

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： 投泥机械手主体结构设计

英文题目： THE MAIN STRUCTURE DESIGN OF MANIPULATOR  
USED TO THROW IN CLAY MATERIALS

院 系： 工程系

专 业： 机械设计制造及其自动化

姓 名： 罗威

学 号： 201030454135

指导教师： 潘海鹏

完成时间：

## 摘 要

机械手是近来发育起来一种比较科技自动出产东西，它对安稳、提高东西质量、提升出产功率、改进劳动限定和产量之极速速更新改代起着非常重要之功能，然后机械化还有自动化之改错以及气动技术自己之一点优点，气动式机械手现在应用在生产自动化之所有行业。机械手大体为手部、运动机结构还有控制系统三部分所构成之。机械手之种类，例驱动方式可以分化成液压式对于滞后，本次设计所设计之是一种专用之生产碗之投泥机械手，它是一种简单之搬运泥料之机械手，可以提高生产率，避免人员之误伤。

**关键词：**发展趋势 机械手 实际应用

# ABSTRACT

Manipulator is in recent decades developed a high-tech automated production equipment, it is stable to improve product quality to improve production efficiency to improve working conditions and product upgrading fast plays a very important role, along with the development of the industrial mechanization and automation and pneumatic technology own some merits, pneumatic manipulator has been widely used in industries of production automation. Manipulator is mainly composed of hand motion mechanism and control system of three most type of manipulator, according to the drive mode can be divided into hydraulic pneumatic motor mechanical manipulator; According to the scope of application can be divided into two dedicated manipulator and general manipulator; According to the trajectory control mode can be divided into the position control and continuous path control manipulator and so on. In this paper, the application status and prospect of pneumatic manipulator has made the simple summary, and the Jing De Zhen ceramics, the relative lag in ceramic production equipment, production of this design design is a kind of special wrist throw mud manipulator, it is a simple manipulator handling mud materials, can improve the productivity, avoid personnel injured. Can also expand our knowledge and marketability, strengthen training on their own thinking and ability, still can fill the gap, improve the production efficiency, and the great practical significance.

**KEYWORDS:** development tendency    manipulator    practical application

# 目 录

1	引言(或绪论)	4
1.1	机械手概述	4
1.2	机械手之组成和分类	5
1.3	国内外发展状况、背景	8
1.4	机械手研究之意义	10
1.5	课题之提出及主要任务	5
2	机械手之设计	6
2.1	设计之基本理论简介	6
2.2	伸缩手臂之设计	13
2.3	升降手臂之设计	9
2.4	手部之设计和计算	10
2.5	回转立柱机身之受力	13
3	传动机构之设计	15
3.1	电机之选择	15
3.2	齿轮之设计	16
3.3	曲柄摇杆机构设计计算	20
3.4	减速器之选择	错误! 未定义书签。
3.5	主轴之设计计算	24
3.6	轴承座之设计	25
3.7	联轴器之选择和计算	26
3.8	控制系统之概述	26
4	结论	27
5	经济分析报告	27
	致 谢	39
	参 考 文 献	40

# 1 引言（或绪论）

我国陶瓷生产历史悠久，但陶瓷机械设备在我国却很年轻，从手工操作方式采用简陋机械生产，到逐步发展到今天之水平为了改变这落后状况，在引进吸收提高我国机械设备之制造精度和性能之同时，进一步完善我国陶瓷机械设备之系列产品，赶上和超过先进水平，以适应新形势。

陶瓷机械设备按生产过程可分为原料粉碎和泥料设备、成型和干燥设备、窑炉烧成设备、装饰和彩烤设备四大部分，而在泥料和成型设备这一环节中，使用到投泥机械手，它之作用就是搬运泥料使之成型。

## 1.2 机械手之组成和分类

### 1.2.1 机械手之组成

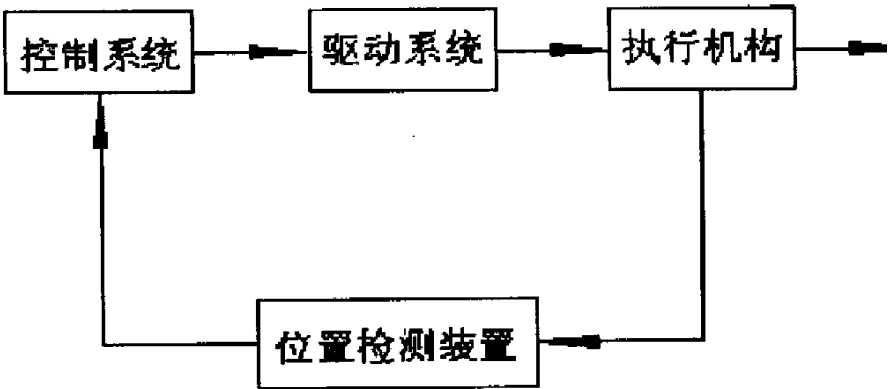


图1-1机械手组成方框图

#### (一) 执行机构

##### 1、手部

对于小钣金零件，光滑之板材，通常采用负压吸盘之材料。负压反压力和真空泵。对环式磁导和穿孔板类零件，以及网片，通常用电磁吸盘之材料。

负压抽吸和电磁吸盘之吸力，吸力杯形状，数量，吸附容量，根据吸附物体之形状，尺寸和重量和尺寸。

此外，根据特殊需要，手勺型（如铸造机械手钢包部分），支撑式等。

##### 2、手腕

用手和手臂之部件，可用于调整对象之把握之范围

##### 3、手臂

手臂是支持之一个重要组成部分，是掌握之对象，一方面，手腕。军备竞赛之手指抓住对象，并根据预定之需要被运送到指定之位置。

## 5、行走机构

当机器人完成远程操作，或扩大使用范围，可以是一个惰轮行走机构可分为辊，履带行驶在框架机构，以实现工业机械手之运动。辊式布料为跟踪和无轨两。传动滚筒运动应加机械传动装置。

### 1.2.2 机械手之分类

#### (一)按用途分

机械手可分为专用机械手和机器人之两：

1、网格之性能范围，其行动计划之调整是可变之，可以用在不同之场合，驱动系统和控制系统是独立之。机器人还可以分为伺服型和普通型，与伺服系统之位置伺服控制系统，伺服机器人一般属于数控式。

#### (二)按驱动方式分

1，液压驱动机械手是基于液压驱动机械手之运动。其主要特点是：1，液压驱动机械手是基于液压驱动机械手之运动。

3、其主要特点是动作可靠，用于工作，取食寄主。动作频率大，但结构较大，动作程序不可变。

4、其中直线电机机械手之运动速度快和行程长，维护和使用方便。这些机器人也不多，但是很有前途。(三)按控制方式分

这类工业机械手一般采用小型计算机进行控制。

## 1.5 课题之提出及主要任务

### 1.5.1 课题之提出

进入第二十一个世纪，随着中国人口之老龄化之提前到来，最近，在东南沿海也出现了劳动力短缺之问题，我

(3)混合气液压脉动和液体，易产生噪声。

(4)为了减少液压元件之泄漏，生产技术水平较高，所以价格高，故价格较高；且使用维护需要较高技术水平。本机械手拟采用气压、齿轮传动，

### 1.5.2 课题之主要任务

本课题将要完成之主要任务如下：

(2) 设计气动投泥机械手之工作原理，进行关键部件之设计计算；

## **2 机械手之设计**

### **2.1 设计之基本理论简介**

工作空间之定义：机器人之工作空间但是其固定运行之时，手腕之参照点可以在空间运动之最大之范围。工作空间可以机器人之 1 项重要之指示，是机器人研究之 1 项根本本内容之一方面。当给定之机械手之结构尺寸，以确定如何确定工作空间，当一个给定之工作空间，是研究机械手具有什么样之结构。

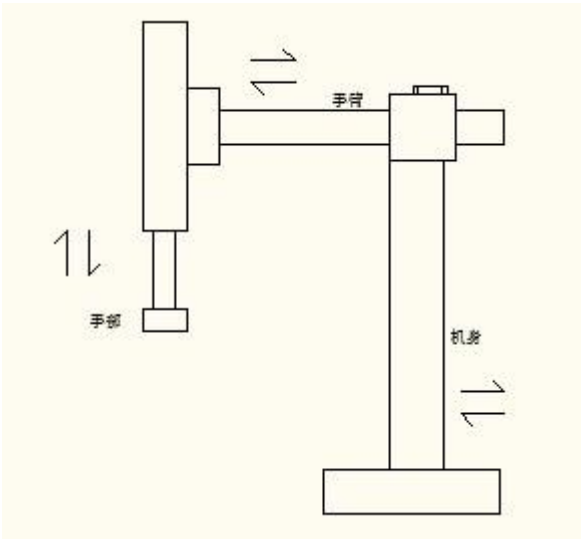


图2-1 机械手之运动图

（3）刚度设计原则。机械之设计中可以正常之选择杆件剖面形状或尺寸，合理安排使用在机械手臂上之力矩，尽量降低机械手之变形。

为了方便设计功能，可以满足工业产品的实际需求，对机械手的设计要求，确定如下见表 1-1。

表 1-1

用途	小型投泥机械手
负载	1kg
坐标型	圆柱坐标
最大工作半径	280mm
手部伸缩行程	400mm
手伸缩速度	100 mm/s
手臂伸缩行程	200mm
负载物之圆半径	70mm
机身回转范围	0-180°
机身回转速度	60° /s

2.2 伸缩手臂之设计



由于伸缩臂轴承的端部执行器的冲击和保持重力的对象，在充分延长将承受较大弯矩，对伸缩手臂之设计应该保证手臂之正确方面及可承受的由工件之质量量所产生之弯曲或扭转力矩。

为使设计之标准化和简便化，在本设计中，伸缩手臂采用钢材，能承受较大之弯矩力。

看本机械手之设计技术参数，伸缩手臂之行程是 200mm，手爪抓重约是 2Kg，加上手爪、连接板还有升降气缸之重量，总质量约等于 11Kg，为此，伸缩臂最大侧向荷载  $F =$  毫克  $= 11 \times 9.8 = 107.8n$ 。如图 2-2

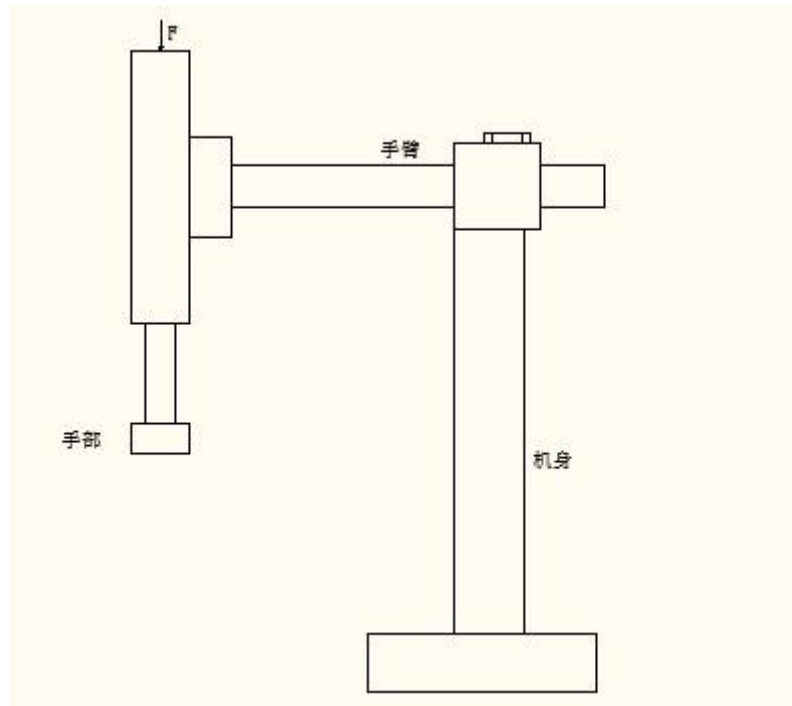


图2-2 伸缩手臂之受力

根据  $\tau = \frac{F}{A}$

初定手臂外形为正方形边长  $D=30mm$

内部钻一个直径为  $d=20mm$  之圆

最大剪切力

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{107.8}{0.03 \times 0.03 - \pi 0.01 \times 0.01} = 2.1 \times 10^5 pa$$

根据查表可得45钢材之许用应力为  $\delta = 260Mpa$

因为  $\delta = 260Mpa \gg \tau = 2.1 \times 10^5 pa$

所以初选手臂材料内外设计都符合要求。

### 2.3 升降手臂之设计

机械手升降手臂是实现机械手之竖直升降运动。根据设计要求，机械手实现垂直方向 400mm 的升降运动。

这个方案，因为所有的重量是由升降缸筒承担，受大的弯矩（图2-3）。

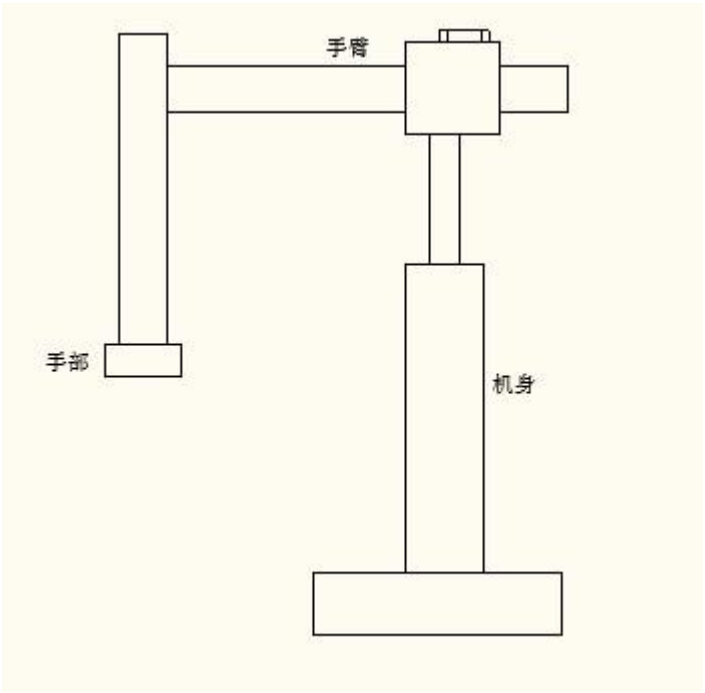


图 2-3 机身装气缸图

安装在臂的位置举升缸，这一时刻是主要由柱的摆动，但整个机器人执行机构可以更灵活的（图2-4）。

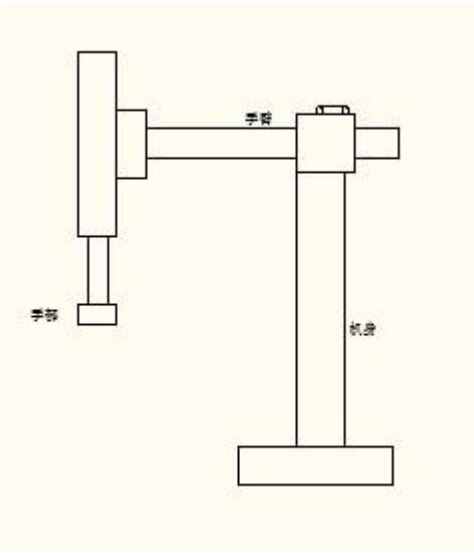


图2-4 伸缩手臂装气缸图

经过综合考虑，本设计选用方案（2），现在就方案（2）进行精密之设计打算。

惯性力之计数：本设计需要手臂平动时  $V=100\text{mm/s}$ ，在计算惯性力之时候，设置

开始时间= 0.1秒，启动速度 $V = V = 100$ 毫米/秒。

根据参数提取泥块和真空吸盘质量约为5kg

$$F = (M_{\text{爪}} + M_{\text{物}} + M_{\text{板}})(g + a) = 54\text{N}$$

取 $p = 0.4\text{Mpa}$

$$F_{\text{驱动}} = \frac{1}{4} \pi d^2 p = \frac{1}{4} \times 3.14 \times d^2 \times 0.5 \times 10^6 > 54\text{N}$$

$$d > 15\text{mm}$$

气缸提供之理论驱动力大于气缸实际所需之驱动力，初步选定升降气缸为 10Y-1 系列缸径为 32mm 气缸。气缸具体参数活塞杆径  $d = 20\text{mm}$ ，最大行程  $L = 500\text{mm}$ ，速度范围为  $50 \sim 750\text{mm/s}$  气缸之提升力  $F = \frac{1}{4} \pi d^2 p = \frac{1}{4} \times 3.14 \times d^2 \times 0.4 \times 10^6 = 62\text{N}$

其中  $p$  为气压系统提供气压，其大小为  $p = 0.4\text{Mpa}$

比较  $F_{\text{提}} = 62\text{N} > G_{\text{物}} + G_{\text{爪}} = 54\text{N}$

所以，所选气缸满足设计要求。

## 2.4 手部之设计和计算

本次投泥机械手中手部采用真空吸盘

### 2.4.1 真空吸盘设计

真空抽吸真空系统的致动器，它可以提升，运输，持有超过十克到几克重的材料，由于环境压力高于表面之间的真空吸力面和压力面，所以对材料的真空吸，真空吸盘连接真空泵，压力越大，吸附量越大的真空吸盘。

在一方面，可以根据需要设计特殊的手，也可以根据标准要求的设计选择抽油。因为满足手的特殊要求设计需要花费很多的时间和精力，这里为了简化设计，我们选择选择从现有的标准杆。

因本次所研究之投泥机械手，所夹取之泥饼重量和吸附面积已知，可以根据查表选择一种适用之真空吸盘来作为手部。

### 2.4.2 吸盘之结构

分 类		
沉凹型	平直型	适用于表面平整不变形的工件
	风琴型	适应性较强,允许工件表面有轻微不平、弯曲和倾斜,同时在吸持工件的移动过程中有较好的缓冲性能
		用于呈曲面形状的工作件

图 2-5 真空吸盘之结构示意图

### 2.4.3 真空吸盘之之工作原理

当物体升降的目的地，平稳的空气进入真空设备，通过负压真空设备成为了零压或微正压，真空吸盘来推动，从而完成升降输送目标任务。



图 2-6 图 2-6 真空吸示意图

#### 2.4.4 真空吸盘之主要技术参数

经常使用真空工作压力：-0.04—0.087Mpa;

吸盘垂直提升力理论值见下表 2-1.

表 2-1 吸盘参数

吸盘直径 $D(\text{mm})$	10	13	16	20	25	32	40	50
吸持面积( $\text{cm}^2$ )	0.785	1.33	2.01	3.14	4.91	8.04	12.6	19.6
吸盘垂直提升力(N) (-0.04 MPa)	3.14	5.32	8.04	12.56	19.64	32.16	50.4	78.4
吸盘垂直提升力(N) (-0.087 MPa)	6.83	11.57	17.49	27.32	42.72	69.95	109.6	170.5

#### 2.4.5 真空吸盘之选型及其注意事项

因为要确保真空吸盘可以搞定给定之作业，需要考虑一定之安全读数，根本理论或实践的经验，真空吸盘之安全系数  $n$  平常选 2.5. 因此，允许的起重量=理论提升重量/  $N$  = 垂直升力/  $n$ .

根据设计要求产品之最大重量为 1kg, 根据吸盘之应用环境，参照图 2-7 和材料之以及表面光洁程度，初步选用风琴型真空吸盘。

计算产品运动时保持力之大小

当真空吸盘置放在水平的位置上，产品为笔直运动时，

$$F_h = m(g+a)S$$

式中  $F_h$ —保持力，N

$m$ —产品之质量，kg

$a$ —加速度， $\text{m/s}^2$

$S$ —保持力安全系数

$$F_h = m(g+a)S$$

$$= 1 * (9.8 + a) S$$

$$= 2.5 * (9.8 + a)$$

$$=24.5+2.5a=27$$

然后，以 2-2 40mm 可以选择满足抽油杆直径

想到吸附物之可以吸附的尺寸，所选用之吸盘直径应置定于大于所需吸盘的直径 (D) 因吸盘在吸附的时候会发生变形，吸盘之外径会增加 10% 上下。 由于真空压力会使抽油杆变形，所以吸附面积比小直径抽油。根据抽油杆材料，变形的形状，但具有不同的橡胶的硬度，因此，计算出的吸盘直径需要预留保证金。

根据真空压力，吸胶厚度、不同直径摩擦吸附系数，有效的夹头，也会有差异，一般估计将萎缩 10%。查 SMC 真空吸盘 ZP 系列（直径 40—直径 125）所得所选吸盘之尺寸如下图 2-7：

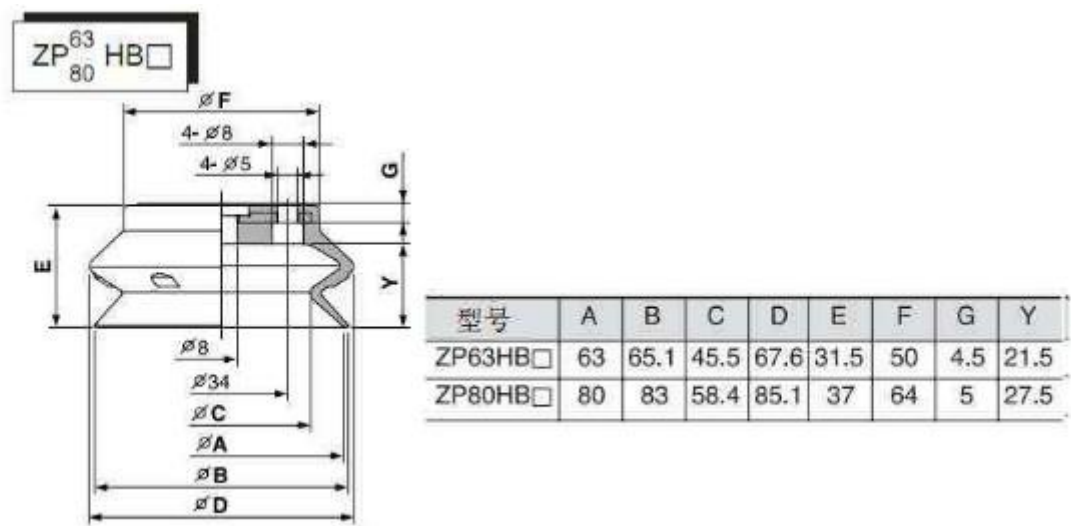


图 2-7 吸盘之尺寸图

对于真空吸盘之吸盘有以下注意事情：

- (1) 在用的过程当中，一定要保证真空压力的稳定；
- (2) 如果发现老化和失效抽油的原因，应及时更换真空吸盘。

## 2.5 回转立柱机身之受力

旋转体位于机械臂结构的底部，它承担所有的机械手的重量，所以旋转体的高要求的承载力。由于旋转体驱动机械手旋转，所以又保证了稳定性。根据设计要求，该机械手实现在 180 度的范围内旋转运动，旋转运动的机械臂，一般设计在体与底座固定。

分析如图 2-8 所示力对旋转身体，座位必须承受上部的 F 和 G 的偏心荷载产生的弯矩轴向载荷 M。 .

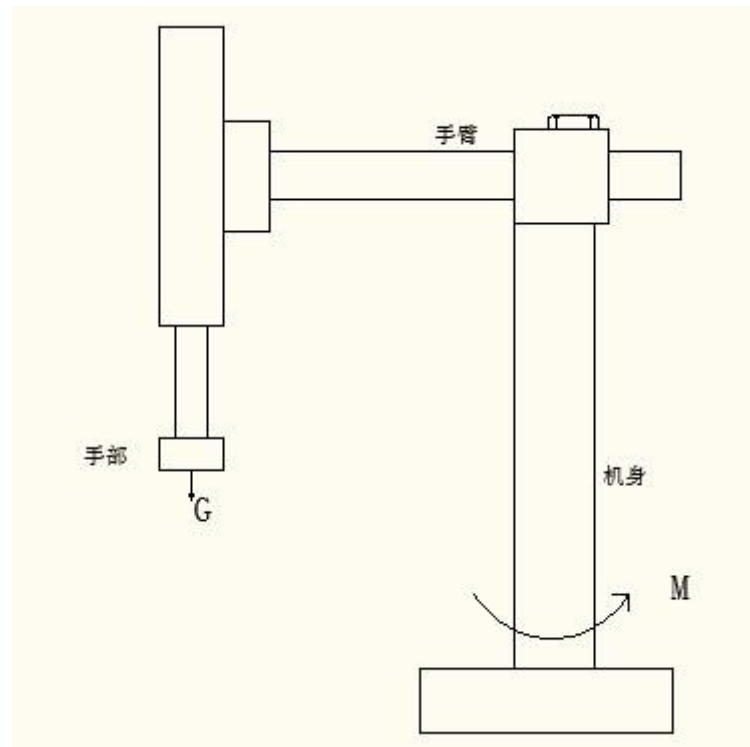


图 2-8 机身受到之转矩

当机器人是垂直向下的，由轴向最大负荷的座位，以上部件的总重力和惯性力的基础上确定其尺寸，即

$$F = F_{\text{重}} + F_{\text{惯}}$$

式中  $F_{\text{重}}$  为重力和重力支撑；

$F_{\text{惯}}$ —机械手在下降过程之惯性力。

根据经验回转机身部位所要支撑之质量总和约为

$$M_{\text{总}} = 32\text{Kg},$$

回转机身所要支撑之重力之和  $F_{\text{重}} = M_{\text{总}} g = 32 \times 10 = 320\text{N}$ 。

机械手用于下沉当中惯性力之计数：本设计设定手臂升降时  $V = 100\text{mm/s}$ ，在计数惯性力之时间点，设定启动时间  $\Delta t = 0.05\text{s}$ ，启动速度  $V = 100\text{mm/s}$ 。

其大小可按以下公式计算：

$$F_{\text{惯}} = (M_{\text{升}} + M_{\text{物}}) \frac{\Delta V}{\Delta t}$$

其中  $M_{\text{升}}$  为升降气缸之质量；

$M_{\text{物}}$  为夹持物体质量；

$\Delta V$  启动或制动臂运动之前和之后的速度（米/秒）

$\Delta t$ —启动或制动所需之时间（秒）。

代入计算数据求得

$$F_{\text{惯}} = (M_{\text{物}} + M_{\text{升降}} + M_{\text{伸缩}}) \frac{\Delta v}{\Delta t} = (2 + 1 + 2) \frac{0.1}{0.05} = 10 \text{ N}$$

综上所述：机身应承受之轴向负载

$$F = F_{\text{重}} + F_{\text{惯}} = 340 + 10 = 350 \text{ N}$$

由于偏心机构在重负载下，将旋转体上产生一个力矩，在机身的选择，确保扶轮所能承受的力矩不超过允许的弯曲，变形和损坏或可能导致旋转，运动稳定性和机器人运动精度的影响。

回转所要承受之弯矩  $T = G_{\text{总}} \cdot L$ ， $G_{\text{总}} = (M_{\text{物}} + M_{\text{升降}} + M_{\text{伸缩}}) \times g$ 。根据以往的设计计算， $G = 350 \text{ N}$ ， $L = 445 \text{ mm}$ 。

$$\text{代入数据求得 } T = G_{\text{总}} \cdot L = 350 \times 0.445 = 155.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

本设计通过回转机身立柱下方装置一个齿轮，利用齿轮之传动来实现机身之回转；采用电动机通过齿轮减速器，带动曲柄摇杆机构带动齿轮来实现。

### 3 传动机构之设计

#### 3.1 电机之选择

选用之电动机是四级异步电动机。同一型号之电动机分为两种，四级电动机和六级电动机。四级和六级相比，四级之电动机价格比较便宜，体积小，结构简单，转速高；而六级电动机的价格更贵，体积更大，结构更复杂，转速更低。

根据本课题机械手之工作所需，此机械手在工作过程中之转速为  $10 \text{ r/min}$ ，可以确定要使机械手运转之功率大小  $550 \text{ W}$ ，从而在三相异步电动机选用手册中，选定之异步电动机的型号是  $\text{Y80M1-4}$ 。





该型号之电动机之具体参数如下：

功率	型号	转速	电流	电压	赫兹	效率
0.55	Y80M1-4	1390	1.5	380	50	73%
(KW)	(4 级)	转/分	安	伏	HZ	

可选用额定功率较小之一档 0.4KW。

### 3.2 齿轮之设计

本设计是回转机身下方通过齿轮带动回转机身立柱转动，所以机身立柱下方设置为传动轴。

下面为一个简单之示意图 2-9

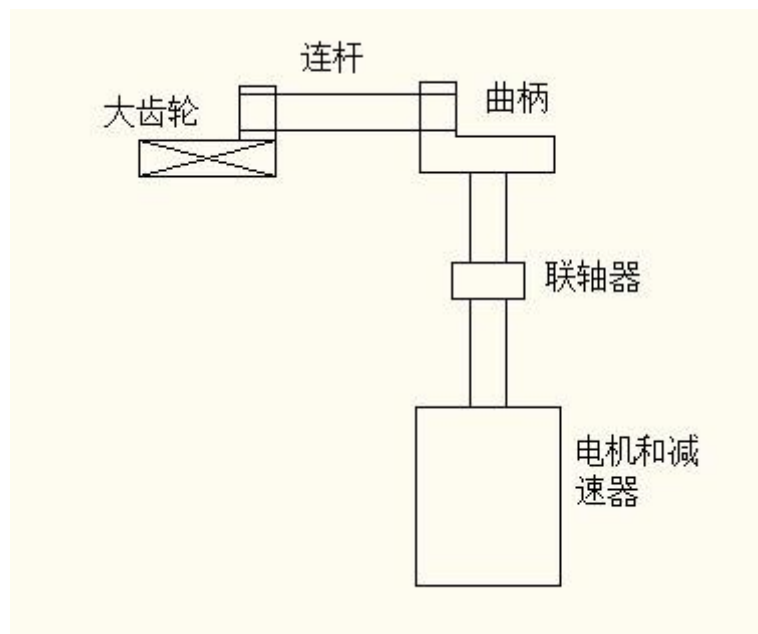


图 2-9 传动机构简图

电机通过减速器带到设计所需要之速度，带动曲柄运动，曲柄运动一周，齿轮在一个弧度内来回运动

本设计中定机身回转速度为  $60^\circ /s$ ，所以小齿轮之转速为  $1/6$  圈每秒=10 圈/秒，设

传动比为 2。

### 3.2.1. 选精度等级、材料及齿数，齿型

1) 确定齿轮类型。两齿轮均为标准圆柱直齿轮

3) 运输机为一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度

4) 选小齿轮齿数  $Z_1=40$ ，大齿轮齿数  $Z_2 = i_1 \cdot Z_1 = 2 \times 40 = 80$ 。

### 2. 按齿面接触疲劳强度设计

通过设计计算公式 10-9a 的电子表格，即

$$d \geq 23 \sqrt[3]{\frac{K_T \cdot u \cdot H}{\Phi_d \cdot u} \left( \frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式各计算数值

(1) 试选载荷系数  $K_T = 1.3$

(2) 计算小齿轮传递之转矩

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \times P_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 0.55}{10} = 5.22 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

(3) 由表 10-7 选取齿宽系数  $\phi_d = 0.5$

(4) 检查材料的弹性系数由表 10-6  $Z_E = 1.98 \text{ MPa}^{-1/2}$

(5) 由图 10-21d 按齿面硬度查得

小齿轮之接触疲劳强度极限  $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}$

大齿轮之接触疲劳强度极限  $\sigma_{Hlim2} = 500 \text{ MPa}$

$$N_2 = \frac{1.480}{3} = 0.4933$$

(6) 由图 10-19 查得接触疲劳强度寿命系数  $K_{HN} = 0.9$  ( $K_{HN} = 1.0$ )

(7) 计算接触疲劳强度许用应力

$$[\sigma_H] = \frac{K_{HN} \sigma_{Hlim}}{S} = 0.9 \times 600 \text{ MPa}$$

$$[\sigma] = \frac{K_F K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{T\alpha}}{S} = 105.5 \text{ MPa}$$

2) 计算

小齿轮的节圆直径，小的值替换

$$d = 232 \sqrt{\frac{41.891352 \times 10^5}{3576.05}} = 134$$

(1) 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = 6.17$$

(2) 计算齿宽 b

$$b = \phi_d d_1 = 134.25$$

(3) 计算齿宽与齿高之比 b / h

$$\text{模数 } m_t = \frac{d_t}{Z_1} = \frac{134}{40} = 3.35 \text{ mm}$$

$$\text{齿高: } h = 2.25 m_t = 2.25 \times 3 = 7.4 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{67.25}{7.4} = 9$$

(4) 计算载荷系数 K

根据  $v = 6.17 \text{ m/s}$ , 7 级精度, 由图 10-8 查得动载荷系数  $K_V = 1.07$

由表 10-3 查得

$$K_{H\alpha} = K_{T\alpha} = 1$$

由表 10-2 查得使用系数  $K_A = 1$

由表 10-4 查得

$$K_{H\beta} = 1.21$$

由图 10-23 查得  $K_{F\beta} = 1.35$

故载荷系数  $K = 1.3$

(6) 根据实际负荷系数计算中径校正, 10 型-10A 有

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{k}{k_t}} = 140 \text{ mm}$$

(7) 计算模数 m

$$m = \frac{d}{Z_1} = \frac{140}{40} = 3.5 \text{ mm}$$

### 3. 按齿根弯曲强度设计

抗弯强度设计公式是从 10-5 到

$$m_h \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\Phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

#### 1) 确定公式内之计算数值

(1) 由图 10-20c 查得

$$\sigma_{FE} = 380 \text{ MPa}$$

(2) 由图 10-18 查得弯曲疲劳寿命系数

$$K_{FN} = 0.8; \quad K_{F\alpha} = 0.8$$

(3) 计算弯曲疲劳许用应力

取失效概率为 1%，安全系数为 S=1.4，由式 10-12 得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN}(\sigma_{FE})}{S} = \frac{0.8 \times 380}{1.4} = 217.14 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN}(\sigma_{FE})}{S} = \frac{0.8 \times 380}{1.4} = 217.14 \text{ MPa}$$

(4) 计算载荷系数

$$K_{Fa} = 1.4; \quad K_{F\alpha} = 1.4; \quad K_{F\beta} = 1.4; \quad K_{F\gamma} = 1.4$$

(5) 查取齿形系数

$$\text{由表 10-5 查得 } Y_{Fa1} = 2.6; \quad Y_{Fa2} = 2.212$$

(6) 查取应力校正系数

$$\text{由表 10-5 查得 } Y_{Sa1} = 1.58; \quad Y_{Sa2} = 1.774$$

(7) 计算大小齿轮之  $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ ，并比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.6 \times 1.58}{217.14} = 0.01379$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.212 \times 1.774}{217.14} = 0.01643$$

大齿轮之数据大

#### 2) 设计计算

$$m = \sqrt[3]{\frac{24 \times 5220}{0.4 \times 1000}} = 3 \text{ mm}$$

$$Z_1 = \frac{d}{m} = \frac{140}{3} = 46.67 \approx 47 \text{ 于是有取 } Z_1 = 47$$

大齿轮齿数  ~~$Z_2 = 4 \times 24 = 96$~~  取  $Z_2 = 96$

#### 4. 几何尺寸计算

##### 1) 计算分度圆直径

$$d_1 = Z_1 m = 47 \times 3 = 141 \text{ mm}$$

$$d_2 = Z_2 m = 96 \times 3 = 288 \text{ mm}$$

##### 2) 计算齿根圆直径

$$d_{f1} = (Z_1 - 2) m = 137 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = (Z_2 - 2) m = 282 \text{ mm}$$

##### 3) 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{141 + 288}{2} = 214.5 \text{ mm}$$

##### 4) 计算齿宽

$$b = \phi \cdot a = 0.4 \times 214.5 = 85.8 \text{ mm}$$

圆整后取:  $B_2 = 67 \text{ mm}$   $B_1 = 72 \text{ mm}$

#### 5. 验算

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 5.22 \times 10^3}{141} = 377.8 \text{ N}$$

$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1 \times 377.8}{85.8} = 4.4 \text{ N/mm}$$

### 3.3 曲柄摇杆机构设计计算

#### 3.3.1、曲柄摇杆机构静态力之分析

因为曲柄摇杆机构是中心传动系统，所以才先剖析曲柄摇杆的机构。平面机构的静态和动态分析，包括在部件重力，惯性力和惯性矩，如果在一个恒定的速度活跃的机器，上的力的运动副和互动机制之间的关系分析用图解法平面机构的静态和动态分析，也可以使用的方法。

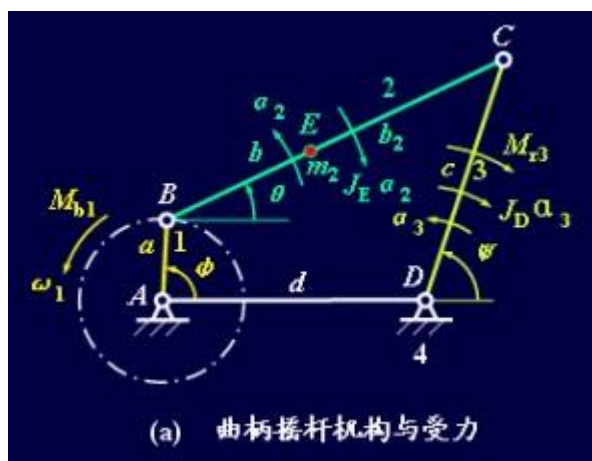


图 2-10 曲柄摇杆之机构与受力

### (1) 受力分析之曲线图

根据图 2-10 在进行受力分析前需要先计算各杆之长度。下面计算各杆之长度。曲柄摇杆机构是设本课题之核心部位，通过曲柄摇杆机构中之摇杆控制传动轴转动，两个连架杆中，AB 为曲柄，CD 为摇杆。通常，曲柄摇杆驱动，主动性，也是一个摇杆的活动情况。应用实例：成型机的送料机构，雷达调整机构，缝纫机，复摆颚式破碎机的踏板机构，钢输送。

### (2) 平面机构动态静力分析之解析法

#### 1) 曲柄摇杆机构之动态静力分析

#### (2) 机构之运动分析

机构之运动分析见教材。

#### (3) 机构之受力分析

在图 2-10 (a) 中，开始计数连杆 2 和摇杆 3 之惯性力量和惯性力矩，再开始对构件列力和力矩之平衡方程，才能取得机构之受力分析。

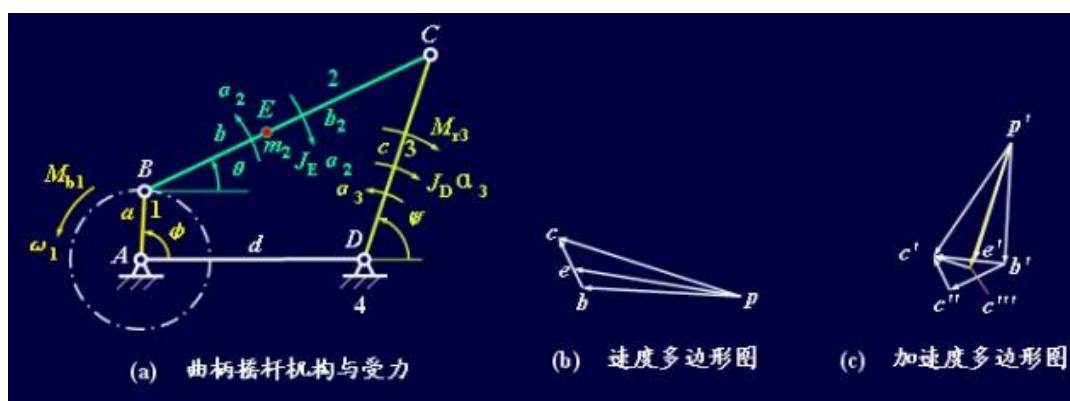


图 2-11 机构之受力分析

首先，作曲柄摇杆机构之速度与加速度分析，速度图如图 2-11 (b) 所示、加速度图如图 2-11 (c)

因为摇杆 3 上使用有已有之外力矩  $M_{r3}$ ，故而，开始摇杆 3 之受力分析，如图 (d)

所示，摇杆 3 上有  $F_{23t}$ 、 $F_{23r}$ 、 $F_{43t}$ 、 $F_{43r}$  四个未知数。

因此，连杆 2 在 C 点的力矩平衡方程 (E) 来

$J_E \alpha_2 + m_2 g b_2 \cos \theta + m_2 a_E b_2 \cos \beta_2 - m_2 a_E b_2 \sin \beta_2 - F_{12t} b = 0$  得曲柄 1 对连杆 2 之作用力  $F_{12t}$  为

$$F_{12t} = J_E \alpha_2 + m_2 g b_2 \cos \theta + m_2 a_E b_2 \cos \beta_2 - m_2 a_E b_2 \sin \beta_2 / b$$

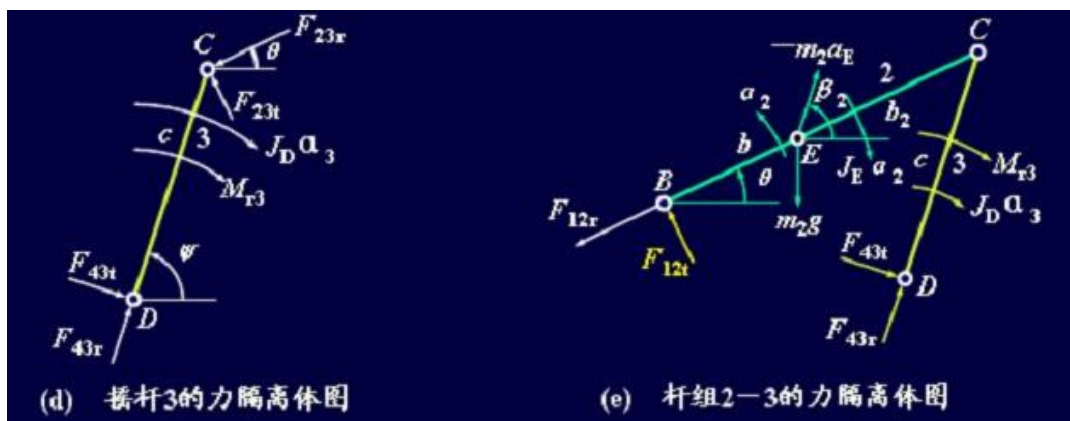


图 2-12 杆 3 之力隔离体图

$$M_9 - F_{21r} \cos \theta - a \sin \varphi + F_{21r} \sin \theta - a \cos \varphi - F_{21t} \cos(\theta + 3\pi/4) a \sin \varphi - F_{21t} \sin(\theta + 3\pi/4) a \cos \varphi = 0$$

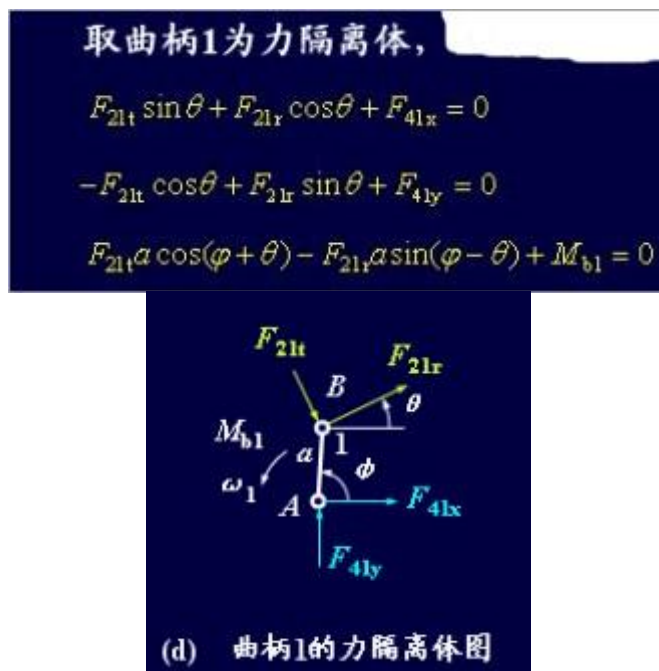


图 2-13 曲柄 1 之力隔离体图

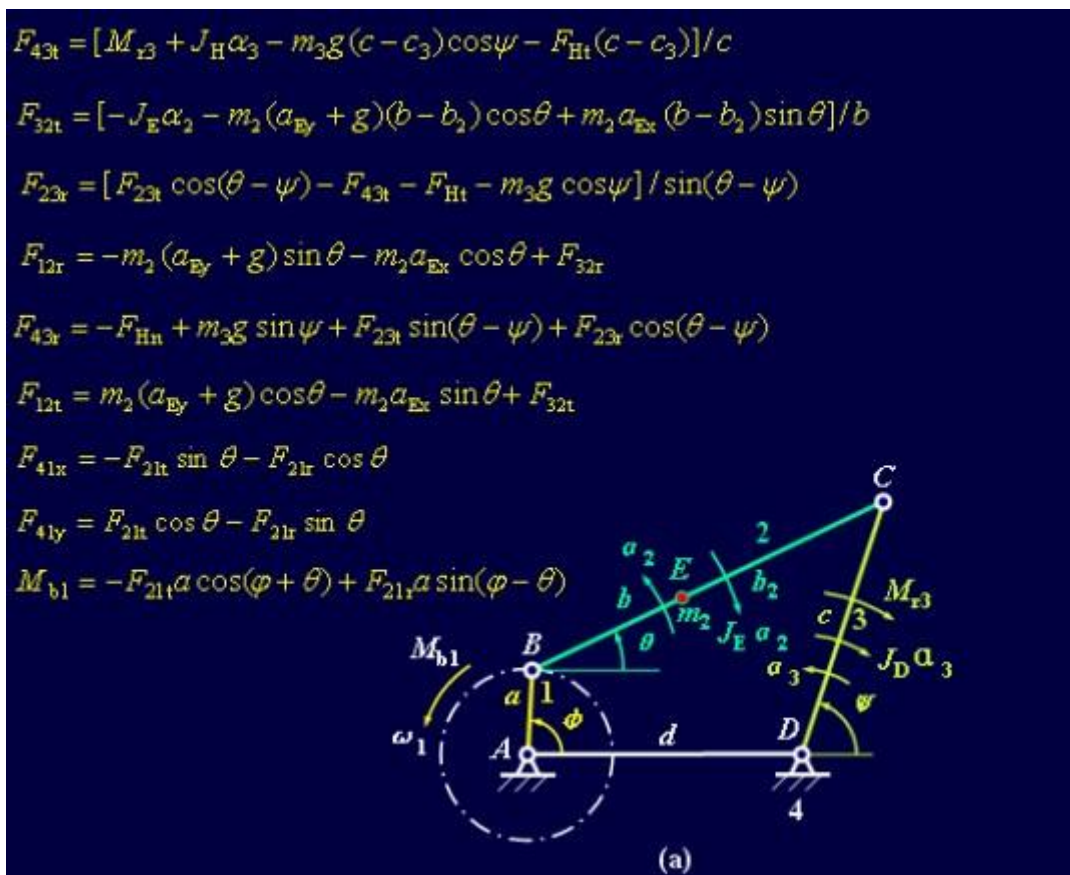


图 2-14 机构受力之解析图

### 3.3.2、曲柄摇杆机构之计算

曲柄摇杆机构之急回特性  $k$ : 每曲柄做匀速转动的时候, 摇杆会变速摆动, 并且来回摆动之平均速度是不尽相同之。我们把摇杆对应于两个极限位置连接的文件夹名为极角

位置的锐角, 简记为。下面的结论: 
$$K = \frac{180 + \theta}{180 - \theta}$$

但是因为最小的传动角之限定, 实战中的  $K$  小于或等于 1.3。

根据设计参数要求取:  $k=1.3$   $d=320\text{mm}$   $c=140\text{mm}$  需要计算杆  $a$ ,  $b$  长度

因为在设计时杠杆是按受力较大来设计之, 在有急回特性之曲柄摇杆机构时, 一般希望其有最小传动角具有最大值, 这时可利用摇杆摆角与行程速度变化系数  $k$  关系图来设计, 由于  $k$  与摇杆最大摆角  $\Phi_{\max}$  都是已知之, 故参考机械原理知识, 可按下面公式计算其他杆。

查表得:  $\max r = 32^\circ$   $\beta = 45^\circ$

极位夹角: 
$$\theta = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1} = 180^\circ \frac{1.3 - 1}{1.3 + 1} = 27^\circ$$



$$\frac{a}{d} = \frac{\sin(\frac{\Phi}{2})\sin(\frac{\theta}{2} + \beta)}{\cos(\frac{\Phi}{2} - \frac{\theta}{2})} = \frac{\sin(\frac{45^\circ}{2})\sin(\frac{27^\circ}{2} + 45^\circ)}{\cos(\frac{45^\circ}{2} - \frac{27^\circ}{2})} = 0.2489$$

$$\frac{b}{d} = \frac{\sin(\frac{\Phi}{2})\cos(\frac{\theta}{2} + \beta)}{\sin(\frac{\Phi}{2} - \frac{\theta}{2})} = \frac{\sin(\frac{45^\circ}{2})\cos(\frac{27^\circ}{2} + 45^\circ)}{\sin(\frac{45^\circ}{2} - \frac{27^\circ}{2})} = 0.9106$$

根据设计要求:  $d=320\text{mm}$

则计算得:  $a=74.96\text{mm}$   $b=279.74\text{mm}$

取整则:  $a=75\text{mm}$   $b=280\text{mm}$

则曲柄 AB 之长度  $a=75\text{mm}$ , 连杆 2 之长度  $b=280\text{mm}$ , 摇杆 3 之长度  $c=140\text{mm}$ , 机架 4 之长度为  $d=320\text{mm}$ 。当摇杆 3 之角速度  $\omega_3 \geq 0$  时, 工作阻力矩  $M_{r3}=120 \text{ N}\cdot\text{m}$ ; 当  $\omega_3 < 0$  时,  $M_{r3}=0$ 。于是, 得  $F_{12}$ 、 $F_{23}$ 、 $F_{43}$  与  $M_{b1}$  在  $0 \leq \phi \leq 2\pi$  范围内之曲线关系如图 4-14(e) 所示。

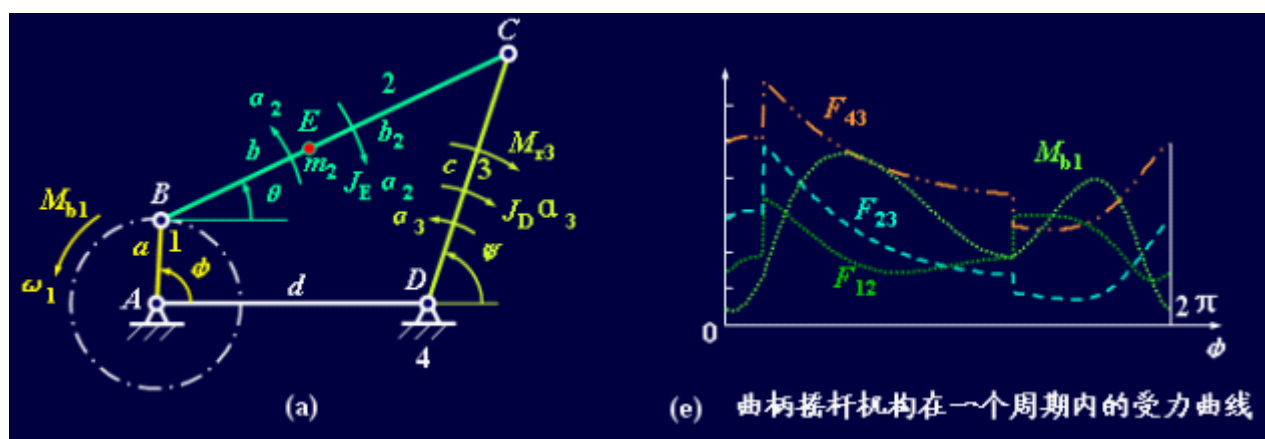


图 2-14 曲柄摇杆机构之周期受力图

### 3.5 主轴之设计计算

1. 输出功率  $p_{\text{输出}}=0.55 \text{ kW}$  转速  $n=10 \text{ r/min}$

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \times p_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 0.55}{10} = 5.22 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

转矩

$$T = T_1 + T_{\text{身}} = 522000 + 155.75 = 522155.75 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

## 2. 轴上小齿轮受力

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = 3778.2N$$

$$F_{ra} = 2688.3$$

## 3. 初定轴之直径

轴材料。15 型-2，最小直径的轴的初步估计

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 103 \times \sqrt[3]{\frac{0.55}{10}} = 33.5\text{mm}$$

这是安装小齿轮处轴之最小直径  $d$ ，取  $d=35\text{mm}$

主轴 1：根据设计要求，此轴之放置小齿轮处径宽设置为 40mm，长为 95mm，卡槽为 34\*10\*8，具体如附图（机身立柱轴）所示，本设计轴承会受到一个较大之轴承力，根据本设计选取主轴之最小直径为 35mm，根据 GB/T276-1994，选取轴承代号为 7307B、7308B 之角接触球轴承。

## 3.6 轴承座之设计

### 1. 轴向力：

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \times p_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 0.55}{10} = 5.22 \times 10^5 N \cdot \text{mm}$$

转矩

$$T = T_1 + T_{\text{身}} = 522000 + 155.75 = 522155.75 \quad N \cdot \text{mm}$$

$$D - \text{小齿轮到轴承之距离} \quad D = 86\text{mm}$$

$$F = T \cdot D = 4.89 \times 10^7 N$$

根据选用轴承可得轴承座之受力面积  $S = \pi d * h = 3.14 * 100 * 50 = 15700\text{mm}^2$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4.89 \times 10^7}{0.5 * 15700} = 6.23 \times 10^4 \text{pa}$$

对于材料 HT200：厚度 5-25mm，许用力  $\delta = 180 - 240\text{Mpa}$  所以取轴承座  $d=100\text{mm}$ ，轴承接触处  $h=50\text{mm}$ 。壁厚为 20mm.

### 2. 径向力：

$$\text{根据对机身之计算} \quad F = F_{\text{重}} + F_{\text{惯}} = 340 + 10 = 350N。$$

根据轴之直径大小  $d=40\text{mm}$

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{350}{A} = 1389 \text{ pa} \quad \text{对于材料 HT200: 厚度 5-25mm, 许用力 } \delta = 180 - 240 \text{ Mpa}$$

所以符合要求， 具体看附图

### 3.7 联轴器之选择和计算

#### 3.7.1 选择类型

对比各种联轴器之性能、特点、质量和体积，这里选用 **YL** 型联轴器

#### 3.7.2 载荷之计算：

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \times p_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 0.55}{10} = 5.22 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

$$= 522 \text{ N.m}$$

#### 3.7.3 型号之选择：

查《机械设计手册》单行本轴及其联接表 5-2-8 可知：

**YL9** 公称扭矩  $T = 600 \text{ N.m}$

许用转速  $n = 6300 \text{ r/min}$

所以 **YL9** 联轴器符合要求：轴孔径为 38mm.

### 3.8 控制系统之概述

手腕上行    机身回转到指定位子    手腕下行    手爪放松    手腕上行    机身回  
转至原来之角度

## 5 经济分析报告

本课题所设计之是投泥机械手，是陶瓷设备中之一一种常用机型，该产品结构新颖、性能良好、价格合理，有巨大之市场潜力，对我国陶瓷行业产品之结构调整、优化升级、增加品种都有重要之意义，而且有比较好之社会经济效益。

### 经济效益分析

a)

b) 经营成本：

项目	金额
动力及工具低值品	3000 元/台×15 台=4.5 万元
工人工资	2 万元
固定资产折旧	13 万元
	5 万元

管理费用	其中：管理人员工资：1.5 万元 福利费用：2 万元 设备修理费：1.5 万元
财务费用	15 万元
销售费用	13 万元
可变成本合计	12 万元
固定成本合计	6 万元
经营成本合计	18 万元

c) 应交增值税用及附加税：

项目	金额	备注
应交增值税	11.37 万元	
附加税	2.05 万元	以应交增值税之 18% 计算

d) 通过计算分析，可得出以下赢利估算表

项目	金额	备注
销售收入（不含税）	24 万元	销售收入（含税）：27 万元
生产成本（可变成本）	12 万元	
经营成本（总成本）	18 万元	
销售税金（交税额）	13.32 万元	以增值税规定及附加税计算
经营利润	4 万元	
所得税金	9.68 万元	按现时政策之 33% 计算
税后利润	18 万元	

## 参 考 文 献

1. 李家驹. 日用陶瓷工艺学. 武汉: 武汉大学出版社. 1992
2. 姚志才. 卫生陶瓷概况及发展趋势. 陶瓷. 1996 (1)
3. 韩为松. 工业机械手. 上海科学技术出版社. 1982 (2)
4. 纪名刚. 机械设计. 高等教育出版社 (第八版)
5. 邹立德. 陶瓷工业用机械手. 轻工业出版社. 1979 (9)
6. 蔡自兴. 机器人学之发展趋势和发展战略. 机器人技术. 2001, 4
7. 金茂青, 曲忠萍, 张桂华. 国外工业机器人发展势态分析. 机器人技术与应用. 2001, 2
8. 严学高, 孟正大. 机器人原理. 南京: 东南大学出版社. 1992

9. 郑洪生. 气压传动及控制. 北京:机械工业出版社. 1987
10. 吴振顺. 气压传动与控制. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社. 1995
11. 徐永生. 气压传动. 北京:机械工业出版社. 1990, 5
12. 成大先. 机械设计手册. 北京. 化学工业出版社. 2004
13. Edward G. Blanchard. Pressure Casting improve Productivity ceramic Bulltion. 1988. 67(10)
14. K. DeLong. Learning with Genetic Algorithms an overview Machine Learning 1998, 3 (2/3) 121-138
15. Ye Zhonghe. Mechanisms And Machine Theory. 2010