

# 内燃机原理

西安交通大学内燃机教研室编



中国农业机械出版社

## 前 言

本书系根据22所院校内燃机专业讨论通过的(1978年6月南宁会议)内燃机原理大纲编写的。

“内燃机原理”这门课,是以内燃机的性能指标作为主要研究对象,把合理组织工作过程、提高整机性能作为中心内容的。七十年代以来,由于对内燃机工作过程进行了深入的研究,使整机性能又有了很大的提高。与六十年代初期相比,在组织内燃机工作过程的观点上已经有了明显的变化。从以往只考虑提高内燃机的功率和经济性,转向追求综合性的指标,即:高平均有效压力、低比油耗、低噪声、低烟度、低污染和优良的冷起动性能等方面来。由于这一变化,对内燃机的燃烧系统、进、排气系统(或增压系统)、燃料供给系统、点火系统等都带来相应的变化,编者力图从全书体系上反映出这一变化,以及介绍与此相应的新技术和新发展。

按照教育部通知,本书以采用国际单位制为主,但考虑到我国内燃机行业目前仍采用工程单位制,因此对重要的计算公式还导出工程单位制的形式,并在附录中列出有关两种单位制的换算表,以利读者对照学习。

由于种种原因,目前我国各院校内燃机专业培养的侧重点有所不同,有些偏重于汽车拖拉机农用内燃机方面,有些则偏重于船用、机车用大功率柴油机方面,本书为照顾到各方面的要求,篇幅增大了一些。各校在讲授时,可以根据不同情况选讲一些章节。例如偏重汽车拖拉机农用内燃机的,第13、14章可以不讲或选讲,偏重大功率柴油机的第7、8、9三章可以不讲或选讲。其它各章,各校也可根据教学要求,予以必要的增删。

本书主要供内燃机专业本科学生使用,也可以供从事内燃机设计、制造和研究的工程技术人员以及内燃机专业研究生作参考。

本书由西安交通大学内燃机教研室蒋德明同志担任主编,先后参加编写工作的有 缪道平、林杰伦、王陈生、宋守信同志。初稿完成后,由清华大学内燃机教研室程宏教授(第1至12章),天津大学内燃机教研室武善谋、王懿铭同志(第13、14章)进行了仔细审阅,为提高本书质量作出了宝贵贡献,在此致以深切的感谢。

此外,本书引用了国内许多工厂、研究所和大专院校的试验研究资料,在此亦致以深切的感谢。

由于本书内容涉及的面很广,编者才疏学浅,挂一漏万,其中存在的问题一定很多,敬请使用本书的大专院校师生,以及具有丰富实践经验的工厂、科研部门的同志多多赐教,以便早日改正缺点错误,使本书进一步完善起来。

# 目 录

|                                                     |                                       |
|-----------------------------------------------------|---------------------------------------|
| 第一章 内燃机的性能指标及其提高途径..... 1                           | § 4—1 柴油机的混合气形成.....94                |
| § 1—1 发动机示功图的两种基本形式—— $p-V$ 图和 $p-\varphi$ 图..... 1 | § 4—2 柴油机的燃烧.....98                   |
| § 1—2 发动机的指示性能指标..... 3                             | 第五章 燃油系统的参数选择及其对柴油机性能的影响.....116      |
| § 1—3 发动机的有效性能指标..... 6                             | § 5—1 燃料喷射过程..... 116                 |
| § 1—4 提高内燃机动力性能和经济性能的途径.....12                      | § 5—2 喷油泵的参数选择及其对柴油机性能的影响..... 120    |
| § 1—5 内燃机变工况运转性能概述.....16                           | § 5—3 喷油器的参数选择及其对柴油机性能的影响..... 130    |
| 第二章 内燃机的实际循环..... 19                                | § 5—4 高压油管..... 134                   |
| § 2—1 内燃机理论循环概述.....19                              | § 5—5 不正常喷射发生的原因和消除措施..... 135        |
| § 2—2 燃烧化学.....20                                   | 第六章 柴油机的燃烧室..... 145                  |
| § 2—3 内燃机的实际循环.....25                               | § 6—1 直接喷射式燃烧室内的空气运动..... 145         |
| § 2—4 内燃机中的传热损失.....29                              | § 6—2 开式燃烧室..... 152                  |
| § 2—5 时间损失.....35                                   | § 6—3 半分开燃烧室..... 156                 |
| § 2—6 实际循环的近似计算——热计算.....36                         | § 6—4 球形油膜燃烧室..... 160                |
| § 2—7 实际循环数值计算的基本微分方程式.....52                       | § 6—5 复合式燃烧室..... 164                 |
| 第三章 四冲程内燃机的换气过程和提高充气效率的措施..... 57                   | § 6—6 涡流室燃烧室..... 165                 |
| § 3—1 四冲程发动机的换气过程.....58                            | § 6—7 预燃室燃烧室..... 169                 |
| § 3—2 四冲程发动机的换气损失和泵损失.....62                        | § 6—8 燃烧室的比较和选型..... 173              |
| § 3—3 四冲程内燃机充气效率的试验测定.....66                        | § 6—9 改善燃烧性能的途径..... 175              |
| § 3—4 四冲程发动机充气效率的分析式.....68                         | 第七章 汽油机的混合气形成和燃烧..... 177             |
| § 3—5 影响充气效率的各种因素.....71                            | § 7—1 汽油机的混合气形成..... 177              |
| § 3—6 进气马赫数 $Z$ .....74                             | § 7—2 汽油机的正常燃烧..... 180               |
| § 3—7 进排气阀座处和气缸盖进排气道内气体流动.....77                    | § 7—3 汽油机的爆震燃烧..... 188               |
| § 3—8 提高发动机充气效率措施综述.....81                          | § 7—4 表面点火和续走..... 196                |
| § 3—9 配气定时的选定.....86                                | § 7—5 多缸汽油机进气充量的均匀分配问题..... 198       |
| § 3—10 进气管内动力效应的应用.....88                           | § 7—6 汽油机的排气净化..... 202               |
| 第四章 柴油机混合气形成和燃烧..... 94                             | § 7—7 汽油机气缸压力的循环变动（不规则燃烧）..... 206    |
|                                                     | 第八章 化油器和点火系统的参数选择及其对汽油机性能的影响..... 209 |

