

(京) 新登字054号

本书作者针对内燃机往复惯性力及其力矩平衡以及扭转振动的问题,根据多年从事内燃机专业工作的经验,总结了一套内燃机有害振动的预防和消减的方法。本书介绍了内燃机布置、V型夹角、曲柄结构、轴系惯量配置、连接方式、发火次序、发火配合角等之间的各种匹配对内燃机平衡和振动的影响,以便进行合理的动力学选型,避免内燃机在工作转速内产生有害振动。

理论和实践密切结合是本书的最大特点,书中提供了许多实例和表格可供设计选型参考。

本书适于从事内燃机科研、设计、制造、试验和运用维修的技术人员阅读,也可作大专院校内燃机专业的参考书。

内燃机有害振动的预防和消减技术

蒋维仁 施嘉林 赵剑琳 著

责任编辑: 孙慧波 版式设计: 王 颖

封面设计: 刘 颖 责任校对: 熊天荣

责任印制: 路 琳

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码: 100037

(北京市书刊出版业营业登记证出字第117号)

北京市房山区印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本787×10921/16·印张10¹/4·插页2·字数271千字

1993年5月北京第1版·1993年5月北京第1次印刷

印数 0 001—1 100·定价: 11.30元

ISBN7-111-03329-9/TK·133

前 言

往复式内燃机都存在着往复惯性力及其力矩的平衡、曲轴系统扭转振动等问题。若解决不好,将会使内燃机在工作转速范围内产生有害振动,尤其是缸数较多的内燃机,低谐次大能量的共振转速经常在运转范围内出现,使曲轴及有关零部件过早地损坏,影响内燃机工作的可靠性和耐久性,同时还会产生过大的振动噪声,使操作人员易于疲劳。因此,限制内燃机的有害振动,使内燃机安全可靠地运转是内燃机用户的迫切要求,也是内燃机设计制造人员应了解掌握的专业技术知识。

本书介绍了内燃机有害振动的预防技术。针对影响内燃机平衡及扭转振动的诸结构因素,如曲轴结构、曲轴系统质量的配置、与被动机的连接方式、起动方式、多列式内燃机的气缸夹角、发火顺序、发火配合角等,进行动力学选型,达到合理地匹配,使内燃机的有害振动消除或减轻,从而为内燃机具有满意的动力性能及工作可靠性创造良好的条件。

本书还介绍了内燃机有害振动的消减技术。由于现代内燃机多向产品系列化及通用化发展,对出现的不可能完全靠动力学选型解决的扭振问题,介绍了采用扭转振动的调谐及加装扭转振动减振器的方法,使有害振动不在工作范围内出现或消减至无害程度,以确保内燃机安全可靠地运转。

本书是作者多年从事内燃机设计制造工作的经验总结,理论和实践密切结合是本书的一个特点。

在完成本书的过程中,国家科委潘甦民同志给了很多重要的帮助,杭州铁路分局杨一清和陈燧工程师提供了宝贵意见和帮助,在此一并致谢!

本书承蒙上海内燃机研究所吴炎庭高级工程师、清华大学热能工程系叶大均、孙大立教授的详细审阅、指正,深表谢意!

由于作者学识水平和经验所限,书中错误和不当之处在所难免,望读者不吝指正。

作者 1991年11月

目 录

第一篇 基 本 理 论

第一章 内燃机的平衡	1	第三章 曲轴轴系的扭转振动	23
第一节 单列式内燃机的平衡	1	第一节 扭摆	23
第二节 V型内燃机的气缸夹角及其平衡特性	9	第二节 当量系统	24
第二章 发火顺序	12	第三节 振动系统的无因次表示	25
第一节 选择发火顺序时应该考虑的因素	12	第四节 多质量系统的自由振动计算	26
第二节 单列式内燃机的发火顺序	13	第五节 干扰力矩	28
第三节 单轴多列式内燃机的发火顺序	14	第六节 干扰力矩的简谐分析	30
第四节 发火的均匀性	16	第七节 共振时干扰力矩所作的功	31
		第八节 相对振幅矢量和	32

第二篇 内燃机有害振动的预防技术——动力学选型

第四章 内燃机的总体布置对扭转振动的影响	43	第一节 汽车内燃机系统	83
第一节 曲轴系统质量的配置	43	第二节 内燃机—电机组	84
第二节 曲柄结构及发火顺序	44	第三节 内燃机—电机—活塞式压缩机轴系扭振特性	85
第三节 V型内燃机	70	第四节 内燃机—弹性联轴节—被动机轴系扭振特性	91
第四节 内燃机系列	79	第五节 实例分析	91
第五章 内燃机及传动装置的总体布置	83	第六节 国外几种典型机型的分析	97

第三篇 内燃机有害振动的消减技术——扭转振动的调谐

第六章 集中质量系统的有效惯量计算	101	第八节 内燃机调谐曲线的绘制	112
第一节 弹性连接于主系统质量的有效惯量	102	第九节 单轴式内燃机系统的调谐曲线	113
第二节 转换公式	103	第七章 飞轮	118
第三节 系统在自由振动频率下的有效惯量	104	第一节 飞轮的作用	118
第四节 分支系统的解法	105	第二节 飞轮的调谐	121
第五节 调谐曲线	105	第三节 实例	122
第六节 特殊系统	109	第八章 联轴节	129
第七节 多质量系统	110	第一节 联轴节的种类	129
		第二节 弹性联轴节的作用	129
		第三节 弹性联轴节的种类及结构	133
		参考文献	157

第一篇 基 本 理 论

第一章 内 燃 机 的 平 衡

第一节 单列式内燃机的平衡

所谓内燃机的平衡,包括内燃机的外部平衡和内部平衡两个方面。外部平衡指的是离心力、离心力矩、往复惯性力、往复惯性力矩的平衡。内部平衡指的是由曲轴受力时的弯曲变形引起的曲轴、轴瓦、机体的受力情况。

内燃机的平衡与曲柄结构形式密切相关,一般来讲,如果曲轴本身的结构达到了离心力的平衡——表现为静平衡,离心力矩的平衡——表现为动平衡,即曲轴的曲柄结构达到了静平衡及动平衡,内燃机也即达到了外部平衡,此时我们只需研究曲柄的结构。但对多列式内燃机有几种机体夹角可使内燃机达到外部平衡,而曲轴本身不一定达到动平衡。例如气缸夹角为 90° 的 V 型内燃机就存在这种情形。下面我们先来研究当曲轴达到静平衡及动平衡时,即内燃机达到外部平衡的情形。

一、多缸内燃机的往复惯性力

任何一个曲柄结构的 ν 次往复惯性力为:

$$P_{j\nu} = a_\nu m R (\nu \Omega)^2 \cos \nu \alpha \quad (1-1)$$

式中 $P_{j\nu}$ —— ν 次简谐往复惯性力(N);

a_ν —— ν 次简谐往复惯性力系数;

m ——往复惯性质量 (kg);

R ——曲柄半径(m);

ν ——简谐次数;

Ω ——曲柄角速度(rad/s);

α ——曲柄转角。

设曲柄沿曲柄圆均布,曲柄之间的夹角为 ψ (从曲柄端面看),则二冲程和奇数缸的四冲程内燃机所有曲柄的 ν 次合成往复惯性力为:

$$\Sigma P_{j\nu} = a_\nu m R (\nu \Omega)^2 \{ \cos \nu \alpha + \cos \nu (\alpha + \psi) + \cos \nu (\alpha + 2\psi) + \dots + \cos \nu [\alpha + (q-1)\psi] \} \quad (1-2)$$

