

前言

首先我介绍一下机器人产生的背景，机器人技术的发展，它应该说是一个科学技术发展共同的一个综合性的结果，同时，为社会经济发展产生了一个重大影响的一门科学技术，它的发展归功于在第二次世界大战中各国加强了经济的投入，就加强了本国的经济的发展。比如说日本，战后以后开始进行汽车的工业，那么这时候由于它人力的缺乏，它迫切需要一种机器人来进行大批量的制造，提高生产效率降低人的劳动强度，这是从社会发展需求本身的一个需求。另一方面它也是生产力发展的需求的必然结果，也是人类自身发展的必然结果，那么人类的发展随着人们逐渐的这种社会发展的情况，人们越来越不断探讨自然过程中，在改造自然过程中，认识自然过程中，来需求能够解放人的一种奴隶。那么这种奴隶就是代替人们去能够从事复杂和繁重的体力劳动，实现人们对不可达世界的认识和改造，这也是人们在科技发展过程中的一个客观需要。但另一方面，尽管人们有各种各样的好的想法，但是它也归功于电子技术，计算机技术以及制造技术等相关技术的发展而产生了提供了强大的技术保证。

机器人有三个发展阶段，那么也就是说，我们习惯于把机器人分成三类，一种是第一代机器人，那么也叫示教再现型机器人，它是通过一个计算机，来控制一个多自由度的一个机械，通过示教存储程序和信，工作时把信息读取出来，然后发出指令，这样的话机器人可以重复的根据人当时示教的结果，再现出这种动作，比方说汽车的点焊机器人，它只要把这个点焊的过程示教完以后，它总是重复这样一种工作，它对于外界的环境没有感知，这个力操作力的大小，这个工件存在不存在，焊的好与坏，它并不知道，那么实际上这种从第一代机器人，也就存在它这种缺陷，因此，在 20 世纪 70 年代后期，人们开始研究第二代机器人，叫带感觉的机器人，这种带感觉的机器人是类似人在某种功能的感觉，比如说力觉、触觉、滑觉、视觉、听觉和人进行相类比，有了各种各样的感觉，比方说在机器人抓一个物体的时候，它实际上力的大小能感觉出来，它能够通过视觉，能够去感受和识别它的形状、大小、颜色。抓一个鸡蛋，它能通过一个触觉，知道它的力的大小和滑动的情况。

那么第三代机器人，也是我们机器人学中一个理想的所追求的最高级的阶

段，叫智能机器人，那么只要告诉它做什么，不用告诉它怎么去做，它就能完成运动，感知思维和人机通讯的这种功能和机能，那么这个目前的发展还是相对的只是在局部有这种智能的概念和含义，但真正完整意义的这种智能机器人实际上并没有存在，而只是随着我们不断的科学技术的发展，智能的概念越来越丰富，它内涵越来越宽。

机器人有三个发展阶段，那么也就是说，我们习惯于把机器人分成三类，一种是第一代机器人，那么也叫示教再现型机器人，它是通过一个计算机，来控制一个多自由度的一个机械，通过示教存储程序和信 息，工作时把信息读取出来，然后发出指令，这样的话机器人可以重复的根据人当时示教的结果，再现出这种动作，比方说汽车的点焊机器人，它只要把这个点焊的过程示教完以后，它总是重复这样一种工作，它对于外界的环境没有感知，这个力操作力的大小，这个工件存在不存在，焊的好与坏，它并不知道，那么实际上这种从第一代机器人，也就存在它这种缺陷，因此，在 20 世纪 70 年代后期，人们开始研究第二代机器人，叫带感觉的机器人，这种带感觉的机器人是类似人在某种功能的感觉，比如说力觉、触觉、滑觉、视觉、听觉和人进行相类比，有了各种各样的感觉，比方说在机器人抓一个物体的时候，它实际上力的大小能感觉出来，它能够通过视觉，能够去感受和识别它的形状、大小、颜色。抓一个鸡蛋，它能通过一个触觉，知道它的力的大小和滑动的情况。

那么第三代机器人，也是我们机器人学中一个理想的所追求的最高级的阶段，叫智能机器人，那么只要告诉它做什么，不用告诉它怎么去做，它就能完成运动，感知思维和人机通讯的这种功能和机能，那么这个目前的发展还是相对的只是在局部有这种智能的概念和含义，但真正完整意义的这种智能机器人实际上并没有存在，而只是随着我们不断的科学技术的发展，智能的概念越来越丰富，它内涵越来越宽。

我设计的喷吐机器人主要运用于房屋墙壁的喷漆，汽车表面喷途等用途。我

.....
.....
.....