## IV

|        |                        |     |         |                        |     |
|--------|------------------------|-----|---------|------------------------|-----|
| § 8—1  | 汽油机对混合比的要求——理想化油器特性    | 212 | § 12—5  | 调速系统的动力过程              | 333 |
| § 8—2  | 主燃油系及其校正               | 214 | § 12—6  | 液压调速器                  | 335 |
| § 8—3  | 怠速及过渡区域的工作             | 220 | § 12—7  | 内燃机的功率标定及大气修正          | 341 |
| § 8—4  | 化油器主要参数的选择             | 225 | 第十三章    | 四冲程内燃机的废气涡轮增压          |     |
| § 8—5  | 化油器的加浓器、加速泵、起动设备对性能的影响 | 231 |         | 轮增压                    | 346 |
| § 8—6  | 化油器的排气净化措施             | 238 | § 13—1  | 内燃机增压概述                | 346 |
| § 8—7  | 汽油喷射系统                 | 241 | § 13—2  | 废气涡轮增压器                | 349 |
| § 8—8  | 火花塞的参数选择及其对汽油机性能的影响    | 247 | § 13—3  | 废气涡轮增压对发动机功率和经济性的影响    | 365 |
| 第九章    | 汽油机的燃烧室                | 258 | § 13—4  | 废气涡轮增压系统的两种基本型式        | 368 |
| § 9—1  | 汽油机燃烧室的一般要求            | 258 | § 13—5  | 变压系统中影响废气能量利用的主要因素     | 374 |
| § 9—2  | 燃烧室设计要点                | 258 | § 13—6  | 恒压系统中涡轮增压器主要参数的决定      | 381 |
| § 9—3  | 典型燃烧室                  | 271 | § 13—7  | 决定变压系统中涡轮机设计参数的方法      | 385 |
| § 9—4  | 分层燃烧系统                 | 275 | § 13—8  | 废气涡轮增压柴油机的特点           | 390 |
| 第十章    | 示功图的实验数据处理             | 287 | § 13—9  | 废气涡轮增压器和四冲程柴油机的特性配合    | 398 |
| § 10—1 | 对示功图的统计处理              | 287 | § 13—10 | 变压系统中废气涡轮增压器平衡运行点的图解法  | 401 |
| § 10—2 | 对电示功器所录图的修正            | 288 | § 13—11 | 车用柴油机的废气涡轮增压           | 406 |
| § 10—3 | 平均指示压力的计算              | 290 | 第十四章    | 二冲程内燃机的换气过程和废气涡轮增压     | 410 |
| § 10—4 | 换气过程泵损失、充量交换功和充气效率的计算  | 292 |         |                        |     |
| § 10—5 | 压缩过程和膨胀过程的平均多变指数的计算    | 292 | § 14—1  | 二冲程内燃机换气过程概述           | 410 |
| § 10—6 | 燃烧过程中一些参数的计算           | 293 | § 14—2  | 二冲程内燃机的扫气效率            | 414 |
| § 10—7 | 气缸内工质温度的计算             | 294 | § 14—3  | 二冲程内燃机换气过程计算           | 420 |
| § 10—8 | 柴油机燃烧过程的工质加热规律和燃烧放热规律  | 295 | § 14—4  | 纯废气涡轮增压直流换气二冲程柴油机的换气计算 | 433 |
| 第十一章   | 机械损失和热平衡               | 299 | § 14—5  | 换气机构主要参数的选取            | 436 |
| § 11—1 | 机械损失的组成部分              | 299 | § 14—6  | 扫气泵                    | 439 |
| § 11—2 | 内燃机机械损失的测定             | 301 | § 14—7  | 直流换气二冲程柴油机纯废气涡轮增压系统的计算 | 443 |
| § 11—3 | 影响机械损失的各种因素            | 304 | § 14—8  | 二冲程内燃机的发展和展望           | 448 |
| § 11—4 | 降低机械损失和提高机械效率的措施       | 307 | 附录 1    | 本书使用的国际单位制和工程单位制的对照    | 453 |
| § 11—5 | 内燃机的热平衡                | 309 | 附录 2    | 本书使用的主要符号              | 454 |
| 第十二章   | 内燃机特性和调节               | 312 | 附录 3    | 常用单位换算简表               | 455 |
| § 12—1 | 柴油机特性                  | 313 |         |                        |     |
| § 12—2 | 汽油机特性                  | 319 |         |                        |     |
| § 12—3 | 发动机工作的稳定性和调速特性         | 323 |         |                        |     |
| § 12—4 | 调速器的静力分析               | 328 |         |                        |     |

# 第一章 内燃机的性能指标及其提高途径

《内燃机原理》这门课程,以性能指标为研究对象,深入到工作过程的各个阶段,分析影响性能指标的各种因素,以便从中找出一般规律,研究提高性能指标的具体措施,并指出努力方向。

内燃机性能指标包括的内容很广泛,主要有动力性能指标(主要指功率、扭矩和转速)、经济性能指标(主要指燃料和润滑油的消耗)以及运转性能指标(主要指冷起动性能、噪声和排气品质)。

但是,衡量一台内燃机的质量不能单从性能指标方面来考虑,要从可靠性、耐久性、性能、结构工艺、操纵维修、成本核算等多方面予以全面的、综合的评定。所以表征内燃机质量的指标也是全面的,有可靠性、耐久性指标,性能指标、结构性指标、工艺性指标等等之分,而且其中许多指标是相互制约的。因此,一台内燃机的质量是否先进,应该全面地考查这些指标的综合效果,不切实际地、片面地、孤立地强调某一方面是不利于内燃机的合理发展,不利于适应社会上不同生产使用部门的不同需要的。举一个比较明显的例子来讲,例如动力性能指标强化(提高功率、提高转速等)与工作寿命和运转可靠性就是一对相互制约的指标,它们是相辅相成,只有在一定的具体条件下,二种指标的合理统一才算是先进的。这就是说,动力性能指标的强化必须有待于相应的技术措施来保证其必要的工作寿命和运转可靠性才能真正体现出其先进性。

再就是,不同用途、不同生产条件、不同使用条件的内燃机对各种技术指标所要求的着重点是不同的。离开了实际条件来抽象地谈论某些指标是否先进也是不对的。例如,高速大功率柴油机,它大多用于国防、工矿企业、运输部门,它是在现代化专业工厂中进行成批制造的,它具有较优越的使用维修条件,对于这类柴油机,一般要求结构紧凑,具有较高的动力性能指标以及较长的使用寿命,这些就成为表明高速大功率柴油机是否先进的重要标志。又如农用小功率柴油机,它主要是由地方工业生产,其中专区以下的地方厂占很大的比重,产品的绝大多数供应农村集体经济单位使用。在工作中,它的环境条件差,全负荷使用率高,加以当前农村的柴油机操作维修水平相对较低,因此,对于这类柴油机技术指标的要求,在近期内,还应着重于结构工艺不太复杂、成本低、运转简便可靠、寿命长、配件的通用化标准化程度高、维修方便等方面。至于其动力性能指标,是在首先满足上述的要求前提下,使之达到适当的水平。

本章主要论述性能指标中表征动力性能指标和经济性能指标的各种参数及其相互间的关系。

## § 1—1 发动机示功图的两两种基本形式

### —— $p-v$ 图和 $p-\varphi$ 图

燃料燃烧所发出的热量,是通过发动机气缸中所进行的工作循环而转化为机械能的。这部分机械能由曲柄连杆机构的运动来传递,在克服了发动机内部的种种损耗以后,表现为对外做功。因此,要透彻地研究内燃机整机的动力性能和经济性能,首先应从发动机产生动力

的发源地，即从发动机气缸内一个工作循环里热功转换的质和量两方面来加以分析。

内燃机气缸内部所实际进行的工作循环是非常复杂的，要评定它们进行的完善程度必须借助于仪表测试，以求获得正确反映气缸内部实际情况的实验数据，然后进行整理计算，求得可供分析比较用的数值来。