式中 q ——曲柄端视图中可见的曲柄数。

单列四缸以上偶数气缸四冲程内燃机所有曲柄 ν 次合成往复惯性力为:

$$\Sigma P_{j\nu} = 2a_\nu m R (\nu \Omega)^2 \{ \cos \nu \alpha + \cos \nu (\alpha + \psi) + \cos \nu (\alpha + 2\psi) + \dots + \cos \nu [\alpha + (q-1)\psi] \} \quad (1-3)$$

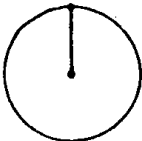
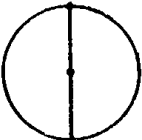
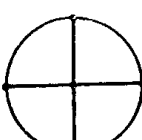
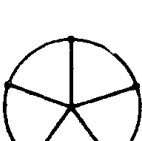
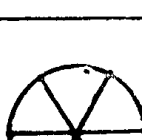
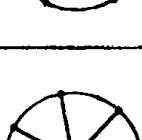
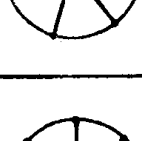
由于一般只考虑到一次及二次往复惯性力,则凡是曲柄端视图上已均布的三个或更多曲柄的内燃机,都能自行平衡。单列式内燃机不同曲柄结构,不平衡的往复惯性力次数见表 1-1。

二、多缸内燃机往复惯性力矩

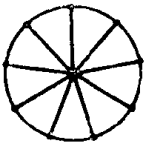
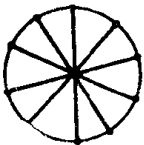
$$\Sigma M_{j\nu} = a_\nu m R (\nu \Omega)^2 [a \cos \nu \alpha + 2a \cos \nu (\alpha + \psi) + 3a \cos \nu (\alpha + 2\psi) + \dots + (i-1)a \times \cos \nu (\alpha + (q-1)\psi)] \quad (1-4)$$

表1-1 单列式内燃机不平衡的往复惯性力次数表

$$\Sigma p_{jv} = i a_m (\nu \Omega)^2 R \cos \nu \alpha$$

序号	曲柄结构	气缸数		不平衡的往复惯性力次数						
		二冲程	四冲程							
1		1	1	1	2	4	6	8	10	12
2		2	2、4	—	2	4	6	8	10	12
3		3	3、6	—	—	—	6	—	—	12
4		4	4、8	—	—	4	—	8	—	12
5		5	5、10	—	—	—	—	—	10	—
6		6	—	—	—	—	6	—	—	12
7		7	7	—	—	—	—	—	—	—
8		8	8	—	—	—	—	8	—	—

(续)

序号	曲柄结构	气 缸 数		不平衡的往复惯性力次数						
		二冲程	四冲程							
9		9	9	—	—	—	—	—	—	—
10		10	—	—	—	—	—	—	10	—

注：式中 i 为气缸数。

式中 M_r ——多缸内燃机往复惯性力矩($N \cdot m$)；

a ——缸心距(m)，一般都相等。

如同往复惯性力一样，一般也只考虑到一次及二次往复惯性力矩的平衡。

由表 1-1 可以看出，在曲柄端视图中，可见曲柄数 $q \geq 2$ 的曲轴，奇次往复惯性力均不存在，而只有同曲柄数成整数倍的偶次往复惯性力及其力矩存在。

三、多缸内燃机的离心力

离心力也可以理解为属于一次性质的惯性力，因此它的表达式与往复惯性力相同，只不过它的作用方向永远是曲柄销的离心方向，而且大小不随曲柄转角而变化，在曲柄沿曲柄圆均布的内燃机的曲柄结构中，当曲柄圆可见曲柄数 $q \geq 2$ 时，总是达到完全自行平衡即曲轴是静平衡的。

四、多缸内燃机的离心力矩

只有离心力及离心力矩均等于零，曲轴才达到动平衡，相应地内燃机也达到外部平衡。但反过来，内燃机达到外部平衡时，曲轴不一定动平衡，因为离心力矩除了外部平衡外，还包括内部平衡。在曲轴动平衡后，本身却承受因离心力矩而引起的弯曲作用所产生的应力，这就是曲轴内部不平衡力矩。消除曲轴内部不平衡的方法就是在连杆颈相反方向的曲柄上装上适当质量的平衡重(一般平衡全部离心力及往复质量折算部分的40%~70%)，将连杆大头、连杆颈等产生的全部或部分离心力平衡掉，减少曲轴所承受的弯矩，增加曲轴回转时的弯曲刚度，减小弯曲变形，改善曲轴、轴瓦、机体的受力情况，减小振动，延长寿命。对于离心力矩的平衡一般有下列几种方法：

1. 各曲柄平衡法

这是一种最彻底的平衡方法。在每一个连杆轴颈的相反方向的曲柄上都正装着平衡重，平衡每个曲拐上的不平衡离心力及其产生的力矩。只是曲轴显得笨重，且降低了扭转振动自振频率。若将全部离心力平衡掉的话，轴系扭振自振频率约降低70.7%。这种平衡方法，对原来外部平衡的曲轴，装了平衡重后不会受破坏。从理论上讲，这种曲轴回转时轴线则成为直线了。既达到外部平衡，又改善了曲轴、轴瓦、机体的受力情形。图1-1就是这种平衡方法。

2. 整体平衡法

整体平衡法是在曲轴的两端装上平衡重，将不平衡的离心力矩平衡掉。这是一种达到内燃机外部平衡的方法。用这种方法平衡，曲轴较轻，平衡重的安装方向要根据不平衡力矩的方向确定，不一定正放，如图1-1 c 所示。

3. 分段平衡法

这是一种折中的平衡方法。它是将曲轴分成数段（一般分成两段），然后将每段中不平衡的离心力矩装平衡重加以平衡，如图1-1 b、d 所示。这种曲轴的质量介于用前两种方法平衡的曲轴之间，平衡重也不一定正放。

