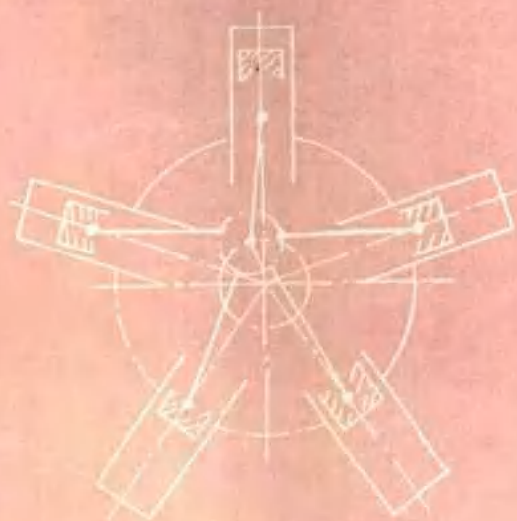
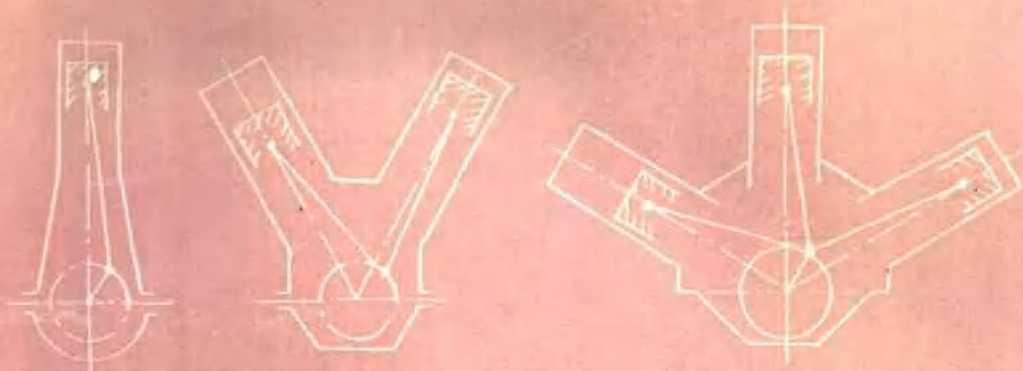


船舶内燃机设计

● 陈大荣 主编

● 上海交通大学出版社



内 容 简 介

本书主要介绍船舶内燃机的总体、主要零部件及其系统设计中的基本理论、结构选型、设计方法与计算。阐明问题时力求运用有限元法，实验力学、优化概念与结构综合分析相结合的方法。

主要内容包括：内燃机设计总论；内燃机力学、内燃机平衡；主要受力运动件设计；燃烧室组件的结构分析和设计；配气机构；内燃机摩擦、润滑与磨损；内燃机系统零部件的选型和计算等八个部分。

本书可作为热动力机械工程专业和内燃机及其装置专业的教材，也可供从事内燃机设计、制造、使用的工程技术人员参考。

船 舶 内 燃 机 设 计

出版：上海交通大学出版社

(淮海中路1984弄19号)

发行：新华书店上海发行所

印刷：常熟市印刷二厂

开本：787×1092(毫米) 1/16

印张：12·5

字数：304000

版次：1991年4月 第一版

印次：1991年6月 第一次

印数：1—1110

科目：245—324

ISBN7—313—00858—9/U·66

定价：3.45元

前 言

本书是根据中国船舶工业总公司船舶动力教材编委会制定的关于《船舶内燃机设计》(热能动力机械工程专业)教学基本要求为指导,结合近年来教学改革实践,而建立全书结构体系和组选内容的。本书包括:内燃机设计总论;内燃机力学与平衡;内燃机主要传力件和燃烧室组件的结构分析和设计;配气机构;内燃机摩擦与润滑及内燃机系统零件的选型与计算等主要部分。

为使读者能适应近代内燃机设计技术的发展,本书强调内燃机设计基本理论、更新内容、吸收反映现代内燃机设计新方法、新水平,如加强了有限元法、实验力学、优化概念在内燃机设计上的应用。在结构机型方面以中高速、多用途、通用型为主,并以船用为基础,以扩大使用面和适应性。

本书由上海交通大学内燃机结构强度与设计学科组陈大荣主编。参加编写的有王明武(第3章、第5章),邬佐明(第1章1.1、1.3,第4章4.1,第7章),吴志兴(第6章、第8章),黄大朗(第4章4.2),陈大荣(第1章1.2,第2章)。

全书由哈尔滨船舶工程学院杨光昇教授主审。上海交通大学出版社本书责任编辑程锡林同志曾结合学科和编辑工作进一步对全书内容作了精选和编校。在此对主审和三位指定初审专家及在本书编写、出版过程中曾给予指导和帮助的同志表示诚挚感谢。

由于我们的业务水平和教学经验都有限,书中缺点、错误在所难免,望广大读者和使用本教材的院校师生提出批评指正。

编 者

1990年12月于上海交通大学

目 录

第 1 章	内燃机设计总论	(1)
1.1	内燃机设计中的相似关系.....	(1)
1.2	柴油机基本设计的主要参数及其论证.....	(3)
1.3	设计工作的一般程序和基本内容.....	(12)
第 2 章	内燃机力学	(16)
2.1	标准曲柄-连杆机构的运动学.....	(16)
2.2	曲柄-连杆机构的受力分析.....	(21)
2.3	主、副连杆机构的运动学和动力分析.....	(28)
2.4	柴油机曲柄排列和发火顺序.....	(38)
第 3 章	柴油机的平衡	(43)
3.1	概述.....	(43)
3.2	单缸柴油机的平衡性能分析.....	(43)
3.3	单列式多缸柴油机的平衡性能分析.....	(45)
3.4	单列式多缸柴油机的平衡方法.....	(49)
第 4 章	内燃机主要传力件设计	(51)
4.1	曲轴.....	(51)
4.2	连杆组.....	(74)
第 5 章	燃烧室组件的结构分析和设计	(99)
5.1	燃烧室组件的工作条件和设计要求.....	(99)
5.2	活塞的结构设计.....	(104)
5.3	活塞环设计.....	(116)
5.4	气缸盖的结构设计.....	(123)
5.5	气缸套的结构设计.....	(128)
第 6 章	柴油机配气机构	(133)
6.1	配气机构总体设计.....	(133)
6.2	配气机构零件设计.....	(137)
6.3	配气机构动力学.....	(151)
第 7 章	内燃机的摩擦、润滑和磨损	(155)
7.1	摩擦、磨损和润滑.....	(155)
7.2	内燃机滑动轴承的润滑和磨损.....	(164)
7.3	活塞组-气缸套的润滑和磨损.....	(168)
7.4	凸轮-挺柱的润滑和磨损.....	(171)
第 8 章	柴油机系统及其附件	(175)
8.1	燃油系统.....	(175)
8.2	润滑油系统.....	(181)

