

1 绪论

1.1 数控回转工作台的介绍

在这几年的资料中我们很明显可以发现，我国机床这一行正在不断发展，数控铣床回转工作台明显已成为数控机床最核心的功能部分。数控铣床回转工作台在数控机床行业特别是 5 轴加工的领域中使用也越来越广泛。

1.2 数控回转工作台工作原理

回转工作台的进给、分度转位和定位锁紧都是由给定的指令进行控制的。工作台的运动是由步进电动机，经小齿轮轴的齿轮减速后传递给蜗轮蜗杆轴的蜗轮蜗杆，再由蜗轮蜗杆带动工作台运动。

为了消除蜗杆副的传动间隙，采用了双螺距渐厚蜗杆，通过移动蜗杆的轴向位置来调整间隙。这种蜗杆的左右两侧面具有不同的螺距，因此蜗杆齿厚从头到尾逐渐增厚。可是因为同边的螺距是一样大小的，所以蜗轮蜗杆还可以实现啮合。

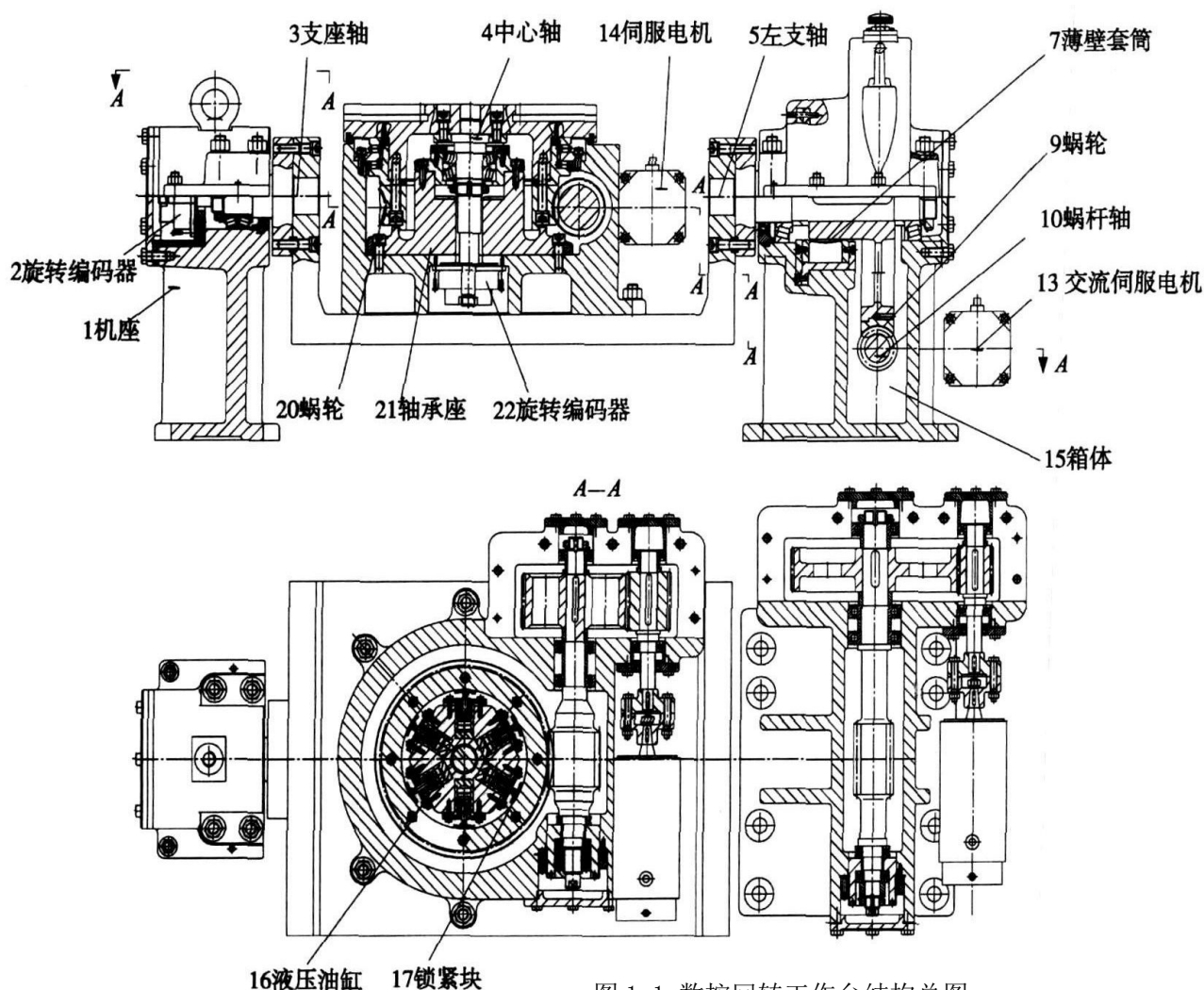


图 1.1 数控回转工作台结构总图

当工作台静止时必须处于锁紧状态，工作台沿其圆周方向均匀分布6个夹紧液压缸进行夹紧。当工作台不回转时，夹紧油缸在液压油的作用下向外运动，通过锁紧块仅仅顶在蜗轮内壁，从而锁紧工作台。当工作台需要回转时，数控系统发出指令，反向重复上述动作，松开蜗轮，使蜗轮和回转工作台按照控制系统的指令进行回转运动（如图1.1所示）。

1.4 本章小结

本章主要介绍了现有数控回转工作台国内以及国外的发展状况，它们的发展趋势以及仍然需要改善的地方，最后还介绍了本毕业设计的工作原理。

2 数控回转工作台整体设计

2.1 数控回转工作台传动方案的确定

2.1.1 驱动传动方案应满足的要求

首先在机械功能方面上应符合工作台的功率、转速以及运动形式的要求。其次在工作性能方面要保证工作的可靠性以及传动效率高等。最后在结构工艺性方面如尺寸要紧凑、结构简单、使用维护便利。

2.1.2 驱动传动方案及其分析

如下图 3-5 所示，一级（高速级）为齿轮传动，二级（低速级）为蜗杆传动。

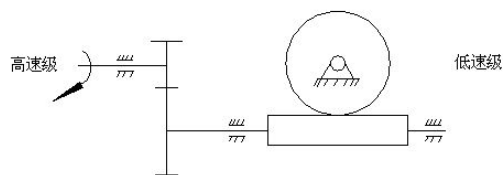


图 2.1 传动形式

该方案的传动案为：伺服电机——齿轮传动——蜗杆传动——工作台。齿轮传动承载能

力较高，传递运动准确、平稳，传递功率和圆周速度范围很大，结构紧凑。蜗杆传动有以下特点：传动比大、传动平稳、可以自锁、但其缺点却是效率低且所使用的制造材料是有色金属比较贵。

2.2 齿轮传动设计

2.2.1 齿轮传动类型的选择

- 1) 选用斜齿圆柱齿轮传动
- 2) 查找资料可知机械速度不高，查表可知材料选择小齿轮材料为 40Cr 钢（调质），大齿轮材料为 45 钢（调质）。
- 3) 选小齿轮齿数为 $Z_1=23$ ，大齿轮齿数 $Z_2=Z_1 \cdot i=23 \cdot 5.31=122$
- 4) 初选螺旋角 $\beta=20^\circ$

2.2.2 齿轮传动计算如下图：

按齿面接触强度设计

由设计计算公式（10-21）进行试算，即

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

(1) 确定公式内的各计算数值

- 1) 试选载荷系数 $K_t=1.6$
- 2) 计算小齿轮传递的转矩 $T_1=30.14 \cdot 0.98 \cdot 10^3=29.54 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$
- 3) 由表10-7选取齿宽系数 $\phi_d=1$
- 4) 由表10-6查得材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8 \text{ MPa}^{-1/2}$
- 5) 由图10-21d 按齿面硬度查得：
小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 1}=600 \text{ MPa}$ ；
大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 2}=550 \text{ MPa}$

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 960 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 10) = 2.7648 \times 10^9 h$$

$$N_2 = N_1 / i_1 = 2.7648 \times 10^9 \div 5.31 = 4.982 \times 10^8 h$$

7) 由图 10-19 查得接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.93$ $K_{HN2} = 0.98$

8) 计算接触疲劳许用应力取失效概率为1%，安全系数 $S=1$ ，得：

$$\begin{aligned} [\sigma_H] &= \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{K_{HN1}\sigma_{H\lim1} + K_{HN2}\sigma_{H\lim2}}{2S} \\ &= \frac{0.93 \times 600 + 0.98 \times 550}{2 \times 1} MPa = 548.5 MPa \end{aligned}$$

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，得：

$$\begin{aligned} [\sigma_H] &= \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{K_{HN1}\sigma_{H\lim1} + K_{HN2}\sigma_{H\lim2}}{2S} \\ &= \frac{0.93 \times 600 + 0.98 \times 550}{2 \times 1} MPa = 548.5 MPa \end{aligned}$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{1t} ，代入数值：

$$\begin{aligned} d_{1t} &\geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 30.14 \times 10^3}{1 \times 1.65} \times \frac{5.31 + 1}{5.31} \times \left(\frac{2.43 \times 189.8}{548.5} \right)^2} mm = 38.5 mm \end{aligned}$$

2) 计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 38.5 \times 960}{60000} m/s = 1.93 m/s$$

3) 计算尺宽 b

$$b = \phi_d * d_{1t} = 1 \times 38.5 mm = 38.5 mm$$

4) 计算尺宽与齿高比 b/h

$$\text{模数} \quad m_n = \frac{d_{1r} \cos \beta}{z_1} = \frac{38.5 \times \cos 14^\circ}{23} \text{ mm} = 1.62 \text{ mm}$$

$$\text{齿高} \quad h = 2.25 m_n = 2.25 \times 1.62 \text{ mm} = 3.645 \text{ mm}$$

$$B/h = 38.5/3.645 = 10.56$$

$$5) \text{ 计算纵向重合度} \quad \varepsilon_\beta = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 23 \times \tan 14^\circ = 1.83$$

6) 计算载荷系数 根据 $\text{smv}/93.1$, 7级精度, 由图10-8 (机设书) 查得动载系数 $K_v = 1.08$ 由表10-2查得使用系数 $K_A = 1$

因斜齿轮, 假设 $K_A F_t / b < 100 \text{ N/mm}$

由表10-3查得 $K_{Ha} = K_{Fa} = 1.4$

由表10-4插值查得7级精度, 小齿轮相对支承非对称布置式 $K_{H\beta} = 1.417$

由 $b/h = 10.53$, $K_{H\beta} = 1.417$, 查图10-13得 $K_{F\beta} = 1.325$, 故载荷系数

$$K = K_A K_V K_{Ha} K_{H\beta} = 1 \times 1.08 \times 1.4 \times 1.417 = 2.14$$

7) 按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径, 由式 (10-10a) 得

$$d_1 = d_{1r} \sqrt[3]{\frac{K}{K_r}} = 38.5 \times \sqrt[3]{\frac{2.14}{1.6}} \text{ mm} = 42.35 \text{ mm}$$

8) 计算模数 m

$$m_n = (d_1 \cos \beta) / z_1 = (42.35 \times \cos 14^\circ) / 23 \text{ mm} = 1.79 \text{ mm}$$

按齿根弯曲强度设计

得弯曲强度的设计公式为

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2 \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

(1) 确定公式内各计算数值

$$1) \text{ 计算载荷系数} \quad K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.08 \times 1.4 \times 1.325 = 2$$

$$2) \text{ 根据纵向重合度} \quad \varepsilon_\beta = 1.83, \text{ 从图10-28查得螺旋角影响系数} \quad Y_\beta = 0.88$$

3) 计算当量齿数

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{23}{\cos^3 14^\circ} = 25.20 \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{122}{\cos^3 14^\circ} = 133.67$$

4) 查取齿形系数

由表10-5查得 $Y_{Fa1} = 2.616$ $Y_{Fa2} = 2.153$

5) 查取应力校正系数

由表10-5查得 $Y_{Sa1} = 1.591$ $Y_{Sa2} = 1.817$

6) 查得

小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500MPa$

大齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE2} = 380MPa$

7) 由图10-18取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.86$ $K_{FN2} = 0.91$

8) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$, 由式 (10-12) 得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.86 \times 500}{1.4} MPa = 307.14 MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.91 \times 380}{1.4} MPa = 247 MPa$$

9) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.616 \times 1.591}{307.14} = 0.01355$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.153 \times 1.817}{247} = 0.01584$$

由计算结果可知，大齿轮的数值大。

(2) 设计计算：

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d z_1^2 \varepsilon_\beta} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$
$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 2 \times 29.54 \times 10^3 \times 0.88 \times \cos^2 14^\circ}{1 \times 23^2 \times 1.65}} \times 0.01584 m = 1.21 m$$

由弯曲强度算得的模数1.21mm 并就近圆整为标准值 $m_1=1.25mm$ ，且同时满足接触疲劳强度，需按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1=42.35mm$ ，来计算应有的齿数，于是有：

$$\text{小齿轮齿数} \quad z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{42.35 \times \cos 20^\circ}{1.25} = 22.86 \quad \text{取} \quad z_1 = 22$$

$$\text{大齿轮齿数} \quad z_2 = u z_1 = 3 \times 22 = 66$$

设计出的齿轮传动不仅满足了齿面接触疲劳强度还满足了齿根弯曲疲劳强度并做到结构紧凑，避免浪费。

表2.1 齿轮的计算

2.2.3 几何尺寸计算

(1) 计算中心距

$$a_1 = \frac{(z_1 + z_2)m_1}{2 \cos \beta} = \frac{(22 + 66) \times 1.25}{2 \times \cos 20^\circ} \text{ mm} = 58.5 \text{ mm}$$

将中心距圆整为135mm

(2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2)m_1}{2a} = \frac{(22 + 66) \times 1.25}{2 \times 58.5} = 19.9^\circ$$

因 $\beta = (8^\circ - 20^\circ)$ 值改变不多，所以 ε_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正

(3) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m_1}{\cos \beta} = \frac{2 a z_1}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 58.5 \times 22}{22 + 66} \text{ mm} = 42.5 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_1}{\cos \beta} = \frac{2 a z_2}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 58.5 \times 66}{22 + 66} \text{ mm} = 127.5 \text{ mm}$$

(4) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 42.5 \text{ mm} = 42.5 \text{ mm} \quad \text{取 } B_1 = 50 \text{ mm}, B_2 = 45 \text{ mm}$$

(5) 验算

$$F_t = \frac{2 T_1}{d_1} = \frac{2 \times 2.954 \times 10^4}{42.5} \text{ N} = 1379.1 \text{ N}$$

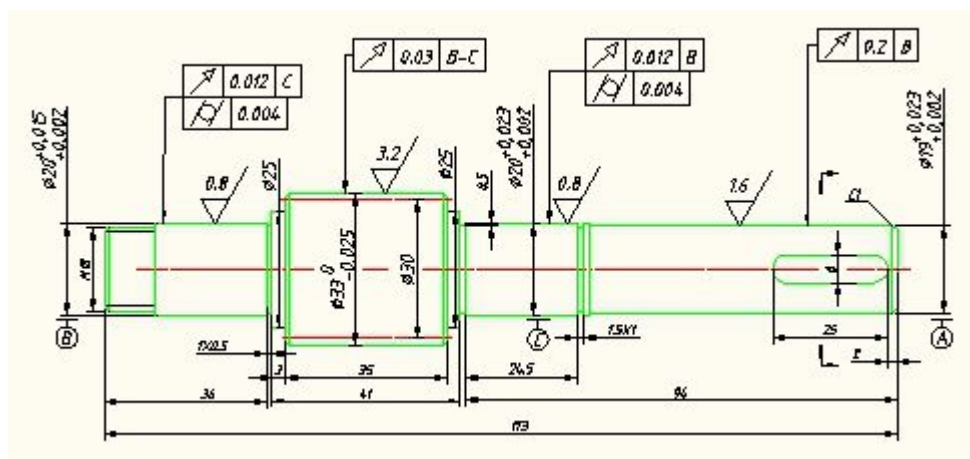
$$\frac{K_A F_t}{b} = \frac{1 \times 1379.1}{42.5} \text{ N/mm} = 32.19 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$$

表 2.2 齿轮设计参数表

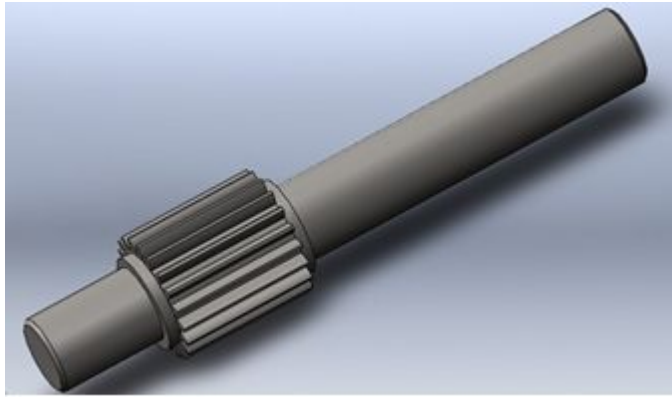
传动类型	模数	齿数	中心距	齿宽	分度圆直径
高速级 齿圆柱齿轮	1.5	$z_1 = 20$	$a = 75$	$B_1 = 35$	$d_1 = 30$
		$z_2 = 80$		$B_2 = 30$	$d_2 = 120$

2.2.4 齿轮结构设计

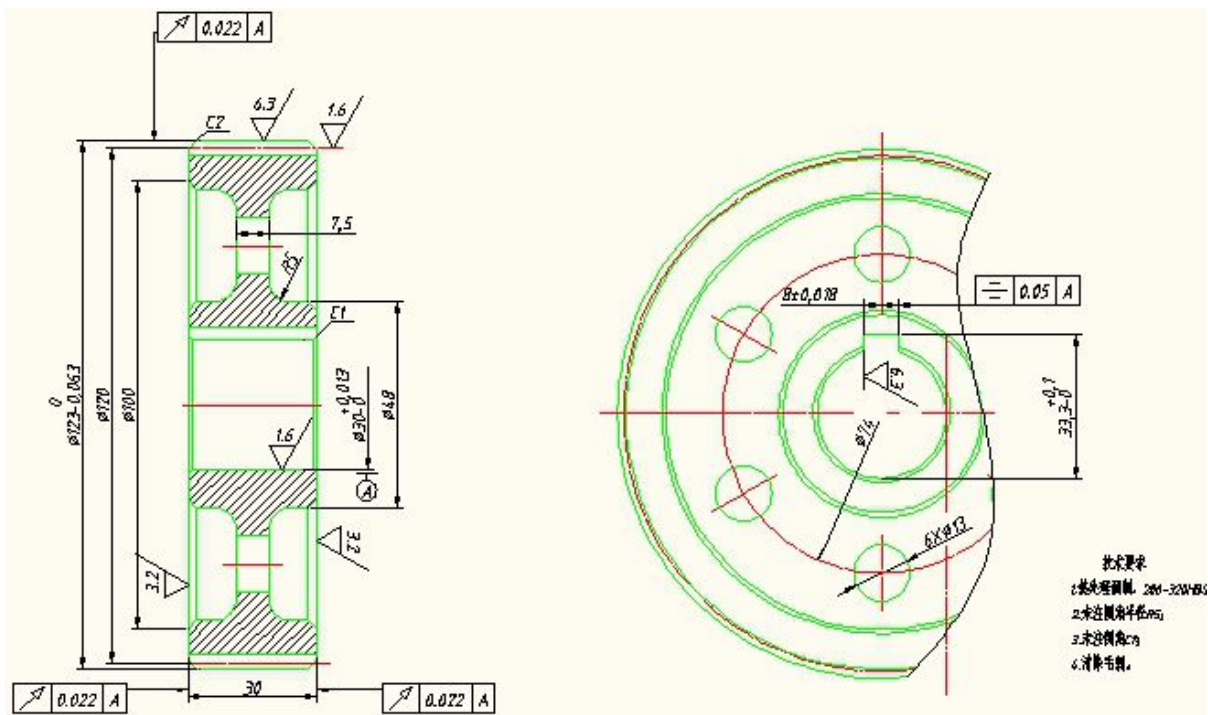
如图所示，小齿轮为齿轮轴结构，大齿轮采用腹板式结构，齿轮与轴采用单键连接：



2.1 小齿轮结构 CAD 图



2.2 小齿轮轴结构图



2.3 大齿轮结构 CAD 图

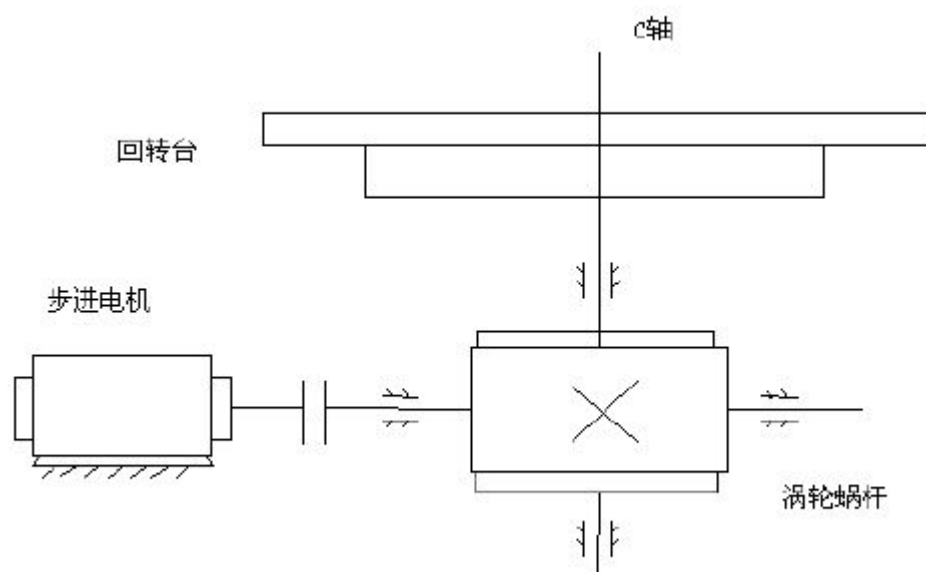


2.4 大齿轮结构图

2.3 蜗轮蜗杆传动设计

2.3.1 回转进给机构

基于专用铣床的工艺要求，回转进给机构采用步进电机及反馈装置完成飞轮外圆加工。由于动力转速和进给转速有很大的差别，所以我们选择蜗轮蜗杆副来进行传动，降速比很大且有自锁性，且不能把运动从蜗轮向至蜗杆传递，所以其位置由微处理器和反馈装置决定。回转进给机构传动原理如图 2.5 所示。传动比设计为 50:1。



2.5 蜗轮蜗杆传动示意图

由于专用铣床采用双工位加工，步进电机通过齿形带带动两个蜗轮蜗杆机构转动，同时加工两个工件。

2.3.2 蜗杆传动类型

根据 GB/T 10085-1988 的推荐，采用渐开线蜗杆（ZI），因为蜗杆端面为渐开线，齿面为渐开线螺旋面，在基圆柱的轴向截面内，齿廓的一侧为直线，另一侧为曲线。容易磨削，因此加工精度容易保证，效率较高。

2.3.3 蜗轮蜗杆材料选择

因为蜗杆不仅速度低且传动效率低，所以我们用 45 号钢来做蜗杆的材料；如果在蜗杆螺旋齿面淬火，则能提高效率和耐磨性，硬度为 45-55HRC。因为有色金属，所以我们只是在齿圈部分使用青铜制造，轮芯我们则仍用灰铸铁 HT100 制造。

2.3.4 按齿面接触疲劳强度进行计算

我们使用封闭式蜗杆传动，先计算齿面接触疲劳强度，然后对齿根弯曲疲劳强度进行校核。则有传动中心距为

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z_P}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (2.3.1)$$

