



高等学校统编教材

柴油机工作过程

顾宏中 主编

国防工业出版社

内 容 简 介

本书论述柴油机工作过程的基本理论和试验研究。全书共分七章，围绕着柴油机工作过程的改善，着重讨论了以下问题：示功图分析和发热规律的计算；柴油机进排气道内的流动以及用特征理论求解流动中偏微分方程的数值解；影响喷射特性和喷雾特性的因素以及喷射过程中的动力计算；柴油机的燃烧机理和试验研究方法；柴油机与涡轮增压器的配合理论、计算和配合运行实践。

本书可作为高等院校内燃机专业本科高年级学生、研究生教材及教师参考书，也可供从事内燃机科研、设计或试验的科研工作者及工程技术人员参考使用。

柴 油 机 工 作 过 程

顾家宁 主编

责任编辑 方 商

国防工业出版社

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

787×1092 1/16 印张 28 1/4 661千字

1987年12月第一版 1987年12月第一次印刷 印数：0.001—1,000册

ISBN7-118-00004-3/U2 定价：4.65元

前 言

近十多年来,世界能源界受到二次石油危机的冲击,迫使柴油机科研生产人员在其产品性能上做了很大的革新。我国柴油机制造业也有较大发展,预计今后十年将有更大进展,但是供高等院校内燃机专业师生及科技人员参考的有关柴油机工作过程方面的书籍尚属太少。为此,编者在多年教学、科研实践的基础上,参考国内外有关文献资料,编写了这本在内容上比内燃机原理教材更深入一层的科技书。本书在取材上既强调作为高等院校内燃机专业高年级学生及研究生教学用书的特点,同时也兼顾了有关工厂及研究单位科技人员的实际需要。

参加本书编写工作的有:刘炽荣(第一章)、包启禹(第二章)、董澄教(第三章)、殷子嘉(第四章)、张连方(第五章)、许焕章(第六章)及顾宏中(第七章)等。

本书承蒙大连工学院于学潜(第一章)、邱东(第二章)、罗均炎(第三章)、初伦孔(第四章)、张庆德(第五章)、颜富纯(第六章)及魏象仪(第七章)等同志进行了仔细校阅,在此我们对校阅同志深表谢意。

由于我们业务水平所限,书中缺点错误在所难免,望广大读者批评指正。

编 者

目 录

第一章 示功图分析	1
§1 示功图的整理	1
§2 低压示功图与进气过程	4
§3 直喷式柴油机示功图的分析与放热规律计算	6
§4 预燃式柴油机示功图的分析与放热规律的计算	22
§5 燃烧放热规律计算的误差	29
第二章 柴油机排气管内压力波的计算	35
§1 概述	35
§2 一元不定常流的基本方程	35
§3 特征理论和特征方程	38
§4 特征方程的数值解	49
§5 边界问题	53
§6 排气管的边界	54
§7 气缸端边界	56
§8 涡轮边界	63
§9 分叉接头边界	69
§10 总的计算步骤	77
第三章 四冲程柴油机进排气道及气缸内空气流动的研究	79
§1 概述	79
§2 低流阻进气道与进气涡流的试验研究	79
§3 吸气涡流特性及吸气涡流在压缩过程中的衰减	94
§4 低流阻排气道的研究	102
§5 用流线分析法 and 烟风洞试验研究排气阀周围的流动	112
§6 不稳定流动吹风试验介绍	131
第四章 燃料的喷射与雾化	138
§1 柴油机对燃料喷射的要求	138
§2 燃料喷射的液力过程	156
§3 喷射过程的理论计算	168
§4 喷射系统主要结构参数对柴油机性能的影响	195
第五章 柴油机的燃烧	211
§1 燃烧的基础知识	211
§2 柴油机中的燃烧	227
§3 放热率(燃烧速率)的计算	251
§4 低质燃料油在柴油机中的燃烧	264
§5 柴油机的排污及黑烟	270
第六章 柴油机燃烧研究的测试方法	281
§1 研究柴油机燃烧的主要内容和试验装置	281
§2 高速摄影	290
§3 纹影摄影和激光全息摄影	303

§ 4 热线风速仪.....	319
§ 5 激光多普勒测速计.....	323
§ 6 瞬时温度测量.....	335
第七章 柴油机与涡轮增压器的配合	342
§ 1 柴油机与涡轮增压器的配合与调整.....	342
§ 2 超高增压.....	376
§ 3 柴油机工作过程和配合计算.....	410

第一章 示功图分析

柴油机缸内的压力变化由于它易于测量,而且由于它带来了许多可供发动机性能分析的讯息,因此示功图—— $p-V$ 图或 $p-\varphi$ 图一直是发动机的基本测试项目之一。某些足以说明发动机运行性能的指标、参数,例如最高燃烧压力和压力升高率可以直观地从测得的 $p-\varphi$ 图上得到,但是在多数场合下,还需配合其它项目的测试,才能通过示功图的分析对发动机的运行性能进行较深入的分析研究。

四冲程发动机进、排气过程的低压示功图可以为分析换气过程提供一些有用的讯息;而通过对压缩、膨胀过程示功图的分析、加工并计算所得到的发动机燃烧放热规律,则有助于我们对燃烧过程进展的认识与分析。

§1 示功图的整理

一张 $p-\varphi$ 图必须正确地反映出缸内的压力变化才能用于对发动机性能的分析,这就要求:

1. 示功图纵坐标压力值的标定要准确,线性要好。
2. 示功图的横坐标要正确地反映出所测压力出现时曲柄所在的位置。

要得到这样一张示功图,除了要注意正确的测量——包括选择适当的测量仪器、对传感器作严格正确的标定、正确地安排传感器的布置和正确的使用仪器之外,有时还得对测得的示功图作一些加工才能用于分析的目的。

一、示功图止点的修正

将压力传感器直接安装到气缸盖底部,不采用经过测压通道而测得的 $p-\varphi$ 图能够最正确地反映缸内的压力变化。对示功图的分析来说,也是最为有利的。可以认为,这样的示功图在图形上是没有被歪曲的,但是在用气-电示功器测录时,由于机械方面的原因,以及在用压-电传感器或应变式传感器通过示波器作测录时,由于止点讯号识别的原因,往往难于在测得的示功图上定出正确的止点位置。一般说来,止点位置的标定若偏差1°,根据同样的 $p-\varphi$ 图计算的指示功,其差别可达5%之多,这对于完全在功热平衡的基础上根据示功图进行的放热规律计算来说是不容忽视的。这就必须对示功图上标出的止点位置进行校核与修正。

要在测得的 $p-\varphi$ 图上确定出正确的止点位置,可以通过校核指示功的办法来做到。根据发动机的转速 n (r/min)、功率 N_e (kW)、缸数 i 、缸径 D (mm)、冲程 S (mm)、冲程数 z ,可以算出发动机的平均有效压力 p_e 为

$$p_e = \frac{1.2N_e z}{i\pi D^2 S n} 10^5 \text{MPa}$$

根据发动机的机械损失平均有效压力 p_m ,可以算出发动机的平均指示压力 p_i ,其值应

该是

$$p_i = p_i + p_m$$

应尽可能通过机械损失的精确测定定出 p_m ，也可以利用下述经验公式计算 p_m ，其误差在 1% 之内。对于四冲程柴油机

$$p_m = D^{-0.25} [0.087(p_e + 0.098c_m) - 0.0518] \quad \text{MPa}$$

对于二冲程自由涡轮增压柴油机

$$p_m = D^{-0.25} [0.042(2p_i + 0.098c_m) - 0.00735] \quad \text{MPa}$$

$$c_m = \frac{nS}{30} \quad \text{m/s}$$

根据测录而得到的 $p-\varphi$ 图及图上最初标明的上止点位置，可以算出这样标定的上止点位置下的平均指示压力，其计算值 p'_i 为

$$p'_i = \int_{V_{\varphi=0}^{\varphi=360^\circ} p dV / \left(\frac{\pi}{4} D^2 S \right)$$

$$[p = f_p(\varphi), V = f_v(\varphi)]$$

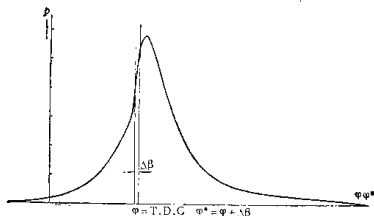


图1-1 示功图的止点修正

根据 p'_i 与 p_i 的对比，确定出止点的修正方向。当 $p'_i < p_i$ 时，上止点应向前（图中向左）修正，如图 1-1 所示。修正后的示功图为 $p-\varphi^*$ ， $\varphi^* = \varphi + \Delta\beta$ ， $\Delta\beta > 0$ 。根据 $p-\varphi^*$ ，算出经过止点修正后的平均指示压力，其计算值 p_i^* 为

$$p_i^* = \int_{V_{\varphi^*=0}^{\varphi^*=360^\circ} p dV / \left(\frac{\pi}{4} D^2 S \right)$$

$$[p = f_p(\varphi^* - \Delta\beta), V = f_v(\varphi^*)]$$

根据

$$p_i^* = p_i$$

确定出所必需的上止点修正值 $\Delta\beta$ 。 $\Delta\beta$ 可用逐次接近的试算法求得。当 $p'_i > p_i$ 时，上止点应向后（图中向右）修正， $\Delta\beta$ 应取负值。对比 $p = f_p(\varphi)$ 与 $p = f_p(\varphi^* - \Delta\beta)$ ，可以看出，经过止点修正后的示功图 $p-\varphi^*$ 与未经修正的示功图 $p-\varphi$ ，其图形仍然是——样的，只是横坐标的标识，因为 p'_i 与 p_i 的关系而统一地修正了一个 $\Delta\beta$ 值， $\varphi^* = \varphi + \Delta\beta$ 。当 $p'_i < p_i$ 时， $\Delta\beta > 0$ ；相反则 $\Delta\beta < 0$ 。在随后的放热规律计算中，就按 $p = f_p(\varphi^* - \Delta\beta)$ 来计算各个曲柄角 φ^* 下的气缸压力值。