以上三种方法主要是用于达到外部平衡的方法。

4. 根据轴承负荷确定平衡重

这种方法是根据动力计算、轴承负荷计算绘出轴承负荷图，然后确定平衡重的安装位置、角度及质量。是解决内部不平衡的方法。

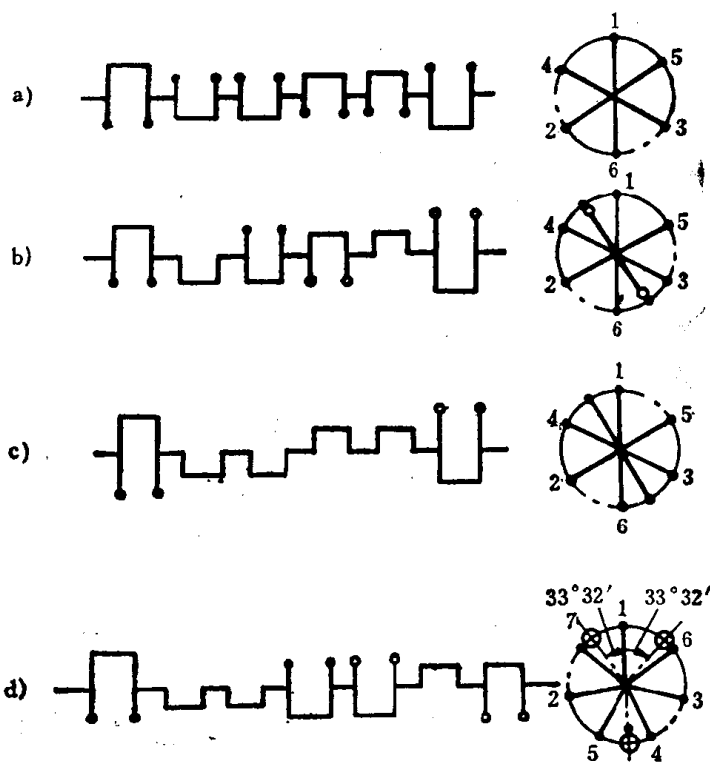


图1-1 曲轴的几种平衡方法

a) 各曲柄平衡 b)、d) 分段平衡 c) 整体平衡

应该注意的是，装了平衡重后的曲轴不应该破坏原来的外部平衡。在镜面对称曲柄结构中，平衡重的安装也往往是对称的，自然也就保证了安装平衡重后曲轴的动平衡。而且镜面对称的曲轴也大多用这种平衡方法改善曲轴、轴瓦、机体的受力情况，减小振动，延长内燃机的寿命。

图1-2 所示是一个四冲程四缸机镜面对称曲轴的结构。它示出了在主轴承数目不同的情况下，当四个曲柄都在垂直平面时，内燃机曲轴受离心力作用引起变形所产生的曲轴弯曲力矩图及机座弯曲力矩图的比较。

从图1-2 a、b、c 中可以看出，当轴承数目增加时，曲轴所受的弯曲力矩减小，这也就是内燃机大都在每两个曲柄之间就有一个轴承的理由。因为我们总是力求降低曲轴所受的附加负荷（弯曲应力），但轴承数目增多，机体所受的弯曲力矩增大，因此机体的设计应该有足够的刚性。如果机体的刚性不足，在受到弯曲力矩的作用后发生变形，其趋势是曲轴的弯曲力矩又增加。例如图1-2 b 中，如果机体发生变形，在极端情况下，将完全不能限制曲轴的变形，其结果又接近了图1-2 a 的情形，曲轴的弯曲力矩将增至最大，以致不能获得轴承数目增多的好处。反过来，对曲轴我们并不希望它的刚性太大。如果曲轴的刚性太大，当它稍一弯曲，而尚未超过轴承间隙时，就承受了全部的力矩，这同样变成图1-2 a 的情形。总之，曲轴或机体的弯曲变形过大都将引起烧瓦，所以这两者之间的刚性应该配合恰当。一般讲，当曲轴刚性较差，而机体的刚性虽比曲轴好，但仍不能满足要求时，所引起的烧主轴瓦，多数发生在靠近中间的档位；相反，当机体刚性较好，而曲轴刚性较差时所引起的烧主轴瓦现象，看起来烧瓦的档位似乎毫无规律，而中间的档位一般不会烧瓦。这种现象也可以

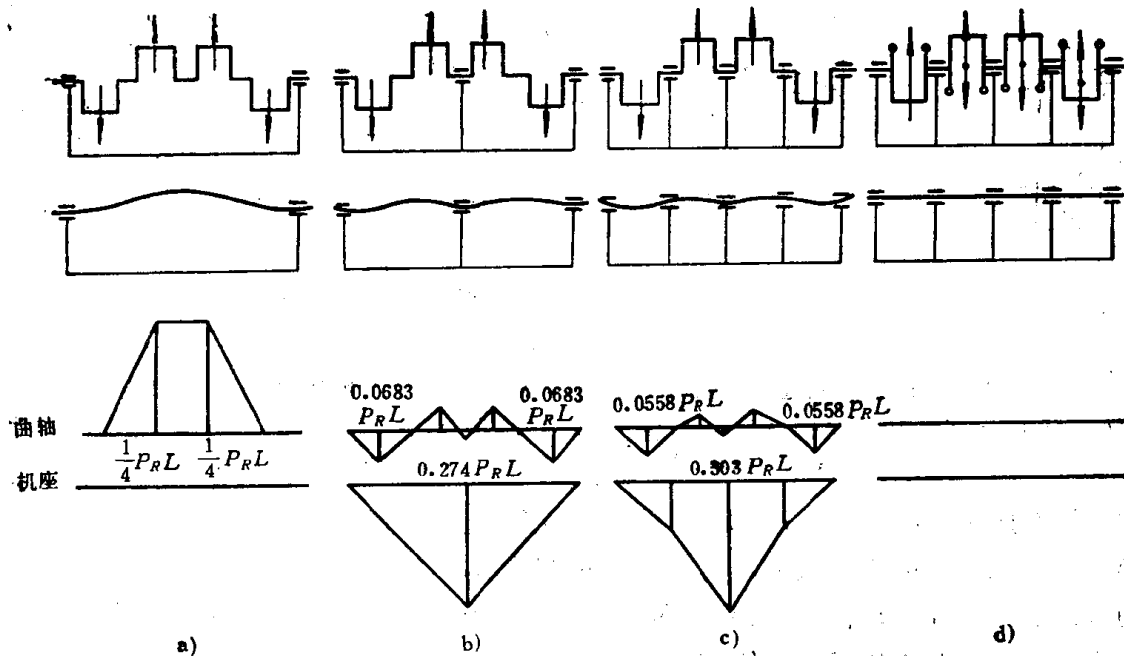


图1-2 曲轴、机体的受力随轴承数及平衡重的变化

从图1-2 c 中得到解释。

平衡重的作用如前所述。在同样数量的平衡重情况下，由于质量及安装角度的变化，将使曲轴所受的弯曲变形获得较大的改善，振动明显减小〔5〕。因此也需要研究平衡重的布置方法，使在同样数量平衡重情况下，获得最好的平衡效果。

从以上的讨论中，我们可以看出机体刚性的重要性。另外在图 1-2 中，我们所画出的只是曲轴的一个瞬时位置，当曲轴回转时，整个力系也随之回转（指离心力系而言），因此如果机体刚性不足，则它将发生较大的周期变形。这种变形亦将导致振动的发生及机器的损坏。

内燃机内各局部的受力及变形的实际情况，比图 1-2 中所示的要复杂得多。因为除了离心力外，还有往复惯性力及颠覆力矩等的作用。但通过以上的分析，我们可以得出这样一个结论，即内燃机的运动件必须用足够刚性的固定件来支持，使后者尽量承受前者所产生的外力而不致变形，其中特别重要的是机体。至于曲轴，由于它在结构上的要求和限制，事实上总是嫌它刚性不足而无法尽力予以加强。对它来说还应尽量避免各部刚性不均匀而引起的某些局部应力过大的问题。

由此可见，除了要研究内燃机的外部平衡特性外，还要研究它的内部平衡特性，如果内部受力过大，则仍不够理想，而且也可能使设计归于失败。如前所述，不同的曲柄排列有不同的外部平衡特性，也同样有不同的内部平衡特性（即内部受力情况），这也是曲柄结构好坏的标志。既然一定的曲柄结构形式就有一定的外部及内部平衡特性，因此就可以预先将各种曲柄结构形式的平衡特性计算出来，列成表格供设计时选用。这种表格在一般的内燃机动力学书中均有介绍。