（1）确定作用在蜗杆上的转矩 T_2 ，按 $Z_1 = 2$ ，估取效率 $\eta = 0.8$ ，则

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_m}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \frac{3 \times 0.8}{36} = 636670 N \cdot mm$$

P_m —电机额定功率 n_2 —蜗轮转速 36r/min

（2）确定载荷系数 K

$$K = K_A K_\beta K_v \quad (2.3.2)$$

K_A —使用系数，由《机械设计》[1]，P253 表 11-5，选择使用系数 $K_A = 1.15$ ；

K_β —载荷分布不均匀系数

$K_\beta = 1$ ；

K_v —动载荷系数，在转速低冲击小的情况下我们取动载荷系数 $K_v = 1.05$ ；

那么载荷系数 K 为:

$$K = K_A K_\beta K_V = 1.15 \times 1 \times 1.05 \approx 1.21$$

(3) 确定弹性影响系数 Z_E

因选用的是铸锡磷青铜蜗轮和钢蜗杆相匹配, 故 $Z_E = 160 \text{MPa}^{\frac{1}{2}}$ 。

(4) 确定接触系数 Z_ρ

查表得到公式 $\frac{d_1}{a} = 0.35$ (d_1 蜗杆分度圆直径为: a 为传动中心距), 另外, 在《机械设计》[1]253 页 图 11-18 中查到 $Z_\rho = 2.9$ 。

(5) 确定许用接触应力 $[\sigma_H]$

在《机械设计》[1] 表 11-7 中得蜗轮的基本许用应力 $[\sigma_H]' = 268 \text{MPa}$, 我们选择使用作蜗轮材料, 并在查找资料后把蜗杆螺旋齿面硬度定在大于 45HRC 的范围。

应力循环次数 $N = 60 j n_2 L_h = 60 \times 1 \times 36 \times 30000 = 6.48 \times 10^7$

寿命系数 $K_{HN} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{6.48 \times 10^7}} = 0.7917$

则 $[\sigma_H] = K_{HN} \bullet [\sigma_H]' = 0.7917 \times 268 \text{Mpa} = 212.18 \text{Mpa}$

(6) 计算中心距

$$a \geq \sqrt[3]{KT_2 \left(\frac{Z_E Z_\rho}{[\sigma_H]} \right)^2} = \sqrt[3]{1.21 \times 636670 \times \left(\frac{160 \times 2.9}{212.18} \right)^2} = 154.45 \text{mm}$$

首先, 我们通过查表的到中心距 $a=160\text{mm}$, 模数 $m=6.3\text{mm}$, 蜗杆分度圆直径 $d_1 = 63\text{mm}$

(《机械设计》[1]P245 表 11-2)。 $\frac{d_1}{a} = \frac{63}{160} = 0.394$, 可查得接触系数 $z_p' = 2.75$ (《机械设计》[1]P253 图 11-18), 因为 $z_p' < z_\rho$, 满足要求。

2.3.5 蜗轮蜗杆主要参数与几何尺寸

表 2.3 蜗轮蜗杆主要参数与几何尺寸

项目	代号	计算过程	单位	计算（或确定）结果
中心距	a		mm	160
模数	m		mm	6.3
蜗杆导程角	γ	$11^{\circ} 18' 36''$		$11^{\circ} 18' 36''$
蜗杆分度圆直径	d_1		mm	63
蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^*m$ $= 63 + 2 \times 1 \times 6.3 = 75.6$	mm	75.6
蜗杆齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^*m + c)$ $= 63 - 2 \times (6.3 + 0.25)$ $= 49.9$	mm	49.9
蜗杆直径系数	q	$q = \frac{d_1}{m} = \frac{63}{6.3} = 10$		10
蜗杆轴向齿距	p_a	$p_a = \pi m = \pi \times 6.3$ $= 19.792\text{mm}$	mm	19.792
蜗杆轴向齿厚	s_x	$s_x = \frac{1}{2}\pi m = \frac{1}{2}\pi \times 6.3 =$ $= 9.896$	mm	9.896
蜗杆法向齿厚	s_n	$s_n = s_x \cos \gamma =$ $9.896 \times \cos 11^{\circ} 18' 36''$ $= 9.7$	mm	9.7
蜗杆齿宽	b_1	查《机械设计》[1] 表 11-4 $b_1 \geq (11 + 0.1Z_2)m$ 蜗杆经磨削，且 $m < 10$ ， 故增加 25mm	mm	$95.13 + 25 = 120.13$ 取值为 121
蜗杆头数	z_1		个	2

蜗轮齿数	z_2		个	41
蜗轮变位系数	x_2	$x_2 = \frac{a}{m} - \frac{d_1 + d_2}{2m}$ (常用 $x_2 = -0.7 \sim +0.7$)		-0.1032
蜗轮分度圆直径	d_2	$d_2 = mz_2 = 6.3 \times 41 = 258.3$	mm	258.3
蜗轮喉圆直径	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m$	mm	270.9
蜗轮齿顶高	h_{a2}	$h_{a2} = m(h_a^* + x_2) = 6.3 \times (1 - 0.1032) = 5.65$	mm	5.65
蜗轮咽喉母圆半径	r_{g2}	$r_{g2} = a - \frac{1}{2}d_{a2} = 160 - \frac{1}{2} \times 247 = 36.5$	mm	36.5
蜗轮顶圆直径	d_{e2}	$d_{e2} \leq d_{a2} + 1.5m = 270.9 + 1.5 \times 6.3 = 280.35$		经计算为 279.35
蜗轮轮缘宽度	B	$B \leq 0.75d_{a1} = 0.75 \times 75.6 = 56.7$		取值为 47

验算传动比 $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{41}{2} = 20.5$ ，这时传动比误差为 $\frac{20.5 - 20}{20} = 0.025 = 2.5\%$ ，是允许的。

2.3.6 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1d_2m} Y_{Fa2} Y_\beta \leq [\sigma_F] \quad (2.3.3)$$

当量齿数 $Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{41}{(\cos 11.31^\circ)^3} = 43.48$

根据 $x_2 = -0.1032$ ， $Z_{v2} = 43.48$ ，从《机械设计》[1]P255 图 11-19 中查得

齿形系数 $Y_{Fa2} = 2.45$ 。

螺旋角系数 $Y_{\beta} = 1 - \frac{\gamma}{140^{\circ}} = 1 - \frac{11.31^{\circ}}{140^{\circ}} = 0.9192$

许用弯曲应力 $[\sigma_F] = [\sigma_F] \bullet K_{FN}$ (2.3.4)

通过查找资料我们知道材料为 ZCuSn0P1 的蜗轮基本许用弯曲应力 $[\sigma_F] = 56MPa$
(《机械设计》[1]P256 表 11-8)。

寿命系数 $K_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{6.48 \times 10^7}} = 0.629$

$$[\sigma_F] = 56 \times 0.629 MPa = 35.224 MPa$$

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2}{d_1d_2m} Y_{Fa2}Y_{\beta} = \frac{1.53 \times 1.21 \times 636670}{63 \times 258.3 \times 6.3} \times 2.45 \times 0.9192 MPa = 25.892 MPa$$

由于 $\sigma_F < [\sigma_F]$ ，故弯曲强度满足要求。

2.3.7 验算效率 η

$$\eta = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)} \quad (2.3.5)$$

已知 $\gamma = 11^{\circ} 18' 36'' = 11.31^{\circ}$ ； $\varphi_v = \arctan f_v$ ； f_v 与相对滑动速度 V_s 有关。

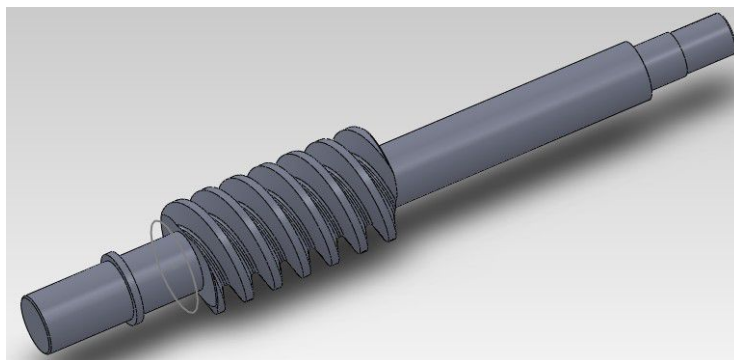
$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \gamma} = \frac{\pi \times 63 \times 717.5}{60 \times 1000 \cos 11.31^{\circ}} = 2.414 m/s$$

从《机械设计》[1]P264 表 11-18，用插值法查得 $f_v = 0.03086$ 、 $\varphi_v = 1.4066$ ，代入式中有：

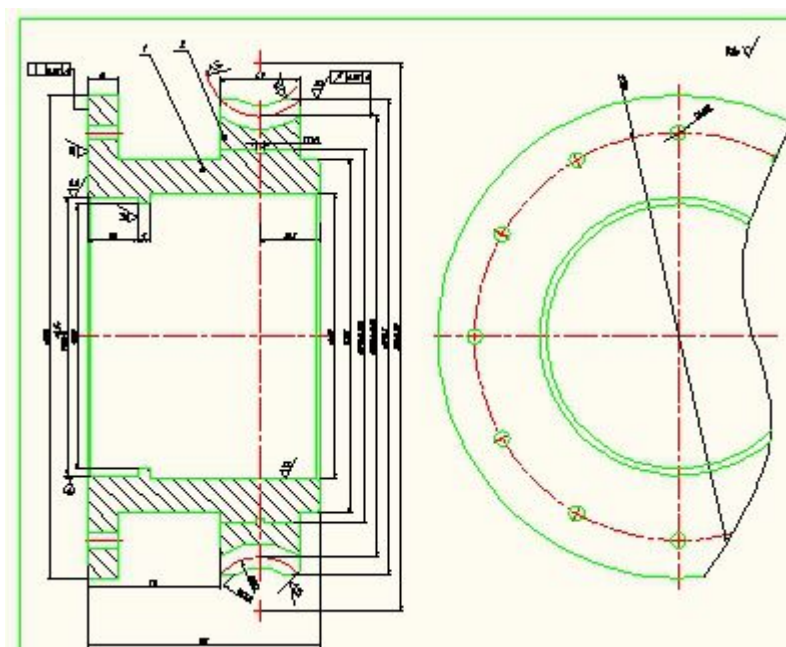
$$\eta = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi_v)} = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan 11.31^{\circ}}{\tan(11.31^{\circ} + 1.4066)} = 0.842 \sim 0.855$$

计算值大于原估算值 0.8，因此不用重算。

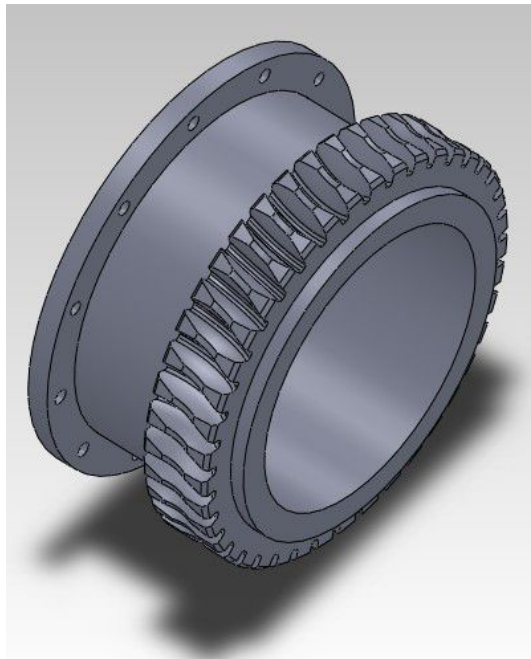
2.3.8 蜗轮蜗杆结构设计



2.6 蜗杆轴结构



2.7 蜗轮 CAD 图



2.8 蜗轮结构图

2.4 电机选择和动力参数计算

2.4.1 电机的选择

步进电机的种类很多，在步进电机的选择过程中我们应遵循以下原则：

- 1) 确保步距角和机械系统相匹配，从而得到床所需的脉冲当量。步距角越小，运行率越高；电机的响应速度越快，系统反映越灵敏，整个系统的效率就越高。
- 2) 通过对机械系统的负载转矩的计算，我们要在可以确保电机的矩频特性能够满足机械负载要求的前提下留有一定余量，确保机械能够可靠运行。
- 3) 选择合适的负载惯量和启动频率。
- 4) 合理确定脉冲当量和布置传动链的传动比。

