

## 一 概述

### 1.1 往复泵的发展概况

往复泵在石油矿场中广泛应用于石油钻井、酸化压裂、注水等生产中。跟着石油工业对往复泵的需求愈来愈高，往复泵向着输出压力高、流量大、建造和修理容易、流量压力脉动小、体积和重量小等目标发展。

### 1.2 往复泵的应用与发展

往复泵是最先涌现的泵类机器，曾在产业届普遍利用。在第十九世纪和二十世纪初，德国西部特法尔(M. Westphal)和贝尔格(H. Berg)等人对往复泵技术基础理论的钻研作出了卓越的贡献。贝尔格《活塞泵》一书在那时对于往复泵原理和设计的权威性文章。该书中相关的泵阀活动的分析和公式、吸入与排出过程当中液缸内压力改变的规律、吸入管中的惯性水头值计算等于今仍被引用。但在第二世纪，离心泵后，而不是在许多应用领域往复泵的转子泵。主要的原因是，它具有结构简单，通用性强。受此影响，往复泵的技术基础理论和计划、建造技术的钻研发展工作长时间故步自封，唯独是在基础理论方面，往复泵不论是与内燃机、活塞式压缩机等往复式机器相比，和离心泵相比，泵的功率，差距较大。

可是，往复泵所拥有的一些特色和优点是其余类型泵没法对比的。是以它的应用也不可被代替。除了上面提到的可实现恒流量外，还提供了在恶劣条件下的一种特殊介质（腐蚀，耐磨，高粘度，高密度，高温），效率高，排放压力大。这些特征决定了往复泵在许多范围保存着它的应用。但在有差别的场合所要求的流量、压力、功率和启动、传动型式出入甚远，况且为适合各类不同的特种介质和性能需要，泵的构造设计型式差异很大。在这个意义上，往复泵在今天不再是一般的机械。因此应注重两方面：一方面要注重各应用内生产产物、工艺规模的发展变化，使各种往复泵更好地适应和满足生产部门的需求；另一方面，各种类型的往复泵仍需要激励和互相学习。

## 二 方案论证

### 2.1 大流量柱塞泵

泵的设计是一个水平的乳液大流量柱塞泵，主要包括曲轴，曲轴，活塞，柱塞泵的柱塞五，分别对应于吸入和排出阀，吸入和排出阀独立与泵连接的阀壳，和出液泵入口相通。因此，泵的流量大大提高，和简单的所有零件的设计制造，制造方便。

#### 2.1.1 柱塞泵的基本原理

如图 1-1 所示的单柱塞泵同偏心轮 1、柱塞 2、弹簧 3、缸体 4、和单向阀 5、6 等构成，柱塞与缸体孔之间造成密闭的容积。柱塞泵是往复泵的一种，属于体积泵，其柱塞靠泵轴的偏准心滚动驱动，往复运动，其吸入和排出阀都是单向阀。当柱塞外拉时，工作室压力降低，出口阀封闭，低于入口压力时，进口阀开启，液体进来；柱塞内推时，工作室压力提高，进口阀封闭，高于出口压力时，出口阀开启，液体排出。当传动轴带动滚筒转动，从气缸旋转斜盘活塞拉或推后，完成吸排油过程。活塞和气缸的工作油腔通过油底壳分别与泵的吸排油腔相通。变量部分用来转变斜盘的倾角，经过调度斜盘的倾角可改变泵的排量。

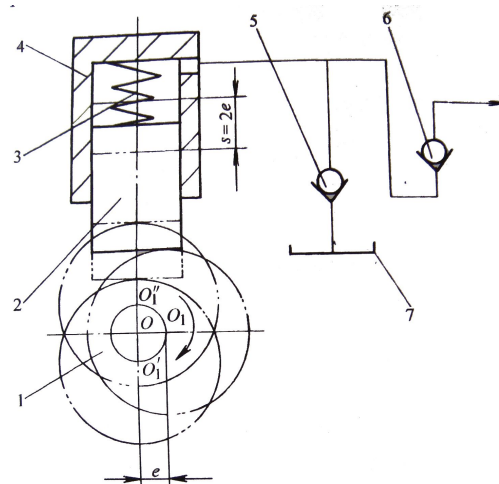


图 1-1 单柱塞泵的工作原理

柱塞泵是依赖柱塞的往复运动, 改动柱塞缸内的容积进行吸入和排出液体的泵, 是容积式泵的一种, 柱塞泵对比其余容积式泵——齿轮泵、叶片泵、螺杆泵

有如下长处:

1. 参数高:额定压力高, 转速高, 泵的驱动功率大.
2. 效率高:容积效率可达 95%以上, 总效率可达 90%以上.
3. 寿命较长
4. 变量方便, 型式较多.
5. 可以使用不同的工作介质
6. 单位功率的重量轻

但柱塞泵也有如下缺点:

1. 结构较复杂, 零件数较多.
2. 制造工艺要求较高, 成本较贵.
3. 自吸性差
4. 对油液的浑浊较敏锐, 要求较高的过滤精度, 对利用和维护要求较高.
5. 流量脉动和噪声大

虽然活塞泵具有上述缺点, 但随着泵的设计制造水平的不断提高, 液压系统倾向于高压, 需要更大的使用功率调节和无级调速, 工作介质的发展和浑浊掌握技术的不断完善, 柱塞泵的利用正在日益普遍.

## 2.1.2 柱塞泵的分类

柱塞泵按其柱塞安排的地方分为轴向柱塞泵和径向柱塞泵, 柱塞沿径向放置称为径向柱塞泵. 柱塞沿轴向放置称为轴向柱塞泵.

下面介绍几种规范的柱塞泵的布局和工作原理.

### 一、配流轴式径向柱塞泵

#### (一)工作原理

如图 1-2 所示, 七个柱塞 7 径向均匀放置在缸体 3 的柱塞孔内, 因定子 8 与缸体之间存在一定偏心, 因此当传动轴 1 带动缸体逆时针方向旋转时:位于上半圆的柱塞受定子内圆的约束而向里缩, 柱塞底部的密闭容积减小, 油液受挤压经配流轴 4 的压油窗口排出;位于下半圆的柱塞因压环 5 的强制作用而外伸, 柱塞底部密闭容积增大, 形成局部真空, 油箱的油液在大气压的作用下经配流轴的吸油窗口吸入. 配流轴上的吸、压油窗口由中间隔墙分开.

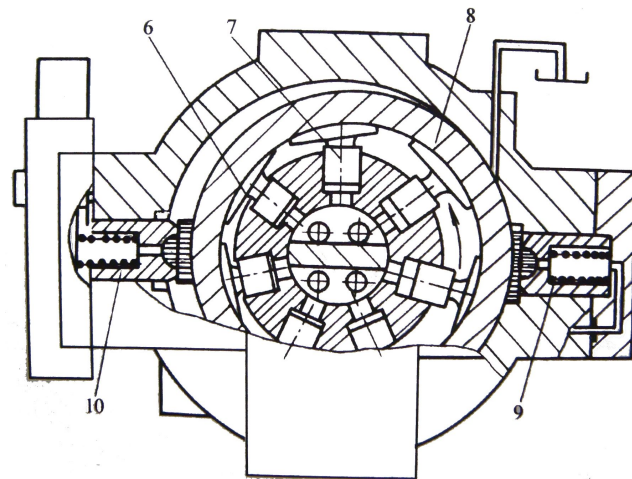
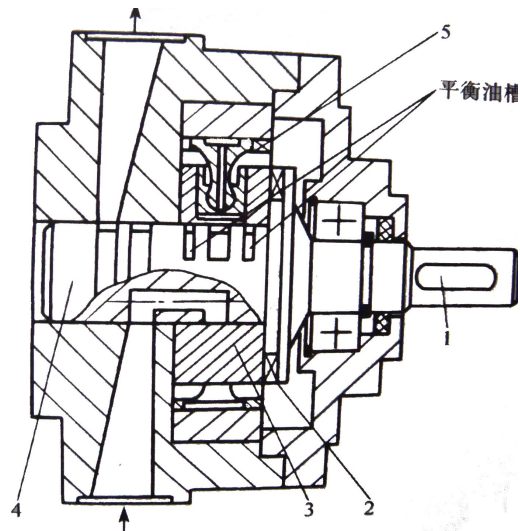


图 1-2 轴配流径向活塞泵

1—传动轴 2—离合器 3—缸体(转子) 4—配流轴  
5—压环 6—滑履 7—柱塞 8—定子 9、10—控制活塞

虽然，两次偏心单活塞液压油旅行等于定子，使泵的输出：

$$V = \frac{\pi d^2}{2} e z \quad (1.1)$$

式中  $d$ —柱塞直径；  $e$ —定子与缸体(转子)之间的偏心距  $z$ —柱塞数.

## (二) 结构特点

1. 阀轴的天花板，两端的压油窗口和吸压油窗口对应的油槽的开口方向的平衡，液压径向力平衡配流轴之间的径向间隙，保证阀轴和气缸的均匀性. 这不仅缩小了滑动外表的磨损，又减小了间隙泄露，抬高了容积效率.

2. 活塞头增加 6 的鞋，拖鞋和定子的接触为面接触的内圆，和接触表面达

到流体静力平衡，接触面比压小。

3. 可以实现多泵同轴串联, 液压装置结构紧凑。

4. 变化相对于圆柱定子的偏心距  $e$  可以改变输出变量。灵活的，可以有多种变量。

## 二、斜盘式轴向柱塞泵

### 一) 工作原理

如图 1-3 所示，传动轴 9 经过花键带动缸体 6 扭转。柱塞 7 (七个) 平均安置在缸体上。柱塞头部设有滑靴 5，滑块与活塞球形铰链，可任意旋转。压盘 3 的拖鞋是压在斜盘 2 由弹簧从球板。如此，当缸体滚动时，柱塞就能在缸体中往复运动，实现吸油和压油过程。配油盘 10 与泵的压力油口，固定在泵体。此外，在滑靴与斜盘接触的部分有一个油室，压力油经过柱塞中心的小孔进入油室，在滑靴与斜盘之间构成一个油膜，起着静压支承功能，从而减小了磨损。

若是记柱塞直径为  $d$ , 缸体柱塞孔分布圆直径为  $D$ , 柱塞数为  $Z$ , 斜盘倾角为  $\gamma$ , 则柱塞行程

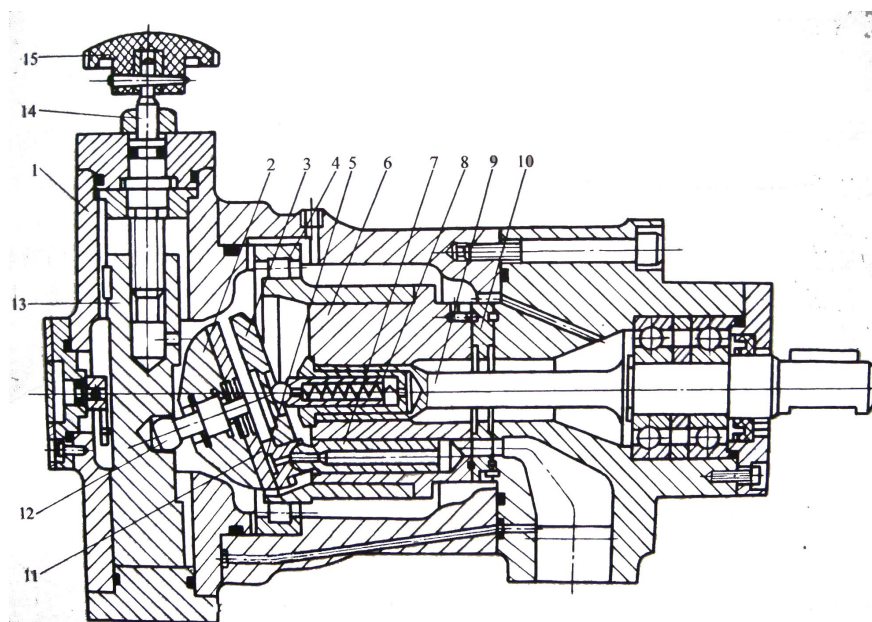
$$h = D \tan \gamma$$

泵的排量和流量分别为

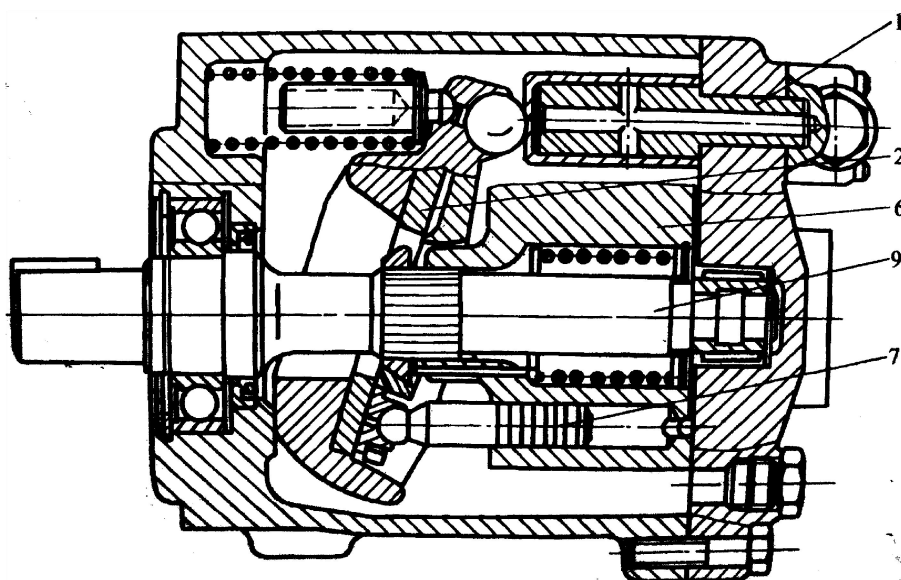
$$V = \pi d^2 Z D \tan \gamma \quad (1.1)$$

$$q = \pi d^2 Z D \tan \gamma \eta_{pv} n \quad (1.2)$$

式中， $n$  一泵的转速； $\eta_{pv}$  一泵的容积效率。



(a) 半轴式



(b) 通轴式

图 1-3 斜盘式轴向柱塞泵结构图

1- 变量机构 2 斜板 3 板 4 缸轴承 5 拖鞋 6 缸柱塞弹簧 7 - 8 - 9 - 10 - 11 - 传动轴 阀板 斜盘 耐磨板 12 - 13 变量活塞销 14 螺杆 15 手轮

虽然, 斜板角度的变化可以改变泵的输出  $\gamma$ . 斜盘式轴向柱塞泵的变量可以有多种形式, 图 1-7 (一) 是一种手动变量泵. 当扭转手轮 15 带动丝杆 14 扭转时, 因导向平键的功能, 变量活塞 13 将上下挪动并经过轴销 12 使斜盘围绕其回转焦点摆动、改动倾角大小. 图示的斜盘倾角  $\gamma = \gamma_{\max}$  的位置, 引脚间距水平轴位移  $S = S_{\max}$ . 若记从斜板销轴的旋转中心

避免 L, 可以谈  $\tan \gamma \mathbf{m a x} = \mathbf{S m a x} / \mathbf{L}$ . 因为随着可变位移活塞位移轴销轴销, 所以变量活塞位移 s, 于是有  $\tan \gamma \mathbf{m a x} = \mathbf{S} / \mathbf{L}$ , 代入公式 (1.1), 则有

$$V = \frac{\pi d^2}{4} D z \frac{s}{L} \quad (1.3)$$

泵的排量也变量活塞的位移成正比. 液压侧向力限制柱塞不太高, 最大角度  $\gamma$  斜盘一般是 20 度左右.

## (二) 结构特点

1. 三对运动摩擦副形式的吸压油腔的容积, 活塞和活塞杆的环形间隙加工精密气缸孔之间; 缸体与配流盘、滑履与斜盘之间的平面裂缝选用静压均衡, 见隔磨损后能够抵偿, 因此轴向柱塞泵的容积效能较高, 额定压力可达 32mpa.

2. 为避免柱塞底部的密闭容积在吸、压油腔改变是因压力突变而引发的压力打击, 日常在配流盘吸、压油窗口的前端开设减振槽(孔), 或将端口印版滚筒旋转沿偏转角度, 如图 1-8 所示. 开减振槽(孔)的配流盘可以使柱塞底部的密闭容积在脱离吸油腔(压油腔)时先经过减振槽(孔)与压油腔(吸油腔)迟缓沟通, 压力逐步上涨(下落), 然后再接通压油腔(吸油腔); 配流盘偏转必定角度安排可利用一写的封闭角度使离开吸油腔(压油腔)的柱塞底部的密闭容积达成预压缩(预扩张), 待压力提高(降低)靠近或到达压油腔(吸油腔)压力时再与压油腔(吸油腔)连通. 在选用上述方法以后可有效缓解压力突变, 减小振动、减少噪声, 但由于它们都是针对泵的某一扭转方向而采取的非对称措施, 是以泵轴旋转方向不可以肆意改动. 如泵反转或双向旋转, 你需要更换你的经销商或制造商.

3. 高压油的压力油腔的泵在三缸和泵体空间之间的摩擦和泄漏, 然后漏油以上的泵体直接回油箱的入口, 它不仅能保证在零压油泵, 也可以把热量带走, 使泵体不过热.

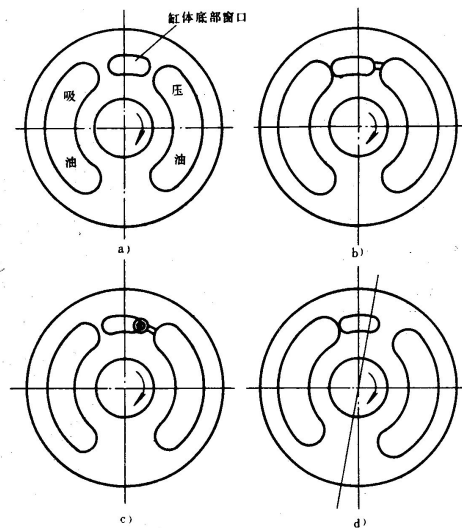


图 1-4 配流盘的结构

a) 对称结构 b) 减振槽 c) 减振孔 d) 偏转结构

4. 图 1-3(a) 所示斜盘式轴向柱塞泵的传动轴仅前端由轴承直接支承, 另外一端则经过缸体外大轴承支承, 其变量斜盘装在传动轴的尾部, 因此又称其为半轴式或后斜盘式. 图 1-7(b) 为通轴式或前斜盘式的轴向柱塞泵, 其传动轴两头均由轴承直接支承, 变量斜盘装在传动轴的前端.

5. 斜盘式轴向柱塞泵和在前面介绍的径向柱塞泵和后头介绍的斜轴式轴向柱塞泵的瞬时理论流量随缸体的滚动而周期性改变, 其变化频率与泵的转速和柱塞数相关, 由理论推导柱塞数为奇时的脉动小于偶数时的脉动, 所以有柱塞泵的柱塞取为奇数, 正常为 5、7、9. 所以本次设计采用 5 柱塞.

### 2.1.3 方案确定

由于大流量柱塞泵的设计, 柱塞泵的变化量和柱塞的直径、路程相关, 假如想要增大流量就必须增大柱塞的直径或路程, 就会增长泵的体积和重量, 是以为为了使柱塞泵体积小重量轻.

立式柱塞泵共同特点是:

1. 高度方向尺寸大, 株高, 但长, 宽尺寸小, 占地面积小
2. 在运行时, 柱塞密封不承受柱塞的重量, 不易产生局部磨损
3. 机械惯量水平力垂直力小, 和泵基础较强的垂直力下, 最基本的要求



是不高

4. 泵的动力端的形状和结构简单, 降低了整体尺寸和重量.
5. 一般来说, 吸入和排出阀, 吸入和排出管路布局为立式泵, 拆卸困难, 维护不易尤其当较低的液压头安装在变速器侧更明显。但是, 当流体的一端安装在传动侧边, 提高。

柱塞泵多为卧式泵, 卧式泵的共同特点是:

1. 操作方便操作者观察泵, 拆卸和组装, 使用方便, 维修. 在高度方向上的单位是小的, 不需要很高的建筑物, 但长, 宽尺寸
2. 较大时, 占地面积则较大.
3. 由于活塞做往复运动, 密封在工作中承受柱塞偏心磨损重量, 制造容易, 特别是当柱塞重, 悬臂长, 这种现象会更加明显。
4. 卧式泵的机械惯性的水平力较大, 而在水平力的能力差的泵的基础, 其刚度和的基础上的高强度的卧式泵。

虽然卧式泵故障, 但由于突出的优点, 所以使用卧式泵更多。

本次设计五柱塞泵的结构图:

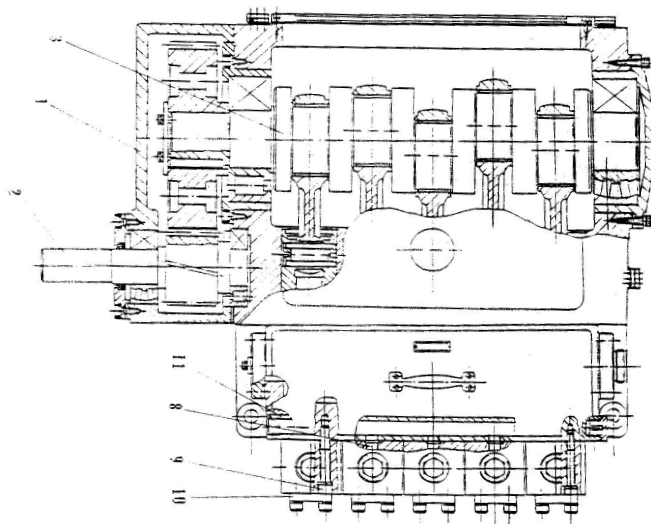


图 1-5 五柱塞泵结构图

工作原理: 往复式柱塞泵腔的使用, 体积变化, 从而实现液体的目的, 空间时, 柱塞泵腔体积逐渐向后移动, 构成部分真空这时候吸入阀在压差的功能下克服了弹簧的压力, 而开启阀门, 液体布满泵腔此时因为排出阀弹簧压住阀片的方向与吸入阀门互异. 是以阀片在压差和弹簧力的功能下牢牢封闭, 这就是吸汝

进程,当柱塞向前挪动时,此时液体已布满泵腔,工作室内的液压与吸入端的液压是均衡的.是以,吸入阀盘在弹簧力的功能下而封闭,当柱塞接连向前挪动,泵腔的工作空间就渐渐升到能克服排出阀盘弹簧压力和管道阻力的情况下,液体就顶开排出阀盘,给排水管道,放电过程中,泵曲轴旋转一周,每个柱塞往复行程时间,也是一个吸入和排出。

### **液缸体结构型式的确定:**

根据液压缸泵效数的结构可分为单液压油缸及液压缸双作用泵;根据工作腔分为一体和组合在同一块(分开)。

全液压缸是工作在同一块液缸泵室。刚性液压缸,工作腔间距小,加工量小,但工件较大,精度高,和径向压力缸密封易产生定位。

组合式液压缸是指块仅包含一个或工作腔的一部分了,然后用高压流体采集模块将排水通过总结液。最重要的是一个工作腔一次成型,甚至活塞工作腔和阀室分开。用于高压液压缸,高压水泵或输送强腐蚀性介质,主要是锻钢和铸造。其目标是:一朝一个工作腔块体破碎,只需单个替换,而不至毁坏一个总体。也正因为此,液缸的加工表面的增加,也增加了密封的连接。

考虑结构特点和受力情况,本设计采用液压缸组合。

### **传动方式的确定:**

由上头参数的选取了解曲轴的转速比电机的额定转速要低得多,就一般的柱塞泵来讲也老是如此.因此,需要减速的方法是常用的蜗杆,蜗轮蜗杆传动,带传动和齿轮传动。摩擦热的蠕虫,在这三种传输方式的蜗轮蜗杆头数越多,泵的传动比不是很大,需要蜗杆。这使蜗杆加工不方便,泵的冷却是坏的,和固定式皮带驱动不紧凑型输电差,没有固定的传动比,齿轮传动平稳,精度高,加工方便,便于拆装维修的特点,所以泵采用齿轮传动。

### **润滑方式的确定:**

曲轴连杆,滑动齿轮传动润滑泵主要运动部件,这些部件是提高工作和生活的一个重要因素。

(1) 根据轴承的基础上计算轴承单元的压力和圆周速度分析轴承的平均负载系数,选泵 **PV**,飞溅润滑。由于导套和柱塞之间的摩擦存在密封。是以也需求光滑,由于柱塞接触水,为此需要可以防水性的润滑,本泵选用油杯掺入黄油来

保证柱塞的润滑。

(2) 润滑油的选择应确保对滑动轴承油膜的形成,油的粘度越大,油膜易形成。但流体阻力较大,热也越大。但也降低粘度,从而降低液体的摩擦阻力。不破坏油膜的情况下,选择低粘度油。油润滑脂 50 #。润滑脂要求有耐水性能.因此,选用钙机油润滑脂。

#### **安装位置的确定:**

卧式柱塞泵齿轮的安装位置,无非是两种。一个是安装在曲轴箱,二是安装在曲轴箱外。前一种曲轴变形由于跨度大,曲轴齿轮精度的影响。齿轮载荷分布的不均匀性增加,甚至会损坏齿轮。因此,高度要求高,必须增加曲轴尺寸。此安装不方便。安装后,该力好,安装、维护方便。因此,本次设计选用后一种布置方式。

#### **柱塞数目的确定:**

对于奇数柱塞泵,若柱塞数太多会导致曲轴的加工和装配难度增大,曲轴必须以满足刚度和强度条件和脉冲动量有些支持不明显,柱塞低于五时,流量是相当大的,身体不好,当柱塞数是五,约 0.07 相比,均匀的纹波系数,因此五柱塞是合适的。与三缸和五缸泵,乳液泵相比,除了一个大型泵的流量,也具有压力稳定,均匀流的性能,常用易损零件的特点。

本泵的结构是由箱体,曲轴,连杆,滑块,活塞,排液阀,每个气缸有一个进液口和出液单向阀,单向阀,当曲轴旋转活塞液体吸入,然后挤出压力,由于柱塞近似正弦运动规律,使液体的压力、流量输出正弦规律,当五缸的组合可以使流量和压力是线性的。

#### **此泵的主要特点为:**

曲轴有五个曲拐,分别连接连杆滑块,带动五个柱塞往复运动。

泵头部分:每个泵内设有一组吸排液阀,使用高压液收集的五件的排液口与出液泵头的液体一般三柱塞泵的泵头的吸入和排出阀的三个独立的团体沟通,径向加工精度和气缸套密封易产生泵采用分体式泵头可以克服这些缺点,进口垫材料在无油活塞密封润滑条件下也能起到润滑。柱塞采用热喷镀等措施可提高柱塞的密封寿命且可减少维修工作量,本泵的流量脉动率小于三柱塞泵,本泵设计时,尽可能考虑实现“条例化、通用化、标准化”以利于加工、制造、使用和维护。

主要技术参数:

公称流量:500L/min

公称压力:31.5mpa

### 三 主要参数的设计

#### 3.1 泵内主要参数的计算

根据选定的容积效率 $\eta_v$ 的一般原则,当泵的排出压力 $p_2$ 高流量 $Q$ 小时,每分钟来往次数高液力端余隙容积大、建造精度低且当运送高温或低粘度高饱和蒸汽压的液体介质或介质中含气量大含有固体颗粒时 $\eta_v$ 应选取较低值,反之可取较高值.当输送常温水= 0.80 ~ 0.98,当输送热水中石油产品= 0.60 ~ 0.80 和体积= 0.92 的效率。

计算转化为有效功率的单作用泵:

$$\begin{aligned} N_{e2} &= \frac{PQ}{z(1+k)} = \frac{31.5 \times 10^6 \times 500 \times 10^{-3} / 60}{5 \times (1+0)} \\ &= 52500\text{w} \\ &= 52.2\text{kw} \end{aligned} \quad (3.1)$$

式中  $P$ — 合压力 当泵的出口压力远大于进口压力时近似于出口压力 $p_a$

$Q$ — 流量  $\text{m}^3 / \text{s}$

$Z$ — 柱塞数目液缸数

$K$ — 系数  $K = 1 - \frac{A_r}{A}$ , 单作用泵  $\frac{A_r}{A} = 1$   $K=0$  双作用泵  $\frac{A_r}{A} < 1$

$0 < K < 1$

柱塞的平均速度:

查[2]取 $K_t = 0.366$

所以  $a_m = k_t \times n_{e2}^{0.4} = 0.366 \times 52.2^{0.4} = 1.638 \text{ m/s}$  (3.2)

柱塞行程: 检查[2]选取曲轴转速 = 550r / 分钟

$$S = \frac{30 \cdot a_m}{n_w} = \frac{30 \times 1.638}{550} = 0.0893 \text{m} = 89 \text{mm} \quad (3.3)$$

确定柱塞直径:

根据流量计算公式:

$$Q = \frac{D^2 \cdot n_w \cdot z \pi (1+k)}{240} \eta_v \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} \text{所以 } D &= \sqrt{\frac{240 \cdot Q}{S n_w z \pi (1+k) \eta_v}} \\ &= \sqrt{\frac{240 \times 500 \times 10^{-3} / 60}{0.089 \times 550 \times 5 \times \pi (1+0) \times 0.92}} \\ &= 0.05318 \text{ m} = 53.18 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.5)$$

圆整取  $D=53 \text{ mm}$

$$\text{程径比: } \varphi = \frac{S}{D} = \frac{89}{53} = 1.679 \quad (3.6)$$

在取值范围和满足的条件。行程缸径比相应的链接比不超过 0.25 的总价值。初值  $\lambda=0.14$  则  $l=221.43 \text{mm}$  圆整取连杆长度  $l=220 \text{mm}$

吸排液管直径:

两值的选取主要取决于管流的抽吸流体介质的流速  $v_1$ 、 $v_2$  其取值范围  $v_1=1. \sim 2 \text{m/s}$   $v_2=1.5 \sim 2.5 \text{m/s}$  为了制造, 互换性好, 方便取相同的  $v_1$ 、 $v_2$  值使  $v_1=v_2=1.5 \text{m/s}$

$$\begin{aligned} \text{则: } d_1 = d_2 &= \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_1}} = \sqrt{\frac{4 \times 500 \times 10^{-3} / 60}{3.14 \times 1.5}} \\ &= 0.08412 \text{m} \\ &= 84.12 \text{mm} \end{aligned} \quad (3.7)$$

### 3.2 原动机的选择

泵的有效功率:

$$N_e = P \cdot Q$$

$$\begin{aligned}
 &= 31.5 \times 10^6 \times 500 \times 10^{-3} / 60 \\
 &= 262500 \text{ W} = 262 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

泵的轴功率(输入功率):

依据泵总效率的取值条件取总  $\eta = 0.99$

$$N = \frac{N_e}{\eta} = \frac{262}{0.99} = 264 \text{ kW} \tag{3.9}$$

选取联轴器效率:  $\eta_{\text{联}} = 0.99$

选取轴承效率 :  $\eta_{\text{轴}} = 0.99$

选取齿轮传动效率:  $\eta_{\text{齿}} = 0.99$

选取齿轮搅油效率:  $\eta_j = 0.99$

传动装置总效率:

$$\begin{aligned}
 \eta_d &= \eta_{\text{联}} \times \eta_{\text{承}} \times \eta_{\text{齿}} \times \eta_j \\
 &= 0.99 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.99 \\
 &= 0.96
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

原动机的效率:  $\eta_d' = 0.99$

原动机理论功率:

$$\begin{aligned}
 N_d &= \frac{N_e}{\eta \times \eta_d \times \eta_d'} \\
 &= \frac{262}{0.99 \times 0.96 \times 0.99} = 278.46 \text{ kW}
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

考虑到往复泵的流量脉动泵负载的瞬时功率脉动, 泵和平均功率的差异和不同类型的泵和不同程度的差异, 尤其是单泵。二者差别最大。此外, 由于柱塞密封摩擦损失和容积损失也很难确定, 为了在工作时不会过载使泵, 电机的选择必须有一定数量的财富, 功率储备系数  $k_c$ 。查[2]取功率储备系数  $k_c = 1.10$

$$N_d = k_c \times N_d' = 1.10 \times 278.46 = 306 \text{ kW} \tag{3.12}$$

所以选择 yb2-3551-2 隔爆三相异步电动机的电动机模型

额定功率  $N_d = 315 \text{ kW}$  额定转速  $n_0 = 2980 \text{ r/min}$

### 3.3 运动与动力参数计算

传动装置的总传动比：

$$i = \frac{n}{n_w} = \frac{2980}{550} = 5.4182 \quad (3.13)$$

各轴转速：

$$n_1 = n = 2980r / \min$$

$$n_2 = n_w = 550r / \min$$

各轴输入功率：

$$\begin{aligned} N_1 &= N_d' \cdot \eta_{\text{联}} \cdot \eta_{\text{承1}} \\ &= 278.46 \times 0.99 \times 0.99 = 272.9kw \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$\begin{aligned} N_2 &= N_1 \cdot \eta_{\text{齿}} \cdot \eta_{\text{承2}} \cdot \eta_j \\ &= 272.9 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.99 = 264.8kw \end{aligned} \quad (3.15)$$

各轴输入转矩：

$$T_1 = 9550 \times \frac{N_1}{n_1} = 9550 \times \frac{272.9}{2980} = 874.56N \cdot m$$

$$T_2 = 9550 \times \frac{N_2}{n_2} = 9550 \times \frac{264.8}{550} = 4597.89N \cdot m$$

表 1 为运动与动力参数对比：

轴号	转速 n	功率 N	转矩 T
齿轮轴	2980r/min	272.9kw	874.56N·m
曲轴	550r/min	264.8kw	4597.89N·m

## 四 齿轮传动设计

### 4.1 齿轮的设计

检查[1]材料 20 主要用于中小型渗碳重载模制造。如重型机床上的齿轮与轴, 汽车后桥齿轮等。抗拉强度  $\sigma_b \geq 1080\text{mpa}$ , 屈服极限  $\sigma_s \geq 885\text{mpa}$ , 渗碳淬火硬度可以达到 56 ~ 62HRC。[1]中材料:  $20C_rM_nT_j$  重要作渗碳零件, 渗碳淬火后有优秀的耐磨性和抗弯强度, 有较高低温冲击韧性, 切削加工功能良好。广泛用于汽车、拖拉机工业。以下部分 30mm 受到高负荷或重负荷、冲击和主要部件的摩擦。如齿轮, 齿轮轴, 十字轴, 抗拉强度, 渗碳层深度为 1.2 ~ 1.6 毫米的齿面硬度 60HRC 58 ~ 屈服极限, 25 ~ 芯硬度 35HRC。

据此并类比同类产品, 选取小齿轮选用  $20M_rVB$  渗碳淬火, 大齿轮选用  $20C_rM_nT_j$  渗碳淬火。

#### 4.1.1 按照齿面接触疲劳强度计算

按齿面接触疲劳强度设计计算

确定齿轮传动精度等级, 按  $v_t = (0.013 \sim 0.022) n_1 \times \sqrt[3]{N_1/n_1}$  估取圆周速率  $v_t = 17.46\text{m/s}$  (4.1)

查[3]取齿轮精度等级为 II 组八级。

齿宽系数:

根据齿轮轴承非对称布置, 取  $\Psi_d = 0.6$

小轮齿数:

小轮齿数  $Z_1$  在推荐值 20-40 选取  $Z_1 = 20$

大轮齿数  $Z_2$ ,  $Z_2 = i \cdot Z_1$  (4.2)

$$= 5.4182 \times 20$$

$$= 108.364 \text{ 圆整取 } Z_2 = 108$$

齿数比  $u$   $u = Z_2 / Z_1$

$$= 108 / 20$$



$$=5.4 \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} \Delta u/u \text{ 的传动比误差 } \Delta u/u &= (5.4182-5.4)/5.4 \\ &=0.00337 < 0.05 \end{aligned}$$

误差在  $\pm 5\%$  范围内, 合适.

$$\text{小轮转矩 } T_1 \quad T_1=874.56 \text{ N.m}=874569 \text{ N.mm}$$

使用系数  $K_A$

查[3] 取  $k_A = 1.25$

动载荷系数  $k_v$  的初值:

查[3]取  $k_{vt} = 1.27$

齿向载荷分配系数

查[3] 取  $k_\beta = 1.07$

在推荐值 ( $\beta = 7^\circ \sim 20^\circ$ ) 中初步选取  $\beta_0 = 13^\circ$  则:

总重合度  $\varepsilon_r$  由公式:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= \varepsilon_a + \varepsilon_\beta \\ &= [1.88 - 3.2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta + \frac{1}{\pi} \cdot z_1 \cdot \varphi_d \cdot \tan \beta \\ &= [1.88 - 3.2 \cdot (\frac{1}{20} + \frac{1}{108})] \cdot \cos 13^\circ + \frac{1}{3.14} \cdot 20 \times 0.6 \times \tan 13^\circ \\ &= 2.45 \end{aligned} \quad (4.4)$$

齿间载荷分布系数  $k_a$  的初值:

查[3]取  $k_{at} = 1.385$  则:

载荷系数 K 的初值:

$$K_T = K_A \times K_V \times K_a \times K_\beta$$

$$= 1.25 \times 1.27 \times 1.07 \times 1.385$$

$$= 2.253 \quad (4.5)$$

弹性系数  $Z_E$

查[1] 得  $Z_E = 206 \sqrt{N/mm^2}$

节点影响系数:

因为  $\beta = 13^\circ$   $X_1 = X_2 = 0$

查[3]得  $Z_H = 2.45$

重合度系数:

因为  $\varepsilon_\alpha = 1.655$   $\varepsilon_\beta = 0.791$  查[3]得

$Z_\varepsilon = 0.80$

$$\text{螺旋角系数 } \varepsilon_\beta = \sqrt{\cos 13^\circ} = 0.987 \quad (4.6)$$

接触疲劳极限应力:

查[3]  $\sigma_{HLin1} = 1550 N/mm^2$

$$\sigma_{Hlim2} = 1500 N/mm^2$$

应力循环次数

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot j \cdot L_h$$

$$= 60 \times 2980 \times 2 \times (20 \times 360 \times 10)$$

$$= 2.57 \times 10^{10} \quad (4.7)$$

$$N_2 = N_1 / u = 2.57 \times 10^{10} / 5.4 = 4.76 \times 10^9 \quad (4.8)$$

接触寿命系数:

查[3]得  $Z_{N1} = Z_{N2} = 1$  (不允许点蚀)

硬化系数:

查[3]得  $Z_\omega = 1$

接触强度安全系数:

按较高可靠度查[3]取  $S_{Hmin} = 1.3$

许用接触应力:

$$\text{按公式: } [\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot Z_N \cdot Z_\omega / S_H \quad (4.9)$$

得:  $[\sigma_{H1}] = 1550 \times 1 \times 1 / 1.3 = 1192.3 N/mm^2$

$$[\sigma_{H2}] = 1500 \times 1 \times 1 / 1.3 = 1153.85 N/mm^2$$

小齿轮分度圆直径  $d_1$  的设计初值:

$$\text{根据公式 } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left( \frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (4.10)$$

得

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.253 \times 874560}{0.6} \times \frac{5.4+1}{5.4} \times \left( \frac{206 \times 2.45 \times 0.8}{1153.85} \right)^2}$$

$$d_{1t} \geq 98.41mm \quad (4.11)$$

法向模数

$$m_d = d_{1t} \cdot \cos \beta / z_1 = 98.41 \times \cos 13^\circ / 20 = 4.818mm \quad (4.12)$$

检查[3]标准模块系列(GB1357-1987)

圆整取  $m_n = 5mm$

中心距:

$$a = \frac{m_a \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} \quad (4.13)$$

$$= \frac{5 \times (20 + 108)}{2 \cdot \cos 13^\circ} = 327.86mm$$

圆整取  $a = 328mm$

$$\text{分度圆螺旋角: } \beta = \cos^{-1}[m_a \cdot (z_1 + z_2) / (2 \cdot a)] \quad (4.14)$$

$$= \cos^{-1}[5 \times (20 + 108) / (2 \times 327)]$$

$$= 13^\circ 06' 58''$$

小轮分度圆直径的参数圆整值:

$$d'_{1t} = m_n \cdot Z_1 / \cos \beta = 5 \times 20 / \cos 13^\circ 06' 58''$$

$$= 102.7mm \quad (4.15)$$

圆周速度

$$\begin{aligned} v &= \pi \cdot d'_{lt} \cdot n_1 / 60000 = \pi \times 102.7 \times 2980 / 60000 \\ &= 16m/s \end{aligned} \quad (4.16)$$

与估取的  $v_t = 17.46m/s$  差异较大修改  $k_v = 1.25$  齿间载荷分布系数

$$\begin{aligned} \text{因为: } \varepsilon_a &= [1.88 - 3.2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta \\ &= \left[ 1.88 - 3.2 \times \left( \frac{1}{20} + \frac{1}{108} \right) \right] \times \cos 13^\circ 06' 58'' \end{aligned}$$

$$\varepsilon_a = 1.654$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_\beta &= \frac{1}{\pi} \cdot z_1 \cdot \varphi_d \cdot \tan \beta \\ &= \frac{1}{\pi} \times 20 \times 0.6 \times \tan 13^\circ 06' 58'' \end{aligned}$$

$$\varepsilon_\beta = 0.792$$

$$\text{所以 } \varepsilon_r = \varepsilon_a + \varepsilon_\beta = 2.446$$

与原计算值近似取  $k_a = k_{at} = 1.385$

载荷系数根据公式 (4.6) 得:

$$K = 1.25 \times 1.25 \times 1.07 \times 1.385 = 2.32$$

小轮分度圆直径:

$$d_1 \geq d_{lt} \cdot \sqrt[3]{\frac{k}{k_t}} = 98.41 \times \sqrt[3]{\frac{2.353}{2.32}} = 98.87mm \quad (4.17)$$

取整  $d_1 = 99mm$

大轮分度圆直径:

$$\begin{aligned} d_2 &= m_n \cdot z_2 / \cos \beta = 5 \times 108 / \cos 13^\circ 06' 53'' \\ &= 551mm \end{aligned} \quad (4.18)$$

齿宽  $b$ :

$$b = \varphi_d \cdot d_{lt \min} = 0.6 \times 98.41 = 59mm \quad (4.19)$$

大轮齿宽  $b_2 = b$  取  $b_2 = 59mm$

小轮齿宽  $b_1 = b_2 + (5 \sim 10)$  取  $b_1 = 65mm$

齿形系数:

$$\text{因为 } Z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 20 / \cos^3 13^\circ 06' 53'' = 21.32 \quad (4.20)$$

$$z_{v2} = z_{v1} \cdot u = 21.32 \times 5.4 = 115.128 \quad (4.21)$$

查[3]得小轮:  $Y_{Fa1} = 2.74$  大轮:  $Y_{Fa2} = 2.28$

应力修正系数:

查[3]得小轮:  $Y_{Sa1} = 1.57$  大轮:  $Y_{Sa2} = 1.72$

重合度系数:

$$Y_\varepsilon = 0.25 + 0.75 / \varepsilon_\alpha = 0.25 + 0.75 / 1.654 = 0.703 \quad (4.22)$$

螺旋角系数:

根据公式:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^0}{120^0} \quad (4.23)$$

当  $\varepsilon_\beta \geq 1$  时  $\varepsilon_\beta$  取为 1, 若  $Y_\beta < 0.75$  时取  $Y_\beta = 0.75$

$$\begin{aligned} \text{所以 } Y_\beta &= 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^0}{120^0} \\ &= 1 - 0.792 \frac{13^\circ 06' 53''}{120^0} = 0.913 \end{aligned}$$

弯曲疲劳极限应力:

查[3]得弯曲疲劳极限应力:

$$\text{得 } \sigma_{Flim1} = 1020 \text{ N/mm}^2, \quad \sigma_{Flim2} = 980 \text{ N/mm}^2$$

弯曲寿命系数:

$$\text{查[3]得 } Y_{N1} = Y_{N2} = 1$$

尺寸系数:

$$\text{查[3]得 } Y_x = 1$$

安全系数:

$$\text{查[3]得 } S_F = 1.6$$

许用弯曲应力:

$$\text{由公式: } [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_x \quad (4.24)$$

得:

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{F\lim1} \cdot Y_{N1} \cdot Y_{x1} / S_F = 1020 \times 1 \times 1 / 1.6 = 637.5 \text{ N/mm}^2$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{F\lim2} \cdot Y_{N2} \cdot Y_{x2} / S_F = 980 \times 1 \times 1 / 1.6 = 612.5 \text{ N/mm}^2$$

齿根弯曲疲劳强度校核计算:

$$\text{由式: } \sigma_F = \frac{2 \cdot K \cdot T_1}{b \cdot d_1 \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq [\sigma_F] \quad (4.25)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2 \times 2.32 \times 874560}{65 \times 99 \times 5} \times 2.74 \times 1.57 \times 0.714 \times 0.902 \\ &= 349.41 \text{ N/mm}^2 < [\sigma_{F1}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= \frac{2 \times 2.32 \times 4597890}{59 \times 551 \times 5} \times 2.28 \times 1.72 \times 0.714 \times 0.902 \\ &= 331.49 \text{ N/mm}^2 < [\sigma_{F2}] \end{aligned}$$

齿根弯曲强度足够。

#### 4.1.2 齿轮的基本几何参数

法向模数:  $m_n = 5 \text{ mm}$

齿数:  $Z_1 = 20, Z_2 = 108$

法向压力角:  $\alpha_n = 20^\circ$

齿顶高系数:  $h_a^* = 1$

顶隙系数:  $c_n^* = 0.25$

螺旋角:  $\beta_1 = -\beta_2 = 13^\circ 06' 53''$

基圆螺旋角:

由公式:  $\tan \alpha_n = \tan \alpha_t \cdot \cos \beta \quad (4.26)$

$$\tan \beta_b = \tan \beta \cdot \cos \alpha_t \quad (4.27)$$

得：  $\beta_b = 12^\circ 21' 58''$

$$\text{端面压力角: } \alpha_t = \arctan \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 20^\circ 40' 02'' \quad (4.28)$$

$$\text{分度圆直径: } d_1 = 99 \text{ mm}, \quad d_2 = 551 \text{ mm}$$

$$\text{齿顶高: } h_a = h_a^* \cdot m_n = 1 \times 5 = 5 \text{ mm} \quad (4.29)$$

齿根高:

$$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m_n = (1 + 0.25) \times 5 = 6.25 \text{ mm} \quad (4.30)$$

齿全高:

$$h = h_a + h_f = 5 + 6.25 = 11.25 \text{ mm} \quad (4.31)$$

齿顶圆直径:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 99 + 2 \times 5 = 109 \text{ mm} \quad (4.32)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 551 + 2 \times 5 = 561 \text{ mm}$$

齿根圆直径:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 99 - 2 \times 6.25 = 86.5 \text{ mm} \quad (4.33)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 551 - 2 \times 6.25 = 538.5 \text{ mm}$$

基圆直径:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 99 \times \cos 20^\circ 40' 02'' = 94.01 \text{ mm} \quad (4.34)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 551 \times \cos 20^\circ 40' 02'' = 523.24 \text{ mm}$$

$$\text{齿宽: } b_1 = 65 \text{ mm}, \quad b_2 = 59 \text{ mm}$$

$$\text{中心距: } a = 326.86 \text{ mm}$$

综合考虑小齿轮齿根圆直径和输入轴相应轴段直径的大小, 本设计采用为齿轮轴型式。

## 4.2 齿轮轴的结构设计及强度计算

计算作用在齿轮上的力:

转矩:  $T_1 = 874560 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$\text{圆周力: } F_t = 2T_1 / d_1 = \frac{2 \times 874560}{99} = 17667.9 \text{ N} \quad (4.35)$$

径向力:

$$\begin{aligned} F_r &= F_t \cdot \tan \alpha_t = 17667.9 \times \tan 20^\circ 40' 02'' \\ &= 5863.69 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.36)$$

轴向力:

$$\begin{aligned} F_a &= F_t \cdot \cos \alpha_n \cdot \sin \beta = 17667.9 \times \cos 20^\circ \times \sin 13^\circ 06' 53'' \\ &= 3424.35 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.37)$$

#### 4.2.1 齿轮轴的结构设计

初步估算轴的直径:

轴的材料为20MnVB, 渗碳淬火。

$$\text{根据公式: } d = 1.03 \cdot A \cdot \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} \quad (4.38)$$

式中系数 1.03 是考虑键槽的影响。查[4]取  $A = 99$ , 则:

$$d_{\min} = 1.03 \times 99 \times \sqrt[3]{\frac{272.9}{2980}} = 45.96 \text{ mm}$$

选择联轴器:

轴段①用于安置联轴器, 其直径应于联轴器的孔径相配合, 是以要先选取联轴器。根据工作情况, 查[4]选取工况系数  $K_A = 1.7$ 。

联轴器的计算转矩:

$$T_{ca} = K_A \cdot T_1 = 1.7 \times 874.56 = 1486.752 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.39)$$

依据工作要求采用轮胎式联轴器, 型号为: UL12 型联轴器  
JB80×170  
JB55×84 GB/T5844-2002, 许用转矩  $[T_n] = 1600 \text{ N} \cdot \text{m}$ , 与输入轴联接的半联

轴器孔径  $d_1 = 55 \text{ mm}$ , 是以选取轴段①的直径为  $d_1 = 55 \text{ mm}$ 。半联轴器轮毂长



度  $L = 84 \text{ mm}$  (J 型轴孔)。

确定各轴段的直径和长度：

轴段①：此轴段为组合轴颈，依照半联轴器孔径，选择轴段①直径  $d_1 = 55 \text{ mm}$ 。为确保定位需要（不发生定位干涉），轴段①的长度应比半联轴器轮毂孔长度略短  $2 \sim 3 \text{ mm}$ ，是以肯定轴段长度为  $L_1 = 82 \text{ mm}$ 。

轴段②：轴的轴段分为两个部分，一是轴承端盖，保证密封效果；二支撑与同样大小的轴承，两个基本。为了保证半联轴器的轴向定位，轴肩高度应大于  $0.07d_1$ ，前轴承式 22313c 球面滚子轴承。宽度  $B = 48 \text{ mm}$ ，取轴段②轴承的内圈直径轴直径， $d_2 = 65 \text{ mm}$ ；轴段②长度应该是轴承的宽度，轴承端盖的宽度和可移动的宽度和长度的确定，因此  $L_2 = 48 + 25 + 22 = 95 \text{ mm}$ 。

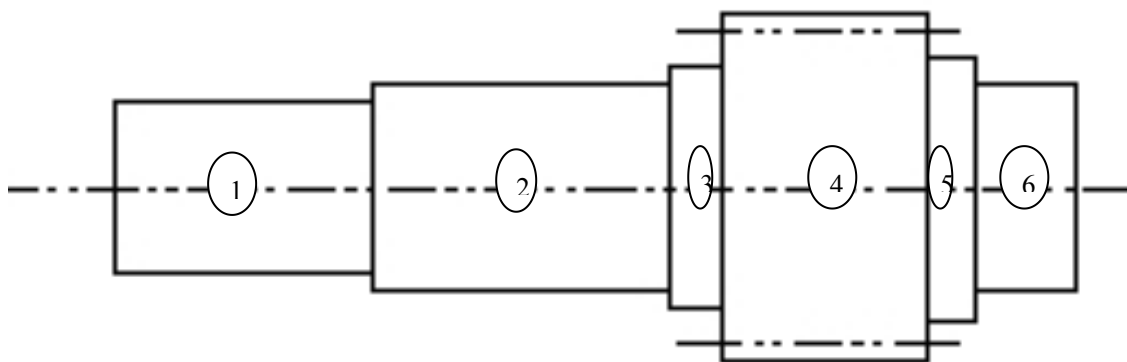
轴段③：这段连接到轴的轴线，为了保证轴承的正常拆卸，轴的轴截面高度不应大于轴承内圈厚度，取  $d_3 = 77 \text{ mm}$ ；同时为保证齿轮端面与箱体内壁的距离，取轴段③长度  $L_3 = 15 \text{ mm}$ 。

轴段④：该轴的小齿轮，轴的截面尺寸，小齿轮参数即直径  $d_4 = d_{a1} = 109 \text{ mm}$ ，长度  $L_4 = b_1 = 65 \text{ mm}$ 。

轴段⑤：此轴段与轴段③构造相同，长度取  $L_5 = 15 \text{ mm}$ ，直径由轴段⑥上的轴承明确。

轴段⑥：此轴段为支柱轴颈，预选轴承型号为 NU313E 型圆柱滚子轴承，宽度  $B = 33 \text{ mm}$ 、内圈直径  $d = 65 \text{ mm}$ 、定位轴肩直径  $D_4 = 83 \text{ mm}$ 。所以，取轴段⑥长度  $L_6 = 32 \text{ mm}$ 、轴段⑥直径  $d_6 = 65 \text{ mm}$ 、轴段⑤直径  $d_5 = 83 \text{ mm}$ 。

齿轮轴结构如图 4.1 所示：



#### 4.2.2 齿轮轴的强度校核

求支反力：

水平面：

$$R_{H1} = \frac{F_{t1} \times 81.5}{145} = \frac{17667.90 \times 81.5}{145} = 9930.57 \text{ N} \quad (4.40)$$

$$R_{H2} = \frac{F_{t1} \times 63.5}{145} = \frac{17667.9 \times 63.5}{145} = 7737.32 \text{ N} \quad (4.41)$$

垂直面：

$$M_a = \frac{F_a \cdot d_1}{2} = \frac{3424.35 \times 99}{2} = 169505.325 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.42)$$

$$\begin{aligned} R_{V1} &= \frac{F_{r1} \times 73 - M_a}{145} = \frac{5863.69 \times 81.5 - 169505.325}{145} \\ &= 2126.8 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.43)$$

$$\begin{aligned} R_{V2} &= \frac{F_{r1} \times 65.5 - M_a}{138.5} = \frac{5863.69 \times 63.5 - 169505.325}{145} \\ &= 1398.89 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.44)$$

绘制轴的弯矩图和扭矩图：

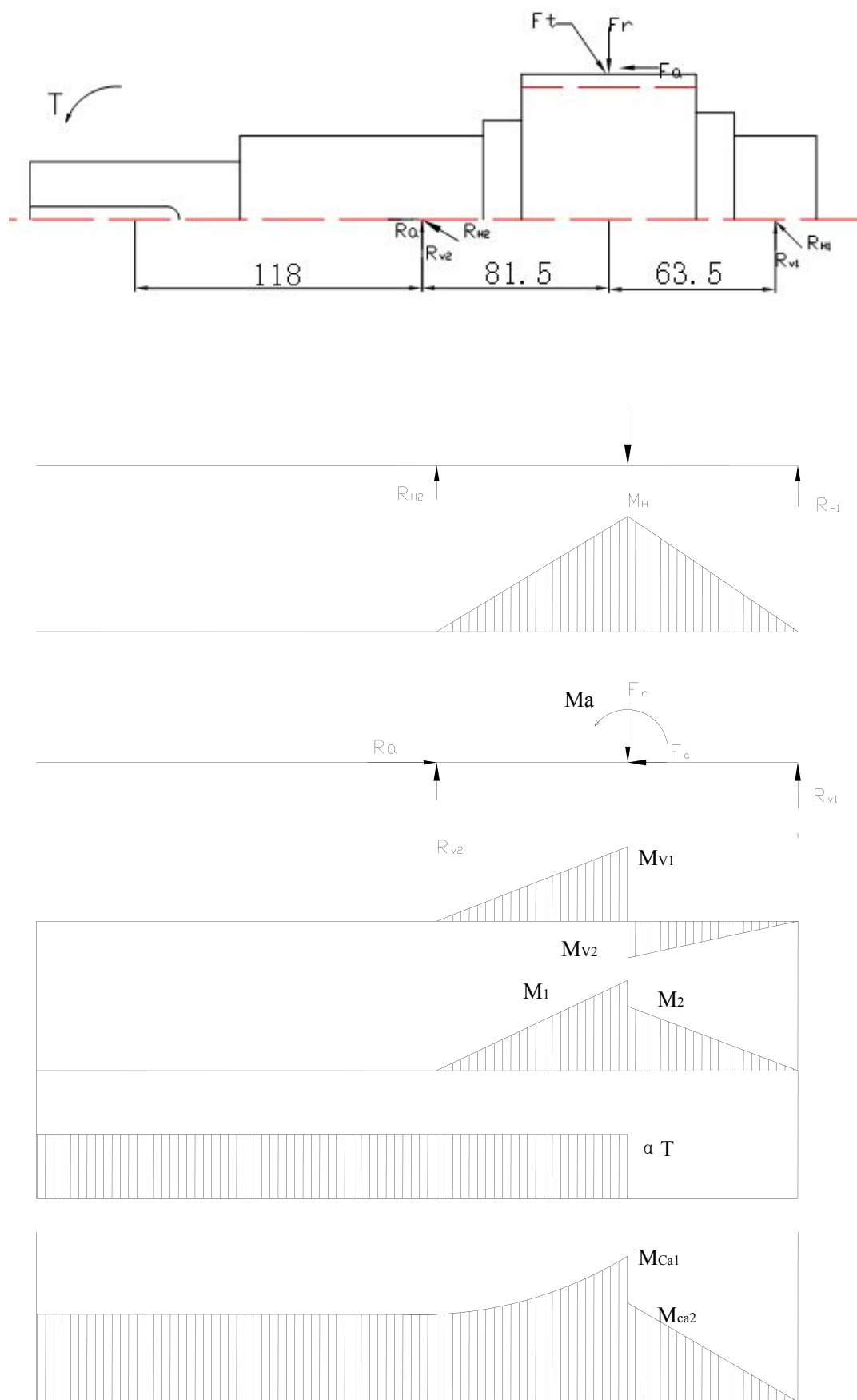


图 3.2 小齿轮轴的弯矩图和扭矩图

求齿宽中点处的弯矩：

水平面：

$$\begin{aligned} M_H &= 145 \cdot R_{H1} = 145 \times 9930.57 \\ &= 1439932.65 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (4.45)$$

垂直面：

$$\begin{aligned} M_V &= 145 \cdot R_{V1} = 145 \times 2126.8 \\ &= 308386 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (4.46)$$

合成弯矩：

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{1439932.65^2 + 308386^2} \\ &= 1472585.468 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (4.47)$$

因为在一个方向转动，齿轮轴的启动，停止和考虑不均匀性的运行效果，剪应力为脉动循环应力。所以取系数  $\alpha = 0.6$ 。则：

扭矩：

$$T = \alpha \cdot T_1 = 0.6 \times 874560 = 524736 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.48)$$

当量弯矩：

$$\begin{aligned} M_{ca} &= \sqrt{M^2 + T^2} = \sqrt{1472585.468^2 + 524736^2} \\ &= 1563283.669 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (4.49)$$

计算危险截面应力：

从载荷情况下的应力集中，最大等效矩齿宽中部，但应力集中不大，

而且最大径向尺寸在这里，所以这段没有检查。从应力集聚对轴的疲劳强度减少水平观察，齿轮两头截面因尺寸改变较大引发的应力集中最严重，两截面应力集中附近，但右边不受扭矩作用，所以危险截面为齿轮左侧截面。

截面右侧弯矩：

$$\begin{aligned} M' &= M \times \frac{81.5 - 65/2}{81.5} = 1563283.669 \times \frac{81.5 - 32.5}{81.5} \\ &= 939888.3409 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (4.50)$$

截面上的扭矩：  $T = 524736 \text{ N} \cdot \text{mm}$

扭弯截面系数：

$$W = 0.1 \cdot d^3 = 0.1 \times 77^3 = 45653.3 \text{ mm}^3 \quad (4.51)$$

抗弯截面系数：

$$W_T = 0.2 \cdot d^3 = 0.2 \times 77^3 = 91306.6 \text{ mm}^3 \quad (4.52)$$

截面上的弯曲应力：

$$\sigma_b = \frac{M'}{W} = \frac{939888.3409}{45653.3} = 20.59 \text{ N/mm}^2 \quad (4.53)$$

截面上的扭转剪应力：

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{524736}{91306.6} = 5.75 \text{ N/mm}^2 \quad (4.54)$$

弯曲应力幅：  $\sigma_a = \sigma_b = 20.59 \text{ N/mm}^2$

弯曲平均应力：  $\sigma_m = 0$

扭转剪应力幅值、平均应力是相等的，即：

$$\tau_a = \tau_m = 5.75 / 2 = 2.875 \text{ N/mm}^2$$

确定影响系数：

因为齿轮轴的材料为 20MnVB，渗碳淬火，得  $\sigma_B = 1080 \text{ N/mm}^2$ 、

$\sigma_{-1} = 500 \text{ N/mm}^2$ 、 $\tau_{-1} = 250 \text{ N/mm}^2$ 。

轴肩圆角处的有效应力集中系数：

根据  $\frac{r}{d} = \frac{3}{77} = 0.039$ ， $\frac{d_4}{d_3} = \frac{109}{77} = 1.42$ ，查[4]得  $k_\sigma = 2.45$

$$k_\tau = 1.70$$

尺寸系数：

根据圆形截面查[4]得  $\varepsilon_\sigma = 0.66$ ， $\varepsilon_\tau = 0.79$

表面质量系数：

查[4]得  $\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.78$

材料弯曲、扭转特性系数：取  $\varphi_\sigma = 0.1$ ， $\varphi_\tau = 0.05$

疲劳强度许用安全系数： $[n] = 1.3 \sim 1.5$

所以：

齿轮轴疲劳强度安全系数：

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot \sigma_a + \varphi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{500}{2.45 \times 20.59 + 0.1 \times 0} = 9.91 \quad (4.55)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau \cdot \tau_a + \varphi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{250}{1.70 \times 2.857 + 0.05 \times 2.857} = 50 \quad (4.56)$$

$$n_{ca} = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{9.91 \times 50}{\sqrt{9.91^2 + 50^2}} = 9.72 > [n] \quad (4.57)$$

齿轮轴强度足够。

#### 4.2.3 齿轮轴轴承寿命计算

前端轴承：型号为 22313C，根本额定动载荷  $C_r = 232000 \text{ N}$ ；基本额定静载荷  $C_{0r} = 188000 \text{ N}$ ， $e = 0.35$ 。

由于前轴承的轴向力  $F_a$  时产生的齿轮啮合，派生的轴向力，其大小与  $F_a$  相等，方向相反的。由于  $\frac{F_a}{F_r} = \frac{3424.35}{5863.69} = 0.58 > e$ ，取系数  $Y = 2.9$ 。

轴承当量动载荷：

$$P = 0.67 \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.67 \times 5863.69 + 2.9 \times 3424.35 = 13859.2873 \text{ N} \quad (4.58)$$

轴承寿命：

$$\text{根据公式：} L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{f_t \cdot C}{f_p \cdot P} \right)^\varepsilon \quad (4.59)$$

式中： $\varepsilon$  为轴承寿命指数，关于球轴承， $\varepsilon = 3$ ；对于滚子轴承， $\varepsilon = 10/3$ 。

查[4]得：温度系数  $f_t = 1.00$ ，载荷系数按中等冲击取  $f_p = 1.2$ 。

所以：

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 2980} \times \left( \frac{1 \times 232000}{1.2 \times 13859.2873} \right)^{10/3} = 36546.99 \text{ h}$$

后端轴承：型号为 NU313E，根本额定动载荷  $C_r = 168000 \text{ N}$ ，基本额定静载荷  $C_{0r} = 120000 \text{ N}$ 。

当量动载荷：

此轴承不承受轴向力，所以：

$$\begin{aligned} P = R_1 &= \sqrt{R_{H1}^2 + R_{V1}^2} = \sqrt{9930.57^2 + 2126.8^2} \\ &= 10155.76 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.60)$$

轴承寿命：

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 2980} \times \left( \frac{1 \times 168000}{1.2 \times 10155.76} \right)^{10/3} = 351305.13 \text{ h}$$

## 五 传动端结构设计

### 5.1 曲轴连杆机构的运动分析

因为曲轴受力十分复杂. 除功能在曲轴上的重力是恒定的, 其余如连杆力、惯性力, 原动机的驱动转矩, 承载力, 纵向, 横向, 惯性力矩将与变量的变化的角落。此外, 曲轴必须附加荷载变形, 加工, 使用不同的轴的轴颈磨损等因素。曲轴是所有力量被认为在过去, 这是很难做到的。在实际的分析, 计算, 忽略这些因素往往是抓住小, 应考虑的主要因素。因此, 在分析中, 曲轴的应力计算, 经常做以下假设:

1. 支撑曲轴分段梁的中点和曲轴主轴承分作为刚体系统;
2. 把主轴颈中点既看成是支承点, 又看成是作为一个集中点的反作用点;
3. 连杆力和扭转惯性力(或径向力和切向力), 当作集中力并作用在曲柄销中点;
4. 略在轴颈联合部队相互之间的去除效果, 是由于加工精度略, 根据磨损

使用造成的装配质量和附加荷载，热变形。

此外，当柱塞力大，也可在重力和摩擦力计算略。

曲柄连杆机构的受力：

曲柄转角：取  $\varphi = 0^\circ, 10^\circ, 20^\circ, \sim 360^\circ$

曲柄角速度：  $\omega = \pi / 30 = \pi \cdot 550 / 30 = 57.6 \text{ rad/s}$

柱塞质量：估取  $m_h = 1.25 \text{ kg}$

十字头质量：估取  $m_s = 4.2 \text{ kg}$

连杆质量：估取  $m_g = 12 \text{ kg}$

曲拐不平衡重量：

$$G_2 = m_2 \cdot g = 16.6 \times 9.8 = 162.68 \text{ N}$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 7.8 \times 9.8 = 76.44 \text{ N}$$

$G_2$  重心至主轴颈距离：  $H = 0$

转化系数：  $K = 0.3 \sim 0.4$ ，取  $K = 0.35$

往复运动质量：

$$m_\omega = m_s + m_h + k \cdot m_g = 4.5 + 1.25 + 0.35 \times 11 = 9.6 \text{ kg}$$

计算时取  $m_\omega = 10 \text{ kg}$

往复惯性力：

$$I_\omega = m_\omega \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

旋转运动质量：

$$\begin{aligned} m_h &= m_3 + m_2 \cdot \frac{H}{r} + m_g \cdot (1 - k) \\ &= 6.2 + 14.7 \times \frac{0}{0.031} + 11 \times (1 - 0.35) = 13.35 \text{ kg} \end{aligned}$$

旋转运动惯性力：

$$I_h = m_h \cdot r \cdot \omega^2 = 13.35 \times 0.031 \times 57.6^2 = 1373.05 \text{ N}$$

连杆摆角：  $\beta$

摩擦力：一般略去不计



$$\text{综合柱塞力: } P' = P_{\max} + I_{\omega}$$

$$\text{侧向力: } N = P' \cdot \tan \beta$$

$$\text{连杆力: } P_c = P' / \cos \beta$$

$$\text{切向力: } T = P' \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

$$\text{径向力分量: } R_1 = P' \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

$$\text{径向力: } R = R_1 + I_h$$

以上各力的计算结果见表 2 曲柄各力参数计算:

## 5.2 曲轴的结构设计

在柱塞泵中,曲轴是把电动机的扭转活动转变为柱塞直线往复运动的重点部件之一,它改变着乳化液泵的可靠性和寿命。工作时,它将承当周期性的交变载荷,产生交变的旋转应力和弯曲应力,是以亦然曲柄连杆机构中最重要的受力部件。

在柱塞泵中常用的曲轴可分为曲拐轴、曲柄轴、偏心轴和“N”形轴等型式此中曲拐轴是最常用的,其余几种型式着实某些特定的条件下才被选用,所以本次设计的应用是最常用的曲柄轴。

曲轴是适用于几乎所有类型的股票的数量和大小不同的往复泵,特别是在中小型多泵广泛应用。考虑到相对较大的流量,瞬时流量的脉动泵要小,运行平稳,脉动奇数缸相对比多缸小脉动。两支五拐曲轴,曲轴的这种形式,因为它的支持,从而降低曲轴和块的处理量,驱动端装配简单。另一方面,由于大量的曲轴曲柄,曲柄空间位置分布直接影响惯性力,惯性和曲轴轴颈弯曲变形等的时刻。五转动曲轴空间分布有 24 种,这是需要找到最佳位置的曲柄。曲柄错角选取应想到有利于减小流量不均匀度,惯性力和惯性力矩的平稳并有利于两主轴颈处挠曲变形相连接。因此曲轴角曲柄,应该统一,也就是说,曲柄分别是一个组合的 5 角 0°°, 72°, 144°°, 216°, 288°。然而,均匀分布,对惯性力和惯性力矩的

平衡不仅是最好的，但一定要有一个合理的分布。查[2]得五拐曲轴曲柄空间位置分布状态如图 5-1 所示。

曲拐轴的轴心线与曲轴扭转焦点同心的轴向端部叫做轴端，曲轴常常都有两头。轴的延伸端的轴称为前端，因为前面通常与原动机或泵的减速器，和作为输入的转矩，因此也被称为输入端。另一端称为背相对，也被称为尾端。当泵为泵内减速、总扭矩是经曲轴中部的传动齿轮输入时，曲轴就无前、后端之分，统称为轴端。

曲轴的轴颈包括主轴颈、支承颈和曲柄销。轴颈是指主轴安装轴端（滚动轴承）或在主轴承零件曲轴轴承。支撑颈部指中间枢轴轴承在曲轴主轴承在两个轴承部件中。显然支持并驾齐驱的同轴应。曲柄销上的曲轴和连杆大端的连接部分（也被称为曲柄销），它不与主轴颈同心。

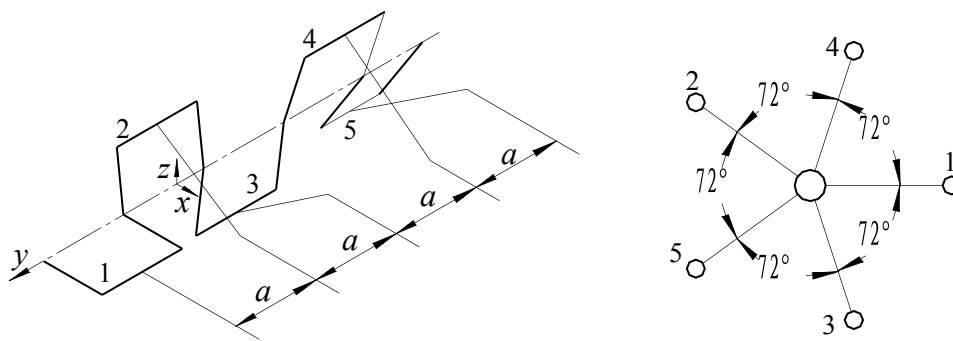


图 5-1 曲轴曲柄最佳空间位置示意图

曲轴连接轴颈与曲柄销或连接两个相邻的区域被称为曲柄销曲柄。前者又称为短臂，后者称为长的手臂。

曲柄与曲柄销的组合体称为曲拐。靠近主轴颈的曲拐较短，又叫短拐；连接两个曲柄销曲柄加长，也被长拐。

由主轴颈中点（即旋转中点）到任意曲柄销中心的间隔称为曲柄半径。

曲轴常采用的曲柄形状有椭圆形、圆形和长方形三种方式，本设计选用椭圆形。曲柄这样子，适用于所有类型的泵，材料利用率是最合理的，疲劳强度高，铸造或锻造毛坯通常形成，自由锻曲轴，曲轴形状加工。

曲柄设计的原则是应尽可能将曲柄不影响强度的多余金属去掉(特别是高速泵更是如此),以减轻曲柄重量、减小旋转惯性质量。

曲轴是常用的润滑油强制润滑和冷却，所以曲轴油孔的内部处理，作为润滑

油道。本次设计就采用此种方式。

根据曲轴的形状和供油方式，曲轴内的油孔可采用直角油孔和斜角油孔。一般来说，斜油孔不易从最有利于润滑滑动使油孔出口附近的杂志，往往使连接轴颈油孔，使强度减弱，这是很少使用。矩形油孔是由多个轴向和径向油孔，以避免上述缺点，是往复泵曲轴油孔的形成是常用的。

本设计采用矩形孔，它是由多个轴向和径向油孔，容易从利润滑入轴颈使油孔出口杂志。由于滚动轴承主轴轴承的选择，使轴颈不具有径向油孔。在这个时候，润滑油是由沿轴向油孔轴端通过径向油孔进入曲柄销。轴向油孔润滑油应在轴承主轴颈最小开（尾段）和从那里进入润滑油。曲柄销上的径向油孔位置如图 5-2 所示：

曲轴的材料 曲轴通常用 40、45 号优质碳素钢锻制，也有采用合金钢锻制的。虽然合金钢强度高但对应力集中极为敏感，而且成本较高，通常用于要求重量轻的高速泵轴上。由于铸锻技术的不断发展和完善，球墨铸铁作为曲轴材料也日趋增多。球墨铸铁也有较高的强度，而且吸振性能良好、对应力集中不敏感。在中小型泵上采用较多。因此，本设计选用球墨铸铁，型号为：QT600-3。其抗拉强度  $\sigma_b \geq 600 \text{ MPa}$ 、硬度为 190 ~ 270 HBS。

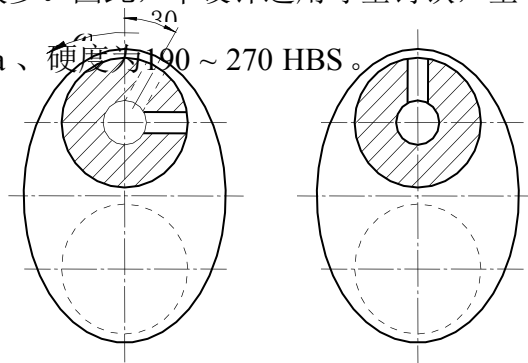


图 5-2 曲柄销上

### 5.2.1 主要尺寸的确定

曲轴的最小轴径：

根据公式（4.39）得：

$$d_{\min} = 1.03 \cdot A \cdot \sqrt[3]{\frac{N_2}{n_2}} = 1.03 \times 118 \times \sqrt[3]{\frac{264.8}{550}}$$

$$= 92.25 \text{ mm}$$

作用在柱塞上的最大柱塞力：

$$\begin{aligned} P_{\max} &= \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot P = \frac{\pi}{4} \times 0.053^2 \times 31.5 \times 10^6 \\ &= 69459.54 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.1)$$

曲轴曲柄销直径：

$$\begin{aligned} D_{bx} &= (0.54 \sim 0.72) \cdot \sqrt{P_{\max}} = (0.54 \sim 0.72) \times \sqrt{69459.54} \\ &= 143.32 \sim 189.76 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$\text{取： } D_{bx} = 150 \text{ mm}$$

主轴颈直径：

$$\begin{aligned} D_1 &= (0.9 \sim 1.1) \cdot D_{bx} = (0.9 \sim 1.1) \times 150 \\ &= 135 \sim 165 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.3)$$

$$\text{取： } D_1 = 140 \text{ mm}$$

因此，主轴承的初步筛选，前端轴承型号为 22328 型滚动轴承；后端轴承型号为 NJ2328 型圆柱滚子轴承。

所以，取曲轴轴颈长度比轴承宽度短 1~2 mm，即前端轴颈长度  $l_1 = 59 \text{ mm}$ ，后端轴颈长度  $l_2 = 86 \text{ mm}$ 。定位轴肩高度由安装尺寸轴承的确定，前端轴肩直径为  $d_{n1} = 133 \sim 151 \text{ mm}$ ，取  $d_{n1} = 150 \text{ mm}$ ，此轴段长度定为  $l_3 = 5 \text{ mm}$ ，后端轴肩直径为  $d_{n2} = 130 \sim 190 \text{ mm}$ ，取  $d_{n2} = 150 \text{ mm}$ ，长度定为  $l_4 = 5 \text{ mm}$ 。

曲轴前端安装的初始轴直径齿轮为  $d_0 = 120 \text{ mm}$ ，齿轮毂孔的长度比宽度短 2~3 mm，取长度为  $l_0 = 59 \text{ mm}$ ，齿轮轴向设计采用轴端挡圈定位。周使用普通平键连接，模型为：键 C28×70 GB/T1095-1979 (1190)。

$$\text{曲柄的半径： } r = S/2 = 89/2 = 44.5 \text{ mm}$$

核算轴颈重叠度：

两相邻曲柄销处：

$$\begin{aligned}
 S_0 / D_{bx} &= (D_{bx} - \sqrt{3} \cdot r) / D_{bx} \\
 &= (150 - \sqrt{3} \times 44.5) / 150 = 0.48
 \end{aligned}
 \quad (5.4)$$

主轴颈与曲柄销处：

$$\begin{aligned}
 S_0 / D_{bx} &= \left( \frac{D_{bx} + D_1}{2} - r \right) / D_{bx} \\
 &= \left( \frac{150 + 140}{2} - 44.5 \right) / 150 = 0.67
 \end{aligned}
 \quad (5.5)$$

连杆大头轴瓦的宽度：

$$\begin{aligned}
 b &= (0.4 \sim 0.65) \cdot D_{bx} \\
 &= (0.4 \sim 0.65) \times 150 = 60 \sim 97.5 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \quad (5.6)$$

查[2]取标准值：  $b = 70 \text{ mm}$

本设计采用连接薄壁杆轴承大端，磁头的定位结构。

曲柄销长度：

$$L = b + 2 \times (2 \sim 6) = 70 + (4 \sim 12) \quad (5.7)$$

取  $L = 74 \text{ mm}$ 。

曲柄的厚度：

$$\begin{aligned}
 t &= (0.5 \sim 0.7) \cdot D_{bx} = (0.5 \sim 0.7) \times 150 \\
 &= 75 \sim 105 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \quad (5.8)$$

由于极轴颈重叠，所以减少短臂，长臂取  $t = 75 \text{ mm}$ ，短臂取  $t = 72 \text{ mm}$ 。

曲柄的宽度：

$$\begin{aligned}
 h &= (1.4 \sim 1.8) \cdot D_{bx} = (1.4 \sim 1.8) \times 150 \\
 &= 210 \sim 270 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \quad (5.9)$$

因为在这个设计曲柄是椭圆形的，所以要充分考虑曲轴的结构形状，确定曲柄的长轴为  $h_1 = 265 \text{ mm}$ ，短轴为  $h_2 = 210 \text{ mm}$ 。

曲轴轴向主油孔直径：

$$\begin{aligned}
 d_{k1} &= (0.07 \sim 0.08) \cdot D_{bx} = (0.07 \sim 0.08) \times 150 \\
 &= 10.5 \sim 12 \text{ mm}
 \end{aligned} \tag{5.10}$$

取  $d_{k1} = 11 \text{ mm}$

曲柄销上径向油孔直径:

$$d_{k2} = 0.05 \cdot D_{bx} = 0.05 \times 150 = 7.5 \text{ mm}$$

### 5.3 主轴承寿命计算

前端轴承: 型号为 22328, 基本额定动载荷  $C_r = 1130000 \text{ N}$ ; 基本额定静载荷  $C_{0r} = 1610000 \text{ N}$ ,  $e = 0.34$ 。

由于前端轴承承当齿轮啮合时产生的轴向力  $F_a$ , 产生派生轴向力, 其大小与  $F_a$  相等, 方向相反。由于  $\frac{F_a}{R_{\max}} = \frac{3424.35}{69459} = 0.049 < e$ , 取系数  $Y = 2.0$ 。

轴承当量动载荷:

$$\begin{aligned}
 P &= R_{\max} + Y \cdot F_a = 69459 + 2.0 \times 3424.35 \\
 &= 76307.7 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

轴承寿命:

$$\text{根据公式: } L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{f_t \cdot C}{f_p \cdot P} \right)^\varepsilon \tag{5.12}$$

式中:  $\varepsilon$  为轴承寿命指标, 对于球轴承,  $\varepsilon = 3$ ; 对于滚子轴承,  $\varepsilon = 10/3$ 。  
查[4]得: 温度系数  $f_t = 1.00$ , 载荷系数按中等冲击取  $f_p = 1.2$ 。

所以:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 550} \times \left( \frac{1 \times 1130000}{1.2 \times 76307.7} \right)^{10/3} = 131418.27 \text{ h}$$

后端轴承: 型号为 NJ2328, 基本额定动载荷  $C_r = 825000 \text{ N}$ , 基本额定静载荷  $C_{0r} = 1180000 \text{ N}$ 。

当量动载荷：

此轴承不承受轴向力，所以：

$$\begin{aligned} P = R_1 &= \sqrt{N_{BY}^2 + N_{BZ}^2} = \sqrt{173326^2 + 58992^2} \\ &= 183090.028 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.13)$$

轴承寿命：

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 550} \times \left( \frac{1 \times 825000}{1.2 \times 183090.028} \right)^{10/3} = 24923.27 \text{ h}$$

## 5.4 连杆的结构设计

连杆传动端是曲柄连杆机构中连接曲轴和十字头的部件。连杆运动为平面运动，可以被视为沿气缸中心的移动和摆动在十字头销两个简单运动的合成。

在本设计中，连杆的材料选用 QT600-3，它的抗拉强度  $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ ，硬度一般为 190 ~ 270 HBS。属于中高强度，拥有塑性低和耐磨性好的特点，主要应用于柴油机、内燃机的曲轴、连杆、汽缸套、吸排气阀门座，机床的主轴等方面。

连杆杆体的截面外形有圆形、工字形、长方形和十字形等几种方式。杆体的最容易机圆形截面，但获得的条件相同的强度和刚度，金属的最低利率。这种类型主要用于连杆低速，大、小批量生产。工字形截面杆体和其余外形截面杆体相比较，在一样强度和刚度的条件下，具备最小的运动质量，毛坯一般为锻造或模锻成型，这种型式的杆体适合于高速轻型和大批量生产的连杆。矩形和十形杆体材料的利用率一般在两，空白一般铸件，不是很广泛。因此本设计采用工字形截面的连杆杆体。

为了实现强迫润滑，连杆的杆体中央沿杆中线钻有油孔，把从曲轴油孔进入连杆大头轴瓦的润滑油引入小头衬套，衬套为整体式，压配装入连杆小头孔内作为滑动轴承。因为连杆材料为球墨铸铁，有良好的耐磨性，也可以不加衬套而与销直接配合。

连杆与曲轴相连的一端称为大头，与十字头相连的一端称为小头。本设计中，曲轴选用曲拐轴，为了便于拆装和对大头轴瓦间隔进行调整，连杆大头制成剖分

式构造，即连杆大头由连杆盖和连杆体所构成并用两只连杆螺栓连接成一体。连杆螺栓承受交变载荷，螺母处应备有防松装置。通常的防松方式有：冠形螺母加开口销；螺母下加止动弹簧垫圈；除连杆螺母外再加一遍螺母拼紧。这三种方式中以第一种最为可靠。所以本设计采用冠形螺母加开口销的防松形式。

连杆小头制成整体式，它与十字头的连接方式为销连接，这种连接形式加工和装配较简单，不过自动调心性较差，在非定位端需要留有较大的窜动量。本设计采用小头定位。

#### 5.4.1 确定连杆的主要尺寸

泵的最大柱塞力  $P_{\max} = 69459.54 \text{ N}$ 。

由前面计算知连杆的长度  $l = 220 \text{ mm}$ ，柱塞行程  $S = 89 \text{ mm}$ ，曲轴曲柄销直径  $D_x = 150 \text{ mm}$ 。查[1]得连杆大头孔（轴瓦座孔）直径  $D_1 = 160 \text{ mm}$ 。

连杆结构如图 5-3 所示：

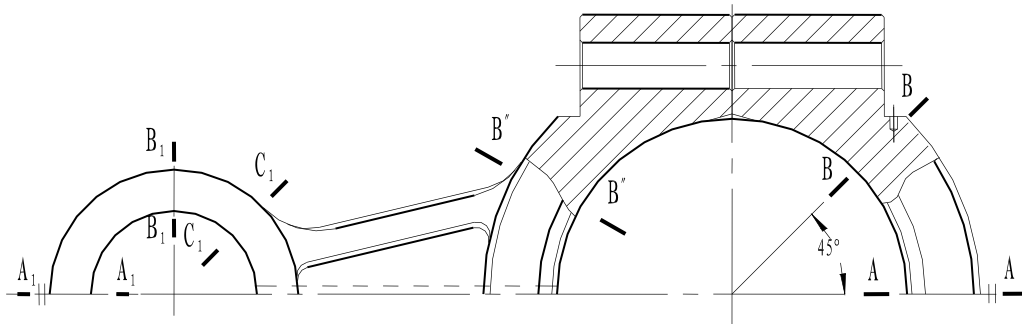


图 5-3 连杆结构示意图

确定十字头销直径：

$$\begin{aligned} d &= (0.25 \sim 0.32) \cdot \sqrt{P_{\max}} = (0.25 \sim 0.32) \cdot \sqrt{69459.54} \\ &= 65.89 \sim 84.34 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.14)$$

根据[2]取标准值  $d = 70 \text{ mm}$

连杆小头衬套内径：  $d_x = d = 70 \text{ mm}$



衬套厚度:

$$\begin{aligned} s_x &= (0.07 \sim 0.10) \cdot d_x = (0.07 \sim 0.10) \times 70 \\ &= 4.9 \sim 7 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.15)$$

取  $s_x = 5.5 \text{ mm}$

衬套宽度:

$$\begin{aligned} b_x &= (1.0 \sim 1.3) \cdot d_x = (1.0 \sim 1.3) \times 70 \\ &= 70 \sim 91 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.16)$$

取  $b_x = 75 \text{ mm}$

衬套外径:

$$d_1 = d_x + 2 \cdot s_x = 70 + 2 \times 5.5 = 81 \text{ mm} \quad (5.17)$$

连杆小头孔内径:  $D_2 = 81 \text{ mm}$ 。

杆体中截面当量直径:

连杆截面选择工字形结构

$$\begin{aligned} d_m &= (0.22 \sim 0.25) \cdot \sqrt{P_{\max}} = (0.22 \sim 0.25) \times \sqrt{69459.54} \\ &= 57.98 \sim 65.89 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.18)$$

取  $d_m = 60 \text{ mm}$ 。

连杆体的中间截面面积:

$$A_m = \frac{\pi}{4} \cdot d_m^2 = \frac{\pi}{4} \times 60^2 = 2826 \text{ mm}^2 \quad (5.19)$$

中间截面高度:

$$H_m = \sqrt{2.23 \cdot A_m} = \sqrt{2.3 \times 2826} = 79.39 \text{ mm} \quad (5.20)$$

取  $H_m = 79.5 \text{ mm}$

中间截面宽度:

$$\begin{aligned} B_m &= (0.65 \sim 0.75) \cdot H_m = (0.65 \sim 0.75) \times 79.5 \\ &= 51.68 \sim 59.63 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.21)$$

取  $B_m = 55 \text{ mm}$ 。

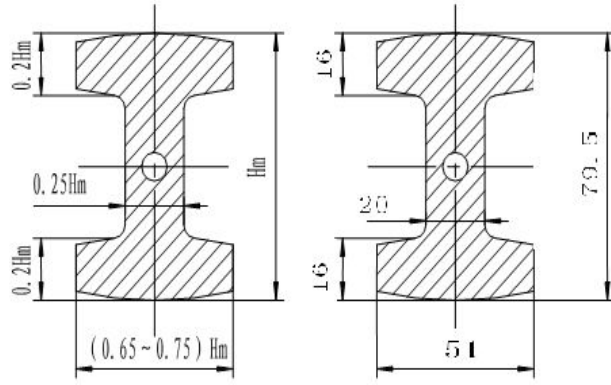


图 5-4 连杆体中间截面尺寸

杆体最小截面距小头中心线距离：

$$\begin{aligned} l' &= (0.9 \sim 1.1) \cdot D_2 = (0.9 \sim 1.1) \times 81 \\ &= 72.9 \sim 89.1 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.22)$$

取  $l' = 75 \text{ mm}$

$l'$  处杆体截面高度：

$$\begin{aligned} H' &= (0.8 \sim 0.9) \cdot H_m = (0.8 \sim 0.9) \times 79.5 \\ &= 63.6 \sim 71.6 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.23)$$

取  $H' = 65 \text{ mm}$

杆体最大截面距大头中心线距离：

$$\begin{aligned} l'' &= (0.9 \sim 1.1) \cdot D_1 = (0.9 \sim 1.1) \times 138 \\ &= 124.2 \sim 151.8 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.24)$$

取  $l'' = 125 \text{ mm}$

$l''$  处杆体截面高度：

$$\begin{aligned} H'' &= (1.1 \sim 1.2) \cdot H_m = (1.1 \sim 1.2) \times 79.5 \\ &= 87.45 \sim 95.4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.25)$$

取  $H'' = 90 \text{ mm}$

连杆宽度:

$$\begin{aligned} B &= (0.88 \sim 0.94) \cdot b_x = (0.88 \sim 0.94) \times 75 \\ &= 66 \sim 70.5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.26)$$

取  $B = 70 \text{ mm}$

大头盖  $A-A$  截面面积:

$$\begin{aligned} A_A &= (0.9 \sim 1.1) \cdot A_m = (0.9 \sim 1.1) \times 2826 \\ &= 2523.4 \sim 3108.6 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (5.27)$$

取  $A_A = 2690 \text{ mm}^2$

大头盖  $A-A$  截面厚度:

$$s_A = \frac{A_A}{B} = \frac{2690}{70} \approx 38 \text{ mm} \quad (5.28)$$

大头盖  $B-B$  截面厚度:  $s_B = s_A = 38 \text{ mm}$

杆体与大头连接截面  $B''-B''$  厚度:  $s_B'' = s_B = 38 \text{ mm}$

小头  $A_1-A_1$  截面面积:

$$\begin{aligned} A_{A1} &= (0.65 \sim 0.75) \cdot A_m = (0.65 \sim 0.75) \times 2826 \\ &= 1836.9 \sim 2119.5 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (5.30)$$

取  $A_{A1} = 1900 \text{ mm}^2$

小头  $A_1-A_1$  截面厚度:

$$s_{A1} = \frac{A_{A1}}{B} = \frac{1900}{70} \approx 27 \text{ mm} \quad (5.31)$$

小头  $B_1-B_1$  截面厚度:  $s_{B1} = s_{A1} = 27 \text{ mm}$

小头  $C_1-C_1$  截面厚度:  $s_{C1} = s_{A1} = 27 \text{ mm}$

小头侧壁臀中心线距离:

$$L_x = D_2 + s_{A1} = 81 + 27 = 108 \text{ mm} \quad (5.32)$$

连杆螺栓结构如图 5-5 所示：

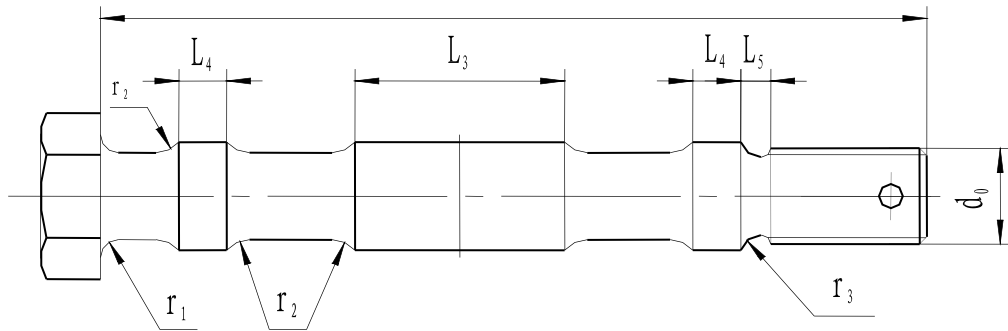


图 5-5 连杆螺栓结构示意图

连杆螺栓的公称直径：

$$\begin{aligned} d_0 &= (0.08 \sim 0.10) \cdot \sqrt{P_{\max}} = (0.08 \sim 0.10) \times \sqrt{69459.54} \\ &= 21.08 \sim 26.36 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.33)$$

取  $d_0 = 22 \text{ mm}$

连杆螺栓定位凸径：

$$\begin{aligned} d_2 &= d_0 + (1 \sim 2) = 22 + (1 \sim 2) \\ &= (23 \sim 24) \end{aligned} \quad (5.34)$$

取  $d_2 = 24 \text{ mm}$

连杆螺栓颈部直径：

$$\begin{aligned} d_3 &= d_0 \cdot (0.9 \sim 0.92) = 22 \times (0.9 \sim 0.92) \\ &= 19.8 \sim 20.24 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.35)$$

取  $d_3 = 20 \text{ mm}$

连杆螺栓定位凸颈长：

$$\begin{aligned} L_3 &= (2 \sim 2.5) \cdot d_0 = (2 \sim 2.5) \times 22 \\ &= 44 \sim 55 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.36)$$

取  $L_3 = 45 \text{ mm}$

连杆螺栓两端凸颈长：

$$L_4 = (0.4 \sim 0.6) \cdot d_0 = (0.4 \sim 0.6) \times 22$$

$$= 8.8 \sim 13.2 \text{ mm} \quad (5.37)$$

取  $L_4 = 10 \text{ mm}$

螺纹退刀槽长:

$$L_5 \geq 0.3 \cdot d_0 = 0.3 \times 22 = 6.6 \text{ mm} \quad (5.38)$$

取  $L_5 = 7 \text{ mm}$

螺栓过渡圆角半径:

$$\begin{aligned} r_1 &= (0.1 \sim 0.2) \cdot d_0 = (0.1 \sim 0.2) \times 22 \\ &= 2.2 \sim 4.4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.39)$$

取  $r_1 = 4 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} r_2 &= (0.3 \sim 0.4) \cdot d_0 = (0.3 \sim 0.4) \times 22 \\ &= 6.6 \sim 8.8 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.40)$$

取  $r_2 = 7 \text{ mm}$

$$r_3 \geq 0.2 \cdot d_0 = 0.2 \times 22 = 4.4 \text{ mm} \quad (5.41)$$

取  $r_3 = 4.5 \text{ mm}$

连杆螺栓孔的中心距离: 由结构定,  $L_0 = 200 \text{ mm}$

连杆螺栓在大头孔内的长度: 由结构定,  $L_1 = L_2 = 70 \text{ mm}$

#### 5.4.2 连杆大头轴瓦的计算

初步选取轴瓦背面材料为 15 钢合金材料  $C_h S_n S_b 11-6$  锡基合金

轴承载荷:  $R_{\max} \approx P_{\max} = 69459.54 \text{ N}$

轴承内径:  $D = D_{bx} = 150 \text{ mm}$

宽径比:  $b/D = 0.40 \sim 0.65$  取  $b/D = 0.45$

轴承宽度:  $b = D \cdot b/D = 150 \times 0.45 = 67.5 \text{ mm}$  取  $b = 70 \text{ mm}$

轴瓦壁厚:查[2]得  $t=4\text{mm}$

合金层厚:查[2]得  $t_1 = 0.3 \sim 0.7\text{mm}$  取  $t_1 = 0.5\text{mm}$

轴瓦当量截面积:

$$A = b(t - t_1) = 70 \times (4 - 0.5) = 245\text{mm}^2 \quad (5.42)$$

单位面积试验压力:

$$P_0 = 49.02 \sim 68.63\text{mpa} \text{ 取 } P_0 = 50\text{mpa} \quad (5.43)$$

轴瓦过盈量试验力:

$$P_0 = p_0 \cdot A = 50 \times 245 = 12250\text{N} \quad (5.44)$$

轴承座内径:  $D_1 = 138\text{mm}$

轴瓦截面许用压应力:

$$[\sigma_y] = 49.02 \sim 186.27\text{N/mm}^2$$

轴瓦材料弹性模量:

$$E = 2.06 \times 10^5\text{N/mm}^2$$

径向过盈度:

$$\delta' = \frac{[\sigma_y] \cdot D_1}{E} = \frac{(49.02 \sim 186.27) \times 138}{2.06 \times 10^5} \quad (5.45)$$

$$= 0.033 \sim 0.125\text{mm}$$

$$= 33 \sim 125\mu\text{m}$$

半圆周向过盈度:

$$h' = \frac{\pi}{2} \cdot \delta' = \frac{\pi}{2} \cdot (33 \sim 125) = 51.84 \sim 196.35\mu\text{m} \quad (5.46)$$

在  $P_0$  作用下的半圆周的缩小值:

$$\begin{aligned} V &= 7.85 \times 10^{-7} D_1 \times P_0 \\ &= 7.85 \times 10^{-7} \times 138 \times 50 \\ &= 5.42 \times 10^{-3}\text{mm} = 5.42\mu\text{m} \end{aligned} \quad (5.47)$$

余面高度:

$$h_y = h' - v = (51.84 \sim 196.35) - 5.42 \quad (5.48)$$

$$= 56.42 \sim 190.93 \mu\text{m}$$

考虑到余面高度过大时轴瓦螺栓应力过大此处取  $h_y = 56.5 \sim 150 \mu\text{m}$

实际半圆周向过盈度:

$$h = h_y + v = (56.5 \sim 150) + 5.42 \quad (5.49)$$

$$= 61.92 \sim 155.42 \mu\text{m}$$

实际径向过盈度:

$$\delta = \frac{2}{\pi} \cdot h = \frac{2}{\pi} \times (61.92 \sim 155.42) \quad (5.50)$$

$$= 16.18 \sim 39.74 \mu\text{m}$$

实际截面压应力:

$$\sigma = \frac{\delta \cdot E}{D_1} = \frac{(16.18 \sim 39.74) \times 10^{-3} \times 2.06 \times 10^5}{138} \quad (5.51)$$

$$= 24.15 \sim 59.32 \text{ N/mm}^2$$

轴瓦过盈力:

$$p_1 = 2 \cdot A \cdot \sigma = 2 \times 245 \times (24.15 \sim 59.32) \quad (5.52)$$

$$= 11833.5 \sim 29066.8 \text{ N}$$

材料许用比压:  $[P] = 25 \text{ N/mm}^2$

轴承工作宽度:  $b' = b - 2 \cdot r = 70 - 2 \times 1 = 68 \text{ mm}$

## 5.5 十字头的结构设计

十字头的材料:十字头材料仍然采用 QT600-3 型球墨铸铁,毛坯经正火处理,性能如前所述;十字滑履选用 ChSnSb11-6 型轴承合金;十字头导板选用 QT450-10 型球墨铸铁,毛坯应进行退火、时效处理;十字头销选用 45 钢,淬火后,约为 45~50HRC 硬度。

## 5.5.1 确定十字头主要尺寸

泵的最大柱塞力:  $P_{\max} = 69459.56 \text{ N}$

$$\begin{aligned} \text{滑履直径: } D_h &= (0.6 \sim 0.9) \cdot \sqrt{P_{\max}} = (0.6 \sim 0.9) \times \sqrt{69459.56} \quad (5.53) \\ &= 158.13 \sim 237.21 \text{ mm} \end{aligned}$$

取  $D_h = 170 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} \text{滑履长度: } L_h &= (0.9 \sim 1.2) \cdot D_h = (0.9 \sim 1.2) \times 170 = 153 \sim 204 \text{ mm} \\ &\quad (5.54) \end{aligned}$$

取  $L_h = 160 \text{ mm}$

滑履宽度: 根据结构初步选取  $B_h = 125 \text{ mm}$

十字头销直径:  $d = 70 \text{ mm}$

十字头销空心内径:  $d_0 = (0.4 \sim 0.5) \cdot d = (0.4 \sim 0.5) \times 70 = 28 \sim 35 \text{ mm}$

$$\text{取 } d_0 = 30 \text{ mm} \quad (5.55)$$

$$\text{十字头销孔座厚度: } T = \frac{B_h - b_x}{2} = \frac{125 - 70}{2} = 25 \text{ mm} \quad (5.56)$$

十字头体的壁厚:  $T_1 = (0.7 \sim 0.9) \cdot T = (0.7 \sim 0.9) \times 25 = 17.5 \sim 22.5 \text{ mm}$

$$\text{取 } T_1 = 20 \text{ mm} \quad (5.57)$$

十字头介杆法兰连接螺栓孔径: 初取  $d_K = 10 \text{ mm}$ , 6 孔

十字头销孔座 B-B 截面积:

$$A_B = (0.02 \sim 0.025) \cdot P_{\max} = (0.02 \sim 0.025) \times 69459.54 \quad (5.58)$$

取  $A_B = 1400 \text{ mm}^2$

由结构选取销孔座外径  $d_2 = 85 \text{ mm}$

$$\text{截面 B-B 宽度: } B_B = \left[ A_B - \frac{(d_2 - d_1) \cdot (T - T_1)}{2} \right] / T_1$$



$$= \left[ 1400 - \frac{(85 - 70) \times (25 - 20)}{2} \right] / 20$$

$$= 68.125 \text{ mm} \quad (5.59)$$

## 六 液力端结构设计

### 6.1 液缸体的设计计算

液压缸是液压液下泵的主要部件。由于它的外形复杂，壁厚不均，内有十字或T形交孔，应力聚集大，并且与运送介质直接接触，并承当内压交变载荷，是以，它的设计合理性，影响着自身和整个乳化液泵的使用寿命。

如前所述，本设计中，液缸体的结构型式采用分离式（组合式）液缸体。

一般地，当泵的排出压力达 20 ~ 50 MPa 时，采用锻钢35、45，本设计中泵的排出压力为 31.5 MPa，因此确定，选用锻钢45作为液缸体的材料。材料的许用应力  $[\sigma] = 127.45 \sim 147.06 \text{ N/mm}^2$ ，计算时取  $[\sigma] = 127.45 \text{ N/mm}^2$ ，初取液缸体内孔半径  $r_1 = 50 \text{ mm}$ 。

确定液缸体的最小壁厚：

$$\delta = r_1 \cdot \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + P}{[\sigma] - P}} - 1 \right) = 50 \times \left( \sqrt{\frac{127.45 + 31.5}{127.45 - 31.5}} - 1 \right) = 14.35 \text{ mm} \quad (6.1)$$

$$\text{计算时取 } \delta = 15 \text{ mm}，\text{ 则理论外径 } r_2 = r_1 + \delta = 50 + 15 = 65 \text{ mm} \quad (6.2)$$

液缸体强度校核

$$\text{最大切向力： } \sigma_r = P \cdot \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = 31.5 \times \frac{65^2 + 50^2}{65^2 - 50^2} = 122.80 \text{ N/mm}^2 \quad (6.3)$$

$$\text{内壁径向应力： } \sigma_r = -P = -31.5 \text{ N/mm}^2 \text{ (式中负号表示力的方向)}$$

$$\text{当量应力： } \sigma_d = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_r^2 - \sigma_r \sigma_r} = \sqrt{122.80^2 + 31.5^2 - 122.80 \times 31.5}$$

$$= 110.47 \text{ N/mm}^2 < [\sigma] \quad (6.4)$$

## 6.2 柱塞的结构尺寸

柱塞直径已知  $D = 53 \text{ mm}$ ，根据液力端的具体结构，预确定柱塞的长度尺寸见6-1图。

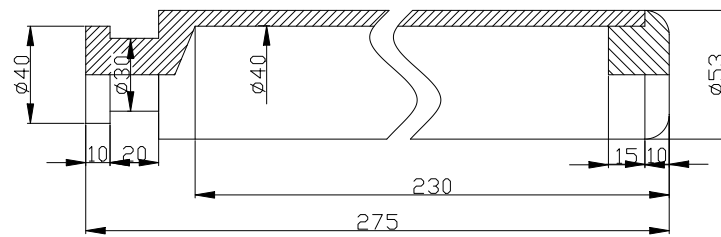


图 6-1 柱塞的结构尺寸

如图6-1所示，柱塞的计算长度（即自与十字头连接端面至柱塞导向套中点的长度） $l = 160 \text{ mm}$ 。

柱塞的强度校核

$$\text{压杆柔度: } \lambda_r = \frac{4 \cdot l}{\sqrt{2} \cdot d} = \frac{4 \times 160}{\sqrt{2} \times 53} = 8.54 \quad (6.5)$$

柱塞材料采用45钢，经高频淬火或外面镀铬，与填料接触部份的表面硬度50HRC，强硬层厚度为1.5 ~ 2.0 mm，抗拉强度 $[\sigma_b] = 600 \text{ N/mm}^2$ ，许用压杆稳定性安全系数 $[n] = 5 \sim 8$ 。

$$\text{柱塞平均截面面积: } A_r = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \times 53^2 = 2205.07 \text{ mm}^2 \quad (6.6)$$

## 6.3 泵阀(吸、排液阀)的设计计算

在大多数情况下，主阀自动阀门，只有当输送高粘度介质，采用强制阀的设计采用自动阀。

自动阀按照使用型式可分为弹簧阀和自重阀,前者常见的结构形式有盘形阀

和环形阀,后者则多为球阀.在本次设计中采用锥形阀.

锥形阀板阀制造更复杂,但流动更顺畅.流量系数较大,水力阻力小过流性能强,密封性能好,不管介质粘度高或粘度低都比较适宜,并且因阀板刚度较大,常常用于高压和超高压泵上.

通过阀的理论平均流量:

$$Q_{tf} = \frac{A \cdot S \cdot n}{60 \cdot Z_f} = \frac{\pi / 4 \times 0.053^2 \times 0.089 \times 550}{60 \times 1} \quad (6.8)$$

$$= 7.99 \times 10^{-4} m^3 / s$$

阀座孔最大瞬时流速:  $v_{k \max}$  一般按经验选取,流速过大,阻力损失小. 泵的吸入性能的影响, 小流量选择阀的尺寸太大, 阀门的质量也增加, 总的范围可  $v_{k \max} = 1 \sim 3 m/s$  内选择.因此,本设计在计算时取  $v_{k \max} = 1.5 m/s$ .

阀孔座孔直径:

$$d_k = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_{tf}}{v_{k \max}}} = 2 \times \sqrt{\frac{7.99 \times 10^{-4}}{1.5}} \quad (6.9)$$

$$= 0.04616 m = 46.16 mm$$

在本设计中的阀金属密封的金属接触

阀板与阀座密封接触面宽度:

$$b = 0.42 \cdot \sqrt{d_k} = 0.42 \times \sqrt{46.16} = 2.85 mm \quad (6.10)$$

预取锥形阀的圆锥半角  $\alpha = 60^\circ$

阀板直径:

$$d_f = d_k + 2 \cdot b \cdot \sin \alpha \quad (6.11)$$

$$= 46.16 + 2 \times 2.85 \times \sin 60^\circ$$

$$= 50.77 mm$$

密封面平均直径:

$$d_z = \frac{1}{2} (d_f + d_k) = \frac{1}{2} \times (50.77 + 46.16) \quad (6.12)$$

$$= 48.47 mm$$

阀板与阀座密封接触面面积:

$$\text{压杆稳定性安全系数: } n = \frac{[\sigma_b] \cdot A_r}{P_{\max}} = \frac{600 \times 2205.07}{69459.54} = 19.05 > [n] \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} A_j &= \pi \cdot d_z \cdot b / \sin \alpha = 3.14 \times 48.47 \times 2.85 / \sin 60^\circ \\ &= 462.53 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.13)$$

根据阿道尔夫试验系数  $k_\beta = 126 \sim 135 \sqrt{kg/m \cdot s}$

取  $k_\beta = 130 \sqrt{kg/m \cdot s}$

结合泵阀芯的构造,预取阀芯质量:  $m_g = 0.3 \text{ kg}$

泵阀的允许关闭速度:

$$[u_f] \leq \frac{k_\beta \cdot A_j}{\sqrt{m_g}} = \frac{130 \times 462.53 \times 10^6}{\sqrt{0.3}} = 0.11 \text{ m/s} \quad (6.14)$$

符合一般取值  $[u_f] = 0.05 \sim 0.12 \text{ m/s}$  合适

阀板最大升程:

$$\begin{aligned} h_{\max} &= \frac{[u_f]}{w} = \frac{30 \cdot [u_f]}{\pi \cdot n} \\ &= \frac{30 \times 0.11}{\pi \times 550} \\ &= 1.91 \times 10^{-3} \text{ m} = 1.91 \text{ mm} \end{aligned} \quad (6.15)$$

因此:  $h_{\max} / d_k = 1.91 / 46.16 = 0.041$

该平阀的流量系数是不稳定的值约在  $h_{\max} / d_k = 0.02$  左右,所以  $h_{\max} / d_k$  比值范围合适.

当量系数:查[2]得  $\xi_1 = 1.15$

计算系数:

$$k_3 = \frac{\xi_1 \cdot \pi \cdot \gamma_j \cdot (S \cdot D^2)^2}{512 \cdot G_f \cdot d_k^3 \cdot \sin^2 \alpha} \quad (6.16)$$

式中  $\gamma_j$ —输送介质的重度

$G_f$ —阀板及可动件的重量

S—柱塞行程

D—柱塞直径

$\xi_1$ —当量系数

$d_k$ —当量阀座孔直径

所以:

$$k_3 = \frac{1.15 \times \pi \times 1000 \times 9.8 \times (0.089 \times 0.053^2)^2}{512 \times 0.3 \times 9.8 \times 0.04616^3 \times \sin^2 60^\circ}$$

$$= 3.72 \times 10^{-3}$$

因为连杆比  $\lambda = 0.14 < 0.25$  所以取系数  $k_h \approx 1.03$

$$k_1 = 0.684 \cdot k_h \cdot k_3 \cdot \left(\frac{d_k}{h_{\max}}\right)^2$$

$$= 0.684 \times 1.03 \times 3.72 \times 10^{-3} \times \left(\frac{46.16}{1.91}\right)^2 = 1.53$$

(6.17)

$$k_4 = 0.410 \cdot k_h^4 \cdot k_3 \cdot \left(\frac{d_k}{h_{\max}}\right)^3 + 1$$

$$= 0.410 \times 1.03 \times 3.72 \times 10^{-3} \times \left(\frac{46.16}{1.91}\right)^3 + 1$$

(6.18)

$$= 23.17$$

阀板厚度  $\delta$  的确定:

阀板厚度  $\delta$ , 按下面经验式初定, 然后再进行强度校核:

对锥形阀:

$$\delta = \left(\frac{1}{7} \sim \frac{1}{4}\right) d_k$$

$$= \left(\frac{1}{7} \sim \frac{1}{4}\right) \times 46.16 = 6.59 \sim 11.54 \text{ mm} \quad (6.19)$$

阀导向杆直径 $d_g$ ,按经验选取:

$$d_g = (0.15 \sim 0.20)d_k = (0.15 \sim 0.20) \times 46.16 = 6.924 \sim 9.232 \text{ mm}$$

(6.20)

## 七 机体的结构设计

本设计中, HT200灰铸铁材料的选择, 最小抗拉强度 $\sigma_b = 200 \text{ MPa}$

### 7.1 机体主要结构尺寸的确定

主轴承座孔的直径: 由于主轴承型号一经肯定, 前端为 22328 型, 后端为 NJ2328 型, 外圈直径均为 300 mm, 是以主轴承座孔直径 $D_z = 300 \text{ mm}$ 。

十字滑块孔直径: 因为没有十字头滑套, 滑孔直径和十字滑块公称直径的大小是相同的, 即 $D_s = D_h = 170 \text{ mm}$ 。

十字头滑道宽度: 由于十字头滑道上下外观为圆弧面, 取圆弧面中心角 $\alpha = 80^\circ$  (一般取 $\alpha = 75^\circ \sim 90^\circ$ ), 是以, 滑道宽度如图示。

十字头滑道长: 根据公式 $L_2 = L_h + S - (5 \sim 10) = 160 + 89 - (5 \sim 10)$

$$= 244 \sim 239 \text{ mm} \quad (7.1)$$

取 $L_2 = 240 \text{ mm}$

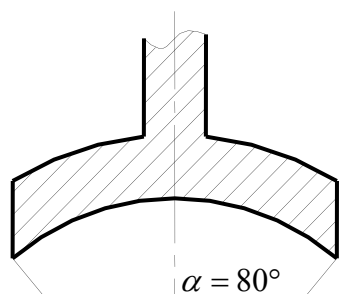


图 7-1 十字头滑道宽度

相邻两滑道轴线间距离:  $a = (1.00 \sim 1.25) \cdot D_h = (1.00 \sim 1.25) \times 170$

$$= 170 \sim 212.5 \text{ mm} \quad (7.2)$$

为确保曲轴过渡圆台宽度 $t_1$ 不小于 2 mm、圆角 $r_1 \geq (0.05 \sim 0.10) \cdot D_{bx}$ , 取

$t_1 = 3 \text{ mm}$ 、 $r_1 = 8 \text{ mm}$ , 是以取 $a = 191 \text{ mm}$ 。

主轴承座孔的中心线从底层：根据公式

$$\begin{aligned} H &= (1.0 \sim 1.2) \cdot D_z = (1.0 \sim 1.2) \times 300 \\ &= 300 \sim 360 \text{ mm} \end{aligned} \quad (7.3)$$

取  $H = 320 \text{ mm}$

机体壁厚：根据柱塞泵的最大柱塞力  $P_{\max} = 69459.54 \text{ N}$ ，查[1]取机体壁厚

$$\delta = 17 \text{ mm}$$

机体上滑道壁厚：  $\delta_s = (1.2 \sim 1.5) \cdot \delta = (1.2 \sim 1.5) \times 17$

$$= 20.4 \sim 25.5 \text{ mm} \quad (7.4)$$

取  $\delta_s = 22 \text{ mm}$

支架和液压缸的壁厚和地脚螺栓孔的底部。厚度：

$$\delta_2 = (1.5 \sim 2.0) \cdot \delta = (1.5 \sim 2.0) \times 17$$

$$= 25.5 \sim 34 \text{ mm} \quad (7.5)$$

取  $\delta_2 = 30 \text{ mm}$

## 结论

本文首先对往复泵的发展概况进行了简介,进而对所设计柱塞泵的各个方案以及具体的设计参数给出了理论依据以及计算过程。使整个泵体的设计更加完善、合理,所有参数都有一定的理论依据,可以投入生产。

机械设计过程是一个迭代的计算过程,经验的设计师对设计质量影响很大,因为我的设计经验的缺乏,也有不足之处,请老师的批评。

几个月的毕业设计转眼间过去了,在设计过程中让我把大学四年的知识得到了全面的应用.让我学到了怎么把理论联系到实际当中.我相信,在今后的工作和学习的过程中肯定会有很大的帮助,感谢学校给我们这次机会。



## 致谢

在三个月的毕业设计即将结束，毕业设计说明书和图纸。在沉重的手。回首三个月来的学习生活，感触颇深。四年的时光，我们从老师那里得到了充足的滋养，学到了很多知识。从同学身上寻找到了纯真的友谊。在母校留下了美好的回忆。带着深深的留恋。我们即将离别四年的学习生活，有太多的人给予我生活和学习上的帮助。在这一刻，我想把我最真诚的谢意送给他们。

首先，我要感谢指导老师冯老师，在这三个多月的毕业设计，冯老师尽职尽责。对我的指导一丝不苟，细致入微。不让我们留下一丝疑惑和茫然。对我们有很大的帮助。在这里我非常感谢您。

这次毕业设计让我把大学四年学习的知识得到了应用。在以后的工作和学习中一定会有很大的帮助，在这里再次感谢所有帮助过我的人。

## 参考文献

- [1] 成大先,《机械设计手册》第四版 北京:化学工业出版社, 2002
- [2] 《往复泵设计》编写组.《往复泵设计》.北京:机械工业出版社
- [3] 王洪欣,李木,刘秉忠.《机械设计工程学 I》.徐州:中国矿业大学出版社, 2001
- [4] 唐大放,冯晓宁,杨现卿.《机械设计工程学 II》.徐州:中国矿业大学出版社, 2001
- [5] 银金光,王洪.《机械设计课程设计》.北京:中国林业出版社与北京希望电子出版社, 2006
- [6] 张景松.《流体力学》.徐州:中国矿业大学出版社, 2001
- [7] 甘永立.《几何量公差与检测》第七版.上海:上海科学技术出版社, 2005
- [8] 许福玲,陈尧明.《液压与气压传动》第二版.北京:机械工业出版社, 2005
- [9] 王洪欣.《机械原理》.南京:东南大学出版社, 2005
- [10] 单丽云,强颖怀,张亚非.《工程材料》第二版.徐州:中国矿业大学出版社, 2000
- [11] 杨培元,朱福元.《液压系统设计简明手册》.北京:机械工业出版社, 1995
- [12] 《综采技术手册》编委会.《综采技术手册》.北京煤炭工业出版社, 2001
- [13] 王伟建,陈清生.《巧改乳化液泵》.《当代矿工》.2001, 20
- [14] 张国君,闫恒兴,李振海.《乳化液泵润滑泵设计》.《煤炭技术》.1999, 18 (8): 2~3
- [15] 郭卫,王云平.《乳化液泵曲轴曲柄最佳空间位置的分析》.《煤矿机械》.2003, (6): 1~2
- [16] 栾正,李德志.《XRB<sub>2</sub>B 乳化液泵轴承盖改进》.《矿山机械》.1994, 6
- [17] 杨秀芹,杨师斌.《乳化液泵曲轴断裂失效原因分析》.《矿山机械》.2002, (9)
- [18] 曹春岭,李海宁.《乳化液泵滑块的特点及结构改进》.《煤矿机械》.2006, 27 (2)
- [19] 郭海霞.《曲轴主轴颈表面裂纹原因分析》.《材料开发与应用》.2006, 21 (5) 27~29
- [20] 杨和,熊开选.《卧式三柱塞王府泵噪声及其控制》.《煤矿机械》.1997, (2): 55~56
- [21] 曹春岭.《乳化液泵站液压系统典型的卸载方式分析》.《煤矿机械》.2006, (3)
- [22] 夏绪民.《GRB315/31.5 型乳化液泵站的研制》.《煤矿机械》.1997, (3): 11~13
- [23] 郭卫,王云平.《乳化液泵曲轴应力的有限元分析》.《机床与液压》.2004,

(6): 108~110

- [24] Tao Lianjin, Wang Yongjia, Zhang Zhuoyuan. Study on gateway bolting excavated in inclined coal seam. Journal of Coal Science & Engineering, 1997.12
- [25] Geoff Pearse. Shotcrete Machines. Mining Magazine, 1993, 4