二、示功图的修复

在没有条件将压力传感器直接布置在尽可能接近燃烧室的位置上而不得不将它摆在离燃烧室一定距离的某一个地方时,由于此时是借助一定长度的测压通道与气缸燃烧室相通,这样测得的示功图要受到歪曲而不能正确地反映气缸内的压力变化,在这种情况下,就要在示功图修复之后才能对它进行分析。因测压通道的几何形状、长短、容积的不同,中间或布置有阀门等情况,示功图被歪曲的程度也不尽一样,因而示功图的修复也是一件很复杂的事。一种比较简单的处理方法是:认为传感器处测得的压力是以音速 v_a 经过长度为 l 的测压通道而传来的气缸压力,而且气缸压力在测压通道中传播时维持不变,这也就是说测得的 $p-\varphi$ 图上每一点处的压力确实是气缸内某一时刻的压力,只是它在 $p-\varphi$ 图上的出现,因为要用 v_a 走过 l 才能达到,因而滞后了一个角度 $6nl/v_a$,即 $\varphi = \varphi^* + 6nl/v_a$,而该压力真正出现的时刻为 $\varphi^* = \varphi - 6nl/v_a$ 。由于各个时刻气缸压力和温度不同,压力波的传播速度 v_a 也不同,因而滞后的角度也不一样,测得的 $p-\varphi$ 图上各点横坐标的修正值 $6nl/v_a$ 也不一样,因此修复后的示功图 $p-\varphi^*$ 的图形与 $p-\varphi$ 的不一样。

压力波在温度为 t (K) 的气体介质中的传播速度为当地的音速 v_a 。

$$v_a = \sqrt{K/Rt} \approx 20\sqrt{t} \quad \text{m/s}$$

由于测压通道的一端通到发动机气缸,当地的介质温度就是缸内工质的温度 t ,然而整个测压通道是受到冷却水冷却的,在它内部的介质温度各处不一,压力波的传播速度也不一样。接近传感器的地方,可以认为该处的介质温度接近于冷却水的温度 t_w ,它的温度最低,压力波在哪里的传播速度也最低。在计算时,可取测压通道两端当地音速的平均值作为压力波传播的速度

$$v_a = \frac{1}{2}(20\sqrt{t} + 20\sqrt{t_w}) = 10(\sqrt{t} + \sqrt{t_w}) \quad \text{m/s}$$

对于测得的 $p-\varphi$ 图,其上 $\varphi = \varphi_0$ 、 $p = p_0$ 的那一点,可以按下述方法把它恢复到原来的正确位置上来 ($\varphi^* = \varphi_0 - \Delta\varphi$ 、 $p = p_0$)。首先根据曲柄连杆机构的几何关系 $V = f_V(\varphi)$, 确定出 $\varphi = \varphi_0$ 时气缸的容积 $f_V(\varphi_0)$, 作为缸内出现压力 p_0 时气缸容积的第一个假想值。然后按状态方程估算出这时缸内工质温度的第一个近似值

$$t_1 = \frac{p_0 f_V(\varphi_0)}{MR}$$

式中 M ——缸内工质数 (kgmol);

根据上式可算出

$$v_{a1} = 10(\sqrt{t_1} + \sqrt{t_w})$$

$$\Delta\varphi_1 = 6nl/v_{a1}$$

从而找出缸内出现压力 p_0 时曲柄所在位置的第一个估计角度 φ_1

$$\varphi_1 = \varphi_0 - \Delta\varphi_1$$

然后验证在 φ_1 时气缸内出现的压力 p_0 是否在 φ_0 角时传到了压力传感器所记录在 $p-\varphi$ 图上的 $\varphi = \varphi_0$ 的时刻上, 计算 t 、 v_a 、 $\Delta\varphi$ 的第二次估算值

$$t_2 = \frac{p_1 f_V(\varphi_1)}{MR}$$

$$v_{s2} = 10(\sqrt{t_2} + \sqrt{t_w})$$

$$\Delta\varphi_2 = 6nl/v_{s2}$$

如 $\Delta\varphi_2 = \Delta\varphi_1$ 则说明压力 p_c 确实是在 φ_1 时在缸内出现, 并在 φ_c 到达压力传感器的, 如若不然, 则要重行估算, 反复迭代,

$$\varphi_i = \varphi_0 - \Delta\varphi_i$$

$$t_{i+1} = \frac{p_0 f_V(\varphi_i)}{M \overline{R}}$$

$$v_{s,i+1} = 10(\sqrt{t_{i+1}} + \sqrt{t_w})$$

$$\Delta\varphi_{i+1} = 6nl/v_{s,i+1}$$

当 $\Delta\varphi_{i+1} = \Delta\varphi_i$ 时, 迭代结束, 找到出现 p_c 时曲柄真正所在的位置,

$$\varphi^* = \varphi_c - \Delta\varphi_i$$

要说明的一点是: 对于示功图分析和放热规律计算来说, 上止点附近那一段最为重要, 而在上止点附近, 由于气缸的绝对容积很小, 角度的微小变动所引起气缸容积的相对变化就相当的大, 这对于估计缸内工质温度的影响是不容忽视的。为此, 在根据压力传播速度来修复 $p-\varphi$ 图时, 要进行反复的迭代计算, 而不能仅仅依靠测得的 $p-\varphi$ 图上标明的 p_c 、 φ_c 初值, 并且只作第一次估算就期望确定出 p_c 出现时曲柄所应在的真正角度 φ^* 。

对于上述这种简单的示功图修复方法, 由于它只是用一个压力波的平均传播速度来估算压力测录的滞后, 而未能反映出在测压通道中进行的复杂的物理过程的实质, 例如通道上可能设置的阀门对压力传递的影响、冷却的效应、传感器一端出现的反射压力波的作用以及通道本身几何形状的影响等等, 因而只能认为是—种粗糙的权宜的方法。考虑到以上提到的问题的复杂性, 总的看来, 上述示功图修复方法本身还是有不少问题的, 在条件许可的情况下, 应该力求做到将测压传感器布置在缸盖底部, 直接地测得不受测压通道歪曲的 $p-\varphi$ 图, 以便把示功图分析和燃烧放热规律的计算建立在可信赖的基础上。