2.4.2 确定电动机的类型

预选电动机为 1FT6086-1AF71-1AG1 型伺服电动机，电动机参数为：5.8KW，3000r/min, 18.5N*m, $66.5 \times 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$

2.4.3 确定电动机的额定功率

工作所需功率为：

$$P_w = F_w V_w / 1000 \eta_w \quad (2.4.1)$$

$$P_w = T_{nw} / 9950 \eta_w \quad (2.4.2)$$

式中 $T=500\text{N} \cdot \text{M}$, $n_w=36\text{r/min}$, 电机工作效率 $\eta_w=0.97$, 代入上式得出

$$P_w = 500 \times 36 / (9950 \times 0.97) = 1.865\text{KW}$$

电机所需的输出功率为:

$$P_o = P_w / \eta \quad (2.4.3)$$

式中: η 为电机至工作台主动轴之间的总效率。

在《机械设计课程设计手册》[2]P51 表 1-7 查到:

齿轮传动的效率	$\eta_1=0.97$
一对滚动轴承的效率	$\eta_2=0.99$
蜗杆传动的效率	$\eta_3=0.8$
弹性联轴器传动的效率	$\eta_4=0.99$

因此, $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0.97 \times 0.99 \times 0.8 \times 0.99 = 0.762$

$$P_o = P_w / \eta = 1.865 / 0.762 = 2.448 \text{ KW}$$

此功率小于电动机的额定功率, 电动机选择合理。

2.4.4 数控回转工作台传动比

$$i = \text{工作台转速} / \text{电动机转速} = Z_1 / Z_2 \times Z_3 / Z_4 = 28 / 48 \times 1 / 72 = 7 / 864$$

$$\text{工作台转速 } n_{\text{台}} = 20\text{r/min}$$

$$\text{电动机转速为 } n_{\text{电}} = n_{\text{台}} / i = 20 \times 864 / 7 = 2468.57\text{r/min} < 3000\text{r/min}$$

此时该转数小于电动机的额定转数, 电动机选择合理。

2.4.5 数控回转工作台扭矩计算

$$\text{因为铣削加工加工时切向铣削力 } F_{\text{切}} = F_0 \times \alpha_e \alpha_p f_z z / (\pi D)$$

式中: F_0 为单位铣削力, 根据铸铁试料 (HT200), 由手册查得 $F_0 = 2059\text{N/mm}^2$;

α_e 为铣削宽度, $\alpha_e = 100\text{mm}$;

α_p 为铣削深度, $\alpha_p = 5\text{mm}$;

f_z 为每齿进给量, $f_z = 0.35\text{mm}$;

z 为铣刀齿数, $z = 8$;

D 为铣刀直径， $D=160\text{mm}$ 。

因此， $F_{\text{切}} = (2059 \times 100 \times 5 \times 0.35 \times 8) / (3.14 \times 160) = 5737.66\text{N}$

切削力矩： $M = F_{\text{切}} R = 5737.66 \times 0.32 = 1836.05\text{N}\cdot\text{m}$

需要电动机的扭矩： $M_{\text{电}} = M \cdot i = 1836.05 \times 7/864 = 14.88\text{N}\cdot\text{m}$

在铣削加工过程中，数控回转工作台的转动是匀速的，且加速力矩为 0；且在使用回转支撑轴承的情况下，摩擦力产生的力矩不大，且有安全系数的存在，所以可以忽略力矩的作用。预选电动机的额定扭矩为 $18.5\text{N}\cdot\text{m}$ ，大于所需扭矩，所以选用电动机满足设计要求。

2.4.6 工作台回转惯量的计算

工作台回转部分及工件总质量： $M = 1000 + 2000 = 3000\text{kg}$

工作台回转部分及工件总回转惯量：

$$J = M \cdot (l^2 + l^2) / 12$$

式中： J 为总回转惯量， $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ； M 为回转体的质量； l 为工作台边长， $l = 0.8\text{m}$ 。

所以， $J = 3000 \times (0.8^2 + 0.8^2) / 12 = 320 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

电动机轴上的转动惯量：

$$J_{\text{负载}} = J \cdot i^2 = 320 \times (7/864)^2 = 210 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

查电动机样本得，电动机的转动惯量为 $J_{\text{电机}} = 66.5 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2 > J_{\text{负载}} / 10$ 。综上所述，所选电机满足要求。

2.5 本章小结

本章主要说明了驱动方案应满足的要求，并对其进行分析，先对齿轮传动和蜗轮蜗杆传动的类型、材料进行选择，然后再进行参数计算、强度校核，完成了对齿轮和蜗轮蜗杆进行结构设计，并预选了电动机，并由回转工作台的传动比、扭矩、以及转动惯量确定了电动机的预选方案。

3 轴的设计计算

3.1 轴的设计与校核

3.1.1 齿轮轴：

齿轮的功率为 $P=388.08\text{W}$ ，转速为 $n=3000\text{r/min}$ ，转矩为 $T=1.232\text{N}^2\cdot\text{m}$

作用在齿轮上的力：

因已知高速级小齿轮分度圆直径为 $d=38\text{mm}$ ，而：

$$F_t=2T/d=2*1232/38=64.85 \quad \text{N} \quad (3.1.1)$$

$$F_r=F_t*\tan\alpha/\cos\beta=64.85*\tan20^\circ/\cos14^\circ=24.33\text{N} \quad (3.1.2)$$

$$F_a=F_t*\tan\beta=64.85*\tan14^\circ=16.17\text{N} \quad (3.1.3)$$

初步确定轴的最小直径：

选取轴的材料为 45 钢，调质处理。取 $A_0=112$ ，于是得：

齿轮轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径 d_{I-II} 。

为了使所选的轴直径 d_{I-II} 与联轴器的孔径相适应，故需选取联轴器型号。联轴器的计算转矩 $T_{ca}=K_A*T_3$ ，考虑到转矩变化，故取 $K_A=2.3$ ，则

$$T_{ca}=K_A*T_3=2.3*1232 \text{ N}^2\text{mm}=2.8336*10^3 \text{ N}^2\text{mm} \quad (3.1.4)$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件，同时考虑到电机伸出轴直径为 14mm，查标准 GB/T 5014-2003 或《机械零件手册》，选用 YLD1 行刚性联轴器 J1J2 型。

其公称转矩为 $10\text{N}^2\text{m}$ 。半联轴器的孔径为 $d_1=14\text{mm}$ ， $d_2=10\text{mm}$ ，

故取 $d_{I-II}=10\text{mm}$ ，半联轴器长度 $L=47\text{mm}$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L=22\text{mm}$ 。

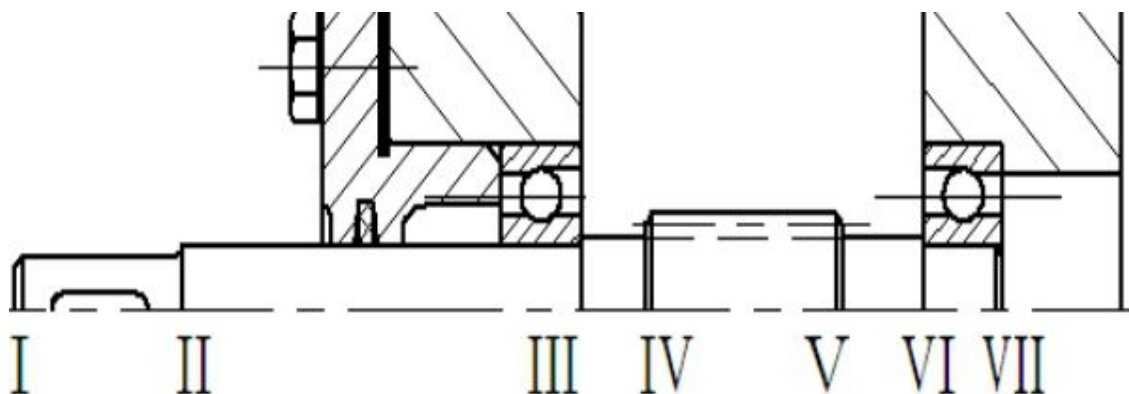


图 3.1 齿轮轴的装配方案图

拟定轴上零件的装配方案如图 3.1 所示。

根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度：

因为半联轴器需要进行轴向定位，在 I - II 轴段右侧要用轴肩，则取 $d_{II-III}=12\text{mm}$ ；在左端定位选择轴端挡圈，选挡圈直径 $D=20\text{mm}$ 。

半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1=22\text{ mm}$ ，为了保证轴端挡圈只压在半联轴器上而不压在轴的端面上，故 I - II 段的长度应比 L_1 略短一些，现取 $l_{I-II}=20\text{mm}$ 。

3. 1. 2 初步选择滚动轴承

因轴承同时受有径向力和轴向力的作用，故选用角接触球轴承。

初步确定了轴的各段直径和长度	尺寸
参考工作要求并根据 $d_{II-III} =12\text{mm}$ ，由轴承产品目录中初步选取 0 基本游隙组、标准精度级的角接触球轴承 7201C	$d*D*B=12\text{mm}*32\text{mm}*10\text{mm}$ $d_{VI-VII} =12\text{mm}$ $l_{VI-VII}=10\text{mm}$
右端滚动轴承采用轴肩进行轴向定位，因为定位轴肩高度为 $h=0.07xd=0.7\text{mm}$	$d_{V-VI}=14\text{mm}$
齿轮轴齿轮部分的轴段 IV - V 直径	$d_{IV-V}=18.5\text{mm}$ $l_{IV-V}=25\text{mm}$
齿轮的左端与左轴承之间采用轴肩定位	$d_{III-IV}=10\text{mm}$
轴承端盖的总宽度为 15mm。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑脂的要求和为了减少机构尺寸的目的，取端盖的外端面与半联轴器右端面的距离 $l=30\text{mm}$	$l_{III-IV}=10\text{mm}$ ， $l_{V-VI}=10\text{mm}$

3. 1. 3 轴上零件的周向定位

半联轴器与轴的周向定位采用平键连接。

由 d_{I-II} 查公式并计算得平键截面 $b*h=3\text{mm}*3\text{mm}$ ，一般采用键槽铣刀加工键槽， $L=12\text{mm}$ ，半联轴器与轴 H7/k6 基孔制配合。滚动轴承与轴的周向定位是由过度配合来保证的，此处选轴的直径尺寸公差为 m6。

确定轴上圆角和倒角尺寸：

取轴端倒角为 1x45°，各轴肩处的圆角半径见零件图所示。

3.1.4 求轴上的载荷

首先根据轴的结构图做出轴的计算简图。在确定的支点位置时，应从手册中查取 a 值。对于 30205 型圆锥滚子轴承，查得 $a=7.2$ mm。

因此，作为简支梁的轴的支承跨距 $L_2+L_3=59.4$ mm。根据轴的计算简图做出轴的弯矩图和扭矩图（图 3.2），参考《机械原理》。

对危险截面 C 处的计算 M_H 、 M_V 及 M 的值如下表所示：

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力 F	$F_{NH1}=F_{NH2}=37.7$ N	$F_{NV1}=F_{NV2}=14.03$ N
弯矩 M	$M_H = 1687.075$ N ² mm	$M_{V1} = 1221.24$ N ² mm $M_{V2} = -31.5$ N ² mm
总弯矩	$M_1 = (M_H^2 + M_{V1}^2)^{-2} = 2084.5$ N ² mm $M_2 = (M_H^2 + M_{V2}^2)^{-2} = 1687.4$ N ² mm	
扭矩 T	$T = 1232$ N ² mm	