5. 确定曲轴外力矩及内力矩的图解法

下面我们用作图法求曲轴的不平衡外力矩及内力矩系数。

（1）三缸内燃机（见图1-3）。

发火顺序为：1—2—3

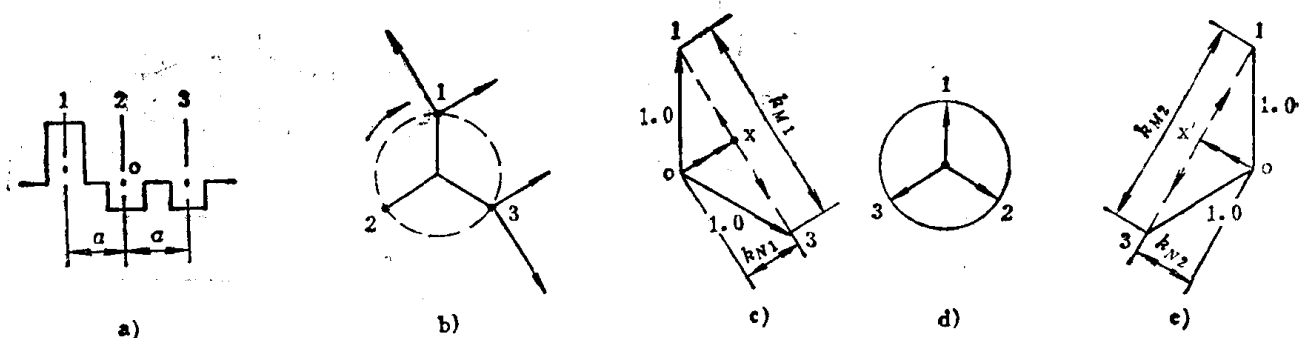


图 1-3

a) 曲柄结构图 b) 一次矢量图 ($\Sigma P_e = 0$ $\Sigma P_{j1} = 0$) c) 一次力矩合成矢量图 (一次内力矩系数 $k_{N1} = 0.5$, 一次外力矩系数 $k_{M1} = 1.732$) d) 二次力矢量图 ($\Sigma P_{j2} = 0$) e) 二次内力矩合成矢量图 (二次内力矩系数 $k_{N2} = 0.5$, 二次外力矩系数 $k_{M2} = 1.732$)

在力矩合成矢量图中 (o-1)、(o-3) 在 (1-3) 上的投影 (x-1)、(x-3), 方向相反, 分别作用在第一及第三曲拐的中心线上, 使曲轴绕 o 点转动, 作用在机体上, 这就是不平衡外力矩。而 (o-1) 及 (o-3) 在 (o-x) 方向上的投影, 方向相同, 大小相等, 是使曲轴发生弯曲的内力矩。合成外力矩及内力矩与垂直线的夹角即为力矩作用方向角。

离心力是一次性的惯性力, 因此也只产生一次内力矩, 其方向是 (o-x) 方向, 而二次内力矩是二次往复惯性力产生的力矩, 因此它的方向是通过气缸中心线垂直于曲轴中心线的, 而它的大小应该是二次内力矩矢量 ox' 在垂直线上的投影。图中的二次内力矩系数 k_{N2} 并不是投影值, 应该注意这一点。二次往复力及其内力矩的大小随曲轴转角变化, 难以改善, 因此研究二次内力矩并没有实际意义。

(2) 四缸内燃机(见图1-4、图1-5)

1) 发火顺序为: 1—3—4—2

2) 发火顺序为: 1—4—3—2

以上几例均属曲柄结构镜面不对称曲轴, 因此求其平衡力矩时需作出整个曲轴曲柄受力的合成矢量图。而对于下列几例, 曲柄结构呈镜面对称, 而且单列缸数为 6 或更多时, 外部达

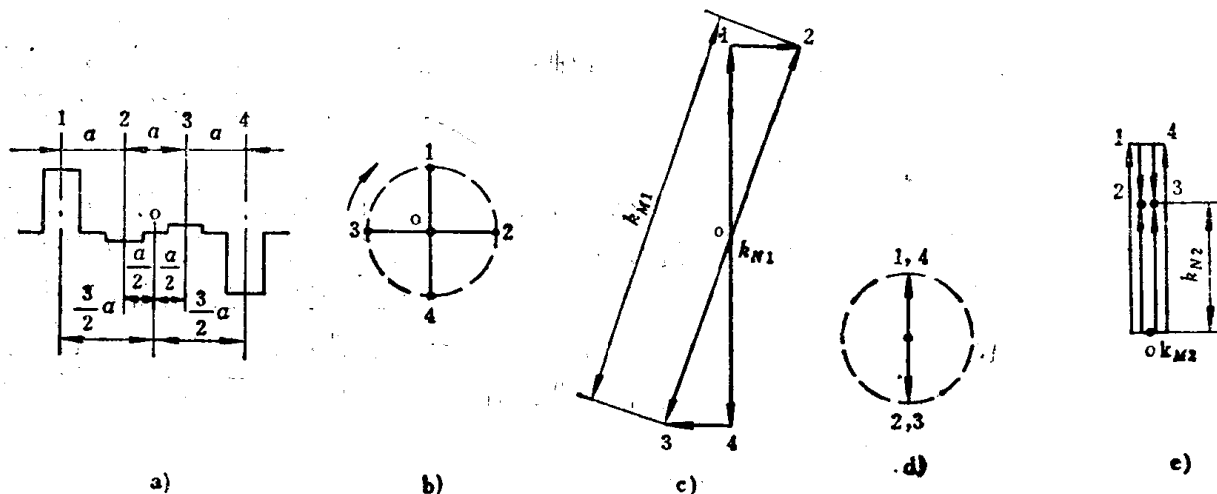


图 1-4

a) 曲柄结构 b) 曲柄端视图 (也即一次矢量图 $\Sigma P_e = 0$, $\Sigma P_{j1} = 0$) c) 一次力矩合成矢量图 (一次内力矩系数 $k_{N1} = 0$, 一次外力矩系数 $k_{M1} = 3.16$) d) 二次力矢量图 ($\Sigma P_{j2} = 0$) e) 二次力矩合成矢量图 (二次内力矩系数 $k_{N2} = 1.0$, 二次外力矩系数 $k_{M2} = 0$)