§ 2 低压示功图与进气过程

以充气系数 η_v 为标志的气缸换气质量, 对于发动机的性能是很有关系的。对四冲程柴油机进、排气过程的低压示功图进行分析, 并结合发动机的空气消耗量、排气成分分析测量所得到的扫气系数 φ_s 和剩余废气系数 γ_r , 能够较深入地分析各个因素对气缸充气效果的影响。

根据图 1-2 所示进气过程的低压示功图, 可以建立起自排气阀关闭瞬间 r 到进气阀关闭瞬间 a 为止的进气过程能量平衡方程

$$\frac{p_r V_r}{RT_r} c_p T_r + \left[\eta_v \frac{p_s V_s}{RT_s} - \left(\frac{p_r V_r}{RT_r} - \gamma_r \eta_v \frac{p_s V_s}{RT_s} \right) \right] c_p (T_r + \Delta T) = \int_{V_r}^{V_s} p dV + \frac{p_s V_s}{RT_s} c_p T_s$$

令

$$\int_{V_r}^{V_s} p dV = \psi p_s V_s, \quad \text{而且 } c_p/c_v = k$$

经过整理可以得到

$$\eta_v = \frac{T_i}{(1 + \gamma_v)(T_i + \Delta T)} \left[\frac{k-1}{k} \psi + \frac{p_a V_a}{k p_i V_h} - \frac{p_i V_i}{p_i V_h} \left(\frac{1}{k} - \frac{T_i + \Delta T}{T_i} \right) \right] \quad (1-1)$$

$$\Delta T = \left[\frac{\frac{k-1}{k} \psi + \frac{1}{k} \left(\frac{p_a V_a}{p_i V_h} - \frac{p_i V_i}{p_i V_h} \right)}{(1 + \gamma_v) \eta_v - \frac{p_i V_i}{p_i V_h T_i}} - 1 \right] T_i \quad (1-2)$$

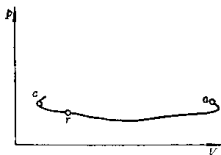


图1-2 进气过程低压示功图
c—上止点；r—排气阀关；a—进气阀关。

式(1-1)表达了各个因素对充气系数的影响。而式(1-2)则可用于根据测定的数据计算出四冲程柴油机进气空气在进气过程中被高热零件加热的温升 ΔT ，从而可以利用式(1-1)区别出充量加热、燃烧室清扫、进气流动阻力和配气正时等各个因素对于充气系数的作用。

对于非增压四冲程柴油机，可以认为活塞排气上行到上止点c时缸内的存气即为缸内的残留燃气，因而从c到a进气过程的能量平衡式可写成

$$\frac{p_i V_i}{RT_i} c_p T_i + \eta_v \frac{p_a V_a}{RT_a} c_p (T_0 + \Delta T) = \int_{V_c}^{V_a} p dV + \frac{p_a V_a}{RT_a} c_p T_a$$

经整理得

$$\eta_v = \frac{T_i}{T_0 + \Delta T} \left[\frac{k-1}{k} \psi + \frac{1}{k} \left(\frac{p_a V_a}{p_c V_h} - \frac{p_i V_i}{p_0 V_h} \right) \right] \quad (1-3)$$

$$\Delta T = \left[\frac{\frac{k-1}{k} \psi + \frac{1}{k} \left(\frac{p_a V_a}{p_c V_h} - \frac{p_i V_i}{p_0 V_h} \right)}{\eta_v} - 1 \right] T_0 \quad (1-4)$$

式(1-3)、(1-4)可用于非增压四冲程柴油机的进气过程分析。上述式中， p_i 、 T_i 为增压发动机进气空气的压力与温度， p_0 、 T_0 为周围大气的压力与温度。

从四冲程发动机的进气过程低压示功图可以得到 p_a 、 p_c 以及 ψ 的数值， p_a 与 p_c 对 η_v 的关系是很明显的，高的进气终了压力 p_a 和低的排气终了压力 p_c 必然导致高的充气系数 η_v 。小于1的这个 ψ ，意味着进气过程中气流动经进气道与气阀时的流动阻力将进气空气的压力势能部分地转化为热能——这部分热能为 $\eta_v p_i V_h - \psi p_i V_h$ ，以加热它本身并降低了它的密度，从而使 η_v 受到影响。根据测得的有关进气过程的参数，按式(1-2)或(1-4)计算，所得的 ΔT 则表示进气空气单纯地由于炽热零件表面的加热而导致的温升， ΔT 愈大相应的 η_v 的降低愈甚。