通常是利用各种不同型式的示功器来观察或记录相对于不同活塞位置或不同曲轴转角时气缸内工质压力的变化。所得结果即所谓 $p-V$ 示功图或 $p-\varphi$ 示功图。示功图是研究内燃机工作过程的重要实验依据。

应用电子示功器或气电示功器可以测出内燃机不同型式的示功图。其中气电示功器用来测录 $p-\varphi$ 图，而电子示功器既可测录 $p-\varphi$ 图，也可测录 $p-V$ 图。图1—1即为用气电示功器测得的120B型四冲程单缸试验机的 $p-\varphi$ 图。

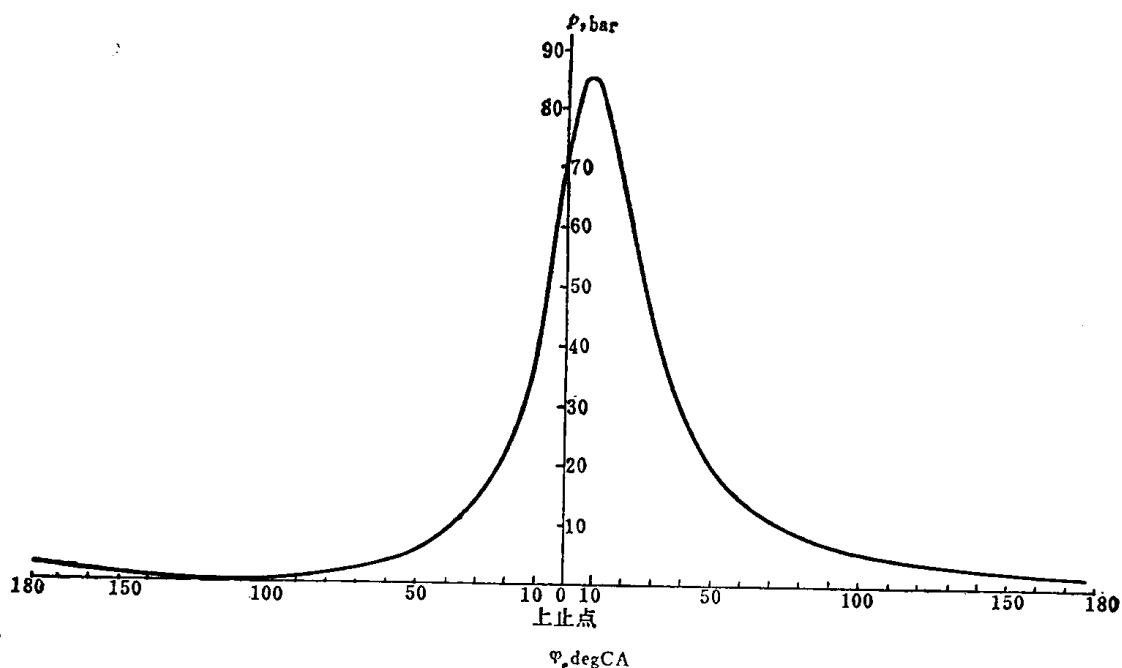
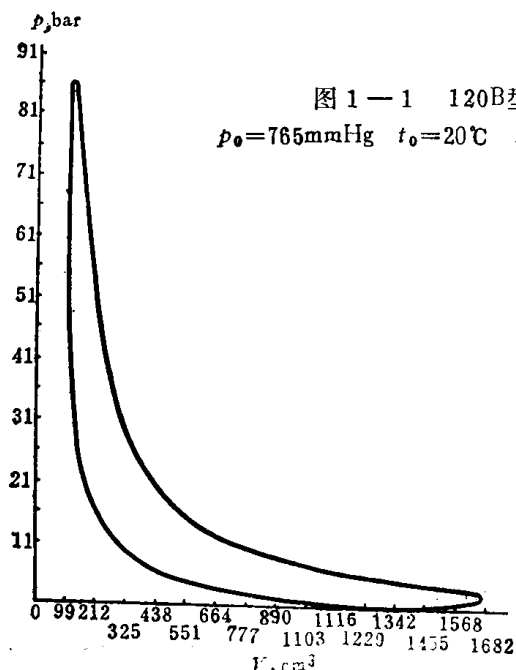


图1—1 120B型四冲程单缸试验机的 $p-\varphi$ 图

$p_0=765\text{mmHg}$   $t_0=20^\circ\text{C}$   $N_e=17.21\text{kW}$   $p_e=6.5\text{bar}$   $n=2010\text{rpm}$



则不难对整个工作过程或是各个不同阶段进展的完善程度作出正确的判断。正是由于这些缘故，各种不同形式的示功图已成为研究和改善气缸内部工作过程，摸索各种因素对工作过程的影响规律的有效工具。关于示功图实验数据的整理方法见本书第十章。

## § 1—2 发动机的指示性能指标

### 一、指示功和平均指示压力的定义

所谓指示功是指在气缸内完成一个循环所得到的有用功  $W_i$ 。从热力学中已经知道，指示功的大小可以由  $p-V$  图中闭合曲线所占有的面积来表示。图 1—3 表示四冲程非增压和增压发动机以及二冲程发动机的示功图。

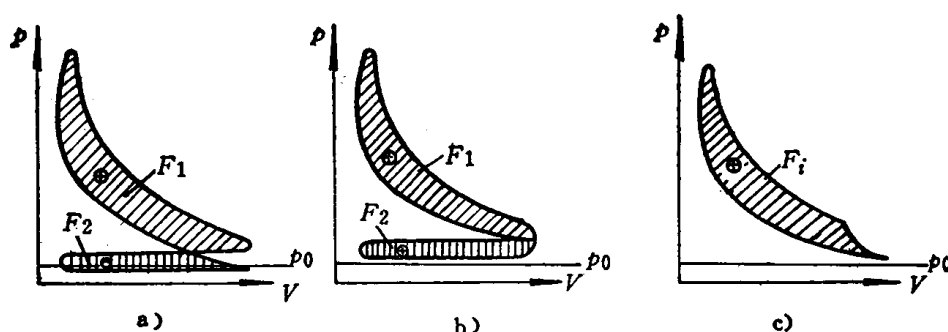


图 1—3 发动机的  $p-V$  图

a) 四冲程非增压发动机 b) 四冲程增压发动机 c) 二冲程发动机

从图 1—3 a 上可以看到，表示四冲程非增压发动机指示功的真正面积是由相当于在压缩、燃烧、膨胀过程中所得到的有用功面积  $F_1$  和相当于在进气、排气冲程中消耗功的面积  $F_2$ （即泵损失）相减而成。通常，泵损失由于试验上测试方便的缘故，是包括在发动机的机械损失里，所以，四冲程非增压发动机的指示功仍由有用功面积  $F_1$  来衡量，即  $F_i = F_1$ 。

在四冲程增压发动机中（图 1—3b），由于气缸的进气压力高于排气压力，换气过程中工质还是对外作功的，因此换气功面积  $F_2$  应与面积  $F_1$  叠加起来，才能正确地代表这类发动机真正的指示功。但是，它和四冲程非增压发动机一样，仍以  $F_1$  来计算指示功，即  $F_i = F_1$ 。