3.1.5 按弯扭合成力校核轴的强度

进行校核时，通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面（即危险截面 C）的强度。根据上表的数据，以及轴双向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha=0.6$ ，轴的计算应力为：

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M_1^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{2084.5^2 + (0.6 \times 1232)^2}}{0.1 \times 30^3} = 0.82 \text{ MPa}$$

前已选定轴的材料为 45 钢，调质处理，查得 $[\sigma_{-1}] = 60$ MPa。因此 $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1}]$ ，故安全，且该轴不需要精确校核疲劳强度。

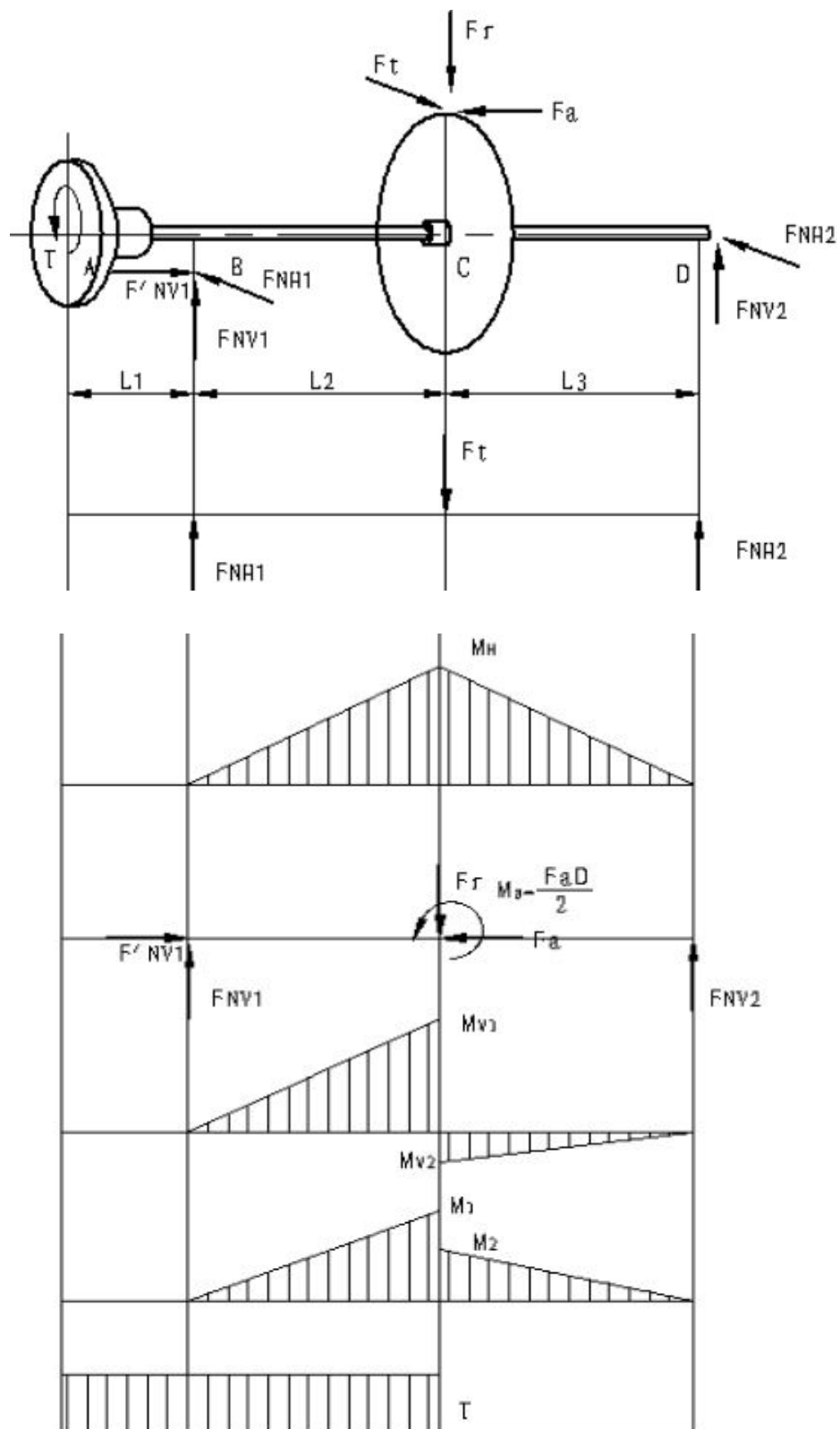


图 3.2 轴的弯矩和扭矩图

3.1.6 输出轴的计算

已知输出轴输入功率为 $T_2=289.2\text{W}$ ，转速为 6 r/min ，输入转矩为 $459.17\text{ N}^2\text{mm}$ ，蜗杆轴输入转矩为 $9.45\text{N}^2\text{mm}$ ，蜗杆直径 $d_2=71\text{mm}$ ，蜗轮分度圆直径为 $d_2=248\text{ mm}$ ，齿形角为 $\alpha=20^\circ$ 。作用在蜗轮上的力：

$$F_t=2T_2/d_2=2*454.48*103/265\text{N}=3430\text{N} \quad (3.1.5)$$

$$F_r=F_t \tan \alpha =3430*\tan 20^\circ =1248.4\text{N} \quad (3.1.6)$$

$$F_a=2T_1/d_1=2*46.38*103/50=1855.2\text{N} \quad (3.1.7)$$

圆周力 F_t ，径向力 F_r 及轴向力 F_a 方向如图3.2所示。

初步确定轴的最小直径：

选取轴的材料为45Cr，调质处理，取 $A_0=108$ 。

按公式3-56初步估算轴的最小直径： $d_{\min}=38.7\text{mm}$

输出轴的最小直径为安装工作台和左端轴承处轴的直径 d_{I-II} 和 d_{VI-VII} ，

故取 $d_{I-II}=d_{VI-VII}=40\text{mm}$ ， $L_{I-II}=30\text{mm}$ 。

因轴承同时受有径向力和轴向力的作用，故选用单列圆锥滚子轴承。

参由于 $d_{VI-VII}=40\text{mm}$ ，则选用0基本游隙组、标准精度级的单列圆锥滚子轴承30208，尺寸计算结果得到 $d*D*T=40\text{mm}*80\text{mm}*9.75\text{mm}$ 。

3.2 轴的结构设计

3.2.1 拟定轴上零件的装配方案

该轴用于安装蜗轮和工作台，由蜗轮带动工作台转动，同时考虑到A轴机构也在绕Y轴回转，所以采用图3-4的装配方案。

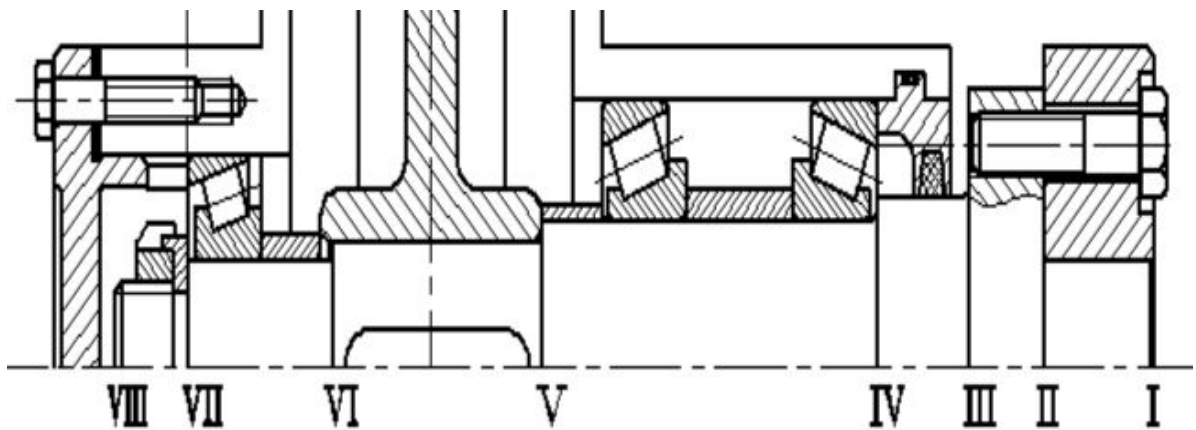


图 3.3 轴的装配方案图

根据轴向定位要求确定轴的各段直径和长度：

$d_1 = 20\text{mm}$ ，此段与轴承配合，选择轴承类型为 61904，可知此段的直径为 20mm, $l_1 = 27\text{mm}$ ，左端伸出轴承处 2mm, 轴承右端面距箱体内壁 8mm, 各段相加共 27mm

$d_2 = 19\text{mm}$ 此处为退刀槽，取值为 19mm, $l_2 = 1\text{mm}$ ，退刀槽长度为 1mm $d_3 = 25\text{mm}$ ，此段对挡油环起定位作用，取值为 25mm, $l_3 = 3\text{mm}$ ，小齿轮端面距箱体内壁为 12mm, 经计算此段为 3mm

$d_4 = 30\text{mm}$ ，此处与齿轮配合，经计算知此处齿轮与轴应做为一体， d_4 等于齿轮 1 分度圆直径 30mm, $l_4 = 39\text{mm}$ ，此段为小齿轮的齿宽长度，为 39mm

$d_5 = 25\text{mm}$ ，此处与 d_3 直径相等，为 25mm, $l_5 = 3\text{mm}$ ，此段长度与 l_3 相等，为 3mm

$d_6 = 19\text{mm}$ ，此处与 d_2 直径相等，为 19mm, $l_6 = 1\text{mm}$ ，此段长度与 l_2 相等，为 1mm

$d_7 = 20\text{mm}$ ，此处与 d_1 直径相等，为 20mm, 此段要接轴承，取值为 26mm, $l_7 = 26\text{mm}$ ，

$d_8 = 19\text{mm}$ ，此处直径取为 19mm, $l_8 = 68\text{mm}$ ，此段要连接联轴器

L(总长): $L = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 = 164\text{mm}$

3.2.2 轴上零件的周向定位

蜗轮与轴的周向定位采用平键连接，按 d_{V-VI} 查得平键截面 $b \times h = 14\text{mm} \times 9\text{mm}$ ，键槽用键槽铣刀加工，长度为50mm，同时为了保证蜗轮与轴配合有良好的对中性，故选择蜗轮轮毂与轴的配合为 H7/k6。

取轴端倒角为 $1 \times 45^\circ$ ，各轴肩处的圆角半径见零件图。

3.2.3 求轴上的载荷

30205型圆锥滚子轴承，查表得 $a = 21\text{mm}$ 。

因此，作为简支梁的轴的支承跨距 $L_2 + L_3 = 113.85\text{mm}$ 。

危险截面 C 处的 M_H 、 M_V 及 M 的计算结果如下表所示：

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力 F	$F_{NH1} = 1622.36\text{ N}$ $F_{NH2} = 1807.64\text{ N}$	$F_{NV1} = 590.48\text{ N}$ $F_{NV2} = 657.92\text{ N}$
弯矩 M	$M_H = 97341.6\text{ N}^2 \cdot \text{mm}$	$M_{V1} = 281242.8\text{ N}^2 \cdot \text{mm}$ $M_{V2} = -210385\text{ N}^2 \cdot \text{mm}$
总弯矩	$M_1 = (M_H^2 + M_{V1}^2)^{-2} = 297612.2\text{ N}^2 \cdot \text{mm}$ $M_2 = (M_H^2 + M_{V2}^2)^{-2} = 231812.4\text{ N}^2 \cdot \text{mm}$	
扭矩 T	$T = 454480\text{ N}^2 \cdot \text{mm}$	

3.2.4 按弯扭合成力校核轴的强度

进行校核时，通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩的截面（即危险截面 C）的强度。根据上表的数据，以及轴双向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha = 0.6$ ，按公式3-58，

轴的计算应力为： $\zeta_a = 38.8785\text{ MPa}$

前已选定轴的材料为40Cr，调质处理，查得 $[\zeta - 1] = 70\text{MPa}$ 。

因此 $\zeta_a < [\zeta - 1]$ ，故安全，且该轴不需要精确校核疲劳强度。

3.3 轴承的选用与校核

3.3.1 轴承的选用

I 轴所选用轴承为：2 个 61904 深沟球轴承；

II 轴所选轴承从左到右依次为：2 个 51108 推力球轴承，NA4908 滚针轴承，NK140\20 滚针轴承，60\28 深沟球轴承。

定心轴所选轴承从上到下依次为：30208 圆锥滚子轴承，30206 圆锥滚子轴承。

3.3.2 轴 I 轴承的校核

假设深沟球轴承所受轴向力为 60N, 轴承使用寿命为 10 年, 每年按 300 天计算, 则总工作时间为 48000h.

