所作的功,再减去使水泵、风扇、交流发电机等辅助装置动作所消耗的功。

实际上,由发动机曲轴得到的动力叫做有效功率或称“轴输出功率”。

有效热效率可用下式表示:

$$\begin{aligned} \text{有效热效率} &= \frac{\text{变为发动机动力的热量}}{\text{消耗在发动机上的燃料的热量}} \\ &= \frac{0.735 \times 75 \times 3600 \times Pe}{4187 \times 427 \times Hu \times B} = \frac{Pe}{Hu \times B} \end{aligned}$$

式中 P_e ——有效功率, kW
 H_u ——燃料的最低发热量, J/kg
 B ——燃料的消耗量, kg/h

2. 平均有效压力

平均有效压力是以一个循环的功除以行程容积来求得, 用于对排量与动作方式不同的发动机性能进行比较的场合。

平均有效压力有三种, 即理论平均有效压力、指示平均有效压力和实际平均有效压力。

理论平均有效压力是指在理论循环中供给的燃烧所具有热能中, 仅理论热效率部分转化为有效功的能量, 由下式求得:

$$P_{\text{理}} = \frac{W}{KV} = \frac{JQ_1}{KV} \eta_{\text{理}}$$

式中 $P_{\text{理}}$ ——理论平均有效压力, kPa
 W ——供给燃料的热量中, 理论上变成有效功的那部分功, N·m
 Q_1 ——供给的燃料的热能, J
 J ——热功当量, N·m/J
 V ——行程容积, L
 $\eta_{\text{理}}$ ——理论热效率
 K ——单位换算系数

指示平均有效压力是根据示功图求出的。实际平均有效压力是用功率计从实测的有效功率(“轴输出功率”)中求得的压力。

如果只讲平均有效压力, 一般是指指示平均有效压力。

在图 1-7 的示功图上, 利用面积仪(面积测定器)或方格纸测出图上的面积 S_1 及 S_2 , 再由 S_1 减去 S_2 后除以表示气缸行程容积的示功图上的行程 L , 即求出指示平均有效压力 P_i 。公式如下:

$$P_i = \frac{S_1 - S_2}{L}$$

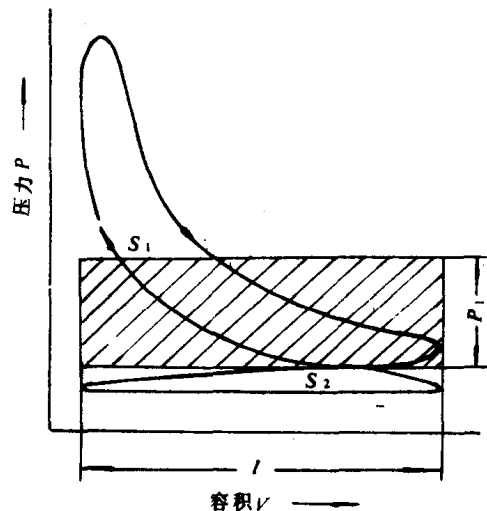


图 1-7 示功图

3. 指示功率与有效功率

指示功率是以指示平均有效压力为基础, 按下面公式求得的功率。

对于四循环发动机:

$$P_i = \frac{P_i L A N n}{2 \times 75 \times 60} = \frac{P_i L A N n}{9000}$$

对于二循环发动机:

$$P_i = \frac{P_i L A N n}{75 \times 60} = \frac{P_i L A N n}{4500}$$

式中 P_i ——指示功率, kW
 P_i ——指示平均有效压力, kPa
 L ——活塞行程, m
 A ——气缸的横截面积, cm²
 N ——发动机转速, r/min
 n ——气缸数

有效功率是由测功计测得的“轴输出功率”,它与轴扭矩间有如下关系:

$$\text{轴输出功率(kW)} = \frac{2\pi \cdot TN}{75 \times 60} \approx \frac{TN}{54}$$

式中 T ——轴扭矩, N·m
 N ——曲轴的转速, r/min

另外,还有消耗在发动机内部的摩擦力以及驱动辅助机构等的消耗,即是指示功率减去有效功率之差值。

这样,机械效率便可由指示功率与有效功率按下式求得:

$$\text{机械效率} = \frac{\text{有效功率}}{\text{指示功率}} \times 100\%$$

4. 发动机的各种损失

由燃料燃烧所产生的热量,在变成“轴输出功率”的有效功之前,有如下各种损失。

(1) 热损失

热损失是指燃烧气体的热量受冷却水、冷却空气等作用而失去的热量。它由燃烧室壁通过冷却水造成的冷却损失、排气时带走热量造成的排气损失、向周围介质辐射造成的热辐射损失组成。

