

减速器设计说明书

系 别:

班 级:

姓 名:

学 号:

指导教师:

职 称:

目录

第一节 设计任务书.....	1
1.1 设计题目	1
1.2 工作情况	1
1.3 减速器设计步骤	1
第二节 传动装置总体设计方案	2
2.1 传动方案	2
第三节 选择电动机	3
3.1 电动机类型的选择	3
3.2 确定传动装置的效率	3
3.3 选择电动机容量	3
3.4 确定传动装置的总传动比和分配传动比	4
3.5 动力学参数计算	5
第四节 减速器蜗杆副传动设计计算	7
4.1 选择材料	7
4.2 按齿面接触疲劳强度进行设计	7
4.3 蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸	8
4.4 校核齿根弯曲疲劳强度	10
4.5 验算效率 η	10
4.6 热平衡计算	11
第五节 轴的设计与校核	12
5.1 输入轴设计计算	12
5.2 输出轴设计计算	18
第六节 滚动轴承计算与校核	26
6.1 输入轴上的轴承计算与校核	26
6.2 输出轴上的轴承计算与校核	27
第七节 键联接设计与校核	30
7.1 输入轴与联轴器键选择与校核	30
7.2 输出轴与蜗轮键选择与校核	30
7.3 输出轴与联轴器键选择与校核	30
第八节 联轴器的选型	31
8.1 输入轴上联轴器	31
8.2 输出轴上联轴器	31

第九节 减速器的密封与润滑	32
9.1 减速器的密封	32
9.2 轴承的润滑	32
第十节 减速器附件	34
10.1 油面指示器	34
10.2 通气器	34
10.3 放油孔及放油螺塞	35
10.4 窥视孔和视孔盖	36
10.5 定位销	37
10.6 起盖螺钉	38
10.7 起吊装置	39
第十一节 减速器箱体主要结构尺寸	42
第十二节 设计小结	44
参考文献	44

第一节 设计任务书

1.1 设计题目

设计一级蜗杆减速器

表 1-1 设计数据

拉力 F	2500N
速度 v	1.6m/s
直径 D	450mm

1.2 工作情况

每天工作小时数：16 小时，工作年限（寿命）：10 年，每年工作天数：300 天，配备有三相交流电源，电压 380/220V。

1.3 减速器设计步骤

- 1.传动装置的总体设计方案
- 2.电动机的选择
- 3.计算传动装置的总传动比以及分配传动比
- 4.计算传动装置的动力学参数
- 5.齿轮传动的设计
- 6.滚动轴承和传动轴的设计与校核
- 7.键联接设计
- 8.联轴器设计
- 9.减速器润滑密封设计
- 10.减速器箱体结构设计

第二节 传动装置总体设计方案

2.1 传动方案

传动方案已给定，减速器为一级涡轮蜗杆减速器。

1) 该方案的优缺点

一级涡轮蜗杆减速器机械结构紧凑、体积外形轻巧、小型高效；热交换性能好、散热快；安装简易、灵活轻捷、性能优越、易于维护检修；运行平稳、噪音小、经久耐用；使用性强、安全可靠性大；

第三节 选择电动机

3.1 电动机类型的选择

按照工作要求和工况条件，选用三相笼型异步电动机，电压为 380V，Y 型。

3.2 确定传动装置的效率

查表得：

联轴器的效率： $\eta_1=0.99$

滚动轴承的效率： $\eta_2=0.99$

蜗杆副的效率： $\eta_3=0.8$

工作机的效率： $\eta_w=0.97$

$$\eta_a = \eta_1^2 \eta_2^2 \eta_3 \eta_w = 0.99^2 \times 0.99^2 \times 0.8 \times 0.97 = 0.745$$

3.3 选择电动机容量

工作机所需功率为

$$P_w = \frac{F V}{1000} = \frac{2500 \times 1.6}{1000} = 4\text{kW}$$

电动机所需额定功率：

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{4}{0.745} = 5.37\text{kW}$$

工作机轴转速：

$$n_w = \frac{60 \times 1000 V}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.6}{\pi \times 450} = 67.91\text{r/min}$$

查表课程设计手册，使用推荐的传动比范围，一级蜗杆传动比范围为：10~40，所以合理的总传动比范围为：10~40。可选择的电动机转速范围为 $n_d=i_a \times n_w=(10 \sim 40) \times 67.91=679 \sim 2716\text{r/min}$ 。进行综合考虑价格、重量、传动比等因素，选定电机型号为：Y132S-4 的三相异步电动机，额定功率 $P_{en}=5.5\text{kW}$ ，满载转速为 $n_m=1440\text{r/min}$ ，同步转速为 $n_t=1500\text{r/min}$ 。

表 3-1 电机选择方案对比

选择方案	电动机型号	额定功率 P_{en}/kW	同步转速 $n_t(r/min)$	满载转速 $n_m(r/min)$
A	Y160M2-8	5.5	750	720
B	Y132M2-6	5.5	1000	960
C	Y132S-4	5.5	1500	1440
D	Y132S1-2	5.5	3000	2900

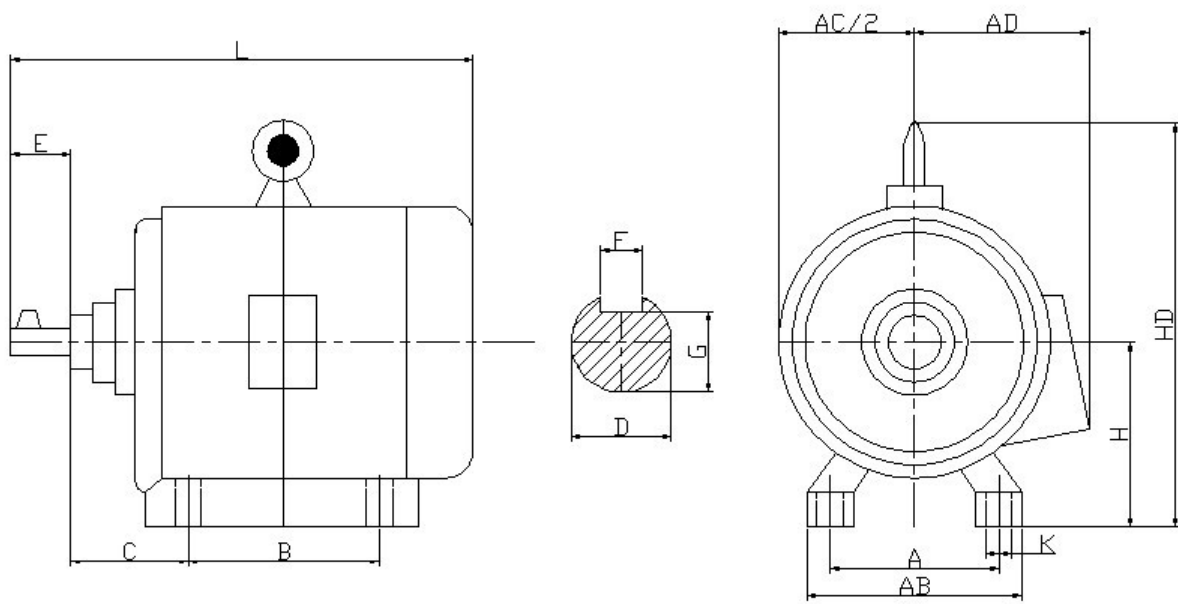


图 3-1 电机尺寸

表 3-2 电动机尺寸

H	L×HD	A×B	K	D×E	F×G	AC	AD
132	475×315	216×140	12	38×80	10×33	275	210

3.4 确定传动装置的总传动比和分配传动比

(1) 总传动比的计算

由选定的电动机满载转速 n_m 和工作机主动轴转速 n_w ，可以计算出传动装置总传动比为：

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1440}{67.91} = 21.205$$

(2) 分配传动装置传动比

减速器传动比为

$$i_1 = i_a = 21.2$$

3.5 动力学参数计算

3.5.1 各轴转速

$$\text{输入轴: } n_I = n_m = 1440.00 \text{r/min}$$

$$\text{输出轴: } n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{1440}{21.2} = 67.92 \text{r/min}$$

$$\text{工作机轴: } n_{III} = n_{II} = 67.92 \text{r/min}$$

3.5.2 各轴输入功率

$$\text{输入轴: } P_I = P_d \eta_1 = 5.37 \times 0.99 = 5.32 \text{kW}$$

$$\text{输出轴: } P_{II} = P_I \eta_2 \eta_3 = 5.32 \times 0.99 \times 0.8 = 4.21 \text{kW}$$

$$\text{工作机轴: } P_{III} = P_{II} \eta_1 \eta_w \eta_2 = 4.21 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.97 = 4.00 \text{kW}$$