§ 3 直喷式柴油机示功图的分析与放热规律计算

发动机的示功图除了可以提供表征发动机机械负荷和动力负荷的最高燃烧压力和压力升高率之外,还可以用来对燃烧过程进行分析。根据实测的示功图、基于燃烧过程中的能量平衡,用计算出的燃料燃烧放热效应来研究燃烧过程的进展,这种研究方法与其他一些方法相比较,其突出的一个特点是除了可以对燃烧过程进行定性的分析之外,还可以进行定量的分析。其它的方法,例如通过高速摄影直观地观察燃料喷雾、混合气形成、着火和着火点分布以及火焰成长传播与扩展等一系列现象以认识和阐述柴油机燃烧过程的性质,这固然是一种很基本的重要的研究方法,但它本身终究限于定性的分析,没有可能提出能够定量地说明燃烧过程进展的一些指标并指明它们与发动机性能参数间的关系。通过燃烧期间火焰辐射强度的观测,虽然可以对燃烧过程的某一方面进行定量的分析,但是火焰辐射强度所反映的仅仅是所观测到的某一局部地区的火焰温度,而火焰温度的变化虽然与燃烧的进展有关,但两者终究并不就是一回事。将图1-3(a)燃烧放热速度的变化与图1-3(b)不同波长火焰辐射强度的变化规律作一对比,可以看出,火焰辐射强度的最大值在这一例中出现得比最大燃烧放热速度来得迟,火焰辐射强度还在不断增强的时候,燃烧速度早已超过了它的顶点。研究单个油点的蒸发与燃烧,则在于着重说明燃烧的基本机理面与柴油机内千差万别的混合物形成条件和不稳定过程还有相当距离。

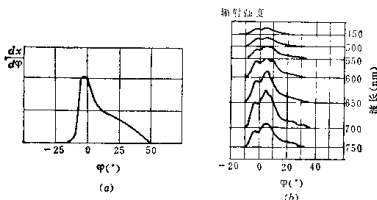


图1-3 燃烧放热规律与火焰辐射强度变化的对比

(a) 燃烧放热速度的变化; (b) 火焰辐射强度的变化。

燃烧是一种化学反应,它最终释放出参与燃烧的燃料的化学能,它的释放速度就可以反映燃料参与燃烧的速度。示功图分析可以推算出燃烧释放的热量和释放的速度,它的计算是以整个发动机的综合燃烧放热效应为基础的,而不是以个别局部地区为对象的,因此它能够给予发动机的燃烧过程以总的定量的分析,它能具体地揭示出燃烧在什么时候开始——以可以感觉到燃烧的放热效应来判别,燃烧的整个持续期有多长——以近乎全部燃料全部燃烧释放出热量来确定燃烧终结的时刻,以及在燃烧持续期间燃烧放热速度的大小和它的演变,这样就能对燃烧过程的进展给予量的分析,并且能够在发动机的性能指标与燃烧过程之间建立起数量方面的联系。

利用由示功图分析得到的燃烧放热速率图来研究、判断柴油机燃烧的性质,有时可以得到相当有力的论断。例如在探讨是化学反应动力学还是混合物形成方面的因素主宰

若燃烧过程的进展这个问题时,特意使发动机在不同的进气温度下运转,以考察化学反应动力学因素对燃烧过程的作用,从放热速度图形的对比分析(见图1-4)中发现,虽然进气温度的提高能促进化学反应的速度从而能够缩短滞燃期,但整个燃烧的持续期并不因之而缩短,仍然几乎保持相同的长短,这就可以说明,对于柴油机那种非均匀混合的、不稳定燃烧过程来说,不是化学反应动力学因素而是可燃混合物的形成才是影响燃烧进展的主导因素。

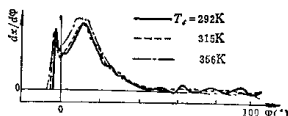


图1-4 燃烧放热规律因进气温度 T_i 而变的情况

示功图分析还能较为准确地预测出发动机的运行性能积累必要的数据资料。燃烧过程的进展是影响发动机性能指标,例如最高燃烧压力、油耗率、功率、平均有效压力等等的主要因素,但是由于柴油机燃烧过程的复杂性,一时还找不到一个可以直接从发动机的基本结构参数推算出燃烧过程进展的、比较简单而又令人满意的方法。我们可以对现有的、各种类型的发动机在不同条件下运行的示功图进行分析,计算出它们的燃烧放热速度图形,把这样的材料积累起来,积累得愈多就愈有把握在设计新发动机时,预报它的主要性能,或从某一工况的性能出发,估计运行性能的变化。在这样做时,可以直接使用由示功图分析、计算出的原始数据,或者将这些数据按照一定的条件,例如在同样的燃烧开始时刻和燃烧持续期,能够据以算出相同的最高燃烧压力、油耗率和平均指示压力,归纳、模化成另一个数学上易于处理的燃烧放热速度模型。不管怎样,只有对示功图进行分析计算,才能为较准确地进行发动机的热计算和预测它的运行性能提供必要的数据与资料。

示功图分析,特别是发动机的燃烧放热规律计算,由于它具有的特点以及电子计算机的应用,今天已是分析发动机性能、整理数据中日益得到广泛应用的重要工具。

一、燃烧放热规律计算中的热平衡

通常基于

(1) 缸内工质是均匀的,在每一瞬间,缸内各点的工质在温度、压力和成分方面都是一样的。

(2) 燃烧放热效应是生成最终产物的化学反应的结果而不考虑一系列的中间反应。

(3) 缸内工质可以按理想气体来处理,可以用状态方程 $pV = MRT$ 来表达它的状态参数间的关系。

用这三个最基本的假定,就可以根据缸内的压力变化,通过燃烧过程的能量平衡关系,推算出燃烧速度及其变化规律——燃烧放热规律,供分析燃烧过程之用。

对于燃烧过程中的某一瞬间,可以写出如下的能量平衡方程:

$$Q = Q_i + \Delta U + I + Q_{\text{散}}$$

其中 Q ——到该时刻为止，燃料燃烧累计放出的热量；

Q_i ——到燃烧开始时（以能感觉到燃烧的放热效应为准）燃料燃烧累计放出的热量；

L ——从燃烧开始时起到该时刻工质所作的功；

ΔU ——从燃烧开始时起到该时刻工质的内能变化；

Q_w ——从燃烧开始时起到该时刻工质散往四周零件的累计热量，如以累计燃烧放热率 X 来表达 Q 则

$$Q = X \Delta g H_u$$

其中 Δg ——每循环的喷油量；

H_u ——燃料的低热值。

能量平衡方程可写成

$$X = \xi_i + \frac{1}{\Delta g H_u} (\Delta U + L + Q_w) \quad (1-5)$$

式中 ξ_i ——燃烧开始时的累计放热率， $\xi_i = Q_i / \Delta g H_u$ 。

式 (1-5) 就是示功图分析、放热规律计算中最基本的能量平衡方程式，其中的每一个组成的计算如下：

(一) 内能变化

$$\Delta U = M c_v T - M_i c_{vi} T_i$$

式中 $M(M_i)$ ——该瞬间（燃烧开始时刻）缸内工质公斤莫尔数；

$c_v(c_{vi})$ ——该瞬间（燃烧开始时刻）缸内工质的平均定容比热 ($\text{kJ}/(\text{kg mol} \cdot \text{K})$)；

$T(T_i)$ ——该瞬间（燃烧开始时刻）缸内的工质温度 (K)。

要计算 ΔU 就要计算 M 、 c_v 和 T ，在计算 c_v 时还得知道缸内工质的成分组成。

1. 工质数量及成分组成

在燃烧开始之前，缸内工质数量为 $M = M_0$ 。在 M_0 中的新鲜空气量为 $M_0/(1 + \gamma_r)$ ，还有未被消除的上一个循环遗留下来的残留燃气量 $M_0 \gamma_r/(1 + \gamma_r)$ ，在这部分燃气中，空气和纯燃烧产物的比例由燃烧过量空气系数 α 确定。当累计燃烧率为 X 时，只消耗了新鲜空气中的 $M_0 X/(1 + \gamma_r)\alpha$ ，这部分参与燃烧的新鲜空气由于燃烧而增加的公斤莫尔数为 $M_0 X(\beta_0 - 1)/(1 + \gamma_r)\alpha$ 。 β_0 为当燃料与空气按化学反应当量比混合、完全燃烧时的理论分子变化系数，因此

$$M = M_0 \left[1 + \frac{(\beta_0 - 1)X}{(1 + \gamma_r)\alpha} \right]$$

β_0 可按燃料的化学组成计算，

$$\beta_0 = 1 + \frac{\frac{g_H}{4} + \frac{g_O}{32}}{0.21 \left(\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_O}{32} \right)}$$

g_C 、 g_H 、 g_O 分别为燃料中元素碳、氢、氧的重量成分。对于一般的轻柴油，可取 $\beta_0 = 1.065$ ，则

$$M = M_0 \left[1 + \frac{0.065X}{(1 + \gamma_r)\alpha} \right]$$

同时还应确定工质混合气中纯燃烧产物所占的比例，以便根据该比例计算工质混合气的

比热。混合气中的纯燃烧产物包括了残留燃气中的纯燃烧产物

$$\left(\frac{\beta_0 \gamma_r}{\alpha - 1 + \beta_0} \right) (1 + \gamma_r) M_0$$

以及因燃料燃烧而产生的那部分燃烧产物

$$\frac{\beta_0 X}{\alpha (1 + \gamma_r)} M_0$$

因而混合气中，纯燃烧产物所占的比例为

$$k_r = \left[\left(\frac{\beta_0 \gamma_r}{\alpha - 1 + \beta_0} \right) (1 + \gamma_r) M_0 + \frac{\beta_0 X}{\alpha (1 + \gamma_r)} M_0 \right] / M$$

经整理得

$$k_r = \frac{(\alpha - 1 + \beta_0) \beta_0 X + \beta_0 \gamma_r \alpha}{(\alpha - 1 + \beta_0) [(1 + \gamma_r) \alpha + X (\beta_0 - 1)]}$$

缸内工质混合气的温度可根据状态方程计算，即 $T = pV/MR$ 。

归纳起来，为了计算 ΔU 而要确定工质混合气的状态、数量、成分时，应根据发动机的空气消耗量、燃油消耗量和气体分析推算出的扫气系数 φ_s 和 γ_r ，按以下的一组公式进行一系列的计算，

$$\left[\begin{aligned} M_0 &= \frac{30z(1 + \gamma_r)G}{\eta \varphi_s \mu_0 i} \\ \Delta g &= \frac{N_g z 10^{-3}}{120 \pi i} \\ L_0 &= 0.21 \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_u}{4} - \frac{g_o}{32} \right) \\ \beta_0 &= 1 + \left(\frac{g_u}{4} + \frac{g_o}{32} \right) / L_0 \\ \alpha &= \frac{M_0}{(1 + \gamma_r) \Delta g L_0} \\ M &= \left[1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \frac{X}{\alpha} \right] M_0 \\ T &= pV/MR \\ k_r &= \frac{(\alpha - 1 + \beta_0) \beta_0 X + \beta_0 \gamma_r \alpha}{(\alpha - 1 + \beta_0) [(1 + \gamma_r) \alpha + X (\beta_0 - 1)]} \end{aligned} \right. \quad (1-6)$$