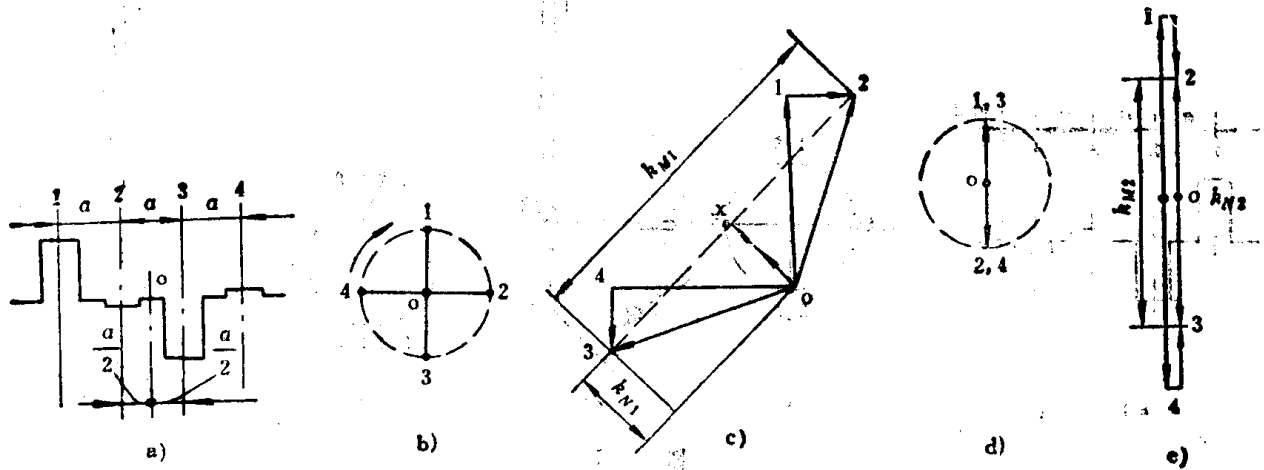


图 1-5

- a) 曲柄结构 b) 曲柄端视图 (即一次矢量图 $\Sigma P_e = 0$, $\Sigma P_{j1} = 0$) c) 一次力矩合成矢量图
(一次内力矩系数 $k_{N1} = 0.71$, 一次外力矩系数 $k_{M1} = 2.83$) d) 二次力矢量图 ($\Sigma P_{j2} = 0$)
e) 二次力矩合成矢量图 (二次内力矩系数 $k_{N2} = 0$, 二次外力矩系数 $k_{M2} = 2.0$)

到完全平衡, 一次及二次惯性力及其力矩合成全部为零, 只存在内力矩问题, 因此我们只取曲轴的曲柄结构, 作出力矩矢量图求其内力矩。

(3) 六缸内燃机 (见图1-6)

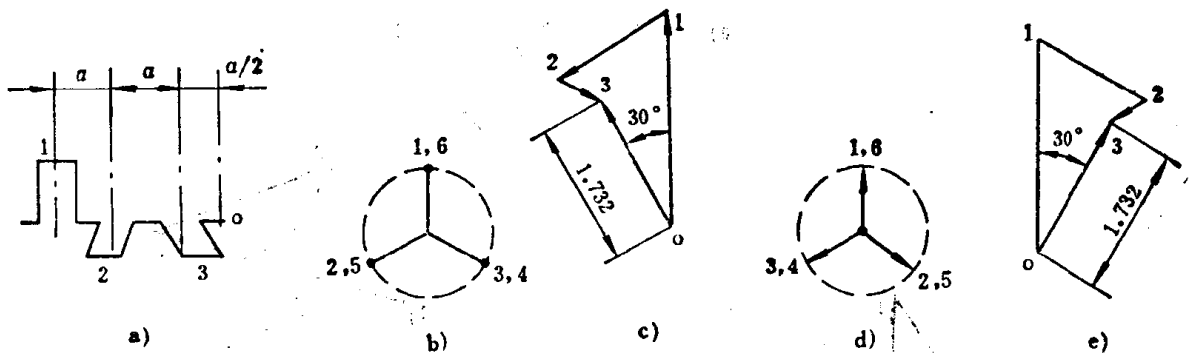


图 1-6

- a) 曲柄结构 b) 曲柄端视图及一次力矢量图 ($\Sigma P_e = 0$, $\Sigma P_{j1} = 0$) c) 一次力矩合成矢量图
(一次内力矩系数 $k_{N1} = 1.732$, 一次外力矩系数 $k_{M1} = 0$) d) 二次力矢量图 ($\Sigma P_{j2} = 0$)
e) 二次力矩合成矢量图 (二次内力矩系数 $k_{N2} = 1.732$, 二次外力矩系数 $k_{M2} = 0$)

(4) 八缸内燃机 (见图1-7)

(5) 十缸内燃机 (见图1-8)

五、多缸内燃机曲柄排列的原则

经过上述分析, 可以对内燃机曲柄排列提出如下要求:

- (1) 满足扭转振动调谐的要求, 最好不要附设减振器, 或使用尺寸尽量小的减振器。
- (2) 离心力、惯性力及其力矩 (外部平衡, 内部平衡) 若不能完全平衡时, 应限制在许可范围内。若需加装平衡重时, 应注意平衡重对扭振的影响, 因为平衡重也起着调谐作用。
- (3) 相邻曲柄排列的差角应尽可能大, 以减小离心载荷对轴承的影响。

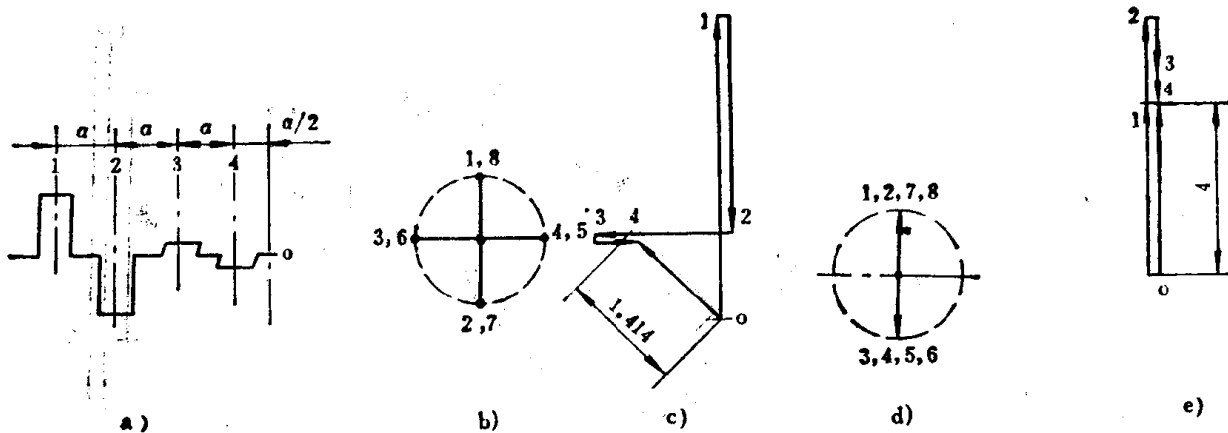


图 1-7

- a) 曲柄结构图 b) 曲柄端视图及一次力矢量图 ($\Sigma p_e = 0$, $\Sigma p_{j1} = 0$) c) 一次力矩合成矢量图
(一次内力矩系数 $k_{N1} = 1.414$, 一次外力矩系数 $k_{M1} = 0$) d) 二次力矢量图 ($\Sigma p_{j2} = 0$)
e) 二次力矩合成矢量图 (二次内力矩系数 $k_{N2} = 4.0$, 二次外力矩系数 $k_{M2} = 0$)