在二冲程发动机中（图 1—3c），整个示功图面积  $F_i$  是正的，它表示了指示功的大小。

$F_i$  可用求积仪或计算方法求得，并通过下式得出指示功  $W_i$  的真实值。

$$W_i = \frac{F_i \cdot a \cdot b}{100} \quad \text{N} \cdot \text{m} \text{ 或 } \text{J} \quad (1-1)$$

式中  $F_i$ ——示功图面积 ( $\text{cm}^2$ )；

$a$ ——示功图纵坐标比例尺 ( $\text{N}/\text{cm}^2/\text{cm}$ )；

$b$ ——示功图横坐标比例尺 ( $\text{cm}^3/\text{cm}$ )。

虽然指示功  $W_i$  反映了发动机气缸在一个工作循环里所获得的有用功数量，但它除了和循环中热功转换的有效程度有关外，还和气缸容积大小有关。为了能更明晰地对发动机工作循环的热功转换有效程度作比较评价，引用的指标将不是指示功，而是发动机单位气缸工作容积所作指示功  $p_i$ 。

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \text{ Pa} \quad (1-2)$$

式中  $W_i$ ——发动机工作循环的指示功 (J)；

$V_h$ ——发动机气缸工作容积 ( $\text{m}^3$ )。

在  $V_h$  应用升 (l) 为单位,  $W_i$  用千焦 (kJ) 为单位时, 则

$$p_i = 10 \frac{W_i}{V_h} \text{ bar}$$

从式 (1-2) 中可以看到,  $p_i \times V_h = W_i$ , 这可以视作若以一不变的压力  $p_i$  作用在活塞上, 则在活塞一个冲程内所得的功即是循环的指示功  $W_i$ 。为此, 习惯上一直把  $p_i$  值称为平均指示压力。但从正确掌握这个参数的物理概念而言, 平均指示压力  $p_i$  还是应按定义所指的是发动机工作循环的单位气缸容积的指示功。有了这个概念后就很容易理解, 平均指示压力  $p_i$  是从实际循环的角度来标志发动机气缸工作容积利用率高低的一个参数。 $p_i$  值愈高, 同样大小的气缸容积将发出更大的指示功, 气缸工作容积的利用程度愈佳。由此可知, 平均指示压力  $p_i$  是衡量发动机实际循环动力性能方面的一个很重要的指标。

一般内燃机在标定工况时的  $p_i$  值在下列范围内:

|            |             |
|------------|-------------|
| 四冲程非增压柴油机  | 6.5~10 bar  |
| 四冲程增压柴油机   | 8~25 bar    |
| 二冲程柴油机     | 3.5~13 bar  |
| 四冲程摩托车用汽油机 | 10~15 bar   |
| 四冲程小客车用汽油机 | 7~13 bar    |
| 四冲程载重车用汽油机 | 6.5~9.0 bar |
| 二冲程小型风冷汽油机 | 4.0~8.5 bar |

## 二、指示功率

发动机单位时间内所作的指示功称为发动机的指示功率  $N_i$ , 设一台内燃机的气缸数为  $i$ , 每缸工作容积  $V_h$  ( $\text{m}^3$ ), 平均指示压力  $p_i$  ( $\text{N}/\text{m}^2$ ), 转速为  $n$  ( $\text{s}^{-1}$ ), 按照  $p_i$  的定义, 每循环气体所作之指示功, 由式 1-2

$$W_i = p_i V_h \quad \text{J}$$

具有  $i$  个气缸的发动机每秒所作指示功为:

$$N_i = 2 p_i V_h \frac{n}{\tau} i \quad \text{W} \quad (1-3)$$

式中  $\tau$  为冲程数, 对四冲程  $\tau = 4$ , 对二冲程  $\tau = 2$ 。

在实际应用时, 一般采用  $p_i$  (bar),  $V_h$  (l),  $n$  (rpm),  $N_i$  (kW), 代入可得

$$10^3 N_i = 2 \times 10^5 p_i \frac{i V_h}{10^3} \cdot \frac{n}{60 \tau}$$

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{300 \tau} \quad \text{kW} \quad (1-4)$$

对四冲程发动机

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{1200} \quad \text{kW}$$



对二冲程发动机

$$N_i = \frac{p_i V_h n_i}{600} \quad \text{kW}$$

在应用工程单位制时,  $p_i \left( \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right)$ ,  $V_h (\text{l})$ ,  $n (\text{rpm})$  时, 则

$$N_i = \frac{p_i V_h n_i}{225\tau} \quad \text{PS} \quad (1-5)$$

### 三、指示热效率和指示比油耗

指示热效率 $\eta_i$ 是发动机实际循环指示功与所消耗的燃料热量之比值, 即

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_i} \quad (1-6)$$

式中  $Q_i$ ——为得到指示功 $W_i$ 所消耗的热量(J)。

对于一台发动机, 当测得其指示功率 $N_i (\text{kW})$ 和每小时耗油量 $G_b (\text{kg})$ 时, 根据 $\eta_i$ 的定义, 可得

$$\eta_i = \frac{3.6 \times 10^3 N_i}{G_b H_u} \quad (1-7)$$

式中  $3.6 \times 10^3$ ——1千瓦小时的热当量( $\text{kJ/kW} \cdot \text{h}$ );

$G_b$ ——每小时发动机耗油量( $\text{kg/h}$ );

$H_u$ ——所用燃料的低热值( $\text{kJ/kg}$ )。

指示比油耗是指单位指示功的耗油量, 它通常以指示千瓦小时的耗油量来表示。

$$g_i = \frac{G_b}{N_i} \times 10^3 \quad \text{g/kW} \cdot \text{h} \quad (1-8)$$

因此, 表示实际循环经济性指标 $\eta_i$ 和 $g_i$ 之间存在着以下关系

$$\eta_i = \frac{3.6 \times 10^3}{H_u g_i} \quad (1-9)$$

若以柴油的低热值为例 $H_u = 41868 \text{ kJ/kg}$ 代入上式

$$\eta_i \approx 86/g_i$$

在应用工程单位制时

$$\eta_i = \frac{632.2}{g_i H_u} \times 10^3$$

式中  $632.2$ ——1马力小时的热当量( $\text{kcal/PS} \cdot \text{h}$ );

$G_b$ ——每小时发动机耗油量( $\text{kg/h}$ );

$H_u$ ——所用燃料的低热值( $\text{kcal/kg}$ )。

一般内燃机的 $\eta_i$ 和 $g_i$ 的统计范围如下:

|        | $\eta_i$  | $g_i$ ( $\text{g/kW} \cdot \text{h}$ 或 $\text{g/PS} \cdot \text{h}$ ) |
|--------|-----------|-----------------------------------------------------------------------|
| 四冲程柴油机 | 0.43~0.50 | 204~163 (150~120)                                                     |
| 二冲程柴油机 | 0.40~0.48 | 218~177 (160~130)                                                     |
| 四冲程汽油机 | 0.24~0.33 | 340~252 (250~185)                                                     |
| 二冲程汽油机 | 0.19~0.27 | 435~305 (320~225)                                                     |