3.5.3 各轴输入转矩

$$\text{电机轴: } T_d = 9550 \times \frac{P_d}{n_m} = 9550 \times \frac{5.37}{1440} = 35.61 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{输入轴: } T_I = T_d \eta_1 = 35.61 \times 0.99 = 35.25 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{输出轴: } T_{II} = T_I i_1 \eta_3 \eta_2 = 35.25 \times 21.2 \times 0.8 \times 0.99 = 591.86 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{工作机轴: } T_{III} = T_{II} \eta_1 \eta_w \eta_2 = 591.86 \times 0.99 \times 0.97 \times 0.99 = 562.68 \text{N}\cdot\text{m}$$

运动和动力参数列表如下:

表 3-3 各轴动力学参数表

编号	电机轴	输入轴	输出轴	工作机轴
功率	5.37kW	5.32kW	4.21kW	4kW

转速	1440r/min	1440r/min	67.92r/min	67.92r/min
转矩	35.61N•m	35.25N•m	591.86N•m	562.68N•m
传动比	1	21.2	1	
效率		0.99	0.8	0.99

第四节 减速器蜗杆副传动设计计算

4.1 选择材料

考虑到蜗杆传递的功率不大，速度只是中等，故蜗杆用 45 钢；因希望效率高些，耐磨性好些，故蜗杆螺旋齿面要求淬火，硬度未 45~55HRC。蜗轮用铸锡磷青铜 ZCuSn10P1 金属模铸造，。为了节约贵重的有色金属，仅齿圈用青铜制造，而轮芯用灰铸铁 HT100 制造。

4.2 按齿面接触疲劳强度进行设计

(1) 确定作用在蜗轮上的转矩 T_2

按 $Z_1=2$ ，故取效率 $\eta=0.8$

$$T = 591860 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(2) 确定载荷系数 K

根据工作载荷情况，故取载荷分布不均系数载荷系数 $K_\beta=1$ ；由表 11-5 选取使用系数 $K_A=1$ ；由于转速不高，冲击不大，可取动载系数 $K_v=1.05$ ；则

$$K = K_A K_v K_\beta = 1 \times 1.05 \times 1 = 1.05$$

(3) 确定弹性影响系数 Z_E

因选用的是 ZCuSn10P1 蜗轮和蜗杆相配，故 $Z_E=160 \sqrt{\text{MPa}}$ 。

(4) 确定蜗轮齿数 z_2

$$z_2 = z_1 i_{12} = 2 \times 21.2 = 42$$

(5) 确定许用接触应力 $[\sigma_H]$

根据蜗轮材料为蜗轮用铸锡磷青铜 ZCuSn10P1 金属模铸造，蜗杆螺旋齿面硬度 >45HRC，可从表 11-7 中查得蜗轮的基本许用应力 $[\sigma_H]'=268\text{MPa}$ 。

$$\text{应力循环系数 } N_L = 60 n j L_h = 60 \times 67.92 \times 1 \times 48000 = 1.956 \times 10^8$$

故寿命系数为：

$$K_{NH} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_L}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{1.956 \times 10^8}} = 0.69$$

$$[\sigma_H] = K_{NH} [\sigma_{H'}] = 185\text{MPa}$$

(6) 计算 $m^2 \times d_1$ 值

$$m^2 d_1 \geq K T_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma]_H} \right)^2 = 1.05 \times 591860 \left(\frac{480}{42 \times 185} \right)^2 = 2371.64$$

因 $z_1=2$ ，故从表 11-2 中取模数 $m=5\text{mm}$ ，蜗杆分度圆直径 $d_1=40\text{mm}$

4.3 蜗杆与蜗轮的主要参数与几何尺寸

(1) 中心距

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = 0.5 \times (40 + 210) = 125\text{mm}$$

取中心距 $a=125\text{mm}$

(2) 蜗杆

轴向齿距 $p_a=15.708\text{mm}$ ；直径系数 $q=8$ ；齿顶圆直径 $d_{a1}=50\text{mm}$ ；齿根圆直径 $d_{f1}=28\text{mm}$ ；分度圆导程角 $\gamma=14^\circ 2'23''$ ；蜗杆轴向齿厚 $s_a=7.85\text{mm}$

齿顶高

$$h_{a1} = m = 5 = 5\text{mm}$$

齿根高

$$h_{f1} = 1.2 m = 1.2 \times 5 = 6\text{mm}$$

全齿高

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 2.2 m = 2.2 \times 5 = 11\text{mm}$$

齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 40 + 2 \times 5 = 50\text{mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 40 - 2 \times 6 = 28\text{mm}$$

蜗杆螺旋部分长度为：

$$b_1 \geq (11 + 0.06z_2) \times m = (11 + 0.06 \times 42) \times 5 = 67.6\text{mm}$$

$$\text{取 } b_1 = 68\text{mm}$$

蜗杆轴向齿距

$$p_a = \pi m = \pi \times 5 = 15.708\text{mm}$$

蜗杆螺旋线导程

$$p_z = z_1 p_x = 2 \times 15.708 = 31.416\text{mm}$$

(3) 蜗轮

分度圆直径为：

$$d_2 = m z_2 = 5 \times 42 = 210\text{mm}$$

齿顶高

$$h_{a2} = m = 5 = 5\text{mm}$$

齿根高

$$h_{f2} = 1.2 m = 1.2 \times 5 = 6\text{mm}$$

全齿高

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = 2.2 m = 2.2 \times 5 = 11\text{mm}$$

蜗轮齿顶圆直径

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 210 + 2 \times 5 = 220$$

蜗轮齿根圆直径

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 210 - 2 \times 6 = 198$$

外圆直径

$$d_{e2} = d_{a2} + 2 m = 220 + 2 \times 5 = 230$$

蜗轮宽度

$$b_2 = 2 m (0.5 + \sqrt{q+1}) = 2 \times 5 (0.5 + \sqrt{8+1}) = 35\text{mm}$$

$$B = 0.75d_{a1} = 0.75 \times 50 = 37.5\text{mm}$$

齿宽角

$$\theta = 2 \times \arcsin\left(\frac{b_2}{d_1}\right) = 2 \times \arcsin\left(\frac{35}{40}\right) = 122.09^\circ$$

咽喉母圆半径

$$r_{02} = a - \frac{d_{a2}}{2} = 125 - \frac{220}{2} = 15\text{mm}$$

蜗杆圆周速度

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 40 \times 1440}{60 \times 1000} = 3.02$$

4.4 校核齿根弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{1.53 K T_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_r$$

当量齿数

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \gamma} = \frac{42}{\cos 14.04^\circ} = 46$$

