



辽宁省“十二五”普通高等教育本科省级规划教材

航海类专业精品系列教材

船舶辅机

陈海泉 主编



大连海事大学出版社

第一篇 船用泵

第一章 船用泵概述

第一节 泵在船上的功用和分类

在船上经常需要输送水、油和其他各种液体。泵就是用来输送液体的一种机械。

我们知道,液体不可能自发地从低处流向高处,也不可能从压强较低的地方进入压强较高的处所,这是因为前者所具有的液体能要比后者小。因此,只有对液体输送了足够的机械能,泵才能完成运送液体的任务。由水力学可知,液体的机械能有压力能、动能和位能三种形式,它们之间可以相互转换。从这个意义上说,泵也是一种向液体传送机械能的机械。

船用泵名称繁多,种类各异,为便于学习,我们可按用途和工作原理的不同将其分类如下:

一、泵按用途的分类

1. 船舶安全及生活设施用泵

船舶安全及生活设施用泵,也称为船舶通用泵,用来为船舶营运及船上人员的生活需要服务,是任何机动船舶都要装备的一类泵。属于这一类的泵主要有压载泵、舱底水泵、消防泵、卫生水泵和淡水泵等。

2. 船舶动力装置用泵

这类泵是为船舶动力装置的工作需要而设置的。对目前绝大多数柴油机船来说,主要有燃油驳运泵、燃油输送泵、主机缸套和活塞冷却泵、海水循环泵、润滑油泵、润滑油驳运泵、柴油发电机的冷却水泵和海水泵等。

3. 船舶辅助机械用泵

为船舶辅助机械服务的泵主要有辅助锅炉的给水泵、燃油泵、冷凝器的循环水泵,空气压缩机和制冷装置中的冷却水泵,海水淡化装置中的给水泵、淡水泵、排盐泵和真空泵,液压舵机、液压起货机和液压锚、绞缆机所用的液压泵,以及污水、污油和粪便处理装置中所用的泵等。

4. 特殊船舶专用泵

船舶专用泵是指某些特殊用途船舶所用的泵,如捕鱼船上的捕鱼泵、挖泥船上的吸泥泵、破冰船上的压载泵、深水打捞船上的打捞泵、消防船上的消防泵、油船上的货油泵以及液化气船和化学品船上的深井泵和潜液泵等。

二、泵按工作原理的分类

1. 容积式泵

容积式泵主要是通过运动部件的位移,使泵工作空间的容积发生周期性变化而产生吸排,靠挤压把机械能传给液体,从而达到输送液体的目的。根据挤压液体部件的运动特点,容积式

泵又可分为往复泵和回转泵两类。往复泵主要有活塞式和柱塞式;回转泵主要有齿轮泵、螺杆泵和叶片泵。

2. 叶轮式泵

叶轮式泵主要是通过工作叶轮带动液体高速转动,把机械能传给液体,以使其压力和流速增加,然后再将动能转变为压力能,从而达到输送液体的目的。属于这一类的泵有各种离心泵、轴流泵和旋涡泵等。

3. 喷射泵

喷射泵是通过喷射工作流体所产生的高速射流,吸引周围流体,使其进行动量交换,以便把动能传给被输送的流体,然后再转换为压力能,从而达到输送流体的目的。属于这一类的泵主要有水射水泵、水射真空泵以及蒸汽喷射器和空气喷射器等。

第二节 泵的性能参数

为了表征泵的性能和完善程度,以便选用和比较,就需借助于流量、压头、转速、功率、效率和允许吸上真空度等工作参数,这些参数就称为泵的性能参数。

一、流量

流量是指泵在单位时间内所能输送的液体量,可用体积或质量来度量,分别称之为体积流量或质量流量。体积流量常用 Q 表示,单位是 m^3/s ;水泵常用 m^3/h ,油泵常用 L/min ;质量流量常用 G 表示,单位是 kg/s ,常用单位还有 t/h 、 kg/min 。

质量流量和体积流量的关系为

$$G = \rho Q \quad (1-1)$$

式中: ρ ——液体的密度, kg/m^3 。

一般泵的铭牌上所标出的流量是指泵在额定工况下的流量,即额定流量。泵实际工作时的流量与工作条件有关,不一定等于额定流量。

二、扬程

扬程亦称压头,它是指泵传给受单位重力(每牛顿)作用的液体的能量,亦即每单位重力作用的液体通过泵后其总能量的增加值。扬程常用 H 表示,单位是 m 液柱,虽非法定,但仍常沿用。

1 m 压头相当于 1 N 液体在泵中获得 1 $\text{N} \cdot \text{m}$ 的机械能,而 1 $\text{N} \cdot \text{m}$ 的机械能恰好可使 1 N 液体克服重力上升 1 m 的高度。

当泵的扬程较高时,也常用压力 p 来代替泵的扬程 H ,它们之间的关系是

$$p = \rho g H \quad (1-2)$$

通常,1 Pa 约相当于 0.1 mm 水柱。

受单位重力的作用的液体所具有的能量称为比能,因此泵所产生的扬程也可用泵吸、排口处的比能之差来表示。那么,以图 1-1 中的 A-A 为基准面,则列出伯努利方程有:

液体在泵吸入口处的比能

$$E_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1$$

液体在泵排出口处的比能

$$E_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + (z_1 + \Delta z)$$

式中: p_1 ——泵吸入口处的压力, Pa;

p_2 ——泵排出口处的压力, Pa;

v_1 ——液体在吸入管中的流速, m/s;

v_2 ——液体在排出管中的流速, m/s;

z_1 ——吸入几何高度, m 液柱;

Δz ——吸入压力表与排出压力表间的垂直距离, m 液柱。

由此可见, 泵的扬程

$$H = E_2 - E_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \Delta z \quad (1-3)$$

如果知道泵吸、排口处的压力和速度以及吸、排压力表间的距离, 那么, 根据式 (1-3) 即可求得泵的扬程。当泵的吸、排管径相同且吸、排压力表间的垂直距离很近时, 泵的扬程 H 就可近似地由吸、排压差来决定, 这时

$$H \approx \frac{p_2 - p_1}{\rho g} \approx \frac{p_2}{\rho g} \quad (1-4)$$

泵在管路中工作时的扬程, 取决于工作管路特性, 求导过程如下:

如取 $A-A$ 为基准面, 那么就可对 $B-B$ 列出伯努利方程

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + \sum h_1$$

式中: p_a ——吸入液面上的压力, Pa;

z_1 ——吸入几何高度, 在吸入液面低于泵的吸入口或泵轴中心线时, 取为正值, 称为正吸高, 而当吸入液面高于泵的吸入口时, 取为负值, 称为流注高度, m 液柱;

