

景德镇陶瓷学院

科技艺术学院

本科生毕业设计（论文）

中文题目： 机床送料机械手设计

英文题目： Manipulator Design of Feeding
Material of Machine Tool

院 系： 工程系

专 业： 机械设计制造及自动化

姓 名： 陈福福

学 号： 201030454102

指导教师： 陈 涛

起讫时间： 2014.3-2014.6

摘 要

本文通过对工业机械手的结构与功能进行了解，和实际应用，它是圆柱坐标形式机械手。最重要是它的手爪、手腕、手臂和腰座等机械结构与机械手控制系统进行了重要的设计。同时对其控制系统和液压系统进行了理论分析和设计计算。而 PLC 是控制系统的重要分析，并说明了机械手工作的过程和控制要求的理解。设计达到了预期目标。

关键词：机械手；液压系统；液压伺服定位；电液系统

ABSTRACT

This article through to discuss and analysis the each part and function of manipulator; design a kind of cylindrical coordinate manipulator used to pack and unload work piece for CNC machine tools. In particular, made the detailed design about base, arm, and end effector and the control system etc. including Total design, waist's construction design, the arm's construction design, the wrist's construction design, the end effector's construction design, and the drive system of manipulator. At the same time, analysis and compute the hydraulic pressure system and control system. Deeply design the manipulator's control system, which based on PLC. After analysis about the craft process and the requests of the manipulator, the hardware circuit. In a word, the design of the manipulator has come to the anticipant object.

Keyways: Manipulator; Hydraulic system; Hydraulic servo control; Electrohydraulic system

目 录

1 绪论.....	5
1.1 课题背景.....	5
1.2 设计目的.....	5
1.3 机械手的组成.....	6
1.3.1 执行机构.....	6
1.3.2 驱动机构.....	7
1.3.3 控制系统分类.....	7
1.4 工业机械手的发展趋势.....	7
1.5 本文主要研究内容.....	8
2 设计方案论证.....	9
2.1 机械手的总体设计.....	9
2.1.1 机械手总体结构类型.....	9
2.1.2 设计方案.....	9
2.2 机械手腰座结构设计.....	10
2.2.1 机械手腰座结构设计要求.....	10
2.2.2 机械手腰座设计方案.....	11
2.3 机械手手臂结构设计.....	12
2.3.1 机械手手臂结构设计要求.....	12
2.3.2 机械手手臂结构设计方案.....	13
2.4 机械手腕部结构设计.....	14
2.4.1 机械手手腕结构设计要求.....	14
2.4.2 机械手手腕设计方案.....	15
2.5 机械手抓结构设计.....	15
2.5.1 机械手手抓结构设计要求.....	15
2.5.2 机械手夹持器的运动和驱动方式.....	16
2.5.3 机械手夹持器的典型结构.....	16
2.5.4 机械手夹持器设计方案.....	17
2.6 机械手传动机械机构设计.....	17
2.6.1 机械手传动机构设计应该注意的问题.....	17
2.6.1 机械手常用的传动机构形式.....	19
2.6.3 机械手传动机构设计方案.....	21
2.7 机械手驱动系统设计.....	21
2.7.1 机械手各类驱动系统的特点.....	21
2.7.2 机械手驱动系统的选择原则.....	22

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

2.7.3	机械手液压驱动系统.....	23
2.7.4	机械手电驱动系统.....	24
2.7.5	机械手驱动系统方案.....	26
2.8	机械手平衡机构设计.....	26
2.8.1	机械手平衡机构的形式.....	26
2.8.2	机械手平衡机构方案.....	27
3	理论分析与设计计算.....	28
3.1	液压传动系统设计计算.....	28
3.1.1	确定液压系统基本方案.....	28
3.1.2	拟定液压执行元件运动控制回路.....	28
3.1.3	液压源系统的设计.....	29
3.1.4	绘制液压系统图.....	29
3.1.5	确定液压系统的主要参数.....	30
3.1.6	计算和选择液压元件.....	35
3.1.7	液压系统性能验算.....	37
3.2	电机选型有关参数.....	37
3.2.1	有关参数计算.....	37
3.2.2	电机型号的选择.....	39
3.3	齿轮传动的设计计算.....	40
4	机械手控制系统的设计.....	46
4.1	机械手控制系统硬件设计.....	46
4.1.1	机械手工艺过程与控制要求.....	46
4.1.2	机械手的控制流程.....	46
4.1.3	控制器选型.....	48
4.1.4	控制器原理分析.....	48
4.1.5	PLC 外部接线设计.....	49
4.1.6	I/O 地址分配.....	49
5	技术经济型分析.....	51
6	结论.....	52
7	致谢.....	53
8	参考文献.....	54

1 绪论

1.1 课题背景

由于工业自动化的全面发展和科学技术的不断提高，对工作效率的提高迫在眉睫。研究和开发直接影响到我国机械行业自动化生产水平的提高，从经济上、技术上考虑都是十分必要的。因此，对机械手的研究设计具有重大意义。

1.2 设计目的

本次设计上下料机械手的设计，能够体现机械设计制造及其自动化专业学生的能力，对于动手能力和专业能力，具有体现，能够实现理论和实践的良好结合。

现在，国内有很多工厂里的控机床装卸工件仍是人工完成，劳动力大、生产速度慢。为了提高生产效率，降低成本，并使生产线适应现代自动化大生产，在生产工艺方面，利用机械手技术，设计用一台代替人工作的机器，来提高生产效率。

我设计的机械手主要是数控车床组合形成生产线，实现加工的自动化和无人化。现今，我国的制造业正飞速发展，越来越多的资金和厂商加入到制造业。

1.3 机械手的组成

工业机械手由执行机构、驱动机构和控制机构三部分组成组成^[6]。

1.3.1 执行机构

（1）手部 是连接物体的

传力机构分为：滑槽杠杆式和连杆杠杆式和斜槓杠杆式和齿轮齿条式等等。

（2）腕部 手臂的使用，有独立自由度可以回转、上下、左右活动。

（3）臂部 手臂是机械手的握持部件。它是支撑腕部和手部而且让他们做空间运动。

手臂的运动通常是驱动机构和各种传动机构来体现，臂部在工作中既受腕部、手部和工件的静、动载荷的力，受力复杂并且受力颇多。

1.3.2 驱动机构

驱动机构分为液压、气动、电动和机械驱动四类。液压机构简单实用。

1.3.3 控制系统分类

机械手的控制分为有点动控制和连续控制。一般用插销板进行点位控制，也可以用 PLC 控制，它是用凸轮来记录程序。主要控制的是坐标位置，并注意其加速度特性。

1.4 工业机械手的发展趋势

现今世界上各种机器人和机械手的研究一般分为两个方向：一是机器人的智能化和复杂化，二是实用机器人。而我们主要用性价比比较高的模块，以及在满足工作要求的条件下，追求系统的简洁和经济以及可靠性能，用工业控制器元件和市场化元件以及模块化的元件越来越多。

1.5 本文主要研究内容

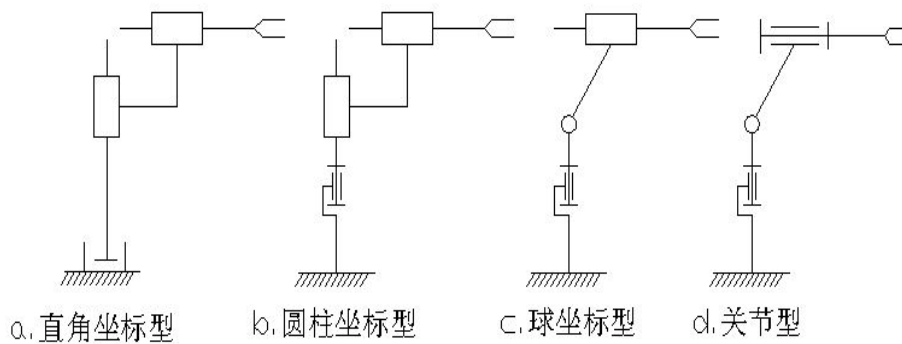
通过对机械设计制造及其自动化专业大学本科四年的所学知识进行整合，对工业机械手各部分机械结构和功能的论述和分析，设计了一种圆柱坐标形式的数控机床上下料机械手。我们设计了手臂和腰座以及手爪和各种驱动方式。最后是液压系统和控制系统的理论分析和计算。还有 PLC 对机械手的分析，机械手工作流程和控制要求。

2 设计方案论证

2.1 机械手的总体设计

2.1.1 机械手总体结构类型

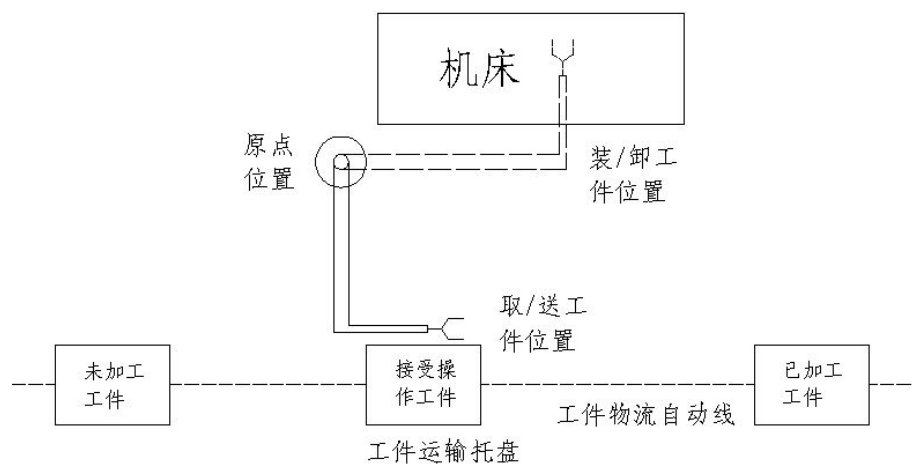
一般有直角和圆柱和球坐标型机械手；多关节型机械手这四种形态，最后我选用了圆柱坐标型机械手因为它占用空间小，工作范围大，惯性小，所需动力小，能抓取底面物体最后是结构比它们三种都在结构方面简单一些。



2.1.2 设计方案

设计主要技术参数：

- a、坐标形式：圆柱坐标系
- b、臂的运动行程：1)水平伸缩运动 0~400mm，
水平伸缩速度：50 mm/s，
重复定位精度：+/-1mm；
2)垂直升降位移：100 mm，
垂直升降速度：200 mm/s
重复定位精度：+/-1mm。
- c、回转速度：45° /s
- d、控制方式：起止设定位置。
- e、最大持力：30KG（可随液压系统压力增大适当增大）
- f、驱动方式：电液混合驱动。
- g、自由度数： 3 个
- h、控制方式：PLC



机械手工作布局图

图 2-2

设计中工件重 30kg，长是 500MM，而且要结构简单方便。该机械手有 3 种运动方式：伸缩和回转以及升降，所以机械手自由度为 3，它是由一个转动自由度两个移动自由度组成的，其特点是：结构简单，手臂活动面积大，且定位准确度高。机械手工作布局图如图 2-2 所示

2.2 机械手腰座结构设计

2.2.1 机械手腰座结构设计要求

机械手腰座承受了机械手的全部重量。在设计机械手腰座时，要注意下面这些设计原则：

1. 腰座要有大的安装基面，来保证机械手的稳定性。
- 2 要有很大的强度
3. 机械手腰部轴系及传动链的精度与刚度要精密计算。
4. 腰部的要有驱动装置，它包括驱动器和减速器。
5. 为了减轻机械手运动部分的惯量，提高机械手的控制精度，一般腰部回转运动部分的壳体是由比重较小的铝合金材料制成，而不运动的基座是用铸铁或铸钢材料制成。

2.2.2 机械手腰座设计方案

腰座运动设计是电机来实现，因为电动方式的简单方便易懂。而且腰座是承受力要大和精度高，所以用电机实现。电机是通过齿轮传动比（大于 100），而且齿轮要用高强度、高硬度的材料，高精度加工制造，来减小误差。腰座具体结构如图 2-3 所示：

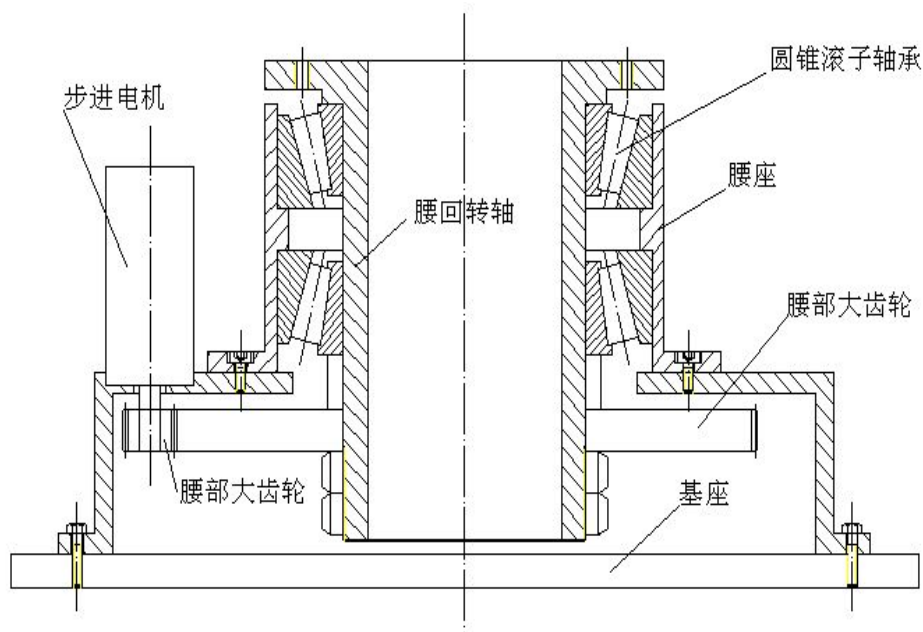


图 2-3 腰座结构图

2.3 机械手手臂结构设计

2.3.1 机械手手臂结构设计要求

机械手是在一定的载荷和速度下，来实现在机械手空间内的活动。在进行机械手手臂设计时，要遵循下述原则：

1. 应尽可能使机械手手臂各关节轴相互平行；相互垂直的轴应尽可能相交于一点，这样可以使机械手运动学正逆运算简化，有利于机械手的控制。
2. 机械手手臂的结构尺寸要满足要求。
3. 机械手应尽可能在结构上、材料上减轻手臂的重量。
4. 机械手的轴承间隙要小，以减小误差。

2.3.2 机械手手臂结构设计方案

机械手的大臂升降和水平小臂都是液压驱动。

液压系统有很强驱动力，而机械手稳定性和刚度要高，所以液压缸的直径取得大一些，再进行校核。

又因为机械手的手臂不能太大，增大缸径不能满足系统的要求。所以在小臂加了两个导杆，与活塞杆构成等边三角形，增加其刚度；大臂加了四个导杆，成正四边形，而且导杆是空心的。通过这种方式来增加稳定性。

2.4 机械手腕部结构设计

2.4.1 机械手手腕结构设计要求

1. 机械手手腕的自由度根据工作作业来设计。机械手手腕自由度多，各关节的运动角度就越大，就越灵活，机械手能力也愈强。但是，它的结构也更复杂，更难困难，成本就会提高。所以机械手的自由度是根据作业来决定。来尽可能的减少自由度。选择最优方案。

2. 机械手腕部安装于机械手臂的外端，在设计机时，应控制重量和体积和结构紧凑。

3. 机械手的手腕机构是力传递所以要有刚度。

4. 要设有可靠的传动间隙调整机构，以减小空回间隙，提高传动精度。

2.4.2 机械手手腕设计方案

手腕设计简单易拆

2.5 机械手抓结构设计

2.5.1 机械手手抓结构设计要求

机械手末端执行器是连接在手腕上的。

在设计机械手末端执行器时，应注意以下问题；

1. 机械手末端执行器要具有通用性和万能性是两个概念。

2. 机械手末端执行器要安装简单修理方便，而且便于控制。

2.5.2 机械手夹持器的运动和驱动方式

机械手夹持器（手爪）的驱动方式主要有三种：

1. 气动驱动方式
2. 电动驱动方式
3. 液压驱动方式

2.5.3 机械手夹持器的典型结构

1. 楔块杠杆式手爪

利用楔块与杠杆来实现手爪的松、开，来实现抓取工件。

2. 滑槽式手爪

活塞来推动手爪合并，来发生夹紧和夹紧力，这种手爪开合大，可抓大小不同的物体。

3. 连杆杠杆式手爪

用活塞使连它夹紧和松开动作，
而且抓紧力大。

4. 齿轮齿条式手爪

这种手爪通过齿条与齿轮传动，产生手爪的夹紧与松开动作。

2.5.4 机械手夹持器设计方案

设计了一种夹 50mm 连杆式手爪。手爪的具体结构形式如图 2-5 所示：

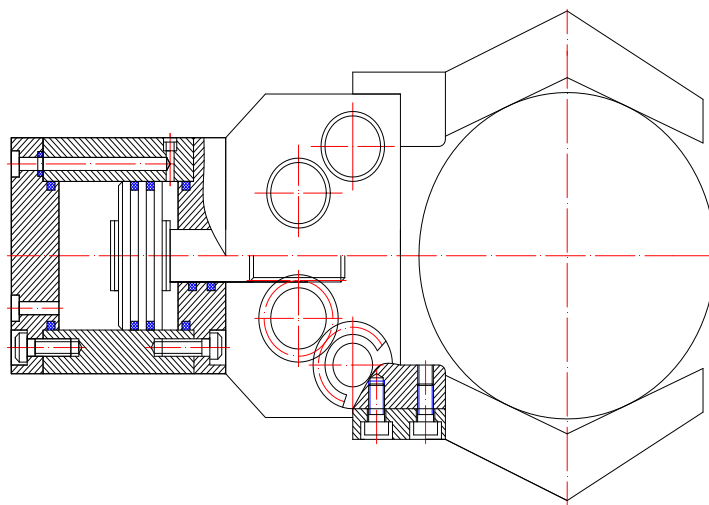


图 2-5 机械手末端执行手爪结构图

2.6 机械手传动机械机构设计

2.6.1 机械手传动机构设计应该注意的问题

机械传动对于机械手的精度、稳定性和快速响应能力是非常重要的，因此，要低摩擦、体积小、重量轻、运动平稳、响应速度快、传递转矩大传动间隙小，精度高。

在设计机械手的传动机构时要注意以下问题：

1. 在传动链及运动副中要采用间隙调整机构，以减小反向空回所造成的运动误差。
2. 传动链要小，来提高传动与支承刚度。
3. 传动比的选择应是最佳的。

2.6.1 机械手常用的传动机构形式

1 机械手系统中齿轮传动设计的一些问题

- （1）齿轮传动系统要有很好的稳定性和持久性。
- （2）各级传动比的最好分配原则如下：
 - a. 输出轴转角误差最小原则。
 - b. 等效转动惯量最小原则。

2.6.3 机械手传动机构设计方案

具体到本设计，因为选用了液压缸作为机械手的水平手臂和垂直手臂，由于液压缸实现直接驱动，它既是关节机构，又是动力元件。故不需要中间传动机构，这既简化了结构，同时又提高了精度。而机械手腰部的回转运动采用步进电机驱动，必须采用传动机构来减速和增大扭矩。经分析比较，选择圆柱齿轮传动，为了保证比较高的精度，尽量减小因齿轮传动造成的误差；同时大大增大扭矩，同时较大的降低电机转速，以使机械手的运动平稳，动态性能好。

2.7 机械手驱动系统设计

2.7.1 机械手各类驱动系统的特点

工业机械手的驱动可分为液压、气动和电动。。

1. 液压驱动系统液压方便和持久等特点。2. 气动系统

气动是维修方便，速度快，系统结构简单等特点。

3. 电动驱动系统

简单灵活而且噪声低。

2.7.2 机械手驱动系统的选择原则

本设计机械手系统选择第一物料搬运是限点位控制的程序控制机械手，重负荷选用液压驱动系统，中等用电机驱动系统，轻负荷用气动驱动系统。第二需要用伺服控制。

2.7.3 机械手液压驱动系统

1. 程序控制机械手的液压系统

这类机械手属非伺服控制的机械手，在只有简单搬运作业功能的机械手中，常常采用简易的逻辑控制装置或可编程控制器对机械手实现有限点位的控制。这类机械手的液压系统设计要重视以下方面：

（1）液压缸设计要具有密封性和提高液压缸的寿命。

（2）机械手手臂在定位前要加缓冲与制动机构或锁定装置。

2.7.4 机械手电动驱动系统

1. 机械手驱动系统电机的选择

有关驱动电动机的主要特点及性能、结构特点、用途及使用范围、驱动器见表 2-1：

表 2-1

名 称	主要特点及性能	结构特点	用途及使用范围	驱动器
同步交	转速与定子同步	转子由永久	主要用于中小	交流变频

景德镇陶瓷学院科技艺术学院本科生毕业设计（论文）

流伺服电动机		磁铁做成，	容量的伺服驱动系统中	调速器
异步交流伺服	转速永远低于定子	定子对称，	数控机床	交流变频调速器

表 2-1 续表

2.7.5 机械手驱动系统方案

机械手腰部采用步进电机驱动；液压缸来控制水平手臂和垂直手臂，因此，水平臂要具有伺服定位能力，因此用电液伺服液压缸。

而手爪是液压柱塞缸活塞与齿轮配合来实现。

2.8 机械手平衡机构设计

2.8.1 机械手平衡机构的形式

通常，机械手所采用的平衡机构主要有以下几种：

1. 配重平衡机构

平衡装置结构简单，效果好，易调整，工作可靠。

2. 弹簧平衡机构

机构简单、价格低、工作可靠、平衡效果好、易维修。

2.8.2 机械手平衡机构方案

机械手是圆柱型，手臂一定要设计平衡，在好的布局使之平衡。

3 理论分析与设计计算

3.1 液压传动系统设计计算

3.1.1 确定液压系统基本方案

液压执行元件有液压缸和液压马达，第一是直线运动，第二是回转运动。二者的特点及适用场合见表 3-1：

表 3-1

名 称	特 点	适 用 场 合
双活塞杆液压缸	双向对称	双向工作的往复场合
单活塞杆液压缸	有效工作面积大、 双向不对称	往返不对称的直线运动，差动连接可实现快进
柱塞缸	结构简单	单向工作，靠重力或其它外力返回
摆动缸	单叶片式小于 360 双叶片式小于 180	小于 360 的摆动； 小于 180 的摆动
叶片马达	体积小、转动惯量小	高速低转矩、动作灵敏的回转运动

本机械手具有 3 个自由度，一个转动，两个移动自由度。而且水平手臂和垂直手臂都是采用单活塞杆液压缸，来实现直线往复运动。

3.1.2 拟定液压执行元件运动控制回路

本设计的方向控制采用电磁换向阀来实现，而速度的控制主要采用节流调速，主要方式是采用比较简单的节流阀来实现。

3.1.3 液压源系统的设计

液压系统是由液压源和液压泵来提供工作。节流调速用定量泵，液压泵的供油大于系统的需油，多余的油由经溢流阀流回，溢流阀起到控制和稳定油源压力作用。

3.1.4 绘制液压系统图

本机械手的液压系统图如图 3-1 所示，

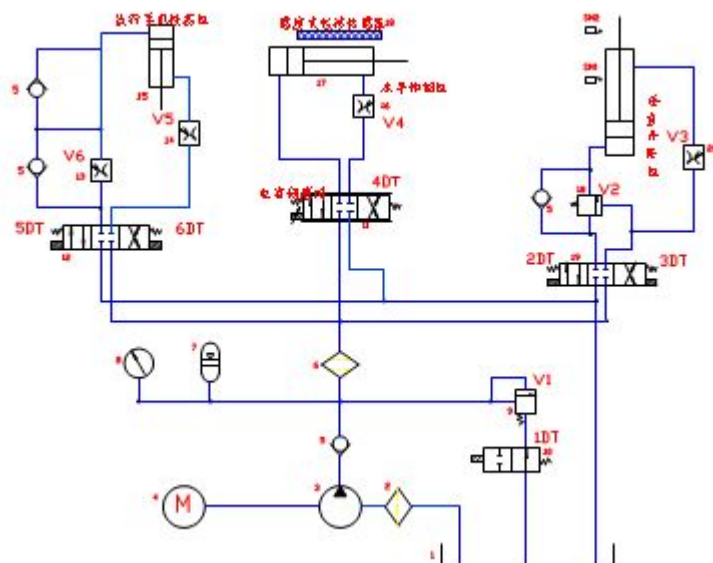


图 3-1 机械手的液压系统原理图

3.1.5 确定液压系统的主要参数

液压系统主要是压力和流量。

1. 计算液压缸的总机械载荷

根据机构的工作情况液压缸所受的总机械载荷为

$$F = F_w + F_m + F_{sf} + F_f + F_b \quad (3-1)$$

式中， F_w -----为外加的载荷，因为水平方无外载荷，故为 0；

F_m -----为活塞上所受的惯性力；

F_{sf} -----为密封阻力；

F_f -----为导向装置的摩擦阻力；

F_b -----为回油被压形成的阻力；

(1) F_m 的计算

$$F_m = \frac{G}{g} \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (3-2)$$

式中， G -----为液压缸所要移动的总重量，取为 100KG；

g -----为重力加速度， $9.81m/s^2$ ；

Δv -----为速度变化量；

Δt -----启动或制动时间，一般为 0.01~0.5 s，取 0.2s

将各值带入上式，得： $F_m = 1.02 N$

（2） F_{sf} 的计算

$$F_{sf} = \Delta p_f \cdot A_1 \quad (3-3)$$

A_1 -----为进油工作腔有效面积；

启动时： $F_{sf} = 565N$

运动时： $F_{sf} = 283N$

（3） F_f 的计算

导杆摩擦力为

$$F_f = G \cdot f \quad (3-4)$$

式中， G -----为机械手和所操作工件的总重量，取为 100KG；

f -----为摩擦系数，取 $f=0.1$ ；

带入数据计算得： $F_f = 98 N$

（4） F_b 的计算

回油背压形成的阻力按下式计算

$$F_b = p_b \cdot A_2 \quad (3-5)$$

式中， p_b -----为回油背压，一般为 $0.3 MP_a \sim 0.5 MP_a$ ，取 $=0.3 MP_a$

A_2 -----为有杆腔活塞面积，考虑两边差动比为 2；

将各值带入上式有， $F_b = 424N$

总机械载荷

$$F = 1088N。$$

2. 手爪执行液压缸工作压力计算

手爪要能抓起工件必须满足：

$$N \geq k_1 k_2 k_3 G \quad (3-6)$$

式中， N -----为所需夹持力；

k_1 -----安全系数，通常取 1.2~2；

k_2 -----动载系数， $k_2 = 1 + \frac{a}{g}$ ， a 加速度 m/s^2 ， $a = 9.8m/s^2$ ， g 为重力加速度；

k_3 -----方位系数，查表选取 $k_3 \approx 1$ ；

G -----被抓持工件的重量 $30kg$ ；

带入数据，计算得： $N = 120N$ ；

$$\text{理论驱动力的计算：} \quad p = \frac{2b}{R} N \frac{1}{\eta} \quad (3-7)$$

式中， p ----为柱塞缸所需理论驱动力；

b ----为夹紧力至回转支点的垂直距离；

R -----为扇形齿轮分度圆半径；

N -----为手指夹紧力；

η ---齿轮传动机构的效率，此处选为 0.92；

其他同上。带入数据，计算得

$$P = 377N$$

计算驱动力计算公式为：

$$F_c = \frac{k_1 k_4 F}{\eta} \quad (3-8)$$

式中， F_c -----为计算驱动力；

k_1 ---安全系数，此处选 1.2；

k_4 ---工作条件系数，此处选 1.1；

其他同上。带入数据，计算得：

$$F_c = 920N$$

而液压缸的工作驱动力是由缸内油压提供的，故有

$$F_c = P \cdot A \quad (3-9)$$

式中， P ---为柱塞缸工作油压；

A ----为柱塞截面积；

经计算，所需的油压约为： $3MPa$

3. 液压缸主要参数的确定

液压缸的基本参数如下；

表 3-2 手爪执行柱塞缸参数

缸内径 mm	壁厚 mm	直径 mm	行程 mm	工作压力 MPa
20	5	20	80	3~6

注：手爪柱塞缸工作压力由系统压力阀调定。

表 3-3 水平伸缩液压缸参数

缸内径 mm	壁厚 mm	杆直径 mm	行程 mm	工作压力 MPa
60	10	25	400	1

小臂加了两个导杆提高抗弯能力。

表 3-4 垂直液压缸参数

缸内径 mm	壁厚 mm	杆直径 mm	行程 mm	工作压力 MPa
60	10	25	100	1

大臂加了四根导杆，增加稳定性。

4. 液压缸强度的较核

（1）缸壁厚度的校核

当 $D/\delta \leq 10$ 时，液压缸壁厚的校核公式如下：

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4P_y}{[\sigma] - 1.3P_y}} - 1 \right) \quad (3-10)$$

式中， D ----为缸筒内径；

P_y ----为缸筒试验压力，当缸的额定压力 $p_n \leq 16MPa$ 时，取为 $P_y = 1.5p_n$ ；

$[\sigma]$ ----应力， $[\sigma] = \sigma_b / n$ ， σ_b 为 $650MPa$ ， n 为安全系数，此处取 $n = 5$ ；

验算满足要求。

（2）活塞杆直径的校核

活塞杆直径的校核公式为

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \quad (3-11)$$

式中， F -----为活塞杆上作用力；

$[\sigma]$ -----为活塞杆材料的许用应力，此处 $[\sigma] = \sigma_b / 1.4$ ；

验算满足要求。

3.1.6 计算和选择液压元件

1. 液压泵的计算

（1）确定液压泵的实际工作压力 p_p

$$p_p = p_1 + \sum \Delta p_1 \quad (3-12)$$

式中， p_1 -----计算工作压力，前以定为 $4MPa$ ；

$\sum \Delta p_1$ -----对于进油路采用调速阀的系统，可估为 $(0.5 \sim 1.5) MPa$ ，这里取为

$1 MPa$ 。

因此，可以确定液压泵的实际工作压力为

$$p_p = 4 + 1 = 5 \text{ MPa} \quad (3-13)$$

（2）确定液压泵的流量

$$q_p = K \cdot q_{\max} \quad (3-14)$$

式中， K -----为泄露因数，取 1.1；

q_{\max} -----为机械手工作时最大流量。

$$q_{\max} = \sum A \cdot v \quad (3-15)$$

经计算得 $q_{\max} = 3.140 \text{ L/min}$

带入上式得 $q_p = 1.1 \times 3.140 = 3.454 \text{ L/min}$

（3）确定液压泵电机的功率

$$P_{\perp} = 2 \times \frac{p_p \cdot q_{\max}}{60 \cdot \eta} \quad (3-16)$$

式中， q_{\max} -----为最大运动速度下所需的流量，同前，取为 3.140 L/min ；

p_p -----液压泵实际工作压力， 5 MPa ；

η -----为液压泵总效率，取为 0.8；

带入数据计算得： $P_{\perp} = 0.654 \text{ kw}$ 。

2. 控制元件的选择

选取合适的标准元件

3. 油管及其他辅助装置的选择

（1）查书，选取油管

液压泵出口流量以 3.140 L/MIN 计，选取 $\phi 6$ ；液压泵吸油管稍微粗些，选择 $\phi 8$ ；

其余都选为 $\phi 5$ ；

（2）确定油箱的容量

一般取泵流量的 3~5 倍，这里取为 5 倍，有效容积为

$$V = 5 \times q_p = 5 \times 3.2 = 16L \quad (3-17)$$

3.1.7 液压系统性能验算

绘制液压系统图后，进行验算。

3.2 电机选型有关参数

3.2.1 有关参数计算

1. 若传动负载作直线运动（通过滚珠丝杠）则有

$$\text{负载额定功率: } P_0 = \frac{\mu \cdot W \cdot V_L}{6 \times 10^4 \cdot \eta} \quad (3-18)$$

$$\text{负载加速功率: } P_a = \frac{GD_L^2 \cdot N_L^2}{3577 \times 10^3 \cdot t_a} \quad (3-19)$$

负载力矩（折算到电机轴）：

$$T_L = \frac{\mu \cdot W \cdot V_L}{2\pi \cdot N_M \cdot \eta} \quad (3-20)$$

负载 GD^2 （折算到电机轴）：

$$GD_L^2 = W \cdot \left(\frac{V_L}{\pi \cdot N_M} \right)^2 \quad (3-21)$$

起动时间：

$$t_a = \frac{(GD_M^2 + GD_L^2) \cdot N_M}{375(T_p - T_L)} \quad (3-22)$$

制动时间：

$$t_d = \frac{(GD_M^2 + GD_L^2) \cdot N_M}{375(T_p + T_L)} \quad (3-23)$$

2. 若传动负载作回转运动

$$\text{负载额定功率: } P_0 = \frac{T_l \cdot N_L}{9550 \cdot \eta} \quad (3-24)$$

$$\text{负载加速功率: } P_a = \frac{GD_L^2 \cdot N_L^2}{3577 \times 10^3 \cdot t_a} \quad (3-25)$$

负载力矩（折算到电机轴）：

$$T_L = \frac{N_L}{N_M \cdot \eta} \cdot T_l \quad (3-26)$$

负载 GD （折算到电机轴）：

$$GD_L^2 = \left(\frac{N_L}{N_M}\right)^2 GD_L^2 \quad (3-27)$$

起动时间：

$$t_a = \frac{(GD_M^2 + GD_L^2) \cdot N_M}{375(T_p - T_L)} \quad (3-28)$$

制动时间：

$$t_d = \frac{(GD_M^2 + GD_L^2) \cdot N_M}{375(T_p - T_L)} \quad (3-29)$$

式中， P_0 -----为额定功率，KW；

P_a -----为加速功率，KW；

N_l -----为负载轴回转速度，r/min；

N_M -----为电机轴回转速度，r/min；

V_l -----为负载的速度，m/min；

η -----为减速机效率；

T_l -----为负载转矩（负载轴）， $N \cdot m$ ；

T_p -----为电机启动最大转矩， $N \cdot m$ ；

T_L -----为负载转矩（折算到电机轴上）， $N \cdot m$ ；

GD_l^2 -----为负载的 GD^2 ， $N \cdot m^2$ ；

GD_L^2 -----为负载 GD^2 （折算到电机轴上）， $N \cdot m^2$ ；

GD_M^2 -----为电机的 GD^2 ， $N \cdot m^2$ ；

只有摩擦力矩，则在回转轴上有；

$$T_l = F_f \cdot R = G \cdot f \cdot R \quad (3-30)$$

式中， f -----为滚动轴承摩擦系数，取 0.005；

G -----为机械手本身与负载的重量之和，取 100 KG；

R -----为回转轴上传动大齿轮分度圆半径， $R=240\text{ mm}$ ；

带入数据，计算得 $T_l = 0.12 \text{ N} \cdot \text{m}$ ；

同时，腰部回转速度定为 $N_l = 5 \text{ r/min}$ ；传动比定为 $1/120$ ；

且， $GD_l = mgD^2$ 带入数据得： $GD_l = 10.45667 \text{ N} \cdot \text{m}^2$ 。

将其带入上（3-24）~（3-30）式，得：

$$P_0 = 1.3227 \text{ W}; \quad P_a = 0.0068 \text{ W};$$

启动时间 $t_a = 0.002962 \text{ s} \approx 3 \text{ ms}$ ；

制动时间 $t_d \approx 3 \text{ ms}$ ；

$$T_L = 0.0010523 \text{ N} \cdot \text{m}。$$

3.2.2 电机型号的选择

根据以上结果，综合考虑各种因素，选择国产北京和利时电机技术有限公司（原北京四通电机公司）的步进电机，具体型号为： $110\text{BYG}550\text{B-SAKRMA-0301}$ 或 $110\text{BYG}550\text{B-SAKRMT-0301}$ 或 $110\text{BYG}550\text{B-BAKRMT-0301}$ ，

该电机高转矩，低振动，性能好。下图为110BYG550B-SAKRMA-0301型步进电机矩频特性曲线和相关技术参数。

驱动方式：升频升压； 步距角： 0.36° ；

所选电机相关参数

型 号	相数	步距角 ($^\circ$)	静态 相电流 (A)	相 电 阻 (Ω)	相 电 感 (mH)	保持 转矩 (Nm)	定位 转矩 (Nm)	空载启动 频率 (半步方式) (KHz)	重 量 (Kg)	转动 惯量 (gcm^2)
110BYG550B-SAKRMA-0301	5	0.36/0.72	3	0.7	10.0	8	0.5	3.5	6.4	9700
110BYG550B-SAKRMT-0301	5	0.36/0.72	3	0.7	10.0	8	0.5	3.5	6.4	9700
110BYG550B-BAKRMT-0301	5	0.36/0.72	3	0.7	10.0	8	0.5	3.5	6.4	9700

图 3-2

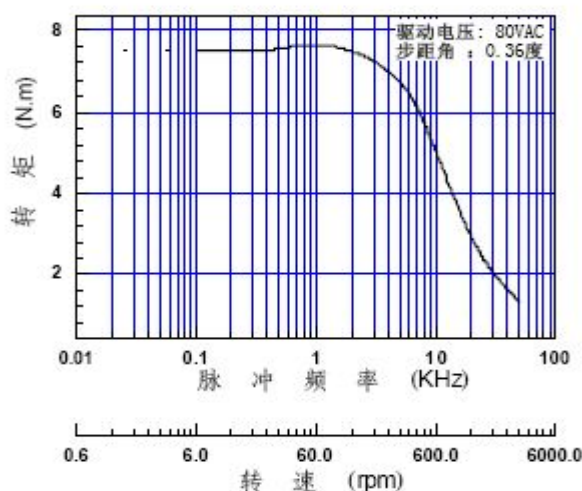


图 3-3 110BYG550B-SAKRMA-0301 步进电机的矩频特性曲线

3.3 齿轮传动的设计计算

1. 齿轮材料，热处理及精度

(1) 齿轮材料及热处理

① 材料：高速级小齿轮选用 20Cr，齿面硬度为小齿轮 56~65HRC 取小齿轮齿数 $Z_1=24$

高速级大齿轮选用 20Cr，齿面硬度为大齿轮 56~65HRC $Z_2=i \times Z_1=12 \times 24=288$ 取 $Z_2=288$

② 齿轮精度

按 GB/T10095—1998，选择 6 级，渗碳后淬火。

2. 初步设计齿轮传动的主要尺寸

按齿面接触强度设计

$$d_{1r} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \times \frac{u \pm 1}{u} \times \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

确定各参数的值：

① 试选 $K_t=1.6$

查课本 P_{215} 图 10-30 选取区域系数 $Z_H=2.433$

由课本 P_{214} 图 10-26 $\varepsilon_{\alpha 1}=0.78$ $\varepsilon_{\alpha 2}=0.82$

则 $\varepsilon_\alpha = 0.78 + 0.82 = 1.6$

② 由课本 P_{202} 公式 10-13 计算应力值环数

$$N_1 = 60n_1 j L_h = 60 \times 626.09 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 8) \\ = 1.4425 \times 10^9 h$$

$$N_2 = 4.45 \times 10^8 h \quad (12 \text{ 为齿数比, 即 } 12 = \frac{Z_2}{Z_1})$$

③查课本 P_{203} 10-19 图得: $K_{HN1} = 0.93$ $K_{HN2} = 0.96$

④齿轮的疲劳强度极限

取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 应用 P_{202} 公式 10-12 得:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{H \lim 1}}{S} = 0.93 \times 550 = 511.5 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{H \lim 2}}{S} = 0.96 \times 450 = 432 \text{ MPa}$$

许用接触应力

$$[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) / 2 = (511.5 + 432) / 2 = 471.75 \text{ MPa}$$

⑤查课本由 P_{198} 表 10-6 得: $Z_E = 189.8 \text{ MPa}$

由 P_{201} 表 10-7 得: $\phi_d = 1$

$$T = 95.5 \times 10^5 \times P_1 / n_1 = 95.5 \times 10^5 \times 3.19 / 626.09 \\ = 4.86 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3. 设计计算

①小齿轮的分度圆直径 d_{1t}

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \times \frac{u+1}{u} \times \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} \\ = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 4.86 \times 10^4}{1 \times 1.6} \times \frac{4.24}{3.25} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{471.75}\right)^2} = 22.53 \text{ mm}$$

②计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 22.53 \times 626.09}{60 \times 1000} = 1.62 \text{ m/s}$$

③计算齿宽 b 和模数 m_{nt}

计算齿宽 b

$$b = \phi_d \times d_{1t} = 49.53 \text{ mm}$$

计算模数 m_n

初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$

$$m_{nt} = \frac{d_{1t} \cos \beta}{Z_1} = \frac{49.53 \times \cos 14}{24} = 2.00 \text{ mm}$$

④计算齿宽与高之比 b/h

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_n = 2.25 \times 2.00 = 4.50 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{49.53}{4.5} = 11.01$$

⑤计算纵向重合度

$$\varepsilon_\beta = 0.318 \Phi_d Z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 24 \times \tan 14^\circ = 1.903$$

⑥计算载荷系数 K

使用系数 $K_A = 1$

根据 $v = 1.62 \text{ m/s}$, 7 级精度, 查课本由 P_{192} 表 10-8 得

动载系数 $K_v = 1.07$,

查课本由 P_{194} 表 10-4 得 $K_{H\beta}$ 的计算公式:

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 1.12 + 0.18(1 + 0.6\phi_d^2) \times \phi_d^2 + 0.23 \times 10^{-3} \times b \\ &= 1.12 + 0.18(1 + 0.6 \times 1) \times 1 + 0.23 \times 10^{-3} \times 49.53 = 1.42 \end{aligned}$$

查课本由 P_{195} 表 10-13 得: $K_{F\beta} = 1.35$

查课本由 P_{193} 表 10-3 得: $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.2$

故载荷系数:

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.07 \times 1.2 \times 1.42 = 1.82$$

⑦按实际载荷系数校正所算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{K/K_t} = 49.53 \times \sqrt[3]{\frac{1.82}{1.6}} = 51.73 \text{ mm}$$

⑧计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{Z_1} = \frac{51.73 \times \cos 14^\circ}{24} = 2.09 \text{ mm}$$

4. 齿根弯曲疲劳强度设计

由弯曲强度的设计公式

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d Z_1^2 \varepsilon_a} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

(1) 确定公式内各计算数值

① 小齿轮传递的转矩 $T_1 = 48.6 \text{ kN} \cdot \text{m}$

确定齿数 z

因为是硬齿面, 故取 $z^1 = 24$, $z^2 = i z^1$ $z^1 = 12 \times 24 = 288$

传动比误差 $i = u = z^2 / z^1 = 288 / 24 = 12$

$\Delta i = 0.032\% \leq 5\%$ ，允许

② 计算当量齿数

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 24 / \cos^3 14^\circ = 26.27$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 288 / \cos^3 14^\circ = 218.36$$

③ 初选齿宽系数 Φ_d

按对称布置，由表查得 $\Phi_d = 1$

④ 初选螺旋角

初定螺旋角 $\beta = 14^\circ$

⑤ 载荷系数 K

$$K = K_A K_v K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.07 \times 1.2 \times 1.35 = 1.73$$

⑥ 查取齿形系数 Y_{Fa} 和应力校正系数 Y_{Sa}

查课本由 P_{197} 表 10-5 得：

$$\text{齿形系数 } Y_{Fa1} = 2.592 \quad Y_{Fa2} = 2.211$$

$$\text{应力校正系数 } Y_{Sa1} = 1.596 \quad Y_{Sa2} = 1.774$$

⑦ 重合度系数 Y_z

$$\text{端面重合度近似为 } \varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{218.36} \right) \right] \cos 14^\circ = 1.655$$

$$\alpha_t = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta) = \arctg(\operatorname{tg} 20^\circ / \cos 14^\circ) = 20.64690^\circ$$

$$\beta_b = \arctg(\operatorname{tg} \beta \cos \alpha_t) = 14.07609^\circ$$

$$\text{因为 } \varepsilon_{\alpha\sigma} = \varepsilon_\alpha / \cos^2 \beta_b, \text{ 则重合度系数为 } Y_z = 0.25 + 0.75 \cos^2 \beta_b / \varepsilon_\alpha = 0.673$$

⑧ 螺旋角系数 Y_β

$$\text{轴向重合度 } \varepsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n = \frac{49.53 \times \sin 14^\circ}{\pi \times 2.09} = 1.825,$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \beta / 120^\circ = 0.78$$

⑨ 计算大小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} F_{Sa}}{[\sigma_F]}$

安全系数由表查得 $S_F = 1.25$

工作寿命两班制，8 年，每年工作 300 天

小齿轮应力循环次数 $N_1 = 60nkt^k = 60 \times 271.47 \times 1 \times 8 \times 300 \times 2 \times 8 = 6.255 \times 10^8$

大齿轮应力循环次数 $N_2 = N_1/u = 6.255 \times 10^8 / 3.24 = 1.9305 \times 10^8$

查课本由 P_{204} 表 10-20c 得到弯曲疲劳强度极限

小齿轮 $\sigma_{FF1} = 500MP_a$ 大齿轮 $\sigma_{FF2} = 380MP_a$

查课本由 P_{197} 表 10-18 得弯曲疲劳寿命系数:

$K_{FN1} = 0.86$ $K_{FN2} = 0.93$

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FF1}}{S} = \frac{0.86 \times 500}{1.4} = 307.14$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FF2}}{S} = \frac{0.93 \times 380}{1.4} = 252.43$$

$$\frac{Y_{Fa1} F_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.592 \times 1.596}{307.14} = 0.01347$$

$$\frac{Y_{Fa2} F_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.211 \times 1.774}{252.43} = 0.01554$$

大齿轮的数值大. 选用.

(2) 设计计算

① 计算模数

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.73 \times 4.86 \times 10^4 \times 0.78 \times \cos^2 14^\circ \times 0.01554}{1 \times 24^2 \times 1.655}} mm = 1.26 mm$$

计算结果, 于是由:

$$z_1 = \frac{51.73 \times \cos 14^\circ}{m_n} = 25.097 \quad \text{取 } z_1 = 25$$

那么 $z_2 = 12 \times 25 = 300$

② 几何尺寸计算

$$\text{计算中心距} \quad a = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(25 + 300) \times 2}{2 \times \cos 14^\circ} = 274.59 mm$$

将中心距圆整为 $275 mm$

按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(Z_1 + Z_2)m_n}{2a} = \arccos \frac{(25 + 300) \times 2}{2 \times 275} = 14.01^\circ$$

因 β 值改变不多, 故参数 ε_α , k_β , Z_h 等不必修正.

计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{25 \times 2}{\cos 14.01} = 42.53 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{300 \times 2}{\cos 14.01} = 506.73 \text{ mm}$$

计算齿轮宽度

$$B = \Phi d_1 = 1 \times 42.53 \text{ mm} = 42.53 \text{ mm}$$

圆整的 $B_2 = 40$ $B_1 = 45$

4 机械手控制系统的设计

4.1 机械手控制系统硬件设计

4.1.1 机械手工艺过程与控制要求

水平手臂的伸缩，垂直手臂的升降，执行手爪松紧腰部的旋转。

手爪的加紧与放松，是柱塞缸与齿轮来实现。

4.1.2 机械手的控制流程

机械手的作业动作流程如图 4-1 所示：

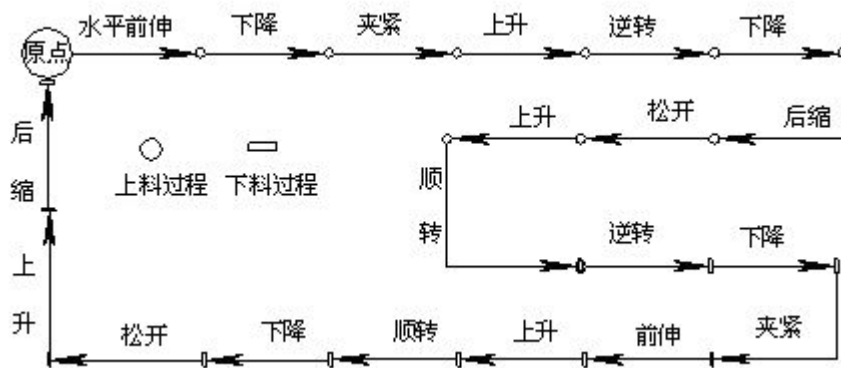


图 4-1 上下料机械手工作流程图

4.1.3 控制器选型

选型号为SIMATIC S7-200 CPU224，有强力控制能力。



图 4-3 SIEMENS SIMATIC S-700 PLC

4.1.4 控制器原理分析

如图 4-4 所示。这种方案使得 PLC 控制简单，节省资源，而且编程容易，不必过多考虑太多等优点，也是完全能满足工作要求的。

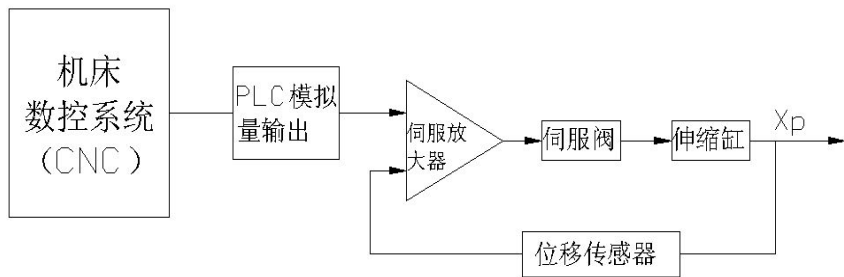


图 4-4 水平手臂伺服定位控制原理图

4. 1. 5PLC 外部接线设计

又增加一个模拟量输出模块 EM232。其接线如图 4-5 所示。PLC 的具体硬件接线图（详细的硬件设计见图纸）

4. 1. 6I/O 地址分配

表 4-1 PLC 输入明细表

控 制 元 件	符 号	编 程 地 址	备 注
总停开关	SB0	I0.0	按下停止工作
启动开关	SB1	I0.1	按下开始工作
垂直缸上限行程开关	SM1	I0.2	
垂直缸下限行程开关	SM2	I0.3	
机床上下料命令开关	SB2	I0.4	
控制面板上/下选择开关	SQ1	I0.6	用于手动调整时
控制面板夹紧/松开选择开关	SQ2	I0.7	用于手动调整时
控制面板顺/逆选择开关	SQ3	I1.0	用于手动调整时
控制面板手动工作选择开关	SQ4	I1.1	用于手动调整时
控制面板自动工作选择开关	SQ5	I1.2	

表 4-2 PLC 输出明细表

控 制 元 件	符 号	编 程 地 址	备 注
步进电机高速驱动脉冲输出	/	Q0.0	
垂直缸上升动作电磁阀	2DT	Q0.1	
垂直缸下降动作电磁阀	3DT	Q0.3	
手爪张开动作电磁阀	5DT	Q0.4	
机械手原点状态指示灯	L1	Q0.5	显示原点位置

中断强制关机开关	KM	Q0.6	用于中断控制
----------	----	------	--------

6 结论

本设计摒弃了照搬照抄国外设计，不具体问题具体分析，不顾具体工作要求，一味仿照国外原型，盲目选择“大材小用”原理

最后，在这三个多月的设计中，我们对自己所学有了更深刻的了解。能够更好地实现自己的目标。

7 致谢

历时近三个月的毕业设计终于完成，在设计中我们认真的学习与解惑。完成结构的设计，图纸的绘制和写设计说明书的训练，提高了个人的水平。

在设计中，我得到老师帮助，同学的关心和支持，在此本人首先向他们表示感谢。在设计中存在的问题，都由老师认真的指导完成，而且告诉我们需要重点掌握的知识范围，并帮助我分析相应知识难点的原理，使我的毕业设计能顺利进行。

同时，我也要感谢大学四年中所有老师。此外，也非常感谢许多其他同学，在此让我对他们表示衷心的祝福。