## § 1—3 发动机的有效性能指标

### 一、机械效率和有效功率

以上讨论的许多参数都是标志发动机气缸内部工作循环的指示指标，它们只能评定工作循环进行的质量好坏。发动机的指示功率在内部传动机构的传递过程中必不可免地要有一定的损耗。这些损耗大致包括有发动机内部运动件的摩擦损失，驱动附属设备（如配气机构、水泵、机油泵、喷油泵、扫气泵等）的消耗、泵损失等。相当于上述这些损耗总和的功率称作机械损失功率 $N_m$ 。因此，最后从发动机功率输出轴上所得到的净功率，即有效功率 $N_e$ 必然地等于

$$N_e = N_i - N_m \quad (1-10)$$

有效功率和指示功率之比为机械效率 $\eta_m$

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (1-11)$$

发动机的有效功率在工厂和实验室中是利用各种测功器和转速计来进行测量计算而得。用测功器可以测量到发动机在某工况下曲轴输出的扭矩 $M_e$ ，用转速计可以测得同一工况下的发动机曲轴转速 $n$ ，运用下列公式即可求出在该工况下发动机输出的有效功率 $N_e$ 。

$$N_e = M_e \cdot \frac{2\pi n}{60} \times 10^{-3} = \frac{M_e n}{9550} \quad \text{kW} \quad (1-12)$$

式中  $M_e$ ——发动机输出扭矩（N·m）。

在应用工程单位制时

$$N_e = \frac{M_e \cdot 2\pi n}{75 \times 60} = \frac{M_e n}{716.2} \quad \text{PS}$$

式中  $M_e$ ——发动机输出扭矩（kgf·m）；

$n$ ——发动机转速（rpm）。

一台发动机的标定功率就是根据该机的用途和使用条件，在标定工况下所发出的有效功率 $N_e$ 值，按照国家内燃机台架试验标准的规定，发动机功率的标定分为15分钟功率，1小时功率，12小时功率和持续功率四级，有关功率的标定问题将在以后第十二章中予以讨论。

发动机的机械效率 $\eta_m$ 可以在利用示功器和测功器求出发动机的 $N_i$ 和 $N_e$ 后，按式（1-11）计算得到，也可用其它实验方法，如发动机倒拖法、灭缸法等求出机械损失功率 $N_m$ ，然后按下式计算而得。

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_e + N_m} \quad (1-13)$$

一般内燃机在标定工况下的 $\eta_m$ 值在下列范围内。

|           | $\eta_m$  |
|-----------|-----------|
| 非增压四冲程柴油机 | 0.78~0.85 |
| 增压四冲程柴油机  | 0.80~0.92 |
| 非增压二冲程柴油机 | 0.70~0.80 |
| 增压二冲程柴油机  | 0.75~0.92 |

四冲程车用汽油机

0.80~0.90

小型船用和摩托车用汽油机

0.75~0.80

## 二、平均有效压力和升功率

在评定发动机所作有效功和机械损失时, 将用与平均指示压力 $p_i$ 相类似的折合到单位气缸工作容积的比参数——平均有效压力 $p_e$ 和平均机械损失压力 $p_m$ 。

平均有效压力 $p_e$ 的定义, 是发动机单位气缸工作容积所发出的有效功, 它是从最终发动机实际输出功的角度来评定气缸容积的利用率。因此, 平均有效压力 $p_e$ 是衡量发动机动力性能方面的一个很重要的指标。

平均机械损失压力 $p_m$ 的定义是, 发动机单位气缸工作容积所损耗的功, 它可以用来衡量发动机机械损失的大小。

按照上述定义可以如式(1—4)表示 $N_i$ 和 $p_i$ 之间的关系那样, 列出 $N_e$ 和 $p_e$ ,  $N_m$ 和 $p_m$ 的关系式。

$$N_e = \frac{p_e V_h n_i}{300\tau} \quad \text{kW} \quad (1-14)$$

$$N_m = \frac{p_m V_h n_i}{300\tau} \quad \text{kW} \quad (1-15)$$

$$p_e = \frac{300\tau N_e}{V_h n_i} \quad \text{bar} \quad (1-16)$$

$$p_m = \frac{300\tau N_m}{V_h n_i} \quad \text{bar} \quad (1-17)$$

应用式(1—10)和式(1—11)的恒等关系

$$N_e = \frac{M_e n}{9550} = \frac{p_e V_h n_i}{300\tau} \quad (1-18)$$

可得

$$M_e = \frac{31.83 p_e V_h i}{\tau} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (1-19)$$

由此, 对于一定气缸总工作容积(即 $i V_h$ )的发动机而言, 其平均有效压力 $p_e$ 值反映了发动机输出扭矩 $M_e$ 的大小, 即

$$M_e \propto p_e$$

也就是说,  $p_e$ 可以反映出发动机单位气缸工作容积输出扭矩的大小。但就功率(即单位时间内作功的能力)方面来衡量发动机气缸工作容积的利用率而言, 还需要采用升功率 $N_l$ 这样一个参数。

升功率 $N_l$ 的定义是在标定工况下, 发动机每公升气缸工作容积所发出的有效功率。

$$N_l = \frac{N_e}{i V_h} \quad \text{kW/l} \quad (1-20)$$

式中  $N_l$ ——发动机的标定功率(kW);

$i$ ——气缸数;

$V_h$ ——每气缸容积(l)。

又从式(1—14)可得:

$$N_i = \frac{p_e n}{300\tau} \quad \text{kW/l} \quad (1-21)$$

式中  $p_e$ ——标定工况下的平均有效压力 (bar)；

$n$ ——标定转速 (rpm)。

可见，升功率  $N_i$  是从发动机有效功率出发，对其气缸工作容积的利用率作总的评价。它与  $p_e$  和  $n$  的乘积成正比。 $N_i$  的数值愈大，则发动机的强化程度愈高，而发出一定有效功率的发动机尺寸愈小。因此，不断提高  $p_e$  和  $n$  的水平以获得更强化、更轻巧、更紧凑的柴油机，是历来内燃机工作者所致力以求的奋斗目标。于是， $N_i$  也就成为评定一台发动机整机动力性能和强化程度的重要指标之一。

目前内燃机的  $p_e$  和  $N_i$  值一般在下列范围内。

|            | $p_e$ (bar) | $N_i$ (kW/l或PS/l)  |
|------------|-------------|--------------------|
| 农用柴油机      | 3.5~8       | 8.8~14.7 (12~20)   |
| 汽车用柴油机     | 6.5~10      | 11~25.8 (15~35)    |
| 内燃机车用柴油机   | 10~18       | 11.8~18.4 (16~25)  |
| 轻型强化高速柴油机  | 10~20       | 18.4~29.5 (25~40)  |
| 固定船用中速柴油机  | 6~21        | 3.7~7.35 (5~10)    |
| 四冲程摩托车用汽油机 | 7.8~12      | 51.8~88 (70~120)   |
| 四冲程小客车用汽油机 | 6.5~12      | 29.4~51.5 (40~70)  |
| 四冲程载重车用汽油机 | 6~7         | 22~25.8 (30~35)    |
| 二冲程小型风冷汽油机 | 3~6.5       | 18.4~73.5 (25~100) |