$\sum h_1$ ——吸入管中的各种水力损失之和, m 液柱。

可得吸入压头

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_a}{\rho g} - \left(\frac{v_1^2}{2g} + z_1 + \sum h_1 \right) \quad (1-5)$$

同样, 如以 $C-C$ 为基准面对 $D-D$ 列出伯努利方程

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_c}{\rho g} + z_2 + \sum h_2$$

可得排出压头

$$\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_c}{\rho g} + z_2 + \sum h_2 - \frac{v_2^2}{2g} \quad (1-6)$$

式中: p_c ——排出容器中的压力, Pa;

z_2 ——排出几何高度, m 液柱;

$\sum h_2$ ——排出管中的各种水力损失之和, m 液柱。

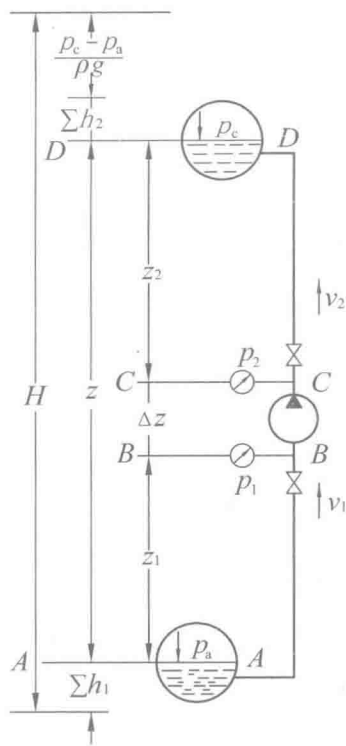


图 1-1 泵装置简图

将式(1-5) 和式(1-6) 代入式(1-3) 中,并使 $v_1 = v_2$,于是可得

$$H = \frac{p_c - p_a}{\rho g} + (z_1 + z_2 + \Delta z) + (\sum h_1 + \sum h_2)$$

即

$$H = \frac{p_c - p_a}{\rho g} + z + \sum h \quad (1-7)$$

式中: $z = z_1 + z_2 + \Delta z$ ——吸入液面到排出液面间的总几何高度, m 液柱;

$\sum h = \sum h_1 + \sum h_2$ ——吸、排管中的总水力阻力损失, m 液柱。

由上可见,泵所产生的扬程被用来克服吸、排液面的压差,吸、排管路中的各种水力阻力;并将液体提升到一定的高度。至于消耗在每项中能量的多少,则视泵的功用及其工作条件而定,例如,锅炉给水泵的扬程主要消耗在克服锅炉的蒸汽压上,压载泵的扬程主要消耗在克服管路的水力阻力上,而消防泵的扬程,则主要用在自下而上的挤压液体中。

三、转速

泵的转速就是指泵轴的每分钟回转数,用 n 表示,单位是 r/min 。泵轴的转速和原动机轴的转速并不都是一致的,泵的铭牌上标出的转速是指泵轴的额定转速。大多数泵是由原动机直接驱动,两者转速相同;但电动往复泵要经减速传动,其泵轴转速比原动机要低。

四、功率和效率

泵的功率有输出功率和输入功率两种。

泵的输出功率是指泵单位时间内传给液体的能量,也称有效功率,用 P_e 表示,并可由下式求得

$$P_e = gGH = \rho gQH \quad (1-8)$$

泵的输入功率也称轴功率,是指原动机传给泵的功率,常用 P 表示。

由于泵在实际工作中总存在各种能量损失,所以泵的有效功率 P_e 总小于轴功率 P ,并可由效率 η 来衡量。所谓效率就是有效功率与轴功率的比值,即

$$\eta = P_e/P \quad (1-9)$$

效率 η 表示泵性能的好坏以及动力的利用程度。效率越高,说明泵的工作越经济。泵效率的高低与泵本身设计的好坏有关,也和木模、铸造、加工及装配等工艺过程有关。各种泵的工作原理不同,它们的效率范围也不同。一般来说,往复泵的效率在 75% ~ 95% 的范围内,而离心泵的效率则介于 60% ~ 90%。

泵的能量损失是由以下三种损失造成的:由于漏泄及吸入液体中含有气体等造成的流量损失,用容积效率 η_v (实际流量 Q 与理论流量 Q_t 之比)来衡量,即

$$\eta_v = Q/Q_t \quad (1-10)$$

液体在泵内流动因摩擦、撞击、旋涡等水力损失造成的扬程损失,用水力效率 η_h (实际扬程 H 与理论扬程 H_t 之比)来衡量,即

$$\eta_h = H/H_t \quad (1-11)$$

不考虑泵本身的流量损失和扬程损失,泵传给液体的功率称为水力功率,用 P_h 表示。

$$P_h = \rho g Q_t H_t \quad (1-12)$$

由运动部件的机械摩擦所造成的能量损失,用机械效率 η_m (水力功率 P_h 与轴功率 P 之比)来衡量,即

$$\eta_m = P_h/P \quad (1-13)$$

由此可得

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\rho g Q H}{P} \cdot \frac{Q_1 H_1}{Q_1 H_1} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (1-14)$$

泵的配套功率是指所配原动机的额定输出功率,用 P_M 表示。原动机若是通过传动装置与泵连接,要考虑传动效率;另外,考虑到泵运转时可能超负荷等情况,泵的配套功率应大于额定轴功率,即

$$P_M = K_M P \quad (1-15)$$

式中: K_M ——功率储备系数。根据 GB 10832—89(船用离心泵、旋涡泵通用技术条件) $P = 0.5 \sim 5 \text{ kW}$ 时, $K_M \geq 1.42 \sim 1.25$; $P = 5 \sim 10 \text{ kW}$ 时, $K_M \geq 1.25 \sim 1.2$; $P > 10 \text{ kW}$ 时, $K_M \geq 1.2 \sim 1.1$ 。必要时允许适当降低 K_M 值。

五、允许吸入真空度或允许吸上真空高度

允许吸入真空度是指泵在额定流量下保证不发生汽蚀(所谓汽蚀,就是指泵在吸入过程中因液体汽化破坏了正常吸入,并由此产生一系列不良后果的一种现象,详见第五章中的有关说明)时在吸入口处允许达到的最大真空压力 $(p_a - p_s)_{\max}$,用 H_s 表示,单位是 MPa,或其所相当的水头,单位为 m 液柱。它表示受单位重力作用的液体在大气压力的作用下,以不引起汽蚀为条件,在进入泵的吸入口前允许消耗的最大压降。允许吸入真空度越大,泵从大气压力下能把液体吸上的几何高度越大,或可以消耗于吸入流程中的压降越大,亦即泵的吸入性能越好。