根据 $z_{v2}=46$ ，从图 11-17 中可查得齿形系数 $Y_{Fa2}=2.34$ 。

螺旋角系数

$$Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{14.04^\circ}{140^\circ} = 0.8997$$

许用弯曲应力

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F'}] K_{FN}$$

从表 11-8 中查得由 ZCuSn10P1 制造的蜗轮的基本许用应力 $[\sigma_F]'=56\text{MPa}$ 。

寿命系数

$$K_{FH} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{NL}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{1.956 \times 10^8}} = 0.56$$

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F'}] K_{FN} = 56 \times 0.56 = 31.36\text{MPa}$$

$$\sigma_F = \frac{1.53 K T_2}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} Y_r = \frac{1.53 \times 1.05 \times 591860}{40 \times 210 \times 5} \times 2.34 \times 0.8997 = 22.01 \leq [\sigma_F]$$

弯曲强度是满足要求的。

4.5 验算效率 η

$$\eta = (0.95 \sim 0.96) \times \left(\frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \phi_v)} \right) = 0.96 \times \frac{\tan 14.04}{\tan(14.04 + 1.942)} = 0.838$$

已知 $\gamma=14^\circ 2'23''$ ； $\phi_v=\arctan f_v$ ； f_v 与相对滑动速度 V_s 有关。

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \times \cos \gamma} = \frac{\pi \times 40 \times 1440}{60 \times 1000 \times \cos 14.04} = 3.11$$

代入得 $\eta=0.838$ ，因此不用重算。

4.6 热平衡计算

取油温 $t=70^\circ\text{C}$ ，周围空气温度 $t_0=25^\circ\text{C}$ ，通风良好，取 $K_s=15\text{W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ ，传动效率为 0.838，则散热面积为：

$$A = \frac{1000 P(1 - \eta)}{K(t - t_0)} = \frac{1000 \times 5.32(1 - 0.838)}{15 \times (70 - 25)} = 1.28\text{m}^2$$

实际散热面积

$$S = 0.33 \left(\frac{a}{100} \right)^{1.75} = 0.33 \left(\frac{125}{100} \right)^{1.75} = 1.38\text{m}^2$$

表 4-1 主要计算结果

蜗杆头数	z_1	2	
蜗轮齿数	z_2	42	
模数	m	5	mm
传动比	i	21.2	mm
中心距	a	125	mm
蜗杆直径系数	q	8	mm
蜗杆分度圆直径	d_1	40	mm
蜗轮分度圆直径	d_2	210	mm
蜗杆齿顶圆直径	d_{a1}	50	mm
蜗轮喉圆直径	d_{a2}	220	mm
蜗轮咽喉母圆半径	rg_2	15	mm
蜗杆齿根圆直径	df_1	28	mm
蜗轮齿根圆直径	df_2	198	mm
蜗杆导程角	γ	14.04	°
蜗杆齿宽	b_1	68	mm
蜗轮齿宽	b_2	35	mm

第五节 轴的设计与校核

5.1 输入轴设计计算

1)求输入轴上的功率 P_1 、转速 n_1 和转矩 T_1

$P_1=5.32\text{kW}$; $n_1=1440\text{r/min}$; $T_1=35.25\text{N}\cdot\text{m}$

2)初步确定轴的最小直径:

先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 (调质), 硬度为 240HBS, 根据表, 取 $A_0=112$, 于是得

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{5.32}{1440}} = 17.31\text{mm}$$

输入轴的最小直径是安装联轴器的轴径, 由于安装键将轴径增大 5%

$$d_{\min} = (1 + 0.05) \times 17.31 = 18.18\text{mm}$$

输入轴的最小直径是安装联轴器处轴的直径 d_{12} , 为了使所选的轴直径 d_{12} 与联轴器的孔径相适应, 故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca}=K_A \times T_1$, 查表, 考虑平稳, 故取 $K_A=1.3$, 则:

$$T_{ca} = K_A T = 1.3 \times 35.25 = 45.82\text{N}\cdot\text{m}$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件, 同时兼顾电机轴直径 38mm, 查标准或手册, 选用 LX3 型联轴器。半联轴器的孔径为 25mm, 故取 $d_{12}=25\text{mm}$, 半联轴器与轴配合的毂孔长度为 82mm。

3)轴的结构设计图

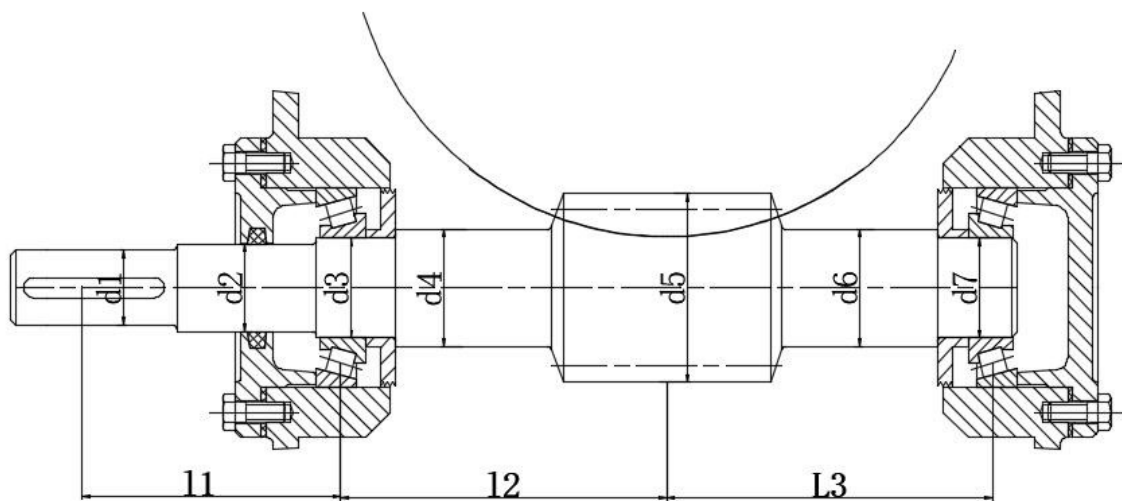


图 5-1 高速轴示意图

5.1.1 设计轴的结构

1)轴的结构分析

为方便安装和调整蜗轮轴。采用沿蜗轮轴线的水平面剖分箱体结构，蜗杆轴不长，故轴承采用两端固定方式。

2)确定各轴段的直径和长度。

①为了满足半联轴器的轴向定位要求，①轴段右端需制出一轴肩，故取②段的直径 $d_{23}=30\text{mm}$ 。半联轴器与轴配合的轮毂长度 $L=82\text{mm}$ ，为了保证轴端挡圈只压在联轴器上而不压在轴的端面上，故①段的长度应比 L 略短一些，现取 $l_{12}=80\text{mm}$ 。

轴段②的直径考虑到联轴器的轴向固定及密封圈的尺寸，联轴器用轴肩定位，轴肩高度为 $H=2.5\text{mm}$ ，则 $d_2=d_1+2\times H=30\text{mm}$ 由于轴段②的长度 L_2 涉及的因素较多，稍后再确定

轴段③及轴段⑦的设计轴段③和⑦上安装轴承，考虑蜗杆受径向力、切向力和较大轴向力，所以选用圆锥滚子。轴段③上安装轴承，其直径应既便于轴承安装，又符合轴承内径系列。现暂取轴承为 30207，由轴承表查得轴承内径 $d=35\text{mm}$ ，外径 $D=72\text{mm}$ ，宽度 $B=17\text{mm}$ ， $T=18.25\text{mm}$ ，内圈定位轴肩直径 $d_a=42\text{mm}$ ，故 $d_3=35\text{mm}$ 。通常一根轴上的两个轴承型号相同，则 $d_7=35\text{mm}$ ，由于蜗杆为脂润滑，需要安装挡油环，取轴承到轴承座内壁