### 三、由吸入空气量计算平均有效压力

为了导出由吸入空气量计算平均有效压力  $p_e$  的公式，先给出二个重要的定义。

#### (一) 充气效率 $\eta_v$

每循环吸入气缸的空气量，若把它换算成进口状态 ( $p_s, T_s$ ) 的体积  $V_1$ ，其值一定要比活塞排量  $V_k$  来得小，并把两者的比值定义为充气效率  $\eta_v$ ，即

$$\eta_v = \frac{G_1}{G_{sh}} = \frac{M_1}{M_{sh}} = \frac{V_1}{V_k} \quad (1-22)$$

式中  $G_1, M_1, V_1$ ——分别为实际进入气缸的新鲜空气的重量；公斤莫尔数；在进气管状态下 ( $p_s, T_s$ ) 所占有的体积。

$G_{sh}, M_{sh}, V_k$ ——分别为在进气管状态下所能充满气缸工作容积的空气重量；公斤莫尔数；气缸工作容积。

充气效率  $\eta_v$  是内燃机原理中用来表征实际换气过程进行的完善程度的一个极为重要的参数 (详见第三章)。

#### (二) 过量空气系数 $\alpha$

燃烧 1 kg 燃料的实际空气量与理论空气量之比称为过量空气系数。

$$\alpha = \frac{G_1}{g_b l_0} \quad (1-23)$$

式中  $g_b$ ——每循环燃料供给量 (kg)；

$l_0$ ——完全燃烧 1 kg 燃料所需的理论空气量，对柴油约为  $l_0 = 14.3 \text{ kg}$ ，对汽油约为

$l_0 = 14.8 \text{ kg}$ 。

柴油机的 $\alpha$ 总是大于1的。在柴油机吸入气缸空气量一定的情况下， $\alpha$ 小就意味着可以向气缸多喷油，吸入气缸中的空气利用程度高，发出的功率大。所以 $\alpha$ 是反映混合气形成和燃烧完善程度及整机性能的一个指标，应该力求减小 $\alpha$ 。减小 $\alpha$ ，在小型高速柴油机中主要受燃烧完善程度的限制，在大型及增压柴油机中主要受热负荷的限制。柴油机在全负荷时 $\alpha$ 的一般数值如下：

|       |                         |
|-------|-------------------------|
| 低速柴油机 | $\alpha = 1.8 \sim 2.0$ |
| 高速柴油机 | $\alpha = 1.2 \sim 1.5$ |
| 增压柴油机 | $\alpha = 1.7 \sim 2.2$ |

在汽油机的整个运行工况中，可以遇到 $\alpha > 1$ 和 $\alpha \leq 1$ 的所有情况，在全负荷时，汽油机 $\alpha$ 的一般数值为：

|     |                          |
|-----|--------------------------|
| 汽油机 | $\alpha = 0.85 \sim 1.1$ |
|-----|--------------------------|

除了运用 $\alpha$ 这一参数来表示燃烧时空气量和燃料量之比外，还可以应用空气燃料比 $AF$ 或燃料空气比 $FA$ 以及相对空燃比 $(AF)_R$ 或相对燃空比 $(FA)_R$ 来表示，它们之间的关系为：

$$\begin{aligned} \text{空燃比 } AF &= \frac{\text{空气流量率}}{\text{燃料流量率}} \\ \text{燃空比 } FA &= \frac{\text{燃料流量率}}{\text{空气流量率}} \\ \text{相对空燃比 } (AF)_R &= \frac{AF}{(AF)_0} = \alpha \\ \text{相对燃空比 } (FA)_R &= \frac{FA}{(FA)_0} = \frac{1}{\alpha} \end{aligned}$$

式中  $(AF)_0$ ——燃料完全燃烧时的理论空燃比，例如对汽油 $(AF)_0 = 14.8 : 1 = 14.8$ ；

$(FA)_0$ ——燃料完全燃烧时的理论燃空比，例如对汽油 $(FA)_0 = 1 : 14.8 = 0.0676$ 。

实际发动机的 $\alpha$ 可由废气分析测出，对于非增压的四冲程内燃机也可由耗油量及耗气量按下式求出。

$$\alpha = \frac{G_s}{G_b l_0}$$

式中  $G_s$ ——每小时进入气缸的空气流量 (kg/h)；

$G_b$ ——每小时耗油量 (kg/h)；

$l_0$ ——理论空气量 (kg/kg燃料)。

由式 (1-22) 和式 (1-23) 可得：

$$g_b = \frac{G_1}{\alpha l_0} = \frac{\eta_v G_{sh}}{\alpha l_0} = \frac{\eta_v V_h \gamma_s}{\alpha l_0}$$

式中  $\gamma_s$ ——进气管状态下空气密度。

同样，由式 (1-2) 和式 (1-6) 可得：

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} = \frac{Q_1 \eta_i}{V_h} \quad \text{或} \quad p = \frac{Q_1 \eta_c}{V_h}$$

显然  $\frac{Q_1}{V_h}$  是内燃机单位气缸工作容积中所消耗的热量, 这个数值决定于发动机气缸中的空气量和燃料量。

$$Q_1 = g_s H_u = \frac{\eta_v V_h \gamma_s H_u}{\alpha l_0}$$

代入得:

$$p_c = \frac{\eta_v \eta_e \gamma_s H_u}{\alpha l_0} \quad \text{N/m}^2$$

上式中  $H_u$ 、 $\gamma_s$  的单位为 J/kg、kg/m, 则  $p_c$  为 (N/m<sup>2</sup>); 在实用上, 取  $H_u$ 、 $p_c$  的单位为 kJ/kg、bar, 则

$$p_c = \frac{\eta_e \eta_v \alpha \gamma_s H_u}{100 \alpha l_0} \quad \text{bar} \quad (1-24)$$

把  $\gamma_s = \frac{p_s}{RT_s}$  代入,  $p_s$  为进气管压力 (N/m<sup>2</sup>),  $T_s$  为进气管温度 (K), 空气的气体常数  $R = 287 \text{ N} \cdot \text{m/kg} \cdot \text{K}$ , 因此

$$p_c = \frac{\eta_e \eta_v H_u p_s}{28700 \alpha l_0 T_s} \quad \text{bar}$$

或者

$$p_c = 3.845 \frac{\eta_e \eta_v H_u}{\alpha l_0} \frac{p_s}{T_s} \quad (1-25)$$

式 (1-25) 的计算单位为  $p_s$  bar,  $T_s$  K,  $H_u$  kJ/kg,  $l_0$  kg/kg 燃料。若  $l_0$  应用  $L_0$  (kgmol/kg 燃料) 的单位, 则由  $l_0 = m_a L_0$ 。  $m_a$  为空气的分子量, 代入上式可得:

$$p_c = \frac{3.485}{28.9} \frac{\eta_e \eta_v H_u}{\alpha l_0} \frac{p_s}{T_s} = 0.121 \frac{\eta_e}{\alpha} \frac{H_u}{L_0} \eta_v \frac{p_s}{T_s} \quad (1-26)$$