3.3.3 求轴承的支反力

轴承的支反力 F_{ra} , F_{rb}

1、垂直平面支反力

由之前可知轴承垂直平面支反力 F_{av} 、 F_{bv}

$$F_{av} = 266N$$

$$F_{bv} = 266N$$

2、平行平面支反力

平行平面支反力 F_{ah} 、 F_{bh}

$$F_{ah} = 96.815N$$

$$F_{bh} = 96.815N$$

3、合成平面支反力

$$F_{ra} = \sqrt{F_{av}^2 + F_{ah}^2} = \sqrt{266^2 + 96.815^2} = 283.07N$$

$$F_{rb} = \sqrt{F_{bv}^2 + F_{bh}^2} = \sqrt{266^2 + 96.815^2} = 283.07N$$

3.3.4 验算轴承寿命

求比值: $\frac{F_a}{F_r} = \frac{60}{283.07} = 0.212$

查《机械设计》[1]表 13-5, 知 $X=1$, $Y=0$ 。

计算当量载荷 P

根据《机械设计》[1]式 (13-8a)

$$P = f_p(XF_r + YF_a)$$

查《机械设计》[1]表 13-6, $f_p = 1 \sim 1.2$, 取 $f_p = 1.2$

有 $P = 1.2 \times (1 \times 283.07 + 0 \times 60) = 339.684\text{N}$

验算 61904 轴承的寿命

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 2870} \times \left(\frac{7000}{339.648} \right)^3 = 50836.28\text{h} > 48000\text{h}$$

即所选用轴承符合设计要求。

3.4 键连接的选择与校核

3.4.1 键的选择

选用普通圆头平键 A 型, 轴径 19, 查《机械设计》[1]表 6-1 得 $b \times h = 6 \times 6$

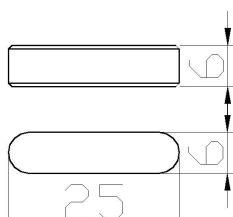


图 3.4 键

3.4.2 键的校核

键长度小于联轴器长度 $3\text{mm} \sim 5\text{mm}$, 联轴器与轴接触长度为 30mm , 根据键的长度系列选键长 25。查《机械设计》[1]表 16-2 得

键的工作长度 $l = 25 - b = 25 - 6 = 19\text{mm}$

$k = 0.5h = 0.5 \times 6 = 3\text{mm}$

$$P = \frac{2T_{II} \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 7.98 \times 10^3}{3 \times 19 \times 19} = 14.7\text{MPa} \leq [p] = 100 \sim 120\text{MPa}$$

所以所选用的平键强度足够。

3.4.3 大齿轮键的选择

选用普通圆头平键 A 型, 轴径 30, 查《机械设计》[1]表 6-1 得 $b \times h = 8 \times 7$

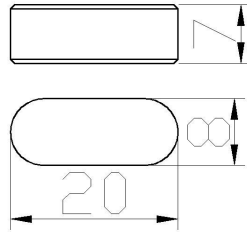


图 3.5 键

3.4.4 键的校核

由于键长度约比轮毂长度短 $3\text{mm} \sim 5\text{mm}$ ，由之前的计算结果可知大齿轮宽度 30，则由键的长度系列选择键长 20，则有：

$$\text{键的工作长度 } l = 20 - b = 20 - 8 = 12\text{mm}$$

$$k = 0.5h = 0.5 \times 8 = 4\text{mm}$$

$$P = \frac{2T_{II} \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 30.61 \times 10^3}{4 \times 12 \times 30} = 42.5\text{MPa} \leq [p] = 100 \sim 120\text{MPa}$$

所以所选用的平键强度足够。

3.5 联轴器的选择

查《机械设计》[1]表 14-1 得

数控回转工作台，转矩变化不大，工作情况系数为 $K_A = 1.5$

$$T_{ca} = K_A \bullet T = 1.5 \times 7.9827 = 11.974\text{N} \bullet \text{m}$$

查《机械设计课程设计手册》[2]P94 表 8-2，选用凸缘联轴器:GY2

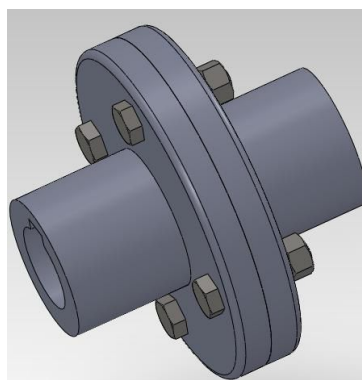
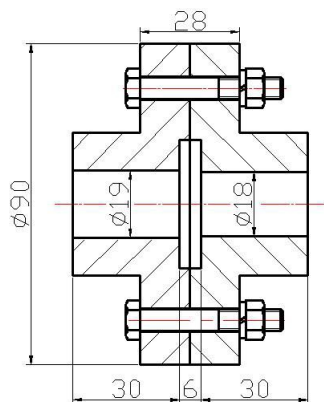


图 3.6 联轴器

3.6 本章小结

轴在设计过程中要考虑诸多因素，每段不仅要满足强度要求，也要能很好地与其他零件配合。本章主要对轴 1 轴 2 和定心轴的各段直径和各段长度进行了设计计算，确定了各轴的基本参数。

轴的校核是判断轴的设计是否合理的重要步骤，本章从轴 1 轴 2 所受的支反力，扭矩弯矩入手，对危险截面进行了校核，经计算验证，轴符合设计要求。

4 回转工作台密封润滑及张紧设计

4.1 间隙消除设计

4.1.1 消隙机构结构设计

本设计中，齿轮传动的传动精度主要依靠齿轮的加工制造精度和安装定位精度。蜗轮蜗杆之间的间隙通过改变调整环的厚度来调节。

根据设计要求，在资料库找到效果图如 4.1 所示。

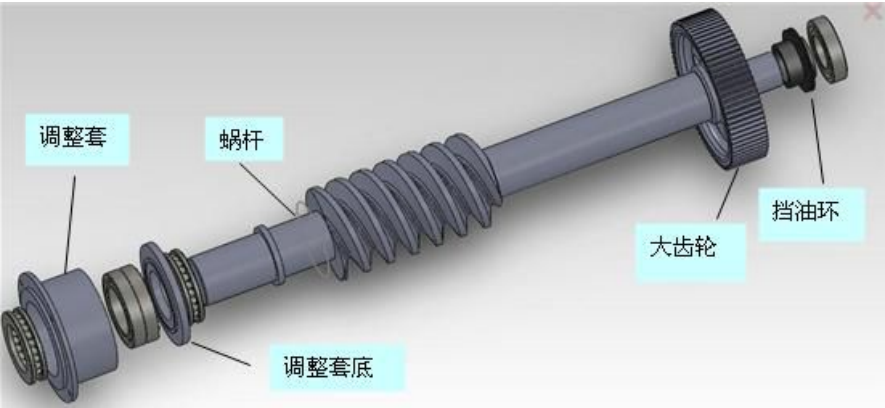


图 4.1 消隙机构图

4.1.2 蜗杆副侧隙的调整过程

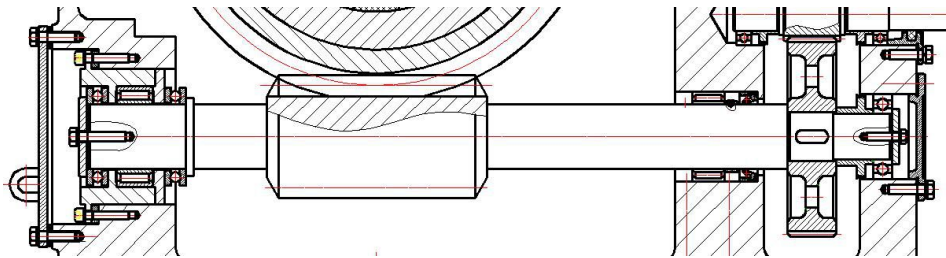


图 4.2 消隙总图

如图 4.2 所示，蜗杆的最右端为自由端，蜗杆左端通过调节调整垫片的厚度，来调节蜗杆的左右移动，进而改变蜗轮蜗杆的侧隙。

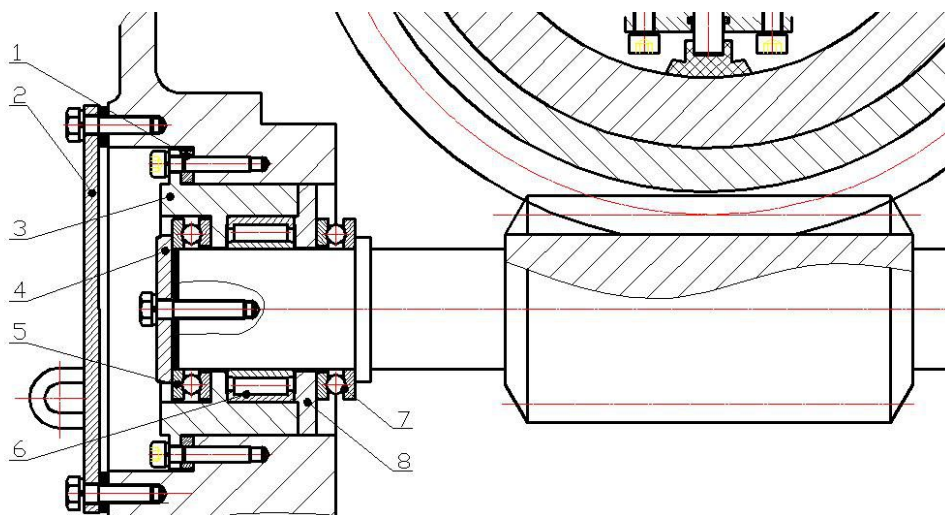


图 4.3 垫片消除

- 1-调整垫片，2-蜗杆端盖，3-调整套杯，4-压板，
5-推力球轴承，6-滚针轴承，7-推力球轴承，8-调整套底

如图 4.3 所示，蜗杆通过调整套和压板，限制蜗杆往左右端移动，当要调节蜗轮与蜗杆之间间隙时，松开锁紧调整套杯的螺钉，便可左右移动蜗杆，进行间隙调整，当调节到合适的位置时，选择相应的调整垫片 1，装上调整垫片，锁紧螺钉，便完成调整过程。

