

1 引言（或绪论）

将磁极所用螺钉紧固在机壳上（俗称紧丝）这道工序在磁电机的装配过程中是十分关键的，它的主要作业过程是将每个磁电机用四个螺钉来进行紧固。如下图所示：

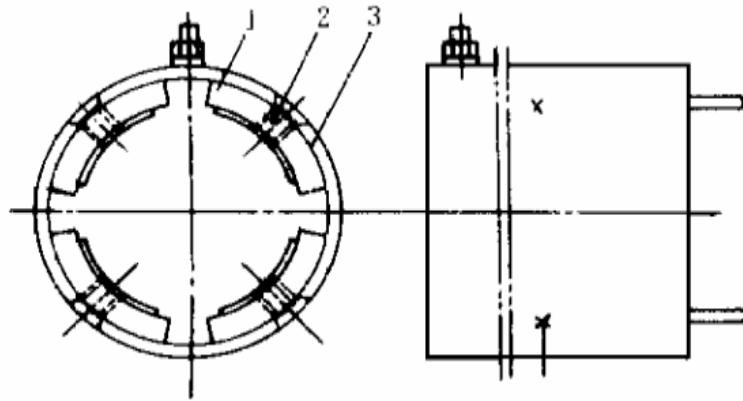


图1 机壳装配图

1.磁极 2.紧固螺钉（M10） 3.机壳

磁极所要求的预紧转矩是固定值，四个种类额定转矩的范畴在 $25\text{N} \cdot \text{m} \sim 55\text{N} \cdot \text{m}$ 之内。而且要求四个螺钉转矩的一致性误差不能够超出 5% ，不然在磁电机的使用过程中螺钉就会产生松动或者在装配过程中使得机壳内侧尺寸不足，这样都会严重降低产品的质量和使用效果。当前国内生产单位磁极螺钉的紧固大部分是采取电动扳手进行人工操作，单头紧丝，一部分生产单位将台钻改装成为单头紧丝机。这些设备的缺点是：

- （1）利用人工对准螺钉改锥头十字交叉口，但是是单头安装，所以效率低下。
- （2）电动改锥头驱动以后再进入螺钉十字交叉口，使得十字交叉口易损坏。
- （3）转矩很难形成固定值，四个紧固螺钉所需要的力很难达到一致。
- （4）工人的劳动强度大。
- （5）松紧程度难以把握

本领域生产单位目前在中国约有 150 家以上，大部分都有提高工艺的要求，针对上述的状况，从而提出了研制一台半自动磁极螺钉拧紧机。

要完成本次设计，首先得研究和分析其工作原理，并根据有限的参考资料，消化吸收，然后应用机械设计的原理和方法进行一系列的分析、校核和选材等，并进行了一些创新，大胆的设想，得出有关磁极拧紧机各零部件的各项参数，并进行合理的布局。

该机主要由紧丝头、底座、中间座、涨胎夹具、操纵台、液压站和电器柜所构成。

如下图所示：

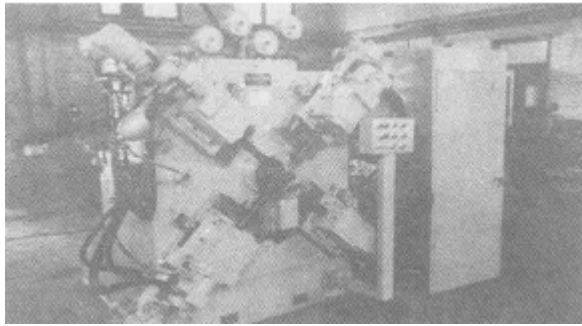


图2 磁极螺钉拧紧机外形图

半自动螺钉拧紧机的设计主要设计紧丝头和浮动轴头。拧紧机的中心线垂直，为立式，夹具为水平的，垂直于水平面的主板上设有四个紧丝头，所以在装卸作业过程中更加方便、省力。机身的后座上装着液压站与整机合二为一，这样的布局具有占地面积小、结构紧凑并且便于搬运的特点。

研究的主要技术参数目标：

工作中心到地面的距离：950mm

最大行程紧丝头：50mm

紧丝头的转速：20~60r/min

紧丝头的拧紧力矩：30N·m~60N·m

单件工时：15s/件

快速电机功率：0.37kw

从各种技术要求出发，制定了半自动螺钉拧紧机的技术方案：

（1）主机为立式安置，有利于工件的装卸，通过一次装夹，可以实现四个螺钉同一时间的拧紧，从而利于提高工件的生产效率。

（2）整机模仿人工作业，实现紧丝作业自动化，即改锥头自动寻觅并进入螺钉口，使螺钉预先紧固，再由冲动动作完成螺钉的定转矩紧丝。

（3）螺丝刀头浮动，以便于螺杆自动搜寻可调扭矩，可适应不同的产品要求的前提，装配，实现恒定转矩，频率可调，从而适应产品的要求。

（4）本机的控制采取可编程控制器 PLC 程序，完成螺钉的自动拧紧。同时，可以适应各种不同产品的装配要求，使得程序的调整更加方便。

（5）本机能够充分实现四种规格磁电机的生产装配作业，四种规格的型号分别是：Q D0 48 - 1 01、Q D 1204 - 10 1、Q D 1201A - 10 1 及 Q D 125 5- 1 01。

螺纹联接的恒转矩是一个复杂的问题，联接的材料、热处理状态及摩擦因素等都与它有关，从而要想获得准确的预紧力是很困难的。在查阅相关资料后，我们进行了有效的分析论证，最终确定下两种紧固方式，即第一种方式：由液压马达提供动力，持续转动锥头，实现螺钉的预紧固。但是受液压马达脉动的影响，这时候得到的转矩不是很精准。第二种方式：由摆动马达提供动力，输出大转矩完成冲动动作从而完成转矩紧丝。