第1章 内燃机设计总论

发展一种新的内燃机机型是一项复杂的系统工程,所花的经费、人力、物力很多,因此在设计和研制新机型时必须认真考虑下列一些问题:设计新内燃机的理由;内燃机的用途;对功率及经济性要求;确定能满足这些要求的最佳型式(柴油机还是汽油机?二冲程还是四冲程?增压还是非增压?气缸数及其排列型式?);估计研制费用和研制时间;与同类内燃机相比在竞争上能否取胜等等。

设计新的内燃机,必须从我国实际出发,吸取国内外的先进技术,将外国的先进经验与我国的实践结合起来,这就要注意下列几个方面:我国幅员广大,地形复杂,海拔和气压相差悬殊,气温和干湿差别很大,在内燃机设计中应考虑这些地理条件的影响;内燃机所用材料要适应我国资源和材料生产情况;内燃机结构要适应我国生产技术和在一定区域内组织协作的可能性;使操纵和维修人员在短期内易于掌握使用、保养和维修。

内燃机的设计,总的说来应该满足使用和制造方面一系列要求,这些要求是:足够的功率,运转可靠寿命长,燃油和机油消耗小,质量轻、体积小,起动方便,运转平稳、曲轴回转不均匀度不大于 $1/30\sim 1/40$,振动、噪声、污染小,工艺性好,制造费用低,使用维修简便。

上述是内燃机设计的共同性要求,随着用途不同,也有各自不同的设计要求,须对具体事物作具体分析以满足许多具体要求。如对于船用主机还要求:倒车功率不小于75%,持续功率直接反转船用主机的换向时间不大于15s,应设有超速安全装置以及保证常用转速范围内无扭转禁区等。此外,设计中还应尽可能考虑满足多方面要求以扩大使用范围和发展的可能性。

1.1 内燃机设计中的相似关系

内燃机设计时须确定基本性能指标和结构参数,包括平均有效压力 p_e 、转速 n 、冲程数 r 、气缸直径 D 、活塞行程 S 、气缸数等。为了确定这些参数,可以依据一系列经验和比较数值,这些数值取决于工厂的技术水平和长期生产过程中所积累的经验 and 专业知识。由于内燃机气缸内的燃烧过程十分复杂,呈周期性变化,活塞又作往复运动,使人们很难对新发动机内部复杂的关系预先作出准确的判断。因此在设计内燃机时,往往应用相似规律的原则,即采用与相试样机作比较的方法来初步确定它的基本性能参数和结构参数。为此必须选用有代表性的各个参数进行比较才能对内燃机的负荷状态,或对某一特定用途的适应性等作出有效的判断。采用参数比较或仔细的外插推理方法为新设计的内燃机初步选择合理的性能指标和结构参数,从而可节省计算和试验研究的工作量。当然,这种方法不能代替以后所需进行的大量试验和研究工作,因此,这种相似比较法主要适用于内燃机方案设计阶段,或用于评价现有机型,指出它还具有多大发展潜力或应在哪些方面进行改进。

尽管设计内燃机时有多种比较参数可供比较,然而很难使所有比较参数同时都达到理想值,只能着重满足设计侧重要求的那些方面,例如比重指标对运输用内燃机来说当然要比固定式电站内燃机重要得多。因此,为了正确比较,必须合理选用比较参数。

1.1.1 几何相似

如果两台内燃机之间结构型式相同,且其主要结构尺寸成比例时,则认为这两台内燃机之间是几何相似的。在初步确定内燃机的主要零件(如活塞、连杆、曲轴)尺寸时常用这种相似关系。对于完全几何相似的内燃机,存在一个对各部分尺寸均适用的比例常数。实现几何相似最简单的办法就是用一把尺,将所有各部分尺寸放大或缩小一定比例即可。严格说来,由于这些零件在结构形状上或多或少有差异,真正几何相似的内燃机是不存在的,只能以若干重要几何尺寸的比例关系(如行程-缸径比、曲柄半径-连杆长度比、气缸中心距-缸径比、压缩比等)来作为判定几何相似的标准。在几何相似的内燃机中由于零件形状以及其他差异,使得各主要零件的应力状况可能有很大差别,因此,几何相似的作用是有限的,不能完全依照几何相似原理进行内燃机相似设计。

1.1.2 机械相似

内燃机零件的应力可分机械应力和热应力两类,其中机械应力是由气体压力和惯性力合成的机械动载荷引起的,热应力则是由于零件各部分温度不均匀造成的,它的变化主要取决于内燃机负荷状态的变化。内燃机中的一些零件(曲轴、连杆、机体等)只受机械负荷的作用,另一些零件(如活塞、气缸套、气缸盖)既受机械负荷又受热负荷的作用。

如果内燃机各主要零件的机械应力大致相等,则称这类内燃机为机械相似。引起零件内部应力的外因是它所传递的力和力矩。内燃机中的主要作用力为气体压力和惯性力,因此,以单位活塞面积上最大气体压力及单位活塞面积上的惯性力作为比较参数。在几何相似的内燃机中,若单位活塞面积上最大气体压力和惯性力相等的话,则零件内部的应力状态也就大致相同;如果零件材料也相同,则内燃机零件具有相同的安全系数。一般用安全系数作为表征可靠性的比较参数,所以机械相似时具有相同的可靠性。

此外,若两台内燃机在几何尺寸和机械负荷两方面都完全相似,则两台内燃机具有相同的比功率、比容积。可以利用这些比较参数来很好地评价各种结构方案。

一般说来,这些比较参数指出了在现有技术水平和工艺条件下内燃机的强化程度可以达到多高水平。内燃机的强化程度与经济性有关,若将内燃机制造和使用成本相对于比较参数绘成曲线,则发现有一个平缓的极小值,当有些比较参数超出这个范围时,成本急剧升高。当设计、工艺、材料水平提高时,极小值向高比较参数移动。

1.1.3 热力相似

对于内燃机而言,机械应力并不是唯一的评价标准,受热零件的热应力状态也很重要。对热负荷问题可从以下两个方面去理解:由于零件受热不均匀而在内部产生的温度场(其边界条件受许多因素影响)及由此造成的内部各部分膨胀不均或变形不同而在零件内部产生很大的热应力;内燃机零件材料强度随温度升高而降低。

由零件受热面与冷却面之间的温差产生的热应力,在材料导热性差、冷却不良(蒸气泡或死区、表面结水垢和传热途径长)的情况下更为严重。因此,在内燃机设计中,总是力求通过相应措施(如用导热性好的材料,尽量减小壁厚等)来减小各部分温差。但是减小壁厚常与机械强度要求相矛盾,这就要求采用各种组合式特种结构,使断面较薄强度较低部分受到背后较强