距离为 $\Delta=10\text{mm}$, 则轴段③和⑦的长度为 $L_3=L_7=2+\Delta+B=29$

轴段②的长度设计轴段②的长度 L_2 除与轴上的零件有关外, 还与轴承座宽度及轴承端盖等零件尺寸有关。取轴承座内伸部分端面的位置和箱体内壁位置。由箱座壁厚取 $\delta=8\text{mm}$, 可知轴承端盖厚 $e=10\text{mm}$ 。端盖与轴承座间的调整垫片厚度为 $\Delta_t=2\text{mm}$, 轴承到内壁距离为 $\Delta=10\text{mm}$ 。为方便不拆卸外部连接部件的条件下, 可以装拆轴承端盖连接螺栓, 并使轮毂外径与端盖螺栓的拆装不干涉, 故取外部连接部件轮毂端面与端盖外端面的距离为 $K_1=24\text{mm}$ 。轴承座位外伸凸台高 $\Delta_t=5\text{mm}$, 因蜗轮外圆距轴承座距离取为 20mm , 则根据结构取轴承座长为 $L'=39\text{mm}$, 则有

$$L_2 = K_1 + e + \Delta_t + L' + 2 - L_3 = (24 + 10 + 2 + 39 + 2 - 29) \times \text{mm} = 48\text{mm}$$

轴段④和轴段⑥的设计该轴段直径可取轴定位轴肩的直径, 则 $d_4=d_6=42\text{mm}$, 轴段④和⑥的长度可由蜗轮外圆直径、蜗轮齿顶外缘与内壁距离 $\Delta_1=20\text{mm}$ 和蜗杆宽 $b_1=68\text{mm}$, 及壁厚、凸台高、轴承座长等确定。

取半箱体宽度为 $B_L=d_{e2}/2+\Delta_1=230/2+20=135\text{mm}$

$$L_4 = L_6 = B_L + \delta + \Delta_t - L' - 2 - \frac{b_1}{2} = \left(135 + 8 + 5 - 39 - 2 - \frac{68}{2}\right) \times \text{mm} \approx 73\text{mm}$$

蜗杆轴段⑤的设计轴段⑤即为蜗杆段长 $L_5=b_1=68\text{mm}$, 分度圆直径为 40mm , 齿顶圆直径 $d_{a1}=50\text{mm}$

轴上零件的周向定位

半联轴器与轴的周向定位采用平键链接, 半联轴器与轴的联接选用 A 型键, 按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h=8 \times 7\text{mm}$, 长度 $L=70\text{mm}$ 。

为了保证传动平稳可靠, 半联轴器与轴的配合为 H7/k6, 滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的, 此处选轴的直径尺寸公差为 H7/k6

3) 确定轴上圆角和倒角尺寸

根据表, 取轴端倒角为 C1.5, 各轴肩处的圆角半径则由各轴肩决定。

至此, 已初步确定了轴的各段直径和长度。

表 5-1 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5	6	7
直径	25	30	35	42	50	42	35
长度	80	48	29	73	68	73	29

5.1.2 蜗杆的受力分析

1) 计算作用在蜗杆的力

蜗杆所受的圆周力（ d_1 为蜗杆的分度圆直径）

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \times \frac{T_1}{d_1} = 2 \times \frac{35250}{40} = 1762.5\text{N}$$

蜗杆所受的轴向力（ d_2 为蜗轮的分度圆直径）

$$F_{a1} = F_{t2} = 2 \times \frac{T_2}{d_2} = 2 \times \frac{591860}{210} = 5636.76\text{N}$$

蜗杆所受的径向力

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \times \tan \alpha_n = 2051.61\text{N}$$

根据 30207 圆锥滚子轴承手册得压力中心 $a=15.3\text{mm}$

第一段轴中点到轴承压力中心距离:

$$l_1 = \frac{L_1}{2} + L_2 + a = \frac{80}{2} + 48 + 15.3 = 103.3\text{mm}$$

轴承压力中心到蜗杆中点距离:

$$l_2 = L_3 + L_4 + \frac{L_5}{2} - a = 29 + 73 + \frac{68}{2} - 15.3 = 120.7\text{mm}$$

蜗杆中点到轴承压力中心距离:

$$l_3 = l_2 = 120.7\text{mm}$$

① 计算轴的支反力

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_t l_3}{l_2 + l_3} = \frac{1762.5 \times 120.7}{120.7 + 120.7} = 881.25\text{N}$$

$$F_{NH2} = \frac{F_t l_2}{l_2 + l_3} = \frac{1762.5 \times 120.7}{120.7 + 120.7} = 881.25\text{N}$$

垂直支反力

$$F_{NV1} = \frac{F_r l_3 - \frac{F_a d}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{2051.61 \times 120.7 - \frac{5636.76 \times 40}{2}}{120.7 + 120.7} = 558.80\text{N}$$

$$F_{NV2} = \frac{F_r l_2 + \frac{F_a d}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{2051.61 \times 120.7 + \frac{5636.76 \times 40}{2}}{120.7 + 120.7} = 1492.81\text{N}$$

②计算轴的弯矩，并做弯矩图

截面 C 水平弯矩

$$M_{H1} = F_{NH1} l_2 = 881.25 \times 120.7 = 106366.88 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{V1} = F_{NV1} l_2 = 558.8 \times 120.7 = 67447.16 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

截面 C 处右侧的垂直弯矩

$$M_{V2} = F_{NV1} l_2 + \frac{F_a d}{2} = 558.8 \times 120.7 + \frac{5636.76 \times 40}{2} = 180182.36 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

分别作水平面的弯矩图（图 b）和垂直面弯矩图（图 c）

截面 C 处的合成弯矩

$$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = \sqrt{106366.88^2 + 67447.16^2} = 125948.53 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V2}^2} = \sqrt{106366.88^2 + 180182.36^2} = 209235.74 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