由于所学的知识有限并且时间有限，故所作出的设计难免有许多的漏洞，还望老师批评并予以指正。

2 方案论证

2.1 工作原理

参考液压原理图：

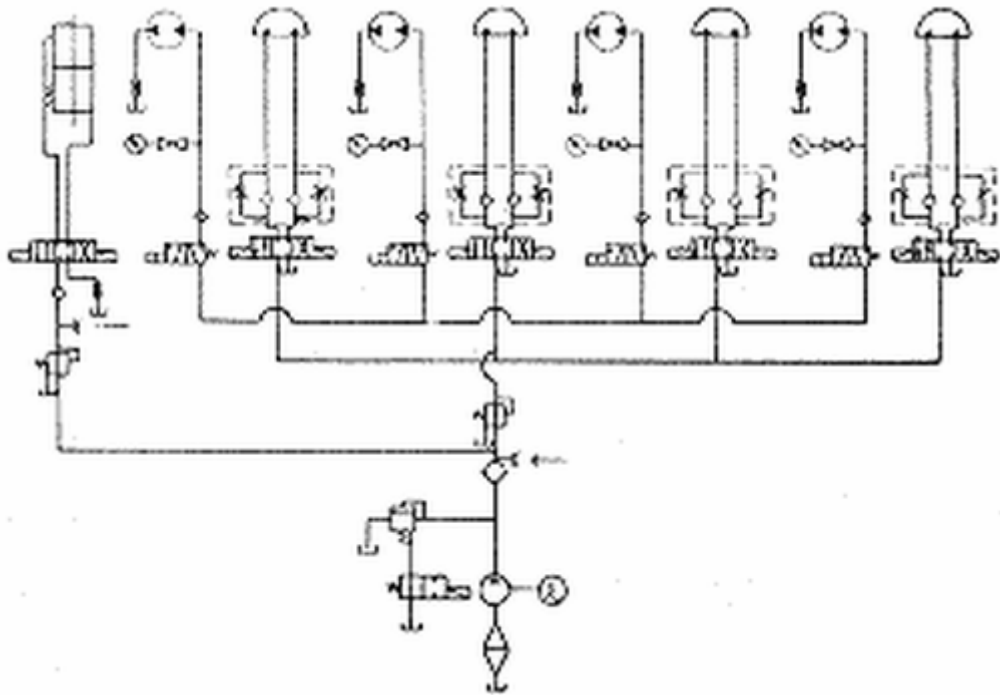


图3 液压原理图

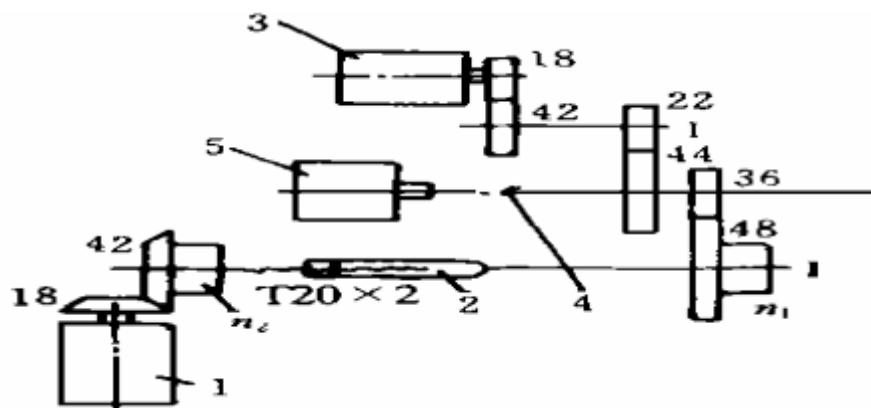
接通电源用夹具夹紧工件，涨胎夹具通过油缸拉紧，这样开始运作，快速电机驱动锥头快速前进，直至四个锥头分别触摸螺钉十字交叉口（和弹簧有一定的压缩）停止，然后四个摆动电机分别各次摆动一次，使锥头不能进入十字交叉口(已经进入十字口的旋转 90°)，四个锥头两次快进，进一步压缩弹簧（直到不能够压缩）到目前为止，油马达运转，经过两对齿轮 $\frac{18}{42} \times \frac{20}{40}$ 带动紧丝主轴旋转（边运转边前进）直至达到接点压力表调定的压力（即设定的扭矩力），当电机停止，那么信号油振动电机，摆角冲动动作完成，冲动频率可调（n1 离合器断电，n2 离合器通电），冲动结束四个锥头快速返回原位，工件放开，一个工作周期结束。

整个作业循环模仿人工操作，采取 PLC 控制，作业稳定可靠，每件工时不超过 20 秒。

2.2 传动方案的拟定

根据传动原理可以确定出有以下三种可行方案：

第一种传动系统图：

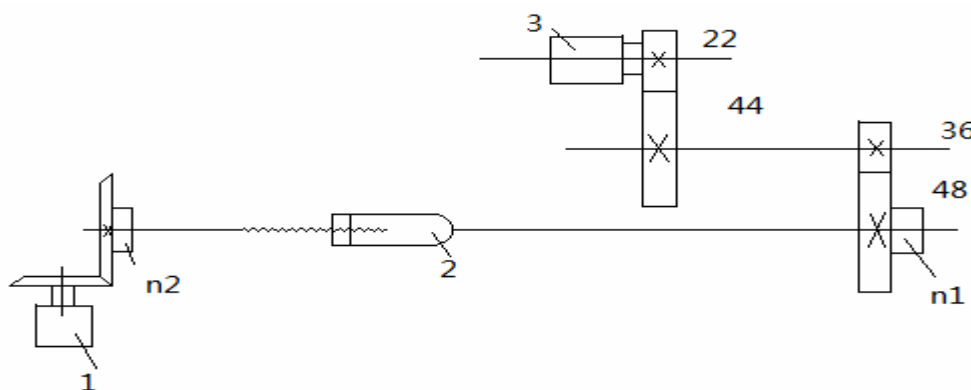


1. 电机 2. 丝杆副 3. 油马达 4. 棘轮棘爪 5. 摆动马达 n1 n2 离合器

本设计的工作原理：快速锁紧螺钉头是由快速电机 1 驱动的，通过一对锥齿轮带动传动丝杠 2 转动，此时离合器 n1 通电。紧丝主轴旋转，边回转边前进（这时 n2 离合器通电，n1 离合器断电，丝杠制动）完成了预紧丝，通过调整液压系统图确定压力扭矩。通过棘轮棘爪和摆动马达 5 使紧丝主轴相联，油马达停止转动，摆动马达通过棘轮棘爪间接拨动紧丝主轴实现锥头的冲动，往复振动电机，主轴可以旋转 90° ，冲动频率根据所需转矩的大小由 PLC 控制器来设置。

该设计完全可以满足设计要求，能够完成螺钉紧丝作业自动化，完全模仿人工作业，即锥头能够自动找到并进入螺钉口，从而预紧丝螺钉，然后推动作用实现恒转矩紧丝。冲动次数可调，可以满足不同的产品要求，而且结构安排紧凑，故而选取这种设计。

第二种传动系统图：

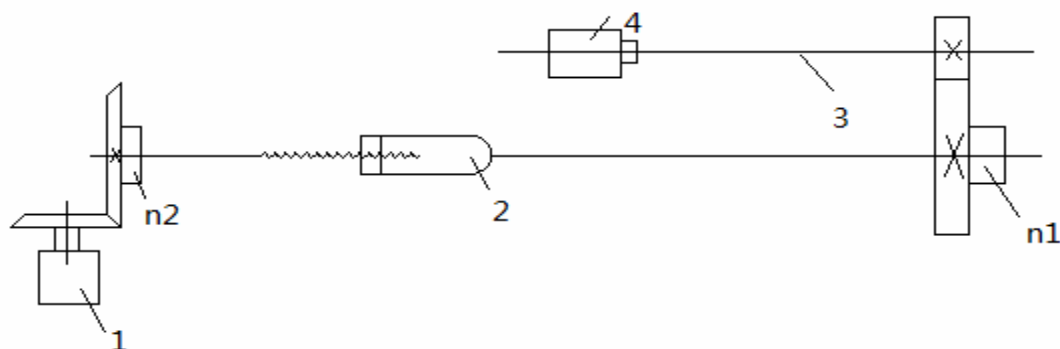


1. 电机 2. 丝杆副 3. 油马达 n1 n2 离合器

本设计通过快速电机带动一对锥齿轮转动，离合器 $n1$ 通电时，螺母固定不动，丝杆旋转，故而带动主轴前进，当接入螺钉，丝杆停止转动，由油马达 3 带动主轴边回转边前进，从而拧紧螺钉达到所要求的转矩。

这种设计结构简单，但是油马达有脉冲，得到的转矩不是恒定值，所以不选用这种结构的设计。

第三种传动系统图：



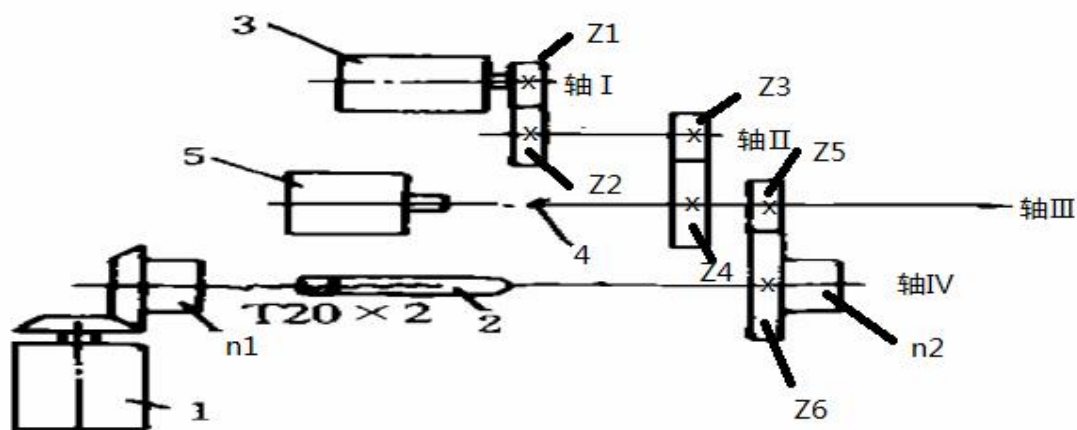
1. 电机 2. 丝杆副 3. 棘轮棘爪 4. 摆动马达 $n1$ $n2$ 离合器