本体的支撑和加强(如组合式活塞和气缸盖, 钻冷却孔道的气缸套和气缸盖等)。

上述热应力在稳定运转情况几乎保持不变, 但在负荷变化时会产生波动, 按照材料强度理论, 这种变化的热应力可使零件产生热疲劳损坏。

可以看出热应力问题远比机械应力复杂得多, 因为它与燃气温度的变化、材料的热强度、导热系数、热流途径和冷却强度等一系列因素有关, 综合这些关系导出的特征值可以表征内燃机热力相似的概念。

然而, 迄今为止只有几何形状比较简单的零件(如圆管、平盘等)的热应力才可用公式较为准确地计算, 而内燃机实际受热零件则由于结构十分复杂, 几乎不可能用简单的公式来计算。目前, 虽然已经有了根据热力计算求出单位时间内流过零件的热流量, 并通过合适的物理模型和数学模型编制的相应电算程序, 用有限元法或热电比拟法计算出零件的温度场和应力场, 但这样做要花费很大, 而且在确定边界条件方面仍需依赖许多经验数据(如换热系数、气体温度、受热件温度、介质密度、速度、接触时间、传热面积等), 使最后得出的结论也不总是准确可靠的。

热力相似意味着内燃机受热零件具有同样的温度场和热应力, 前提是各零件结构细节之间以及材料等方面必须达到非常严格的几何相似。如前所述, 实际上根本不存在各方面(壁厚、冷却水流向等)都完全相似的内燃机, 一般也就不可能用简单的比较参数来加以评价, 因此现在用来表征内燃机热负荷的比较参数只具有粗略的比较意义, 而且只适用在同一类型内燃机之间进行比较。这些比较参数为比活塞功率, 单位散热面积功率等。因为燃料燃烧时, 总有一部分与有效功率大体成比例的热量通过活塞传出, 这样单位活塞面积功率也就间接反映了活塞的温度水平和分布情况。因为各种内燃机活塞形状和燃烧方式的差别很大, 比活塞功率只是一个粗略的比较参数。

最后, 在相似规律之外, 价格因素也是一项不应忽视的比较参数。除了特殊情况以外, 产品的价格对它的销售和竞争能力起着很大的作用, 若不能在市场和价格竞争方面取胜的话, 也就不能算是一个成功的设计。产品的价格是一个十分复杂的问题, 它不仅取决于产品的设计水平和工艺水平, 而且还受国家经济方面的政策等一系列复杂因素的影响。此外, 商品竞争能力还取决于售后服务制度, 完善的售后服务也能为相对较贵的产品打开销售门路。产品价格比较参数为“kW/元”, 它远不如其他比较参数那样严格和科学。

1.2 柴油机基本设计的主要参数及其论证

在进行柴油机基本设计时, 首先需要决定单机功率 N_e 、平均有效压力 p_e 、转速 n 、活塞平均速度 C_m 、最高爆发压力 p_b 及强化系数 $p_e C_m / \tau$ 等动力性能参数和气缸数目 i 、气缸排列、气缸直径 D 和活塞行程 S 、气缸中心距 L_0 、曲柄半径和连杆长度比 λ 等结构参数。本节主要介绍这些参数的物理意义、选取原则、影响因素及一般数据范围, 以供设计时参考。

在选择参数过程中一般应论证分析柴油机的主要用途、生产方式、预计产量和应达到的技术水平(例如, 强化程度、尺寸质量和使用寿命等指标)及市场前景。在此基础上选出若干组 N_e 、 n 、 p_e 、 C_m 、 i 及冲程数 τ , 然后按照(1.2.1)、(1.2.2)式算出 D 和 S , 并检查 S/D 值是否合适。从各种组合中选定出各方面都较满意的一组参数。

$$D = \sqrt{\frac{1.273 N_e \tau \times 10^{-3}}{p_e C_m i}} \quad (\text{m}), \quad (1.2.1)$$

$$S = \frac{30C_m}{n} \quad (\text{m}), \quad (1.2.2)$$

式中: N_e 为有效功率, kW; p_e 为平均有效压力, MPa; C_m 为活塞平均速度, m/s; τ 为冲程数, 四冲程 $\tau = 4$, 二冲程 $\tau = 2$; i 为气缸数。

但对于通过减速器传动的或多用途的中、高速柴油机, 也可以先按 p_e 、 C_m 、 τ 及 i , 算出 D , 再选定合适的 S/D 值, 求得 S 和 n 。最后选定的 D 、 S 值的尾数最好是 0 或 5, 以符合国家缸径系列标准的规定, 并满足功率系列型谱衔接的要求。

1.2.1 柴油机主要工作、动力性能参数

1. 功率及其标定: 根据柴油机用途及其使用特点, 我国《柴油机功率标定标准》规定柴油机有四种标定功率: 15 分钟功率、1 小时功率、12 小时功率、持续功率。

(1) 持续功率——柴油机允许长期连续运转的最大有效功率。在民用船舶上过去也称额定功率。持续功率可作为一般船用柴油机的设计功率。

(2) 1 小时功率——柴油机允许连续运转 1h 的最大有效功率, 可作为某些特种用途船用柴油机的设计功率。柴油机零部件强度验算一般以此功率为准。

(3) 15 分钟功率——柴油机允许连续运转 15min 的最大有效功率。车用柴油机常用 15 分钟功率标定。该功率系指通过下列规程试验的功率: 以怠速 10min → 25% 功率 20min → 最大扭矩 15min → 怠速 10min → 最大功率 15min → 90% 功率 60min 为一个循环, 共进行 200 个循环。

(4) 12 小时功率——柴油机允许连续运转 12h 的最大有效功率。该功率常作为农业拖拉机、农业排灌、内燃机车、内河船舶等的柴油机的标定功率。

应该指出, 有些结构相同或基本相同的柴油机, 由于用途不同而可能被分属于不同型号, 相应的标定功率也不一样。因此标定功率不是柴油机的固定属性, 而是根据某种约定条件标定的结果。

柴油机功率可按下式计算:

$$N_e = \frac{V_h p_e n i}{30\tau} \times 10^3 \quad (\text{kW}), \quad (1.2.3)$$

$$N_D = N_e / i。$$

式中: V_h 为气缸工作容积, m^3 ; n 为转速, r/min ; p_e 为平均有效压力, MPa; D 为气缸直径, m ; i 为气缸数; τ 为冲程数, 四冲程 $\tau = 4$, 二冲程 $\tau = 2$; N_D 为单缸功率。

目前单机最大功率及单缸功率大致在如下范围:

高速柴油机 $N_{\max} = 5600\text{kW}$, $N_D = 5 \sim 290\text{kW}$;

中速柴油机 $N_{\max} = 24000\text{kW}$, $N_D = 25 \sim 1500\text{kW}$;