在应用工程单位制时,  $H_u$  为 kcal/kg,  $A = \frac{1}{427}$  (kcal/kgf·m), 则

$$p_c = \frac{H_u \eta_e \eta_v \gamma_s}{10000 A \alpha l_0} \quad \text{kgf/cm}^2 \quad (1-27a)$$

在标准大气状态 (760mmHg, 0℃) 下, 空气的密度为  $\gamma_0 = 1.293 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ , 因此

$$\gamma_s = \gamma_0 \frac{273}{T_s} \frac{p_s}{1.033} = 1.293 \frac{273}{T_s} \frac{p_s}{1.033}$$

代入式 (1-27a) 得:

$$p_c = 14.6 \frac{H_u \eta_e \eta_v}{\alpha l_0} \frac{p_s}{T_s} \quad \text{kgf/cm}^2 \quad (1-27)$$

或者

$$p_c = \frac{14.6}{28.9} \frac{H_u \eta_e \eta_v}{\alpha l_0} \frac{p_s}{T_s} = 0.503 \frac{H_u \eta_e \eta_v}{\alpha l_0} \frac{p_s}{T_s} \quad (1-28)$$

式 (1-25)、式 (1-27) 或者式 (1-26), 式 (1-28) 建立了动力性能指标  $p_c$  和经济性能指标  $\eta_e$  之间的关系, 在以后各章中将会看到, 它是分析发动机性能的一个重要依据。

#### 四、有效热效率和比油耗

总的来衡量发动机经济性能的重要指标是有效热效率 $\eta_e$ 和比油耗 $g_e$ 。

有效热效率 $\eta_e$ 是实际循环有效功 $W_e$ 与为得到此有效功所消耗的热量之比值，即

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_1} = \frac{W_i \eta_m}{Q_1}$$

以式(1—6)代入，得

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (1-29)$$

由此可知，在 $\eta_e$ 中已考虑到实际发动机工作时的一切损失了。

和前述的 $\eta_i$ 一样，可得

$$\eta_e = \frac{3.6 \times 10^3 N_e}{G_b H_u} \quad (1-30)$$

通过此式，在实测获得发动机的有效功率 $N_e$ 和每小时耗油量 $G_b$ 后， $\eta_e$ 之值即可计算出来。

比油耗是指单位有效功的耗油量，它通常是以每有效千瓦小时所消耗的燃料重量 $g_e$ 来表示。

$$g_e = \frac{G_b}{N_e} \times 10^3 \quad \text{g/kW} \cdot \text{h} \quad (1-31)$$

由式(1—30)， $g_e$ 又可表示为

$$g_e = \frac{3.6 \times 10^3}{\eta_e H_u} \quad \text{g/kW} \cdot \text{h} \quad (1-32)$$

可见，内燃机的比油耗 $g_e$ 是与 $\eta_e$ 成反比的，知道其中一值以后，便可求出另一值。

在应用工程单位制时， $N_e$ 以PS为单位， $H_u$ 以kcal/kg为单位，则

$$\eta_e = \frac{632.2 N_e}{G_b H_u}$$

$$g_e = \frac{632.3}{\eta_e H_u} \times 10^3 \quad \text{g/PS} \cdot \text{h} \quad (1-33)$$

一般内燃机在标定工况下的 $g_e$ 和 $\eta_e$ 值大致在以下范围内。

|       | $g_e$ g/kW · h 或 g/PS · h | $\eta_e$  |
|-------|---------------------------|-----------|
| 低速柴油机 | 190~225 (140~165)         | 0.45~0.36 |
| 中速柴油机 | 195~240 (145~175)         | 0.43~0.36 |
| 高速柴油机 | 215~285 (160~210)         | 0.40~0.30 |

其中较低的 $g_e$ 值均属废气涡轮增压的四冲程和二冲程柴油机。

|        |                   |           |
|--------|-------------------|-----------|
| 四冲程汽油机 | 270~410 (200~300) | 0.30~0.20 |
| 二冲程汽油机 | 410~545 (300~400) | 0.20~0.15 |

#### 五、平均有效压力和比油耗的关系

由式(1—27a)和式(1—33)消去 $\eta_e$ 可得

$$g_e p_e = \frac{427 \times 632.2 \times 1000 \eta_v \gamma_s}{10000 \alpha l_0} = 2.7 \times 10^4 \frac{\eta_v \gamma_s}{\alpha l_0} = 9.22 \times 10^6 \frac{\eta_v}{\alpha l_0} \frac{p_s}{T_s}$$

在非增压内燃机中，一般  $p_i = 1$  (kgf/cm<sup>2</sup>)， $T_i = 288\text{K}$  代入上式得：

$$\frac{\alpha g_e p_e}{\eta_v} = 2223$$

在图1—4 给出295F柴油机的试验结果，在图上各工况（指任选一  $p_e$ 、 $n$ ）下的相应参数代入，是基本符合上式的。

在应用国际单位制时，对非增压内燃机

$$\frac{\alpha g_e p_e}{\eta_v} = 2960 \quad (1-34)$$

## § 1—4 提高内燃机动力性能和经济性能的途径

在表1—1和表1—2上分别列出一些国产柴油机和汽油机的性能指标和参数。

为了阐明从改善气缸内部工作过程的组织，来提高内燃机的动力性能和经济性能的各种措施，先分析影响单位气缸工作容积的输出功率，即升功率  $N_l$  的各种因素。

由式(1—21)和式(1—24)可得：

$$N_l = \frac{p_e n}{300\tau} = \frac{1}{3 \times 10^4} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{H_u}{l_0} \frac{1}{\tau} \eta_v \eta_m \gamma_s n \quad \text{kW/l} \quad (1-35)$$

在应用工程单位制时，

$$N_l = \frac{1}{5260} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{H_u}{l_0} \frac{1}{\tau} \eta_v \eta_m \gamma_s n \quad \text{PS/l} \quad (1-36)$$

对于内燃机，燃料的  $\frac{H_u}{l_0}$  之值变化微小，这样式(1—35)可写成

$$N_l = K_1 \eta_v \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m \gamma_s \frac{1}{\tau} \cdot n \quad (1-37)$$

此外，作为衡量发动机经济性能的重要指标  $g_e$ ，可由式(1—32)求得。

$$g_e = \frac{3.6 \times 10^6}{\eta_i \eta_m H_u} = \frac{K_2}{\eta_i \eta_m} \quad (1-38)$$

通过式(1—37)和式(1—38)，不难看出，它已极为概括而又明确地指出了提高发动机动力性能指标和经济性能指标的基本途径。

### 一、采用增压技术

从式(1—37)中可以看到，在保持过量空气系数  $\alpha$  等参数不变的情况下，增加吸进空气的密度  $\gamma_s$  可以使发动机功率按比例增长。这就需要在内燃机上装置增压器，使空气进入气缸前进行预压缩，采用废气涡轮增压器可以完满地实现这个任务，这一措施在柴油机上已得到广泛的采用，特别是当前高增压技术的迅速发展，可以促使柴油机的  $p_e$  和  $N_l$  成倍增加，与此