③作合成弯矩图（图 d）

$$T = 35250 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

作转矩图（图 e）

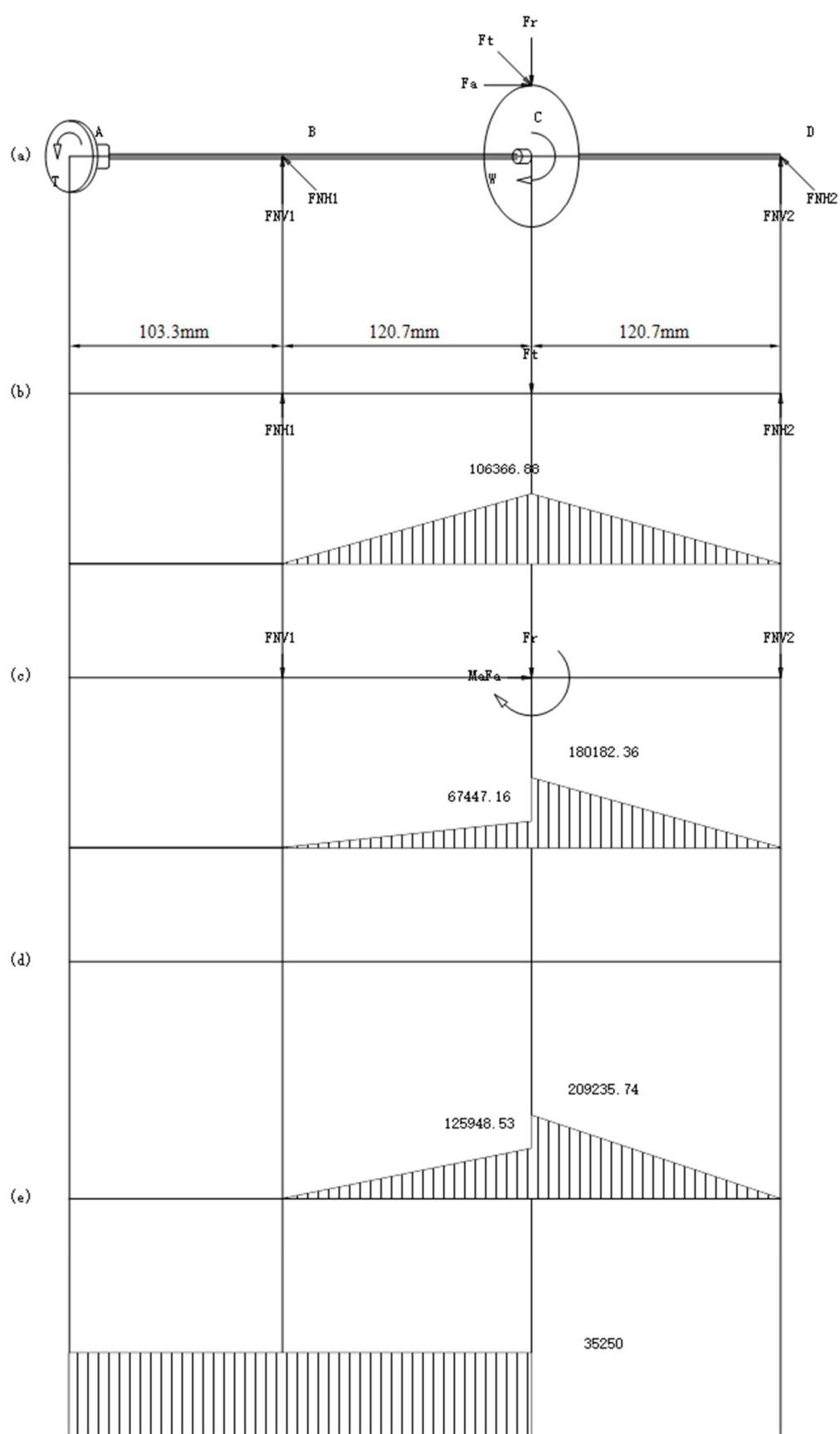


图 5-2 高速轴受力及弯矩图

2)校核轴的强度

因 C 右侧弯矩大，且作用有转矩，故 C 右侧为危险剖面

抗弯截面系数为

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 42^3}{32} = 7273.57\text{mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \times 42^3}{16} = 14547.14\text{mm}^3$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{209235.74}{7273.57} = 28.77\text{MPa}$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{35250}{14547.14} = 2.42\text{MPa}$$

按弯扭合成强度进行校核计算，对于单向传动的转轴，转矩按脉动循环处理，故取折合系数 $\alpha=0.6$ ，则当量应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha \tau)^2} = \sqrt{28.77^2 + 4(0.6 \times 2.42)^2} = 28.92\text{MPa}$$

查表得 45(调质)处理，抗拉强度极限 $\sigma_B=640\text{MPa}$ ，则轴的许用弯曲应力 $[\sigma_{-1b}]=60\text{MPa}$ ， $\sigma_{ca}<[\sigma_{-1b}]$ ，所以强度满足要求。

5.2 输出轴设计计算

1)求输出轴上的功率 P_2 、转速 n_2 和转矩 T_2

$P_2=4.21\text{kW}$ ； $n_2=67.92\text{r/min}$ ； $T_2=591.86\text{N}\cdot\text{m}$

2)初步确定轴的最小直径

先初步估算轴的最小直径，选取轴的材料为 45（调质），硬度为 240HBS，根据表，取 $A_0=112$ ，得：

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{4.21}{67.92}} = 44.32\text{mm}$$

输出轴的最小直径是安装联轴器的轴径，由于安装键将轴径增大 7%

$$d_{\min} = (1 + 0.07) \times 44.32 = 47.42\text{mm}$$

故选取: $d_{12}=48\text{mm}$

输出轴的最小直径是安装联轴器处轴的直径 d_{12} ，为了使所选的轴直径 d_{12} 与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。

联轴器的计算转矩 $T_{ca}=K_A \times T_2$ ，查表，考虑平稳，故取 $K_A=1.3$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T = 1.3 \times 591.86 = 769.42\text{N} \cdot \text{m}$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件，查标准或手册，选用 LX3 型联轴器。半联轴器的孔径为 48mm，故取 $d_{12}=48\text{mm}$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度为 112mm。

3)轴的结构设计图

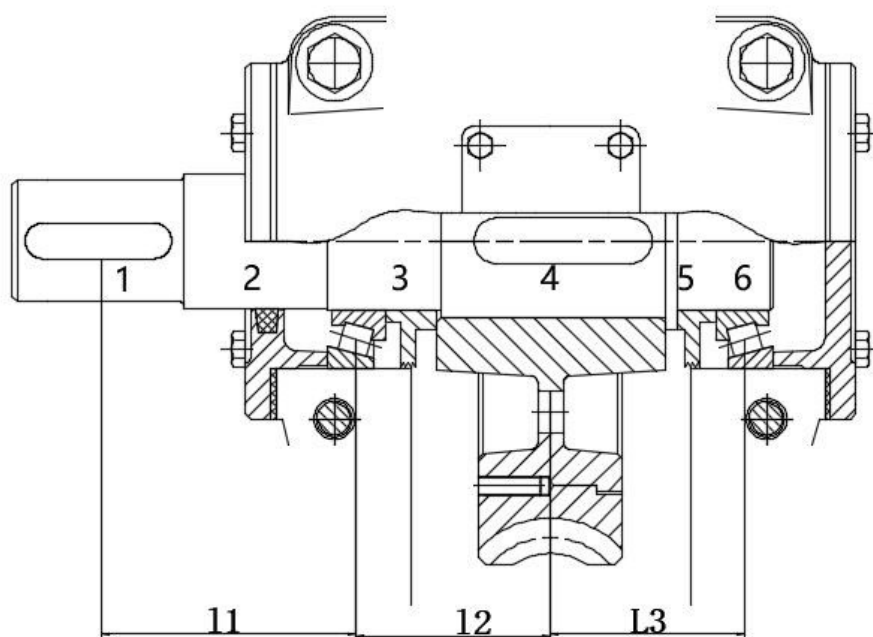


图 5-3 低速轴示意图

5.2.1 设计轴的结构

①为了满足半联轴器的轴向定位要求, ①轴段右端需制出一轴肩, 故取②段的直径 $d_{23}=55\text{mm}$ 。半联轴器与轴配合的轮毂长度 $L=112\text{mm}$, 为了保证轴端挡圈只压在联轴器上而不压在轴的端面上, 故①段的长度应比 L 略短一些, 现取 $l_{12}=110\text{mm}$ 。

轴段②的直径考虑到外部连接部件的轴向固定及密封圈的尺寸, 用轴肩定位, 轴肩高度为 $H=3.5\text{mm}$, 则 $d_2=d_1+2\times H=55\text{mm}$ 由于轴段②的长度 L_2 涉及的因素较多, 稍后再确定

轴段③和轴段⑥的轴径设计轴段③和轴段⑥上安装轴承, 选用圆锥滚子轴承, 其直径应既便于安装, 又应符合轴承内径系列。现取轴承为 30212, 查轴承表可得轴承内径 $d=60\text{mm}$, 外径 $D=110\text{mm}$, 宽度 $B=22\text{mm}$, $T=23.75$, 故选 $d_3=60\text{mm}$ 。