本论

2.2.1 电动机的设计

假设手腕的最大负荷重量 3kg, 初估腕部的重量 3kg, 最大运动速度 $V=1.5\text{m/s}$

功率 $P=fv=mgv=6 \times 10 \times 1.5=90\text{kw}$

取安全系数为 1.2, $p' = 1.2p = 1.2 \times 160 = 192\text{W}$

考虑到传动损失和摩擦, 最终的电机功率 $P=110\text{W}$ 。

查表选择 75BF004 型号反应式步进电动机。

具体参数如下表

型号	相数	步距角	最大精转矩	安装外径	长度	轴径	重量
75BF004	3	1.5	0.882NM	75mm	75mm	6mm	1.58kg

小臂减速比的确定

$$\text{求角速度 } W = \frac{V}{R} = \frac{1.5}{4} = 3.75\text{r/s}$$

其中 W 为角速度 (r/s)

V 为运动速度 (m/s)

R 为小臂连杆的长度 (400mm)

在求实际转速

$$N = \frac{60W}{2\pi} = 36\text{r/min}$$

最后求得总传动比: $i = \frac{n}{n'}$

步进电动机转速为 $n = \frac{\theta f}{6}$

其中 θ 为步距角

f 为控制脉冲频率

由电动机型号查表求得 $f=2500\text{hz}$

$$\text{则 } n = \frac{\theta f}{6} = \frac{2500 \times 1.5}{6} = 625\text{r/min}$$

$$\text{则 } i = \frac{625}{36} = 17.3$$

取 i 整 = 17

查表采用行星齿轮结构的 谐波减速器具体机构及参数如下所示

:

行星齿轮减速器	自齿
输出端轴承	滚珠轴承

最大 允许轴向载荷	150N
最大允许安装力	300N
推荐输入速度	800rpm
减速比	17: 1
输出最大转矩	15N.M
允许瞬间输出转矩	22.5N.M

具体安装尺寸见下图所示:

2.2.2 机座电动机和大臂电动机的结构设计同小臂采用相同原理

大臂电动机的设计:

初步估计大臂电动机的 负载为 16kg 最大运动速度为 1.5m/s

同理求得 $P=288W$

查相关手册选步进电动机的型号为: 90BF003

具体参数如下:

电动机型号	相数	步距角	最大静转矩	最大启动功率
90BF003	3	1.5	1.96	1500HZ
质量	外径	长度	轴径	最大运行频率
4.2kg	90mm	125mm	9mm	8000hz

由以上数据可得步进电动机的转速为

$$\text{由公式 } n = \frac{\theta f}{6} = \frac{1.5 * 8000}{6} = 2000 \text{r/min}$$

$$\text{又由 } W = \frac{V}{R} = \frac{1.5}{0.7} = 2.14 \text{r/s}$$

$$\text{实际转速 } n' = \frac{60w}{2\pi} = 20 \text{r/min}$$

$$\text{由公式得 } i_{\text{总}} = \frac{n}{n'} = \frac{2000}{20} = 100$$

查表采用行星齿轮结构的谐波减速器, 具体参数如下表

行星齿轮减速器	直齿
输出端轴承	滚珠轴承
最大允许轴向载荷	250N
最大安装力	410N
推荐输入速度	8000rpm
减速比	100: 1
输出最大转矩	26N.M
允许瞬间输出转矩	36N.M

具体安装尺寸见下图：

2.23 机座电动机的设计

初步估计电动机最大载荷重量为 $m=30\text{kg}$ 最大运动速度 $V=1.5\text{m/s}$

功率 $P=FV=mgv=30 \times 10 \times 1.5=450\text{W}$

取安全系数为 1.2

则 $P'=P \times 1.2=540\text{W}$

考虑到传动损失和摩擦，最终的电动机功率确定为 $P_{\text{额}}=560\text{W}$

查表找出电动机的具体参数如下表

电动机型号	相数	步距角	最大静转矩	最大启动功率
90BF001	4	1.8	3.92	2000HZ
质量	外径	长度	轴径	最大运行频率
4.5kg	90mm	145mm	9mm	8000hz