此种方案的传动原理为：电机带动锥齿轮转动，从而带动丝杠副，使得主轴向前前进，当碰到螺钉时，电机停止， $n2$ 通电，丝杠制动，摆动马达转动完成定转矩的拧丝。

这种方案的结构设计相对前两种方案而言比较简单，但是有一个致命性的错误，那就是锥头有可能无法寻找到螺钉口，无法预紧螺钉，这样使得工作效率大大的降低，所以这种方案的结构设计是不可取的。

2.3 各种原动件的选择

根据以上的分析和论证，确定如下的传动方案：



1. 电机 2. 丝杆副 3. 油马达 4. 棘轮棘爪 5. 摆动马达 $n1$ $n2$ 离合器

首先快速电机起动，通过一对锥齿轮传动（相当于减速器）此时离合器 n1 通电，n2 断电，丝杠转动，螺母不动，此时整个机座向前运动，当到达螺钉十字口位置时，并使浮动轴头对螺钉有一定的压缩量，然后断开 n1。n2 通电，摆动马达开始运转，将锥头没有进入十字交叉口的进入十字交叉口，已进入十字交叉口的旋转 90° ，进一步压缩弹簧，然后是油马达运转，开始攻丝，直至达到接点压力表调定压力，最后由摆动马达完成冲动的动作，一个循环就结束了。

在此简单介绍一下，各部件的分工：

快速电机：推动机座前进至螺钉位置。

摆动马达：（1）调整拧紧锥头的位置，使其进入十字口。

（2）完成最后冲动拧紧工作。

油马达：完成预紧丝。

离合器 n1：控制丝杆的动与制动。

离合器 n2：控制轴的转动与否。

2.3.1 快速电机的选定

根据预紧丝头的转矩和转速，可知：应选择 0.37kw 的电机，转速最好 1000r / min 以上。查手册，得出如下的数据：

选择 Y801—4 型电机

基本数据：

型号	额定功率	转速 r / min	电流 A	效率	功率因素 $\cos \varphi$
Y801—4	0.37	1400	1.01	73%	0.76

堵转电流	堵转电流	最大转矩
额定电流	额定电流	额定转矩
0.6	2.2	2.3

2.3.2 摆动液压马达的选择

摆动马达通过棘轮棘爪拨动紧丝主轴，从而实现锥头的冲动，往复振动电机，主轴可旋转 90° ，冲动频率根据所需转矩的大小通过 PLC 控制器来设置。

因为紧丝头的最大转矩为 $60\text{N} \cdot \text{m}$ ，根据上述要求查《液压气动系统设计手册》，选择 YM 型摆动液压马达：

型号：YM009—95

最大摆角： 95°

每转排量： $0.09\text{L} / \text{r}$

工作压力： 7Mpa

许用压力： 7Mpa

理论转矩： $14 \times \Delta p$ Δp 为叶片两侧压力差（ Mpa ）

外形尺寸： $146 \times 110 \times 148$

重量： 9Kg

这种马达结构简单，最大摆角，理论转矩都能够满足要求，所以选用它，其它型号的马达无法满足要求。

2.3.3 油马达的选择

（1）紧丝头的最大转矩为 $50\text{N} \cdot \text{m}$ ，然后在轴 3 上转矩不仅分配给紧丝头，而且要分配给齿轮 Z5，故设轴 3 转矩为 $70\text{N} \cdot \text{m}$ ，转速 $n=60\text{r} / \text{min}$

$$\text{则： } P_3 = \frac{T_3 \cdot n_3}{9.55 \times 10^6} = \frac{70 \times 10^3 \times 100}{9.55 \times 10^6} = 0.73\text{Kw}$$

$$\text{故： } P_3 = 0.73\text{Kw}$$

$$\text{而： } P_{\text{油}} \cdot \eta_a = P_3$$

$$\eta_a = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$$

（其中 η_1 、 η_2 、 η_3 分别为联轴器、齿轮、轴承和油马达的传动效率）

$$\eta_a = 0.99 \times 0.97^2 \times 0.98 \times 0.86 = 0.79$$

$$P_{\text{油}} = \frac{P_3}{\eta_a} = \frac{0.73}{0.79} = 0.92\text{Kw}$$

$$\text{故： } P_{\text{油}} = 0.92\text{Kw}$$

（2）齿轮马达

负载转矩小，稳定速度要求不高，噪声限制不严，如钻床、风扇等。

轴向柱塞马达：负载速度大，有变速要求，负载转矩小，低速平稳性要求高。

叶片马达：负载转矩小，要求噪声小，如磨床回转工作台、机床操作系统。

球塞马达：负载转矩大，中速，如塑料机械、行走机械等。

柱塞马达：轴向尺寸小，工作可靠，寿命较长等。

根据以上的选择，在这个结构中，选择轴向柱塞马达。

型号：ZM1—25

排量：9mL / r

压力额定：21Mpa

最高：28Mpa

理论转矩：17.4~1267.3N·m

转速最低：150r / min

转速最高：500r / min

ZM1—25 型油马达是将液压能转换为机械能的装置，它的输出转矩与系统压力成正比，所以改变系统压力，能够改变输出转矩。例如：当压力 $P=5\text{Mpa}$ 时，转矩 $M_{\text{理论}}=90\text{N}\cdot\text{m}$ 其关系表达式为 $M_{\text{理}}=A\cdot P$ ，其中 $A=4.67$ 为比例系数， P 为系统的理论压力。

压力和转矩对照关系表

压力 (MPa)	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
理论转矩 N·m	18	27	36	45	54	63	72	81	90

3 设计计算

3.1 传动比的分配

主轴即紧丝头的转速：30r / min ~ 60r / min

油马达的转速：150r / min ~ 300r / min

$i_{\text{总}} = 4.7$

选择 $Z_4 / Z_3 = 2$ $Z_2 / Z_1 = 2.35$

电机的转速为：1400r / min

快进，快退速度：1200mm / min

丝杠的螺距：T=2

锥齿轮的传动比： $i = \frac{1400 \times 2}{1200} = \frac{7}{3}$ $Z_6 / Z_5 = 4 / 3$

初选定定以上的传动比，在设计过程中经调过再予以确定。

3.2 齿轮的设计

3.2.1 设计 Z3 与 Z4 齿轮

由于轴 II 传递的是转矩，所以采用直齿轮，小齿轮采用 40Cr 钢，调质处理，硬度取其平均值为 260HB，大齿轮用 45 钢，调质处理，硬度取值为 240HB。

一、齿面接触疲劳强度计算

初步计算：

转矩：T=600000N · mm

齿宽系数：取 $\phi_d = 1.0$

接触疲劳极限 $\delta_{H \lim}$ ： $\delta_{H \lim 1} = 710 \text{Mpa}$ $\delta_{H \lim 2} = 580 \text{Mpa}$

初步计算的许用接触应力 $[\delta_H]$

$[\delta_{H1}] = 0.9$ $\delta_{H \lim 1} = 0.9 \times 710 = 639 \text{Mpa}$

$[\delta_{H2}] = 0.9$ $\delta_{H \lim 2} = 0.9 \times 580 = 522 \text{Mpa}$

取 $A_d = 85$

初步计算的小齿轮直径 d_1 ：

$$d_1 \geq A_d \sqrt[3]{\frac{T_1}{\phi_d [\delta_{H1}]^2} \cdot \frac{u+1}{u}} = 85 \sqrt[3]{\frac{60000}{1 \times 522^2} \times \frac{3+1}{3}} = 56.5 \text{ mm}$$

故取 $d_1 = 60 \text{ mm}$

初步齿宽 $b = \phi_d d_1 = 1 \times 60 = 60 \text{ mm}$

齿数 Z_1 和模数，初选齿数 $Z_1 = 20$ ， $Z_2 = i \times Z_1 = 2 \times 20 = 40$

$$m = d_1 / Z_1 = 60 / 20 = 3$$

$$d_2 = m \times Z_2 = 40 \times 3 = 120$$

$$a = \frac{m (Z_1 + Z_2)}{2} = 90$$

齿宽 $b = 1 \times 60 = 60 \text{ mm}$

二、校核计算

$$\text{圆周速度 } v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = 0.628 \text{ m/s}$$