轴承采用脂润滑, 需要档油环, 为补偿箱体的铸造误差和安装档油环, 轴承靠近箱体内壁的端面距箱体内壁距离取 $\Delta_3=10\text{mm}$ 。通常一根轴上的两个轴承取相同的型号, 则 $d_6=d_3$

轴段④的设计轴段④上安装蜗轮为便于蜗轮的安装, d_4 应略大于 d_3 , 可初定 $d_4=63\text{mm}$, 蜗轮轮毂宽度范围为 $(1.2\sim 1.8)d_4=75.6\sim 113.4$, 取其轮毂宽度 $H=88.2\text{mm}$, 其右端采用轴肩定位, 左边挡油环固定。为使挡油环端面能到顶到蜗轮端面, 轴段④长度应比轮毂略短, 故取 $L_4=86.2\text{mm}$

轴段③的长度设计取蜗轮轮毂到内壁距离为 $\Delta_2=10\text{mm}$, 取蜗轮倒角为 2, 则

$$L_3=T(B)+\Delta_3+\Delta_2+2=(22+10+10+2)\text{mm}=44\text{mm}$$

轴段②的长度除与轴上的零件有关, 还与轴承座宽度及轴承端盖等零件有关。为使外部连接部件轮毂外径不与端盖螺栓的拆装不发生干涉, 故取端面与端盖外端面的距离为 $K_1=24\text{mm}$ 。下箱座壁厚 $\delta=8\text{mm}$, 螺钉 $C_1=20\text{mm}$, $C_2=18\text{mm}$, 轴承座厚度为

$$L'=\delta+C_1+C_2+(5\sim 8)\text{mm}=(8+20+18+(5\sim 8))\text{mm}=51\text{mm}$$

轴承端盖凸缘厚度为 $e=10\text{mm}$, 端盖与轴承座间的调整垫片厚度为 $\Delta=2\text{mm}$, 则

$$L_2=K_1+e+\Delta+L'-\Delta_3-B=(24+10+2+51-10-22)\text{mm}=55\text{mm}$$

轴段⑤的设计该轴段为蜗轮提供定位, 定位轴肩的高度为 $h=5\text{mm}$, 则 $d_5=73\text{mm}$, 取轴段长度为 $L_5=5\text{mm}$

轴段⑥的长度设计 L_6 同为安装轴承段, 则

$$L_6=T(B)+\Delta_3+\Delta_2-L_5=(22+10+10-5)\text{mm}=37\text{mm}$$

轴上零件的周向定位

半联轴器与轴的周向定位采用平键链接,涡轮与轴的联接选用 A 型键, 按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h = 18 \times 11 \text{mm}$, 长度 $L = 70 \text{mm}$ 。半联轴器与轴的联接选用 A 型键, 按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h = 14 \times 9 \text{mm}$, 长度 $L = 100 \text{mm}$ 。

齿轮、半联轴器与轴的周向定位采用平键链接,半联轴器与轴的配合为 H7/k6,同时为了保证齿轮与轴配合有良好的对中性,故选择齿轮轮毂与轴的配合为 H7/r6,滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的, 此处选轴的直径尺寸公差为 H7/k6

1)确定轴上圆角和倒角尺寸

根据表, 取轴端倒角为 C1.5,各轴肩处的圆角半径则由各轴肩决定。

至此, 已初步确定了轴的各段直径和长度。

表 5-2 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5	6
直径	48	55	60	63	73	60
长度	110	55	44	86.2	5	37

5.2.2 轴的受力分析

1)画输出轴的受力图

如图所示为输出轴受力图以及水平平面和垂直平面受力图

2)计算作用在轴上的力

蜗轮所受的圆周力 (d_2 为蜗轮的分度圆直径)

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \times \frac{T_2}{d_2} = 2 \times \frac{591860}{210} = 5636.76 \text{N}$$

蜗轮所受的轴向力 (d_1 为蜗杆的分度圆直径)

$$F_{a2} = F_{t1} = 2 \times \frac{T_1}{d_1} = 2 \times \frac{35250}{40} = 1762.5 \text{N}$$

蜗轮所受的径向力

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \times \tan \alpha = 2051.61 \text{N}$$

3)计算作用在轴上的支座反力

根据 30212 圆锥滚子查手册得压力中心 $a = 22.3 \text{mm}$

因蜗轮倒角为 2

蜗轮轮毂 $B=88.2\text{mm}$

第一段轴中点到轴承压力中心距离:

$$l_1 = \frac{L_1}{2} + L_2 + a = \frac{110}{2} + 55 + 22.3 = 132.3\text{mm}$$

轴承压力中心到蜗轮中点距离:

$$l_2 = L_3 - 2 + \frac{BW}{2} - a = 44 - 2 + \frac{88.2}{2} - 22.3 = 63.8\text{mm}$$

蜗轮中点到轴承压力中心距离:

$$l_3 = l_2 = 63.8\text{mm}$$

①计算轴的支反力

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_t l_3}{l_2 + l_3} = \frac{5636.76 \times 63.8}{63.8 + 63.8} = 2818.38\text{N}$$

$$F_{NH2} = \frac{F_t l_2}{l_2 + l_3} = \frac{5636.76 \times 63.8}{63.8 + 63.8} = 2818.38\text{N}$$

垂直支反力

$$F_{NV1} = \frac{F_r l_3 - \frac{F_a d}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{2051.61 \times 63.8 - \frac{1762.5 \times 210}{2}}{63.8 + 63.8} = -424.53\text{N}$$

$$F_{NV2} = \frac{F_r l_2 + \frac{F_a d}{2}}{l_2 + l_3} = \frac{2051.61 \times 63.8 + \frac{1762.5 \times 210}{2}}{63.8 + 63.8} = 2476.14\text{N}$$

②计算轴的弯矩，并做弯矩图

截面 C 水平弯矩

$$M_{H1} = F_{NH1} l_2 = 2818.38 \times 63.8 = 179812.64\text{N} \cdot \text{mm}$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{V1} = F_{NV1} l_2 = (-424.53) \times 63.8 = -27085.01\text{N} \cdot \text{mm}$$

截面 C 处右侧的垂直弯矩

$$M_{V2} = F_{NV1} l_2 + \frac{F_a d}{2} = (-424.53) \times 63.8 + \frac{1762.5 \times 210}{2} = 157977.49\text{N} \cdot \text{mm}$$

分别作水平面的弯矩图（图 b）和垂直面弯矩图（图 c）

截面 C 处的合成弯矩

$$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = \sqrt{179812.64^2 + 27085.01^2} = 181841.09 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V2}^2} = \sqrt{179812.64^2 + 157977.49^2} = 239352.19 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