求基座电动机的谐波减速比：

$$\text{由公式 } n = \frac{\theta f}{6} = \frac{1.8 * 8000}{6} = 2400\text{r/min}$$

又由基座传动轴与喷枪几乎处在同一直线的特殊位置故：

$$W = \frac{V}{R} = \frac{1.5}{0.1} = 15\text{r/s}$$

$$\text{实际转速 } n' = \frac{60w}{2\pi} = \frac{60*15}{2\pi} = 143$$

最后求得总传动比

$$i_{\text{总}} = \frac{n}{n'} = \frac{2400}{143} = 16.7$$

取 $i_{\text{整}} = 17$

基座电动机也采用同谐波减速器相联一体的结构。具体参见下图，安装尺寸见下：

行星齿轮减速器	直齿
输出端轴承	滚珠轴承
最大允许轴向载荷	250N
最大安装力	410N
推荐输入速度	8000rpm
减速比	17: 1
输出最大转矩	26N.M
允许瞬间输出转矩	36N.M

3.轴的设计和校核

轴的结构决定与受力情况，轴上零件的布置和固定方式，轴承的类型和尺寸，轴的毛坯和制造，装配工艺，以及运输，安装等条件，轴的结构，应使轴受力合理，避免或减轻应力集中。

3.1 基座传动轴的设计

取轴的材料为 45 钢。调制处理。

a.轴径同电动机输出轴相同大小故 $d=9\text{mm}$

b. 各段轴径的确定

初估轴径后，就可按照轴上零件的安装顺序从 d_{\min} 出开始逐段确定轴径，上面 d_1 是轴段 1 的直径。

轴段 1 上 用套筒开通键和电动机输出轴相连。由于套筒几乎不受轴向力故在套筒上开一紧盯螺钉螺钉采用 M_4 。

轴段 2 上安装套筒。右端用轴肩固定，考虑到轴的强度取轴径 $d_2 = 18\text{mm}$

轴段 3 上要安装轴承，其直径应该便于轴承安装，，故取轴段 3 的直径为 $d=30\text{mm}$

轴段 4 左端用轴肩固定轴承，有轴承的安装尺寸可得 $d_4 = 40\text{mm}$ 。根据尺寸结构和便于控制轴段 4 末端采用圆孔型结构。具体尺寸见图。

C. 各段长度的确定

根据套筒及箱体结构的尺寸取 $l_1 = 40\text{mm}$

考虑到套筒长及箱体的长度取 $l_2 = 38\text{mm}$

根据轴承宽度取 $l_3 = 34\text{mm}$

由机器人的喷涂范围及基座总长等因素取 $l_4 = 126\text{mm}$
轴的结构见下图所示:

3.2 轴的强度校核

轴在初步完成结构设计后, 进行校核计算, 计算准则是满足轴的强度或刚度要求, 进行轴的强度校核计算时, 应根据轴的具体受载及应力情况, 采取相应的方法, 并恰当地选取其许用应力。

a 计算轴上的转矩 T

主轴上的传递功率

$$P_{\text{传}} = \frac{P}{\sigma} = \frac{0.56}{0.8} = 0.7\text{kw}$$

$$T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n}$$
$$= 9.55 \times 10^6 \times \frac{0.7}{143} = 4.67 \times 10^5 \text{ N}$$

b 轴的受力分析

轴传递的转矩: $T_1 = 4.67 \times 10^5 \text{ N} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n}$

c 按弯矩合成强度校核轴的强度

(1)。绘制轴受力简图。见图 a

(2)。绘制垂直面弯矩图 b

轴承支撑力

$$F_{RBV} = mg = 32 \times 10 = 320$$

又有 $F_{RAV} * L = F_{RBV} * \frac{l}{2}$

$$F_{RAV} = \frac{320 * 60}{130} = \frac{19200}{130} = 147.6$$

计算弯矩

截面 C 右侧弯矩 $M_{CV} = F_{RBV} * \frac{l}{2} = 14.4 \text{ NM}$

截面 C 左侧弯矩 $M'_{CV} = F_{RAV} * \frac{l}{2} = 147.6 * 0.45 = 66.4 \text{ NM}$

d 绘制水平面弯矩图

由于轴承水平面几乎不受外力。可以忽略不算。

e 绘制弯矩图

$$M_C = \sqrt{M_{CV}^2 + 0} = 147.6 \text{ NM}$$

$$M_C' = \sqrt{M'_{CV}^2 + 0} = 66.4 \text{ NM}$$

f 绘制转矩图

转矩产生的扭剪应力按脉动循环变化

取 $\alpha = 0.6$ 截面 C 处的当量弯矩为

$$\begin{aligned}
 M_{ec} &= \sqrt{M_C^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{14.4^2 + (0.6 * 4.67 * 10^5)^2} \\
 &= \sqrt{207.36 + 7.85 * 10^{10}} \\
 &= 2.92 * 10^5
 \end{aligned}$$

g 校核危险截面 C 的强度

$$\sigma_e = \frac{m_{ec}}{0.1d^3} = \frac{2.92 * 10^5}{0.1 * 40^3} = 45MP_a \leq 55MP_a$$