(2) 机械损失

机械损失是由活塞、活塞连杆、各轴承以及其它摩擦部位及驱动水泵、油泵、阀、交流发电机、空气泵等辅助机构的消耗构成。对机械损失的影响因素,除冷却水的温度、润滑油的粘度外,转速的影响也很大。

(3) 泵损失

泵损失是指排出燃烧气体以及吸进混合气体时的动力损失,它是非常小的。

5. 容积效率与充填效率

做为比较混合气体吸入状况好坏的标准,有容积效率和充填效率。

以 T 表示外界温度, P 表示压力, T_0 、 P_0 分别表示标准状态下外界的温度和压力,则

$$\text{容积效率} = \frac{P, T \text{ 状态下吸入的混合气的质量}}{P_0, T_0 \text{ 状态下占据行程容积的混合气质量}}$$

$$\text{充填效率} = \frac{P T \text{ 状态下吸入的混合气的质量}}{P_0 T_0 \text{ 状态下占据行程容积的混合气质量}}$$

在平坦路面上, 容积效率与充填效率两者几乎是相等的。但是在高山等气压低的地方, 两者便产生差异。汽油发动机的容积效率一般为 0.8 左右。

因为发动机的输出与每次循环中吸入的混合气成正比, 所以要在限定的行程容积中获得较大的输出, 应对化油器与进、排气歧管进行改进, 使用涡轮增压器来提高容积效率。

6. 发动机的性能试验

汽车用汽油发动机的性能试验方法, 在 JIS(日本工业规格) 上已有规定, 其试验项目如下:

- ① 发动机启动试验;
- ② 发动机无负荷时的最低转速试验;
- ③ 各种转速下, 对应负荷 100%、75%、50% 及 25% 的发动机性能试验;
- ④ 各种转速下, 发动机的摩擦损失试验。

人工加载的发动机性能曲线, 是将外特性试验(节气门全开)的数据记录在发动机试验的记录卡上, 将其与转速的关系所绘制成的曲线。

三、汽油发动机的燃烧机理

1. 燃烧过程

气缸内被压缩的混合气, 由火花塞进行点火, 火花塞电极周围的混合气首先开始燃烧, 由于火焰传递作用, 迅即达到全面燃烧状态。

图 1-8 表示气缸内燃烧状态下曲轴的回转角度与压力的关系。

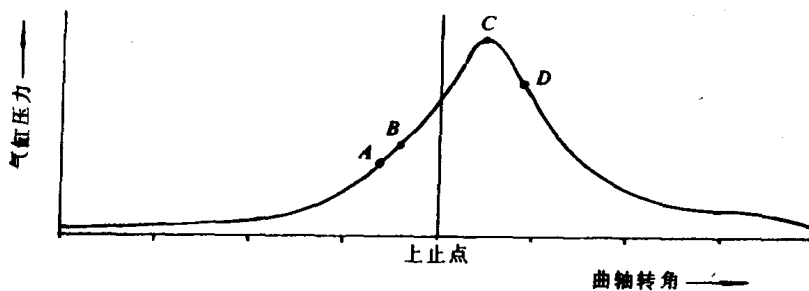


图 1-8 汽油发动机燃烧时压力的变化

如图所示, 在 A 点进行点火, 并开始缓慢燃烧, 从 B 点起火焰迅速传递并急剧燃烧起来, C 点达到最高压力, D 点为燃烧结束。

2. 敲缸

(1) 敲缸的原因

汽油发动机敲缸的原因有两个, 即爆燃(异常燃烧)与提前点火(过早点火)。

所谓爆燃,是在点火后的燃烧过程中,燃烧室内的混合气进行自然起火而产生的不正常且急速地燃烧。当汽油的辛烷值与点火时间或压缩比等不相匹配时容易产生。正常燃烧时火焰传递速度为每秒数十米,而不正常燃烧时则为每秒数百米。因此,产生的压力波沿气缸壁上升到活塞顶部时便产生“撞击声”。

所谓提前点火系指被压缩的混合气在火花塞点火之前,由于其外部的热源而开始的自然燃烧。其外部的热源有过热的排气门、红热的火花塞尖端及积炭的过热部分等。

除此之外,敲缸还与火花塞的位置及数目、燃烧室的形状及冷却状态、压缩比等有关。

(2) 敲缸的危害

敲缸的害处如下:

- ① 产生噪声;
- ② 降低功率;
- ③ 损坏排气门、活塞等。

3. 排 气

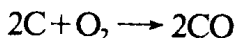
汽车产生的排气,有由排气管排出的气体,发动机曲轴箱的漏气以及由燃油箱、化油器蒸发的燃料蒸气等。

(1) 排气的产生过程

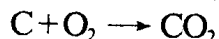
混合气燃烧后,大部分成为无害的气体,但是由于一部分气体不能完全燃烧,而产生 CO(一氧化碳)、HC(碳化氢)、NO_x(氮的氧化物)等有害气体。