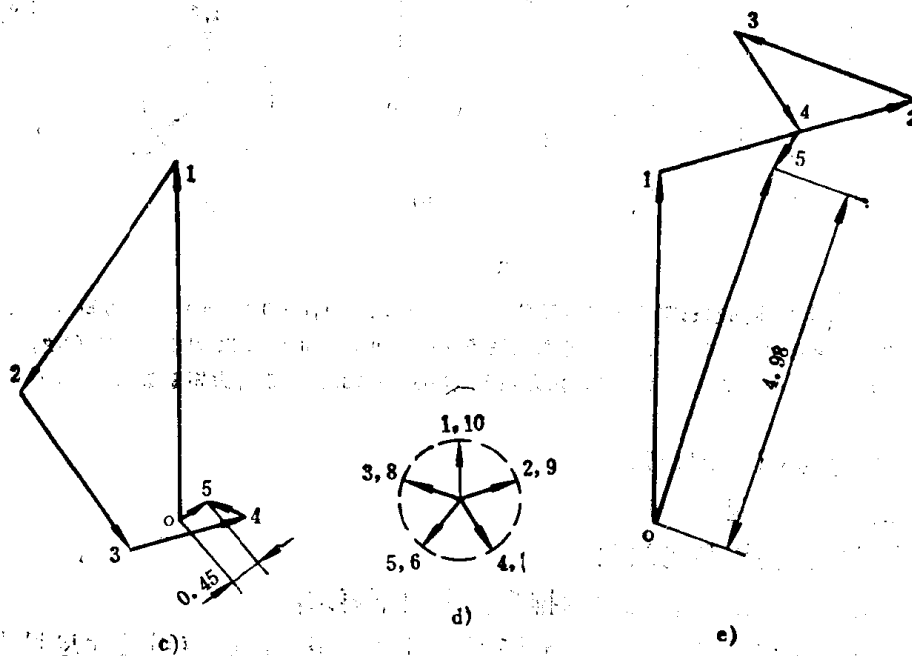
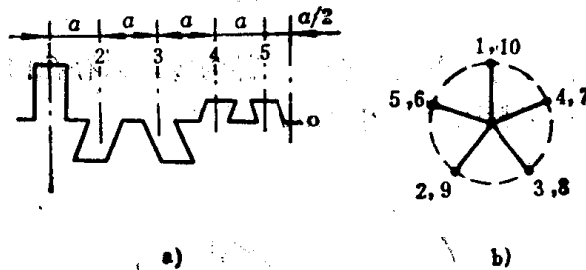


图 1-8

- a) 曲柄结构图 b) 曲柄端视图及一次力矢量图 ($\Sigma p_e = 0$, $\Sigma p_{j1} = 0$) c) 一次力矩合成矢量图
(一次内力矩系数 $k_{N1} = 0.45$, 一次外力矩系数 $k_{M1} = 0$) d) 二次力矢量图 ($\Sigma p_{j2} = 0$) e) 二
次力矩合成矢量图 (二次内力矩系数 $k_{N2} = 4.98$, 二次外力矩系数 $k_{M2} = 0$)

(4) 相应曲柄排列的发火顺序应满足排气管连接的要求, 尤其对于脉冲增压的柴油机更为重要。

以上各项要求中, 应特别重视对扭转振动及平衡的影响, 因为这两项对内燃机工作的可靠性及平稳性起着主要作用。

第二节 V 型内燃机的气缸夹角及其平衡特性

单轴多列式内燃机是提高单机功率、单位体积功率, 缩小体积、缩短机体和曲轴长度的有效措施。多列式内燃机有 V 型、W 型、X 型等型式, 其中 V 型内燃机用得最普遍, 其它型式多见于军用, 民用不多。由于采用 V 型结构后, 重量约可减轻 30%, 因此 V 型内燃机是重载性内燃机的主要机型。这里我们只对 V 型内燃机进行分析。

一、影响 V 型夹角的几个主要因素

单轴 V 型内燃机, 在同一横断面内有两个气缸, 因此也就出现了如何确定气缸 V 型夹角的问题。气缸布置, 对于内燃机的总体设计关系极大, 确定得当与否, 不但关系到整个内燃机结构的紧凑性, 而且影响内燃机的重量、尺寸指标, 同时也关系到内燃机输出扭矩的均匀性、平衡、扭振等动力性能, 还会影响到制造、维修、保养等一系列问题, 而且随着气缸数目的增加, 扭转振动问题越来越严重, 仔细考虑气缸夹角对扭转振动的影响就显得越来越重要。由此可见气缸夹角影响面很广, 要十分慎重。

影响内燃机气缸 V 型夹角的因素一般有下列几方面:

(1) 内燃机总体布置的合理性

主要是考虑在宽度、高度允许的情况下所能采用的角度。采用这一角度后, 除了考虑夹角间布置部件后, 检修是否方便、机体冷热加工是否合理、能否满足加工精度的要求、机体的刚度是否足够等因素外, 还要考虑采用这一气缸夹角后所能采用的曲柄结构的平衡情况, 扭振性能等。若 V 型夹角选得过小, 会给零部件布置及检修带来不便。目前一般多取 40° 角以上。

对于中高速柴油机来说, 一般还考虑机车及船舶通用, 因此 V 型夹角的选择还受铁路机车车辆限界的限制, 大缸径的柴油机不能采用过大的 V 型角。如我国机车车辆限界最宽处为 3400mm, 而德国为 3150mm, 较窄, 因此德国大缸径车船通用柴油机的 V 型角均较小, 总体布置呈宝塔型。

(2) 内燃机的平衡

内燃机运转时所表现的动力平衡性能, 取决于内燃机曲轴的曲柄结构, 同时也取决于气缸的 V 型夹角。因此曲柄结构与气缸夹角的选择是否适当, 也直接影响到内燃机能否平稳工作。

内燃机平衡性能的好坏主要取决于曲柄结构形式, 因此单轴多列式内燃机的平衡问题, 基本上与单列式内燃机的平衡情况相同, 但由于气缸夹角同曲柄结构形式有一定的关系 (可参看第二篇), 所以对平衡性能也是有一定的影响, 这一点将在下一节详细讨论。我们在确定内燃机的气缸夹角时, 应该从动力学的角度加以选择。显然, 除非万不得已, 一般总是应该尽量选择那些平衡性最好, 即不平衡合力及合力矩最小者, 或者选择最易于平衡的结构形式。例如, 当曲柄排列对平衡一次惯性力有利, 而对平衡二次惯性力不利时, 我们就可以选

择那些对平衡二次惯性力有利,而对平衡一次惯性力稍差的气缸夹角,以使整个内燃机既有利于平衡一次惯性力,又有利于平衡二次惯性力。这样对简化内燃机的结构,减少所需安装的平衡重的质量,以及改善内燃机的工作性能等,将起很大的作用。例如法国的 PA4-185 型柴油机的曲柄结构(如图 1-9 所示),一次惯性力、二次惯性力及二次惯性力矩平衡;而一次惯性力矩不平衡,由于采用 90° 的气缸 V 型夹角,可在曲柄后面装平衡重以平衡一次惯性力矩,而使整个内燃机有较好的外部平衡特性。

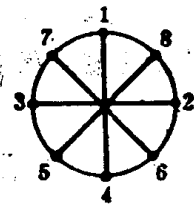


图1-9 PA4-185

曲柄图

(3) 发火间隔的均匀性

一般来说,为了使内燃机所输出的扭矩尽量趋于平缓,要求整机各缸均匀发火,但对缸数较多的内燃机,特别是多列式内燃机,发火间隔不均匀对扭矩平缓情况的影响不大。

(4) 对内燃机扭转振动的影响

扭转振动对多缸内燃机曲轴的安全运转有着严重威胁。由于扭转振动引起的断轴事故,随着气缸数目的增加、内燃机强化度的提高及高速性而增加。多列式内燃机列间夹角对扭振将产生很大的影响,因此对多缸大功率内燃机气缸各列间的夹角选择应该作为满足扭振要求、消除低谐次大能量共振的重要措施之一。关于列间夹角对扭振的影响问题将在扭转振动这一篇里详加讨论,这里不再赘述。