4.1.3 双螺距渐厚蜗杆

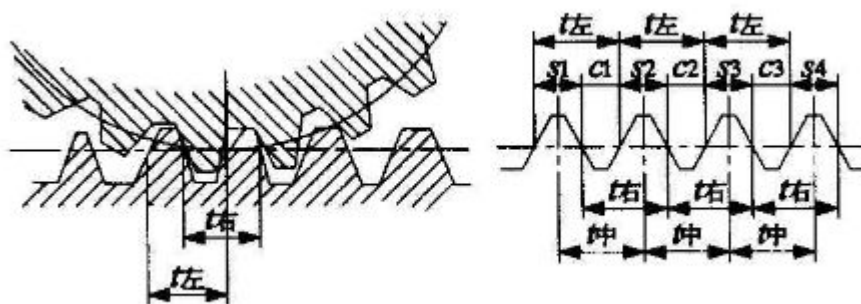


图 4.4 双螺距渐厚蜗杆

图4.5展示的是通过改变调整环的厚度来让蜗杆进行轴向移动,从而达到调整蜗杆蜗轮啮合侧隙的效果。

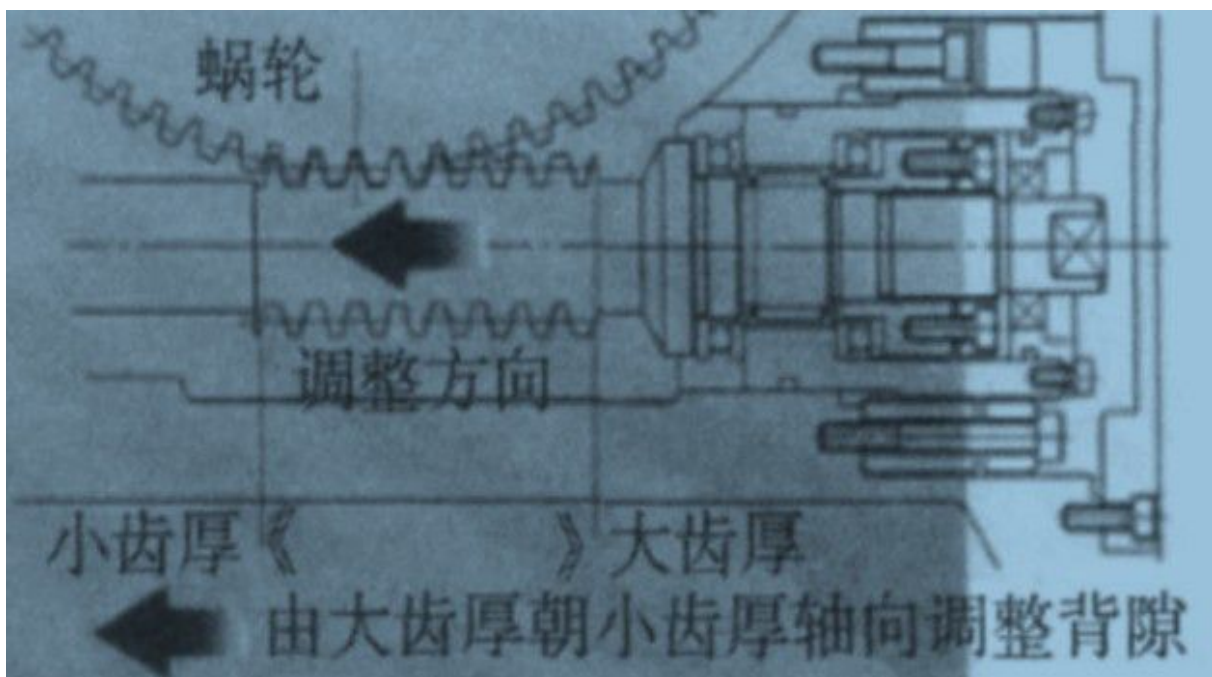


图4.5 双螺距渐厚蜗杆调隙结构图

4.2 液压张紧机构

4.2.1 液压张紧机构的原理

工作台静止时必须是锁紧的状态，在工作台的圆周方向有6个夹紧液压缸均匀分布并进行夹紧。在工作台不回转的状态，液压油使油缸夹紧并向外运动，锁紧块则紧紧顶在蜗轮内壁上，以达到锁紧工作台的目的。工作台在回转状态中，数控系统发出指令，反向重复上述动作，松开蜗轮，使蜗轮和回转工作台根据控制系统的指令回转运动。

4.2.2 液压原理及计算过程

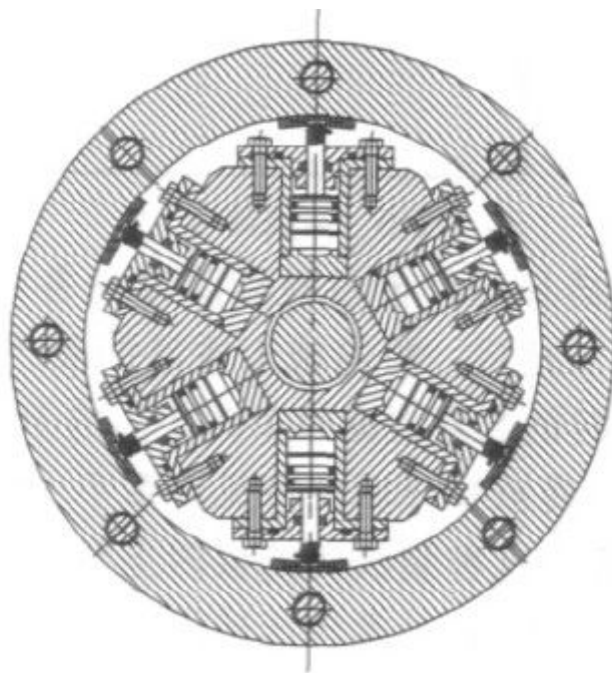


图 4.6 回转台锁紧部位结构图

4.2.3 液压缸锁紧力

锁紧力计算如下：

已知输入油压 20Mpa，液压缸活塞面积

$$A = \pi D^2 / 4 = 3.14 \times 0.0175^2 / 4 = 2.4 \times 10^{-4}$$

单缸顶紧力

$$F_1 = P \cdot S = 20 \times 240 = 4800 N$$

单缸预紧力

$$F_T = F_1 \mu = 4800 \times 0.3 = 1440 N$$

单缸锁紧力矩

$$T_1 = F_T R = 1440 \times 0.083 = 119.2 N \cdot m$$

则总锁紧力矩

$$T_{\text{总}} = 6T_1 = 6 \times 119.2 = 715.2 N \cdot m$$

4.2.4 摇摆台锁紧装置的设计

摇摆台的锁紧装置是由一个薄壁套筒套在蜗轮的轮毂上,在套筒内有高压油通过后,薄壁套筒会出现径向的变形从而锁紧轮毂。

4.2.5 锁紧力校核

在输入油压为20MPa,油压环长50mm,保守估计60%接触的情况下。则接触总面积:

$$S = Pd160\% = P \cdot 115 \cdot 50 \cdot 60\% = 1083815 \text{mm}^2$$

锁紧力:

$$F = pS\mu = 20 \cdot 1083815 \cdot 0.2 = 43354 \text{N}$$

锁紧力矩:

$$T = FR = 43354 \cdot 5715 \cdot 10^{-3} = 2482.8 \text{N} \cdot \text{m}$$

综上所述该装置符合要求,可以耐重切削。

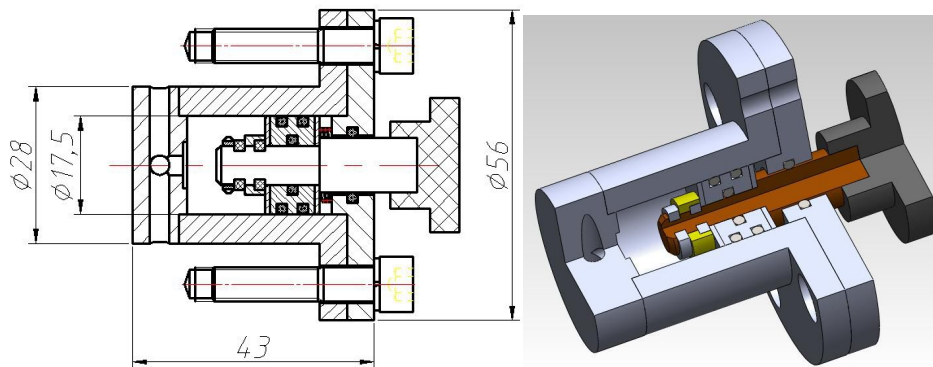


图 4.7 液压缸

4.3 回转工作台的润滑

4.3.1 蜗轮蜗杆的润滑

1、蜗轮蜗杆润滑油选择

蜗轮蜗杆采用蜗轮蜗杆润滑脂润滑,查《典型机械零部件润滑理论与实践》P65 表 1-26 安阳钢铁厂的一款 1200 减速器,电机功率 22KW,蜗轮转速 92r/min。采用润滑脂润滑,润滑效果良好。我的蜗轮选用电机功率为 3KW,转速 36r/min,故可以选用蜗轮蜗杆润滑脂润滑。

2、蜗轮蜗杆传动热平衡计算

蜗杆传动效率低、发热大,若不及时散热,会引起箱体内油温升高、润滑失效,导致轮齿磨损加剧,甚至出现胶合。所以对连续工作的闭式蜗杆传动要进行热平衡计算是

非常必要的一项计算。

热平衡计算方法。限制箱体内油温和周围空气温度之差不超过允许值，即

$$t = \frac{1000p(1-\eta)}{\alpha_t S} \leq [t] \tag{4.3.1}$$

式中，

字符	意义	单位
t	温度差	℃
P1	蜗杆传递的功率	kW
η	传动效率	
α t	表面散热系数（一般取 α t=10~17 W/(m ² ·℃)）	
A	散热面积	m ²

经计算，箱体的散热面积为 $S=0.885\text{ m}^2$ ，取允许的最高温度为 50℃ ，计算所能控制温度。

控制温度： $t = \frac{1000p(1-\eta)}{\alpha_t S} = \frac{1000 \times 2.3 \times (1-0.8)}{17 \times 0.85} = 31.83\text{℃} > [t]=30\text{℃}$

由上式可知，仅靠箱体散热，无法达到要求，为将温度控制在合适范围内，我们在箱体内开流道，此油道也是液压缸的输油管道，由此环绕于箱体上的流道带走部分热量，经计算，能将变化温度控制在 30℃ 以下。

4.3.2 齿轮的润滑

由回转工作台的工作过程决定，齿轮采用脂润滑进行润滑，由于齿轮在工作过程中磨损和发热较大，故应该选择较好的材料。综上所述，我们采用渗碳淬火齿轮用钢 20CrMnTi 来做大小齿轮的材料。

4.3.3 轴承的润滑

在本次设计中，由于轴承的转速都不高，所有轴承都选择脂润滑。小齿轮上的两个轴承和蜗杆最右端的轴承，由于所选用润滑脂与齿轮不同，为了防止不同润滑脂混合，从而破坏了脂润滑，需要在相应的部位安装上挡油盘。

4.4 密封

为了防止外界飞尘进入回转台的内部以及防止润滑油渗出箱体，需要在工作台与箱体的接触面、以及轴承端盖与箱体的接触面上布置相应的密封件。经过设计与选择，在工作台与箱体的接触面上采用毡圈密封，另外，在传动轴的伸出的相关部位，我们也采用毡圈密封。轴承靠箱体内侧使用挡油环，轴承端盖处使用密封垫圈，为了防止蜗杆传动的润滑油进入齿轮传动的部位，使用用旋转轴唇形式密封圈。

4.4.1 轴外伸端密封

因为轴承选用脂润滑，工作环境较清洁，轴颈圆周速度

$$v_1 = \frac{3.14 \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 30 \times 2870}{60 \times 1000} = 4.5 \text{ m/s} \leq 5 \text{ m/s}$$

工作温度不超过 90°C ，所以轴外伸端选用毛毡圈密封。

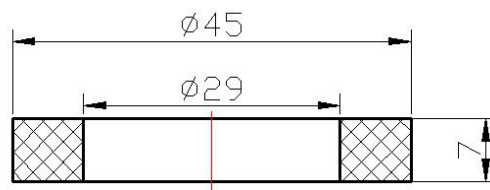


图 4.8 毛毡圈

4.4.2 蜗杆与齿轮传动间密封

为了防止齿轮传动的润滑油进入蜗杆传动的部位，我们采用旋转轴唇形式密封圈。

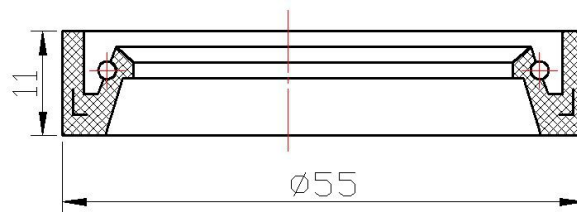


图 4.9 转轴唇形式密封圈

4.4.3 轴承靠箱体内侧的密封

轴承采用脂润滑，我们在在轴承前设置挡油环来消除箱内润滑油和润滑脂混合。由《机械设计课程设计》[2]图 16-12 可知 $\Delta 2 = 2 \sim 3\text{mm}$, $\Delta 3 = 8 \sim 12\text{mm}$, 径向间隙为 0.2mm