精度等级：由查表得：选 8 级精度

$$m = 3 \quad Z_1 = 20 \quad Z_2 = 40$$

$$\text{使用系数 } K_A \quad K_A = 1.5$$

$$\text{动载系数 } K_v \quad K_v = 1.2$$

齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ ：

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 60000}{40} = 3000 \text{ N}$$

$$\frac{K_A \cdot F_t}{b} = \frac{1.5 \times 3000}{60} = 75 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta = 1.64$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.64}{3}} = 0.88$$

$$\text{由此得 } K_{H\alpha} = \frac{1}{Z_\varepsilon^2} = \frac{1}{0.892} = 1.26$$

齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ ：

$$K_{H\beta} = A + B \cdot \left(\frac{b}{d_1} \right)^2 + C \cdot 10^{-3} \cdot b$$

$$= 1.17 + 0.16 \times 1^2 + 0.61 \times 10^{-3} \times 36 = 1.35$$

载荷系数 K: $K = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1.84$

弹性系数: $Z_E = 189.8 \text{ MPa}$

节点区域系数: $Z_H = 2.5$

接触最小安全系数: $\delta_{H\min} = 1.05$

接触寿命系数: $E_{N1} = 1.00 \quad E_{N2} = 1.00$

许用接触应力 $[\delta_H]$:

$$[\delta_{H1}] = \frac{\delta_{H\lim1} \cdot E_{N1}}{\delta_{H\min}} = \frac{710 \times 1}{1.05} = 676.2 \text{ MPa}$$

$$[\delta_{H2}] = \frac{\delta_{H\lim2} \cdot E_{N2}}{\delta_{H\min}} = \frac{580 \times 1}{1.05} = 552.4 \text{ MPa}$$

验算: $\delta_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon = 498.56 \text{ MPa} < [\delta_{H2}]$

由计算结果得出: 接触疲劳强度比较合适, 齿轮的尺寸不用再进行调整。

三、确定传动主要尺寸:

实际分度圆直径 d , 因模数取标准值时, 齿数重新确定, 但没有圆整, 分度圆直径不会变化。

$$d_1 = mZ_1 = 3 \times 20 = 60 \text{ mm}$$

$$d_1 = 60 \text{ mm}$$

$$d_2 = mZ_2 = 3 \times 40 = 120 \text{ mm}$$

$$d_2 = 120 \text{ mm}$$

中心距 a : $a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{3 \times (20 + 40)}{2} = 90 \text{ mm}$

齿宽 b : $b = \phi_d d_1 = 60 \text{ mm}$

取 $b_1 = 60 \text{ mm} \quad b_2 = 56 \text{ mm}$

各个齿轮设计方法与上相同, 可以确定:

Z_1 与 Z_2 : 模数取 $m=3 \quad Z_1=18 \quad Z_2=42$

$$d_1 = 18 \times 3 = 54 \text{ mm} \quad B_1 = 60$$

$$d_2 = 42 \times 3 = 126 \text{ mm} \quad B_2 = 54$$

$$a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = 90\text{mm}$$

$$Z_5 \text{ 与 } Z_6: m=2.5 \quad Z_5=36 \quad Z_6=48$$

$$d_5=36 \times 2.5=90\text{mm} \quad d_6=48 \times 2.5=120\text{mm}$$

$$B_1=90 \quad B_2=86$$

3.2.2 锥齿轮传动的设计

快速电机功率为 0.37Kw，小齿轮转速 $n_1=1400\text{r/min}$ ，直齿锥齿轮为刨齿加工，不适合采用硬齿面。小齿轮选取 40Cr 钢，调质处理，硬度取平均值 260HB。大齿轮选用 42SiMn 合金钢，调质处理，硬度取其平均硬度值 230HB，计算步骤如下：齿轮 Z 和精度等级：取 $Z_1=18$ $Z_2=i \cdot Z_1=42$

$$\text{估算知: } V_m=2\text{m/s} \quad \text{选用 8 级精度}$$

$$\text{使用寿命 } K_A: \quad K_A=1.0$$

$$\text{动载系数 } K_v: \quad K_v=1.17$$

$$\text{齿间载荷分配系数 } K_{H\alpha}: \quad \text{估计 } \frac{K_A \cdot F_t}{b} < 100\text{N/mm}$$

$$\cos \delta_1 = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}} = 0.92 \quad \cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}} = 0.39$$

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{18}{0.92} = 19.57 \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{42}{0.39} = 107.69$$

$$\varepsilon_\omega = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{Z_{v1}} + \frac{1}{Z_{v2}} \right) \right] \cos \beta = 1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{19.57} + \frac{1}{107.69} \right) = 1.70$$

$$Z_\omega = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\omega}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.70}{3}} = 0.88$$

$$K_{H\alpha} = \frac{1}{Z_\omega^2} = \frac{1}{0.88^2} = 1.29$$

$$\text{齿向载荷分布系数: 取 } K_\beta=1.9$$

$$\text{载荷系数 } K: \quad K = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_\beta = 1 \times 1.17 \times 1.29 \times 1.9 = 2.89$$

$$\text{转矩 } T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{0.37}{1400} = 2523.9\text{N} \cdot \text{m}$$

$$\text{弹性系数 } Z_E: \quad Z_E=189.8$$

节点区域系数 Z_H : $Z_H = 2.5$

接触疲劳极限: $\delta_{H\lim1} = 710 \text{ MPa}$

接触最小安全系数: $\delta_{H\lim2} = 680 \text{ MPa}$

接触寿命系数 Z_N : $Z_{N1} = Z_{N2} = 1.0$

许用接触应力 $[\delta_H]$:

$$[\delta_{H1}] = \frac{\delta_{H\lim1} \cdot Z_{N1}}{\delta_{H\lim}} = \frac{710 \times 1}{1.05} = 676 \text{ MPa}$$

$$[\delta_{H2}] = \frac{\delta_{H\lim2} \cdot Z_{N2}}{\delta_{H\lim}} = \frac{680 \times 1}{1.05} = 648 \text{ MPa}$$

大齿轮大端分度圆直径 d , 取 $\varphi_R = 0.3$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{4.7KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2} \left(\frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_N}{[\delta_H]} \right)^2} = 30.35 \text{ mm}$$

取 $d_1 = 40 \text{ mm}$

验算圆周速度:

$$d_{m1} = (1-0.5\varphi_R) d_1 = (1-0.5 \times 0.3) \times 40 = 34 \text{ mm}$$

$$v_m = \frac{\pi d_{m1} \cdot n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 34 \times 1400}{60 \times 1000} = 2.49 \text{ m/s}$$

$$F_t = \frac{2T}{d_{m1}} = \frac{2 \times 2523.9}{34} = 148.5 \text{ N}$$

$$b = \varphi_R \cdot R = \frac{\varphi_R \cdot d_1}{2\sqrt{1-\cos^2 \delta_2}} = \frac{0.3 \times 40}{2\sqrt{1-0.92^2}} = 15.3 \text{ mm}$$

$$\frac{K_A \cdot F_t}{b} = \frac{1 \times 148.5}{15.3} = 9.7 \text{ N/m} < 100 \text{ N/m}$$

确定传动主要尺寸:

$$\text{大端模数 } m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{40}{18} = 2.2 \quad \text{取 } m = 2.5$$

$$\text{实际分度圆直径 } d: d_1 = m \cdot Z_1 = 2.5 \times 18 = 45 \text{ mm}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 2.5 \times 42 = 105 \text{ mm}$$

$$\text{锥距 } R: R = \frac{m}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \frac{2.5}{2} \sqrt{18^2 + 42^2} = 57 \text{ mm}$$

齿宽 b : $b = \varphi_R \cdot R = 0.3 \times 57 = 17.1 \text{mm}$

分锥角: $\tan \delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{18}{42} = \frac{3}{7}$

$\delta_1 = 23.2^\circ$ $\delta_2 = 66.8^\circ$

平均分度圆直径 d_m :