水泵铭牌上通常标注的是允许吸上真空高度,用 $[H_s]$ 表示,即:

$$[H_s] = H_s / \rho g \quad (1-16)$$

允许吸上真空高度 $[H_s]$ 是由泵制造厂在标准大气压(0.101 3 MPa)下,以常温(20 ℃)清水在额定工况下通过试验得到的。按规定它是临界状态下(即泵刚好发生汽蚀而不能正常工作时)的吸入几何高度减去 0.3 m 液柱,作为泵的允许吸上真空高度。一般泵的允许吸上真空高度在 2.5 ~ 9 m 之间。显然,实际使用条件和试验条件不同时, H_s 值亦将不同,必须通过换算才能求得。

第二章 往复泵

往复泵是人类应用最早的一种机械,现今,往复泵在很多场合虽然已被结构简单、造价低廉和流量范围更大的离心泵所代替,但因其本身所具有的一些特殊优点,诸如工作可靠、效率较高、扬程不受流量的影响且能干吸等,所以,在小流量、高压力以及要求自吸等场合,仍有其无法取代的独特作用。

第一节 往复泵的工作原理及特点

一、往复泵的工作原理

往复泵的基本结构和工作原理如图 2-1 所示。它主要由泵缸 4、活塞 5、吸入阀 3 和排出阀 8 等所组成。活塞 5 与活塞杆 6 相连,可由原动机经传动机构带动在泵缸中做直线往复运动。

泵缸 4 借吸入阀 3 和排出阀 8 可分别与吸入管 2 和排出管 9 相连通。吸入管深入到被运送的液面以下,下端装有吸入滤器 1,而排出管 9 则一直通到需要用水的处所。当活塞由左向右运动时,泵缸 4 中的容积增大,压力降低。这时,吸入阀下方的大气压力,就会克服作用在吸入阀上的压力,将吸入阀顶开,使吸入管与泵缸相通,吸入管内压力降低,于是,吸入管中的液面就会上升。当活塞由右向左运动开始排出行程时,吸入阀 3 在自重、阀上弹簧张力以及泵缸内不断增大的空气压力的作用下关闭。此后,泵缸内的空气将被向左运动的活塞所压缩而达到足以打开排出阀的压力。当排出阀打开后,空气即被从排出管挤出,直至活塞到达极左位置时为止。

这样,活塞连续不断地做往复运动,吸入管中气体将不断被泵排往排出管,吸入管内的液体,在活塞每一个吸入行程后,都将升高,直至最后,液体将能在吸入終了时,充满泵缸,并在排出行程中将其从排出管排出,使泵开始正常工作。

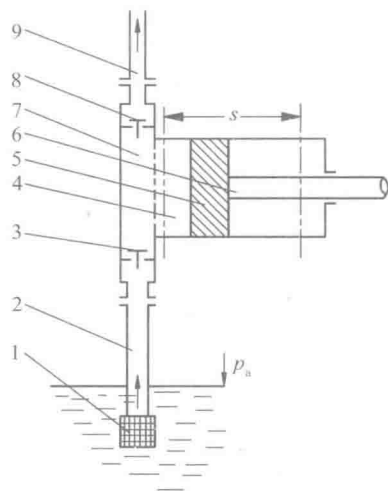


图 2-1 往复泵示意图

1—吸入滤器;2—吸入管;3—吸入阀;4—泵缸;
5—活塞;6—活塞杆;7—阀箱;8—排出阀;9—
排出管

二、往复泵的分类

(一)按活塞的构造形式分

1. 盘状活塞式往复泵(如图 2-1 所示)

在船上舱底水泵常采用这种形式。在这种往复泵中,泵缸内的活塞呈盘状。活塞的长度常取 $0.8D \sim 1.0D$ (D 为活塞直径)。因此,采用盘状活塞时,泵缸长度较短,流量较大;但因它把泵缸分成两个空间,两个空间在工作中始终存在压差,使泵缸内部发生泄漏,故不适合用于

高压。

盘状活塞常由铸铁、钢、青铜或塑料等制成,在活塞上多装设活塞环,以保持活塞与缸壁间的密封,尽量减少漏泄。

2. 柱塞式往复泵

在这种往复泵中,泵缸内的主要工作部件采用柱塞,如图 2-2 所示。

柱塞可由铸钢、铸铁、青铜或合金钢制成。当柱塞直径小于 100 mm 时都做成实心,大于 100 mm 时都制成空心,以减轻重量。柱塞式往复泵因柱塞不需装用活塞环,仅加装外填料,故维修方便,并能承受较高压力。但柱塞表面必须精密加工,并应具有较高的硬度。如柴油机高压油泵、气缸油注油器等,就是采用该类型泵的设计原理进行设计的。

3. 隔膜式往复泵

如图 2-3 所示,隔膜式往复泵是利用活塞或柱塞在泵缸中的往复运动,再通过气体、液体或机械传动,使隔膜反复鼓动,以进行吸排的一种往复泵,由于被运送的液体只与缸头、吸入和排出阀以及隔膜的一侧相接触,故当输送含有固体颗粒或酸碱类的液体时,就可减少泵缸、柱塞和密封装置的磨损或腐蚀。

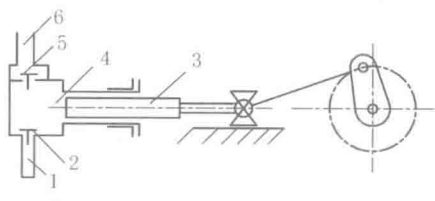


图 2-2 柱塞式往复泵

1—吸入管;2—吸入阀;3—柱塞;4—泵缸;5—排出阀;6—排出管

(二) 按泵的作用次数分

1. 单作用泵

这种泵在泵轴每回转一次或活塞每往复一次时只有一个吸入行程和一个排出行程。图 2-2 所示的柱塞泵即属单作用泵。

2. 双作用泵

双作用泵的主要特点是泵缸具有两个工作空间,每个工作空间都具有自己的吸入阀和排出阀,如图 2-4 所示。这种泵,活塞每往复一次共有两个吸入行程和两个排出行程,故当转速相同,泵缸尺度相等时,流量就可比单作用泵大约增加一倍,因而使排出管供液比较均匀。