(5) 系列化设计的要求

为了满足用户对不同功率等级的要求,内燃机的生产往往形成系列产品。同一缸径、冲程及转速的内燃机,用不同的缸数满足不同功率等级的需要,其中有直列式系列,也有 V 型等系列,对于直列式不同缸数的内燃机,一般发火都是均匀的,而对于 V 型系列,由于设计、制造、维修、经济性等方面的要求,不可能不同缸数的 V 型内燃机为了满足均匀发火而采用不同的 V 型夹角,而只可能选择一种缸数的 V 型内燃机作为主型,加以重点考虑,这样其它几种缸数的内燃机的发火间隔就不可能均匀了,另外也可以折衷选择一种照顾到各种缸数的内燃机的发火间隔的 V 型角,即都是不均匀发火的。因此 V 型系列内燃机不可能满足各种缸数都均匀发火的要求。

二、V 型内燃机的平衡

V 型内燃机的平衡情况及平衡方法,基本原理与单列式内燃机相似,特别是对离心力及离心力矩的平衡,与单列式内燃机完全相同,对往复惯性力及其力矩的平衡也与单列式内燃机相似。

事实上,如果单列式内燃机的曲柄结构型式能使一、二级惯性力及其力矩完全平衡的话,则多列式内燃机总的平衡特性也将自行平衡。只有在每一单列内燃机中存在不平衡的力或力矩时,多列式内燃机才有可能存在不平衡,如果气缸夹角选择得恰当的话,还可以进一步改善其平衡性能,例如 V 型夹角在 60° 、 90° 、 180° 时便有进一步改善平衡性能的可能。因此一般来说 V 型内燃机的平衡性能要比单列式内燃机好一些,因为它至少又多了一个对平衡性能发生影响的因素,提供我们作进一步考虑与选择的余地。

为了减小高速内燃机的振动,对于一级力矩自行平衡的曲轴应该进行静平衡及动平衡,消除加工误差所带来的不平衡。前面曾经讲过,离心力的平衡表现为静平衡,离心力及离心力矩的全平衡表现为动平衡,因此动平衡的曲轴也应该静平衡,但实际中往往矛盾。这是因

为曲轴由多曲拐组成，静平衡试验去重可以在曲轴同方向的前端或后端，其平衡效果是一样的；而动平衡时，在动平衡机上表现出的不平衡力矩的去重，则只能是某一端（前端或后端）的某一方向上，因此静平衡时的去重端并不恰好是动平衡应该去重的一端，这就是静、动平衡试验时去重产生矛盾的原因。当然我们应该以动平衡为准，因为动平衡接近曲轴实际运行情况。

曲轴本身的结构决定了曲轴刚性较差，因此在动平衡时曲轴也因离心力矩的作用产生弯曲变形，在加装平衡重的曲轴中，若平衡重产生的离心力大于连杆颈及曲柄不平衡部分产生的离心力（因为此时没有连杆大头等的离心力作用），则在动平衡机上曲轴变形的方向与在内燃机中工作过程产生的弯曲变形的方向恰恰相反，曲轴刚性越差越明显，这就使动平衡失去了意义。为了提高曲轴动平衡的正确性，应该在连杆颈上装上适当的重块再进行动平衡试验。

以上讲的都是V型内燃机的外部平衡特性，其内部平衡特性则完全与单列式内燃机相同。

第二章 发 火 顺 序

第一节 选择发火顺序时应该考虑的因素

内燃机气缸中混合气体点燃之际，是活塞、连杆、曲轴、轴瓦、机体受力最严重的时刻，在多缸内燃机中，自然希望这一时刻尽可能均匀、合理地间隔进行，依次有规律地发火，以期内燃机能够在较理想的情况下工作。这种各缸依次发火的顺序，我们就称之为“发火顺序”。

一般来讲，根据平衡的要求，首先确定一种或几种曲柄结构形式，然后根据各种要求从几种曲柄结构所对应的发火顺序中选出一一种较为满意的发火顺序，同时也就确定了曲柄的结构形式。选择发火顺序时，一般需要考虑的因素有以下几个方面：

一、内燃机的负荷情况

为了使混合气体燃烧之际的严重时刻尽量间隔开，以改善曲轴、轴瓦、机体等的受力情况，一般要求同一主轴颈上相邻两缸之间的发火间隔至少在 20° 曲轴转角以上。

二、对排气管布置的影响

在采用废气涡轮增压的内燃机中，为了能充分利用脉冲能量，不使各缸排气相互干扰，要求连接在同一排气管的各缸发火间隔能在 240° 曲轴转角以上（对二冲程内燃机为 120° 曲轴转角以上），显然连接于同一排气管上最多的缸数为三缸。在近代高增压的内燃机中，为了改善进排气过程，进气门的提前角，排气门的滞后角都加大了，即进排气门的重叠度加大了，因此为了减少干扰，连接于同一排气管的气缸数最好不要多于两缸。在选择发火顺序时，应该力求相邻气缸连接于同一排气管，以紧凑结构，方便装拆。在V型内燃机中，排气管的布置及连接方式，往往决定着V型角的大小。V型角太小，使排气管、缸盖等的装拆都发生困难。装拆比较方便的排气管布置如图2-1 a、b所示，显然b种连接方式比a种连接有更大的V型角。

关于发火顺序对扭振的影响将在第三章中详加讨论，这里不再赘述。

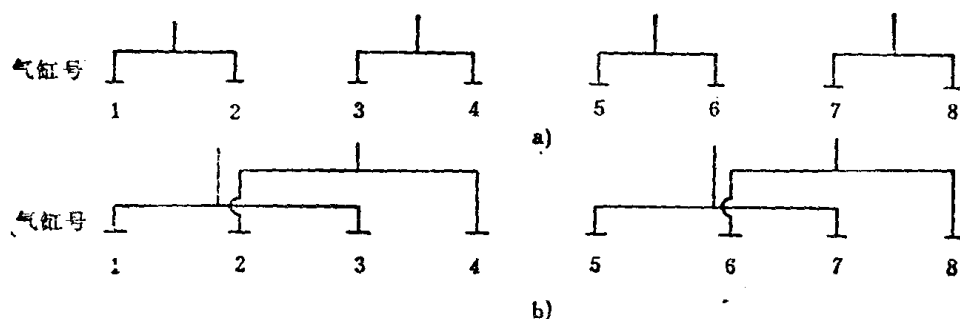


图2-1 排气管连接方式

第二节 单列式内燃机的发火顺序

单列式内燃机的发火顺序，是各种多缸内燃机发火顺序的基本型式，下面作详细讨论。

我们所讨论的曲轴的曲柄结构都是沿曲柄圆均布的，即曲柄端面图上各曲柄间的夹角都是相等的，因此一种曲柄结构实际上就决定了发火顺序。对于二冲程内燃机，一种曲柄结构对应只有一种发火顺序，对于四冲程内燃机，一、二级惯性力及其力矩全平衡的镜面对称曲柄结构有 C_{q-1}^2 种（ q 为曲柄圆中可见的曲柄数），而且对应其中每一种曲柄结构的发火顺序的数目有 $2^{(q-1)}$ 种。例如直列式八缸内燃机镜面对称的曲柄结构有 $C_{4-1}^2 = \frac{3 \times 2 \times 1}{2 \times 1} = 3$ 种，而对应其中的每一曲柄结构的发火顺序有 $2^{(q-1)} = 2^{(4-1)} = 8$ 种。因此这种直列八缸内燃机三种曲柄结构所对应的总的发火顺序就有 $C_{4-1}^2 \times 2^{(4-1)} = 3 \times 8 = 24$ 种。下面分几种情况加以讨论。