低速柴油机 $N_{\max} = 45000\text{kW}$, $N_D = 300 \sim 3750\text{kW}$ 。

2. 平均有效压力 p_e : 平均有效压力 p_e 是一个表征性参数, 是柴油机每个工作循环中单位气缸容积所发出的有效功大小的标志, 是衡量柴油机气缸内工作过程完善程度、强化程度的重要参数, 很大程度上反映出设计和制造水平。

近年来由于广泛采用增压及中冷技术, 柴油机 p_e 值提高很多。表 1-2-1 为各类柴油机 p_e 值大致范围。

表1-2-1 各类柴油机 p_e 值的范围

类	型	p_e , MPa	
增压柴油机	四冲程高、中速	0.5~0.74	
	二冲程	0.49~0.64	
增压柴油机	四冲程	非中冷	0.74~1.13
		中冷	1.18~1.95
		二级增压	~2.45
	二冲程	0.74~1.47	

现代汽车拖拉机用柴油机在标定功率时的 p_e 值, 一般约为 0.6~0.9MPa, 个别汽车柴油机达到 1.2MPa, 坦克柴油机高达 2.4MPa。

在设计新柴油机时, p_e 值应据国家当前生产、研制和工艺实际水平, 参考同类型柴油机试验数据进行选取, 同时要考虑到将来的发展, 应留有提高的余地。必须注意, 随着 p_e 的提高, 柴油机的热负荷和机械负荷都会相应增大, 则就要求在结构上相应地强化, 选用优质材料和提高工艺水平。

3. 转速 n 和活塞平均速度 C_m :

(1) 转速: 它是柴油机的运转参数, 设计时应考虑标定转速和最低稳定转速。标定转速是指标定功率时的相应转速。船用柴油机对持续功率的持续运转转速又称额定转速。直接驱动螺旋桨的柴油机应尽量采用螺旋桨最佳效率时的转速。对通过减速齿轮箱驱动螺旋桨的柴油机, 转速的选择, 既要考虑推进效率高, 又应使减速比不致过大。

当柴油机作为船用辅机来驱动交流发电机时, 转速应根据发电机频率和磁极对数决定,

$$n = 60f/p \quad (r/min), \quad (1.2.4)$$

式中: f 为频率, 我国一般采用 50r/s; p 为磁极对数。

由(1.2.3)式可见, 提高转速是提高柴油机功率的方法之一。但随着转速的提高, 柴油机零件所受的机械负荷、热负荷、磨损均将增加; 柴油机的摩擦损失、噪声和振动也将增大, 因此, 确定发动机转速必须十分慎重。

最低稳定转速是船用柴油机要求具有的一项重要运转指标, 用以保证船舶在最低速航行时具有可靠的操纵性能, 适应靠离码头, 进出港口或航行在狭窄曲折的航道以及拖带船舶等运行情况。运输用柴油机有很多时间在空车运行或怠速状态, 则要求有较低的空车稳定转速, 以减小燃油消耗。

船用低速柴油机的最低稳定转速应不高于标定转速的30%; 中、高速柴油机应不高于标定转速的40~45%。

影响柴油机最低稳定转速的主要因素是: 低速时油泵供油不均匀性增加, 随着转速的下降喷油压力降低, 燃油雾化质量变差, 再加上气缸压缩压力和温度降低, 混合气形成的质量变差, 从而使低速的稳定性下降。此外, 调速器的低速灵敏度和增压器与柴油机的配合也会影响最低稳定转速。

(2) 活塞平均速度: 它是影响柴油机机械负荷、热负荷、寿命及可靠性的重要参数。由

(1.2.1)式可知,提高 C_m 可增大柴油机功率并减小柴油机质量和外形尺寸。目前高速柴油机的 C_m 已达到或超过 12m/s 。再继续提高 C_m 将会遇到下列困难:柴油机热负荷与 C_m 成正比, C_m 过高热负荷过大,对气阀、气缸盖、活塞组等燃烧室组件的设计带来很大困难;柴油机的零件机械惯性力及其相对变形随 C_m 的平方成正比增大;零件的磨损量也随 C_m 的增大成正比增加,摩擦损失也急剧增加; C_m 增大,将导致进气系统流阻增加,充气效率下降。因此,要提高 C_m 值必须采取相应的结构设计、材料和工艺措施。

目前各类柴油机的 C_m 值大致在如下范围:

低速柴油机	$C_m = 5 \sim 7\text{m/s}$;
中速柴油机	$C_m = 6 \sim 9\text{m/s}$;
发电用柴油机	$C_m = 8 \sim 10.5\text{m/s}$;
高速柴油机	$C_m = 9 \sim 13\text{m/s}$ 。

4. 最高爆发压力 p_z :柴油机最高爆发压力 p_z 的大小与进气压力(增压压力)、转速 n 、压缩比及燃烧室形式等有关。 p_z 值的大小对柴油机结构强度、刚度及运转性能都有着直接影响。通常是以最大标定功率时的 p_z 作为零部件强度计算和试验的依据。各类柴油机 p_z 值大致范围如下:

非增压柴油机	$p_z = 6.0 \sim 8.0\text{MPa}$;
增压柴油机	
低速机二冲程	$p_z = 7.0 \sim 11\text{MPa}$;
中、高速机	$p_z = 7.0 \sim 15\text{MPa}$ 。

5. 强化评定指标:柴油机的强化评定指标是一个综合参数,期望它不仅可评定柴油机强化程度,即热负荷和机械负荷水平,也能表明工作气缸的利用程度,以及柴油机设计和制造水平。

(1) 强化指标 $p_z \cdot C_m / \tau$:柴油机燃烧室组件的热负荷可以单位面积热流量来表示,由此可求得平均热流量为

$$q = K \cdot \frac{p_z \cdot C_m}{\tau} \quad (1.2.5)$$

因此常用 $p_z \cdot C_m / \tau$ 作为评定柴油机负荷的指标,称为强化系数。当然,由于常数 K 中尚包括许多其他因素,所以严格说也只能作为同类型机的粗略比较;一般情况下,也有取 $p_z \cdot C_m$ 作为强化指标的。

随着增压压力的提高, $p_z \cdot C_m$ 值也在不断提高。低速二冲程柴油机的 $p_z \cdot C_m$ 大约在 $7.5 \sim 10\text{MPa} \cdot \text{m/s}$;中高速四冲程增压柴油机则在 $12 \sim 34\text{MPa} \cdot \text{m/s}$ 左右;非增压柴油机约在 $6.5 \sim 9\text{MPa} \cdot \text{m/s}$ 。

(2) 比质量 M/N_e :是单位功率的净质量(kg/kW),它表征柴油机工作过程强化程度和结构设计的完善程度。在保证所要求的强度、刚度和制造条件许可下,应降低这一指标值。高速柴油机中,铸件质量占柴油机总质量的 $60 \sim 70\%$,所以减薄铸件厚度,采用冲压件制作非受力件,采用轻合金铸件,采用金属模铸造等先进工艺,在大量生产条件下,都具很大的经济效果。此外在结构上采用短连杆、短活塞、空心曲轴等都有利于减小质量。