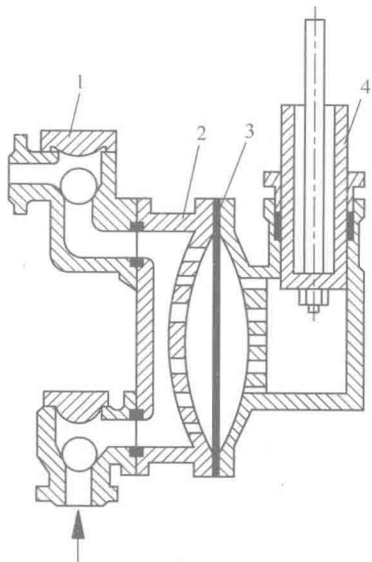


图 2-3 液压传动的隔膜式往复泵

1—泵阀部分;2—隔膜缸头;3—隔膜;4—柱塞

3. 三作用泵和四作用泵

三作用泵就是在一根曲轴上同时驱动着曲柄互成 120° 夹角的三个单作用泵。它能获得比双作用泵更为均匀的液流供应。

为了减少泵的外廓尺寸,大流量泵通常都采用四作用泵,这种泵实际上是由两个并联的双作用泵所构成。如果忽略活塞杆在泵缸空间中所占的体积,四作用泵的流量就将等于单作用泵的四倍。

此外,还有由多个单作用泵组成的多作用泵。

除上述分类外,也可按泵缸的轴线位置而分为卧式泵和立式泵,按泵缸数目分为单缸泵、双缸泵以及三缸以上的多缸泵,按所输送的液体种类而分为水泵和油泵等。

三、往复泵的流量及流量不均匀度

1. 往复泵的流量

往复泵的理论流量就等于单位时间内活塞在缸内扫过的容积。其理论流量可由下述公式求出

$$Q_t = 60KA_e sn \quad (2-1)$$

式中: A_e ——活塞有效工作面积, m^2 ,对单作用泵缸, $A_e = \frac{\pi}{4}D^2$,对双作用泵缸,

$$A_e = \frac{\pi}{4} \left(D^2 - \frac{1}{2}d^2 \right), \text{其中 } D \text{ 为活塞直径, } d \text{ 为活塞杆直径;}$$

s ——活塞的工作行程, m ;

n ——活塞每分钟的往复次数或泵轴每分钟的回转数, r/min ;

K ——泵的作用次数。

往复泵的实际流量总是小于理论流量,实际流量与理论流量的关系为 $Q = Q_t \eta_v$ 。其容积效率 η_v 当输送常温清水一般为 $0.80 \sim 0.98$,输送热水、液化烃、石油产品为 $0.60 \sim 0.80$ 。

实际流量小于理论流量的原因:

(1) 泵阀关闭不严;活塞环、活塞杆填料有漏泄。

(2) 吸入时液体压力降低,溶解在液体中的气体逸出,压力太低时液体还可能汽化,空气也可能从轴封处漏入。

(3) 活塞换向时泵阀关闭难免滞后,故开始排出时会有液体经吸入阀漏回吸入管,开始吸入时又会有液体经排出阀漏回。

2. 往复泵的流量不均匀度

上面讨论的往复泵流量是指单位时间内泵的总流量,因此当活塞的直径 D 、行程 s 及转速 n 一定时,其流量即可保持不变。但实际上活塞做不等速运动,就造成了往复泵在每一瞬时的排量是变化的,因此往复泵的瞬时流量是不均匀的。往复泵在任一瞬时的排量称为往复泵的瞬时流量,用 q 表示。

$$q = A_e v \quad (2-2)$$

式中: A_e ——活塞有效工作面积, m^2 ;

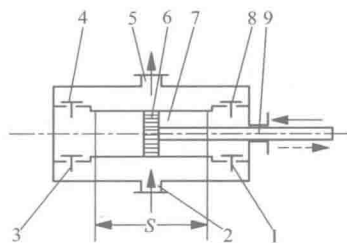


图 2-4 双作用往复泵

1、3—吸入阀;2—吸入管;4、8—排出阀;5—排出管;6—活塞;7—泵缸;9—活塞杆

v ——活塞运动速度, m/s 。

一般来说, 偏心距 r 与连杆长度 l 的比值 $\lambda = r/l \leq 0.25$, 往复泵活塞运动速度可近似地用连杆大端轴承中心做匀速圆周运动(角速度为 ω) 的线速度 $r\omega$ 在活塞杆方向的分速度 v 来代替, 如图 2-5(a) 所示, 即 $v = r\omega \sin \beta$ (β 为泵轴的偏心距半径相对泵缸中心线的夹角)。一般视电动机为匀速转动, 即 ω 是常数, 故往复泵活塞的运动速度和瞬时流量在一个行程中(从排出行程开始的止点算起, 泵轴转角 β 从 0° 至 180°) 近似地按正弦曲线规律变化, 前半行程是加速运动, 后半行程是减速运动。图 2-5(b) 示出作用数不同的电动往复泵的流量变化曲线。

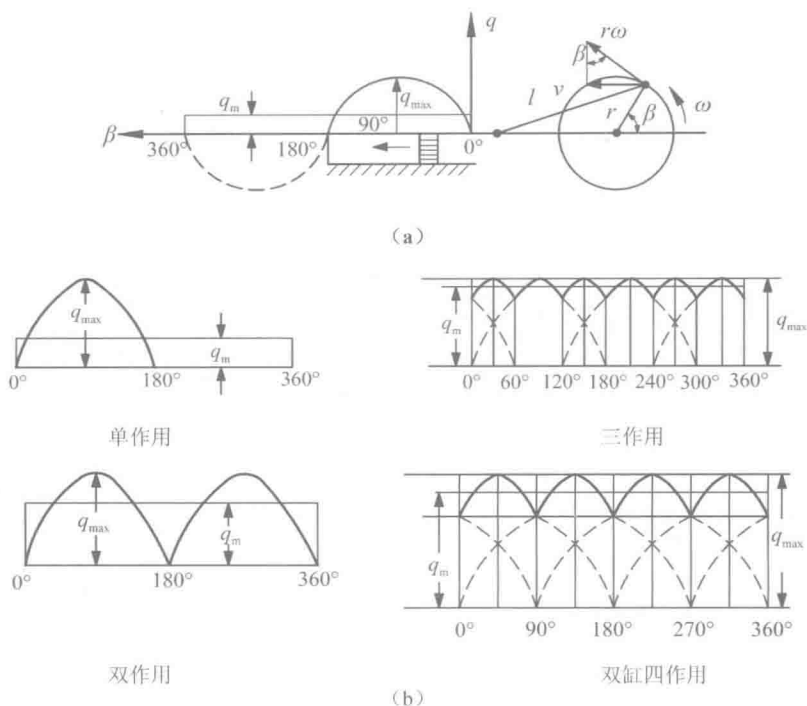


图 2-5 电动往复泵的流量变化曲线

从图中可以看出: 液缸数越多, 合成瞬时理论流量 q 越趋向均匀, 并且奇数缸比偶数缸效果更加明显。但液缸数太多, 往复泵的结构复杂, 制造和维护困难, 通常用双缸四作用、三缸单作用、单缸单作用和单缸双作用。