其中 z —— 发动机冲程数；

G —— 发动机耗气量 (kg/s)；

μ_0 —— 空气的公斤分子量 (28.97 kg/kgmol)；

i —— 发动机缸数；

L_0 —— 燃料燃烧理论上所需的空气量 (kgmol/kg)；

g_r —— 发动机的燃油消耗率， $\text{g/(kW} \cdot \text{h)}$ 。

2. 比热

根据空气的平均定容莫尔比热 c_{va} 、纯燃烧产物的平均定容莫尔比热 c_{vb} 以及 k_r 就可以求出工质混合气的平均定容莫尔比热

$$c_v = k_r c_{vb} + (1 - k_r) c_{va} \quad (1-7)$$

c_{va} 和 c_{vb} 随温度而变, 其值可从气体热力性质表中查得。在用计算机进行放热规律计算时, 可将气体热力性质表中的 c_{va} 和 c_{vb} 数值作为原始数据输入, 用到时再按一定的插值法从原始数据中取出。这种做法要求输入的数据比较多, 而且加大了计算量。更为常见的方法是用最小二乘法将比热的原始数据归纳为一定的数学表达式, 既可便于计算又能保证足够的精度。下面就是这样归纳出的比热计算公式, 按这些公式计算比热, 在柴油机工作温度范围内, 其最大的误差不超过 0.6%。

$$\begin{cases} c_{va} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 & \text{kJ/(kgmol} \cdot \text{K)} \\ a_1 = 19.58222798 \\ a_2 = 2.87673815 \times 10^{-3} \\ a_3 = -2.54020896 \times 10^{-7} \end{cases} \quad (1-8)$$

$$\begin{cases} c_{vb} = b_1 + b_2 T + b_3 T^2 & \text{kJ/(kgmol} \cdot \text{K)} \\ b_1 = 19.88884354 \\ b_2 = 5.01903836 \times 10^{-3} \\ b_3 = 5.95758628 \times 10^{-7} \end{cases} \quad (1-9)$$

它比线性公式 $c_v = a + bT$ 的精度高, 比起为了提高线性公式的精度而采用的折线法, 即在不同的温度范围内用不同的线性公式来计算比热也要方便一些。

按照以上给出的二次抛物线比热计算公式计算混合气的比热, 得到的也还是一个二次抛物线公式,

$$\begin{cases} c_v = c_1 + c_2 T + c_3 T^2 \\ c_1 = k_1 b_1 + (1 - k_1) a_1 \\ c_2 = k_1 b_2 + (1 - k_1) a_2 \\ c_3 = k_1 b_3 + (1 - k_1) a_3 \end{cases} \quad (1-10)$$

将比热表达为温度的抛物线公式, 在计算上还可带来某些方便。例如, 当需要计算比热随温度而变的变化率时, 可以直接从给出的公式推算出

$$\frac{dc_v}{dT} = \frac{dc_p}{dT} = c_2 + 2c_3 T \quad (1-11)$$

当计算中要用到工质的绝热指数 k 时, 可以通过平均定容比热 c_v 推算出瞬时的定容比热 c'_v , 从而推算出 k , 由下式

$$\begin{aligned} c_v &= \frac{1}{T} \int_0^T c'_v dT \\ c_v T &= \int_0^T c'_v dT \\ c_1 T + c_2 T^2 + c_3 T^3 &= \int_0^T c'_v dT \end{aligned}$$

得

$$\begin{cases} c'_v = c'_1 + c'_2 T + c'_3 T^2 \\ c'_1 = c_1 = k_1 b_1 + (1 - k_1) a_1 \\ c'_2 = 2c_2 = 2[k_1 b_2 + (1 - k_1) a_2] \\ c'_3 = 3c_3 = 3[k_1 b_3 + (1 - k_1) a_3] \\ k = c'_p / c'_v = 1 + \frac{8.314}{c'_v} \end{cases} \quad (1-12)$$

在计算预燃式发动机的放热规律以及根据某一预测的放热规律来进行发动机的工作过程计算时, 上述 $\frac{dc_p}{dT}$ 、 $\frac{dc_p}{dT}$ 和 k 都是要用到的数据。

(二) 散热计算

工质散往四周零件的散热量 Q_w 是放热规律计算中能量平衡不可缺少的一部分。原则上, 根据工质对周围零件表面的放热系数 α_g 和零件的表面温度 T_w , 可以计算出 Q_w , 考虑到各个零件的表面温度不尽相同, 可以分别计算工质散往各个工作表面的热量, 为此而将 Q_w 表达式写成下面形式

$$Q_w = \int_{\varphi_i}^{\varphi} \Sigma [F \alpha_g (T - T_w)] d\varphi / 21600\pi$$

尽管从技术上看, 为了计算散热量而把散热面分成气缸盖、活塞顶、气门、气缸套等不同的表面, 分别测定它们的表面温度, 甚至对于每一零件按不同的部位测定它们的表面温度分布也都是可能的, 但是, 实际上按照上式来计算散热量还是困难的, 问题在于放热系数的确定和计算结果的检验。目前存在着许多计算放热系数的公式, 它们大致都反映出 α_g 与工质的状态 (p 、 T)、特征流速 (c_m), 有时还有特征尺度 (D) 的关系, 它们都是各个研究者根据各自的工作提出来的。这些计算公式的计算结果往往相差很大, 而对于某一特定的对象, 却很难在众多的公式中有把握地推荐一个合适的公式。在大多数场合下, 如果不是特别着重于发动机中传热方面的研究, 实际上, 在总的散热量中, 是无法区分那些部分是从活塞顶、气门、缸盖底板和缸套等散失的, 也无法区别燃烧期间和进排气、压缩各个过程中所散失的热量。总之, 若想将燃烧过程中的散热量计算得准确是不容易的, 要检验也困难。

