

第 2 章 曲柄连杆机构

教学提示：曲柄连杆机构的功用是将燃料燃烧时产生的热能转变为机械能，通过连杆将活塞的往复运动变为曲轴的旋转运动而对外输出动力。曲柄连杆机构由机体组、活塞连杆组和曲轴飞轮组三部分组成。本章主要介绍曲柄连杆机构的结构组成和工作原理。

教学目标：要求学生熟悉曲柄连杆机构各组成部分的功用与组成，理解并掌握汽缸体、汽缸盖、活塞、连杆、曲轴等重要部件的结构和工作原理。

2.1 概 述

曲柄连杆机构的功用是将燃料燃烧时产生的热能转变为机械能，通过连杆将活塞的往复运动变为曲轴的旋转运动而对外输出动力。曲柄连杆机构由机体组(主要包括汽缸体、曲轴箱、油底壳、汽缸套、汽缸盖和汽缸垫等不动件)、活塞连杆组(主要包括活塞、活塞环、活塞销和连杆等运动件)和曲轴飞轮组(主要包括曲轴、飞轮、扭转减振器和平衡轴等机构)三部分组成。

2.1.1 工作条件及受力分析

曲柄连杆机构是在高温、高压、高速以及有化学腐蚀的条件下工作的。发动机做功时，汽缸内的最高温度可达 2 500K 以上，最高压力可达 5~9MPa，汽车发动机转速在 3 000~6 000r/min 时，则活塞每秒钟要经过 100~200 个行程，其线速度是很大的。此外，汽缸、汽缸盖、活塞等部件还将受到化学腐蚀。

由于曲柄连杆机构是在高压下作变速运动，曲柄连杆机构主要承受气体压力、往复惯性力、旋转运动件的离心力以及相对运动件接触表面的摩擦力。

(1) 气体压力(gas force)

在每个工作循环的四个行程中，气体压力始终存在。但由于进气、排气两行程中气体压力较小，对机件影响不大，做功和压缩行程中的气体压力影响较大。

在做功行程中，气体压力是推动活塞向下运动的力。这时，燃烧气体压力直接作用在活塞的顶部(图 2.1a)。当活塞所受总力 F_p 传到活塞销上，可分解为 F_{p1} 和 F_{p2} ，分力 F_{p1} 通过活塞销传给连杆，并沿连杆方向作用在曲柄销上； F_{p1} 又可分为两个分力 F_R 和 F_S ，分力 F_R 沿曲柄方向使曲轴主轴颈与主轴承间产生压紧力；并对曲轴形成转矩 T ，推动曲轴旋转；力 F_{p2} 把活塞压向汽缸壁，形成活塞与缸壁间的侧压力，有使机体翻倒的趋势，故机体下部的两侧应支承在车架上。

在压缩行程中，气体压力是阻碍活塞向上运动的阻力。这时作用在活塞顶的气体总压力 F'_p 也可以分解为两个分力 F'_{p1} 和 F'_{p2} (图 2.1b)，而 F'_{p1} 又分解为 F'_R 、 F'_S 。 F'_R 使曲轴主轴颈与主轴承间产生压紧力， F'_S 对曲轴造成一个旋转阻力矩 T' ，企图阻止曲轴旋转；而

F'_{p2} 、 F'_{p1} 因连杆的左右摇摆运动, 在活塞销和曲轴轴颈的表面以及两者的支承表面上的压力和作用点不断变化, 造成各处磨损不均匀。同样, 汽缸壁沿圆周方向的磨损也不均匀。

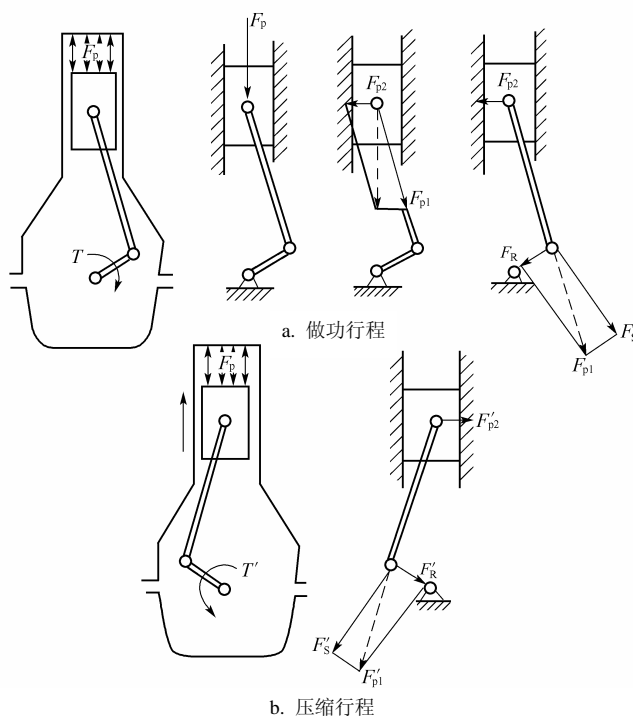


图 2.1 气体压力作用情况

(2) 往复惯性力(inertia force)与离心力(centrifugal force)

当活塞和连杆小头在汽缸中作往复直线运动时, 速度很高, 而且数值在不断变化。当活塞从上止点向下止点运动时, 其速度变化规律是: 从零开始, 逐渐增大, 临近中间达到最大值, 然后又逐渐减小至零。也就是说, 当活塞向下运动时, 前半行程是加速运动, 惯性力向上, 以 F_j 表示(图 2.2a); 后半行程是减速运动, 惯性力向下, 以 F'_j 表示(图 2.2b)。

同理, 当活塞向上时, 前半行程惯性力向下, 后半行程惯性力向上。

活塞、活塞销和连杆小头的质量越大, 曲轴转速越高, 则往复惯性力也越大。它使曲柄连杆机构的各零件和所有轴颈受周期性的附加载荷, 加快轴承的磨损; 未被平衡的变化着的惯性力传到汽缸体后, 还会引起发动机的振动。

在工作循环的任何行程中, 气体作用力的大小都是随着活塞的位移而变化的, 偏离曲轴轴线的曲柄、曲柄销和连杆大头绕曲轴轴线旋转, 产生旋转惯性力, 即离心力, 其方向沿曲柄半径向外, 其大小与曲柄半径、旋转部分的质量及曲轴转速有关。曲柄半径长, 旋转部分质量大, 曲轴转速高, 则离心力大。如图 2.2 所示, 离心力 F_c 在垂直方向的分力 F_{cy} 与往复惯性力 F_j 方向总是一致的, 因而加剧了发动机的上、下振动; 而水平方向分力 F_{cx} 则使发动机产生水平方向的振动。离心力使连杆大头的轴瓦和曲柄销、曲轴主轴颈及其轴承受到又一附加载荷, 增加了它们的变形和磨损。

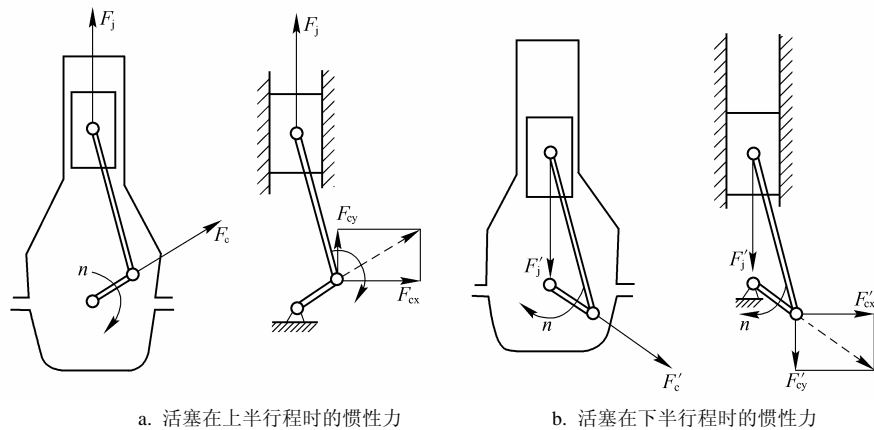


图 2.2 往复惯性力和离心力作用情况

(3) 摩擦力(friction force)

在任何一对互相压紧并作相对运动的零件表面之间, 必定存在摩擦力, 其最大值决定于上述各种力对摩擦面形成的正压力和摩擦系数。

上述各种力作用在曲柄连杆机构和机体的各有关零件上, 使它们受到压缩、拉伸、弯曲和扭转等不同形式的载荷。为了保证工作可靠, 减少磨损, 在结构上必须采取相应的措施, 详见以下各节。

2.2 机 体 组

机体组主要由汽缸体、曲轴箱、油底壳、汽缸套、汽缸盖和汽缸垫等组成。

2.2.1 汽缸体

汽缸体是汽缸的壳体, 曲轴箱是支承曲轴作旋转运动的壳体, 二者组成了发动机的机体。其结构型式有整体式和分体式两种。

整体式结构是将汽缸体与曲轴箱铸成一体, 统称为汽缸体(图 2.3), 通常用于水冷式发动机。

发动机的曲轴轴线与汽缸体下表面在同一平面上的为平分式汽缸体(图 2.3a), 这种汽缸体便于机械加工。有的发动机将汽缸体下表面移至曲轴轴线以下(图 2.3b), 称为龙门式汽缸体, 这种汽缸体的刚度和强度较好, 但工艺性较差。还有的为了安装采用滚动轴承支承的组合式曲轴, 采用了如图 2.3c 所示的隧道式汽缸体, 其结构刚度比龙门式的更高。

为了保证汽缸表面能在高温下正常工作, 必须对汽缸和汽缸盖随时加以冷却。冷却方式采用水冷却(水冷)和空气冷却(风冷)两种。汽车发动机上采用较多的是水冷却。发动机用水冷却时, 汽缸周围和汽缸盖中均有用以充水的空腔, 称为水套(water jacket), 如图 2.4 所示。汽缸体和汽缸盖上的水套是相互连通的。

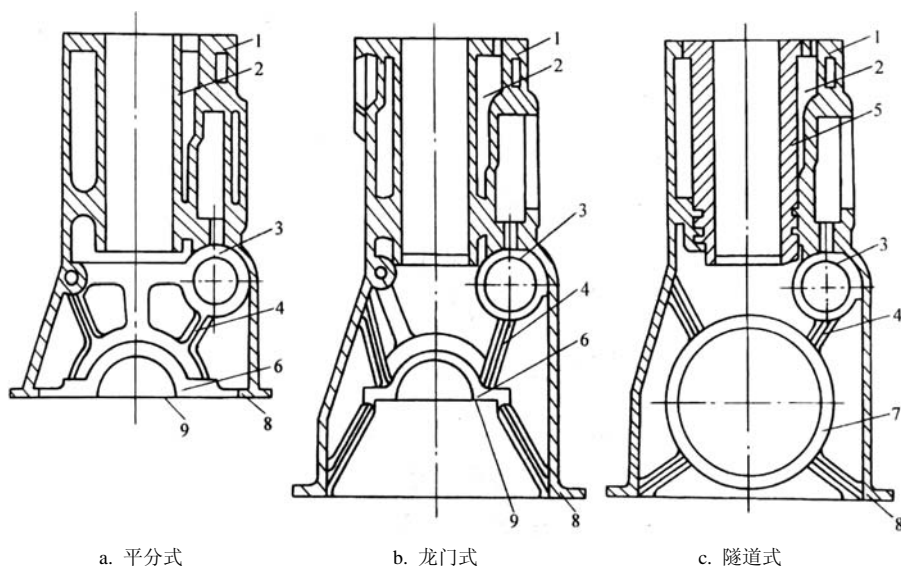


图 2.3 汽缸体结构形式

1—汽缸体 2—水套 3—凸轮轴孔座 4—加强肋 5—湿缸套 6—主轴承座
7—主轴承座孔 8—安装油底壳的加工面 9—安装主轴承盖的加工面

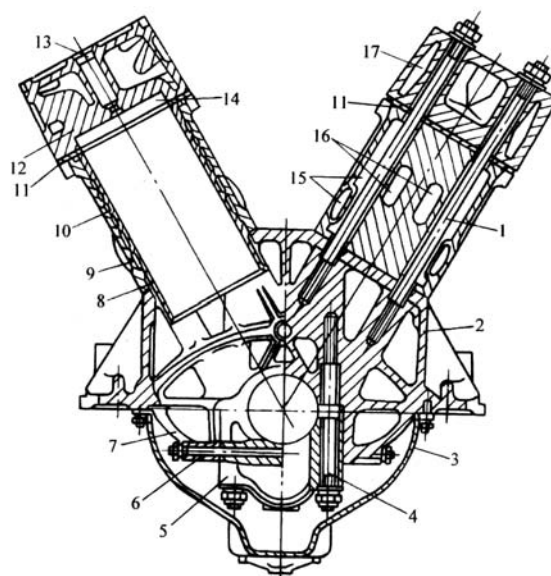


图 2.4 V 形发动机的汽缸体与汽缸盖

1—汽缸螺柱 2—上曲轴箱 3—下曲轴箱 4—主轴承盖螺柱 5—主轴承盖 6—机工拉力螺柱
7—侧支承板 8—密封圈 9—汽缸套 10—汽缸水套 11—汽缸垫 12—汽缸盖 13—装喷油器的孔
14—燃烧室 15、16、17—汽缸盖与汽缸体上的水腔

发动机用空气冷却时，在汽缸体和汽缸盖外表面铸有许多散热片，以增加散热面积，保证散热充分，如图 2.5 所示。一般风冷发动机的缸体与曲轴箱是分开铸造的。

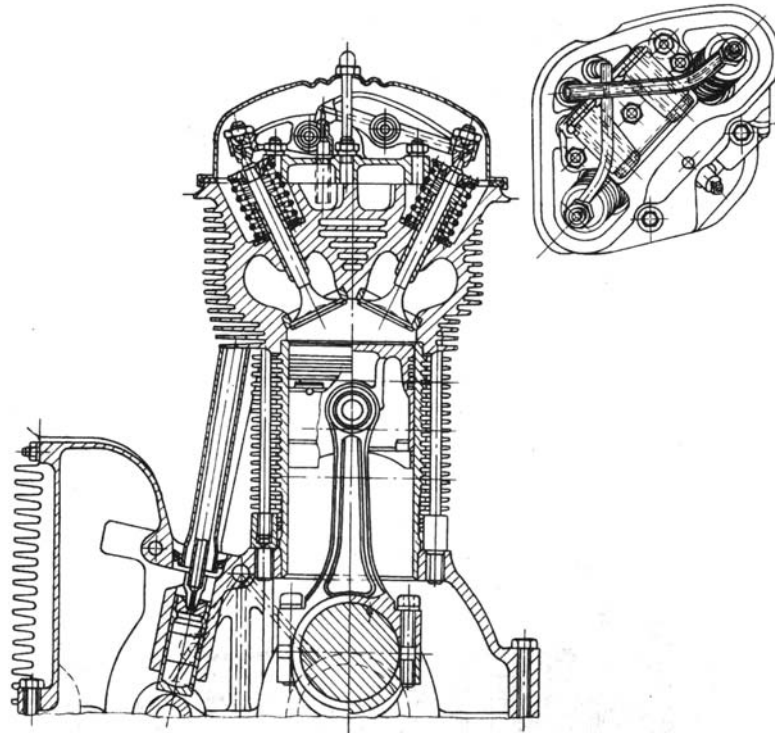


图 2.5 风冷发动机的汽缸盖与汽缸体

对于多缸发动机，汽缸的排列形式决定了发动机外形结构，对于发动机汽缸体的刚度和强度也有影响，并关系到汽车的总体布置情况。

汽车发动机汽缸排列常采用单列式(直列式)和双列式两种形式。

单列式(直列式)发动机的各个汽缸排成一列，一般是垂直布置的，如图 2.6a 所示。但为了降低发动机的高度，有时也把汽缸布置成倾斜的甚至水平的。单列式多缸发动机汽缸体(图 2.7)结构简单，加工容易，但长度和高度较大。一般六缸以下的发动机多采用单列式，如 EQ6102 型发动机、CA1040 型、红旗 CA7220 型和北京 BJ2023 型等汽车的发动机。

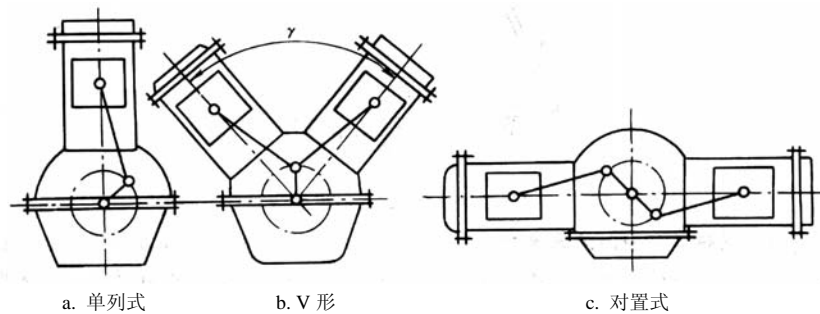


图 2.6 多缸发动机排列形式

双列式发动机左右两列汽缸中心线的夹角 $\gamma < 180^\circ$ 者，称为 V 形发动机(图 2.6b)； $\gamma = 180^\circ$ 则称为对置式发动机(图 2.6c)。

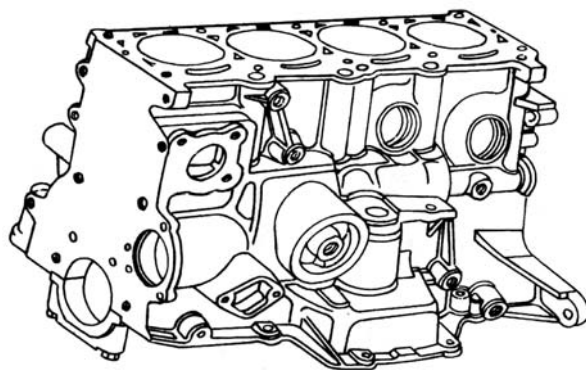


图 2.7 单列式多缸发动机汽缸体

为了缩短了发动机的长度和高度,增加汽缸体的刚度,减轻质量,常采用 V 形发动机。但 V 形发动机宽度加大了,且形状复杂,加工困难,主要用于汽缸数多的大功率发动机上。

对置汽缸式发动机(图 2.8)高度比其他形式的小得多,在某些情况下,使得汽车(特别是轿车和大型客车)的总布置更方便。汽缸对置对于风冷发动机也是有利的。

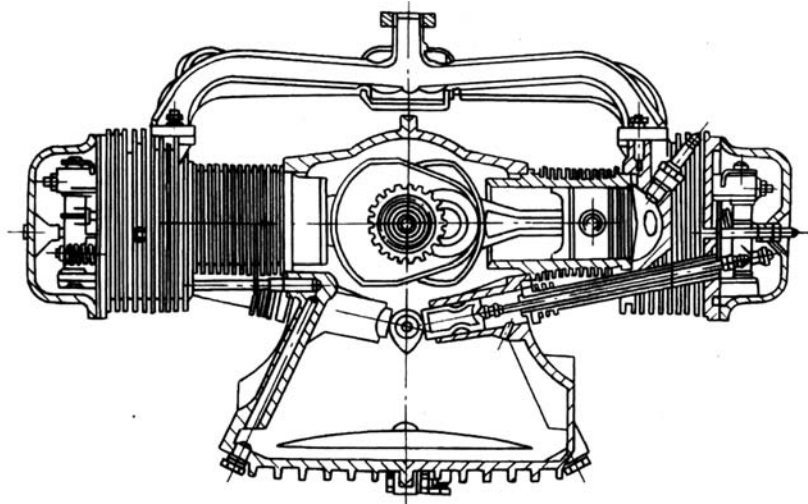


图 2.8 对置汽缸式发动机

为了满足汽缸工作表面必须耐高温、耐磨损、耐腐蚀的要求,汽缸常采用优质灰铸铁。为了提高汽缸的耐磨性,采用在铸铁中加入少量合金元素,如镍、钼、铬、磷等优质合金铸铁作为汽缸体的材料。汽缸内壁按二级精度并经过珩磨加工,使其工作表面的粗糙度、形状和尺寸精度都达到比较高的要求。

近年来为减少材料上的浪费,广泛采用镶入缸体内的汽缸套,形成汽缸工作表面。这样,汽缸套可用耐磨性较好的合金铸铁或合金钢制造,以延长汽缸使用寿命,而缸体则可采用价格较低的普通铸铁或铝合金等材料制造。采用铝合金缸体(如北京 BJ1041 型汽车的 492QG2 型发动机缸体)时,由于铝合金耐磨性不好,必须镶入汽缸套(cylinder sleeve)。

根据汽缸套是否直接与冷却水接触,将汽缸套分为干式和湿式两种,如图 2.9 所示。

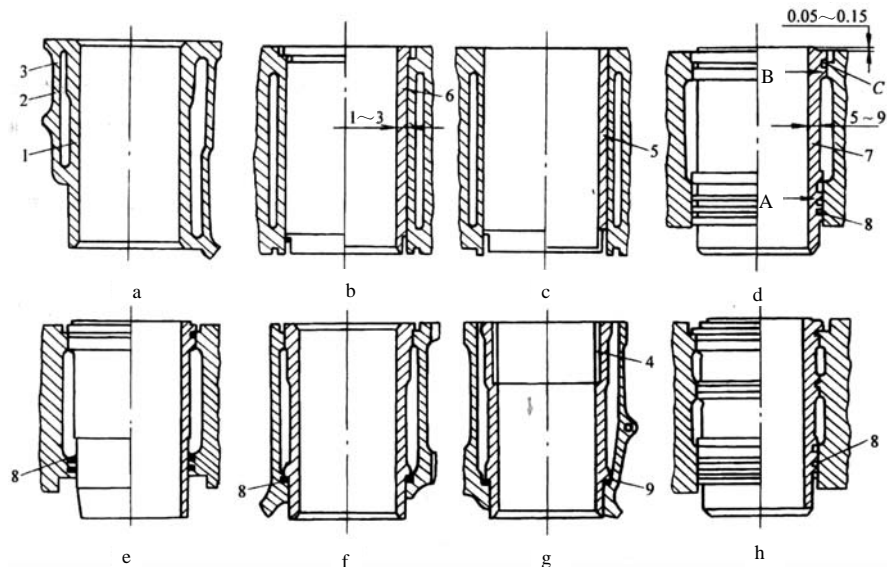


图 2.9 汽缸套

1—汽缸壁 2—冷却水套壁 3—冷却水套 4—上置半截缸套 5—干缸套 6—可卸式干缸套
7—可卸式湿缸套 8—橡胶密封圈 9—铜密封圈 A、B—圆环带 C—凸缘

干缸套(图 2.9b~c)不直接与冷却水接触,壁厚一般为 1~3mm。

干式缸套的特点是外表面不直接与冷却水接触(图 2.9a),其壁厚一般为 1~3mm。为了获得与缸体间足够的实际接触面积,保证缸套的散热和定位,缸套的外表面和与其配合的汽缸体承孔的内表面都有一定的加工精度,二者一般采用过盈配合。

湿式缸套(图 2.9d~h)则与冷却水直接接触,壁厚一般为 5~9mm。缸套的外表面有两个保证径向定位的凸出的圆环带 A 和 B(图 2.9d),分别称为上支承定位带和下支承密封带。缸套的轴向定位是利用上端的凸缘 C(图 2.9d)。为了密封气体和冷却水,有的缸套凸缘 C 下面还装有紫铜垫片。湿缸套具有在汽缸体上设有密闭的水套,铸造方便,容易拆卸更换,冷却效果也较好的优点;其缺点是汽缸体的刚度差,易于漏气、漏水。湿缸套广泛应用于汽车柴油机上。

缸套的上支承定位带直径略大,与缸套座孔配合较紧密。下支承密封带与座孔配合较松,通常装有 1~3 道橡胶密封圈来封水。常见的密封结构形式有两种,一种形式是将密封环槽开在缸套上,将具有一定弹性的橡胶密封圈 8 装入环槽内(图 2.9d);另一种形式是安置密封圈的环槽开在汽缸体上(图 2.9e),这种结构对缸套的削弱很小,但汽缸体的工艺性较差,因此不如第一种结构应用广泛。

缸套装入座孔后,通常缸套顶面略高出汽缸体上平面 0.05~0.15mm。这样当紧固汽缸盖螺栓时,可将汽缸盖衬垫压得更紧,以保证汽缸的密封性,防止冷却水和汽缸内的高压气体窜漏。

缸套的材料常用的有珠光体灰铸铁、合金铸铁、高磷铸铁和含硼铸铁等。

2.2.2 汽缸盖与汽缸衬垫

汽缸盖的主要功用是密封汽缸上部,与活塞顶部和汽缸壁一起形成燃烧室,并承受汽

缸内气体压力。汽缸盖内部也有冷却水套,其端面上的冷却水孔与汽缸体的冷却水孔相通,以便利用循环水来冷却燃烧室等高温部分。

发动机的汽缸盖上有进、排气门座及气门导管孔和进、排气通道等(图 2.10)。

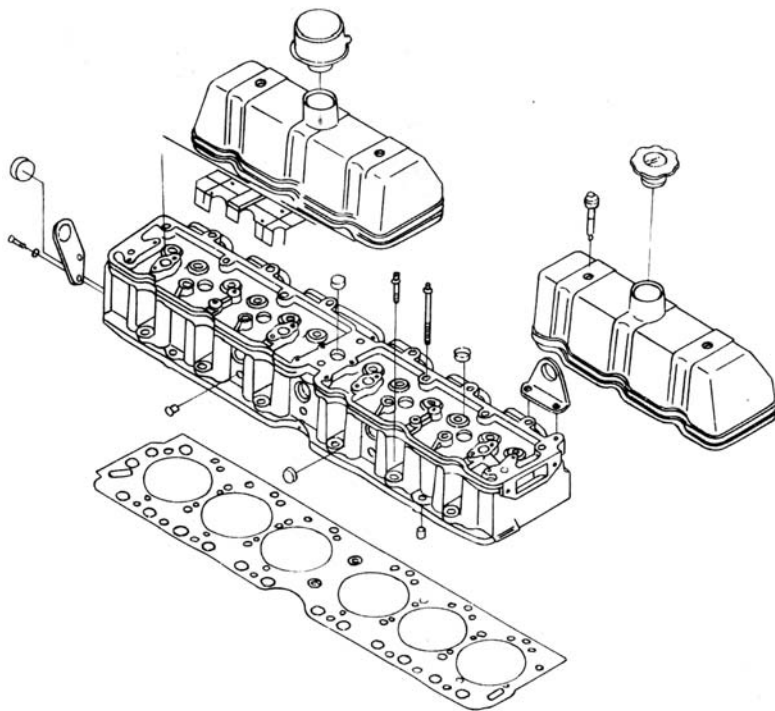


图 2.10 CA 6102 型发动机汽缸盖

汽油机的汽缸盖设有火花塞座孔,柴油机则设有安装喷油器的座孔。

汽缸盖分为单体汽缸盖、块状汽缸盖(能覆盖部分汽缸的汽缸盖)和整体汽缸盖(能覆盖全部汽缸的汽缸盖)。采用整体汽缸盖可以缩短汽缸中心距和发动机的总长度,其缺点是刚性较差,在受热和受力后容易变形而影响密封。这种形式的汽缸盖多用于发动机缸径小于 105mm 的汽油发动机上。缸径较大的发动机常采用单体汽缸盖或块状汽缸盖。

汽缸盖由于形状复杂,一般都采用灰铸铁或合金铸铁铸成,有的汽油机汽缸盖用铝合金铸造,因铝的导热性比铸铁好,有利于提高压缩比。铝合金缸盖的缺点是刚度低,使用中容易变形。CA6102 型发动机系采用铜钼低合金铸铁铸造的整体式汽缸盖。

汽油机的燃烧室(combustion chamber)是由活塞顶部及缸盖上相应的凹部空间组成。要求燃烧室的结构尽可能紧凑,表面积要小,以减少热量损失及缩短火焰行程;其次是使混合气在压缩终了时具有一定的涡流运动,以提高混合气燃烧速度,保证混合气得到及时和充分燃烧。

汽油机常用燃烧室形状有以下几种(图 2.11):

(1) 楔形燃烧室(图 2.11a) 结构较简单、紧凑,在压缩终了时能形成挤气涡流,但存在较大的激冷面积,对 HC 排放不利。

(2) 盆形燃烧室(图 2.11b) 结构较简单、但不够紧凑。北京 492QG 型发动机采用了这种燃烧室。

(3) 半球形燃烧室(图 2.11c) 结构较前两种紧凑,但因进、排气门分别置于缸盖两侧,故使配气机构比较复杂。由于其散热面积小,有利于促进燃料的完全燃烧和减少排气中的有害气体,现代发动机上用得较多。

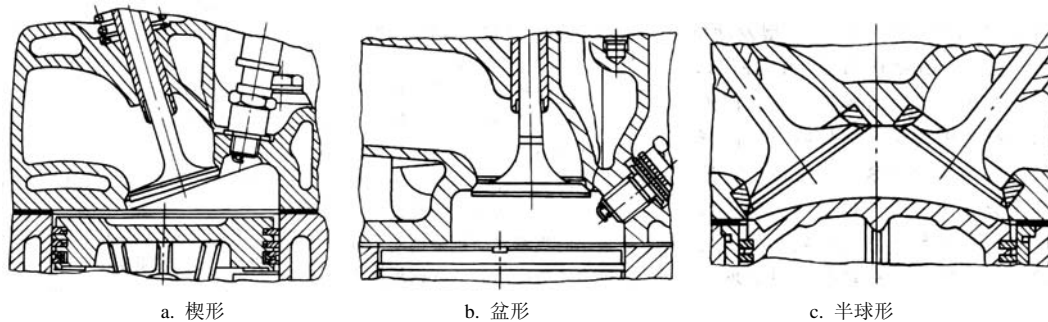


图 2.11 汽油机的燃烧室形状

柴油机燃烧室将在“柴油机供给系统”一章中讨论。

汽缸盖衬垫安置在汽缸盖与汽缸体之间,保证燃烧室的密封。并防止漏气、漏水。对汽缸盖衬垫的主要要求有:

- (1) 在高温、高压燃气作用下有足够的强度,不易损坏。
- (2) 耐热和耐腐蚀,即在高温、高压燃气下或有压力的机油和冷却水的作用下不烧损、不变质。
- (3) 具有一定弹性,能补偿接合面的不平度,以保证密封。
- (4) 拆装方便,能重复使用,寿命长。

目前应用较多的是金属—石棉汽缸盖衬垫,如图 2.12a、2.12b 所示。石棉之间夹有金属丝或金属屑,而外覆铜皮或钢皮。水孔和燃烧室孔周围另用镶边增强,以防被高温燃气烧坏。这种衬垫压紧厚度为 1.2~2mm,有很好的弹性和耐热性,能重复使用,但厚度和质量的均匀性较差。安装汽缸盖衬垫时,应注意把光滑的一面朝汽缸体或规定的要求安装,否则容易被气体冲坏。

有的发动机还采用在石棉中心用编织的钢丝网(图 2.12c)或有孔钢板(冲有带毛刺小孔的钢板)(图 2.12d)为骨架,两面用石棉及橡胶粘接剂压成的汽缸盖衬垫。近年来,国内还正在试验采用膨胀石墨作为衬垫的材料。

很多强化的汽车发动机采用实心的金属片作为汽缸盖衬垫(图 2.12e)。这种汽缸盖衬垫由单块光整冷轧的低碳钢板制成,在需要密封的汽缸孔、水孔和油孔周围冲压出一定高度的凸纹,利用凸纹的弹性变形来实现密封。

汽缸盖与汽缸体采用螺栓固紧。拧紧螺栓时,必须按“从中央对称地向四周扩展的顺序分几次拧紧”的原则进行。最后一次要用扭力扳手按工序规定的拧紧力矩值拧紧,以免损坏汽缸垫和发生漏水现象。由于铝汽缸盖的膨胀比钢螺栓的大,由铝合金制成汽缸盖,则最后必须在发动机冷的状态下拧紧,这样热起来时会增加密封的可靠性;铸铁汽缸盖则可以在发动机热的状态时最后拧紧。

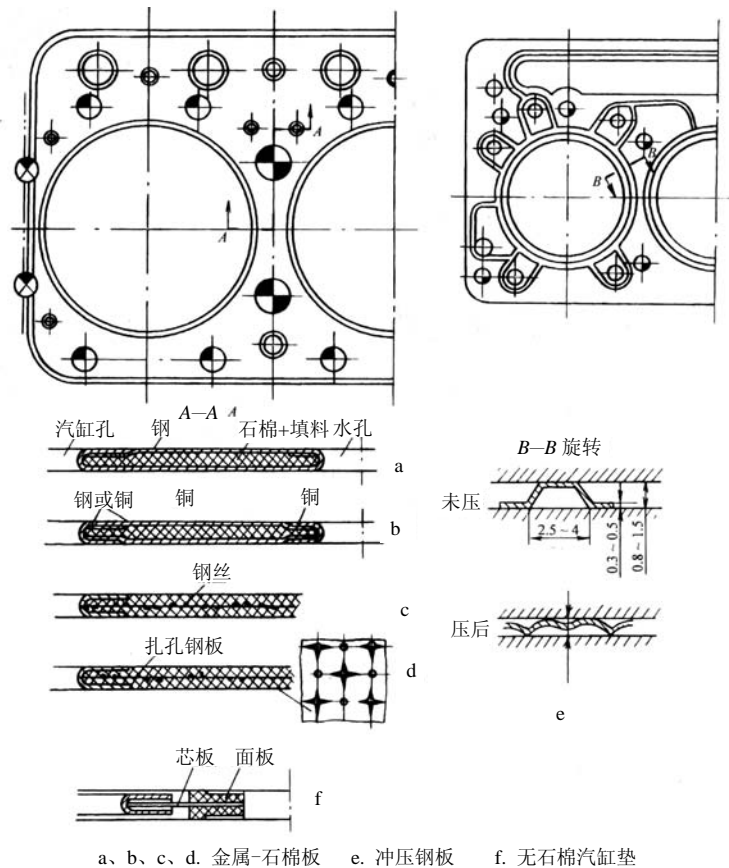


图 2.12 汽缸盖衬垫的构造

2.2.3 油底壳

油底壳的主要功用是储存机油并封闭曲轴箱。油底壳受力很小，一般采用薄钢板冲压而成(图 2.13)。其形状决定于发动机的总体布置和机油的容量。为了加强油底壳内机油的散热，在有些发动机上，采用了铝合金铸造的油底壳，在油底壳的底部还铸有相应的散热肋片。

为了保证在发动机纵向倾斜时机油泵能经常吸到机油，油底壳后部一般做得较深。油底壳内还设有挡油板，防止汽车行驶时油面波动过大。油底壳底部装有放油塞。有的放油塞是磁性的，能吸集机油中的金属屑，以减少发动机运动零件的磨损。

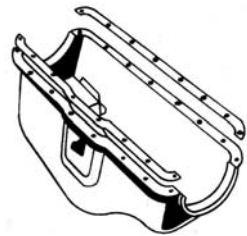


图 2.13 油底壳

2.3 活塞连杆组

活塞连杆组由活塞、活塞环、活塞销、连杆等机件组成，如图 2.14 所示。

2.3.1 活塞

活塞的主要作用是承受汽缸中的气体压力，并将此力通过活塞销传给连杆，以推动曲

轴旋转。活塞顶部还与汽缸盖、汽缸壁共同组成燃烧室。

由于活塞顶部直接与高温燃气接触,燃气的最高温度可达 2500K 以上,因此活塞的温度也很高,使活塞材料的机械强度显著下降,并使活塞的热膨胀量增大,容易破坏活塞与其相关零件的配合。

活塞顶部在做功行程时,承受着带燃气的冲击性的高压力。对于汽油机活塞,瞬时的压力最大值可达 3~5MPa;对于柴油机活塞,其最大值可达 6~9MPa,采用增压时则更高。高压导致活塞的侧压力大,加速活塞外表面的磨损,也容易引起活塞变形。

活塞在汽缸中高速运动,其平均速度可达 10~14m/s。高速运动会产生很大的惯性力,它将使曲柄连杆机构的各零件和轴承承受附加的载荷。

活塞在工作中会受到交变的拉伸、压缩和弯曲载荷;并且由于活塞各部分的温度极不均匀,活塞内部将产生一定的热应力。所以要求活塞质量小,热膨胀系数小,导热性好和耐磨。

汽车发动机目前采用的活塞材料是铝合金。在个别汽车柴油机上的活塞采用高级铸铁或耐热钢制造。

铝合金活塞具有质量小(约为同样结构的铸铁活塞的 50%~70%)、导热性好(约为铸铁的 3 倍)的优点。缺点是热膨胀系数较大,在温度升高时,强度和硬度下降较快。因此,一般要在结构设计、机械加工或热处理上采用各种措施加以弥补。

活塞的基本构造可分为顶部、头部和裙部三部分,如图 2.15 所示。

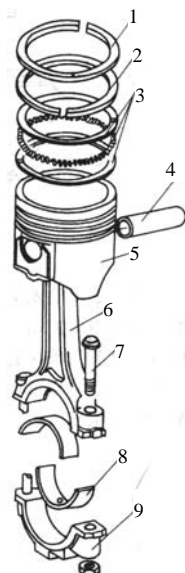


图 2.14 发动机活塞连杆组

1—第一道气环 2—第二道气环 3—组合油环 4—活塞销 5—活塞 6—连杆 7—连杆螺栓 8—连杆轴瓦 9—连杆盖

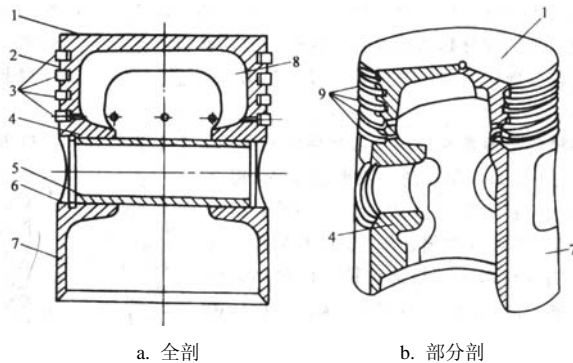


图 2.15 活塞结构剖视图

1—活塞顶 2—活塞头 3—活塞环 4—活塞销座 5—活塞销 6—活塞销锁环 7—活塞裙 8—加强肋 9—环槽

(1) 活塞顶部。活塞顶部的形状与选用的燃烧室形式有关。汽油机活塞顶部多采用平顶(图 2.16a),其优点是吸热面积小,制造工艺简单。有些汽油机为了改善混合气形成和燃烧而采用凹顶活塞(图 2.16b),凹坑的大小还可以用来调节发动机的压缩比。二冲程汽油机常采用凸顶活塞(图 2.16c)。柴油机的活塞顶部常常设有各种各样的凹坑(图 2.16d、e、f),

其具体形状、位置和大小都必须与柴油机混合气的形成或与燃烧要求相适应。其具体结构在“柴油机供给系统”一章中介绍。

活塞顶部加工应力求光洁。在有的发动机上,为了减轻活塞顶部的热负荷,在活塞顶部喷镀陶瓷。镀层厚度为0.2~0.3mm,能起到耐高温、防腐蚀和减少吸热的作用。但陶瓷与铝的接合性能欠佳,高温运转后,陶瓷易于龟裂剥落,因此,目前尚处于进一步的研究阶段。

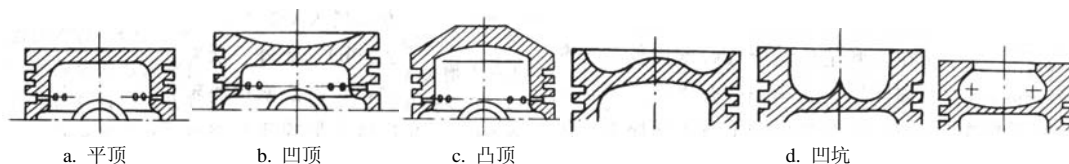


图 2.16 活塞顶部形状

(2) 活塞头部。活塞头部是活塞环槽以上的部分。其主要作用有:①承受气体压力,并传给连杆;②与活塞环一起实现汽缸的密封;③将活塞顶部所吸收的热量通过活塞环传给汽缸壁。头部切有若干用以安装活塞环的环槽。汽油机一般有2~3道环槽,上面1~2道用以安装气环,下面一道用以安装油环。在油环槽底面上钻有许多径向小孔,使被油环从汽缸壁上刮下来的多余机油经过这些小孔流回油底壳。