一、二冲程内燃机的发火顺序

二冲程内燃机，曲柄每转一周即完成一个工作循环，曲柄端视图可见曲柄数即为气缸数，一个工作循环曲拐只有一个上止点，因此只要曲柄结构一确定就很容易排出发火顺序，如图2-2所示。

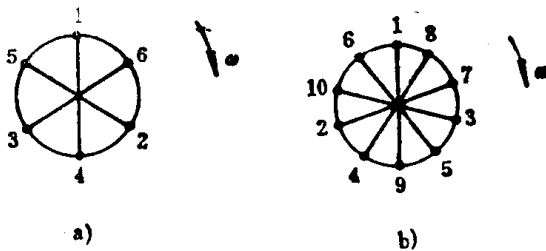


图2-2 二冲程内燃机曲柄结构及发火顺序

a) 发火顺序：1—5—3—4—2—6—1 b) 发火顺序：1—6—10—2—4—9—5—3—7—8—1

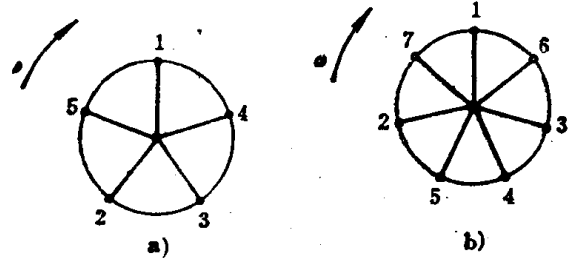


图2-3 四冲程奇数气缸曲柄结构及发火顺序

a) 发火顺序：1—2—4—5—3—1 b) 发火顺序：1—2—4—6—7—5—3—1

二、四冲程奇数气缸内燃机的发火顺序

四冲程奇数气缸内燃机的曲柄结构与二冲程内燃机相同，即曲柄端视图中可见曲柄数等于气缸数，但由于四冲程内燃机曲轴转两周才完成一个工作循环，因此它的发火顺序与二冲程内燃机的排列不全相同，有间隔发火的特点，如图2-3所示。但曲柄结构一经确定，发火顺序也就定了。

三、四冲程偶数气缸内燃机的发火顺序

对四冲程偶数气缸内燃机，均匀分布的曲柄圆中可见的曲柄数是气缸数的一半，另外半数的气缸被重叠着。各缸将在曲轴两转的范围内均匀地发火，因此一种曲柄结构对应有几种发火顺序。

由此可见，对于二冲程及奇数气缸的四冲程内燃机，其曲柄结构即决定发火顺序。而对于偶数气缸的四冲程内燃机，由于曲柄结构呈

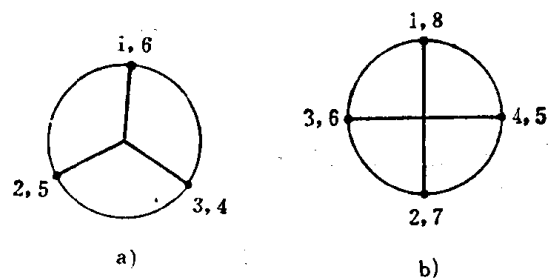


图2-4 四冲程偶数气缸曲柄结构及发火顺序

a) 发火顺序：1—5—3—6—2—4；1—5—4—6—2—3；1—2—3—6—5—4；1—2—4—6—5—3 b) 发火顺序：1—5—7—3—8—4—2—6；1—4—7—3—8—5—2—6；1—5—2—3—8—4—7—6；1—5—2—6—8—4—7—3；1—4—2—3—8—5—7—6；1—4—2—6—8—5—7—3；1—5—7—6—8—4—2—3；1—4—7—6—8—5—2—3

镜面对称布置,一种曲柄结构对应几种发火顺序,而不同的发火顺序对扭振、轴承负荷等的影响不尽相同,因此根据平衡条件等确定曲柄结构后,还要根据扭振、轴承负荷、排气管的布置来确定其发火顺序。反过来,也可以根据扭振、排气管布置的要求来确定发火顺序及曲柄结构。一种发火顺序对应一种曲柄结构,而一种曲柄结构却往往对应着几种发火顺序,如图2-4所示。

第三节 单轴多列式内燃机的发火顺序

单轴多列式内燃机相当于几台单列式内燃机共用一根曲轴而成放射形布置的一种内燃机,因此这种内燃机的发火顺序一般均以单列的发火顺序为基础而构成。发火顺序有两种类型,一种为插入式,另一种为交替式。

插入式发火方式的特点是其中每一单列的发火顺序以及发火间隔时间彼此完全相同,发火规律则与单列式内燃机完全一样,而总的发火顺序则为这些单列的发火顺序根据列间的夹角关系相互插嵌而成。二冲程内燃机由于曲轴转一周即完成一个工作循环,因此组成多列式内燃机的各列同名气缸相继连续发火;对于四冲程内燃机,不论单列为奇数气缸或偶数气缸,发火顺序均可左右两列同名气缸相继发火,即左右两列的发火配合角为 $\sigma = 0^\circ \pm \delta$ 或间隔 $\sigma = 360^\circ \pm \delta$ 发火, δ 为气缸V型夹角。各种发火顺序见图2-5,其中a、b、c为四冲程内燃机、图d为二冲程内燃机的曲柄结构及发火顺序。为了改善四冲程内燃机轴瓦的受力情况,多采用 $\sigma = 360^\circ \pm \delta$ 的发火配合角。

交替式发火方式的特点是各列发火顺序与发火间隔彼此不相同,在发火间隔上具有间隔发火与交替补偿的规律,从而使得整机均匀发火。而且V型夹角与曲柄结构要配合得当才能保证不重叠发火。这种曲柄结构及发火顺序见图2-6。

整机的发火间隔角

$$\xi = \frac{720^\circ}{i} \left(\text{或 } \xi = \frac{360^\circ}{i} \text{——对二冲程} \right), \quad i \text{ 为气缸数}$$

每列的气缸数

$$i_n = \frac{i}{2}$$

曲柄圆端视图可见曲柄数目

$$q = \frac{i_n}{2} k_1 (k_1 = 1 \text{ 或 } 2)$$

每列的发火间隔角

$$\xi' = \frac{720^\circ}{i_n} = 2\xi \left(\text{或 } \xi' = \frac{360^\circ}{i_n} \text{——二冲程} \right)$$

曲柄夹角

$$\psi = \frac{360^\circ}{q}$$

气缸V型夹角

$$\delta = k_2 \xi \quad (k_2 = 1, 2, 3, \dots) \quad (2-1)$$

如果要整机均匀发火,则必有:

$$k_2 = [1, 3, 5, \dots, (2n-1)] \text{ 时, } (n = 1, 2, 3, \dots, \text{自然数}) \quad k_1 = 1 \quad (2-2)$$

$$k_2 = 1, 2, 3, \dots, n \text{ 时, } (n = 1, 2, 3, \dots, \text{自然数}) \quad k_1 = 2 \quad (2-3)$$

因此: