

升
降
舞
台
设
计

目 录

| | |
|---------------------------|-----------|
| 1 旋转式升降台的总体设计方案..... | 1 |
| 1.1 旋转式升降台设计方案的比较及确定..... | 2 |
| 1.2 参数的计算..... | 5 |
| 2 升降机构的设计..... | 6 |
| 2.1 旋转工作台及剪叉板的设计..... | 6 |
| 2.1.1 旋转工作台的设计..... | 6 |
| 2.1.2 剪叉杆的设计..... | 8 |
| 2.2 双孔支承的设计..... | 9 |
| 2.2.1 支承部件的材料选择..... | 9 |
| 2.2.2 支承件的静刚度..... | 10 |
| 2.2.3 提高支承件的接触刚度..... | 11 |
| 2.3 导轨的设计..... | 11 |
| 2.3.1 导轨的材料选择..... | 11 |
| 2.3.2 导轨的结构设计..... | 11 |
| 2.3.3 导轨的防护与润滑..... | 12 |
| 2.3.4 导轨的摩擦力..... | 14 |
| 2.4 液压元件的选择..... | 14 |
| 2.4.1 液压泵的选择..... | 15 |
| 2.4.2 电动机的选择..... | 18 |
| 2.4.3 提升机构液压缸的选择..... | 19 |
| 2.4.4 液压推杆的设计..... | 22 |
| 2.4.5 液压元件的连接方式..... | 23 |
| 3 旋转机构的设计..... | 26 |
| 3.1 轴的设计..... | 26 |
| 3.1.1 轴的设计准则..... | 26 |
| 3.1.2 轴的材料..... | 26 |
| 3.1.3 轴的设计..... | 27 |
| 3.2 轴承的选择与润滑..... | 30 |
| 3.2.1 轴承的选择..... | 30 |
| 3.2.2 轴承的润滑..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.3 旋转机构液压缸的选择..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.4 摇杆伸缩杆的设计..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.4.1 平面机构的分类及发展..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.4.2 摇杆伸缩杆机构的设计..... | 错误！未定义书签。 |

| | |
|------------------------|-----------|
| 3.5 键的联接..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.5.1 键的类型特点和应用..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.5.2 键的选择和校核..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.6 联接螺栓强度计算及其选用..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.6.1 连接导轨螺栓的选用..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.6.2 剪叉杆螺栓的选用..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.6.3 液压推杆螺栓的选用..... | 错误！未定义书签。 |
| 3.6.4 固定双孔支撑螺栓的选用..... | 错误！未定义书签。 |
| 结论..... | 错误！未定义书签。 |
| 参考文献..... | 35 |
| 致 谢..... | 错误！未定义书签。 |

1 旋转式升降台的总体设计方案

旋转式升降台广泛的应用于厂房维修、工业安装、设备检修、物业管理、仓库、航空、机场、港口、车站、加油站、体育场、博物馆、展览馆等地方，结构多以剪叉式居多，升降机宽大的平台和较大的承载能力，使其在高空作业条件下具有得天独厚的优势，不但可以提高工作效率，而且能够增强高空作业的安全性。

传动的类型有多种，按照传动所采用的机件或工作介质的不同可分为机械传动、电气传动和流体传动（液压、气压传动）。

机械传动是通过齿轮、齿条、涡轮、蜗杆、皮带、链条、杠杆等机件传递动力和进行控制的一种传动形式。

液压传动系统主要有以下四个部分组成：

能源装置：把机械能转换成液压能的装置。最常见的形式是液压泵，它给系统提供液压油。

执行元件：把油液的液压能转换成机械能输出的装置。它可以是作直线运动的液压缸、也可以是坐回转运动液压马达。

控制元件：对系统中油液压力、流量和流动方向进行控制或调节的装置。如溢流阀、节流阀和换向阀等。

辅助元件：保证系统正常工作所需的上述装置以外的装置。如油箱、过滤器等。

与机械传动电气相比，液压传动具有以下优点：

（1）功率质量比大。在同等功率下，液压装置的体积小，质量轻，即功率密度大。

（2）工作稳定。由于体积小、质量轻、惯性小，因而启动、制动迅速，变速、换向快速而无冲击，液压装置运动平稳。

（3）无级调速。能在运行过程中进行无级调速，调速方便，调速范围大。

（4）自动控制。与电气、电子或气动控制相配合，对液体压力、流量和方向进行调节或控制，易于实现系统的远程操纵和自动控制。

（5）过载保护。可以方便地用压力阀来控制系统的压力，从而防止过载，避免事故的发生。

（6）元件寿命长。液压系统中使用的介质大都为矿物油，它对液压

元件产生润滑作用，因而元件寿命较长。

(7) 标准化、系列化和通用化。液压元件标准化、系列化和通用化程度较高，有利于缩短液压系统的设计、制造周期，并可降低制造成本。

液压传动的缺点是：

(1) 易出现泄漏。液压系统的油压较高，液压油容易通过密封或间隙产生泄漏，引起液压介质消耗，并引起环境污染。

(2) 传动效率低。液压传动在能量传递过程中，常存在较多的能量损失，使传动效率变低。

(3) 传动比不准确。由于传动介质的可压缩性、泄漏和管路弹性变形等因素的影响，液压系统不能严格保证定比传动。

(4) 对温度敏感。油液的黏度随温度而变，黏度变化引起流量、泄漏量和阻力变化，容易引起工作机构运动不稳定。

(5) 制造成本高。为了减少泄漏，液压元件的制造精度要求较高，从而提高了制造的成本。

1.1 旋转式升降台设计方案的比较及确定

方案(1)：它的设计结构与塔吊的结构相似，采用电动机与齿轮减速器相连的方式来实现机构的提升和旋转。它的提升部分(如图 1.1)由驱动装置、传动装置、制动装置和工作装置四个部件所组成。驱动装置主要采用的是交流电动机；传动装置按机构的需要，采用二级齿轮减速装置来完成转速与力矩的转换；工作装置由滚筒、滑轮组、吊钩等组成，当传动装置驱动滚筒转动时，通过钢丝绳、滑轮组转变为平台的垂直往复直线运动；制动装置可控制平台的下降速度或使其停止在空中的某一位置，不允许在重力作用下下落。回转机构的工作装置(如图 1.2)为支撑回转装置上的啮合齿轮。

该机构具有以下特点：

1. 提升高度和工作幅度大，起重力矩大；
2. 工作速度高，具有良好的调速性；
3. 结构复杂，且平台上的工作人员危险系数大。

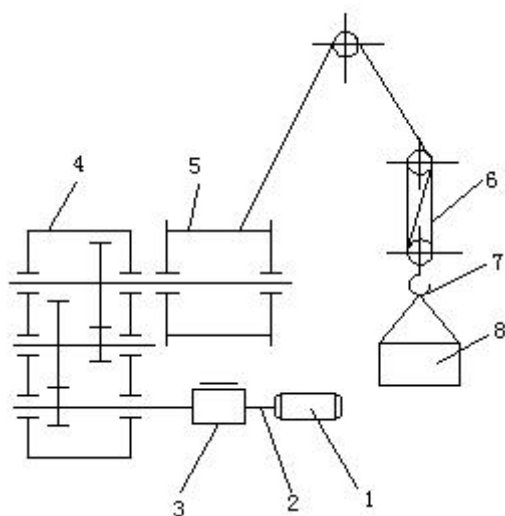


图 1.1 提升机构示意图

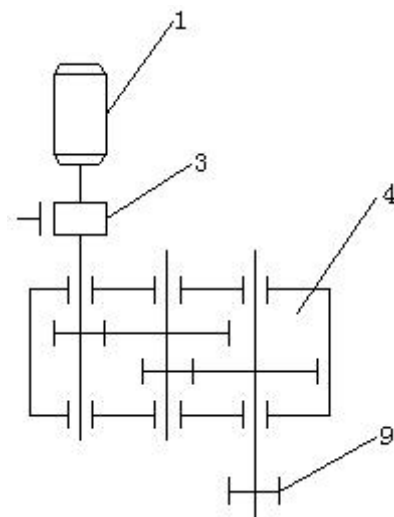


图 1.2 旋转

机构示意图

- | | | | |
|--------|------------|--------|------------|
| 1. 电动机 | 2. 联轴器 | 3. 制动器 | 4. 二级齿轮减速器 |
| 5. 滚筒 | 6. 滑轮组 | 7. 吊钩 | 8. 平台 |
| 9. 齿轮 | 10. 交叉回转轴承 | | |

方案（2）：该机构的提升部分采用多节的液压推杆（图 1.3），旋转部分采用蜗轮蜗杆结构。它的能源装置是液压泵、执行元件为液压缸、控制元件采用了节流阀和换向阀。工作时，液压推杆推动平台作垂直方向上的往复直线运动，采用行程控制开关限制其行程；回转时电机通过带轮把动力传递到减速器，减速器再把运动传到蜗轮蜗杆，使其带动平台旋转。

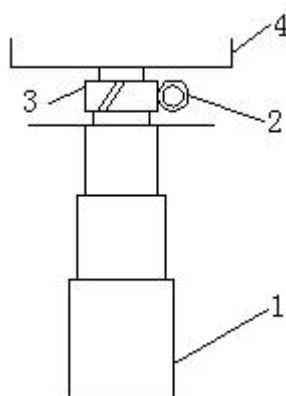


图 1.3 多节液压推杆示意图

1. 液压缸 2. 蜗杆 3. 蜗轮 4. 电机 5. 减速器 6. 平台

该机构具有以下特点：

1. 垂直方向上可实现无级变速；
2. 多节液压缸的高度过高，不便于工作人员的上下和货物的装卸；
3. 回转机构无法准确的控制平台的旋转角度，且回转无法自锁。

方案（3）：本机构的提升部分采用液压原理剪叉杆，回转部分采用摇杆伸缩杆机构（图 1.4），同样利用液压技术来完成旋转工作。工作时，液压推杆推动平台在垂直方向上的往复直线运动，采用行程控制开关来限制其极限高度，利用电磁换向阀控制油路的方向，以达到控制旋转方向和角度的目的，并用调速阀来控制旋转的速度。

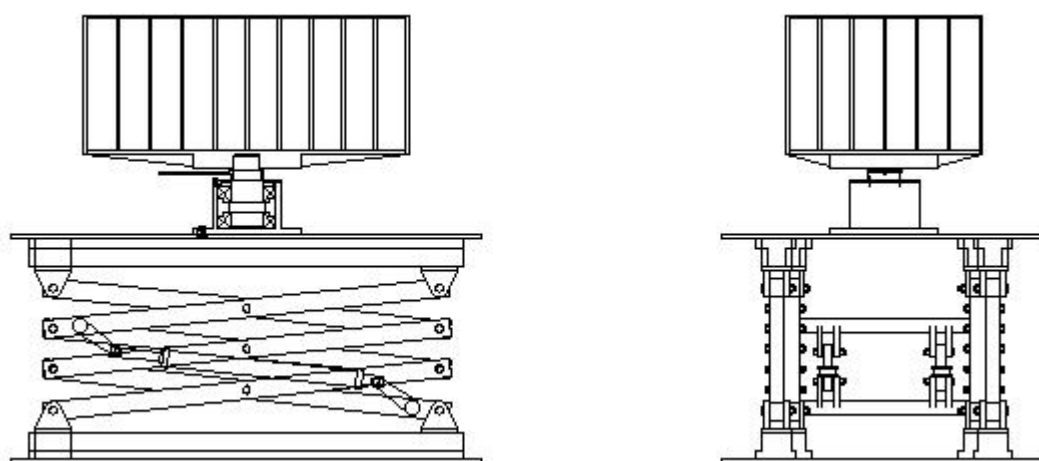


图 1.4 剪叉杆、摇杆伸缩杆机构示意图

该机构具有以下特点：

1. 调速性好，借助于阀或泵、马达等控制元件可以方便的进行无级变速，且可以在运动过程中进行调速；
2. 运行平稳可靠，液压元件能自行润滑，使用寿命长；
3. 易于实现过载保护，借助于溢流阀等液压元件可以实现自动过载保护；
4. 功率质量比高；
5. 能够保证垂直方向和旋转方向上的自锁和换向；
6. 节省空间。

综合考虑设计参数、制造成本、占用空间和实用性等因素，决定采用方案（3）。

1.2 参数的计算

$$M=G+F_1+F_2+F_3$$

M——驱动装置的推力，KN

G——机构本身重量，KN

F₁——负载重量 1.4 吨

F₂——机构运行所受摩擦阻力，摩擦系数 $f=0.2$ ，根据《机械设计》第四版

F₃——机构的储备能量，占负载重量的 70%

$$G=Mg=1.5\times9.8=14.7\text{KN}$$

$$F_1=mg=1.4\times9.8=13.72\text{KN}$$

$$F_2=0.2\times(G+F_1)=0.2\times(14.7+13.72)=5.684\text{KN}$$

$$F_3=70\%F_1=70\%\times13.72=9.604\text{KN}$$

$$M=G+F_1+F_2+F_3=14.7+13.72+5.684+9.604=43.708\text{KN}$$

2 升降机构的设计

2.1 旋转工作台及剪叉板的设计

2.1.1 旋转工作台的设计

金属结构是升降台重要组成部分之一，金属结构材料的选择直接关系到升降机工作的安全性和经济性，升降机的频繁升降受变化的动载荷，因此要求金属结构的材料具有较高的强度和刚度稳定性，且具有较好的时效性和防腐性。金属结构主要构件所用的材料有普通碳素钢、优质碳素结构钢、普通低合金钢和合金结构钢，金属结构的支座常用铸钢。

碳素钢材

碳素结构钢是一种低碳钢，其含碳量不超过 0.22%，低合金钢也是一种低碳钢，它含有不超过 2.5% 的合金元素（锰、硅、铜、铬、镍、硼等）。用碳当量来衡量钢材的可焊性表明，Q235 和 15Mn 的可焊性都是良好的。常用碳素结构钢的物理性能如下：

弹性模量 $E=2.1 \times 10^4 \text{MPa}$

剪切弹性模量 $G=8.1 \times 10^4$

线膨胀系数 $\alpha=12 \times 10^{-7}$

容重 $r=7.85 \times 10^4 \text{N/m}$

轧制钢材

由钢材轧制成的钢板和型钢是制造起重机金属结构最基本的元件。按国际 GB709—65 规定，厚度为 4.5~60mm，宽度 1200×3000mm，长度 6~8mm，厚钢板由 Q235、15Mn、15MnTi 等材料轧成。

1. 钢板的厚度 $\delta=4.5 \sim 6\text{mm}$ ，其厚度间隔为 0.5mm；

$\delta=7 \sim 30\text{mm}$ ，其厚度间隔为 1mm；

$\delta=32 \sim 60\text{mm}$ ，其厚度间隔为 2mm；

常用厚度为：5、6、8、10、12、14、16、18、20、22、25、28、30、32、36、40、46、50、60mm

2. 钢板宽度间隔为 0.5m，但宽度不得小于 0.6m，长度为 100mm 的倍数，但不得小于 1.2m

3. 标记方法：例如厚 20mm，宽 1000mm，长 8000mm 的热轧厚钢板，其表示方法为 20×1000×9000

选材原则：

(1) 金属结构的类型:

一般轻型架结构多选用碳素结构钢扎成的型钢, 最小角钢不得小于 $45 \times 45 \times 5$, 重型架结构可考虑采用低合金钢, 板梁结构多选用碳素结构钢材扎制成的板材, 钢板的厚度不宜小于 6mm , 如有特种防腐涂层时, 可不小于 5mm , 对特种用途的起重机结构, 如受到重量的限制及构造上的要求不得不减薄厚度时, 考虑到焊接工艺, 亦不可小于 4mm 。

(2) 金属结构的载荷性质

承受动力载荷的结构为工作类型级别较高 (A5 级以上) 的结构, 宜选用疲劳强度较高的镇静钢材, 而不应选用低合金钢作为受力构件, 更不要用铝合金, 因铝合金虽轻, 但疲劳强度很低。

(3) 金属结构的工作温度

对低温下工作的起重机金属结构应选用低温敏感性低、冲击韧性较高的材料, 如平炉镇静钢 Q235 或低合金钢 15Mn, 而不能采用沸腾钢或半镇静钢。

(4) 金属结构的工作环境

对于露天工作且有腐蚀性介质的起重机金属结构, 应选用具有防腐性能的材料, 如 16MnCu 或 C 类钢。

设计起重机金属结构提倡多用高强度低合金钢, 但不能不分受力大小而一律采用。只有当结构杆件或构件的强度、刚度和稳定三大问题中, 强度是决定因素时, 选用低合金钢才能达到节省材料, 减轻自重的目的。

综上所述, 本设计中升降台 (如图 2.1) 的底座采用 20mm 的厚钢板, 由于升降台的载荷较大, 所以在底部加上角钢作为板筋, 材料是 Q235 钢, 这种钢在制作过程中, 由于放入的脱氧剂很少, 在结晶过程中, 钢水沸腾需要不停的搅拌使钢能够高质量的凝固。Q235 满足抗压强度在 235MPa 时提升。因此, 工作台的材料是 Q235, 护栏是建筑用的普通钢管。

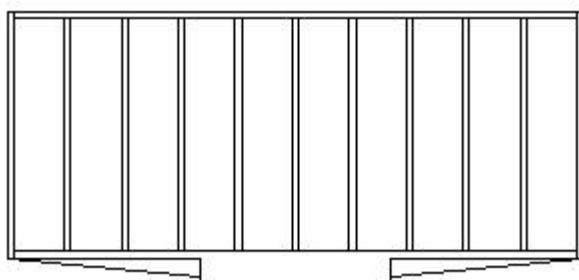


图 2.1 升降台平台

2.1.2 剪叉杆的设计

剪叉杆（如图 2.2）是升降台的重要组成结构。此设计采用 12mm 厚的 Q235 钢板焊接而成，Q235 具有良好的塑性、韧性和焊接性能、冷冲压性能，以及一定的强度、好的冷弯性能，广泛应用于一般要求的零件和焊接结构，如受力不太大的拉杆、连杆、销、轴、螺钉、支架、建筑结构、桥梁等。机构采用了空心的结构，这样不仅减轻了机构本身的重量，而且提高了系统的刚度，增加了升降台的承载能力，由于采用了双孔支撑，故在剪叉杆的铰接处需要特殊处理，不仅保证了机构的刚度，而且使其收放自如。

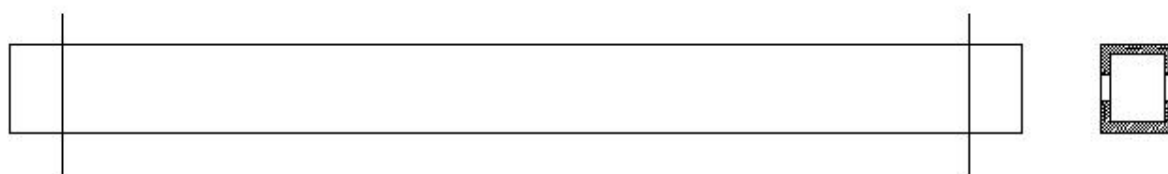


图 2.2 剪叉杆

剪叉杆强度的校核：

当剪叉杆为水平位置时所受的载荷最大，因此只要在该位置时的强度符合要求，剪叉杆的强度就满足要求。查《机械工程材料手册》第二版， $[\sigma_B] = 375 \sim 500 \text{ MPa}$ 。

$$F = \frac{M}{12} = \frac{43708}{12} = 3642.3 \text{ N}$$

$$S = 100 \times 84 - 76 \times 60 = 3840 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_B = \frac{F}{S} = \frac{3642.3}{3840} = 0.95 \text{ MPa} < [\sigma_B]$$

M——驱动装置的推力， $M = 43708 \text{ N}$

n——剪叉杆的数量， $n = 12$

F——每个剪叉杆受的力，N

S——剪叉杆的截面积， mm^2

σ_B ——剪叉杆的抗压强度，MPa

所以剪叉杆的强度满足要求。

剪叉杆长度的校核：

设计要求的高度为4500mm,可实际需要剪叉上升的高度为1500mm,剪叉杆的有效长度为2152mm,因此可以满足提升高度的要求。

2.2 双孔支承的设计

2.2.1 支承部件的材料选择

应根据机械系统支承件的功能要求来选择它的材料,当导轨与支承件做成一体时,按导轨的要求来选择材料;当采用镶装导轨或支承件上无导轨时,则仅按支承件的要求选择材料。支承件的材料有铸铁、钢、轻金属和非金属。

铸铁:灰铸铁的流动性好,具有良好的铸造性能,容易铸造成形状复杂的各种构件。同时,它的阻尼系数大,抗振性能好。但铸造工艺必须做木模,制造周期长。铸造还容易产生缩孔、气泡和砂眼等缺陷,而这些缺陷往往要在机械加工中才能发现,因此在设计中应用的不太广泛。支承件常用的铸铁有 HT100、HT150、HT200、HT250、HT300 等。

钢:支承件用钢板或型钢焊接成形时,常用3号或5号钢,也可用 Q235、20 和 25 号钢、15Mn、16Mn、20Mn、15MnTi、15MnSi 等。用钢材焊接支承件的优点是:

- (1) 不需制作木模和浇铸,生产周期短,且不易出废品。
- (2) 质量轻。
- (3) 可以采用全封闭的箱形结构,而铸造工艺必须留出砂孔。
- (4) 结构有缺陷容易补救。

轻合金:轻合金应用于支承件较多的是铝合金。它的密度小,有些铝合金尚可通过强化处理,以提高其强度,使其具有良好的塑性、低温韧性和耐热性。对于减轻支承件的重量具有重大意义。常用的铸铝合金材料有 ZAlSi7Mg、ZAlSi12Cu2MgI、ZAlSi9Mg、ZAlZn1Si7。

钢筋混凝土:混凝土的比重是钢的 1/3,弹性模量是钢的 1/10~1/5,它的阻尼比铸铁还大。采用它作支承件可以获得良好的动态特性。因此,对于受载荷均匀、截面积较大、抗振性要求高的支承件可以采用。

升降台的剪叉杆固定在双孔支撑上,随滑动导轨移动达到升降的目的。因此,该支撑是升降台机构中重要的零件。考虑支撑的受力情况,

选用综合机械性能良好的 Q235 钢作为支撑的材料，并且用两端支撑提高强度及其稳定性。其结构如图 2.3 所示：

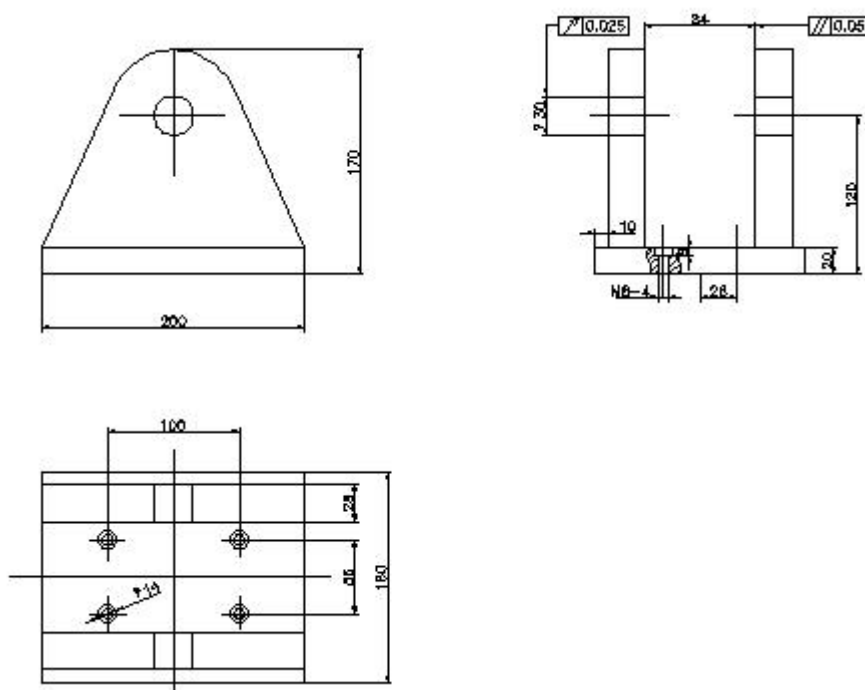


图 2.3 双孔支承

2.2.2 支承件的静刚度

支承件的变形一般包括自身变形、局部变形和接触变形三部分。普通车床的床身，载荷通过导轨面作用到床身上，使其产生的变形属于自身变形；导轨与床身连接过渡处的变形为局部变形；两导轨配合面的变形为接触变形。局部变形和接触变形有时还占主要地位。

上述三种变形在本次设计中均能出现，因此设计时应注意这三类变形的匹配，并加强其薄弱环节。

(1) 自身刚度：支承件抵抗自身变形的能力称为支承件的自身刚度。支承件所受的载荷主要是拉压和弯扭，其中弯扭是主要的。因此，支承件的自身刚度主要考虑的是弯曲刚度和扭转刚度。自身刚度主要取决于支承件的材料、构造形状、尺寸和隔板布置等。

(2) 局部刚度：局部变形发生在载荷集中之处。局部刚度取决于受载荷部位的构造尺寸几筋的配置。

(3) 接触变形：为了提高固定接触面之间的接触刚度，应预先施加一个载荷，使两接触面之间在承受外载荷之前已有一个预加压强。为了使外载荷的作用不引起接触面之间压强有大的变化，所施加的载荷应远大于外载荷。

2.2.3 提高支承件的接触刚度

无论上活动接触面或是重要的固定接触面，都必须配磨或配刮，以增加实际的接触面积，从而提高其接触刚度。固定结合面配合时，表面粗糙度不得大于 $Ra=1.6\mu m$ ；配刮时，每 $25\times 25mm^2$ 面积之内，高精度机床为 12 点以上，精密机床为 8 点，普通机床为 6 点，并应使接触点均匀。一般用力矩扳手拧紧螺钉，在两接触面上施加预压力，是接触面件的平均压强约为 $5MPa$ 。在确定螺钉的尺寸和分布螺钉的位置时，既要考虑施加预压力的需要，又要注意支承件的受力情况。从抗弯强度考虑，在受拉一侧应布置较多一些的螺钉。从抗刚度考虑，螺钉应均布在四周。如在连接螺栓轴线平面内布置肋条，则可适当提高接触刚度。

2.3 导轨的设计

2.3.1 导轨的材料选择

孕育铸铁 (TH300)：在铁水中加入少量孕育剂硅和铝而构成的孕育铸铁，可使铸件获得均匀的珠光体和细片状石墨微粒并能够产生润滑作用，又可吸引和保持油膜，因此孕育铸铁的耐磨性比灰铸铁高，在本次设计中导轨以及导轨固定板均采用孕育铸铁。

2.3.2 导轨的结构设计

直线运动的滑动导轨截面形状主要有三角形、矩形、燕尾形和圆形，并可以相互组合，一对导轨一凸一凹，支撑导轨为凸形不易积存较大的切屑，但是也不容易存留润滑油，因此，适用于不易防护、速度较慢的进给运动导轨。支撑导轨为凹形易存留润滑油，除由于进给导轨外，还可以用于主运动导轨，如龙门刨床的床身导轨，但是必须很好的防护，以免落入切屑和灰尘。

本次设计采用的是 T 型滑动导轨 (如图 2.4)，由于 T 型固定导轨 (如图 2.5) 是封闭的环型，因此要求有较高的制造精度和较高的表面粗糙度。

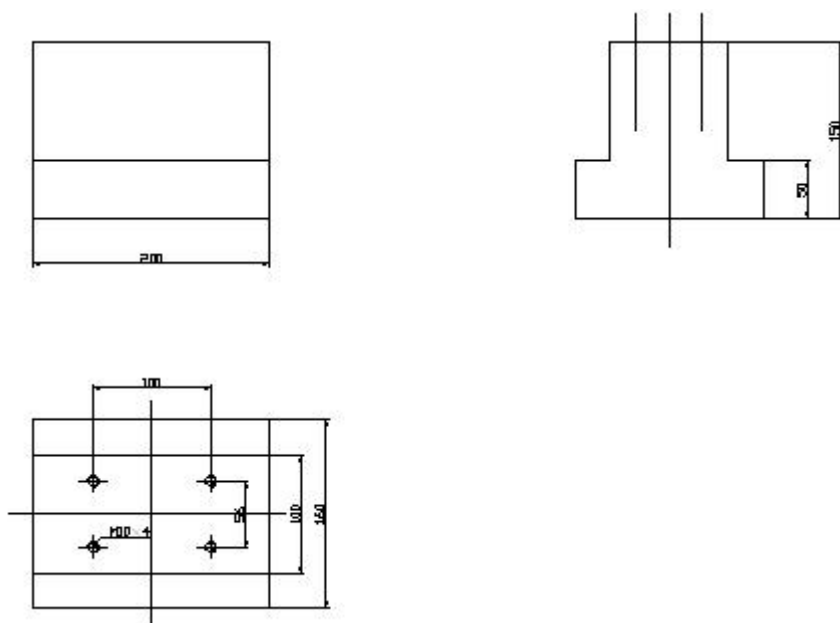


图 2.4 T 型滑动导轨

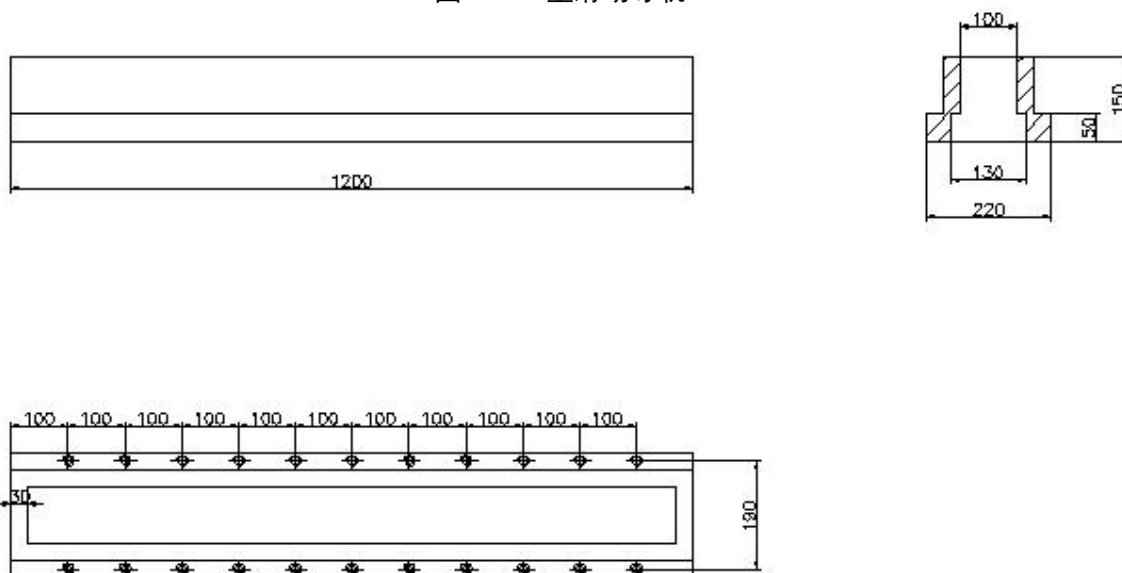


图 2.5 T 型固定导轨

2.3.3 导轨的防护与润滑

一切机器设备的润滑目的，都是为了减少工作面的摩擦及由此造成的能量损失、减少工作表面的磨损及发热，提高其寿命、保持机器的工作精度及提高机器的工作效率；此外。润滑剂还有冲洗污物、防止表面腐蚀的功能。

在机械行业中，常用的润滑剂有润滑油和润滑脂，另外还有水及固体润滑剂等供选择。滑动导轨用润滑油，滚动导轨则两者都可以选用。

本次设计采用滑动导轨，因此采用润滑油。导轨润滑油的粘度根据导轨的工作条件和润滑方式选择：高速低载荷可用粘度较低的油，反之则用粘度较高的油；低载荷，中高速的中小型设备导轨可采用 N32 导轨油，重型设备的低速导轨可采用 N86 导轨油；中等载荷的中低速导轨可采用 N46 导轨油。

润滑油的主要质量指标

（1）粘度

它是液体最基本的，也是最主要的物理性质指标。液体受外力作用移动时，液体分子间的阻力称为粘度。粘度一般随温度的升高而下降。一般是高负荷、低转速的部位用高粘度油；反之用低粘度油。

（2）粘温特性

润滑油的粘度随温度升高而降低；反之，随温度下降而升高。这种性能就叫粘温特性。润滑油随工作温度的变化而引起粘度的变化越小越好。一般用粘度比和粘度指数来表示。

（3）闪点和燃点

润滑油加热到一定温度就开始蒸发成气体，它与周围空气形成混合物，同火焰接触时，发生闪火花现象的最低温度，称为闪点。它是润滑油安全工作的一个重要指标，它至少要高于设备工作温度 20~30℃才能确保安全。

（4）凝固点

油品受冷后，失去其流动性的最高温度，称为凝固点。在冬季，特别在寒冷地区，在无采暖设备条件下工作机械无论是集中循环润滑还是分散润滑，它都是一项重要的技术指标。另外，还有酸性、腐蚀等指标。

本次设计的旋转式升降台采用的是中低速导轨，根据上述润滑油的指标，参考《机械设计实用手册》第二版，采用 N32 导轨油。导轨的结构如图所示。

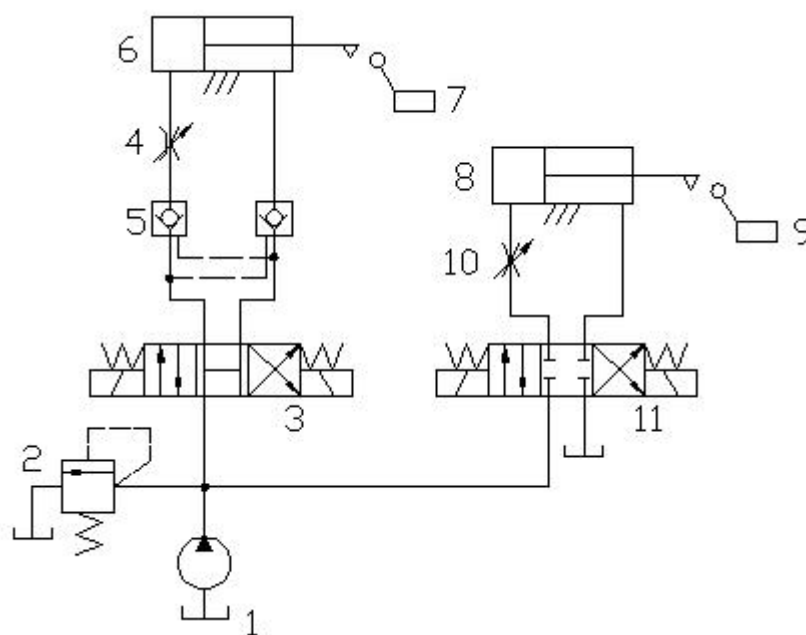


图 3.7 液压系统工作原理图

- | | | | |
|--------|---------|-----------------|----------|
| 1. 液压泵 | 2. 溢流阀 | 3、11. 三位四通电磁换向阀 | 4、10 节流阀 |
| 5. 单向阀 | 6、8 液压缸 | 7、9. 行程控制开关 | |

2.4.1 液压泵的选择

液压泵是液压系统的动力源，它向系统提供一定压力、流量和清洁度的工作介质，是液压系统的重要组成部分。目前液压传动在各种机械上的应用越来越广，这些应用可分为两类：一类是用在固定设备上的，另一类是用在行走机械上的，这两类机械的工作条件不同，所以液压的主要特征参数以及液压泵的选择也有所不同。液压泵的类型有定量泵和变量泵之分：定量泵可分为齿轮泵、叶片泵和螺杆泵，变量泵可分为叶片式、轴向柱塞式和径向柱塞式。

1. 液压泵的类型选择

(1) 依据初定的系统压力选择泵的结构形式。一般当工作压力 $P \leq 21\text{MPa}$ 时，选用齿轮泵和双作用叶片泵；当 $P > 21\text{MPa}$ 时宜选用柱塞泵。

(2) 若原动机为柴油机、汽油机，主机为行走机构，宜选用齿轮泵、双作用叶片泵。双作用叶片泵因瞬时理论流量均匀而用于噪声指标要求教高的主机。

(3) 若系统采用节流调速回路，或可通过改变原动机的转速调节流量，或系统对速度无调节要求，可选用定量泵或手动变量泵，此时手动

变量泵一旦调定即相当定量泵。

(4) 若系统要求高效节能, 应选用变量泵。恒压变量泵适用于要求恒压源的系统; 限压式变量泵和恒功率变量泵适用于要求低压大流量、高压小流量的系统; 电液比例变量泵适用于多级调速系统; 负载敏感变量泵适用于要求随机调速且功率适应的系统; 双向手动或手动伺服变量泵多用于闭式回路。

(5) 若液压系统有多个执行元件, 各工作循环所需的流量相差很大, 应选用多泵供油, 实现分级调节。

综上所述, 本次设计选择的液压泵的类型为齿轮泵。齿轮泵分为内啮合齿轮泵和外啮合齿轮泵。由于对泵的要求不高, 因此, 选择结构最为简单的内啮合齿轮泵。它的结构紧凑, 体积小, 质量轻, 由于两齿轮同向异速转动, 齿面滑动速度小, 磨损小, 使用寿命长; 流量、压力脉动小, 噪声低; 自吸能力强, 允许转速高, 容积效率高。缺点是齿形复杂, 制造精度要求高, 造价稍贵。

2. 调压方式的选择

(1) 旁接在液压泵出口用以控制系统压力的溢流阀在进、回油路节流调速系统中保证系统压力恒定, 在其他场合则为安全阀, 限制系统的最高压力。一般系统选用弹簧加载式溢流阀, 如需要自动控制应选用电液比例溢流阀。

(2) 中低压小型液压系统为获得二次压力可选用减压阀的减压回路, 高压系统宜选用单独的控制油源, 以免在减压阀处出现过大的能量损失。减压阀的加载方式也可根据系统要求选用弹簧加载式或比例电磁铁加载式。

(3) 当系统中有垂直负载作用时应采用平衡阀平衡负载, 以限制负载的下降速度。由顺序阀和单向阀简单组合而成的平衡阀, 性能往往不够理想, 不能应用于工程机械, 如起重机、汽车吊等液压系统。实际使用的平衡阀为了使执行机构动作平稳, 还要在其各运动部位设置很多阻尼, 选择平衡阀的结构等要根据执行机构的具体要求而定。

(4) 为使执行元件不工作时液压泵在很小的输出功率下运行, 定量泵系统一般通过换向阀的中位或电磁溢流阀的卸载位实现低压卸载; 变量泵则可实现压力卸载或流量卸载, 流量卸载时换向阀的中位选 O 型等

滑阀机能。需要指出的是：若换向阀为电液换向阀，采用压力卸载时，需保证卸载压力不低于液动阀要求的最小控制压力。

本次设计采用第一种调压方式，采用溢流阀来限制系统压力。

3. 换向回路的选择

(1) 对装载机、起重机、挖掘机等工作环境恶劣的液压系统，主要考虑安全可靠，一般采用手动换向阀。由若干单联手动滑阀及安全溢流阀、单向阀、补油阀等组成的多路换向阀，因具有多种功能，其中串并联型的各滑阀之间的动作互锁，各执行元件只能实现单动，因而得到广泛应用。

(2) 若液压设备要求的自动化程度较高，应选用电动换向，即小流量时选电磁换向阀，大流量时选电液换向阀或二通插装阀。需要计算机控制时选择电液比例换向阀或电液数字阀。采用电动时，各执行元件之间的顺序、互锁、联动等要求可由电气控制系统完成。

(3) 采用手动双向变量泵的换向回路，多用于起重卷扬、车辆马达等闭式回路。

本次设计的提升部分和旋转部分均采用电磁换向机构。

4. 液压泵的选择计算

不同类型和规格的液压泵，其额定工作压力也不同。选择液压泵的额定工作压力时应比设计系统时计算出的最大压力大 25% 左右，以便留出适当的压力储备，若对液压系统的可靠性要求特别高，则液压泵的额定工作压力还可以选择更好一些。

$$P_1 = \frac{M}{2S_1} = 43.708 \times 10^3 / (2 \times 45^2 \times 3.14) = 3.6 \text{ MPa}$$

$$P_2 = \frac{M}{2S_2} = 43.708 \times 10^3 / (3.14 \times 70 \times 20) = 4.97 \text{ MPa}$$

P_1 ——液压缸推出时所受压强，MPa

P_2 ——液压缸受拉时所受压强，MPa

S_1 ——初选液压缸推出时的截面积， mm^2

S_2 ——初选液压缸受拉时的截面积， mm^2

M ——驱动装置的推力，KN

本次设计中液压泵的最大工作压力为 $P_3 \geq P_2 + \Delta P = 4.97 + 0.5 = 5.47 \text{ MPa}$ 。

计算液压泵的流量：

$$Q_1 = v \cdot A_1 = 50 \times 3.14 \times 0.45 \times 0.45 = 31.8 \text{ L/min}$$

$$Q_2 = v \cdot A_2 = 50 \times 3.14 \times 0.7 \times 0.2 = 21.98 \text{ L/min}$$

$$Q \geq KQ_1 = 1.2 \times 31.8 = 38.16 \text{ L/min}$$

Q ——液压泵最大流量，L/min

K ——系统泄漏系数，一般取 $K=1.1 \sim 1.3$

v ——升降台的提升速度， $v=5 \text{ m/min}$

确定液压泵的驱动功率：

$$P = P_3 \cdot Q / \eta = 5.47 \times 38.16 / (60 \times 0.65) = 5.35 \text{ KW}$$

P_3 ——液压泵的最大工作压力，MPa

Q ——液压泵最大流量，L/min

η ——齿轮泵的效率，一般取 $\eta=0.6 \sim 0.7$

综上所述，选择内啮合齿轮泵，型号 CB，生产厂家有天津机械厂、石家庄煤矿机厂、合肥液压件厂，长江液压件厂、无锡液压件厂等。

2.4.2 电动机的选择

(1) 电动机的类型选择

对于一般生产机械，在满足生产机械要求的前提下，优先选用结构简单、工作可靠、价格便宜、维护方便的电动机。从一般要求来看，交流电动机优于直流电动机，交流异步电动机优于交流同步电动机，鼠笼式异步电动机优于绕线异步电动机。由于液压泵通常在空载下启动，故对电动机的起动转矩没有过高要求，负荷变化比较平稳，起动次数不多，可以采用 Y 系列笼型异步电动机。但若液压系统功率较大而电网容量不大时，可采用绕线转子电动机。

(2) 电动机的转速选择

额定功率相同的电动机如果转速高，减速结构便复杂，但体积小，重量轻，价格低，如果转速低，则减速机构尺寸大并且价格高。而另一方面，电动机的额定转速不得低于 500 r/min 。所以选择电动机的额定转速要根据生产机械所需的转速以及减速机构和电动机的技术经济要求具体情况综合考虑。本次设计的电动机的转速应与液压泵的转速相适应。电动机与液压泵之间通常采用联轴器连接，电动机的转速应在液压泵的最佳转速范围内。液压泵的转速过高或过低，都会使液压泵的效率下降。

另外,应根据系统要求的流量和电动机的实际转速来选择液压泵的排量。

(3) 电动机的功率

选择电动机的功率要考虑两个因素:一是电机的发热和升温,二是对于交流电机要考虑启动工作机械的最大转矩。当液压泵在额定压力和流量下工作时,可按照液压泵产品样本中的液压泵的驱动功率,来选择电动机的功率。若液压泵在其它压力和流量下工作,电动机的功率可由公式 $N=Pq/\eta$ 算出,并选择合适的电动机。如果液压泵的驱动功率变化较大,则应分别算出各阶段所需功率,在算出平均功率,然后确定液压泵的驱动功率。由于电动机可以在短时间内超负荷运行,所以电动机的功率只要比上述计算出的平均功率大,且其中最大功率不大于电动机额定功率的 1.3 倍即可。

电动机的结构有开启式、防护式、封闭式和防暴式等,由于旋转式升降台的电机暴露在外面,根据液压泵的功率为 5.35KW,因此选择闭式 Y132M—4 型异步电动机,额定功率为 7.5KW,同步转速 1500r/min。

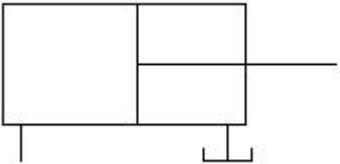
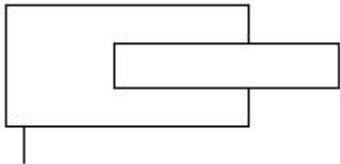
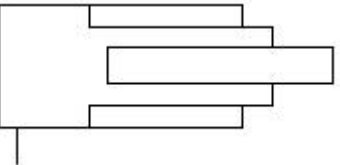
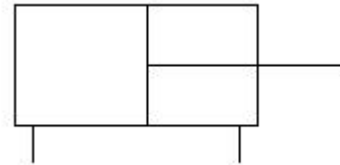
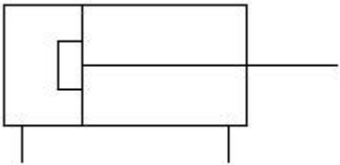
2.4.3 提升机构液压缸的选择

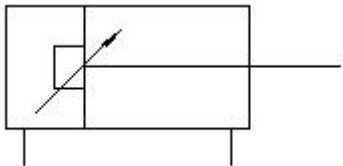
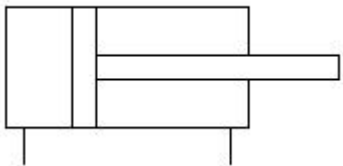
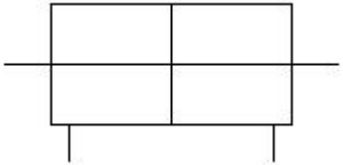
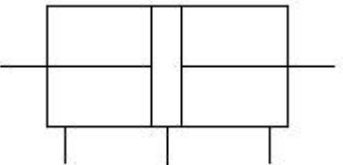
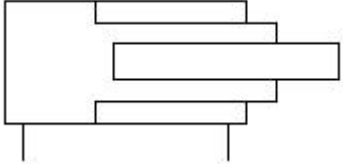
液压缸作为液压系统中的执行元件,以直线往复运动或回转摆动的形式,将液压能转变为机械能输出。液压缸结构简单,制造容易,用来实现直线往复运动尤其方便,其应用范围广泛。液压缸的分类表 2.1 所示:

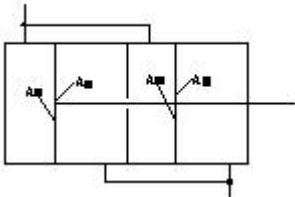
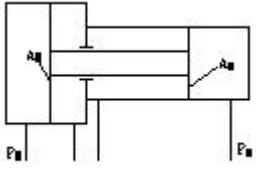
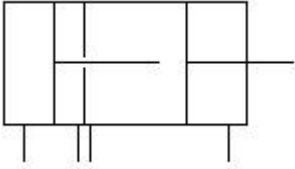
本次设计选用的是工程液压缸,它属于双作用单活塞杆液压缸,安装方式多采用耳环型,按缸盖与钢筒的联接方式,可分为外螺纹联接式,内卡键联接式及法兰联接式三种。工程液压缸主要用于工程机械,重型机械,起重运输机械及矿山机械的液压系统。根据剪叉杆受力分析及安全考虑,查《液压气动系统设计手册》表 3—13,根据液压缸的最大行程、所受的推力和拉力来判断,决定选用缸径为 $\Phi AL=90mm$,活塞杆直径 $\Phi MM(mm)=50mm$,推力 101.79KN,拉力 70.37KN,最大行程 $S=2000mm$,在计算液压泵时的初选是合格的。

参考生产厂:长江液压件厂,长江液压件二厂,武汉液压件厂,南京液压件厂,重庆液压件厂,天津液压件厂等。

表 2.1 液压缸的分类

| 类 型 | | 符 号 | 计算公式 | 说 明 |
|--------|----------|---|---|-----------------------------------|
| 单作用液压缸 | 活塞式液压缸 |  | $v=4Q\eta_{cv}/\pi D^2$ $F=\pi D^2 p\eta_{cm}/4$ $v\text{—液压缸输出速度 m/s}$ $F\text{—液压缸输出力 N}$ $D\text{—活塞直径 m}$ $Q\text{—输入液压缸的流量 m}^3/\text{s}$ $p\text{—工作压力 Pa}$ $\eta_{cv}\text{—液压缸容积效率}$ $\eta_{cm}\text{—液压缸机械效率}$ | 活塞仅能单向运动，其反向运动靠外力或弹簧来完成 |
| | 柱塞式液压缸 |  | $v=4Q\eta_{cv}/\pi D^2$ $F=\pi D^2 p\eta_{cm}/4$ $D\text{—柱塞直径 m}$ | 同上。行程一般较活塞式液压缸大 |
| | 伸缩式套筒液压缸 |  | $v_j=4Q\eta_{cv}/\pi D_j^2$ $F_j=\pi D_j^2 p\eta_{cm}/4$ $v_j\text{—第 j 个活塞运动速度 m/s}$ $F_j\text{—第 j 个活塞的推力 N}$ $D_j\text{—第 j 个活塞的直径 m}$ $j=1, 2, 3\dots n$ | 有多个依次运动的活塞，各活塞逐次运动时，其输出速度和输出力是不同的 |
| 单活塞 | 无缓冲式 |  | $v_1=4Q\eta_{cv}/\pi D^2$ $F=\pi D^2 p\eta_{cm}/4$ $v_2=4Q\eta_{cv}/\pi (D^2-d^2)$ | 活塞双向运动产生推、拉力。活塞运动终了时不减速 |
| | 可调缓冲式 |  | $F_2=\pi (D^2-d^2) p\eta_{cm}/4$ $d\text{—活塞杆直径 m}$ <p>注：脚标 1 用于正向运动， 脚标 2 用于反向运动</p> | 活塞双向运动产生推、拉力。活塞单向或双向行程终了时减速制动，减速值 |

| | | | | | |
|--------|------------------|--------------------------------------|---|--|-------------------------------------|
| 双作用液压缸 | 杆 | 可 调 缓 冲 式 |  | | 活塞双向运动产生推、拉力。活塞单向或双行程终了时减速制动，减速值可调节 |
| | | 差 动 式 |  | $v_1 = 4Q_{\eta_{cv}} / \pi D^2$ $F_1 = \pi D^2 p_{\eta_{cm}} / 4$ $v_2 = 4Q_{\eta_{cv}} / \pi (D^2 - d^2)$ $F_2 = \pi (D^2 - d^2) p_{\eta_{cm}} / 4$ $v_3 = 4Q_{\eta_{cv}} / \pi d^2$ $F_3 = \pi d^2 p_{\eta_{cm}} / 4$ 注：脚标 3 用于差动连接 | 活塞两端面积差较大，使活塞往复运动时的速度及力差值较大 |
| | 双 活 塞 杆 | 等 速 等 行 程 式 |  | $v = 4Q_{\eta_{cv}} / \pi (D^2 - d^2)$ $F = \pi (D^2 - d^2) p_{\eta_{cm}} / 4$ | 活塞两端的活塞杆直径相同，活塞正反向运动速度和推力相等 |
| | | 双 向 式 |  | $v_1 = 2Q_{\eta_{cv}} / \pi D^2$ $F_1 = \pi D^2 p_{\eta_{cm}} / 4$ $v_2 = 2Q_{\eta_{cv}} / \pi (D^2 - d^2)$ $F_2 = \pi (D^2 - d^2) p_{\eta_{cm}} / 4$ | 两活塞同时向相反方向运动，其输出速度和力相等 |
| 双作用液压缸 | 双 活 塞 杆 | 伸 缩 式 套 筒 液 压 缸 |  | $v_{1j} = 4Q_{\eta_{cv}} / \pi D_j^2$ $F_{1j} = \pi D_j^2 p_{\eta_{cm}} / 4$ $v_{2j} = 4Q_{\eta_{cv}} / \pi (D_j^2 - d_j^2)$ $F_{2j} = \pi (D_j^2 - d_j^2) p_{\eta_{cm}} / 4$ | 有多个依次动作的活塞，活塞可双向运动 |

| | | | | |
|------------|-----|---|--|------------------------------|
| 组合式 液压缸 | 串联式 |  | $v_1 = Q\eta_{cv} / (A_{11} + A_{21})$ $F_1 = (A_{11} + A_{21}) p\eta_{cm}$ $V_2 = Q\eta_{cv} / (A_{12} + A_{22})$ $F_2 = (A_{12} + A_{22}) p\eta_{cm}$ | 当液压缸直径受到限制而长度不受限制时,用以获得较大的推力 |
| | 增压式 |  | $p_B = i p_A$ i —增压比 $i = A_A / A_B$ | |
| | 多位式 |  | | 活塞可有三个位置 |

液压缸的行程校核

T 型导轨的有效滑移距离为 1200mm, 液压缸的行程 $S=2000\text{mm}$, 所以上升的空间 $h=1600\text{mm}$, 而本次设计采用的是三层剪叉杆结构, 因此实际的提升高度 H 为 4800mm, 即 4.8m, 在加上液压推杆的长度, 大于题目所要求的 4.5m, 满足设计的要求。行程的控制采用一个行程控制开关来限制其提升的极限高度, 而液压缸本身具有自锁的能力, 可以在上升过程中的任何位置停留。

2.4.4 液压推杆的设计

本机构的升降部分依靠液压为原动力, 采用此种设计不仅使升降台的结构紧凑, 而且会增加升降台剪叉杆架结构的稳定性。液压推杆主要采用铸造元件, 焊接在内侧剪叉杆上, 焊接时和杆保持一定的角度, 这样可以防止升降台剪叉杆收平时对机构的自锁现象, 同时有利于升降台平稳升降, 选择可焊性好的材料, 参考《机械设计实用手册》第二版, 选择材料为 ZG270—500, 这种材料具有教高的强度和较好的塑性, 铸造性良好, 用于各种形状的机件, 如飞轮、机架、蒸汽锤、联轴器、水压机工作缸、横梁等。

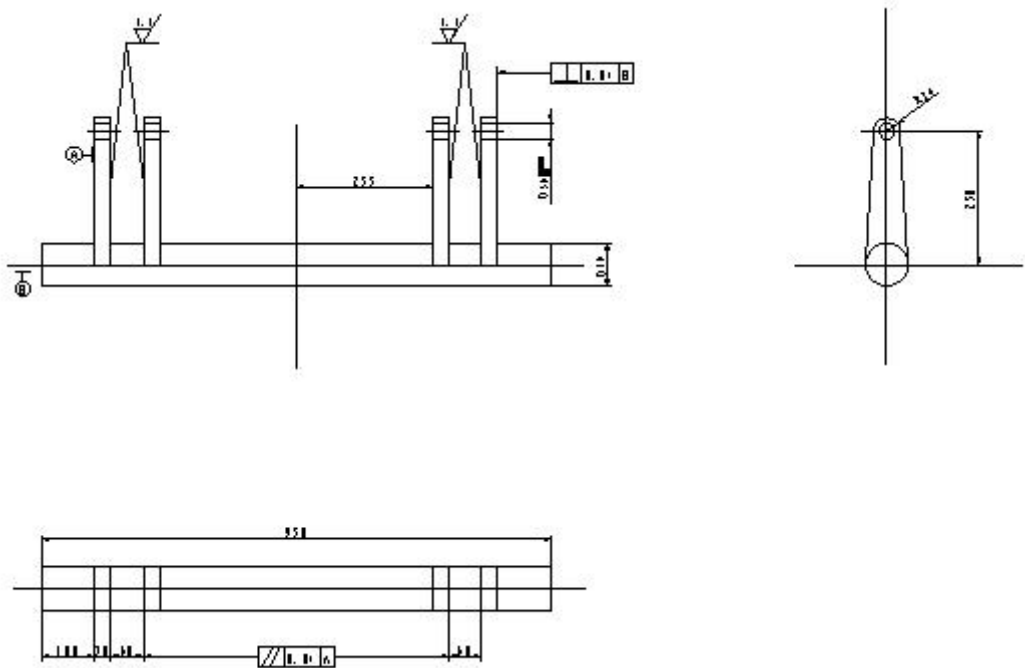


图 2.8 液压推杆

2.4.5 液压元件的连接方式

1. 液压装置的总体布局

液压装置的总体布置可分为集中式和分散式两种。

集中式布置是将液压系统的油源、控制及调节装置置于主机之外，构成独立的液压站。这种布置方式主要用于固定式液压设备，如机床及自动线液压系统，冶金设备液压系统等。其主要优点是装配、维修方便，从根本上消除了动力源的振动和油温对主机的影响。缺点是单独设置液压站，占地面积大。有强烈热源和烟尘污染严重的冶金设备，常将液压站置于地下。

分散式布置是将液压系统的液压泵、控制调节装置等分别布置在设备的适当位置上。这种布置方式主要适用于移动式液压设备（如工程机械上），一些机床液压系统也有采用分散式布置的。优点是结构紧凑，占地面积小。缺点是安装维护比较复杂。对于机床来说，动力源的振动及油温对主机的精度有影响。

本次设计考虑到旋转式升降台经常使用于各个地点，故采用分散式的布局。

2. 液压元件的连接

在一个液压系统中有许多液压元件，这些元件可以用不同的方式连接，不同的连接方式对系统的性能使用及维护均有很大影响。液压元件的连接方式可分为管式连接，板式连接和集成连接三种，综合考虑比较三种方式，由于液压元件升降台液压系统简单采用管式连接，维护方便成本低廉，适用于此设备。

管式连接是液压系统最早采用的一种连接方式，它是用于管子将各元件连接起来，组成所要求的系统。这种有管连接方式只能用于较简单的系统。因为即使不太复杂的系统也要有很多管子和管接头，上下交叉，纵横交错，布置很不方便，安装维修困难，占地空间大，压力损失大，容易漏油、混入空气以及产生振动等不良现象。管式连接多用于移动式机械中。

板式连接是液压元件用螺钉连接在阀板上，阀板内加工出油道，实现各元件之间所要求的联接。板式连接属于无管连接，多用于不太复杂的固定式机械中。按照阀板内油道加工方式的不同，可分为两种结构形式：

(1) 粘合式阀板：阀板由底板和面板组成。在面板上钻出通道孔，并铣出通油沟槽，用粘合剂将底板和面板粘合在一起，并用螺钉紧固，成为一个完整的封闭体。面板上的通道孔分别对应于各个液压元件上相应的油口，而各元件之间油液的流动则经过面板上铣出的沟槽。这种结构的阀板制造方便，但当系统产生压力冲击时，粘合剂会失效，造成油路串腔，使系统不能正常工作。

(2) 整体式阀板：整体式阀板上的油路，是在整块板上钻出或用精密铸造出的。这种结构的阀板比粘合式阀板可靠性好，应用较多。但工艺性较差，特别是深孔的加工较难。当连接元件较多时，各孔的位置不易布置。当机器的动作较复杂时，元件数量增加。阀板的尺寸会很大，致使有些孔道深到无法加工。另外，阀板是根据预先确定的动作要求设计的，因此不能更改回路或增加元件，而设计或加工的差错也会使整块阀板报废。

集成式连接是由标准液压元件或专用、通用的辅助元件，按设计要求用螺栓连接组合成的一个系统。应用较多的有集成块、叠加阀、锥阀和插装阀等。集成化连接结构紧凑，安装方便，可以很容易地增减元件，

油路直接做在阀体或连接块上，属于管连接，压力损失小。

在一些工程机械及拖拉机等行走机械的液压系统中，为了减轻重量，常将大部分控制元件与液压泵集成在一起。控制元件多采用专门设计的结构，也有将全部控制元件与泵和马达集成在一起的。

本次设计的液压系统比较简单，因此采用管式连接。

3. 管路的种类及材料

管路是液压系统中液压元件之间传递工作介质的各种油管的总称。管接头连接油管与油管或油管与元件之间的连接。为保证液压系统工作可靠，管路及管接头应有足够的强度，良好的密封，其压力损失要小，拆装要方便。

管路按其在液压系统中的作用可以分为：

主管路：包括吸油管路、压油管路和回油管路，用来实现压力能的传递。

泄油管路：将液压元件泄漏的油液导入回油管或油箱。

控制管路：用来实现液压元件的控制或调节以及与检测仪表连接的管路。

旁通管路：将通入压油管路的或部分或全部压力油直接引回油箱的管路。

液压系统的常用管路有钢管、铜管、胶管、尼龙管及塑料管等。本设计选用尼龙管，这种管是一种很有发展前途的非金属油管，可用于低压系统，它的压力可达 8MPa。

3 旋转机构的设计

3.1 轴的设计

3.1.1 轴的设计准则

轴是机器中的重要零件之一，用来支持旋转的机械零件。根据承受载荷的不同，轴可以分为转轴、传动轴和心轴三种。转轴既传递转矩又承受弯矩，传动轴只传递转矩而不承受弯矩或弯矩很小，心轴则只承受弯矩而不传递转矩。

轴的设计主要解决互相联系的两个方面的问题：

(1) 设计计算：为了保证轴具有足够的承载能力，要根据轴的工作要求对轴进行强度计算，有些轴还要进行刚度或振动计算。

(2) 结构设计：根据轴上零件装拆、定位和加工等结构设计要求，确定出轴的形状和各部分尺寸。

轴的设计分为三步进行：第一，初定轴径；第二，结构设计，画草图，确定轴的尺寸，得到轴的跨距和力的作用点；第三，强度计算，作出弯矩图，校核危险截面的强度。

3.1.2 轴的材料

轴的材料常采用碳素钢和合金钢。

碳素钢比合金钢价格低廉，并且对应力集中的敏感性较小，所以应用广泛。常用的优质碳素钢有 30、40、45 和 50 号钢，具有较高的综合力学性能，其中以 45 号钢用的最为广泛。为保证其力学性能，通常进行正火或调制处理。一般不重要或受力较小的轴，则可以采用 Q235、Q275 等碳素结构钢。

合金钢具有较高的力学性能，淬透性也较好，但价格较贵，多用于有特殊要求的轴。合金钢对应力集中的敏感性较高，因此设计合金钢轴时，更应从结构上避免或减小应力集中，并减小其表面粗糙度。另外，碳钢和合金钢弹性模量相差不多，不能靠选合金钢来提高轴的刚度。常用的合金钢有 20Cr、40Cr、35SiMn 和 35CrMo 等。

轴的毛坯一般用圆钢或锻件。对于形状复杂的轴有时也可采用铸钢或球墨铸铁，轴的铸造毛坯易于得到合理的形状。下表列出了轴的常用材料及其主要机械性能：

表 3.1 轴的常用材料及其主要机械性能

| 材料牌号 | 热处理 | 毛坯直径 /mm | 硬度 /HBS | 抗拉强度 极限 σ_B | 屈服极限 σ_s | 弯曲疲劳极 限 σ_{-1} | 扭转疲劳极 限 τ_{-1} |
|------------------|-------|------------------|------------|-----------------------|--------------------|--------------------------|------------------------|
| Q235 | | | | 440 | 240 | 200 | 105 |
| 45 | 正火 | 25 | ≤ 240 | 600 | 360 | 260 | 150 |
| | 正火、回火 | ≤ 100 | 170~217 | 600 | 300 | 275 | 140 |
| | 正火、回火 | $> 100 \sim 300$ | 162~217 | 580 | 290 | 270 | 135 |
| | 调质 | ≤ 200 | 217~255 | 650 | 360 | 300 | 155 |
| 40Cr | 调质 | ≤ 100 | 241~266 | 750 | 550 | 350 | 200 |
| 35SiMn 42SiMn | 调质 | ≤ 100 | 229~286 | 800 | 520 | 400 | 205 |
| 35CrMo | 调质 | ≤ 100 | 207~269 | 750 | 550 | 390 | 200 |
| 35SiMnMo | 调质 | $> 100 \sim 130$ | 217~269 | 700 | 550 | 335 | 95 |
| 20Cr | 渗碳 | 15 | 表面 | 850 | 550 | 375 | 215 |
| | 淬火 | 30 | 50~60HRC | 650 | 400 | 289 | 180 |
| | 回火 | ≤ 100 | | 650 | 400 | 280 | 160 |

3.1.3 轴的设计

在本次设计中采用的是实心轴，由于该轴只传递转矩，因此属于传动轴。由于轴受到很大轴向力，决定采用 45 号钢正火、回火处理。轴的结构应该是尽量减小应力集中，并且有良好的工艺性，方便安装和拆卸。该轴主要承受的是剪切力，而弯曲力可忽略，因此设计时将轴径设计的大一些，这样不但保证了轴的强度，而且有利于平台旋转的平稳性。轴的结构示意图如图 3.1 所示：

1. 轴的强度计算

由于轴只受到转矩，因此强度条件满足 $\tau \leq [\tau]$ 即可。初定直径为 148mm，

$$\begin{aligned}\tau &= T/W = 9.55 \times 10^6 \times P / (0.2D_{\min}^3 \cdot n) \\ &= 9.55 \times 10^6 \times 3.5 / (0.2 \times 148^3 \times 2) = 25.8 \text{ MPa} \\ \tau &\text{ —— 轴的扭切应力, MPa}\end{aligned}$$

T ——转矩, $N \cdot m$

W ——圆截面轴, mm

P_4 ——传递的功率, KW

n ——轴的转速, $n=2r/min$

D_2 ——轴的直径, mm

$[\tau]$ ——45 号钢许用扭切应力, 查《机械设计基础》第四版, 杨可桢主编, $[\tau] = 30 \sim 40 \text{ MPa}$

$\therefore \tau < [\tau]$, 设计合格。

2. 轴的结构设计

轴的结构设计主要是使轴的各部分具有合理的形状和尺寸。设计时, 必须针对轴的具体情况具体分析, 全面考虑解决。轴的结构设计的主要要求是:

- (1) 轴应便于加工, 轴上零件应便于装拆;
- (2) 轴和轴上零件应有正确而可靠的工作位置;
- (3) 轴的受力合理, 尽量减小应力集中等。一般设计成阶梯轴。

零件在轴上必须有固定的位置, 为此, 需要轴向固定和周向固定。本次设计的轴向固定采用了轴肩定位和套筒定位; 周向固定采用键连接。

轴肩: 阶梯轴上截面变化处称为轴肩。轴肩定位是一种简单可靠的轴向固定方法, 应优先采用, 它可承受较大的轴向载荷。如图所示, D_{\min} 和 D_1 之间的轴肩为过渡轴肩, 其余均为定位轴肩, 查《机械设计使用手册》第二版, $C_1=4$, $C_2=5$ 。

$$D_{\min}=148\text{mm}$$

$$D_1 = D_{\min} + (1 \sim 2) C_1 = 148 + (1 \sim 2) \times 4 = 156\text{mm}$$

$$D_2 = D_1 + (3 \sim 4) C_1 = 156 + (3 \sim 4) \times 4 = 180\text{mm}$$

$$D_3 = D_2 + (3 \sim 4) C_2 = 180 + (3 \sim 4) \times 5 = 200\text{mm}$$

$$D_4 = D_2 = 180\text{mm}$$

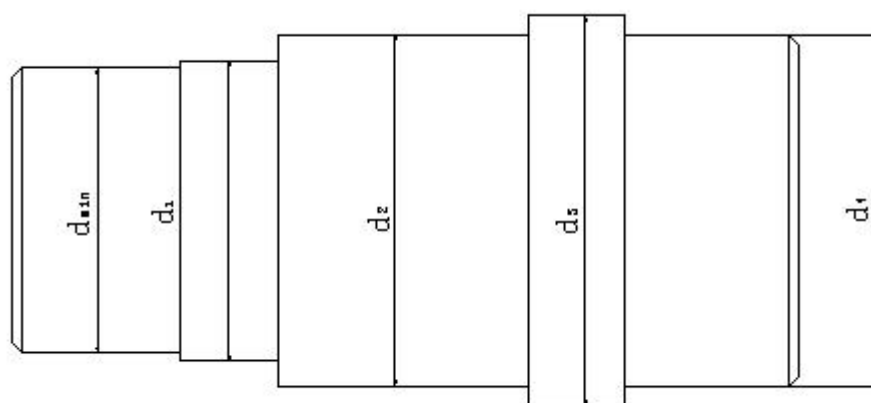


图 3.1 轴

套筒：套筒是用作轴上相邻两零件的轴向固定的，其结构简单、应用较多。本次设计的套筒是特制的套筒，它的壁厚是 11mm，与轴之间采用键连接，套筒本身带有一个长 400mm 的圆柱形推杆，推杆直径为 20mm。工作时，液压推杆推动推杆使工作台旋转，因此，需要套筒具有较高的强度和刚度，参考《机械工程材料手册》，选择套筒的材料是冷轧钢，表面镀铜。

3. 提高轴强度的措施

疲劳断裂是轴的主要失效形式，在设计时应在结构方面采取措施，减小受力、应力，以提高轴的疲劳强度。

- (1) 合理布置轴上传动零件的位置；
- (2) 合理设计轴上零件的结构；
- (3) 减小应力集中；
- (4) 提高轴的表面质量。

4. 轴的强度校核

按弯扭合成强度计算，需同时考虑弯矩和转矩的作用，而对影响轴的疲劳强度的各个因素则采用降低许用应力值的办法来考虑，因而计算较简单，适用于一般转轴。参考《机械设计》陈铁鸣主编，对于同时承受弯矩和转矩的转轴，假设计算截面上的弯矩为 M ，相应的弯曲应力为 $\sigma_b = M/W$ ，转矩为 T ，相应的扭转剪应力为 $\tau = T/W_T$ 。根据第三强度理论，求出危险截面的当量应力 σ_e ，其强度条件为

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]_b$$

本次设计的轴为传动轴，因此弯矩忽略不计，参考《机械设计实用手册》第二版，吴宗泽主编， $[\sigma]_b = 570\text{MPa}$ ，参考《机械设计》陈铁鸣主编， $W_T = d^3/5$ ，

$$T = \frac{9.55P}{n} = 9550 \times 3.5/2 = 16712.5\text{N}\cdot\text{m}$$

$$\sigma_e = 2\tau = 2T/W_T = 2 \times 16712.5 \times 5/156^3 = 44\text{MPa}$$

$\because \sigma_e < [\sigma]_b \quad \therefore$ 强度合格。

5. 轴的刚度校核

$L=350\text{mm}$ ，查《机械设计实用手册》第二版得，45号钢的切变模量 $G=8 \times 10^4\text{MPa}$ ，扭角 $[\psi] = 0.5 \sim 1 (^\circ/\text{m})$ ，所以 $[\psi_1] = 0.1 \sim 0.2 (^\circ/\text{m})$

$$\psi = 32TL/(\pi \cdot G \cdot d^4)$$

$$= 32 \times 16712.5 \times 350 / (3.14 \times 8 \times 10^4 \times 156^4) = 0.034^\circ$$

$\because \psi < [\psi_1] \quad \therefore D2 = 156\text{mm}$ 合格。

3.2 轴承的选择与润滑

3.2.1 轴承的选择

1. 轴承的分类及失效形式

轴承可分为滑动轴承和滚动轴承两种。和滑动轴承相比，滚动轴承具有摩擦阻力小、起动灵敏、效率高、润滑简便和易于互换等优点，缺点是抗冲击能力较差，高速时出现噪声，工作寿命也不及液体摩擦的滑动轴承。滚动轴承一般由外圈、内圈、滚动体和保持架组成。滚动体是滚动轴承中的核心元件，由于它的存在，相对运动表面间才为滚动摩擦。滚动体在内、外圈的滚道上滚动，内圈装在轴上，外圈装在轴承座孔中。保持架使滚动体均匀地分布在轴承中。滚动轴承可分为调心球轴承、调心滚子轴承、圆锥滚子轴承、推力球轴承、深沟球轴承、角接触球轴承、推力圆柱滚子轴承、圆柱滚子轴承和滚针轴承等。

滚动轴承的失效形式主要有：

(1) 疲劳破坏：滚动轴承工作过程中，滚动体相对于圈不断地转动，因此滚动体与滚道接触表面受到变应力。此变应力可近似看作载荷按脉动循环变化。由于脉动接触应力的反复作用，首先在滚动体或滚道的表面下一定深度处产生疲劳裂纹，继而扩展到接触表面，形成疲劳点蚀，

致使轴承不能正常工作。通常，疲劳点蚀是滚动轴承的主要失效形式。

(2) 塑性变形：当轴承转速很低或间歇摆动时，一般不会产生疲劳损坏。但在很大的静载荷或冲击载荷作用下，会使轴承滚道和滚动体接触处出现不均匀的局部塑性变形或破裂凹坑，从而使轴承在运转中的摩擦力矩、振动和噪声增加，运转精度也降低，以致轴承不能正常工作。

(3) 磨粒磨损：在多尘条件下工作的轴承，由于密封不严使灰尘、杂质进入轴承中或由于润滑油不干净将杂质带进轴承中，都会造成磨粒磨损使机器运转精度下降，产生振动和噪声，从而使轴承失效。据统计，在拖拉机中，滚动轴承由于磨粒磨损失效的约为点蚀失效的 2.5 倍。

(4) 胶合：在高速重载条件下工作的轴承，因摩擦面发热而使温度急剧升高，导致轴承元件的回火，严重时产生胶合而使轴承失效。

此外，由于使用维护和保养不当或密封润滑不良等因素，也能引起轴承早期磨损、胶合、内外圈和保持架破损等不正常失效。

2. 选择轴承的考虑因素

选择滚动轴承的类型非常重要，如选择不当，会使机器的性能要求得不到满足或降低了轴承的寿命。

在选择轴承类型时，一般要考虑所承受的载荷的大小、方向、性质和转速的高低以及刚度、调心性能、结构尺寸大小、轴承的装卸和经济性等要求，选择轴承时应考虑以下主要因素：

(1) 承受所受的载荷

轴承所受载荷的大小、方向和性质是选择轴承的主要依据。

① 载荷的大小。一般情况下滚子轴承承受能力大，宜用于承受较大载荷，球轴承承载能力小，宜用于较轻载荷或中等载荷。

② 载荷的方向。对于纯径向载荷作用，宜选择深沟球轴承，圆柱滚子轴承或滚针轴承，也可考虑选用调心球轴承、调心滚子轴承。对于纯轴向载荷作用，宜选用推力球轴承或推力滚子轴承。对于径向载荷及轴向载荷联合作用时，一般选择角接触球轴承或圆锥滚子轴承，这两类轴承随接触角 α 的增大，承受轴向载荷的能力提高，若径向载荷大而轴向载荷较小时，也可选择深沟球轴承和内外圈都有挡边的圆柱滚子轴承。若轴向载荷较大而径向载荷较小时，可选择推力调心轴承或圆锥滚子轴承。

③ 载荷的性质。有冲击载荷后嗣，宜选择圆锥滚子轴承。

（2）轴承的转速

在一般转速下，转速的高低对轴承类型的选择没有什么影响，只有在高速时才会有比较明显的影响。

① 球轴承与滚子轴承相比较，有较高的极限转速，故在高速时应优先选用

球轴承。

② 在内径相同的条件下，轴承外径越小则滚动体越轻越小，运转时滚动体作用在外圈上的离心惯性力也就越小，因此更适合于较高转速下工作，故在高速时，宜选用超轻、特轻及轻系列的轴承。

③ 保持架的材料与结构对轴承转速影响很大，实体保持架比冲压保持架允许更高一些的转速。

④ 推力轴承极限转速均很低，当工作转速较高时，若轴向载荷不是很大，可采用角接触球轴承来承受纯轴向的载荷。

⑤ 若工作转速略超过样本中规定的 N_{lim} 值时，可以用提高轴承的公差等级，或者适当地加大轴承的径向游隙，并保持良好润滑、冷却等措施来改善轴承高速性能。若工作转速超过极限转速较多，要选用特别的高速滚动轴承，并对重要的高速轴承要验算其极限转速。

（3）轴承的调心性能

轴的中心线与轴承座孔中心线有角度误差、同轴度差或轴的变形大，以及多

支点轴，均要求轴承调心性能好，应选用调心球轴承或调心滚子轴承。

（4）轴承允许的空间

径向尺寸受限制的机械装置，可选用滚针轴承或特轻型轴承。轴向尺寸受限制，宜选用窄或特窄的轴承。

（5）轴承的安装和拆卸

便于装拆也是选择轴承类型时应考虑的一个因素，整体式轴承座或频繁装拆时应优先选用内、外圈可分离的轴承，如圆柱滚子轴承、滚针轴承、圆锥滚子轴承，当轴承装在长轴上时，为了装拆方便，可选用带锥孔和紧定套的轴承。

综上所述，本次设计初选圆锥滚子轴承 30236， $d=180\text{mm}$ ， $D=320\text{mm}$ ，

最大额定动载 $C_r=942\text{KN}$ ，最大额定静载荷 $C_{or}=962\text{KN}$ 。选择的理由如下：

- (1) 滚子轴承承载能力大，宜于承受较大载荷
- (2) 同时承受轴向和径向载荷，且轴向载荷大而径向载荷小
- (3) 转速很低
- (4) 安装和拆卸比较方便

3. 轴承的计算准则

确定轴承尺寸时，应针对其主要失效形式进行必要的计算。一般工作条件下的回转滚动轴承，其滚动体和滚道发生疲劳点蚀是其主要的失效形式，因而主要是进行寿命计算，必要时在作静强度校核。对于基本不转动、低速或摆动的轴承，局部塑性变形是其主要的失效形式，因而主要是进行静强度计算。对于高速轴承，发热以至胶合是其主要的失效形式，因而除进行寿命计算外，还应校核极限转速。对于其他失效形式可以通过正确的润滑和密封、正确的操作与维护来解决。

本次设计中的滚动轴承主要是与轴发生低速旋转，从而带动工作台旋转，转速为 2r/min ，因而主要是进行静强度的计算。

4. 轴承的静强度计算

对于基本不转动、极低速转动 ($n \leq 10\text{r/min}$) 或摆动的轴承，其接触应力为静应力或应力变化次数很少，其失效形式为由静载荷或冲击载荷引起滚动体和内、外滚道接触处产生的过大的塑性变形（凹坑），当产生较大振动和噪声时，则认为是轴承失效。

轴承标准中规定，滚动轴承中受载荷最大的滚动体与滚道的接触中心处引起的计算接触应力达到一定值（如对滚子轴承为 4000MPa ）时的载荷，为轴承的基本额定静负荷 C_o ，单位为 N 。它是限制轴承的塑性变形的极限载荷值。各种轴承的 C_o 值可在轴承手册中查得。基本额定静负荷的方向对向心轴承为径向载荷；对推力轴承为轴向载荷；对角接触轴承为载荷的径向分量。

本次设计选用的圆锥滚子轴承为推力轴承，因此其基本额定静负荷为轴向载荷。

为限制滚动轴承中的塑性变形量，应校核轴承承受静载荷的能力。滚动轴承的静强度校核公式为

$$C_o \geq S_o P_o$$

式中 S_o ——静强度安全系数，取 $S_o=1.0$

P_o ——当量静载荷，N

表 3.2 滚动轴承静强度安全系数

| 轴承使用情况 | 使用要求、载荷性质和使用场合 | S_o |
|----------|-------------------------|------------|
| 旋转轴承 | 对旋转精度和平稳运转要求较高或承受强大冲击载荷 | 1.2~2.5 |
| | 正常使用 | 0.8~1.2 |
| | 对旋转精度和平稳运转要求较低，没有冲击振动 | 0.5~1.8 |
| 不旋转或摆动轴承 | 水坝闸门装置 | ≥ 1 |
| | 附加动载荷较小的大型起重机吊钩 | ≥ 1 |
| | 附加动载荷很大的小型装卸起重机吊钩 | ≥ 1.6 |

参考文献

- [1] 吴宗泽.《机械设计实用手册》第二版.北京:化学工业出版社.2003
- [2] 胡宗武.《起重运输机械》.北京:机械工业出版社.1983
- [3] 李壮云.《液压元件与系统》第2版.北京:机械工业出版社.2005
- [4] 杨可桢 程光蕴.《机械设计》.第四版.高等教育出版社.1998
- [5] 张世亮.《液压与气压传动》.北京:机械工业出版社.2005
- [6] 张利平 邓钟明.《液压气动系统设计手册》.北京:机械工业出版社.1997
- [7] 曾正明.《机械工程材料手册》.北京:机械工业出版社.2004
- [8] 武建军.《机械工程材料》第二版.国防工业出版社.2006
- [9] 蔡春源.《机电液设计手册》.北京:机械工业出版社.1997
- [10] 梁庚煌.《运输机械手册》.北京:化学工业出版社.1983
- [11] 范俊祥.《塔式起重机》.中国建材工业出版社.2005
- [12] 机械设计手册编委会.《机械设计手册》.北京:机械工业出版社.2004
- [13] 陈铁鸣.《机械设计》.哈尔滨工业大学出版社.2005
- [14] J. Van Den Bossche, RODYM: A New Approach to Robot Metrology. Internal report, K.U.Leuven, Department of Mechanical Engineering, Leuven, Belgium, 1990
- [15] H. Van Der Auweraer, Off-line identification of a KUKA IR 151/60 industrial robot Technical Report, task 4.8.5.1., Esprit project 1561: Sacody, 1990
- [16] 《起重运输阻赁》.建筑机械杂志社.2006年第11期