泵的流量的不均匀程度可用流量脉动率 σ_Q 表示。

$$\sigma_Q = (q_{\max} - q_{\min}) / q_m \quad (2-3)$$

式中: $q_{\max}$ 、 $q_{\min}$ 、 q_m ——最大、最小瞬时流量和平均流量。

各种往复泵 σ_Q 的理论值如表 2-1 所示, 它和偏心距与连杆长度的比值 λ 有关。表中所列 σ_Q 值未考虑活塞杆容积的影响, 实际流量的不均匀程度还要更大些。例如双缸四作用泵活塞杆直径 d 与缸径 D 之比 $d/D = 0.20$ 、 $\lambda = 0.2$ 时, σ_Q 实际不是 0.32, 而是 0.42。

表 2-1 电动往复泵理论流量脉动率 σ_Q

作用数 K	1	2	3	4
$\lambda = 0$ (l 无穷大)	3.14	1.57	0.14	0.32
$\lambda = 0.2$	3.20	1.60	0.25	0.32

往复泵的流量不均匀会造成排出压力的脉动,尤其是当排出压力的变化频率与排出管路的自振频率相等或成整数倍时,将会引起共振。同样流量和压力的波动会使吸入条件变坏。

选择合适的液缸数、作用数或采用空气室等方法,可以减少流量和压力的脉动。

四、往复泵的特点

1. 有自吸能力

所谓泵的自吸能力是指其排除泵及吸入管内的空气,将液体从低于泵处吸上,并能排送液体的能力。自吸能力可由自吸高度和吸上时间来衡量。泵排送气体时在吸口造成的真空度越大(自吸高度越大),造成足够真空度的速度越快(吸上时间越短),说明其自吸能力越强。往复泵具有较强的自吸能力。

容积式泵按其工作原理都有自吸能力。自吸能力与泵的结构形式和密封性能有关。往复泵泵阀、泵缸等密封性变差会降低自吸能力,故为改善其自吸能力,启动前一般应在缸内灌满液体。

2. 理论流量与工作压力无关

由往复泵理论流量公式可以看出,当往复泵的几何尺寸及转速确定后,其理论流量即为常数,和泵工作时的压力无关(后述的叶片式泵的流量与压力是紧密相关的)。所以往复泵不能用节流调节法(调节排出阀开度)来调节流量,只能采用变速或回流(旁通)调节。

3. 额定排出压力与泵的尺寸和转速无关

容积式泵是靠运动部件强行挤压液体而提高其压力能,故所能达到的排出压力不受泵的尺寸和转速的限制,主要受限于轴承的承载能力和泵的密封性能,以及泵设计的强度和选配的原动机功率。往复泵启动前必须先开排出阀。为防止排压过高导致泵损坏或过载,必须设安全阀。

以上性能特点是容积式泵共有的。此外,它还有以下特点:

4. 流量不均匀

5. 转速不宜太快

电动往复泵转速一般为 $200 \sim 300 \text{ r/min}$,最高不超过 500 r/min ,高压小流量泵为 $600 \sim 700 \text{ r/min}$ 。若转速过高,泵阀迟滞造成的容积损失就会相对增加;而且泵阀撞击会加重,也将使阀的磨损和噪声加剧;此外,液流和运动部件的惯性力也将随之增加,会产生有害的影响。由于转速不宜太高,故往复泵在既定流量下的尺寸和重量相对较大,适用流量受到限制。