① CO

CO是当汽油燃烧时,由于空气供应不充分而发生不完全燃烧产生的,其反应过程如下:



但当空气充分,进行完全燃烧时,则产生无害的 CO₂(碳酸气)。



如图 1-9 所示,由发动机排出 CO、CO₂ 的量,与空燃比(供给发动机的空气与燃料的重量比)有关,特别是 CO,空燃比对其影响更大。

对此,为减少 CO,则空燃比低于(空气的比率高)某一定值以下时燃烧较好。但是,一旦过于稀薄,则易产生 HC,将会导致发动机输出功率下降。

另外,当接近理论空燃比时 CO₂ 浓度最大,在比其稀薄的范围内,由于未燃烧的气体多,CO₂ 呈下降的倾向。

② HC

HC 是氢碳化合物的总称,完全燃烧时,如前所述,C 生成 CO₂、H₂(氢气)将生成 H₂O(水,该场合为水蒸气)。

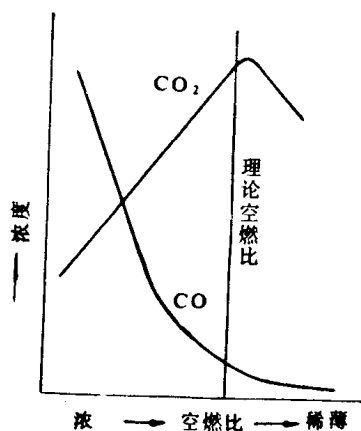
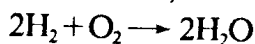


图1-9 空燃比与CO、CO₂浓度的关系

因为燃料不完全燃烧,燃烧后残存的气体也同样排出,所以由排气管排出的HC,其来源通常有如下三个:

a. 燃烧室内由火花塞点燃的火焰,逐渐扩大,由于燃烧室壁附近的温度较低,因此当其达不到燃烧的温度时,火焰到达室壁前就熄灭了。通常,把这种可以熄灭火焰的区域叫做熄火区。

燃烧后熄火区残存的混合气在排气行程中以未燃烧形态被活塞挤出。

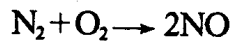
b. 减速时节气门回到怠速位置,进、排气歧管内的负压急剧增高,瞬间成为过浓混合气,而使大量的未燃烧的气体排出。

c. 由于气门叠开,而使部分吸入的混合气未经燃烧进入排气系统排出。

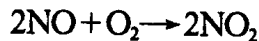
③ NO_x

NO_x是氮氧化合物的总称。通常是高温燃烧产生的,由于氧化程度的不同,而有不同的氧化物形态。

高温时 N₂(氮)与 O₂(氧)同时存在,则



该反应生成 NO(一氧化氮),但是,NO一接触空气中的 O₂ 就很容易继续反应,生成 NO₂(二氧化氮)。



排气中的 NO_x 的大部分是 NO 和 NO₂。

NO_x 的生成,在接近理论空燃比时最多,而空燃比过高或过低,都将急剧减少。另外,温度的影响也是很大的,对一般的发动机来说,如图 1-10 所示,随燃烧温度的上升,NO_x 的生成量也将急剧增多。

CO 与 HC 是在不完全燃烧的过程中产生的,相反 NO_x 则基本是在完全燃烧时产生的。因而,为防止 NO_x 的生成,应使最高燃烧温度下降,这样将会引起发动机输出下降等不良结果。

(2) 有害物生成过程的相互影响

排气中有害物生成过程与空燃比、点火时间、发动机的构造等有关。通常,空燃比和点火时间的影响最大。

CO、HC、NO_x 的生成浓度与空燃比的关系如图 1-11 所示。通常,在比理论空燃比稍微低的范围内 CO、HC 生成量减少,而 NO_x 量增加。在更加低的情况下 NO_x 减少,但是可能会熄火,而导致 HC 量急剧增加。

另外,在较高的空燃比范围内 NO_x 量减少,而 CO、HC 量增加。因而,可以看出 CO、HC 与 NO_x 呈相反趋势。

点火时间对 NO_x 与 HC 的生成量也有很大影响。如图 1-12 所示,将点火时间从 α° 延迟到 β°; 气缸内的压力曲线将由 A 曲线变成 B 曲线。

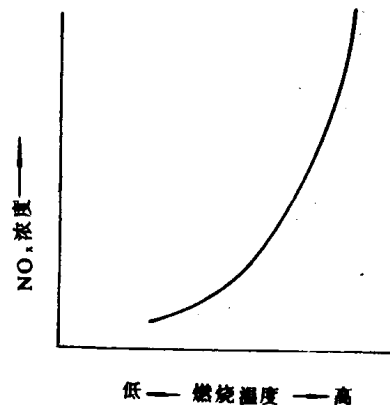


图 1-10 燃烧温度与 NO_x 浓度