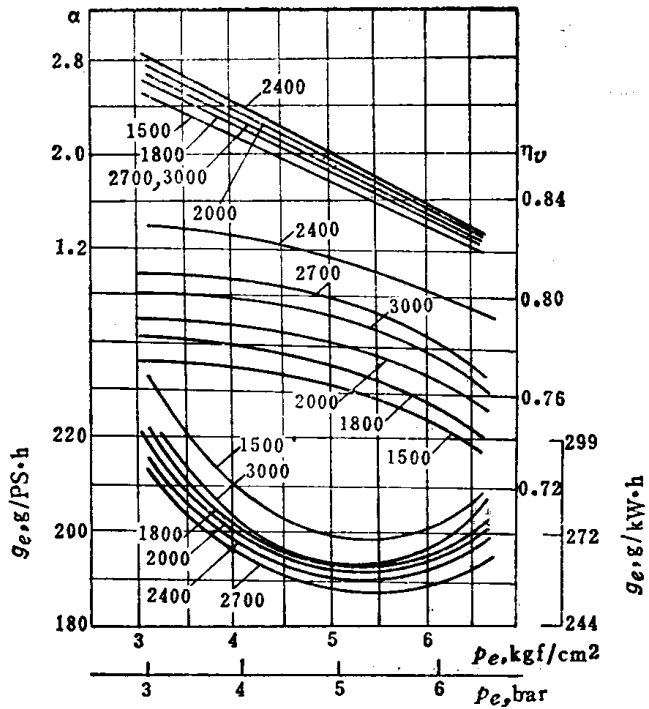


图1—4 295F柴油机的  $\eta_v$ 、 $\alpha$ 、 $g_e$  和  $p_e$  的关系



表 1—1 一些国产柴油机的性能指标和参数

| 参<br>数<br>型<br>号 | $\tau$ | $D \times S$<br>mm        | $iV_h$<br>l | $\epsilon$ | 燃烧室<br>型式 | $N_e/n$<br>kW/rpm | $M_{emox}/n$<br>N·m/rpm | $p_c$<br>bar          | $C_m$<br>m/s         | $g_e$<br>g/kW·h | $N_l$<br>kW/l | 比重量<br>kg/kW | 备<br>注       |
|------------------|--------|---------------------------|-------------|------------|-----------|-------------------|-------------------------|-----------------------|----------------------|-----------------|---------------|--------------|--------------|
| 485Q             | 4      | 85×100                    | 2.27        | 20         | 涡流室       | 38.6/3000         | 142/2000                | 7.11                  | 10                   | 286             | 1             | 5.55         | 车 用          |
| 290              | 4      | 90×110                    | 1.40        | 18         | 球 形       | 14.7/2000         | 76.5/—                  | 6.30                  | 7.30                 | <258            | 10.5          | 15.6         |              |
| 195              | 4      | 95×115                    | 0.815       | 20         | 涡流室       | 8.8/2000          | 49/—                    | 6.50                  | 7.67                 | <265            | 10.8          | 14.65        |              |
| 4100             | 4      | 100×120                   | 3.76        | 16         | 直喷式       | 44/2000           | 242/1500                | 7.0                   | 8                    | <244            | 11.75         | 7.7          |              |
| 4105             | 4      | 105×120                   | 4.16        | 17         | 复合式       | 44/2000           | 224/—                   | 6.36                  | 8                    | <252            | 10.6          | 8.15         |              |
| 4120F            | 4      | 120×140                   | 6.33        | —          | 球 形       | 58/1800           | 352/1300                | 6.20                  | 8.4                  | <258            | 9.28          | 10.5         | 风 冷          |
| 6120Q            | 4      | 120×140                   | 9.5         | 17         | 球 形       | 117.5/2000        | 606/1350                | 8.04                  | 9.33                 | 238             | 12.35         | 7.64         | 车 用          |
| 8 V 120F         | 4      | 120×140                   | 12.65       | 16.5       | 球 形       | 132~147/2000      | 735~785/1400            | 6.27~6.96             | 9.33                 | —               | —             | —            | 车用风冷         |
| 6135G            | 4      | 135×140                   | 12          | 16.5       | ω 形       | 88/1500           | 588/1250                | 5.89                  | 70                   | 228             | 7.35          | —            |              |
| 6135Q—1          | 4      | 135×140                   | 12          | 16         | ω 形       | 154/2200          | 784/1300                | 7.35                  | 10.25                | 217             | 12.9          | 7.45         | 车 用          |
| 6150             | 4      | 150×160                   | 17          | 17         | 球 形       | 200/2000          | 1030~1080/1500          | 7.65                  | 10.65                | 238             | 12.1          | 6.37         | 车 用          |
| 6150 Z           | 4      | 150×160                   | 17          | 15         | 球 形       | 264/2000          | 1370~1410/1500          | 9.33                  | 10.65                | 231             | 15.5          | 5.10         | 车用增压         |
| 4160             | 4      | 160×180                   | 14.56       | 18         | 预燃室       | 117.5/1500        | 940/1050                | 6.5                   | 9                    | 244             | 8.1           | 14.6         |              |
| 12V 180ZL        | 4      | 180×205                   | 62.6        | 14.5       | 预燃室       | 1000/1500         | —                       | 11.75                 | 10.25                | <233            | 15.85         | —            | 内燃机车, 增压中冷   |
| Z 12V 190B       | 4      | 190×210                   | 71.4        | 13.5       | 直喷式       | 885/1500          | 6360/1100               | 9.8                   | 10.5                 | 231             | 12.35         | 6.25         | 钻 机 用        |
| 12V 240 Z        | 4      | 240× $\frac{260}{273.51}$ | 144.81      | 12.7       | 浅ω形       | 1985/1100         | —                       | $\frac{15.35}{14.68}$ | $\frac{9.53}{10.03}$ | <217            | 13.7          | 7.05         | 机车, 增压中冷主副连杆 |
| 16V 200ZL—2      | 4      | 200×220                   | 110.5       | 14.2       | 预燃室       | 1840/1500         | —                       | 13.28                 | 11                   | <244            | 16.65         | 4.89         | 机车, 增压中冷     |
| 16V 240 Z        | 4      | 240×275                   | 199         | 12.5       | 直喷式       | 2940/1100         | —                       | 16.10                 | 10.08                | <217            | 14.8          | 6.65         | 机车, 增压中冷     |
| 1 E 95           | 2      | 95×105                    | 0.745       | 15.5       | 涡流室       | 10.3/2000         | 55.9/1770               | 4.15                  | 7                    | 272             | 13.8          | 12.6         | 船 用          |
| 2 E 105          | 2      | 105×125                   | 2.168       | 17         | ω 形       | 22/1200           | —                       | 5.08                  | 5                    | 251             | 10.15         | 12.6         | 船 形          |
| 3 E 150          | 2      | 150×225                   | 12          | 16         | 预燃室       | 73.6/750          | —                       | 4.9                   | 5.6                  | 251             | 6.11          | 20.4         | 船 用          |