



高等学校试用教材

机车柴油机结构设计

西南交通大学主编

中国铁道出版社

高等学校试用教材

机车柴油机结构设计

西南交通大学 主编

中国铁道出版社

1981年·北京

内 容 提 要

本书根据机车柴油机活塞组、连杆、曲轴、气缸盖、气缸套、机体和配气机构等零部件的工作条件和受力情况，分析了它们的常见故障、结构型式、材料选用和强度计算。另外还介绍了柴油机总体设计的方法，有关测试技术及较新的强度计算方法，改善柴油机性能和提高零部件可靠性和耐久性的结构和工艺措施。

本书为高等院校机车柴油机专业的教材，也可供技术学校师生和从事柴油机工作的广大职工学习参考。

高等学校试用教材

机车柴油机结构设计

西南交通大学主编

中国铁道出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092 1/32 印张：21.25 字数：523 千

1981年8月第1版 1981年8月第1次印刷

印数：0001—3,000册 定价：2.20元

统一书号：15043·5217 科技新书目1—111

前 言

本书是根据1978年6月铁道机车柴油机专业教学大纲会议上制订的教学大纲编写的。

书中结合机车工作条件，详细地介绍了柴油机活塞组、连杆、曲轴、气缸盖、气缸套、机体和配气机构等零部件的工作条件和受力情况，并分析了它们的常见故障。进而对柴油机主要零部件的结构型式、材料选用以及柴油机总体设计的方法、主要技术参数的现况和发展动向作了介绍。为了适应科学技术的发展，除了介绍常用的强度校核方法之外，还介绍了日益广泛采用的有限单元法的基本概念，以及它在柴油机零部件上的应用，也谈到了零部件强度研究中常采用的模拟试验、电测应力法和光弹性试验，以及改善柴油机性能和提高零部件可靠性和耐久性的结构上的工艺上的措施。第九章机车柴油机实例和书中用小号字排印的内容，可不作为讲课内容，供学有余力的学生阅读。

全书编写分工如下：第一、三、八和九章由西南交大谈荣望编写；第二、四章由西南交大俞文钦编写；第五、七章由北方交大宋国隆编写，第六章由北方交大彭振纲编写。全书由北方交大李成山主审。

在编写过程中，许多工厂、机务段、科研单位和兄弟院校对本书提供了有关图纸资料，并进行了核对工作，在此表示衷心感谢。

由于编者水平所限，谬误之处在所难免，希读者批评指正。

编 者

1981年5月

目 录

第一章 绪论	1
第一节 机车柴油机的基本要求	1
第二节 柴油机结构设计中的几个基本概念	4
第三节 柴油机结构设计中常用的计算和测试方法	9
第二章 活塞组	12
第一节 活塞的工作情况	12
第二节 活塞的材料和表面覆盖处理	16
第三节 活塞的冷却	19
第四节 活塞温度的确定	25
第五节 活塞的结构设计和强度校核	33
第六节 气环的结构设计	48
第七节 油环的结构设计	57
第八节 活塞环的计算	60
第九节 活塞环的材料、制造和检验	69
第十节 活塞销	72
第三章 连杆	77
第一节 连杆的工作条件和材料	77
第二节 V型柴油机的连杆型式	79
第三节 连杆的结构设计	82
第四节 连杆的强度校核	89
第五节 连杆螺栓	100
第四章 曲轴	106
第一节 曲轴的工作情况	106
第二节 曲轴的材料和强化工艺	112
第三节 曲轴的结构设计	116
第四节 曲轴的强度校核	128
第五节 柴油机轴承	149
第五章 固定件	165
第一节 气缸盖的工作条件和材料	165
第二节 气缸盖的设计	168
第三节 气缸套的工作条件和材料	175
第四节 气缸套的磨损和提高耐磨性的措施	180
第五节 气缸套的穴蚀和防止穴蚀的措施	184
第六节 气缸套的强度计算	187

第七节 机体的工作条件和材料	190
第八节 机体的结构形式和主要尺寸的确定	193
第六章 配气机构	203
第一节 配气机构的总体布置	203
第二节 气门机构的结构设计	209
第三节 凸轮轮廓曲线设计与凸轮机构运动学	219
第四节 气门驱动机构设计	245
第五节 配气机构的作用力分析	250
第六节 气门弹簧的设计	255
第七节 高速柴油机配气机构中的动力现象	259
第七章 辅助系统	265
第一节 润滑系统	265
第二节 冷却系统	278
第三节 起动系统	285
第八章 柴油机结构设计总论	291
第一节 新柴油机的研制	291
第二节 柴油机基本结构参数的确定	293
第三节 机车柴油机结构设计的近况和展望	298
第九章 机车柴油机实例简介	311
第一节 国产机车柴油机简介	311
第二节 国外典型机车柴油机简介	321
附 录 主要符号	336

第一章 绪 论

工农业生产的不断发展,使铁路承担了更繁重的运输任务,要求机车动力尽快实现现代化。不管是对现有机车柴油机进行改进或故障分析,还是重新设计机车柴油机,都需要对机车柴油机部件的工作条件、结构型式、材料选择和尺寸确定等问题有深入的了解。本课程是在生产实践和理论学习的基础上,以机车柴油机的主要零部件为对象来阐述这些问题的。

第一节 机车柴油机的基本要求

对机车柴油机的基本要求是:

1. 功率

为了牵引列车,机车柴油机必需具备一定的功率。而牵引列车的机车功率又主要与运量大小有关。根据运量可以求得最小列车重量,再根据在限制坡道上的计算速度 $V_{计}^{**}$ 和最小计算牵引力 $F_{计}^*$,这样就可求得机车的轮周功率,进而求出柴油机的功率。

为完成运输任务所需的机车最小轮周功率 $N_{K.min}$:

$$N_{K.min} = \frac{F_{计.min} V_{计}}{3600} \quad (\text{kW}) \quad (1-1)$$

式中 $F_{计.min}$ ——机车所需的最小计算牵引力;

$V_{计}$ ——计算速度。

由于柴油机特性不适合机车牵引特性的要求,所以内燃机车需要采用传动装置(液力传动或电传动)来将柴油机特性改变成机车所要求的特性。传动装置也要消耗一部分功率,设传动效率为 $\eta_{传}$ 。在内燃机车上柴油机还要驱动许多辅助装置,如辅助发电机、空气压缩机、冷却风扇等等,它们也要消耗柴油机的功率,辅助装置消耗功率的系数为 $\eta_{辅}$ 。

因此相应柴油机功率 $N_{d.min}$ 为

$$N_{d.min} = \frac{N_{K.min}}{\eta_{传} \cdot \eta_{辅}} \quad (\text{kW}) \quad (1-2)$$

根据我国目前客、货车的构造和线路建筑情况,货运机车的功率约为2500~3000千瓦,客运机车的功率约为2000~2200千瓦。

为了实现客、货运输所需要的功率,可以采用以下二种方法:一种是每节机车的功率较小,而采用几节机车同时牵引一列车,即所谓多机联挂;另一种是机车的功率较大,采用一

• 最小计算牵引力

$$F_{计.min} = Q_{min}(\omega_0' + i_p) + P(\omega_0' + i_p)$$

式中 Q_{min} ——最小列车重量 (kN);

P ——机车计算重量 (kN);

i_p ——限制坡度, %;

ω_0' , ω_0 ——机车、车辆在计算速度下的单位基本阻力 (N/kN)。

• • 机车计算速度 $V_{计}$ 为机车牵引规定重量的列车通过计算(限制)坡道的最低运行速度。

节机车牵引一列车，即所谓单机牵引。而每节机车又可以装一台或几台柴油机。图 1—1 表示单节、两节和三节机车牵引列车时各种费用的比较。由图可以看出，单节机车无论在投资、维修和燃油费用上，都比两节或三节机车经济。因此，内燃机车的发展趋势是不断提高单节机车的功率来逐步取代多机联挂的牵引方式。

由于各国的具体情况不同，内燃机车的牵引方式也有差异。例如英、法、德、日等国多采用单机牵引，而美国则多采用多机联挂。因为美国的内燃机车主要用于货运，列车的重量大（平均约34兆牛），运程远（平均800多公里），所以要求机车的功率较大。60年代以前，限于机车的制造水平，所以多采用多节2200千瓦以下的机车联挂。这样，机车的型式少而通用性大，在使用中可以用改变机车的节数来适应不同运输任务的需要。60年代以后，已制造出单节功率5200千瓦的机车（采用两台柴油机），因此多节联挂的运输方式正在逐渐减少。而英、法、德、日的列车重量轻（平均为3.7~7.8兆牛），运程不长，多采用1500~3000千瓦的内燃机车单节牵引。

一节机车上安装两台柴油机有如下优点：首先，当一台柴油机出现故障而不能工作时，另一台柴油机可以继续牵引列车缓行至停车地点而不致严重堵塞线路；其次，柴油机在部分负荷时的经济性不好，而机车柴油机大部分时间（有时可达50%以上的工作时间）是在部分负荷下工作的（表 1—1），因此在不需很大功率时，可以让一台柴油机停掉，而让另一台柴油机在经济工况或接近经济工况下工作，则可以节省燃油提高机车的运营

某货运机车的典型负荷情况 表 1—1

手柄位置	柴油机转速	输出功率	所占时间比例
8	100%	100%	30%
7	90%	86%	3%
6	81%	66%	3%
5	72%	51%	3%
4	62%	35%	3%
3	53%	23%	3%
2	44%	12%	3%
1	35%	5%	3%
空转	35%	0%	41%
电阻制动	72%		8%

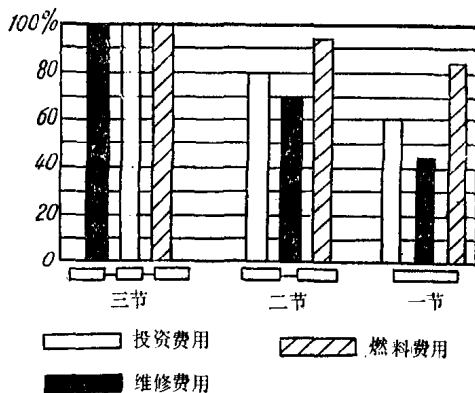


图 1—1 单节机车和多节机车牵引时的费用比较

经济性。它的缺点是：柴油机的维修费用和需要检修的部件数目将增加。因此，从运用角度来说，又希望通过减少柴油机的缸数（亦即减少柴油机的台数）来降低内燃机车的运营费用。另外，机车通过长大隧道时，前面柴油机（在多节联挂时则为前面机车的柴油机）排出的高温燃气，还将影响后面柴油机的燃烧（在多节联挂时，还影响后面机车的冷却效果），这也是两台柴油机或多节机车联挂的缺点。此外，机车上采用一台还是两台柴油机，还与机车采用什么传动方式有关：一套液力传动装置目前所能传递的最大功率约1900千瓦，而电传动则可以大得多。因此，当要求机车功率很大，而又决定采用液力传动装置时，则需采用两台柴油机。国外在六十年代末，单节3000千瓦的内燃机车，除西德液力传动机车采用两台柴油机外，一些新造的机车多采用一台柴油机。

我国内燃机车一般都采用单机牵引。大部分机车是装有一台柴油机的液力传动和电传动内燃机车，如北京型、东风₄型、东风型、东风₂型、东方红<2>型、ND₂型和ND₄型等；有些单节机车是装有两台柴油机的液力传动车，如东方红<4>型、NY₅型、NY₆型和NY₇型等（参看表 8—3）。目前我国机车柴油机功率：货运机车为2500~3000千瓦；客运机车为2000~2200千瓦，调车机车为1300~1500千瓦。

2. 外形尺寸和重量

为了使机车能安全地通过铁道建筑物，我国规定机车的界限尺寸如图 1—2 所示（GB 146—59）。考虑到机车维修和通道的需要，机车内部两边要空出0.5米左右，因此，柴油机的宽度应严格限制在 2~2.4米以内，柴油机的高度限制在2.5~3米以内。

如前所述，机车柴油机的功率与机车速度和用途有关，而这功率的发挥，要靠车轮与钢轨的粘着来实现，即与机车的重量有关。因此，机车应该有一定的重量。机车太轻，得不到大的起动牵引力（表 1—2）；机车太重，则不但浪费金属，影响机车的造价，还可能超过钢轨所容许的轴荷重（我国干线铁路采用 P 50 钢轨，允许机车的轴荷重为225.4千牛）。根据现

有内燃机车资料分析，机车柴油机的重量约占整个机车重量的15~20%。经过推算，便可求得合适的机车柴油机重量为45~80牛/千瓦（小的数值对应于客运机车柴油机，大的数值对应于货运机车柴油机）。

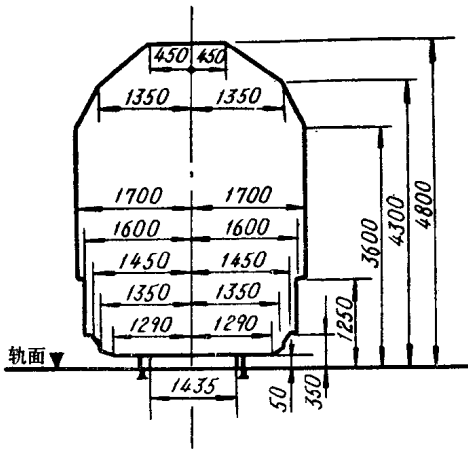


图 1—2 我国机车车辆限界

机车重量与牵引力关系 表 1—2

传动方式	功率 (千瓦)	单位功率重量(牛/千瓦)	起动牵引力 (千牛)
液力传动	3030	271	275
	3160	535	535
电传动	3530	316	373
	3680	580	694

3. 可靠性和耐久性

柴油机的可靠性是指柴油机在规定运转条件下，不致因故障而不能工作的能力。机车柴油机一旦出现故障而不能工作，将造成线路堵塞，严重影响铁路运输。可靠性低的柴油机，意味着技术维修费用高，完成一定运输任务，需要更多的柴油机，增加投资费用。

柴油机的耐久性（或称寿命）是指柴油机在大修前的累计运行时间（小时）或里程（公里），它主要由柴油机零件的磨损或在交变载荷作用下的疲劳强度所决定。柴油机耐久性好，则可减少停修时间和修理费用。

根据国外统计资料，机车柴油机的修理费用约占机务段总费用的15%，因此，提高柴油机的可靠性和耐久性，对减少机务段的支出费用影响很大。习惯上常用机车的不良率（它等于不能运用的机车台数与保有机车总数之比）来表示机车正在修理的有多少，亦即反映机车的可靠性和耐久性。一些国家机车的不良率如表 1—3 所示。表中还列举了柴油机故障占机车故障数的比例和耐久性的一些数据。

4. 效率和经济性

国外资料表明，在机务段的支出费用中，燃油和机油的消耗费用占运营费总额的50~55%，机车的功率愈大，它所占的比例也愈大。因此，柴油机的效率高，对减少机务段的开支，节约燃油和机油具有重要意义。现代机车柴油机在额定工况时的燃油消耗为210~240克/千瓦·小时，机油消耗为燃油消耗的1~2%。

几个国家机车和柴油机的不良率和耐久性 表1-3

国 别	机车不良率 %	柴油机故障 %	耐 久 性
美	3.3	23	25000小时
苏	4.7	36	38.4~50万公里
英	20.7	38	20000小时
西 德	7		高速机15000小时 中速机24000小时
法	8.1		货运100万公里 客运120万公里

由于机车柴油机大部分时间是在空转和部分负荷下工作，所以除了在额定工况下应有较低的燃油消耗量外，还应该尽量使柴油机与传动装置的联合工作特性，在部分负荷时，也能接近柴油机的低油耗区，以便使柴油机在整个运用时间内，都能得到很好的经济性。

在铁路现场，常用每万吨公里所消耗的燃油量来表示机车的运用经济性和根据线路情况操纵机车的合理性。

5. 操作和维修，起动和加速

机车经常停站、上坡和下坡、转弯，因而柴油机的工况变化频繁，所以一般都要求柴油机起动和加速迅速可靠，能远距离操纵，油和水的温度有自动控制和自动报警等装置。柴油机运转应平稳、噪音低、废气污染少，以改善乘务人员的工作条件。由于机车的空间受限制，应该创造良好的维修条件，以保证柴油机的维修质量。

6. 工艺性和造价

从上述的基本要求中可以看出，其中有些要求本身就是互相矛盾的，首先要从运用的角度出发，处理好这些矛盾。在充分注意可靠性和耐久性的前提下，力求性能的先进性。

第二节 柴油机结构设计中的几个基本概念

在柴油机零件的结构设计中，经常遇到下面的一些基本概念，为了便于以后的学习，先在这里作适当的介绍。

一、机械负荷

机械负荷是指柴油机零件所受的机械应力，它是决定柴油机机械强度的主要因素。机械应力包括由气体压力、运动质量惯性力和预紧力所引起的应力以及由于振动所引起的附加应力等。一般主要的是前三种应力，而预紧力又常与气体压力和运动质量惯性力有关，所以机械负荷用最高爆发压力 P_z 和最大往复运动质量惯性力 $P_{i_{max}}$ 所引起的应力来代表。

最大气体压力为

$$P_z = p_z \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \quad (1-3)$$

最大的往复运动质量惯性力为

$$P_{i_{max}} = m_j R \omega^2 (1 + \lambda)$$

$$\propto D^3 \frac{S}{2} \cdot n^2$$

$$\propto \frac{D^3}{S} \cdot C_m^2$$

令 $K = \frac{D^3}{S}$ 则:

$$P_{i_{max}} = KC_m^2 \quad (1-4)$$

式中 p_z ——最高爆发压力;

D ——气缸直径;

R ——曲柄半径, 等于活塞行程 S 的一半;

λ ——曲柄半径与连杆长度之比;

S ——活塞行程;

ω ——曲轴转动角速度;

n ——曲轴转速;

m_j ——往复运动质量, 一般正比于气缸直径的三次方;

C_m ——活塞平均速度。

以后我们将会看到柴油机主要零件的尺寸都用它和气缸直径 D 的关系来表示, 因此, 主要零件中所受的应力 (包括拉、压、弯、扭) 都只与 P_z 和 C_m 有关。因此机械负荷常用 P_z 和 C_m 表示。

为了反映轴承的工作情况, 建议用单位轴承面积上承受的最大往复运动质量惯性力作为评定机械负荷的一个指标。设轴承的有效面积与气缸直径 D 的平方成正比, 因而单位轴承面积上所受的惯性力

$$a \propto \frac{D^3 \cdot \frac{S}{2} \cdot n^2}{D^2}$$

$$\propto \frac{S}{D} \cdot D^2 \cdot n^2 \quad (1-5)$$

a 称为柴油机的运转值 (也称为惯性力系数)。为了计算方便, 不使其值过大, 令

$$a = \frac{S}{D} \cdot D^2 \cdot n^2 \times 10^{-8} \quad (1-6)$$

机车柴油机的 a 值, 在50年代一般在 $80 \text{米}^2/\text{分}^2$ 以下, 目前一般较先进的柴油机在 $80 \text{米}^2/\text{分}^2$ 以上, 个别的已达 $119 \text{米}^2/\text{分}^2$ 。

把式 (1-5) 再转化为

$$a = \frac{S}{D} \cdot D^2 \cdot n^2 \propto \frac{S^2 \cdot n^2}{S/D}$$

$$\propto \left(\frac{C_m}{\sqrt{S/D}} \right)^2$$

因此, 运转值 a 与 $C_m/\sqrt{S/D}$ 的平方成正比。习惯上把 $C_m/\sqrt{S/D} = C'_m$ 称为活塞的校正平均速度。

二、热 负 荷

柴油机的许多零件在工作时都有不同程度的温度升高，其热量来源主要是高温燃气，其次是运动零件摩擦产生的热量。

以平板导热为例，单位面积的热流量（热流密度）为：

$$q = \frac{\lambda}{h} \Delta t \quad (1-7)$$

式中 λ ——材料的导热系数，

h ——平板的厚度，

Δt ——平板两面间的温度差。

随着柴油机增压度的提高，气体传给零件的热量增加，因而需要导出的热量也增加。在结构和材料不变的情况下，导出热量的增加，温差 Δt 加大，受热面的温度上升。

柴油机零件在高温下工作会带来下列一些问题：

1. 高温可能使零件材料熔化烧损，或在高温下材料腐蚀加快；
2. 材料强度和硬度下降，从而使零件产生裂纹和磨损；
3. 零件受热膨胀变形，破坏配合间隙，例如造成活塞在气缸内咬死，针阀在喷油器内咬死等；
4. 高温引起机油变质，破坏正常的工作条件，例如当活塞第一环槽处的温度超过 230°C 时，机油在环槽内结胶，使活塞环卡死，造成故障。

同时，由于柴油机零件有温差存在，温度高处的膨胀就大，温度不高处的膨胀就小，而零件又是一个整体，各处的膨胀相互制约，制约的结果，温度高的地方不能自由膨胀，受到压缩应力，而温度不高的地方受到拉伸应力，这就是热应力。

仍以平板受热为例来粗略地说明热应力的计算。假定一块平板上侧的温度为 t_1 ，下侧的温度为 t_2 ，并且 $t_1 > t_2$ ，上侧和下侧温度差 $\Delta t = t_1 - t_2$ 。由于相互制约的关系，假定平板全部按平均温度 $\frac{1}{2}(t_1 + t_2)$ 膨胀。因此上侧将因不能自由膨胀而有压应变，应变量按下式计算：

$$\epsilon = \frac{\alpha l \frac{t_1 + t_2}{2} - \alpha l t_1}{l} = -\alpha \frac{\Delta t}{2}$$

式中 l ——膨胀方向的长度，

α ——材料的线膨胀系数。

则上侧受到的压缩应力为：

$$\sigma_t = E\epsilon = -E\alpha \frac{\Delta t}{2} \quad (1-8)$$

式中 E 为材料的弹性模数。

但实际上平板上的热应力是二向应力，即在两个互相垂直的方向上都有热应力，当计及横向变形的影响时，热应力的计算公式变为

$$\sigma_t = \frac{E\alpha \Delta t}{2(1-\mu)} \quad (1-9)$$

式中 μ 为材料的横向变形系数（泊桑比）。

由于各种金属材料的横向变形系数 μ 相差不大,因此当平板的温差 Δt 一定时,平板的热应力随材料的 $E\alpha$ 值而变化。举例来说,钢的 $E\alpha/1-\mu$ 值约为3920千帕/ $^{\circ}\text{C}$,铝合金的 $E\alpha/1-\mu$ 值约为1570千帕/ $^{\circ}\text{C}$,所以当平板的温差相同时,钢的热应力比铝合金高很多。

将式(1-7)代入式(1-9)得:

$$\sigma_t = \frac{\alpha E}{\lambda} \frac{1}{2(1-\mu)} qh \quad (1-10)$$

由式(1-10)可以看出,材料一定时,增加零件的厚度 h 和热流量 q ,零件的热应力就加大。在结构一定的情况下,改变材料,零件的热应力也就改变了。 $\frac{\alpha E}{\lambda}$ 集中反映了材料特性对产生热应力的影响,称为热特性系数。在热流量 q 和厚度 h 相同的情况下,由于钢和铝合金热特性系数的差别,钢的热应力是铝合金的47倍左右。

但是我们不能错误地认为,受热零件不能采用钢而只能用铝合金。这是因为钢的机械强度比铝合金高很多,一方面它可以承受高的应力;另一方面它可以做得比铝合金薄,产生的热应力相对地也就小些。受热零件在选择材料时,是应该从热特性系数考虑的。

衡量整个柴油机热负荷的指标,习惯上采用单位活塞面积上的功率 N_F 表示。

根据柴油机原理有效功率公式为

$$N_e = \frac{p_e V_h Z n}{60\tau} = \frac{p_e F_p S Z n}{60\tau}$$

式中 F_p 为活塞面积。

故有

$$\begin{aligned} N_F &= \frac{N_e}{Z F_p} = \frac{p_e S n}{60\tau} \\ &= K_1 \frac{p_e C_m}{\tau} \end{aligned} \quad (1-11)$$

因此常用 $p_e C_m / \tau$ 作为评定柴油机热负荷的指标。可以看出,当 τ 确定后,影响柴油机热负荷的因素是 p_e 和 C_m 。

如果引用活塞校正平均速度 C'_m 代替 C_m ,则可写成:

$$\frac{1}{f_0} = \frac{N_e}{Z F_p V S / D} \quad (1-12)$$

$\frac{1}{f_0}$ 叫做校正单位活塞面积的功率或热负荷系数。机车柴油机的 $1/f_0$ 在50年代一般为0.147~0.294千瓦/厘米²,目前有的高达0.471千瓦/厘米²。

有时也用升功率 N_s 来表示柴油机的热负荷,即

$$N_s = \frac{N_e}{Z \cdot V_h} = \frac{p_e \cdot n}{60\tau} = K_2 \frac{p_e n}{\tau} \quad (1-13)$$

经过推导,可以得到运转值 a 与校正单位活塞面积功率 $1/f_0$ 。(即机械负荷和热负荷)之间的关系:

$$a = \frac{8.1 \times 10^4}{p_e^2} \left(\frac{1}{f_0} \right)^2 \quad (1-14)$$

以及 a 与 C_m 的关系为:

$$a = 3 \times 10^{-2} C_m (Dn) \quad (1-15)$$

三、强化指标

柴油机负荷的大小将直接影响柴油机的总体布置和零部件的结构设计、材料的选用以及

加工方法等，因此，以 P_m 和 C_m 作为强化指标来反映柴油机负荷的大小。根据前述热负荷还与 P_m 、 C_m 有关，因此将 $P_m \cdot C_m$ 称为强化系数，作为一个更完整的强化指标使用。

四、结构刚度

柴油机的结构刚度用相对变形量来判别。相对变形小，则结构刚度大；反之则结构刚度小。

柴油机零件的结构刚度不足，变形过大，则可能引起偏磨或局部超负荷而导致零件的损坏。例如曲轴的相对变形过大，将引起主轴颈和主轴颈、曲柄销和连杆瓦以及活塞和气缸套的偏磨、擦伤和咬死等故障。所以结构刚度直接影响柴油机工作的可靠性和耐久性。因此，为使柴油机具有足够的可靠性和耐久性，柴油机零件应具有足够的刚度。

下面分析一下各种情况时的相对变形量。

1. 由于拉伸造成的相对变形量为

$$\delta = \frac{\Delta l}{l} = \frac{P_t}{EF} \quad (1-16)$$

式中 P_t ——拉伸力；

E ——材料的弹性模数；

F ——截面积。

由最高气体压力引起的相对变形

$$\delta = \frac{p_z \cdot \frac{\pi}{4} D^2}{EK_1 D^2} = K'_1 p_z$$

由最大惯性力引起的相对变形

$$\delta = \frac{KC_m^2}{EK_1 D^2} = K'_1 C_m^2$$

在推导上述二式时，面积 F 是按其与气缸直径 D 的平方关系选取的， K_1 为其比例常数。 K'_1 和 K''_1 为相应的常数。

2. 由于弯曲造成的总变形量 f 为：

$$f = K_d \frac{P_d l_1^3}{EJ}$$

式中 P_d ——作用力；

l_1 ——跨距；

J ——截面惯性矩；

K_d ——常数。

则相对变形量

$$\delta = \frac{f}{l_1} = K_d \frac{P_d l_1^2}{EJ} \quad (1-17)$$

由最高气体压力引起的相对弯曲变形为：

$$\delta = K_d \frac{p_z \frac{\pi}{4} D^2 (K_3 D)^2}{EK_4 D^4} = K'_d p_z$$

由最大惯性力引起的相对弯曲变形为:

$$\delta = K_d \frac{K_1 C_m^2 (K_3 D)^2}{E K_4 D^4} = K'_d C_m^2$$

在推导上述二式时, 跨距 l_1 是按其与气缸直径 D 成一次方关系选取的, 截面惯性矩 J 是按其与气缸直径 D 成四次方关系选取的, K_3 和 K_4 分别为其比例常数。 K'_d 和 K''_d 为相应常数。

3. 由于扭转造成的相对扭角

$$\varphi = K_0 \frac{M_k l}{G J_p} \quad (1-18)$$

式中 K_0 ——常数;

M_k ——扭矩;

l ——轴长;

G ——材料的剪切弹性模数;

J_p ——截面的极惯性矩。

由最高气体压力引起的相对扭转角为:

$$\varphi = K_{t_0} \frac{p_z \frac{\pi}{4} D^2 D^2}{G D^4} = K'_{t_0} p_z$$

由最大惯性力引起的相对扭转角为:

$$\varphi = K_{t_0} \frac{K C_m^2 D^2}{G D^4} = K'_{t_0} C_m^2$$

在推导上述二式时轴长 l 是按其与气缸直径 D 成一次方关系选取的, 截面的极惯性矩是按其与气缸直径 D 成四次方关系选取的, K_{t_0} 为考虑它们比例关系后的常数。 K'_{t_0} 和 K''_{t_0} 为相应的常数。

从以上的分析中可以看出, 结构刚度与 p_z 或 C_m^2 成反比。

第三节 柴油机结构设计中常用的计算和测试方法

在柴油机结构设计中, 我们需要根据零部件的工作条件和受力情况, 求出它们的应力。一种方法是用材料力学的基础知识, 作某些假定和适当的简化之后, 求出它们的应力。这种方法虽然计算简单, 但精度不高。近来由于电子计算机的普遍使用, 对于复杂零件的应力分析, 已开始采用有限单元法进行计算。所谓有限单元法是将物体划分为若干 (有限个) 单元, 邻近各单元在节点处彼此连接, 各节点之间的位移假定为某一插值函数。则各单元的位能为各节点位移的集合, 而整个物体的总位能为各单元位能的总集合。根据最小位能原理, 就可求出整个物体在外力作用下, 处于某种平衡状态时各节点的位移, 从而可求出各节点的应力。根据求解问题的情况, 可以是求解线性的弹性问题, 也可以是弹塑性的接触问题。如果将受热物体 (如气缸盖、气门、气缸套和活塞等) 划分为有限个单元, 求出受热物体热传导方程的泛函, 确定单元体节点间的插值函数, 在一定的边界条件下, 也可求出受热物体的温度场。第二章第四节将介绍用有限单元法求活塞温度场的方法。有限单元法可用精度较差的三角形线性单元, 也可用精度较高的等参元。一般可根据求解问题的要求, 用二维的有限元或三维的有限元。

但是，由于柴油机结构、运动及其所受载荷的复杂性，仅仅依靠理论分析和计算是不能精确地求得柴油机零件的变形和应力的，需要有试验技术的配合和补充，有时还需要试验来提供计算时所需要的边界条件，要用试验来验证计算的结果。计算技术的发展不断给试验提出新任务和新课题，促进试验技术的发展。反过来，试验技术的发展使人们越来越深刻地认识了柴油机结构强度的实质，又给计算技术提出新任务，要求建立越来越接近实际情况的数学模型，所以它又促进了计算技术的发展。所以理论分析和计算以及试验技术是柴油机结构强度研究中不可缺少的和不可分割的两个部分。

试验技术可以分为两大类：一类是实测；另一类是模型试验。

实测可以是实测柴油机零部件的温度、应力和疲劳强度。有关温度测量留到第二章活塞中去介绍，下面就应力和疲劳强度的试验技术作简要介绍。

柴油机零部件应力的实测，一般有脆漆和电测两种方法。

脆漆法是将松香和氢氧化钡 $Ba(OH)_2$ 配制成的钡松脂酸盐溶于二硫化碳，制成脆漆，然后用喷枪或毛笔，大面积涂敷在零件表面。当零件受力后，脆漆便开裂，形成网纹。裂纹的法线方向表示拉伸主应力的方向。在逐步加载过程中，首先出现裂纹的区域为最大应力区。脆漆开裂的灵敏度随温度的升高而降低。这种方法使用简单，不需昂贵的仪器设备，裂纹图形反映的应力分布一目了然。它主要用于应力分布的定性分析，找出最大应力区，确定主应力方向，为电测提供依据，例如测定机体的静应力时，先用脆漆法确定最大应力区和主应力方向之后，再用电测法确定应力值。

电测法即电测应变片法，是利用金属电阻丝的电阻变化率与其应变成比例的特性，将电阻片粘贴在被测部位，则被测部位应变通过应变片转换成电阻的变化，再经专门的电阻应变仪，将电阻变化转变为容易测量的电流变化，最后由指示仪表显示应变，然后便可由应变求出应力。但是温度的变化，会使电阻应变片的电阻和粘贴应变片的胶质的性能都发生变化，同时电阻应变片和被测物体的线膨胀系数也不一样，这些都将引起电阻应变片的电阻变化，所以应设法消除温度变化所导致的电阻变化。在常温（ $-30\sim 60^\circ C$ ）下，广泛采用在试件测点应变片（简称工作片）的附近放置一块与试件材料完全一样，但不受力的材料上，粘贴一片与工作片完全一样的应变片（称为补偿片）来补偿温度的影响。电阻应变片法可以进行静态测量，也可以进行动态测量；可以进行低温（ $-30^\circ C$ 以下）测量，也可以进行高温（ $300^\circ C$ 以上）的测量。对于高温零件（如活塞）的应力测量，需要有耐高温的应变片和粘贴剂。在对运动零件的动态测量时，可以采用机械方法或用无线电发报和接收的方法来解决信号的传递问题。由于运动件的动应力测量比较困难，往往先对运动件进行静态模拟的应力测量，弄清应力分布情况，再用动态测量来校核。

不管是脆漆法还是电测法测定应力，都只限于零部件表面的应力，而且电测法所测定的应力，测点还很有限。

现已日益明确，疲劳损坏是高速机械的主要损坏形式。有统计资料表明，损坏的机器，90%以上不是由于应力值过大，而是使用一定时期后的疲劳损坏。因此零部件的疲劳试验，已愈来愈引起有关人员的重视。疲劳试验一般说来要在专门的试验台上进行。试验台要根据被试零部件的具体运转条件，来模拟它受力的大小和受力的规律性。负荷变化的规律性，可用一个或多个不平衡质量；或利用偏心轮或曲轴驱动的连杆来获得正弦负载；用凸轮驱动的片弹簧锤来获得脉冲负载；利用液动、气动或其它机械驱动的活塞来获得矩形或梯形的交变负载。图1—3是一螺钉疲劳试验装置，它可用来试验连杆或气缸盖螺栓。两个螺栓的螺纹

都穿在一个共同的具有内螺纹的套筒上，套筒上面是一块厚板，它可以上下滑动，在它上面有一不平衡的扇形回转质量，质量的转动便产生一振动载荷。在厚板上配置有附加质量，这样使它的总质量连同螺栓的弯曲刚度构成一个共振系统，实现在垂直平面内的振动，对螺栓施加一个相当大的交变弯曲载荷。

模型试验目前广泛采用的是光弹性试验。

光弹性试验是利用环氧树脂（适用于铸造模型）、有机玻璃、硬聚氯乙烯（适用于焊接结构、壳体 and 机座）等透明材料制成被试零部件的模型。如果是分析平面问题，将模型放在光学系统中，使偏振光通过加载后的模型。当偏振光入射到受载荷的模型时，分解成两束平面偏振光（它们的波动平面分别平行于模型内的主应力 σ_1 和 σ_2 ），并以不同的速度透过模型，产生光程差，得到条纹图。分析条纹图，就可以知道模型内主应力的等倾斜线和等主应力差线，即知道模型内的应力分布情况。再借助弹性理论，并加适当的试验和计算，即可求出模型内各点的应力大小，经过换算，便得实物的应力值。如果是分析三维问题，则要先将立体模型加热（ $100\sim 120^\circ\text{C}$ ）后加载荷，等冷却到室温后卸去载荷（根据模型所用材料，按一定规律加、减温度），则高温时的应力即被冻结下来，再将立体模型切割成薄片，然后与平面模型相似地进行计算，便可得到三维的应力分布。可以看出，二维光弹与三维光弹相比，前者试验简单，可以研究在各种载荷下的受力情况和反复地进行加载试验，但应力的分析不够全面。也可以用光弹性模型进行热应力分析，这就是所谓的热光弹性试验。方法是把二维或三维模型，用加温和冷却的方法，造成模型所需要的温度场，并将整个模型置于盛有浸液的光学容器内进行光学测量。但由于边界条件的模拟不易准确，所得结果的精确度不够，所以热光弹目前应用不多。光弹性试验对应力集中情况、复杂零件的应力分布全貌（包括内部的应力）了解得比较清楚，广泛用于设计方案的比较。

模型试验除了光弹以外，还可以用电来模拟热（所谓热电模拟），确定柴油机零部件的温度分布。因为零部件的温度分布与电场的分布有相同的规律，因此可以用便于测量的电参数来了解对应的热参数。

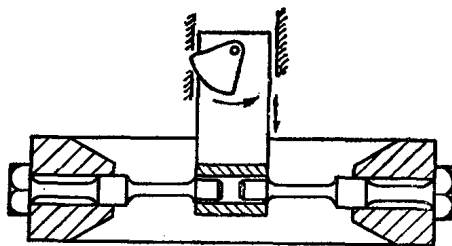


图 1—3 螺钉共振疲劳试验装置