(3) 升功率 N_v :指单位气缸容积发出的功率,它表征柴油机气缸容积的利用程度,

$$N_i = \frac{N_o}{iV_k} = \frac{p_o n}{30\tau} \quad (\text{kW/l})。 \quad (1.2.6)$$

它的大小决定于 p_o 、 n 和 τ 。它既代表柴油机工作过程完善程度也可用来评定柴油机结构的紧凑性和外形尺寸大小,是常用来评定中、小功率运输用柴油机强化程度的指标之一,现代运输用发动机的发展趋势之一是继续提高升功率。

现代中速船用柴油机的升功率约为 $6 \sim 25 \text{ kW/l}$; 高速船用柴油机达 $6 \sim 30 \text{ kW/l}$; 汽车用柴油机一般为 $10 \sim 30 \text{ kW/l}$ 。

1.2.2 柴油机主要结构参数

1. 气缸数和排列形式:单气缸柴油机,由于结构简单、成本低,在农业和小型运输设备上得到广泛应用。它有卧式和立式之分,功率一般在 15 kW 以下。为了能覆盖一定功率范围,单缸机可在结构型式相同,并能在同样设备上加工的条件下,适当改变行程或扩大气缸直径来补充其功率系列。

若准备以同一单缸工作容积来覆盖较宽的功率范围,则可制成多缸直列式或多列式柴油机。对于高速机,直列式结构的气缸数一般最多制成 8 缸。若再增加气缸数,则可能因曲轴过长,引起曲轴自振频降低和相应的机体刚度不足,从而影响发动机正常工作。这时可将气缸排成 V 型两列,或甚至更多列数的发动机。

对于低速二冲程柴油机,一般单缸功率及缸径都很大,持续工作时间长,需要在船上进行检查、调试和维修,更换零件,所以都采用结构型式简单、易于接近的直列式,缸数常用的为 $6 \sim 10$ 缸。中速柴油机气缸排列一般用直列和 V 型,前者缸数常用 $4, 6, 8, 9$ 缸,后者为 $8 \sim 20$ 缸。 12 缸以上皆用 V 型排列。

在同样气缸尺寸及缸数情形下, V 型机长度可较直列式缩短 $35 \sim 45\%$, 曲轴和机体刚度可相应增大很多,单位功率质量较直列式可降低 $15 \sim 20\%$ 。

至于大功率高速机,为了增大功率除了采用扩大缸径的 V 型外,还采用复杂结构的单轴多列式的 W、X 和星形气缸排列。它们的结构复杂,曲轴轴承负荷大,维护管理不方便,使用寿命短,但尺寸小质量轻,单位功率质量可小至 $0.8 \sim 1.8 \text{ kg/kW}$, 因此这种气缸排列的柴油机主要用于特种船舶上。此外,也有用多轴排列形式的,如对置活塞式,三角形对置活塞式及“王”字三轴对置活塞等气缸布置(见图 1.2.1)。

2. 气缸直径 D 和活塞行程 S : 选定气缸尺寸是一个对柴油机性能指标各参数进行全面衡量和综合评定的过程。要对柴油机用途特点、功率范围、尺寸质量及使用寿命等技术要求进行广泛调研,分析比较当前国内外同类型柴油机的使用状况和发展前景,作多方案论证、优选,从中得出合理的数据。

气缸直径 D : 从(1.2.1)式可知 N_i 与 D 成平方正比关系,增大气缸直径是提高功率的途径之一。但是,随着 D 的增大,零件的尺寸、质量、机械负荷、热负荷都相应增大。

活塞行程 S : 活塞行程 S 受活塞平均速度 C_m 和行程缸径比 S/D 的制约。可根据缸径 D , 使用要求的转速 n , 并综合分析考虑 S/D 值,以确定活塞行程 S 。

3. 行程缸径比 S/D : S/D 是柴油机重要结构参数之一,它对柴油机总体结构性能的影响在不同前提条件下可以得出不同结论。下面主要是将功率、平均有效压力和活塞平均速度为定值的情况加以分析。

(1) S/D 对柴油机外形尺寸和质量的影响：图 1.2.2 是根据一台 4 缸高速柴油机计算结

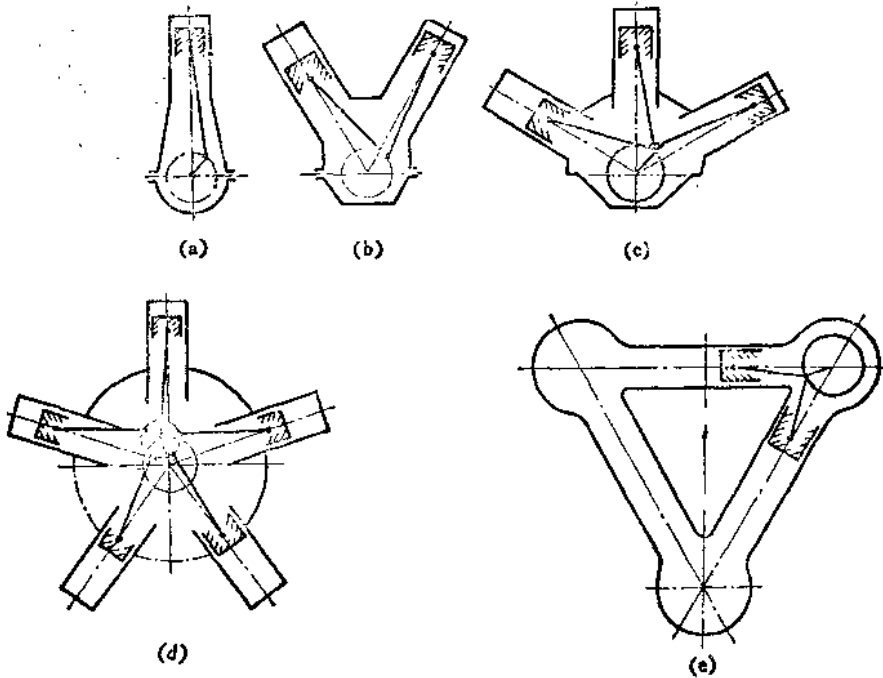


图 1.2.1 气缸排列型式

果绘制的，由图可看出柴油机长度 L 随 S/D 的增加而减短，高度 H 则随 S/D 的增加而加高，而宽度 B 受到 S/D 值的影响较小些。

如果 D 不变， S/D 减小则活塞行程减短而转速增高。不但柴油机机体高度降低，而且由于曲柄半径的减小，使得曲轴箱的高度与容积也可减小，因此柴油机单位功率质量可下降。