$d_{m1} = (1 - 0.5\varphi_R) d_1 = (1 - 0.5 \times 0.3) \times 45 = 38.3 \text{mm}$

$d_{m2} = (1 - 0.5\varphi_R) d_2 = (1 - 0.5 \times 0.3) \times 105 = 89.3 \text{mm}$

齿高 h : $h = h_a + h_f = m + 1.2m = 2.2 \times 2.5 = 5.5$

大端顶圆直径 d_a : $d_a = d + h_a \cdot \cos \delta$

$d_{a1} = d_1 + h_a \cdot \cos \delta_1 = 47.3 \text{mm}$

$d_{a2} = d_2 + h_a \cdot \cos \delta_2 = 106 \text{mm}$

3.3 轴的结构设计

紧丝头的紧固转矩: $30 \sim 60 \text{N} \cdot \text{m}$

轴 II 与主轴的传动比 i 为: $\frac{40}{20} = 2$

主轴的最大转矩选用: $70 \text{N} \cdot \text{m}$

轴 II 的最大转矩必须为: $35 \text{N} \cdot \text{m}$

轴的材料选择:

轴材料选用 45 钢, 调质, $\sigma_b = 650 \text{MPa}$, $\sigma_s = 360 \text{MPa}$, $[\sigma_H] = 0.1\sigma_b = 65 \text{MPa}$

初步计算轴的直径:

$T = 35000 \text{N} \cdot \text{m}$

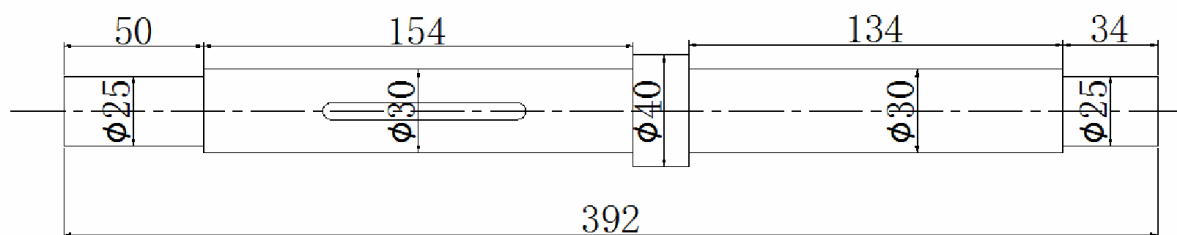
$d \geq 110 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$

$P = \frac{T \cdot n}{9.55 \times 10^6}$

$d \geq 110 \sqrt[3]{\frac{35000}{9.55 \times 10^6}} = 16.96 \text{mm}$

$d_1 = d \times 1.1 \times 1.2 = 20.52$ 取 $d = 25 \text{mm}$

轴的结构草图如下：



轴的两端用深沟球轴承支撑： 型号 6005 GB / T2T6—93 轴肩高度取 5mm

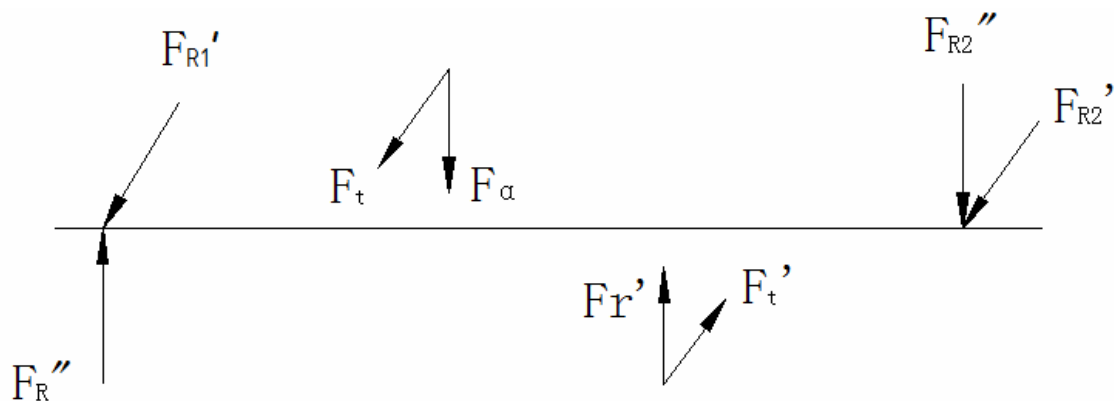
静强度核算：

转矩 $T_1 = 35000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

圆周力 $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 35000}{30} = 2333 \text{ N}$

径向力 $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 2333 \times \tan 20^\circ = 758 \text{ N}$

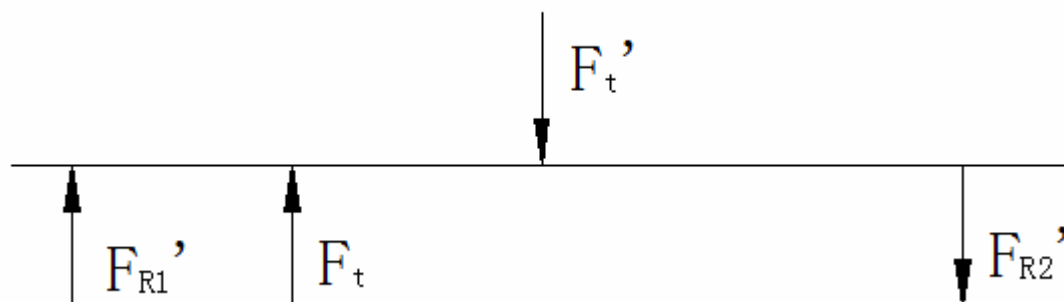
画图：轴的受力图



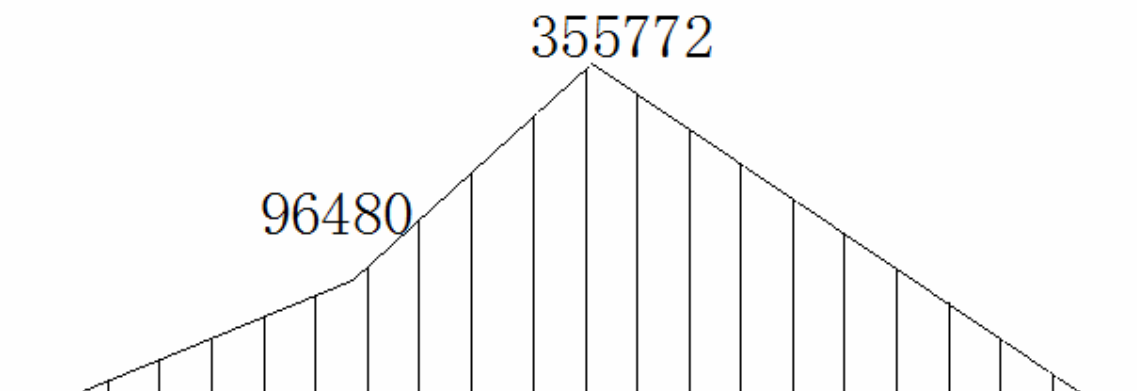
$$F_t' = \frac{126}{60} F_t = 2.1 \times F_t = 4880 \text{ N}$$

$$F_r' = \frac{126}{60} F_r = 2.1 \times F_r = 1591.9 \text{ N}$$

水平面受力图：



水平面弯距图：



水平面反力：

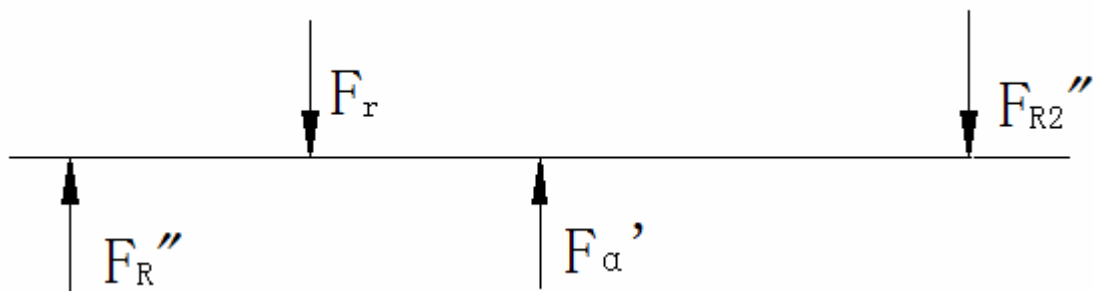
$$F_{R1}' = \frac{F_t'(12+134+30+30) - F_t(12+134+30+124)}{12+134+154+25+30}$$