6. 对液体污染度不是很敏感

但排送含固体杂质的液体时,泵阀容易磨损和泄漏。如果作舱底水泵用,应加装吸入滤器。

7. 结构较复杂,易损件(活塞环、泵阀、填料和轴承等)较多

第二节 电动往复泵实例及管理

目前,在船上大多使用电动往复泵作为舱底水泵。下面就以电动往复泵为例,说明往复泵的构造、管理与检修。

一、电动往复泵结构

图 2-6 示出了国产 2DSL(型号含义:2—缸数;D—电动;S—水泵;L—立式)型电动双缸四

作用往复泵。它主要由电动机 1、减速箱 2、曲柄连杆机构 3、泵缸 4 以及润滑油泵 5 等组成。

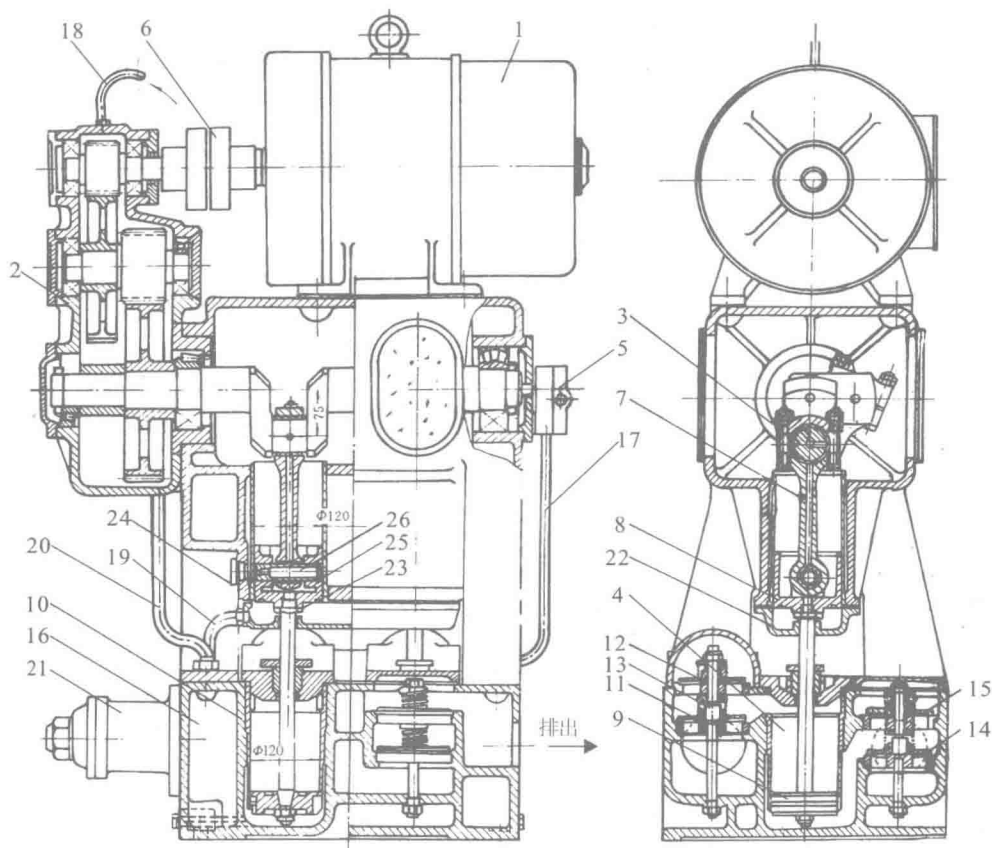


图 2-6 2DSL 型电动往复泵

1—电动机;2—减速箱;3—曲柄连杆机构;4—泵缸;5—滑油泵;6—联轴器;7—连杆;8—十字头;9—活塞;
10—水缸;11、14—吸入阀;12、15—排出阀;13—固定螺栓;16—滑油箱;17、18、19、20—油管;21—安全阀;
22—油盘;23—锁紧螺母;24—堵头;25—定位弹簧圈;26—十字头销

1. 电动机

电动机采用一般防滴式交流电机。电机的转向必须与机体上的标号相一致,以防止由曲轴带动的齿轮油泵反转而不能供油。

2. 齿轮减速箱

齿轮减速箱位于电机的出轴侧,由电机经挠性联轴器 6 带动回转。减速箱共分两级,采用圆柱齿轮,轮轴由滚子轴承来支承。

3. 曲轴

曲轴是一根整轴,由三个滚子轴承(其中最后一个是自位轴承)支承工作。轴上有两个曲柄,两曲柄夹角为 90° ,以减少流量和功耗的波动。曲轴上的曲柄销与连杆7的大端相连,连杆小端则经十字头8与水泵活塞杆相连。这样,当电机带动曲轴回转时,固定在活塞杆上的活塞9就将不停地做往复运动。

4. 缸体

缸体由铸铁浇铸而成,中间镶有内套。内套常用铜制成,以防海水腐蚀。

5. 活塞及活塞环

活塞的材料是铜或铸铁,用螺母固定在活塞杆上。在活塞的外周装有密封用的活塞环(胀圈)。当胀圈用非金属耐磨材料(如夹布胶木、塑料)或青铜制成时,为了保证足够的弹力,可在胀圈的内侧加衬弹簧。胀圈的密封性能通常都用搭口间隙的大小来衡量。如果胀圈工作过久,磨损过度,使搭口间隙超过规定数值,则应予以换新。

6. 阀箱

该泵四个阀箱位于泵缸的前后,分别与泵缸的下部和上部腔室相连。在每一阀箱中都设有两个水阀,下部为吸入阀,上部为排出阀。每个阀都由阀座、阀盘、弹簧、弹簧座盖以及固定螺栓 13 等所组成。

整个阀箱被水阀分成三个空间:上部为排出空间,经流道与泵的排出管相通;中部为工作空间,与泵的工作腔室相通;下部为吸入空间,与泵的吸入管相连通。这样,当活塞向上运动时,上部腔室中的液体就会经排出阀 12 和排出管流出;与此同时,下部泵腔则经吸入阀 14 吸入液体,直到活塞到达上死点为止。此后,活塞又开始下移,液体即经吸入阀 11 吸入,并经排出阀 15 排出。所以,活塞每往返一次,每一泵缸就吸排两次,整个双缸泵则吸排四次,故为四作用泵。

7. 泵阀

往复泵的水阀,无论是吸入阀还是排出阀,常安设在一个与缸体相连的阀箱中。小型泵的阀箱多与泵体一起铸成,而在较大的泵中,则多单独铸成,然后再与泵体相连。图 2-7 即表示一单缸双作用泵的阀箱示意图。

由图 2-7 可见,阀箱由公共的排出室 4、吸入室 8 以及两个互不相通的小室 10、11 所组成。其中,排出室 4 与排出管 6 相连,吸入室 8 与吸入管 9 相连,而小室 10、11 则分别与泵缸的上下工作空间相连,并可经排出阀 5、吸入阀 7 而与排出室 4、吸入室 8 相连通。

水阀的构造种类很多,如依构造和形状的不同主要有:

(1) 盘阀

盘阀阀体呈盘状,如图 2-8 所示。

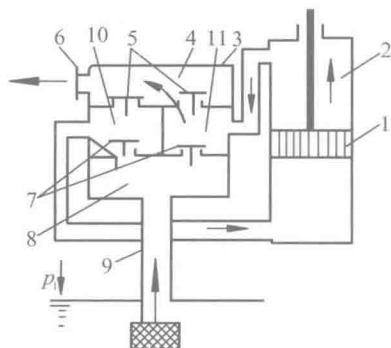


图 2-7 单缸双作用泵阀箱示意图

1—活塞;2—泵缸;3—阀箱;4—排出室;
5—排出阀;6—排出管;7—吸入阀;8—吸
入室;9—吸入管;10、11—小室

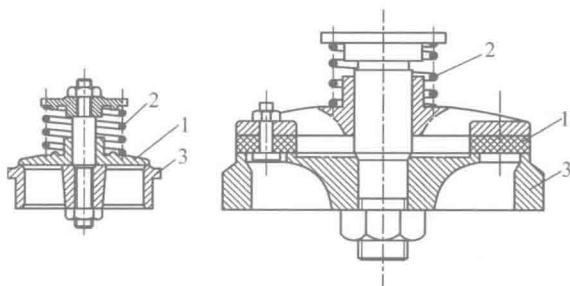


图 2-8 盘阀

1—阀盘;2—弹簧;3—阀座

由图可见,阀盘借阀上弹簧的张力和自重以及阀门上下水压差紧压在阀座上,并可沿中

间的导杆上下启闭,其最大升程由上部的升程限制器加以限制。为了使阀门关闭时能够保持严密,阀和阀座的接触面必须平整无缺并研配妥帖。

盘阀因构造简单,易于加工,便于研磨,故应用广泛。其缺点是水力损失较大。

(2) 锥阀

锥阀的阀面呈圆锥形,如图 2-9 所示。

这种阀大多由锡青铜制成,阀体较重,关闭迅速,无须弹簧,通流损失也较盘阀要小。其缺点是制造安装比较困难,即使阀与阀座的中心存在很小偏差,其严密性也将受到破坏。

(3) 球阀

球阀的阀面呈球状,常由黄铜或钢制成,如图 2-10 所示。

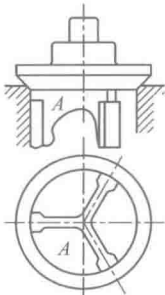


图 2-9 锥阀

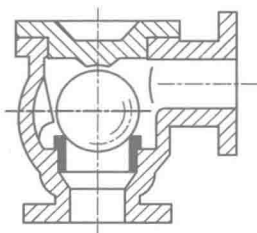


图 2-10 球阀

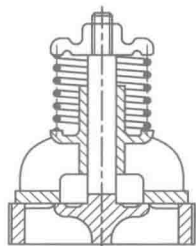


图 2-11 环阀

这种阀因整个球面均可作为阀面,故能减少磨损,延长使用寿命,此外,水力损失也小。其缺点是它与阀座的配合较差,密封性能不佳,故多用于运送油液或污秽性液体的场合,而不宜用在高压泵。

(4) 环阀

环阀是一种呈环片状的阀门,如图 2-11 所示。

这种阀的优点是通流面积较大,阻力较小,此外,在阀的尺寸和流量相同的情况下,阀的升程也可相应减小。其缺点是加工与装配精度要求较高,如有歪扭则严密性就要受到破坏。故其适用于流量较大而扬程并不是很高的场合。

水阀是往复泵的主要零件之一,它的工作好坏,对泵的工作性能有很大影响,故对水阀也就提出如下要求:

① 关闭严密

这一要求可由阀与阀座的加工精度和装配质量来保证。然而,即使加工与研配质量很好的阀门,经过一段时期工作以后,由于阀与阀座的撞击和液流的冲蚀,也会使配合面产生斑痕或锈蚀,从而造成漏泄,影响泵的容积效率与流量,故对水阀必须定期检查,如蚀痕较轻,可进行研磨,以使配合面恢复其严密性,若蚀痕较深,则就需先行光车,然后再行研磨,或者换新。

② 阻力要小

这不仅可以提高泵的水力效率,而且吸入阀阻力小还可使泵的允许吸上真空度增大。

往复泵工作时泵阀的阻力即阀前后的水头损失,主要是压力头损失(位置头和速度头相差都很小)

$$\Delta p_v = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{1}{\rho g A_v} \left[(G_{vs} + R_s) + \frac{G_{vs}}{g} J_v \right] \quad (2-4)$$

式中: A_V ——阀盘底面积, m^2 ;

G_{VS} ——阀和弹簧在液体中的重力, N ;

R_S ——弹簧力, N ;

J_V ——阀的加速度, m/s^2 。

式(2-4)右边前面项是以水头形式表达的阀的比载荷(单位阀盘面积上的重力和弹簧力)

$$H_V = (G_{VS} + R_S) / \rho g A_V \quad (2-5)$$

等式右边最后项是以水头形式表达的阀的惯性载荷,与阀和弹簧的重力及加速度成正比。

由式(2-5)可知,阀刚开启时由于加速度 J_V 较大,故阀的开启阻力较大。但在阀开启后,阀的阻力主要取决于阀的比载荷 H_V 。

③关闭时应无撞击声

为此应限制阀落座时的速度,否则会加剧阀的磨损。而阀落座时的速度则与阀的最大升程 $h_{\max}$ (mm) 和泵的转速 n (r/min) 的乘积成正比。试验得出泵阀无声工作的条件是

$$h_{\max} \cdot n \leq 600 \sim 650 \quad (2-6)$$

当 n 较高时, $h_{\max} \cdot n$ 可提高到 700 ~ 750; 对有橡胶密封面的阀, $h_{\max} \cdot n$ 允许提高到 800 ~ 1 000。

泵阀的升程 h 在工作过程中受流过阀隙的流量 q_v 影响。当阀隙流量 q_v 增加时, 阀隙流速 C_v 增大, 阀前、后压差也增大, 当压差大于阀的比载荷时便推阀上移; 反之, q_v 和 C_v 降低时, 阀前、后压差减小, 阀便下移。为了不使阀隙流速和泵阀阻力过大, 一般允许泵阀升程 h 受阀隙流量影响, 只在泵超速运转时才限制阀升程。可见, 通过阀隙的最大流量越大, 或阀的比载荷越小, 则阀的最大升程 $h_{\max}$ 也越大。

④关闭要迅速及时

泵的转速越高, 阀的最大升程越大, 则关阀的相对滞后越严重, 这会降低泵自吸能力和容积效率。

综上所述, 往复泵的转速过大, 会使泵阀关闭滞后和敲击严重, 而且会使泵阀惯性载荷太大, 故泵阀是限制往复泵转速提高的主要原因之一。此外, 泵阀弹簧张力能显著影响阀的比载荷。减轻比载荷 H_V 虽可减小泵阀阻力, 提高水力效率, 但会使阀的最大升程增大, 关闭滞后和敲击加重, 容积效率降低。 H_V 一般选 2 ~ 3 m, 极限情况下选 4 ~ 6 m。低压泵 H_V 选小些, 以免 η_h 过低; 高速泵 H_V 选大些, 以减小 $h_{\max}$, 使阀关闭及时, 撞击减轻; 为提高泵的允许吸入真空度, 吸入阀的 H_V 通常比排出阀小。

8. 空气室

往复泵由于活塞变速运动, 会造成吸、排管路中流量和压力脉动。这不适合要求供液均匀的场合; 在排出管路较长时, 排出压力的大幅波动会引起管路剧烈振动; 而吸入压力波动太大, 泵的允许吸入真空度就必须降低, 否则可能造成活塞和液流暂时脱离, 引起液击。装设空气室可帮助往复泵改善上述弊病。

空气室是一个充有空气的容器, 设在泵的吸口或排口附近, 分别称为吸入空气室和排出空气室。图 2-12 是其工作原理图。

下面以排出空气室为例说明空气室的工作原理。当往复泵的瞬时流量 q 大于平均流量 q_m 时 [图 2-12(b) 中泵轴转角由 β_1 至 β_2 段], 排出管阻力较大, 泵的排出压力 p_d 较高, 空气室内气体被压缩, 泵缸排液超出平均流量的部分 (如图中面积 bcd 所示) 进入空气室储存; 当瞬

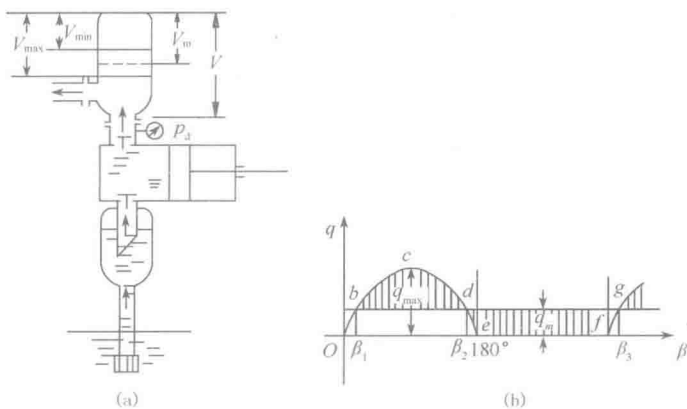


图 2-12 往复泵空气室的工作原理图

时流量小于平均流量时(泵轴转角由 β_2 至 β_3 段),排出管阻力较小,排出压力 p_d 较低,空气室内的气体膨胀,使与平均流量相比供应不足的部分液体(如图中面积 $dgfed$ 所示),由空气室流向排出管,从而使排出管路中的流量接近均匀。

可见设空气室后,虽然空气室和泵之间的流量仍不均匀,但空气室之外的排出(或吸入)管路中的流量就比较均匀,这就减少了液流的惯性水头,使泵的排出(或吸入)压力波动显著减轻。当然,工作时空气室中的气体体积是变化的,故空气室压力 p_r 也在变,管路中的流量不可能绝对均匀。但只要空气室中气体体积足够大,其体积和压力的相对变化率就小,流量脉动率 σ_q 或压力脉动率 σ_p 就可降低到允许范围内(通常要求 $\sigma_q \leq 0.5\% \sim 4\%$,或 $\sigma_p \leq 1\% \sim 5\%$)。我国国标规定船用立式双缸四作用电动往复泵空气室容量应比液缸行程容积的4倍还要多。

只要船用往复泵吸入端压力波动不致使吸入真空度超过允许吸入真空度,一般无须装设吸入空气室。当排出管路较长,为减小排出压力和流量的脉动,可装设排出空气室。舱底水泵排出管不长,对供液均匀性要求不高,本节实例就未设空气室。

吸水空气室由于其工作压力较低,所以工作过程中,溶解在液体中的气体就会不断逸出,使室内的气体逐渐增加。当气体增加到使液体的表面低于短管的进口时,大量的空气就会被吸入到泵缸,使泵吸入工作中断。为了防止这种现象,在吸入管的下端就常钻有许多小孔,或将吸入管的下端做成缺口或斜切口的形状,如图 2-13 所示,以便通过这些小孔或切口将气体吸出,从而保证泵的正常工作。

此外,在空气室的构造上,还必须避免使泵直接从吸入管吸水而造成“直跑”现象;否则,就会使空气室失去调节作用。

排水空气室由于其工作压力较高,室内气体就会不断溶入水中并被带走,因此,为了使空气室不致因室内的气体逐渐减少而失去作用,就常通过装设于水阀箱上的注气阀(可调止回阀)或其他方式加以补充,如图 2-14 所示。

二、电动往复泵的检修

检修前必须确认已切断电动机的电源,并关闭吸、排截止阀。

1. 泵缸及缸套

通常,对泵缸应每年检查一次,用内径千分尺测量缸套的椭圆度和锥度,按表 2-2 列出缸

套磨损的极限标准,如发现缸套的磨耗超过标准,即需镗缸,并换新活塞。假使缸套磨损或锉缸后,其厚度减少超过 15%,则应换新。

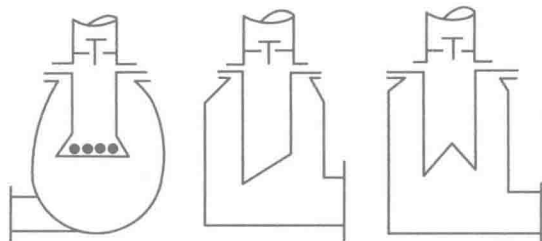


图 2-13 空气室吸入短管的形状

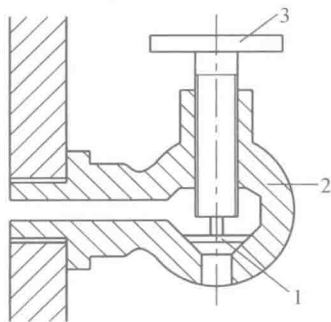


图 2-14 空气室的注气阀

1—阀;2—阀壳;3—手轮

表 2-2 缸套磨损的极限标准

缸径 (mm)		50	75	100	125	150	200	250
磨损极限 (mm)	圆度	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.50	0.60
	圆柱度	0.08	0.10	0.12	0.15	0.18	0.21	0.25

2. 活塞及胀圈

为了检查缸壁磨损和更换胀圈,应首先拆下(如图 2-6 所示)油盘 22,松开锁紧螺母 23 以及活塞杆和十字头的连接,然后旋出堵头 24,拆去十字头销上的定位弹簧圈 25,用眼环螺丝将十字头销拔出,为取出连杆做好准备。接下来即可取下曲轴箱上的观察孔盖,松开连杆螺丝,将连杆从观察孔取出。此后,松掉填料压盖以及水缸盖上的固定螺母,提起水缸盖,再将活塞连同活塞杆一起向上拉出,直到活塞全部露出时为止。对同型的大流量泵,为方便起见,在结构上则做成可从水缸下部取出活塞。

为了察看胀圈可否继续使用,可将胀圈从活塞上取下,并逐一放入缸内,用塞尺检查它的开口间隙,如果超过表 2-3 所列的极限数值,则应换新。

表 2-3 非金属活塞环的安装间隙

活塞环直径 (mm)	<100	101 ~ 150	151 ~ 200	201 ~ 300	>300
开口间隙 (mm)	1.5	2.0	2.2	2.5	3.0
轴向间隙 (mm)	0.15	0.20	0.25	0.30	0.40
径向间隙 (mm)	1.5	2.0	2.2	2.5	3.0

胀圈的厚度应较槽深小 1.6 mm,对口应切成 45°。安装时各圈切口应互相错开。

非金属胀圈在长期存放中将会干缩,使用前必须充分考虑胀圈材料的胀缩特性,为此就需将胀圈浸泡在热水中,待其充分吸水发胀后,再取出使用。

3. 泵阀

对水阀主要应检查工作面的贴合情况及弹簧的工作情况。当发现水阀的工作面上有较深的刻痕时,可先光车,然后再行研磨。