故满足强度要求

3.3 基座传动轴上零件的校核

3.3.1 键的校核：

根据轴径的大小选择键的类型，

由 GB1096-79 查表取键的规格：b*h=3*3 取键的系列长度 L=12mm

键的材料选用 45 刚

校核挤压强度：

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma_p]$$

又有 L=12-3=9mm

$$T = 4.67 * 10^5 N$$

$$\text{故 } \sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 * 4.67 * 10^5}{9 * 3 * 4} = 145MP$$

查表求得许用挤压应力 $[\sigma_p] = (120 - 150)MP$

$$\text{故 } \sigma_p \leq [\sigma_p]$$

挤压强度足够

3.3.2 传动轴上轴承的校核

滚动轴承的主要失效形式为疲劳点蚀和塑性变形。滚动轴承的计算准为针对疲劳点蚀进行寿命计算，针对塑性变形进行静强度计算，对于转速较承除进行寿命计算外还需要计算轴承的极限转速。

课题中选用的轴承规格为：30206 型。

具体参数如下表：

型号	D	d	T	B	C	额定动载荷	额定静载荷
30206	62	30	17.5	16	14	41.2KN	29.5KN

如下图所示：

a. 求当量动载荷 P:

对于只受径向载荷为主的轴承，当量动载荷为：

$$P = f_p * F_R \quad \text{其中 } F_R = 3340\text{N}$$

查表得 $f_p = 1.2$

根据公式计算： $P = f_p * F_R = 1.2 * 3340 = 4008\text{N}$

轴承的寿命计算公式为： $l_h = \frac{16670}{n} \left(\frac{C}{P}\right)^\epsilon$ 查表得到： $C = 41200\text{N}$

对于球类轴承 $\epsilon = 3$

$$\text{则有： } l_h = \frac{16670}{n} \left(\frac{C}{P}\right)^\epsilon = \frac{16670}{143} \left(\frac{41200}{4008}\right)^3 = 116 \times 1086 = 125998 > 20000\text{h}$$

故满足寿命要求。

b. 轴承的静强度校核：

求当量静载荷 p_{0a}

由于轴承只承受径向载荷，由于 $\alpha = 20^\circ$ 则

$$p_{0a} = 2.3 F_R \tan \alpha = 2.3 * 3340 * 2.237 = 17668.6$$

静强度选择轴承的计算公式为：

$$c_0 \geq s_0 p_0$$

查表 $s_0 = 2$

则 $s_0 p_0 = 3533.7\text{N}$ 查表后得到： $c_r = 505 * 10^3 \text{N}$

故满足要求。

3.4 大臂轴的结构设计

轴的材料选择 45 号钢，调制处理。

各段轴径的确定

轴段 1 由于和电动机配合故 $d_1 = 9\text{mm}$

考虑到在轴段 2 上装上套筒故取轴径 $d = 20\text{mm}$

轴段 3 上安装轴承，其直径因该便于轴承的安装，又因该符合轴承的内径系列。即轴段 3 的直径和轴承型号的选则同时进行，轴承型号为 6..6

型的深沟球轴承，故 $d_3 = 30\text{mm}$

轴段 4 的右端固定轴承故取 $d_4 = 35\text{mm}$

各段长度的确定

各段长度主要根据轴上零件的配合部分长度确定，还和箱体及轴承盖等零件又关。

考虑到套筒长取轴段 1 = 30mm

轴段 2 上安装套筒，取长为 26mm

根据轴承的尺寸取轴段 3 = 14mm

根据机器人的整体结构取轴段 4 = 83mm

3.4.1 轴的强度校核

大臂传动轴式一个传动力矩的轴如下图所使的结构：

a 轴上转矩

主轴上传递的功率

$$T = 9.55 * 10^6 * \frac{P}{n} = 9.55 * 10^6 * \frac{P}{20}$$

又公式 $d = c \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$ 代入 $d = 9\text{mm}$ $c = 110$