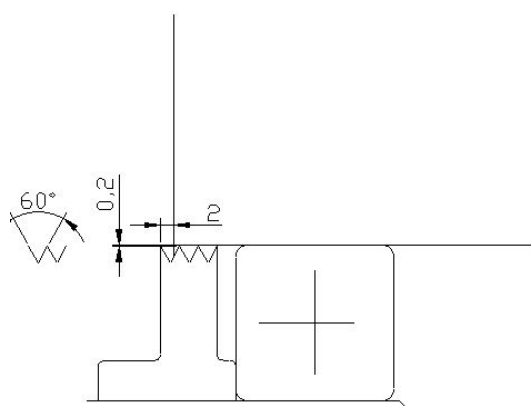


图 4.10 挡油环

4.4.4 液压缸与输油路的密封

液压缸采用 4 个 O 型密封圈，1 个密封环进行密封，其尺寸图 4.11 (a)。

在箱体与垫块交接处，为使油道达到良好密封，在垫块与箱体之间加一块密封垫圈，其尺寸如图 4.11 (b)。

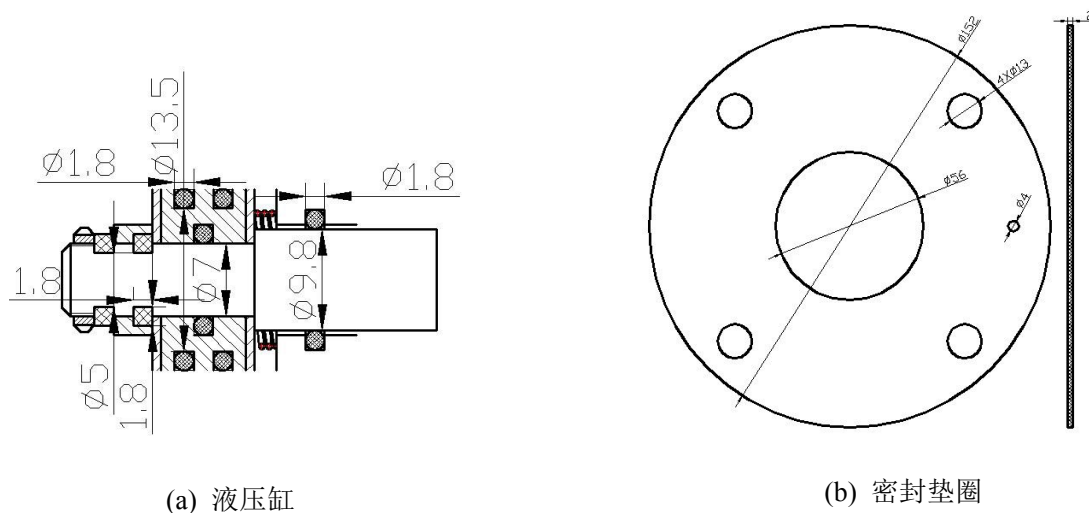


图 4.11 其它密封件

4.3 本章小结

数控回转工作台发展的瓶颈是精度问题，而蜗轮蜗杆间的间隙又是影响精度的重要因素，在本章的设计中，采用双螺距渐厚蜗杆，并将蜗杆轴的一段游离，一端采用调整

套固定，当要消除涡轮蜗杆的间隙时，只需改变调整垫片的厚度即可，大大提高了数控回转工作台的回转精度。因为要防止在加工过程中产生转动，所以做好工作台的定位，使加工质量不受影响。设计中在箱体和垫块中开流道，通过螺杆泵将油液输入单杆单作用式液压缸中，控制工作台的锁紧与放松，达到良好的加工效果。

5 回转工作台箱体、工作台设计

5.1 工作台的设计

工作台回转直径 320mm, 尺寸设计如下图：

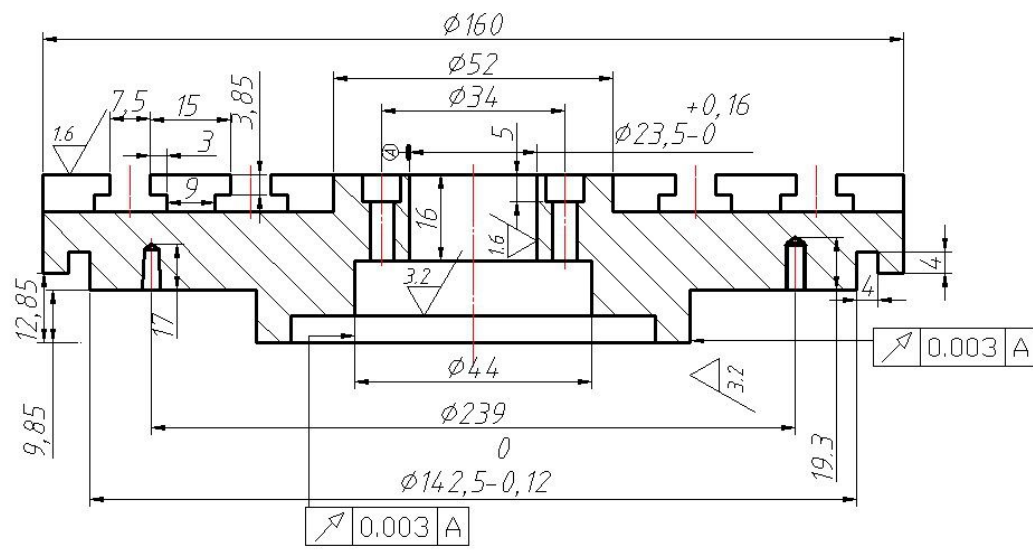


图 5.1 工作台

5.2 工作台定心结构设计

数控回转工作台在工作过程中，必须保证工作台严格绕着一条轴线回转，否则就会大大减弱工作台的加工精度。而要保证定心需从垫块与箱体的安装定位和工作台工作过程中的位置保证两个方面入手。

5.2.1 垫块与箱体安装过程的对正设计

由于垫块与箱体之间开有流道，而且垫块与箱体之间各自装有一个圆锥滚珠轴承，对定心轴施加径向力，进而使工作台严格保证绕着定心轴的轴心线回转。要使流道顺畅和轴承轴心线能准确安装在同一条轴线线上，就必须追求保证垫块与箱体在安装过程中的安装位置。

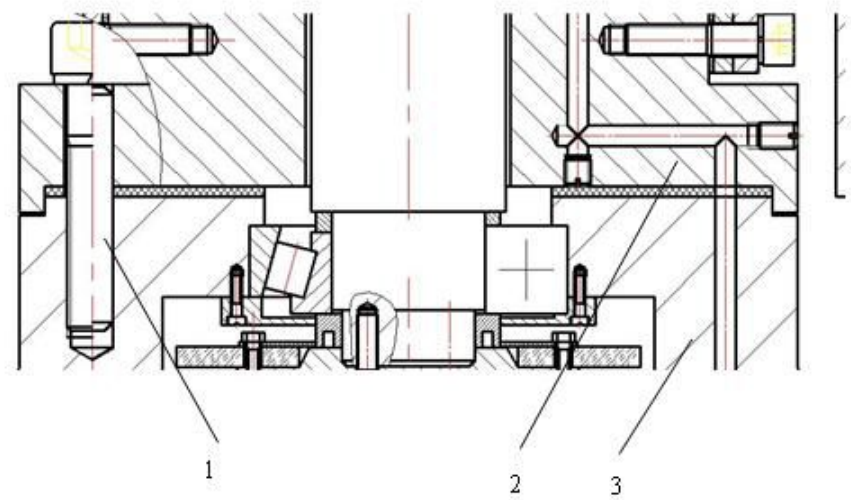


图 5.3 垫块与工作台对心安装

为了在安装过程中垫块 1、销钉 2、垫块 3、箱体 外凸的环形圈，在箱体上加工内凹的环形圈。它们 作过程中就很容易保证工作台底孔轴心线与垫块的孔心轴心线在同一条直线上。为了保证流道的严格对正，我在垫块和箱体将加了两个销钉，起到定位和防转的作用，保证流道位置的准确性。

5.2.2 工作台工作过程中定心位置的保持的设计

工作台在工作过程中，其水平面的位移严格受到定心轴的限制，而定心轴的位置则由安装在垫块和箱体上的各一个圆锥滚珠轴承的限制。由前面可知，垫块与箱体在安装过程中已经严格保证了其孔的同心，进而保证了这对轴承孔的同心，工作过程中有这对轴承对定心轴施加径向力，严格保证工作台绕定心轴轴向回转。

5.3 箱体设计

如图 5.4 所示，箱体壁厚取 12，轴承处，轴承外侧距箱体内壁的距离为 8，大齿轮齿顶距箱体内壁的距离为 12，小齿轮端面距箱体内壁距离为 12。

6 结论

可以说在这次的毕业设计过程中，我的付出是远远不够的。我先是在在网上找了一些关于数控铣床回转工作台工作的视频，先是对所设计的東西有了一个初步的了解。接着又从中国知网以及百度文库里下载了很多有关于数控铣床的回转工作台的资料，也可以说整个设计过程基本上都是在这些资料上进行修改的。当然在整个设计过程中我的收获也是较多的，就数控铣床的回转工作台而言，我经历了从一无所知到略懂皮毛，这也是一种进步，作为一名学生，我们在平时的学习中又何尝不是从无到有一点一点积累起来的。

对于 CAD 这方面，我依旧处在一种不够熟练的阶段里，这对我日后的工作明显是不利的，以这次设计过程来讲，绘图过程对我来说是较为艰难的一件事。当然这也体现了我对于专业知识这块做的还是相当不够好。当然意识到这一点后我就应该积极改善，争取做得更好。数控回转工作台设计过程中，最重要的是原理设计、基本参数计算、相关元件的设计与选择。在整个设计与学习中，我查阅了很多资料，但大多数涉及到数控回转工作台时都是粗略带过，有价值的信息不是很多，也就无法形成一个完整的设计思路。在整个过程中我几乎是摸着石头过河，每次给老师检查时都会发现一大堆问题，单在修改上就花费了很多时间，走了不少弯路。

现在，设计基本完成了，我对数控回转工作台可以说有了一个比较深入的了解。数控回转工作台其实技术算是比较成熟的了，关键的技术难点是消除传动件之间的间隙和控制系统方面。在我的设计中，我翻看了大量的回转工作台资料，最终借鉴了 5 轴加工的蜗杆消隙结构，再根据自己的箱体结构，设计出符合要求的蜗轮蜗杆消隙结构。在锁紧工作台的设计中，同样我也是借鉴 5 轴加工的工作台，采用了垫块里装液压缸进行锁紧，其中在锁紧设计中，油路该怎么走，如何才能良好密封等，这些问题可谓是花了我很大的脑筋，不过最终设计出来，还算比较满意。这两处是我整个设计中花费时间最多的地方，也是我在整个设计中感觉最有成就感与自豪的地方。

7 经济分析报告

7.1 本次设计回转工作台的特点

- 1) 功能全，使用方便，适用面广，高效实用，性价比高。
- 2) 体积小
- 3) 成本低
- 4) 使用成本低、维护简单
- 5) 使用安全方便

7.2 经济效益分析

1) 数控回转工作台市场容量

我国制造业正在蓬勃发展，第四轴或第五轴将在加工中心越来越多地被要求配备，并会增加加工范围。就我查得的资料显示目前阶段要求配备数控转台的加工中心将可能达到 600 台/年。

2) 数控回转工作台市场前景

以后 5 年的发展趋势，部分行业可能会因为产能过剩、或是受到一些宏观调控的影响而继续保持较差的发展外，其他装备制造业可能会有很好地增长，尤其是一些国家产业政策鼓励振兴和发展的装备子行业。作为装备制造业的母机，一般的加工机床仍可能拥有每年平均 15%—20%左右的稳定增长速度。