活塞头部一般做得较厚,以便于热量从活塞顶部经活塞环传给汽缸的冷却壁面上,从而防止活塞顶部的温度过高。

有的发动机活塞在第一道环槽上面切出较环槽窄的隔热槽,其作用是隔断从活塞顶部流下来的部分热流通路,迫使热流方向转折,把原来应由第一道活塞环散走的热量,分散给第二、第三环,以消除第一环过热后产生积炭和卡死在环槽中的可能性。

在热负荷较高的发动机中,由于活塞的第一道环槽温度较高,铝合金材料硬度的下降,再加上活塞环与环槽的相对运动,更加速了环槽的磨损。为了保护和加强活塞环槽,可在铝合金活塞环槽部位铸入由耐热合金钢制造的环境护圈,如图2.17所示。采用奥氏体铸铁护圈后,环槽的寿命可以提高3~10倍。

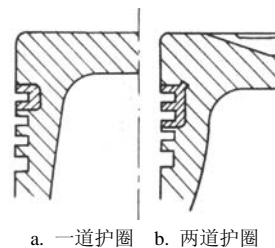


图 2.17 活塞环槽护圈

(3) 活塞裙部。其作用是使活塞在汽缸内作往复运动导向和承受侧压力。

活塞工作时,燃烧气体的压力均匀作用在活塞顶上,而活塞销给予的支反力则作用在活塞裙部的销座处,由此而产生的变形是裙部直径沿活塞销座轴线方向增大(图2.18a)。侧压力 F_N 的作用也使活塞裙部直径在同一方向上增大(图2.18b)。此外,活塞销座附近的金属堆积受热后膨胀量大,致使裙部在受热变形时,在沿活塞销座轴线方向的直径增量大于其他方向。所以,活塞工作时产生的机械变形和热变形,使得其裙部断面变成长轴在活塞销方向上的椭圆。

鉴于上述情况,为了使活塞在正常工作温度下与汽缸壁间保持比较均匀的间隙,以免在汽缸内卡死或引起局部磨损,必须预先在冷态下把活塞制成裙部断面为长轴垂直于活塞销方向的椭圆形(图2.18c)。为了减少销座附近处的热变形量,有的活塞将销座附近的裙部外表面制成下陷0.5~1.0mm。

活塞裙部形状可以做成变椭圆桶形,即在活塞裙部的不同部位其椭圆度不同,椭圆度由下而上逐渐增大,即活塞裙部横截面越往上越扁,裙部纵向截面呈桶形,其轮廓线为一抛物线,故亦称抛物线形活塞裙部。这种活塞裙部不仅适应活塞的温度分布,而且活塞裙部与承受侧压力的一边的缸壁之间容易形成双向“油楔”,活塞无论向上或向下运动时,都能保证活塞裙部有良好的润滑及较高的承载能力。但这种裙部由于形状复杂,需要特殊机床加工。

为了减少铝活塞裙部的热膨胀量,有的汽油机活塞在活塞销座中镶铸有热膨胀系数低的“恒范钢片”(含镍 33%~36%,线膨胀系数约为铸铝合金的 1/10)以牵制裙部的热膨胀,如图 2.19 所示。

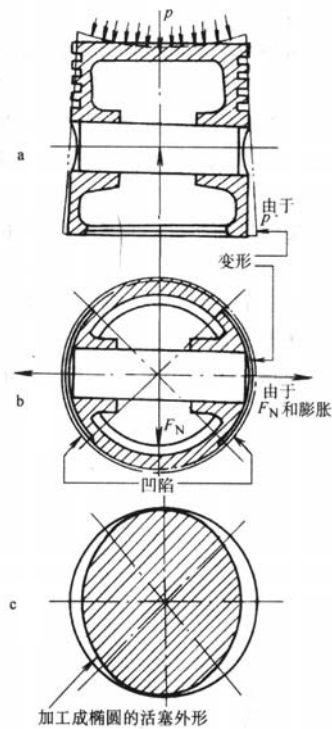
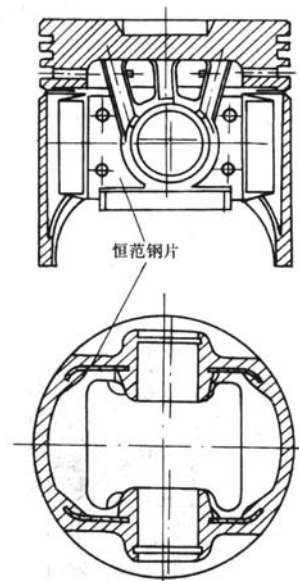
a. 由于 p 力的变形b. 由于 F_N 力的变形 c. 加工形状

图 2.18 活塞裙部的椭圆变形

图 2.19 裙部铸有恒范钢片的活塞

柴油机铸铝活塞的裙部有的镶铸筒形钢片(图 2.20),还有的采用镶复式钢片的结构(图 2.21),此种结构在裙部上方受膨胀侧压力的那一面镶入两片比较短的弓形钢片 1,在活塞销座位置铸入相应于裙部圆周形状的筒形钢片 2。两部分钢片的联合作用,保证了整个裙部的膨胀量很小而且很均匀。

活塞裙部采用上述结构措施后,与汽缸壁之间的冷态装配间隙便可减小,使之不产生冷“敲缸”现象。

为了改善铝合金活塞的磨合性,通常对活塞裙部进行表面处理。汽油机的铸铝活塞的裙部外表面镀锡,柴油机的铸铝活塞的裙部外表面磷化;对于锻铝活塞,在裙部的外表面上可涂以石墨。

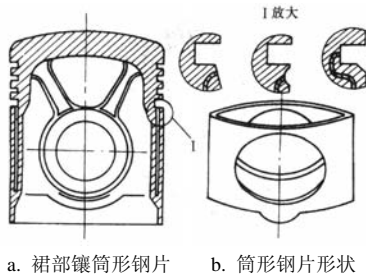


图 2.20 镶筒形钢片的活塞

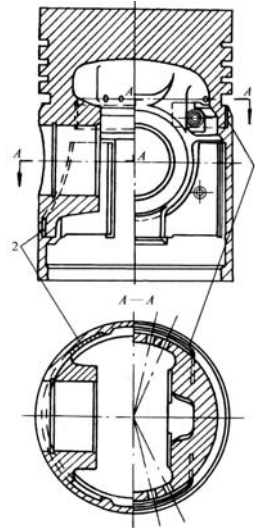


图 2.21 镶复式钢片的活塞

1—弓形钢片 2 个 2—筒形钢片 2 个

随着柴油机强化程度的不断提高,为了适应柴油机的机械负荷和热负荷不断增长的情况,出现了不同结构的油冷活塞(图 2.22)。图 2.22a 所示的一种,是利用经过连杆杆身输送到小头的机油喷到活塞顶部底面进行冷却(称为“振荡冷却”);另一种(图 2.22b)是在活塞顶部材料内用石蜡铸造法铸出蛇形管,利用安装在机体上的喷油嘴对蛇形管的一端喷入机油的方法,来带走活塞顶的大部分热量。温度升高的机油,从蛇形管的另一端流出。

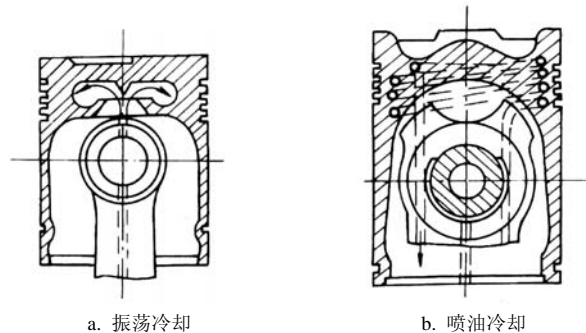


图 2.22 油冷活塞

活塞销座的作用是将活塞顶部气体作用力经活塞销传给连杆。活塞销座通常有肋片与活塞内壁相连,以提高其刚度。

活塞销座孔内有安放弹性卡环的卡环槽。卡环用来防止活塞销在工作中发生轴向窜动。

活塞销座孔的中心线一般位于活塞中心线的平面内。但也有些高速汽油机的活塞销孔中心线偏离活塞中心线平面,如图 2.23 所示。图中活塞销座轴线向在做功行程中受侧向力的一面偏移了 1~2mm,这是因为,如果活塞销对中布置(图 2.23a),则当活塞越过上止点时侧压力的作用方向改变,会使活塞敲击汽缸壁面发出噪声。如果把活塞销偏移布置(图 2.23b),则可使活塞较平稳地从压向汽缸的一面过渡到另一面,而且过渡时刻早于达到

最高燃烧压力的时刻,可以减轻活塞“敲缸”,减小噪声,改善发动机工作的平顺性。但这种活塞销偏置的结构,却带来活塞裙部两端的尖角负荷增大,引起这些部位的磨损或变形增大。这就要求活塞的间隙尽可能地小。

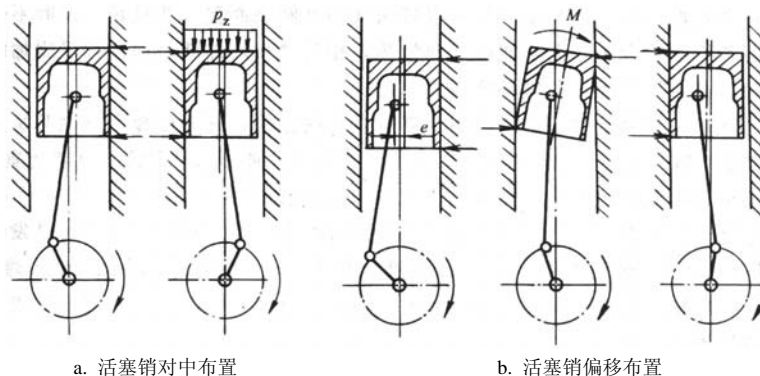


图 2.23 活塞销偏置时的工作情况

为了减小活塞质量,在许多高速汽油机上采用如图 2.24 所示的裙部(称拖板式裙部)。这种结构不仅质量轻,而且裙部具有较大的弹性,可使裙部与汽缸装配间隙减小很多,也不会卡死。

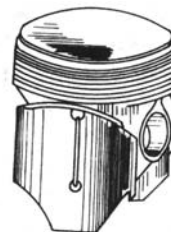


图 2.24 拖板式活塞

2.3.2 活塞环

活塞环包括气环和油环。

气环的作用是保证活塞与汽缸壁间的密封,防止汽缸中气体大量漏入曲轴箱,同时还将活塞顶部的大部分热量传导到汽缸壁,再由冷却水或空气带走。

油环的作用是刮去汽缸壁上多余的机油,并在汽缸壁面涂上一层均匀的机油膜,这样既可以防止机油窜入汽缸燃烧,又可以减小活塞、活塞环与汽缸的摩擦阻力和磨损。此外,油环也起到密封的辅助作用。

气环所起的密封和导热两大作用,密封是主要的,因为密封是导热的前提,如果气环密封性能不好,高温燃气将直接从气环外圆表面漏入曲轴箱,此时不但由于气环和汽缸贴合不严而不能很好地散热,相反地气环外圆表面还接受附加的热量,最后必将导致活塞和气环烧坏。

活塞环工作时受到汽缸中高温、高压燃气的作用,其温度较高(尤其是第一环,温度可达 600K)。活塞环在汽缸内做高速运动,加上高温下机油可能变质,使环的润滑条件变坏,难以保证液体润滑,因此磨损严重。

总之,在高温、高压、高速以及润滑困难的条件下工作的活塞环,是发动机所有零件中工作寿命最短的。当活塞环磨损到失效时,将出现发动机启动困难,功率不足,曲轴箱压力升高,机油消耗增大,排气冒蓝烟,燃烧室、活塞等表面严重积炭等不良状况。

目前广泛应用的活塞环材料是合金铸铁(在优质灰铸铁中加入少量铜、铬、钼等合金元素)。随着发动机的强化,活塞环特别是第一环,承受着很大的冲击负荷,因此要求材料除耐热、耐磨以外,还应有高的强度和冲击韧度。

第一道气环的工作表面一般都镀上多孔性铬。多孔性铬层硬度高,并能储存少量机油,

以改善润滑条件,使环的使用寿命提高 2~3 倍。其余气环一般镀锡或磷化,以改善磨合性能。此外,还可用喷钼来提高活塞环的耐磨性。

在高速强化的柴油机上,还可以采用钢片环来提高弹力和冲击韧度。用粉末冶金的金属陶瓷和聚四氟乙烯制造的活塞环,也在国外获得试用。

活塞环有一个切口,且在自由状态下不是圆环形,其外形尺寸比汽缸的内径大些,因此,它随活塞一起装入汽缸后,便产生弹力而紧贴在汽缸壁上。活塞环在燃气压力作用下,压紧在环槽的下端面上(见图 2.25),于是燃气便绕流到环的背面,并发生膨胀,其压力下降。同时,燃气压力对环背的作用力使环更紧地贴在汽缸壁上。压力已有所降低的燃气,从第一道气环的切口漏到第二道气环的上平面时,又把这道气环压贴在第二环槽的下端面上,于是,燃气又绕流到这个环的背面,再发生膨胀,其压力又进一步降低。如此继续进行下去,从最后一道气环漏出来的燃气,其压力和流速已经大大减小,因而泄漏的燃气量也就很少了。因此,为数很少的几道切口相互错开的气环所构成的“迷宫式”封气装置,就足以对汽缸中的高压燃气进行有效的密封。一般汽油机设有 2 道气环,而柴油机由于压缩比高,常设有 3 道气环。通常在保证密封的前提下,应该尽可能减少环数。