③作合成弯矩图（图 d）

$$T = 591860 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

作转矩图（图 e）

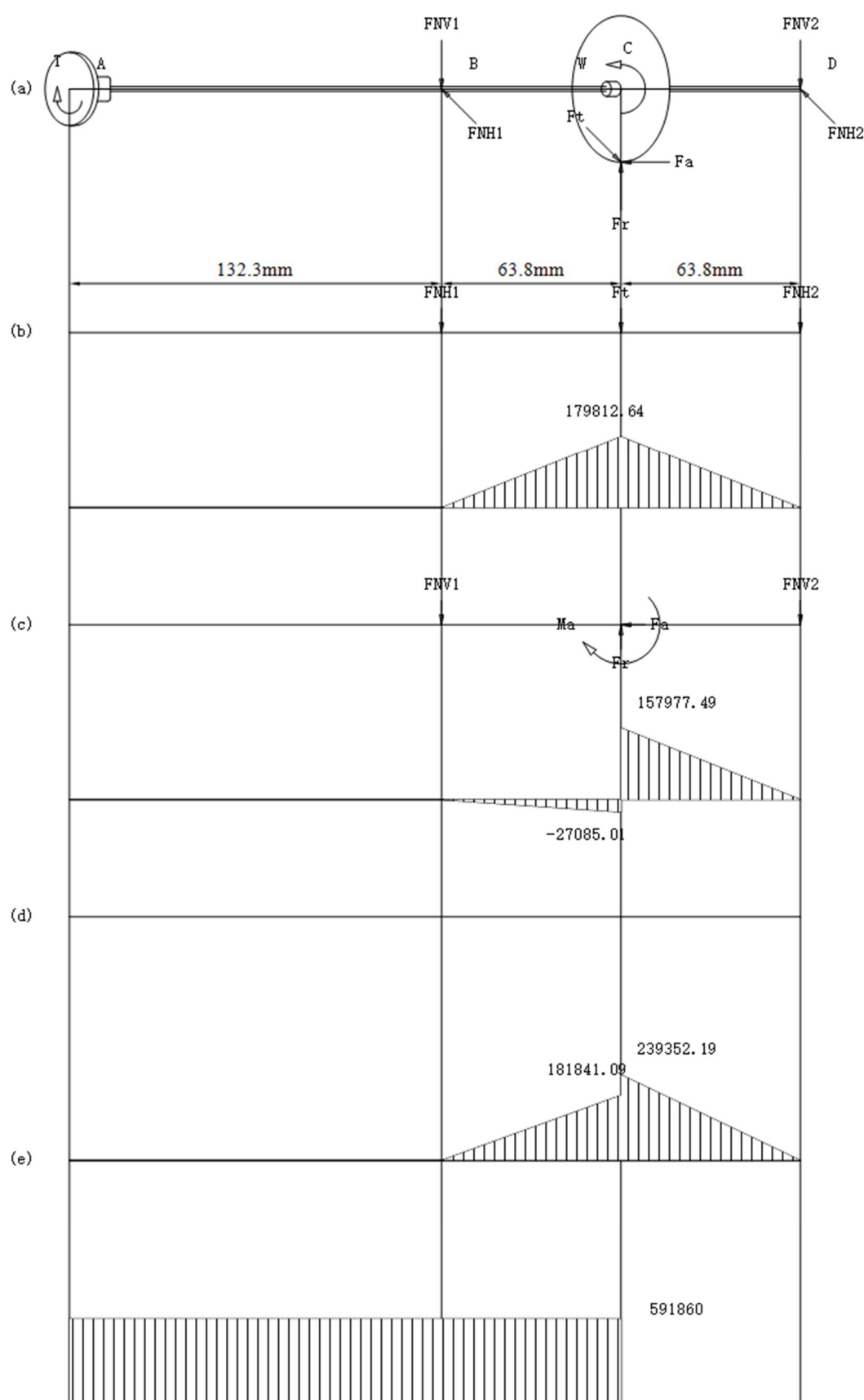


图 5-4 低速轴受力及弯矩图

4)校核轴的强度

因 C 右侧弯矩大，且作用有转矩，故 C 右侧为危险剖面

抗弯截面系数为

$$W = \pi \frac{d^3}{32} - \frac{b t (d - t)^2}{2 d} = \pi \frac{63^3}{32} - \frac{18 \times 7 (63 - 7)^2}{2 \times 63} = 21412.31 \text{mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \pi \frac{d^3}{16} - \frac{b t (d - t)^2}{2 d} = \pi \frac{63^3}{16} - \frac{18 \times 7 (63 - 7)^2}{2 \times 63} = 45960.61 \text{mm}^3$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{239352.19}{21412.31} = 11.18 \text{MPa}$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{591860}{45960.61} = 12.88 \text{MPa}$$

按弯扭合成强度进行校核计算，对于单向传动的转轴，转矩按脉动循环处理，故取折合系数 $\alpha = 0.6$ ，则当量应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha \tau)^2} = \sqrt{11.18^2 + 4(0.6 \times 12.88)^2} = 19.08 \text{MPa}$$

查表得 45(调质)处理，抗拉强度极限 $\sigma_B = 640 \text{MPa}$ ，则轴的许用弯曲应力 $[\sigma - 1b] = 60 \text{MPa}$ ， $\sigma_{ca} < [\sigma - 1b]$ ，所以强度满足要求。

第六节 滚动轴承计算与校核

6.1 输入轴上的轴承计算与校核

表 6-1 轴承参数表

型号	内径 d(mm)	外径 D(mm)	B(mm)	T(mm)	基本额定动载荷 Cr(kN)	基本额定静载荷 C0r(kN)
30207	35	72	17	18.25	54.2	63.5

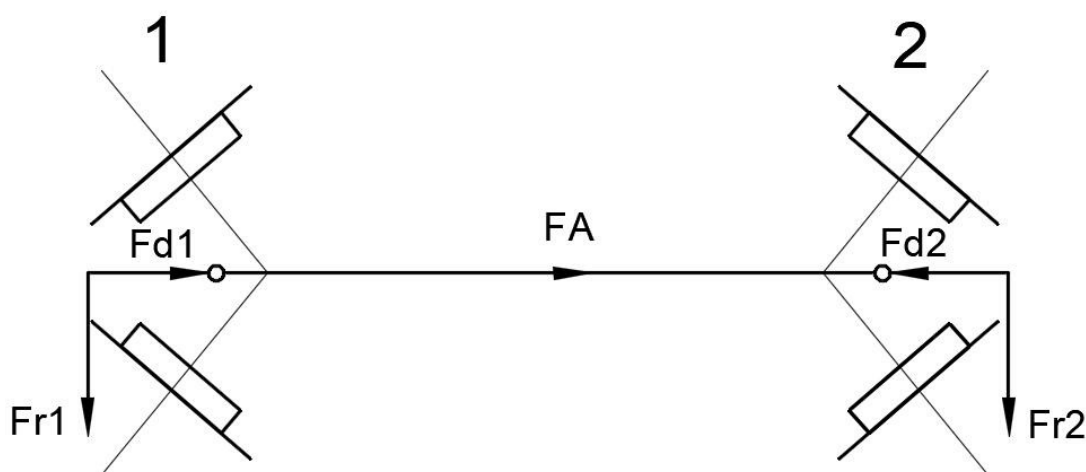


图 6-1 高速轴轴承示意图

采用 30207 圆锥滚子轴承，内径 $d=35\text{mm}$ ，外径 $D=72\text{mm}$ ，宽度 $B=17\text{mm}$ ，基本额定动载荷 $C_r=54.2\text{kN}$ ，额定静载荷 $C_{0r}=63.5\text{kN}$ ，轴承的判断系数为 $e=0.37$ 。

当 $F_a/F_r \leq e$ 时， $P_r=F_r$ ；当 $F_a/F_r > e$ ， $P_r=0.4 \times F_r + Y \times F_a$

预期寿命为 $L_h=48000\text{h}$ 。

由前面的计算已知轴水平和垂直面的支反力，则可以计算得到合成支反力：

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} = \sqrt{881.25^2 + 558.8^2} = 1043.48\text{N}$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} = \sqrt{881.25^2 + 1492.81^2} = 1733.52\text{N}$$