散热量不容易计算得准确是问题的一方面; 另一方面, 从放热规律计算的角度出发, 要考虑的是它的计算精确度对放热规律的计算影响到什么程度。从燃烧过程能量平衡的组成来看, 散热量远比其他两项, 即比内能改变和工质做功为小。燃烧放热率主要取决于工质内能的改变和做功。因此可以设想, 即使散热量这一项计算得不尽准确, 也不会对放热规律计算有重大的影响。图1-5表示, 在笼统地不区分各个传热面间的温度差别, 亦即按

$$Q_w = \int_{\varphi_i}^{\varphi} \alpha_g (T - T_w) \Sigma F d\varphi / 21600\pi$$

来计算散热量时, 用不同的 α_g 公式计算所得结果的对比。表 1-1 和表 1-2 则示出用不同的 α_g 公式和选定不同的 T_w 计算散热量时, 对放热规律计算结果的影响。从表中可以看出, 即使因 α_g 不同致使计算出的散热量可能相差很大, 但是对于燃烧放热规律来说却是影响极微的。

因此, 如从放热规律计算的角度而不是从散热量计算本身的角度来考虑问题的话, 散热计算是可以简单一些, 对计算精确度的要求也可以宽容一些。这样做可以满足于:

1. 笼统地把所有的散热表面汇总成一个统一的散热面 ΣF 。

2. 该散热面 ΣF 的温度为某一表征壁温 T_w 所代表, T_w 可根据某种设想通过计算来确定而无需依赖测定的数据, 因为很难确定以那一点的实测表面温度作为 T_w 是合适的。

可以根据 $p-\varphi$ 图中从进气阀关闭点 a 到喷油开始点 b 这一段图形所表示的压缩过程热平衡讯息来确定 T_w , 由下式

$$(U_b - U_a) + \int_{V_a}^{V_b} p dV + \int_{\varphi_a}^{\varphi_b} \alpha_g (T - T_w) \Sigma F d\varphi / 21600\pi = 0$$

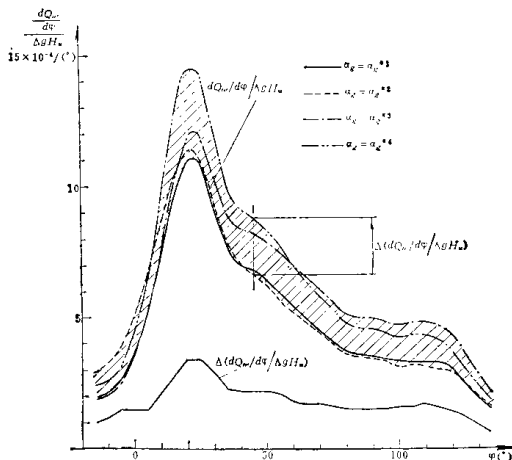


图1-5 放热系数对散热计算的影响

图中 α_g^{*1} 、 α_g^{*2} 、 α_g^{*3} 、 α_g^{*4} 见表1说明。

表1-1 放热系数对燃烧放热规律计算的影响

	α_g^{*1}	α_g^{*2}	α_g^{*3}	α_g^{*4}
最大燃烧放热速率 $\left(\frac{d\dot{Q}}{d\varphi}\right)_{\max}$ 1/(°)	0.0340	0.0340	0.0340	0.0343
出现 $\left(\frac{d\dot{Q}}{d\varphi}\right)_{\max}$ 时的角度 φ_M (°)	16	16	16	16
φ_M 时的累计燃烧放热率 X_{φ_M}	0.4784	0.4828	0.4785	0.4825
上止点时的燃烧放热速率 $\left(\frac{d\dot{Q}}{d\varphi}\right)_{\varphi=0}$ 1/(°)	0.0122	0.0124	0.0122	0.0123
上止点时的累计燃烧放热率 $X_{\varphi=0}$	0.0596	0.0618	0.0594	0.0605
平均燃烧放热速率 $\left(\frac{\Delta\dot{Q}}{\Delta\varphi}\right)_h$ 1/(°)	0.00854	0.00857	0.00856	0.00871
燃烧膨胀过程的累计放热率 $Q_{w, \Delta\varphi} / \Delta G H_u$	0.07617	0.07971	0.09207	0.09784

注: $\alpha_g^{*1} = 19.24 \sqrt{1 + 3.5 + 0.185 c_m} \sqrt{\rho^2 T}$ kJ/(m²·h·K) Брилиг公式;
 $\alpha_g^{*2} = 6777 D^{-0.214} p^{0.788} c_m^{0.788} T^{-0.625}$ kJ/(m²·h·K) Woschni公式;
 $\alpha_g^{*3} = 27.8 \sqrt{c_m} \sqrt{\rho^2 T}$ kJ/(m²·h·K) Eichelberg公式;
 $\alpha_g^{*4} = 169 \sqrt{c_m} \sqrt{\rho^2 T}$ kJ/(m²·h·K) Van Tijen公式;
 p (0.1MPa), T (K), c_m (m/s).