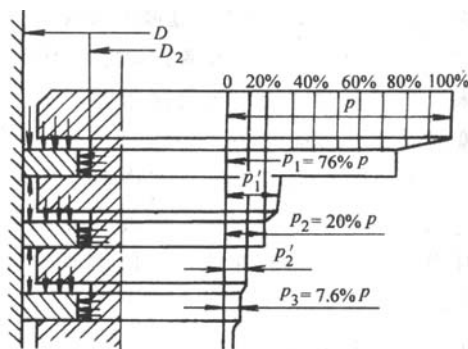


图 2.25 各环间隙处的气体压力递减图

汽缸内的燃气漏入曲轴箱的主要通路是活塞环的切口,因此,切口的形状和装入汽缸后的间隙大小对于漏入曲轴箱的燃气量有一定的影响,切口间隙过大,则漏气严重,使发动机功率减小;间隙过小,活塞环受热膨胀后就有可能卡死或折断。切口间隙值一般为 0.25~0.8mm。第一道气环的温度最高,因而其切口间隙值最大。气环的切口形状如图 2.26 所示。直角形切口工艺性好(图 2.26a);阶梯形切口的密封性好,但工艺性较差(图 2.26b);图 2.26c 所示为斜切口,斜角一般为 30° 或 45°,其密封作用和工艺性均介于前两种之间,但其锐角部位在套装入活塞时容易折损;图 2.26d 所示为二冲程发动机活塞环的带防转销钉槽的切口。压配在活塞环槽中的销钉,是用来防止活塞环在工作中绕活塞中心线转动的。

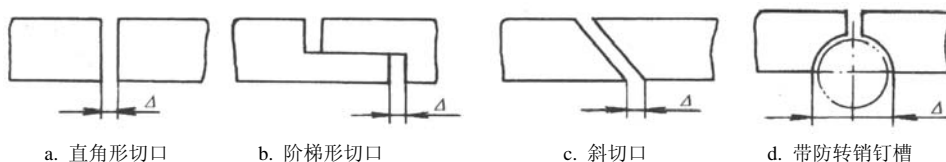


图 2.26 气环的切口形状

气环的断面形状有多种(图 2.27)。其中, 矩形断面(图 2.27a)是常用的, 其工艺性和导热效果较好, 但矩形断面的气环随活塞作往复运动时, 会把汽缸壁上的机油不断送入汽缸中。这种现象称为“气环的泵油作用”, 其泵油原理如图 2.28 所示。活塞下行时, 由于环与缸壁之间的摩擦阻力以及环本身的惯性, 环将压靠着环槽的上端面, 缸壁上的机油就被刮入下边隙与背隙内。当活塞上行时, 环又压靠在环槽的下端面上, 经过第一道环背隙里的油就进入汽缸中。如此反复, 结果就像油泵的作用一样, 将缸壁的机油最后压入燃烧室。

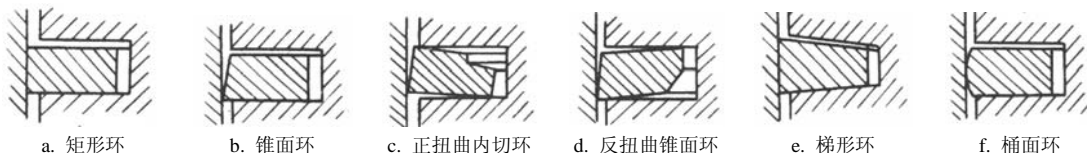


图 2.27 气环的断面形状

窜入汽缸内的机油, 会使燃烧室内形成积炭和增加机油消耗, 并且还可能在环槽(尤其是温度较高的一道气环槽)中形成积炭, 使环被卡死在环槽中, 失去密封作用, 划伤汽缸壁, 甚至使环折断。为了消除或减少有害的泵油作用, 除在气环的下面装有油环外, 广泛采用非矩形断面的扭曲环(图 2.27c、d)。扭曲环是在矩形环的内圆上边缘或外圆下边缘切去一部分。将这种环随同活塞装入汽缸时, 由于环的弹性内力不对称作用而产生明显的断面倾斜, 其作用原理如图 2.29 所示。活塞环装入汽缸后, 其外侧拉伸应力的合力 F_1 与内侧压缩应力的合力 F_2 之间有一力臂 e , 于是产生了扭曲力矩 M 。它使环扭曲, 从而使环的边缘与环槽的上下端面接触, 提高了表面接触应力, 防止了活塞环在环槽内上下窜动而造成的泵油作用, 同时增加了密封性。扭曲环还易于磨合, 并有向下刮油的作用。

扭曲环目前在发动机上得到广泛的应用。它在安装时, 必须注意环的断面形状和方向, 应将其内圆切槽向上, 外圆切槽向下, 不能装反。

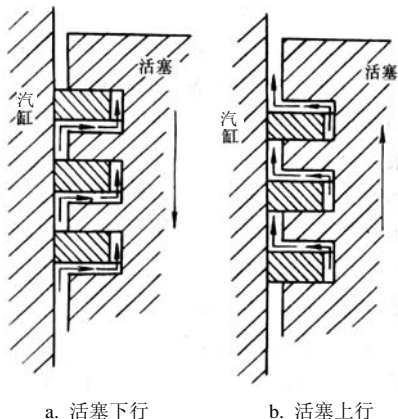


图 2.28 矩形环的泵油作用

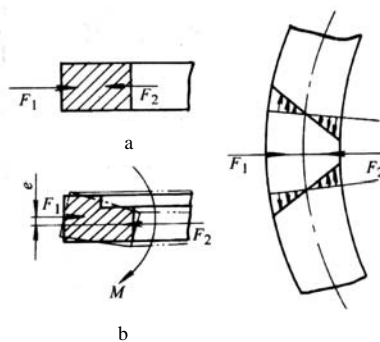
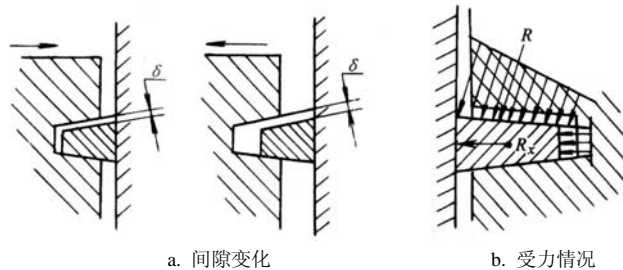


图 2.29 扭曲环的作用原理

图 2.27b 上的锥形环, 可以改善环的磨合, 这种环在汽缸内可向下刮油, 而向上滑动时, 由于斜面的油楔作用, 可在油膜上浮起, 减少磨损。

在热负荷较高的柴油机上, 第一环常采用梯形环(图 2.27e)。其主要作用是使得当活塞受侧向力的作用而改变位置时, 环的侧隙 δ 相应发生变化(图 2.30a), 使沉积在环槽中的结焦被

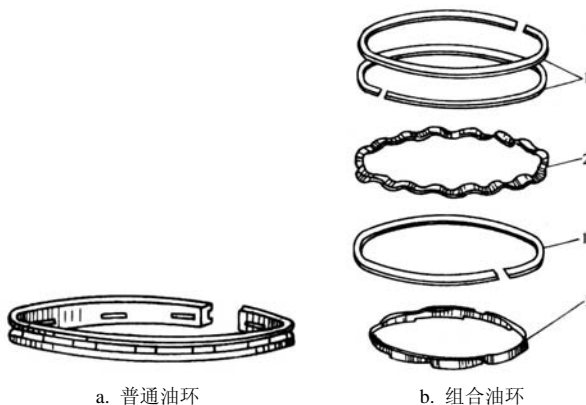
挤出, 避免了环被粘在环槽中而引起折断。做功行程中, 作用在梯形环上的燃气作用力只的径向分力 R_r , 加强了环的密封作用(图 2.30b)。因此, 梯形环即使在弹性丧失一些的情况下, 仍能与汽缸贴合良好, 延长了环的使用寿命。它的主要缺点是上、下两面的精磨工艺比较复杂。桶面环(图 2.27f)是近年来兴起的一种新型结构, 目前广泛地在强化柴油机中用作第一环。其特点是活塞环的外圆面为凸圆弧形。当桶面环上下运动时, 均能与汽缸壁形成楔形空间, 使机油容易进入摩擦面, 从而使磨损大为减少。桶面环与汽缸是圆弧接触, 故对汽缸表面的适应性和对活塞偏摆的适应性均较好, 有利于密封。它的缺点是凸圆弧表面加工较困难。



a. 间隙变化 b. 受力情况

图 2.30 梯形环工作示意图

油环分为普通油环和组合油环两种。普通油环的结构如图 2.31a 所示, 一般是用合金铸铁制造的。其外圆面的中间切有一道凹槽, 在凹槽底部加工出很多排油小孔或狭缝。油环的刮油作用如图 2.32 所示。油环的断面形状如图 2.33 所示。油环上唇的上端面外缘, 一般均有倒角, 使油环向上运动能够形成油膜。于是, 机油可以把油环推离汽缸壁, 易于进入油环的切槽内, 下唇的下端面外缘并不倒角, 这样向下刮油能力较强。图 2.33d、e 所示为鼻式油环, 其刮油能力更强, 但加工较困难。

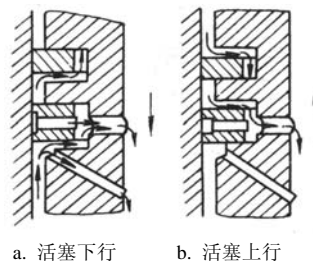


a. 普通油环

b. 组合油环

图 2.31 油环

1—刮油钢片 2—轴向衬环 3—径向衬环



a. 活塞下行

b. 活塞上行

图 2.32 油环的刮油作用



a. 异向外倒角油环

b. 同向外倒角油环

c. 同向内倒角油环

d. 鼻形油环

e. 双鼻形油环

图 2.33 油环断面形状

2.3.3 活塞销

活塞销的功用是连接活塞和连杆小头，将活塞承受的气体作用力传给连杆。

活塞销在高温下承受很大的周期性冲击载荷，润滑条件很差(一般靠飞溅润滑)，因而要求有足够的刚度和强度，表面耐磨，质量尽可能小。为此，活塞销通常做成空心圆柱体，如图 2.34 所示。

活塞销一般用低碳钢或低碳合金钢制造，先经表面渗碳处理以提高表面硬度，并保证心部有一定的冲击韧度，然后进行精磨和抛光。

活塞销的内孔形状有圆柱形(图 2.34a)、两段截锥形(图 2.34c)以及两段截锥与一段圆柱的组合形(图 2.34b)等。圆柱孔容易加工，但活塞销的质量较大。两段锥形孔的活塞销质量较小，又接近于等强度梁的要求(因活塞销所承受的弯矩在中部最大，距中部越远越小)，但孔的加工较复杂。组合孔的结构则介于两者之间。

活塞销与活塞销座孔和连杆小头衬套孔的连接配合，一般多采用“全浮式”(图 2.35)，即在发动机运转过程中，活塞销不仅可以在连杆小头衬套孔内，还可以在销座孔内缓慢地转动，以使活塞销各部分的磨损比较均匀。

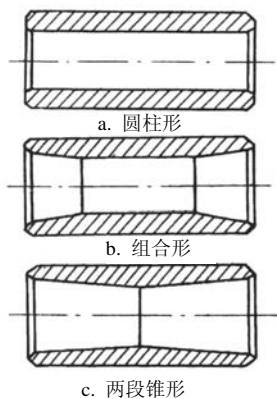


图 2.34 活塞销的内孔形状

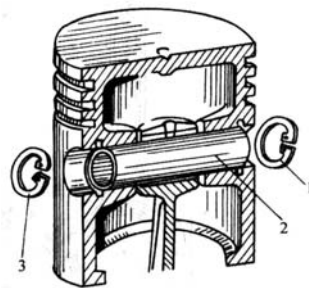


图 2.35 活塞销的连接方式

1、3—卡环 2—活塞销

当采用铝活塞时，活塞销座的热膨胀量大于钢活塞销。为了保证高温工作时有正常的工作间隙(0.01~0.02mm)，在冷态装配时活塞销与活塞销座孔为过渡配合。装配时，应先将铝活塞放在温度为 70℃~90℃的水或油中加热，然后将销装入。为了防止销的轴向窜动而刮伤汽缸壁，在活塞销两端用卡环嵌在销座孔凹槽中加以轴向定位。

2.3.4 连杆

连杆的功用是将活塞承受的力传给曲轴，从而使得活塞的往复运动转变为曲轴的旋转运动。

连杆承受活塞销传来的气体作用力及其本身摆动和活塞组往复运动时的惯性力。这些力的大小和方向都是周期性变化的。因此，连杆受到的是压缩、拉伸和弯曲等交变载荷。这就要求连杆在质量尽可能小的条件下，有足够的刚度和强度。若连杆的刚度不够，则可

能产生的后果是：其大头孔失圆，导致连杆大头轴瓦因油膜破坏而烧损；连杆杆身弯曲，造成活塞与汽缸偏磨、活塞环漏气和窜油等。

连杆一般用中碳钢或合金钢经模锻或辊锻而成，然后经机械加工和热处理。

连杆(图 2.36)由连杆小头 2、杆身 3 和连杆大头 5(包括连杆盖 7)三部分组成。连杆小头与活塞销相连。工作时，小头与销之间有相对转动，因此小头孔中一般压入减摩的青铜衬套。为了润滑活塞销与衬套，在小头和衬套上钻出集油孔 12 或铣出集油槽 13(图 2.37)，用来收集发动机运转时被激溅上来的机油，以便润滑。有的发动机连杆小头采用压力润滑，在连杆杆身内钻有纵向的压力油通道。

连杆杆身通常做成“工”字形断面，以求在取得强度和刚度足够的前提下减小质量。

连杆大头与曲轴的曲柄销相连，一般做成剖分式的，被分开的部分称为连杆盖，借特制的连杆螺栓紧固在连杆大头上。连杆盖与连杆大头是组合镗孔的，为了防止装配时配对错误，在同一侧刻有配对记号。大头孔表面有很小的粗糙度值，以便与连杆轴瓦紧密贴合。连杆大头上还铣有连杆轴瓦的定位凹坑。有的连杆大头连同轴瓦还钻有 1~1.5mm 小油孔，从中喷出机油以加强配气凸轮与汽缸壁的激溅润滑。