(2) 对往复惯性力的影响：柴油机的往复惯性力将随 S/D 的减小而增大。

(3) 对燃烧室传热的影响： S/D 影响柴油机压缩容积与其表面积之比 $\xi (F_c/V_c)$ ，其情况见图 1.2.3。由燃烧室表面传给冷却水而损失的热量，对燃烧过程的效率是有直接关系的，为此总是力图尽可能减少 ξ 值。 ξ 值随着 S/D 的减小而增加。

(4) 对曲轴结构的影响：缸径不变时，曲柄半径随着 S/D 值的降低而减小。在曲轴轴颈尺寸一定的情况下轴颈重叠度加大，这对曲轴的刚度和强度都足

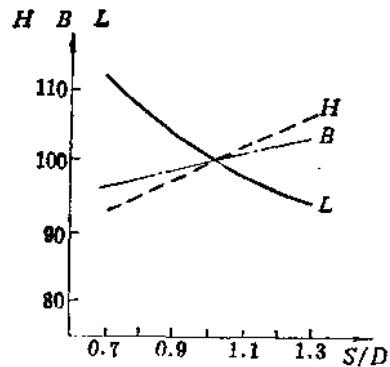


图 1.2.2 S/D 对外形尺寸的影响

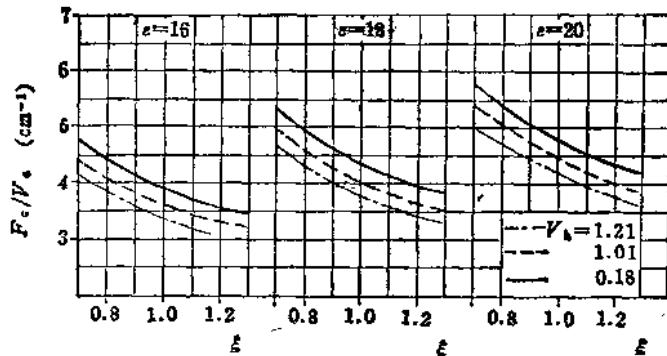


图 1.2.3 行程缸径比 S/D 对比值 F_c/V_c 的影响

有利的。由于曲轴扭振固有频率的提高,有可能使扭振性能得到改善。

S/D 值的一般范围:

高速柴油机: 0.9~1.25;

中速柴油机: 1.0~1.4~1.8(转速低,取上限);

低速柴油机回流扫气 1.7~2.05(多数在1.7~1.8);

直流扫气 1.85~2.25(多数在2以上);

长冲程 2.2~3.8。

4. 气缸中心距 L_0 : 是直接影响柴油机长度的主要参数,一般以 L_0/D 来表征柴油机长度方向的紧凑性。确定 L_0 要考虑如下一些问题。

(1) 曲柄尺寸: 单位曲柄在长度方向的尺寸可表示为 $L_1 + L_p + 2h = L_0$ 。主轴颈长度 L_1 和曲柄销长度 L_p 过小,都将使轴承承压能力下降。曲柄销承受连杆传与的力,其承压面积受 $L_p \cdot d_p$ (d_p 为曲柄销直径)的限制;而曲臂是曲轴的薄弱部位,为保证曲轴强度,曲臂厚度 h 不能太薄。这样,对非增压柴油机,因轴承比压较小, L_0 可以小些,以缩短柴油机长度。但随着增压压力 p_k 和最高爆发压力 p_e 的提高,需用较大的轴承承压面,故应放大 L_0 值;中速机要求寿命较长,也应采用较大的 L_0 。轴承的承压能力与轴承材料和工艺水平有关。使用薄壁三层铜铅合金轴承和采用滚动轴承的高速柴油机,因其轴承宽度小,有可能采用较小的 L_0 值。

(2) 缸套及扫气空间尺寸: 缸套和水腔空间与缸套支承肩结构及其热负荷大小有关。如有些中速机缸套上部采用钻孔冷却,使缸套凸肩壁厚加大;有些缸套制成单独冷却水套式,这时需较大的 L_0 ;随着增压度提高,气缸热负荷增高,要求缸套上部有较大宽度的冷却水腔。湿式缸套的支承一般较干式缸套大, L_0 也较大。此外,为了减小缸套穴蚀,有的需在缸套中间加支承或增加壁厚,也都影响 L_0 。

二冲程柴油机还要考虑扫气空间尺寸,此处不应当有较大的节流阻力以保证良好换气。

(3) 气缸盖螺栓布置: 气缸盖螺栓的数目及布置对气缸的气密性,及缸盖、机体和缸套的受力与变形都有直接影响。因此气缸中心距的大小应照顾到气缸盖结构及螺栓布置的合理性,例如采用单体式缸盖为了能均布螺栓和保留缸盖间的适当空间, L_0 值就较多缸整体式缸盖结构的为大。

(4) 凸轮轴结构: 直接反转的中速柴油机,常通过拉动凸轮轴进行换向,在每一气缸范围内的凸轮轴上要布置进气排气、供油三种凸轮,有的还布置有起动凸轮,加上轴向移动所需距离,这些都应布置在 L_0 长度内。

此外,确定 L_0 还应顾及柴油机系列化、零件通用化、以及柴油机进一步强化和发展的要求。各种类型柴油机的气缸中心距相对值如表 1-2-2 所示。

表 1-2-2 各类柴油机的气缸中心距

L_0/D	一般范围	大多数
低速二冲程	1.7~1.92	1.8~1.9
中速直列式	1.33~1.80	1.5~1.7
V型	1.44~2.28	1.7~1.9
高速直列式	1.17~1.6	1.25~1.5
V型	1.2~1.7	1.4~1.6

5. 曲柄半径与连杆长度比 $\lambda (= R/L)$: λ 值对发动机的动力性能、总体布置都有密切关联, 是一个很重要的结构参数。

对于直列式柴油机, 当活塞行程确定之后, λ 值愈大, 则连杆长度愈短, 柴油机曲轴中心线以上的高度也愈小, 使柴油机外形尺寸及其质量也可以小一些。同时, 连杆缩短后, 使连杆杆身具有较大的纵向抗弯能力。由于 λ 的加大, 可使往复运动质量的加速度和连杆摆角有所加大, 虽然从理论上看来, 连杆的缩短会增大活塞的侧推力, 因而加剧气缸与活塞的磨损。但实践证明, 对经常改变工况且长时间在低负荷下运转的柴油机, 连杆长短对气缸的磨损及摩擦功率损失并没有明显影响。然而对长时间持续工作于较大负荷的船用柴油机, 为改善气缸的润滑条件, 仍然希望减小活塞侧推力。

在筒形活塞柴油机中, 为缩小柴油机外形尺寸和减轻质量而尽可能选取较大的 λ 值时, 为了避免运动件互相间及与缸套等发生碰撞, 尚须确定连杆的最小长度 L_{\min} , 并应该满足以下三个条件。