$$\text{则 } \frac{P}{n} = \left(\frac{d}{c}\right)^3 = 0.00055$$

$$T = 9.55 * 10^6 * 0.00055 = 5.25 * 10^3 = 5250 \text{ NM}$$

b 画出垂直面弯矩图（如下图）

水平面的支撑反力：

轴承支撑反力，由 $F_{RAV} = mg = 16 * 10 = 160 \text{ N}$

则轴承

支撑反力为： $F_{RBV} = \frac{160 * 153 + 5250}{70} = 424.7 \text{ n}$

计算弯矩，取截面 C 处研究对象。

经计算： $M_{CV} = F_{RAV} L = 160 * 0.153 = 24.4 \text{ NM}$
 $M'_{CV} = F_{RBV} l_1 = 424.7 * 0.070 = 29.68 \text{ NM}$

C 绘制水平面弯矩图

由于水平面几乎不受力的作用，故不予考虑。

d 绘制合成弯矩图

$$M_C = \sqrt{M_{CH}^2 + 0} = 24.4 \text{ NM}$$

$$M' = \sqrt{M'_{CH} + 0} = 29.68 \text{ NM}$$

e 绘制转矩图：如下图所示

$$\text{转矩 } T = 9.55 \times 10^3 \frac{P}{n} = 5250 \text{ NM}$$

f 绘制当量弯矩图

转矩产生的扭剪应力按脉动循环变化

取 $\alpha = 0.6$ 截面 C 处的当量弯矩为：

$$\begin{aligned} M_{ec} &= \sqrt{M_e^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{24.4^2 + (0.6 * 5250)^2} \\ &= 3150 \text{ NM} \end{aligned}$$

g 校核危险截面强度

$$\sigma_e = \frac{M_{ec}}{0.1d^3} = \frac{3150}{0.1 * 36^3} = 6.75 \text{ MP} \leq 55 \text{ MP}$$

完全满足要求。

3.5 大臂上零件的校核

3.5.1 轴段 1 上键的校核

由轴的直径确定键的类型，根据 GB1096-79 选取键的类型

$B * h = 3 * 3$ 其中 $L = 12 \text{ mm}$

校核挤压强度：

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} \leq [\sigma_p], \text{ 又有 } L = 12 - 3 = 9 \text{ mm}$$

又由转矩 $T = 5.25 * 10^3$

$$\text{故 } \sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 * 5.25 * 10^3}{9 * 3 * 9} = \frac{21 * 10^3}{243} = 86.4 \text{ MP}_a$$

$$\sigma_p \leq [\sigma_p] \text{ 故强度满足要求}$$

3.5.2 轴承的校核。

滚动轴承的计算准为

针对疲劳点蚀进行寿命计算，针对塑性变形进行静强度计算，对于转速较承除进行寿命计算外还需要计算轴承的极限转速。

大臂传动轴选用的轴承规格为：6006 型。

求当量动载荷

$$p = f_p(XF_R + YF_A)$$

式中 F_R 为径向载荷

F_A 为轴向载荷

f_p 为载荷系数

由于轴承主要承受径向载荷故当量动载荷为：

$$p = f_p F_R$$

其中 $F_R = 424.7\text{N}$ 又根据工作条件查表得到 $f_p = 1.2$

$$\text{则 } p = f_p F_R = 1.2 \times 424.7 = 509.64\text{N}$$

根据公式计算寿命：

$$L_h = \frac{16670}{n} \left(\frac{c}{p}\right)^\epsilon$$

查表 $C=10200\text{N}$ 对于球类轴承 $\epsilon = 3$

$$\text{则 } l = \frac{16670}{n} \left(\frac{c}{p}\right)^\epsilon = \frac{16670}{20} \left(\frac{10200}{509.6}\right)^3 = 66790.6 > 20000\text{h}$$

故满足要求。

静强度校核：

求当量静载荷 p_{0a}

轴承主要承受径向载荷，取 $\alpha = 20^\circ$

$$\text{则 } p_{0a} = 2.3F_R \tan \alpha = 2.3 \times 424.7 \times 0.3 = 293.04$$

静强度校核选用公式： $c_0 \geq s_0 p_0$ 查表取 $s_0 = 2$

$$\text{则有： } s_0 p_0 = 2 \times 293.04 = 586.086$$

查表得到 $C_R = 50500\text{N}$ 则可得到： $c_0 \geq s_0 p_0$ 。符合静强度要求。

箱体的设计

.....
.....
.....