连杆大头按剖分面的方向可分为平切口和斜切口两种。平切口连杆(图 2.37b)的剖分面垂直于连杆轴线。一般汽油机连杆大头尺寸都小于汽缸直径，可以采用平切口。柴油机的连杆，由于受力较大，其大头的尺寸往往超过汽缸直径。为使连杆大头能通过汽缸，便于拆卸，一般采用斜切口连杆(图 2.37a)。斜切口连杆的大头剖分面与连杆轴线成 $30^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 夹角。

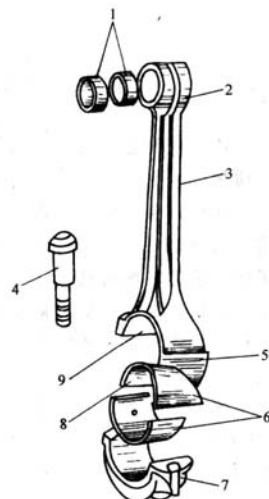


图 2.36 连杆组件分解图

- 1—连杆衬套 2—连杆小头 3—杆身
4—连杆螺栓 5—连杆大头 6—轴瓦
7—连杆盖 8—轴瓦上的凸键 9—凹槽

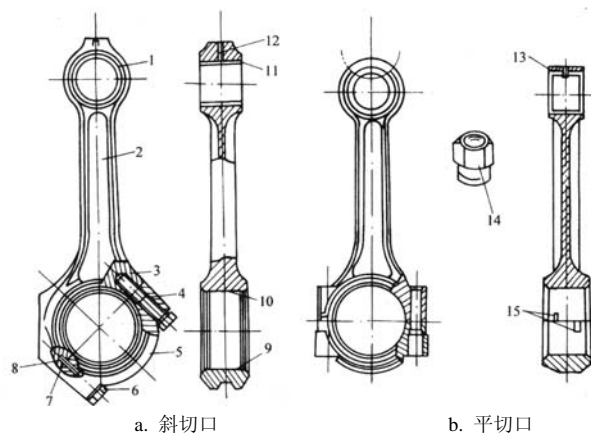


图 2.37 连杆的构造

- 1—连杆小头 2—连杆杆身 3—连杆大头 4—连杆螺栓 5—连杆盖 6—铁丝 7—锯齿 8—定位销
9—连杆下轴瓦 10—连杆上轴瓦 11—连杆衬套 12—集油孔 13—集油槽 14—自锁螺母 15—轴瓦定位槽

连杆螺栓是一个承受交变载荷的重要零件,一般采用韧性较高的优质合金钢或优质碳素钢锻制或冷锻成形。连杆大头在安装时必须紧固可靠。连杆螺栓必须以工厂规定的拧紧力矩,分2~3次均匀地拧紧;还必须用防松胶(如乐泰 243 螺纹锁固胶)或其他锁紧装置紧固,以防止工作时自动松动。

平切口的连杆盖与连杆的定位,是利用连杆螺栓上的精加工的圆柱凸台或光圆柱部分,与经过精加工的螺栓孔来保证的。

斜切口连杆在工作中受到惯性力的拉伸,在切口方向有一个较大的横向分力。因此在斜切口连杆上必须采用可靠的定位措施。斜切口连杆常用的定位方法有:

(1) 止口定位(图 2.38a)的优点是工艺简单,缺点是定位不大可靠,对连杆盖止口向外变形或连杆大头止口向内变形均无法防止。

(2) 套筒定位(图 2.38b)是在连杆盖的每一个螺栓孔中压配一个刚度大,而且剪切强度高的短套筒。它与连杆大头有精度很高的配合间隙,故装拆连杆盖时也很方便。它的缺点是定位套筒的工艺要求高,若孔距不够准确,则可能因过定位(定位干涉)而造成大头孔严重失圆,此外,连杆大头的横向尺寸也必然因此而加大。

(3) 锯齿定位(图 2.38c)的优点是锯齿接触面大,贴合紧密,定位可靠,结构紧凑。缺点是对齿距公差要求严格,否则连杆盖装在连杆大头上时,中间会有个别齿脱空,不仅影响连杆组件的刚度,并且连杆大头孔也会失圆。如果能采用拉削工艺,保证齿距公差,则这种定位方式还是较好的。

安装在连杆大头孔中的连杆轴瓦是剖分成两半的滑动轴承(参见图 2.36 和图 2.37),轴瓦是在厚 1~3mm 的薄钢背的内圆面上浇铸 0.3~0.7mm 厚的减摩合金层(如巴氏合金、铜铅合金、高锡铝合金等)而成,如图 2.39 所示。减摩合金具有保持油膜、减少摩擦阻力和加速磨合的作用。巴氏合金轴瓦的疲劳强度较低,只能用于负荷不大的汽油机;而铜铅合金轴瓦或高锡铝合金轴瓦均具有较高的承载能力与耐疲劳性。锡的质量分数在 20%以上的高锡铝合金轴瓦,在汽油机和柴油机上均得到广泛应用,在铜铅合金和减摩层上再镀一层厚度为 0.02~0.03mm 的铟或锡,即能用于高强化的柴油机上。

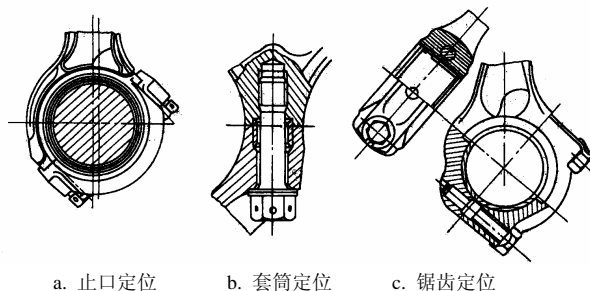


图 2.38 斜切口连杆大头的定位方式

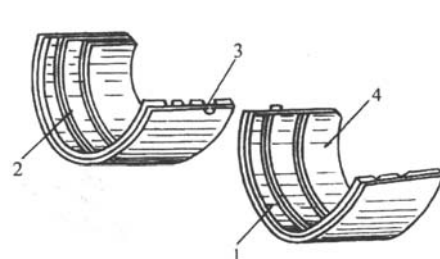


图 2.39 连杆轴瓦

1—钢背 2—油槽 3—定位凸键 4—减摩合金层

连杆轴瓦的背面应有很小的表面粗糙度值。半个轴瓦自由状态下不是半圆形,当它们装入连杆大头孔内时,因有过盈,故能均匀地紧贴在在大头孔壁上,具有很好的承受载荷和导热的能力。这样可以提高其工作可靠性和延长使用寿命。

为了防止连杆轴瓦在工作中发生转动或轴向移动,在两个连杆轴瓦的剖分面上,分别冲压出高于钢背面的两个定位凸键3(图2.39)。装配时,这两个凸键分别嵌入连杆大头和连杆盖上的相应凹槽中。在连杆轴瓦内表面上还加工有油槽2,用以储存润滑油,保证可靠润滑。

V形发动机左右两侧对应两汽缸的连杆是共同连接在一个曲柄销上的,它有三种形式:

(1) 并列连杆式。相对应的左右两缸的连杆一前一后地装在同一个曲柄销上,这样布置的优点是连杆可以通用,两列汽缸的活塞连杆组的运动规律相同。其缺点是两列汽缸轴线沿曲轴轴向要错开一段距离,因而使曲轴的长度增加,刚度降低。

(2) 主副连杆式(图2.40a)。一列汽缸的连杆为主连杆,其大头直接安装在曲柄销全长上;另一列汽缸的连杆为副连杆,其大头与对应的主连杆大头(或连杆盖)上的两个凸耳做铰链连接。这种结构中,左右两列对应汽缸的主、副连杆与其汽缸中心线位于同一平面内,故不致加大发动机的轴向长度。缺点是主、副连杆不能互换。此外,左右两列汽缸的活塞连杆组的运动规律和受力都不一样。

(3) 叉形连杆式(图2.40b)。左右两列汽缸相对应的两个连杆中,一个连杆的大头做成叉形,跨于另一个连杆的厚度较小的片形大头两端。叉形连杆式布置的优点是:两列汽缸中的活塞连杆组的运动规律相同,左右对应的两汽缸轴心线不需要在曲轴轴向上错位。其缺点是叉形连杆大头结构和制造工艺比较复杂,而且大头的刚度也不高。

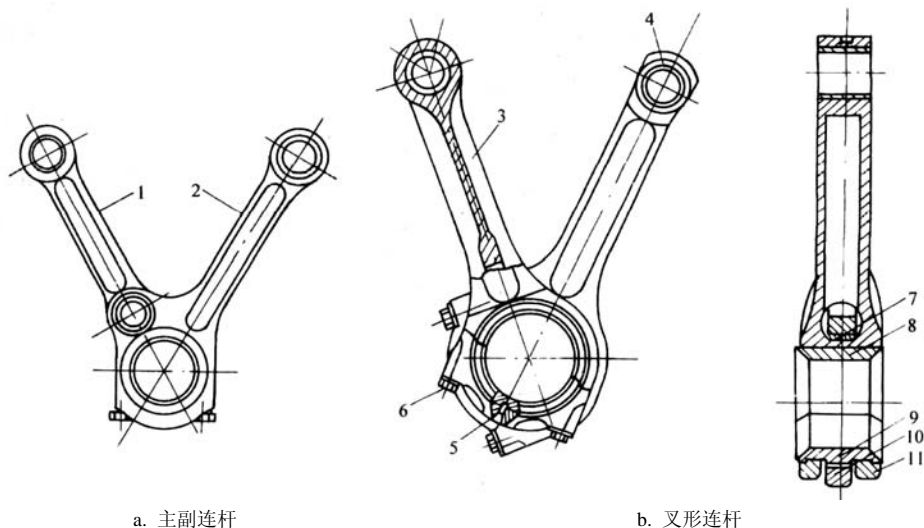


图2.40 主副连杆与叉形连杆

1—副连杆 2—主连杆 3—叉形大头连杆 4—片形大头连杆 5—销钉 6—叉形大头连杆与连杆盖的坚固螺栓
7—片形大头轴瓦 8、9—叉形大头轴瓦 10—片形大头连杆盖 11—叉形大头连杆盖

2.4 曲轴飞轮组

曲轴飞轮组主要由曲轴和飞轮以及其他不同功用的零件和附件组成。其零件和附件的种类和数量取决于发动机的结构和性能要求。典型的实例如图2.41所示。

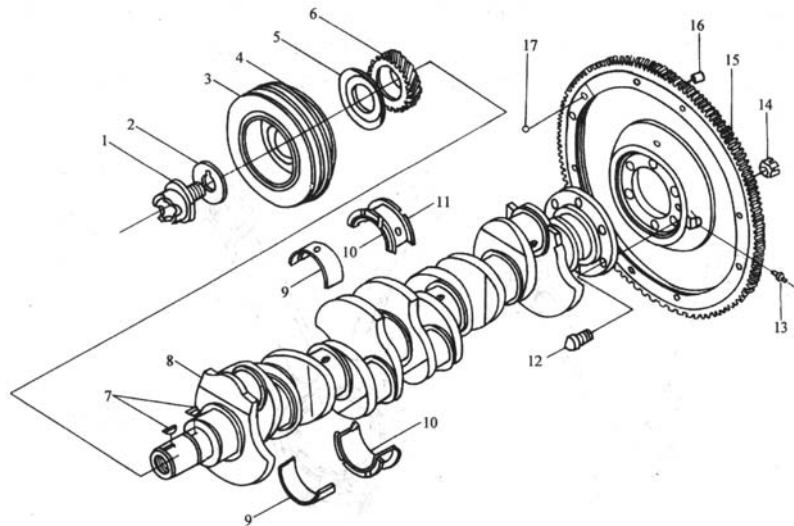


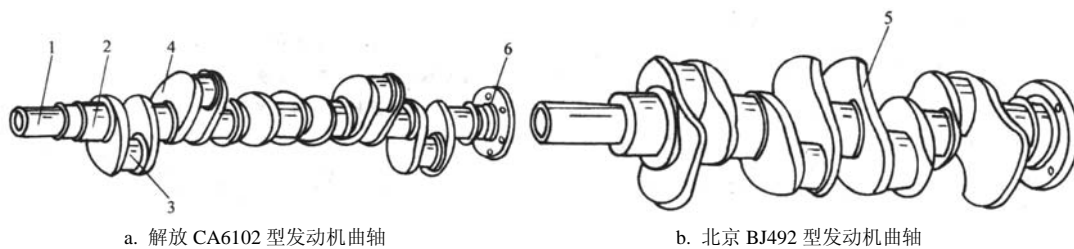
图 2.41 东风 6100Q-1 型发动机曲轴飞轮组分解图

- 1—启动爪 2—启动爪锁紧垫圈 3—扭转减振器 4—带轮 5—挡油片 6—定时齿轮 7—半圆键
8—曲轴 9—主轴承上下轴瓦 10—中间主轴瓦 11—止推片 12—螺柱 13—润滑脂嘴
14—螺母 15—齿环 16—圆柱销 17—一、六缸活塞处在止点时的记号(钢球)

2.4.1 曲轴

曲轴的功用是承受连杆传来的力，并由此造成绕其本身轴线的力矩。在发动机工作中，曲轴受到旋转质量的离心力、周期性变化的气体压力和往复惯性力的共同作用，使曲轴承受弯曲与扭转载荷。为了保证工作可靠，要求曲轴具有足够的刚度和强度，各工作表面要耐磨而且润滑良好。