(1) 活塞处于下止点时, 曲轴的平衡块应不碰到活塞下边沿(参看图1.2.4a), 即连杆最小长度,

$$\left. \begin{aligned} L &= R + R_B + H_2, \\ \text{或} \quad \frac{1}{\lambda} &= 1 + \frac{2}{S/D} \left(\frac{R_B}{D} + \frac{H_2}{D} \right), \end{aligned} \right\} \quad (1.2.7)$$

式中: H_2 为活塞销中心线以下的活塞裙部长度; R_B 为曲轴平衡块外边沿离曲轴中心线距离。

在中、小型高速柴油机上, S/D 值一般较小, 但又希望选用小的 L 值, 为了解决相碰问题, 有的采用短裙活塞结构, 有的用切去局部活塞裙部(销座下方裙部)方法来避碰。

(2) 活塞处于上止点时, 曲臂上边缘应不碰缸套(参看图1.2.4b)。这种情况在设计短行程、并列连杆式V型机时出现的可能性较大。由图可知, 达到不相碰的最小连杆长度为

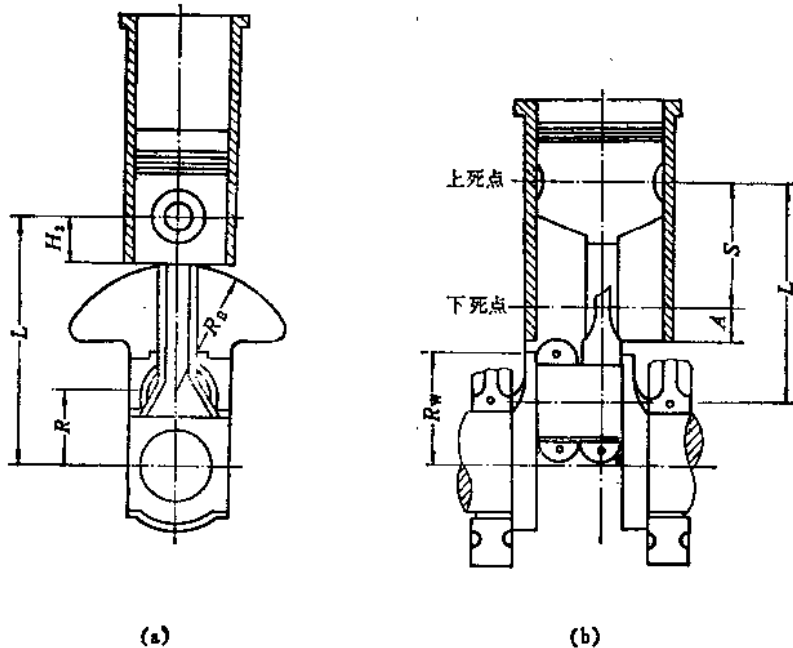


图 1.2.4 连杆 L_{\min} 的决定

或

$$\left. \begin{aligned} L_{\min} &= A + S + R_w, \\ \frac{1}{\lambda} &= 2 + \frac{2}{S/D} \left(\frac{A}{D} + \frac{R_w}{D} \right), \end{aligned} \right\} \quad (1.2.8)$$

式中： R_w 为曲臂顶边缘至曲轴中心线距离； A 为活塞在下止点时，活塞销中心线至缸套下边缘的距离。

(3) 连杆在缸套内摆动时，杆身应不碰到气缸套。连杆在运动中是否会碰到缸套下边沿，同连杆长度 L 值、杆身宽度 H 、缸径 D 及缸套下边缘到曲轴中心线的距离 Z 等尺寸有关(见图1.2.6)。一般可采用作图法予以校核。

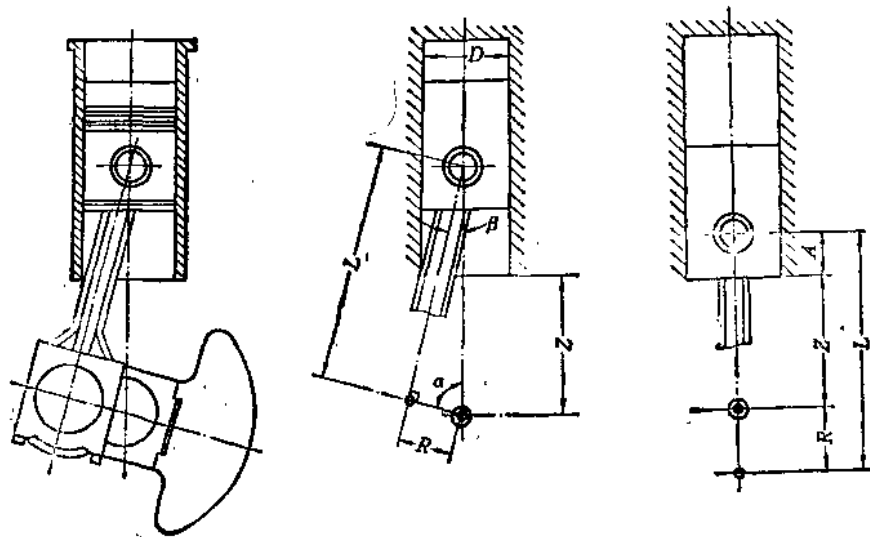


图 1.2.5 连杆与气缸套相碰的校核

(4) V型柴油机同排的两个缸套不相干涉碰撞。从图1.2.6所示的几何关系可求得使V型同排的两缸套不相干涉的最小连杆长度为

$$\left. \begin{aligned} L_{\min} &= \frac{x}{\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} + R + A, \\ \text{或} \quad \frac{1}{\lambda} &= \frac{1}{S/D} \left(\frac{x/D}{\operatorname{tg} \frac{\lambda}{2}} + \frac{2A}{D} \right) + 1. \end{aligned} \right\} \quad (1.2.9)$$

如采用主副连杆时，

$$x = D + 2\delta,$$

式中： δ 为缸套下边缘厚度； γ 为V型机气缸排夹角。

显然，实际选定的连杆长度 L 要比以上求得的 L_{\min} 为大，因为连杆与缸套之间最小间隙一般不得小于2~5mm。

各类柴油机的 λ 值如下：

高速柴油机 $\lambda = \frac{1}{3.3} \sim \frac{1}{4.2}$;