$$= 860\text{N}$$

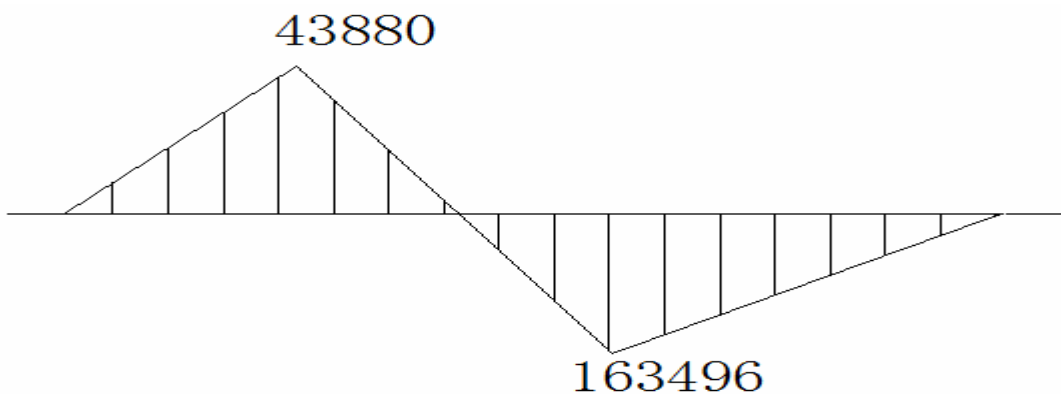
$$F_{R2}' = \frac{F_t(18+25) - F_t'(184-15+25)}{12+134+154+25+30}$$

$$= 1901\text{N}$$

垂直面受力图：



垂直面弯距图：

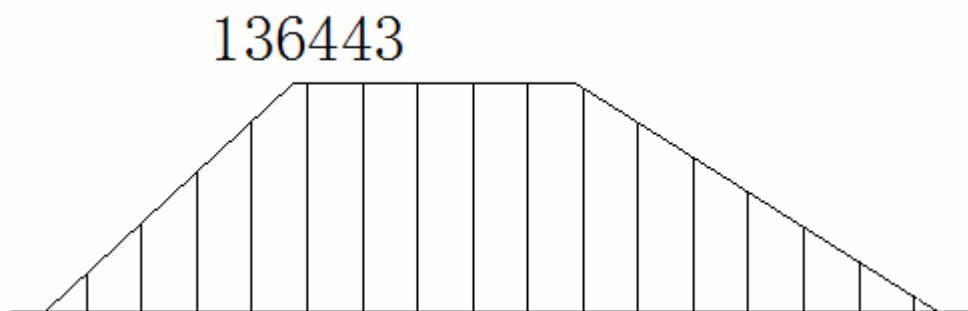


垂直面反力：

$$F_{R1}'' = \frac{F_r \times 300 - F_r' \times 206}{355} = 282N$$

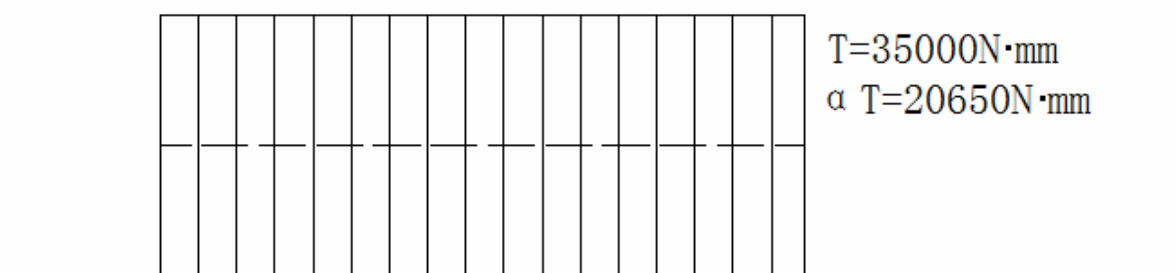
$$F_{R2}'' = \frac{F_r' \times 149 - F_r' \times 55}{355} = 550N$$

合成弯矩图：



$$\text{合成弯矩 } M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

轴转矩图：

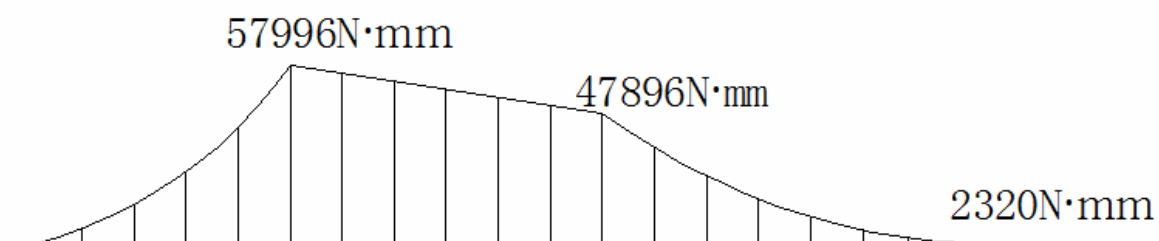


$$\text{轴受转矩 } T = T_1$$

许用应力值：用插入法查得 $[\sigma_H] = 60MPa$

$$\text{应力校正系数： } \delta = \frac{[\sigma_{H1}]}{[\sigma_{H2}]} = \frac{60}{102.5} = 0.59$$

画出当量弯矩图：



当量转矩： $\alpha T = 0.59 \times 35000 = 20650 N \cdot mm$

当量弯矩：在大齿轮中间处

$$M_{iv} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = 87996 N \cdot mm$$

在小齿轮中间处

$$M_{iv1} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = 77896 N \cdot mm$$

$$d_{1v} = \sqrt[3]{\frac{M_{iv}}{0.1[\delta_{H1}]}} = 24.47 < 25mm$$

$$d_{1v1} = \sqrt[3]{\frac{M_{iv1}}{0.1[\delta_{H1}]}} = 23.50 < 25mm$$

所以，设计的轴符合要求。

3.4 轴承选择及寿命计算

轴承的选择：

在一般条件下轴承工件，只要选择合适的类型，安装维护的好，轴承绝大多数是由于工作表面疲劳点蚀而报废。因此，滚动轴承的尺寸（型号）主要取决于疲劳寿命和承受的力。

分析各个轴所受的力，基本选定两种轴承，一种为深沟球轴承，一种为角接触球轴承。

深沟球轴承除承受的径向载荷外，也能承受一定的轴向载荷：GB/T276-93

选择其中三种型号：16004、6005、6006

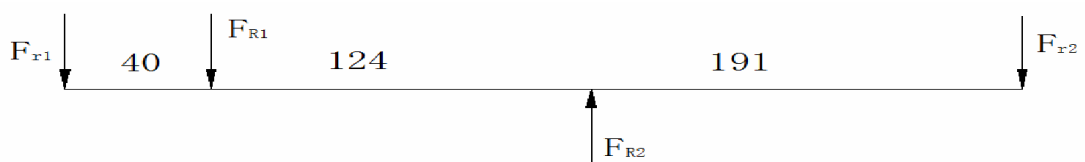
角接触球轴承能同时受径向载荷和单轴向载荷，接触角有 15° 、 25° 、 40° 三种。

也选用其中的三种型号：7204C、7006C、7009C。

轴承的校核：

选择轴 II 上的深球轴承

受力图如下：



设左轴受径向力 F_{r1} ，右轴受径向力为 F_{r2}

$$F_{R1}=758N \quad F_{R2}=1591.9N$$

$$\text{则: } F_{r1} \times (40 + 124 + 191) + F_{R1} (124 + 191) = F_{R2} \times 191$$

$$F_{r2} \times (40 + 124 + 191) + F_{R1} \times 40 = F_{R2} \times (40 + 124)$$

$$\text{得: } F_{r1}=183N \quad F_{r2}=324N$$

选择轴承型号为: GB/T276-93 6005

基本数据如下:

轴承型号	d	D	B	Cor	Cr	e
6005	25	47	12	5.85	101	0.22

$$\text{径向当量动载荷: } P_r = F_r \quad \text{当 } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P_r = 0.56F_r + YF_a \quad \text{当 } \frac{F_a}{F_r} < e$$

因为 F_a 近似为零, 故 $P_r = F_r$

$$P_{r1} = F_{r1} = 183N$$

$$P_{r2} = F_{r2} = 324N$$

$$P_r > F_{r1}$$

$$\begin{aligned} \text{寿命计算: } L_{10h} &= \frac{16670}{n} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^{\epsilon} \\ &= \frac{16670}{200} \times \left(\frac{101}{324} \right)^{\frac{10}{3}} \\ &= 7964211 > 10^5 h \end{aligned}$$

$$\text{静载荷计算: } P_{or} = 0.6F_r + 0.5F_a$$

$$P_{or} = F_r$$

P_{or} 取两式计算的较大者

$$\text{所以: } P_{or1} = 183N$$

$$P_{or2} = 324N$$

安全系数：承受轻微冲击 $\delta = 1$

$$C'_{0r2} = 324N$$

$$C_{0r} > C'_{0r1}$$

由以上的计算可以得出：所选轴承寿命、静载荷均符合要求，而且每项潜能都很大，所选的轴承无须更改。

3.5 棘轮棘爪的设计

其中棘轮和主轴连在一起，棘爪和摆动马达控制：

齿数 Z 设为 8	$Z=8$
模数 m	$m=6$
齿顶圆直径 $d_a = mZ$	$d_a = 48$
齿距 $p = \pi m = 6\pi$	$p=18.8$
齿高 $h=0.75m$	$h=4.5$
齿根圆直径 $d_f = d_a - 2h = 39$	$d_f = 39$
齿顶弦厚 $a=m$	$a=6$
齿根圆角半径 r	$r=1.5mm$
齿面倾斜角 α	$\alpha = 10^\circ$
齿槽夹角 φ	$\varphi = 60^\circ$
中心距 $O_1O_2 = \sqrt{L^2 + d_a^2}$	$O_1O_2 = 61$
工作面高度 h_1	$h_1 = 6$
齿行角 φ_1	$\varphi_1 = 60^\circ$
长度 $L=2p$	$L=37.6$
尖圆角半径 r_1	$r_1 = 2mm$

3.6 滑动螺旋传动

主紧丝过程当中，锥头一边始终压紧在螺钉的十字口上，一边又要回转前进，因为螺钉螺距 $t=1.5$ ，丝杆的螺距为 $T=2$ ，传动系统应满足下列关系：

$$t = i \cdot T, \text{ 通过计算 } i = \frac{36}{48} \text{ 则 } t = i \cdot T = \frac{36}{48} \times 2 = 1.5$$

轴向力 F_a （由锥齿轮传动提供）：

$$T = 9.55 \times 10^6 \cdot \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{0.37}{1400} = 2523.9 N \cdot mm$$

$$F_t = \frac{2T}{d_{m1}} = \frac{2 \times 2523.9}{38.3} = 131.8 N$$

$$F_{a2} = F_{r1} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 131.8 \times \tan 20^\circ \times \cos 23.2^\circ = 44.1 N$$

d_2 取 30，则：

$$[p] = \frac{g^2 F}{4d_2^2} = \frac{0.08^2 \times 44.1}{4 \times 30 \times 10^{-6}} = 0.02 MPa$$

梯形螺纹 $g=0.8$ ，整体式螺母 $\varphi=1.2 \sim 2.5$ ， φ 取 2.0

查表知，可知 $[p]$ 符合使用值，所以螺纹设计合格。

主要传动参数：

螺杆中径 $d_2=30mm$

螺母高度 $H=2d_2=60mm$

$$\text{旋合圈数 } Z = \frac{H}{P} = \frac{60}{2} = 30$$

螺纹工作高度 $h=1mm$

$$\text{螺杆强度: } \delta = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{a_2 d_\beta}\right)^2} \leq [\delta] \quad (\text{其中 } [\delta] = 40 \sim 60 MPa)$$

$$= \sqrt{\left(\frac{4 \times 44.1}{\pi 30^2}\right)^2 + 3\left(\frac{2523.9}{0.2 \times 30^3}\right)^2} < 32 MPa$$

其中螺杆为 45 钢，螺母内浇注青铜，以提高其耐磨性和强度。

3.7 离合器的选择

离合器是联接同轴线上的主从动件以传递动力或运动，同时是有在传递过程中接合或分离动能的机械装置，其自身为主，从而分别与所联接的主从动件结合，通过操式自控离合，实现起、停止、换向、变速等作业。

因此此机器全由 PLC 控制，所以离合器应选电磁类的比较好，其中有以下几类：

牙嵌电磁离合器、摩擦片电磁离合器、磁粉离合器，其中磁粉离合器在同步和滑差状态下工作（亦可在制动状态下工作），可带载荷平稳起动，能调整转矩，保持圆周力恒定，并能在要求快速离合的场所使用。

根据机构中所需要的特点，选用牙嵌式电磁离合器，它有如下优点：动作反应快，离合迅速，结构简单，便于远距离操纵，容易并入电气控制系统，控制功率下，使用寿命长。

所选用的牙嵌式电磁离合器的尺寸和参数：

花键孔

D	D_0	B	D_1	D_2	D_3	D_4	d_1	l	d_2
50	45	12	115	100	70	85	M6	15	$\phi 6$

L	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	δ	额定转矩 (N·m)	额定直流电压 (V)
52	52	42	8	7	2	0.6	160	24

3.8 联轴器的选择

联轴器选择时应考虑下列因素：

1.联轴器传递载荷的大小和性质，若载荷变化较大，因选择挠性联轴器；若可能出现瞬时过载，宜选择安全离合器。

2.联轴器转速太小，常用联轴器适用的转速有不同，若高速运转，应选用初平衡精度等级高的联轴器；若变速运转，应选择能适应速度变化产生的惯性和振动的联轴器。

3.联轴器所联接两轴的相对位移大小，若位移量很小，可选用刚性联轴器，若位移量较大，应选用无弹性元件挠性的联轴器。

4.联轴器的传动精度，要求传动精度较高时，可选用刚性联轴器，挠性联轴器常造成从动轴的滞后，影响传动精度。

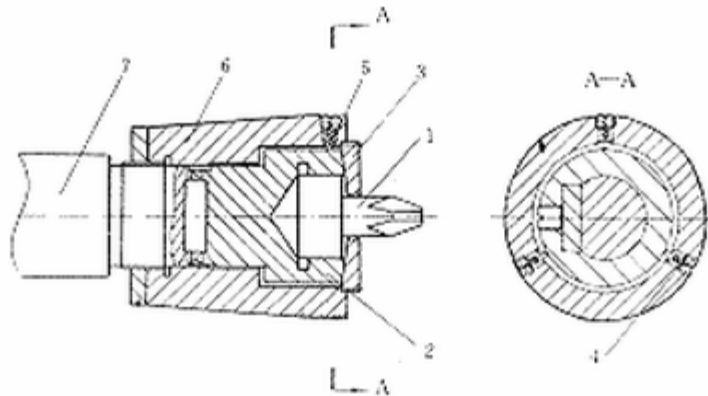
此外还应考虑联轴器的拆装方便，调整简易，工作环境对弹性元件是否有腐蚀作用等。

根据以上特点，选用套筒联轴器，它是利用一整体套筒通过键等将被联两轴接在一起，具有结构简单，制造容易，径向尺寸小等优点，但要求被联两轴对中性较高，且拆

装时需要轴向移动，宜用于载荷平稳，无冲击，低速轻载的场合。

3.9 浮动轴头的结构设计

浮动轴头的结构图如图所示：



1. 改锥头 2. 锥头夹 3. 压紧盖 4. 弹簧 5. 浮动支撑 6. 小轴 7. 轴

浮动轴头主要由小轴 6、锥头夹 2、压紧盖 3、弹簧 4、浮动支撑 5 等部分构成。锥头装在锥头夹内，锥头夹的前方和压紧盖为环面接触，锥头夹的外圆与小轴 6 的内孔之间的间隙为 1.5mm，在小轴 6 的圆周上三等份位置上分别设有球面浮动支撑，从而方便将锥头夹定位在主轴的中心线上，锥头夹后端和主轴依靠端面嵌式离合器联接，一方面用以传递扭矩，同时在锥头受到测向力时，它可以产生一些摆动，主紧丝过程如果四个螺钉的位置有误是锥头将能自动找到螺钉十字交叉口的中心的位置，用来弥补四个螺钉在机壳上的等分误差，提高锥头的进口率，保护螺钉十字交叉口不容易损坏，进而保证产品的质量。