如图 2.42 所示，曲柄主要由三部分组成：①曲轴的前端(或称自由端)轴 1；②若干曲柄销 3 和它左右两端的曲柄 4，以及前后两个主轴颈 2 组成的曲拐；③曲轴后端(或称功率输出端)凸缘 6。



a. 解放 CA6102 型发动机曲轴

b. 北京 BJ492 型发动机曲轴

图 2.42 曲轴

- 1—前端轴 2—主轴颈 3—连杆轴颈(曲柄销) 4—曲柄 5—平衡重 6—后端凸缘

曲轴的曲拐数取决于汽缸的数目和排列方式，直列式发动机曲轴的曲拐数等于汽缸数；V 形发动机曲轴的曲拐数等于汽缸数的一半。

按照曲轴的主轴颈数，可以把曲轴分为全支承曲轴和非全支承曲轴两种。在相邻的两个曲拐之间，都设置一个主轴颈的曲轴，称为全支承曲轴；否则称为非全支承曲轴。因此，

直列发动机的全支承曲轴，其主轴颈的总数(包括曲轴前端和后端的主轴颈)比汽缸数多一个；V 形发动机的全支承曲轴，其主轴颈总数比汽缸数的一半多一个。

全支承曲轴的优点是可以提高曲轴的刚度和弯曲强度，并且可减轻主轴承的载荷。其缺点是曲轴的加工表面增多，主轴承增多，使机体加长。这两种形式的曲轴均可用于汽油机，但柴油机多采用全支承曲轴，这是因为其载荷较大的缘故。

多缸发动机的曲轴一般做成整体式的。采用滚动轴承作为曲轴主轴承的发动机，必须采用组合式曲轴，即将曲轴的各部分分段加工，然后再组合成整个曲轴。6135Q 型柴油机的组合式曲轴如图 2.43 所示，其主轴承即为滚动轴承，相应地汽缸体必须是隧道式的。

曲轴要求用强度、冲击韧度和耐磨性都比较好的材料制造，一般采用中碳钢或中碳合金钢模锻。为了提高曲轴的耐磨性，其主轴颈和曲柄销表面上均需高频淬火或渗氮，再经过精磨，以达到高的精度和较小的表面粗糙度值。在一些强化程度不高的发动机上，还采用高强度的稀土球墨铸铁铸造曲轴。

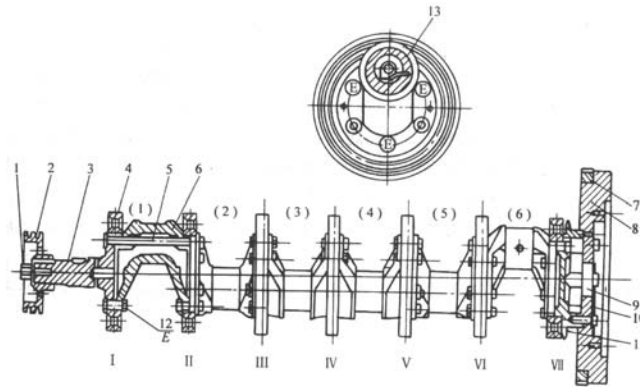


图 2.43 组合式曲轴

- 1—启动爪 2—带盘 3—前端轴 4—滚动轴承 5—联接螺栓 6—曲柄 7—齿圈
8—飞轮 9—后端凸缘 10—锁片 11—挡油圈 12—定位螺钉 13—油管

有的曲柄销做成空心的，目的在于减小质量和离心力。从主轴承经曲柄孔道输来的机油就储存在此空腔中，曲柄销与轴瓦上钻有径向孔与此油腔相通。有的结构中，在此小孔内插入一个吸油管，管口位于油腔的中心，如图 2.44 所示。这样，当曲轴旋转时，进入油腔的机油在离心力作用下，将较重的杂质甩向油腔壁，油腔中心的清洁机油就经吸油管流到曲柄销工作表面。为了防止吸油管堵塞，应按时清除杂质。

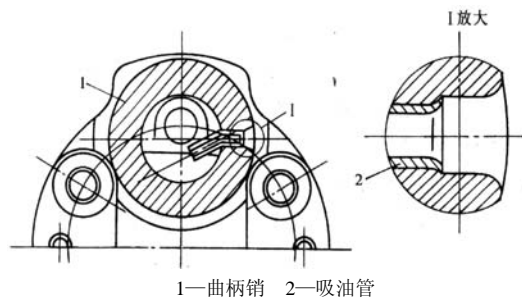


图 2.44 空心曲柄销中吸油管示意图

平衡重(balancer weight)用来平衡发动机不平衡的离心力和离心力矩,有时还用来平衡一部分往复惯性力。对于四缸、六缸等多缸发动机,由于曲柄对称布置,往复惯性力和离心力及其产生的力矩,从整体上看都能相互平衡。但曲轴的局部却受到弯曲作用。从图 2.45a 中可以看到,第一和第四曲柄销的离心力 F_1 和 F_4 与第二和第三曲柄销的离心力 F_2 和 F_3 因大小相等、方向相反而互相平衡; F_1 和 F_2 形成的力偶矩 M_{1-2} 与 F_3 和 F_4 形成的力偶矩 M_{3-4} 也能互相平衡,但两个力偶矩都给曲轴造成了弯曲载荷。曲轴若刚度不够就会产生弯曲变形,引起主轴颈和轴承偏磨。为了减轻主轴颈负荷,改善其工作条件,一般都在曲柄的相反方向设置平衡重,如图 2.45b 所示。

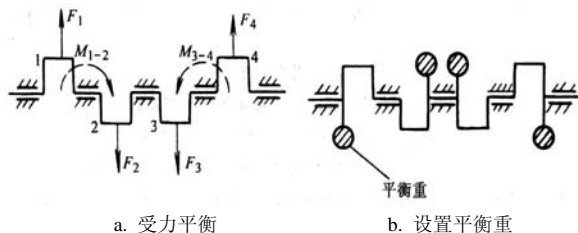


图 2.45 曲轴平衡重作用示意

由图 2.45b 可见,平衡重所造成的弯矩可以同 M_{1-2} 和 M_{3-4} 造成的弯矩平衡。有的发动机平衡重与曲柄是一体的(见图 2.42b),一般四缸发动机设置 4 块平衡重;六缸发动机可设置 4、6、8 块平衡重,甚至在所有曲柄下均设有平衡重。

曲轴前端(见图 2.46)装有驱动配气凸轮轴的定时齿轮 4,驱动风扇和水泵的带轮 7 以及止推片 3 等。为了防止机油沿曲轴颈外漏,在曲轴前端上有一个甩油盘 5,随着曲轴旋转。当被齿轮挤出和甩出来的机油落到盘上时,由于离心力的作用,被甩到齿轮室盖的壁面上,再沿壁面流下来,回到油底壳中。即使还有少量机油落到甩油盘前面的曲轴轴段上,也被压配在齿轮室盖上的油封 6 挡住,甩油盘的外斜面应向后。如果装错,效果将适得其反。

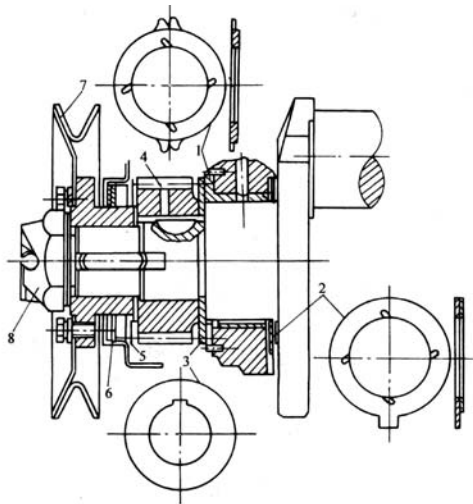


图 2.46 曲轴前端的结构

1、2—滑动推力轴承 3—止推片 4—定时齿轮 5—甩油盘 6—油封 7—带轮 8—启动爪

此外,在中、小型发动机的曲轴前端还装有启动爪(如图2.46中的8),以便必要时用人力转动曲轴,使发动机启动。

曲轴后端有安装飞轮用的凸缘。为防止机油从曲轴后端漏出,通常在曲轴后端车出回油螺纹或安装其他封油装置。回油螺纹可以是梯形的或矩形的,其螺旋的方向应为右旋,回油螺纹的封油原理如图2.47所示。当曲轴旋转时,流到回油螺纹槽中的机油也被带动旋转。因为机油本身带有黏性,所以受到机体后盖孔壁的摩擦阻力 F_r 。 F_r 可分解为平行于螺纹的分力 F_{r1} 和垂直于螺纹的分力 F_{r2} ,机油在 F_{r1} 的作用下,顺着螺纹槽被推送向前,流回到油底壳。

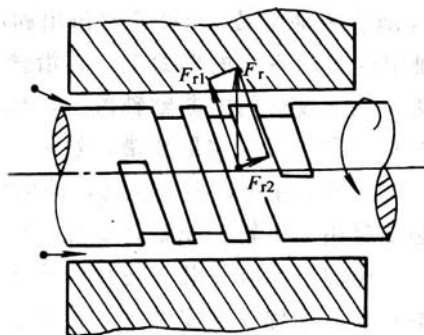


图 2.47 回油螺纹的封油原理

发动机工作时,曲轴经常受到离合器施加于飞轮的轴向力作用而有轴向窜动的趋势。曲轴窜动将破坏曲柄连杆机构各零件正确的相对位置,故必须用止推轴承(一般是滑动轴承)加以限制。而在曲轴受热膨胀时,又应允许它能自由伸长,所以曲轴上只能有一处设置轴向定位装置。

止推轴承的形式有翻边轴瓦的翻边部分和单制的具有减摩合金层的止推片(图2.46)两种。后者应用更为广泛。

曲轴的形状和各曲拐的相对位置,取决于缸数、汽缸排列方式(单列或V形等)和点火次序。在安排多缸发动机的点火次序时,应注意使连续做功的两缸相距尽可能远,以减轻主轴承载荷,同时避免可能发生的进气重叠现象(即相邻两缸进气门同时开启),以避免影响充气;做功间隔应力求均匀,也就是说,在发动机完成一个工作循环的曲轴转角内,每个汽缸都应点火做功一次,而且各缸点火的间隔时间(以曲轴转角表示,称为点火间隔角)应力求均匀。对缸数为 i 的四冲程发动机而言,点火间隔角为 $720^\circ/i$ 。即曲轴每转 $720^\circ/i$ 时,就应有一缸做功,以保证发动机运转平稳。

几种常用的多缸发动机曲拐布置和点火次序如下:

四冲程直列四缸发动机点火次序:点火间隔角应为 $720^\circ/4=180^\circ$ 。其曲拐布置如图2.48所示,4个曲拐布置在同一平面内。点火次序有两种可能的排列法,即1—2—4—3或1—3—4—2,它们的工作循环见表2-1、表2-2。

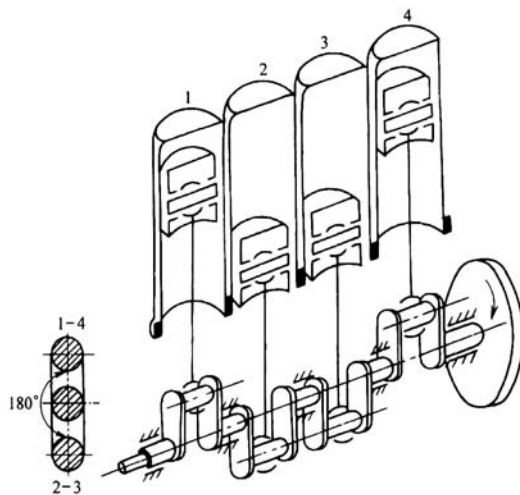


图 2.48 直列四缸发动机的曲拐布置

四冲程直列六缸发动机点火次序:因缸数 $i=6$,所以点火间隔角应为 $720^\circ/6=120^\circ$ 。这种曲拐布置如图2.49所示,6个曲拐分别布置在三个平面内,各平面夹角为 120° 。曲拐的具体布置有两种方案,第一种点火次序是:1—5—3—6—2—4,这种方案应用比较普遍,

国产汽车的六缸发动机的点火次序都用这种，其工作循环在表 2-3 中列出；另一种点火次序是：1—4—2—6—3—5。

表 2-1 四缸机工作循环

曲轴转角/(°)	第 一 缸	第 二 缸	第 三 缸	第 四 缸
0~180	做功	压缩	排气	进气
180~360	排气	做功	进气	压缩
360~540	进气	排气	压缩	做功
540~720	压缩	进气	做功	排气

表 2-2 四缸机工作循环

曲轴转角/(°)	第 一 缸	第 二 缸	第 三 缸	第 四 缸
0~180	做功	排气	压缩	进气
180~360	排气	进气	做功	压缩
360~540	进气	压缩	排气	做功
540~720	压缩	做功	进气	排气

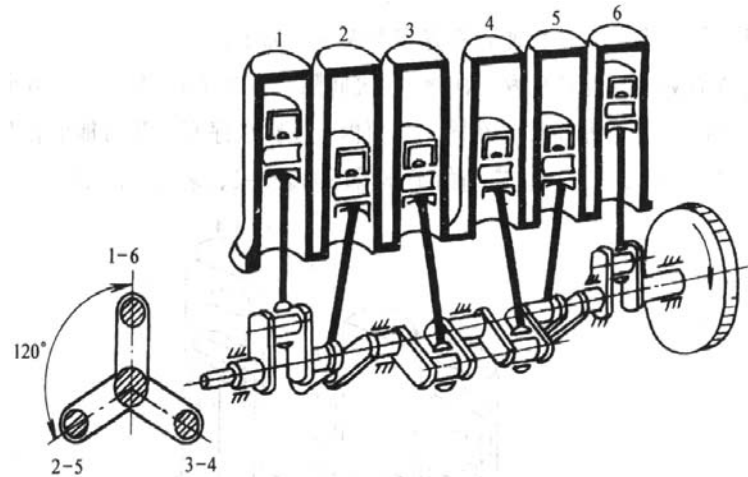


图 2.49 直列六缸发动机的曲拐布置

表 2-3 六缸机工作循环

(点火次序：1—5—3—6—2—4)