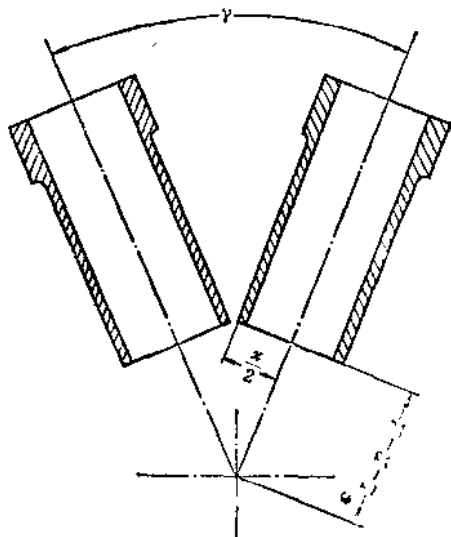


图 1.2.6 连杆最小长度与缸套干涉

中速柴油机 $\lambda = \frac{1}{3.8} \sim \frac{1}{4.6}$

低速二冲程柴油机 $\lambda = \frac{1}{3.5} \sim \frac{1}{4}$

1.3 设计工作的一般程序和基本内容

任何产品都有自己的生命循环,产品生命循环包括:社会需要→调查规划→先期研究→样品设计→样品试制→小批生产→市场试销→定型生产→改进提高或过时更新。

产品设计工作包括新产品设计和老产品改进。现代内燃机设计研制是一项复杂的技术工作,为了按时完成研制任务,必须有计划有组织并按一定的程序进行。设计工作程序随机型和生产规模而有所不同,一般程序大致分为方案调查和计划;样机设计和先期试验;样机试制和试验;定型鉴定、投产四个阶段。设计的一般程序方框图如图 1.3.1 所示。设计程序是前人工作经验的总结,它反映设计的客观规律。然而随着具体条件不同,有些环节可能取消,有些环节可以合并,有些环节可能已经完成。

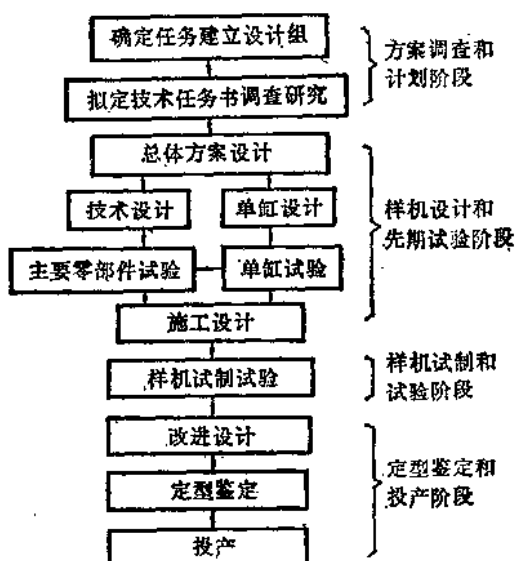


图 1.3.1 内燃机设计一般程序框图

1.3.1 编制设计技术任务书

技术任务书是新机型设计的主要依据,其主要内容有:开发新产品原因、主要用途和适用范围;主要技术规范,包括内燃机型式,燃烧室型式,气缸排列,冷却方式,标定功率及转速,最大扭矩及转速,缸径,行程,缸数,冲程数,平均有效压力,活塞平均速度,燃油消耗率,机油消耗率,外形尺寸,净重,大修期;主要结构型式;机型系列和变型产品,进一步强化可能性;其他特殊要求,如冷起动,噪声、排放等。

1.3.2 调查研究收集资料

技术任务确定之后,首先必须进行调查研究,访问使用单位、配套单位、生产厂。征求用户意见,了解配件供应情况,了解生产厂技术状况、工艺条件和设备能力。广泛收集现有国内外同类优良内燃机的设计、生产、实验研究及使用方面的资料,可选择合适的内燃机作为母型。

1.3.3 总体方案设计

方案设计包括确定主要结构方案和主要结构参数,选择附件,并进行总体布置,绘制纵横剖面方案图、传动图、必要的辅助视图、主要系统草图。为了能够选择更好的方案,往往须绘出几种不同的方案图进行分析评比。总体方案设计图应反映主要零件(如缸盖、机体、缸套、活塞、连杆、曲轴)的结构;驱动配气机构和燃油泵的正时齿轮的布置;机油泵、机油滤清器、机油冷却

器的布置及主轴承、凸轮轴承、摇臂轴承等的润滑油路；冷却水泵、冷却风扇的布置及气缸套、缸盖等的冷却水路；还需考虑驱动其他附件和附加动力输出的可能性。对增压内燃机还需研究增压器、进排气管、中冷器布置等。

方案设计中应尽可能利用国内外生产的优良内燃机的个别部件或个别成功的方案和试验研究部门取得的成果。应考虑除满足主要用途外，尽可能达到产品系列化，部件通用化和零件标准化等的要求。

与此同时，应进行一些分析和估算，如热力计算、动力计算、平衡分析与估算，对一些主要零件及一些把握不大的零件进行强度、刚度、承压等的核算，系统附件估算。所有这些分析与估算应与同类内燃机有关参数进行比较。

总体方案设计是整个设计过程的重要一环，应尽可能考虑周到些，对零部件有重要影响的尺寸应十分仔细，以保证零部件技术设计后，不致产生重大的返工。

总体设计人员不应忽视与工艺部门的联系。有时设计方案必须迁就现有的工艺装备，或工艺部门根据设计方案来添置新的设备。对大型复杂铸件，如缸盖、机体，就铸件的分型面和型芯布置等问题与工艺部门进行研究是十分重要的。

总体设计还必须考虑使用维修安装方面的要求。最后还应进行成本分析。根据总图重要部件估算成本，有助于审查在造价方面规定的目标能否达到。

1.3.4 技术设计

总体方案设计审查完成之后，便可进行样机技术设计。技术设计是内燃机设计的主要阶段，其内容有：根据审查方案设计时所提出的意见进行修改；绘出内燃机纵、横剖面图及外形布置图，各个部件图，重要零件结构设计图；绘出各系统原理图和提出附件规格；编制详细的热力计算、主要零部件强度计算；编出详细设计说明书，内容包括：设计指导思想，主要参数与结构选择的依据，必要的计算及其他需要说明的问题。

1.3.5 试验研究工作

内燃机组成零件多，受力情况复杂，影响工作过程的因素也很多，因此在样机技术设计之后，必须先进行主要零件、部件、和附件的设计和先期试验，同时还专门设计制造试验机（单缸或多缸）进行试验，用来考核关键零部件的可靠性及突出主要因素，排除多因素影响，寻求最佳参数，以缩短样机试制周期。

在主要零部件与附件的试验中，一般要进行活塞、连杆、曲轴等实验应力分析。测出活塞、缸套、缸盖温度场。对高压燃油泵、喷油器、调速器，机油泵，机油散热器、水泵风扇、水散热器等进行性能试验。

单缸机试验，主要研究工作过程情况，寻求提高功率和经济性的措施，同时对气缸盖、缸套、活塞、连杆、配气机构和供油系统等主要零件可靠性进行考核。对V型机则要在V型双缸机上进行试验，以便考核主轴承，曲轴箱，传动件等的可靠性。对增压内燃机，除了对增压器进行性能试验外，还应进行模拟增压试验。多缸试验机上可进行增压系统配合运行试验，研究平衡振动特性等。

1.3.6 施工设计