4 使用说明书

4.1 磁极螺钉拧紧机简介

磁极螺钉拧紧机是利用恒转矩将磁极用螺钉固定在主机机壳，它对四个螺钉的一致性要求比较高，误差不应高于 5%，不然磁电机在使用和装配过程当中将会产生松动或生产装配过程中壳体内腔尺寸不够。

（1）用途：

磁电机螺钉的拧紧，能够完成四种不同规格型号的磁电机装配工作，四种型号分别是：Q D0 48 - 1 01、Q D 1204 - 10 1、Q D 1201A - 10 1 及 Q D 125 5- 1 01。

（2）特点：

该设备高效、节能，整台机械均用 PLC 可编程控制，自动化程度很高，生产效率高，且能够保证定转矩紧丝，故而产品质量高，且一致性误差低。

（3）技术参数：

紧丝头最大行程：50mm

紧丝头的紧固转矩：30N·m~60N·m

紧丝头转速：30~60r/min

单件工时：15s/件

快速电机：0.37kw 1400 r/min

油马达：0.92kw 466 r/min

摆动马达：0.73kw 200 r/min

4.2 使用与注意事项

1. 使用方法：

（1）滑座必须紧固在大机箱上，且四个紧丝头的相互位置按要求确定，装配精度要高，否则影响产品的精度。

（2）各轴承应用脂润滑，用于保证各部分的运转良好，齿轮采用滴油润滑。检查机器运行时状态是否良好，有无异常声音，当然观察 PLC 控制器上方各项数值即可。

（3）使用前调节浮动轴头弹簧，使锥头轴线保持在一定水平面上跳动。

（4）对 PLC 控制器应经常查看指数变化，若有异常，立即关机。

2. 注意事项:

- (1) 每次开机前或关机后，都必须检查螺钉、螺母有无松动。
- (2) 在上下班前，必须用油枪加油，确保齿轮润滑。

5 结论

这次的毕业设计，课题是半自动磁极螺钉拧紧机，它的作用是将电机的磁极拧紧在机壳上。现今我国国内生产单位磁极螺钉的拧紧大多采用电动扳手进行人工操作，单头螺钉拧紧，一部分厂家采取将台钻改装为单头螺钉拧紧机，故而都有提高工艺的要求，我们因此类比刚刚开发的半自动螺钉拧紧机，设计出该型号的磁极螺钉拧紧机。

这次设计主要是用反求法进行设计的，参与类比同类机械设备，先预定磁极螺钉拧紧机的有关数据。如紧丝头的紧固转矩，单件工时，紧丝头的最大转速，然后进行校核计算，并参考可用大量相关资料。

通过这次的毕业设计，提高了个人的查阅资料的能力，使用资料的能力，并通过各个零部件的设计和查阅，了解它们的性能，并更好地理解所学到的知识，由此锻炼了我将理论、实践相结合的能力，更加深了我对机械设计的认识。

由于时间有限，知识欠缺，实践中很可能出现一系列的操作上的问题，恳请各位指导老师批评指正，在此表示感谢。

致 谢

为期几个月的毕业设计即将宣告结束，回顾整个设计过程，我颇有深受。在论文完成之际，我首先向我的导师潘玉安老师致以衷心的感谢和崇高的敬意！在这一段时间里，导师在学术上对我严格要求，精心指导，在生活上给我关心和照顾，给我人生指引方向，让我顺利的完成学业阶段。与此同时，也学到了不少做人的道理，明确了人生目标。导师严谨的治学态度，渊博的学识，实事求是的作风，平易近人、宽以待人和豁达的胸怀，深深感染着我，使我深受启发，受益匪浅。

本次毕业设计，让我综合应用了四年中所学的基础知识，科学组合了所学的知识结构，而且从理论到实践都有了一次质的飞跃，可以说，本次设计是所学理论知识与实践运用之间互相转换的桥梁。这次设计的完成，不仅锻炼了我搞设计的工作能力，培养了我独立思考的能力、解决困难的方法，并且也培养了我独立、创新、力求先进的思想。

四年的大学学习和生活，不但丰富了我的知识水平，而且还培养锻炼了我的应用能力，更重要的一点是我从周围的老师和同学们身上潜移默化的学到了很多。在这里，我向他们表达诚挚的谢意和美好的祝愿。

参 考 文 献

- [1] 邢长元, 郑家燧. NS9210 半自动磁极螺钉拧紧机的研制[J]. 机械设计. 1999(06)
- [2] 赵国峰, 肖长俊. 双工位半自动磁极螺钉紧丝机设计中几个关键技术问题的探讨[J]. 机械设计. 2007(10)
- [3] 韩慧. 可控定扭矩旋紧机的研制[D]. 合肥工业大学 2006
- [4] 刘建文. 螺栓预紧力—扭矩图及其应用[J]. 汽车工艺与材料. 2001(07)
- [5] 江华葆. 螺纹联接的拧紧力矩及预紧力控制——液压扭矩扳手的应用[J]. 机械工程师. 1997(05)
- [6] 杨光华, 杨光麟. 螺纹联接拧紧技术[J]. 新技术新工艺. 1994(01)
- [7] 王积伟, 章宏甲, 黄谊主编. 液压与气压传动[M]. 机械工业出版社, 2005
- [8] 高钦和编著. 可编程控制器应用技术与设计实例[M]. 人民邮电出版社, 2004
- [9] 黄恭伟. 螺纹拧紧技术研究及拧紧机控制系统设计[D]. 合肥工业大学 2007
- [10] 卫道柱. 螺纹自动拧紧机的研制[D]. 合肥工业大学 2004

附录

标准件、外购件明细表栏

序号	代号	名称及规格	材料	数量
1	GB/T292-93	轴承 7005C		1
2	GB1096-79	键 10X68		1
3	GB1096-79	键 12X28		1
4	GB/T292-93	轴承 7010C		1
5	GB1078.3-89	密封圈	塑料	4
6	GB70-85	螺钉 M10X60	A3	3
7	GB93-87	弹簧垫圈 10	65Mn	14
8	GB1096-79	键 5X8		2
9	GB93-87	垫片 10	65Mn	1
10	GB41-86	螺母 M10		16
11	GB70-85	螺钉 M12X36	A3	2
12	GB93-87	弹簧垫圈 12	65Mn	2
13	GB5782-86	螺栓 M10X46	A3	12
14	GB/T292-93	轴承 7004C		1
15	GB1096-79	键 2X16		1
16	GB41-86	螺母 M8		12
17	GB1096-79	键 10X20		1
18	GB/T292-93	轴承 7206C		1
19	YM009-95	摆动马达		1
20	ZM1-25	油马达		1
21	GB5782-86	螺栓 M8X46		12
22	GB95-85	垫圈 8	65Mn	58
23	GB/T276-93	轴承 61803		2
24	GB1096-79	键 8X40		1
25	GB1185-89	压柱式油杯		3
26	GB1096-79	键 10X40		1
27	GB1096-79	键 10X56		1
28	GB70-85	螺钉 M8X20	A3	4
29	GB/T276-93	轴承 6005		2
30	GB1096-79	键 10X80		1
31	GB/T276-93	轴承 6006		2

32	GB56-58	螺母 M16		4
33	GB898-88	双头螺栓		4
34	GB70-85	螺钉 M8X30	A3	46
35		电机		