曲轴转角/(°)		第一缸	第二缸	第三缸	第四缸	第五缸	第六缸		
0~180	60	做功	排气	进气	做功	压缩	进气		
	120			压缩	排气				
	180		进气			做功	压缩		
180~360	240	排气		进气	做功			进气	
	300								
	360		压缩	做功		进气		排气	

(续)							
曲轴转角/(°)		第一缸	第二缸	第三缸	第四缸	第五缸	第六缸
360~540	420	进气					做功
	480		排气	压缩			
	540		做功		进气		
曲轴转角/(°)		第一缸	第二缸	第三缸	第四缸	第五缸	第六缸
540~720	600	压缩					排气
	660		进气	做功			
	720			排气	压缩		

四冲程 V 形八缸发动机点火次序：缸数 $i=8$ 。所以点火间隔角应为 $720^\circ/8=90^\circ$ 。V 形发动机左右两列中相对应的一对连杆共用一个曲拐，所以 V 形 8 缸发动机只有 4 个曲拐，其布置可以与四缸发动机一样，4 个曲拐布置在一个子面内，也可以布置在两个互相垂直的平面内。点火次序一般为：1-8-4-3-6-5-7-2 (见表 2-4)。

表 2-4 八缸机工作循环

(点火次序：1-8-4-3-6-5-7-2)

曲轴转角/(°)		第一缸	第二缸	第三缸	第四缸	第五缸	第六缸	第七缸	第八缸
0~180	90	做功	做功	进气	压缩	排气	进气	排气	压缩
	180		排气	压缩		进气			做功
180~360	270	排气		进气	做功	压缩	压缩	进气	排气
	360								
360~540	450	进气	压缩	排气	做功	进气	压缩	做功	排气
	540								
540~720	630	压缩	做功	进气	压缩	排气	做功	进气	压缩
	720								

2.4.2 扭转减振器

曲轴是一种扭转弹性系统，本身具有一定的自振频率。在发动机工作过程中，经连杆传给曲柄销的作用力的大小和方向都是周期性地变化的，这种周期性变化的激力作用在曲轴上，引起曲拐回转的瞬时角速度也呈周期性变化。由于固装在曲轴上的飞轮转动惯量大，其瞬时角速度基本上可看作是均匀的。这样，曲拐便会忽而比飞轮转得快，忽而又比飞轮转得慢，形成相对于飞轮的扭转摆动，也就是曲轴的扭转振动，当激振力频率与曲轴自振频率成整数倍时，曲轴扭转振动便因共振而加剧。这将使发动机功率受到损失，正时齿轮或链条磨损增加，严重时甚至将曲轴扭断。为了消减曲轴的扭转振动，有的发动机在曲轴前端装有扭转减振器。

汽车发动机常用的曲轴扭转减振器是摩擦式减振器，其工作原理是使曲轴扭转振动能量逐渐消耗于减振器内的摩擦，从而使振幅逐渐减小。

图 2.50 所示为发动机曲轴上装的橡胶摩擦式扭转减振器。转动惯量较大的惯性盘 5 用

一层橡胶垫和由薄钢片冲压制成的圆盘 3 相连。圆盘 3 和惯性盘 5 都同橡胶垫 4 硫化粘接。圆盘 3 的毂部用螺栓固装于曲轴前端的风扇带轮上。当曲轴发生扭转振动时，曲轴前端的角振幅最大，而且通过带轮轮毂带动圆盘 3 一起振动。惯性盘 5 则因转动惯量较大而实际上相当于一个小型的飞轮，其转动瞬时角速度也比圆盘 3 均匀得多。这样，惯性盘 5 就同圆盘 3 有了相对角振动，而使橡胶垫 4 产生正反方向交替变化的扭转变形。这时，由于橡胶垫变形而产生的橡胶内部的分子摩擦，消耗扭转振动能量，整个曲轴的扭转振幅将减小，把曲轴共振转速移向更高的转速区域内，从而避免在常用的转速内出现共振。

橡胶减振器的主要优点是结构简单、质量小、工作可靠，所以在汽车发动机上应用广泛。其主要缺点是对曲轴扭转振动的衰减作用不够强，而且橡胶由于内摩擦生热升温而容易老化。

图 2.51 所示为一种干摩擦式的扭转减振器。两个惯性盘 1 松套在风扇带轮轮毂上，两盘可作轴向相对移动，但不能相对转动。惯性盘的端面与带轮 6 和平衡重 4 的端面之间都有摩擦片 5。装在两个惯性盘之间的弹簧 2 使惯性盘紧压摩擦片。在曲轴发生扭转振动时，惯性盘与带轮及平衡重发生相对角振动，靠它们与摩擦片 5 之间的干摩擦消减振动。

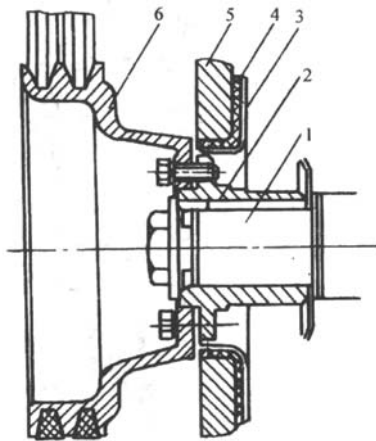


图 2.50 橡胶摩擦式扭转减振器

1—曲轴前端 2—带轮轮毂 3—减振器圆盘
4—橡胶垫 5—惯性盘 6—带轮

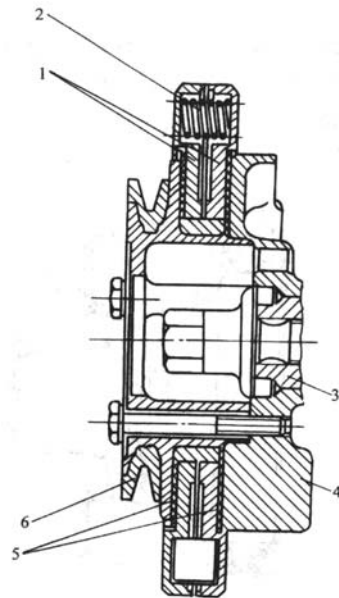


图 2.51 干摩擦式扭转减振器

1—惯性盘 2—弹簧 3—曲轴
4—平衡重 5—摩擦片 6—带轮

图 2.52 所示为国产 150 系列黏液式减振器示意图。减振体 2 浮动地装在密封外壳 1 中，两者之间具有很小的间隙(0.5~0.7mm)，其中充满高黏度的特种黏液(如有机硅油)。当曲轴发生扭转振动时，带着外壳一起振动，而转动惯量很大的减振体基本上是匀速运转，于是两者之间发生相对滑动，使硅油受剪切，产生各油层之间的相对滑动，摩擦生热而消耗振动的能量，从而减小了扭振振幅。这种减振器的主要优点是减振性能良好，质量和容积均比较小；其主要缺点是硅油散热较差，因而容易升温而降低黏度，对曲轴的扭振衰减作用减弱。

2.4.3 飞轮

飞轮是一个转动惯量很大的圆盘，其主要功用是将在做功行程中曲轴做功的一部分储存起来，用以在其他行程中克服阻力，带动曲柄连杆机构越过上、下止点，保证曲轴的旋转角速度和输出转矩尽可能均匀，并使发动机有可能克服短时间的超载荷；此外，在结构上飞轮又往往用作汽车传动系中摩擦离合器的驱动件。

为了保证有足够的转动惯量，并尽可能减小飞轮的质量，应使飞轮的大部分质量都集中在轮缘上，因而轮缘通常做得宽而厚。

飞轮多采用灰铸铁制造，当轮缘的圆周速度超过 50m/s 时，要采用强度较高的球铁或铸钢制造。

飞轮外缘上压有一个齿环(图 2.41)，可与启动机的驱动齿轮啮合，供启动发动机用。飞轮上通常刻有第一缸点火定时记号，以便校准点火时间。如图 2.53 所示，解放 CA6102 型发动机的正时记号是“上止点/1-6”，当这个记号与飞轮壳上的刻线对正时，即表示 1-6 缸的活塞处在止点位置。

多缸发动机的飞轮应与曲轴一起进行平衡，否则在旋转时因质量不平衡而产生的离心力，将引起发动机振动并加速主轴轴承的磨损。为了在拆装时不破坏它们的平衡状态，飞轮与曲轴之间应有严格的相对位置，用定位销或不对称布置螺栓予以保证。

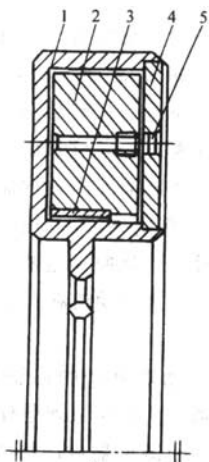


图 2.52 150 系列车用柴油机黏液摩擦式减振器

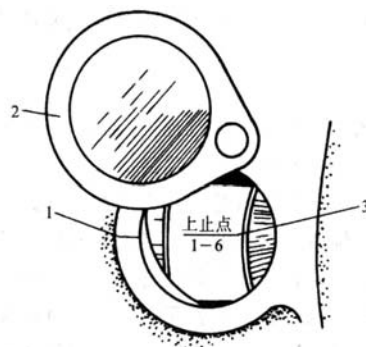


图 2.53 发动机点火定时记号

1—密封外壳 2—减振体 3—衬套
4—侧盖 5—注油螺塞孔

1—离合器外壳的记号 2—观察孔盖板 3—飞轮上的记号

2.4.4 发动机的悬置

发动机的悬置一般采用汽缸体和飞轮壳或变速器壳上的支撑支承在车架上。其方法一般采用三点支承和四点支承两种，如图 2.54 所示。

三点支承可布置成前二后一或前一后二，北京 492QA 型发动机的支承是前面两个支承点位于曲轴箱的支撑上，后面一个支承点在变速器壳上(图 2.55)。前一后二的三点支承法用于解放 CA6102 型汽车发动机上。

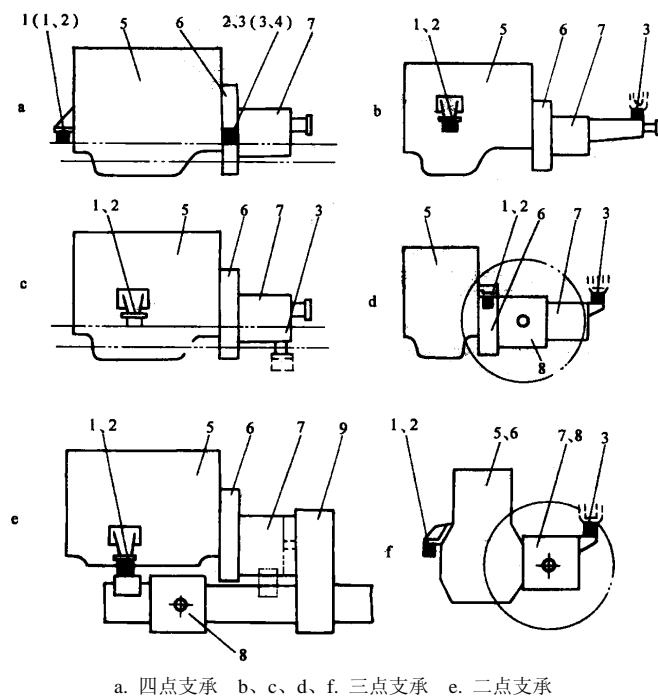


图 2.54 发动机支承示意

1、2、3、4—支承 5—发动机 6—离合器壳 7—变速器 8—主减速器 9—分动器

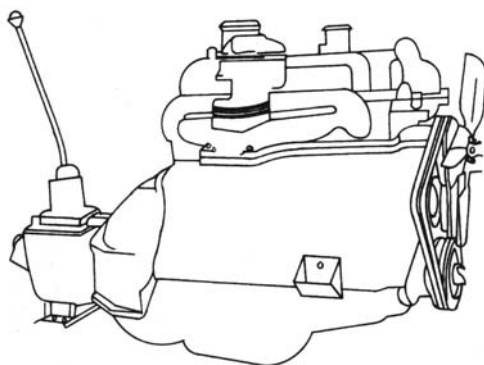


图 2.55 北京 492QA 型发动机的支承

采用四点支承法时，前后各有两个支承点。

发动机在车架上的支承是弹性的，这是为了消除在汽车行驶中车架的扭转变形对发动机的影响，以及减少传给底盘和乘员的振动和噪声。

弹性支承的发动机运转时，特别是在工作不稳定(如低转速或超载荷)时，可能发生横向角振动，因此与发动机相连的各种管子和杆件等结构必须保证在发动机振动时不致破坏它的正常工作，如采用软管。为了防止当汽车制动或加速时由于弹性元件的变形而产生的发动机纵向位移，有时装用专门拉杆。拉杆的一端与车架纵梁相连，另一端与发动机连接，两端连接处有橡胶垫。

思 考 题

1. 什么是干缸套？什么是湿缸套？采用湿缸套时如何防止漏水？
2. 曲柄连杆机构的组成和功用是什么？
3. 活塞环装配时应注意什么？
4. 为什么曲轴要轴向定位？
5. 浮式活塞销有什么优点？为什么要轴向定位？
6. 曲轴上的平衡重起什么作用？为什么有的曲轴上没有平衡重？
7. 曲轴扭转减振器起什么作用？