查表得系数 $Y=1.6$, $e=0.37$

$$F_{d1} = \frac{F_{N1}}{2Y} = \frac{1043.48}{2 \times 1.6} = 326.09\text{N}$$

$$F_{d2} = \frac{F_{N2}}{2Y} = \frac{1733.52}{2 \times 1.6} = 541.72\text{N}$$

由前面计算可知轴向力 $F_{ae}=5636.76\text{N}$

由 $F_{ae}+F_{d2}=5636.76+541.72=6178.48>F_{d1}=326.09\text{N}$

由计算可知，轴承 1 被“压紧”，轴承 2 被“放松”。

$$F_{a1} = F_{ae} + F_{d2} = 5636.76 + 541.72 = 6178.48\text{N}$$

$$F_{a2} = F_{d2} = 541.72\text{N}$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{N1}} = \frac{6178.48}{1043.48} = 5.92 > 0.37$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{N2}} = \frac{541.72}{1733.52} = 0.31 < 0.37$$

查表得 $X_1=0.4$, $Y_1=1.6$, $X_2=1$, $Y_2=0$

查表可知 $f_t=1$, $f_d=1$

$$P_{r1} = fd(X_1 F_{N1} + Y_1 F_{a1}) = 1 \times (0.4 \times 1043.48 + 1.6 \times 6178.48) = 10302.96\text{N}$$

$$P_{r2} = fd(X_2 F_{N2} + Y_2 F_{a2}) = 1 \times (1 \times 1733.52 + 0 \times 541.72) = 1733.52\text{N}$$

取两轴承当量动载荷较大值带入轴承寿命计算公式

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = 48002.93\text{h} > 48000\text{h}$$

由此可知该轴承的工作寿命足够。

6.2 输出轴上的轴承计算与校核

表 6-2 轴承参数表

型号	内径 d(mm)	外径 D(mm)	B(mm)	T(mm)	基本额定动 载荷 $C_r(\text{kN})$	基本额定静 载荷 $C_{0r}(\text{kN})$
30212	60	110	22	23.75	102	130

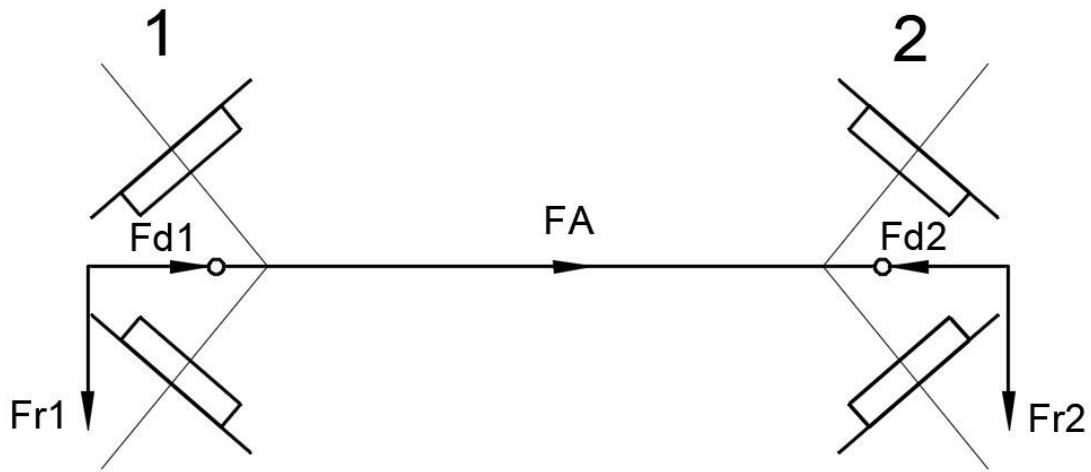


图 6-2 低速轴轴承示意图

采用 30212 圆锥滚子轴承，内径 $d=60\text{mm}$ ，外径 $D=110\text{mm}$ ，宽度 $B=22\text{mm}$ ，基本额定动载荷 $C_r=102\text{kN}$ ，额定静载荷 $C_{0r}=130\text{kN}$ ，轴承的判断系数为 $e=0.4$ 。

当 $F_a/F_r \leq e$ 时， $P_r=F_r$ ；当 $F_a/F_r > e$ ， $P_r=0.4 \times F_r + Y \times F_a$

预期寿命为 $L_h=48000\text{h}$ 。

由前面的计算已知轴水平和垂直面的支反力，则可以计算得到合成支反力：

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} = \sqrt{2818.38^2 + 424.53^2} = 2850.17\text{N}$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} = \sqrt{2818.38^2 + 2476.14^2} = 3751.60\text{N}$$

查表得系数 $Y=1.5$ ， $e=0.4$

$$F_{d1} = \frac{F_{N1}}{2Y} = \frac{2850.17}{2 \times 1.5} = 950.06\text{N}$$

$$F_{d2} = \frac{F_{N2}}{2Y} = \frac{3751.6}{2 \times 1.5} = 1250.53\text{N}$$

由前面计算可知轴向力 $F_{ae}=1762.5\text{N}$

由 $F_{ae}+F_{d2}=1762.5+1250.53=3013.03 > F_{d1}=950.06\text{N}$

由计算可知，轴承 1 被“压紧”，轴承 2 被“放松”。

$$F_{a1} = F_{ae} + F_{d2} = 1762.5 + 1250.53 = 3013.03\text{N}$$

$$F_{a2} = F_{d2} = 1250.53\text{N}$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{N1}} = \frac{3013.03}{2850.17} = 1.06 > 0.4$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{N2}} = \frac{1250.53}{3751.6} = 0.33 < 0.4$$

查表得 $X_1=0.4$, $Y_1=1.5$, $X_2=1$, $Y_2=0$

查表可知 $f_t=1$, $f_d=1$

$$P_{r1} = fd(X_1 F_{N1} + Y_1 F_{a1}) = 1 \times (0.4 \times 2850.17 + 1.5 \times 3013.03) = 5659.61\text{N}$$

$$P_{r2} = fd(X_2 F_{N2} + Y_2 F_{a2}) = 1 \times (1 \times 3751.6 + 0 \times 1250.53) = 3751.6\text{N}$$

取两轴承当量动载荷较大值带入轴承寿命计算公式

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = 3766141\text{h} > 48000\text{h}$$

由此可知该轴承的工作寿命足够。

第七节 键联接设计与校核

7.1 输入轴与联轴器键选择与校核

该处选用普通平键尺寸为 $b \times h \times L = 8 \times 7 \times 70$ ，型号为 A 型键（GB/T1096-2003）

接触长度为 $l = L - b = 62\text{mm}$

联轴器材料为 45，查表得其许用挤压应力 $[\sigma]_p = 120\text{MPa}$ 。故挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{hl d} = 13\text{MPa} < [\sigma]_p = 120\text{MPa}$$

故键满足强度要求。

7.2 输出轴与蜗轮键选择与校核

该处选用普通平键尺寸为 $b \times h \times L = 18 \times 11 \times 70$ ，型号为 A 型键（GB/T1096-2003）

接触长度为 $l = L - b = 52\text{mm}$

蜗轮材料为 ZCuSn10P1，查表得其许用挤压应力 $[\sigma]_p = 120\text{MPa}$ 。故挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{hl d} = 66\text{MPa} < [\sigma]_p = 120\text{MPa}$$

故键满足强度要求。

7.3 输出轴与联轴器键选择与校核

该处选用普通平键尺寸为 $b \times h \times L = 14 \times 9 \times 100$ ，型号为 A 型键（GB/T1096-2003）

接触长度为 $l = L - b = 86\text{mm}$

联轴器材料为 45，查表得其许用挤压应力 $[\sigma]_p = 120\text{MPa}$ 。故挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{hl d} = 64\text{MPa} < [\sigma]_p = 120\text{MPa}$$

故键满足强度要求。

第八节 联轴器的选型

8.1 输入轴上联轴器

轴的伸出端直径 $D=38\text{mm}$ ，根据机械设计手册轴及其联接表选取联轴器

主动端轴孔：直径 $d=38$ 、长度 $L=82$

从动端轴孔：直径 $d=25$ 、长度 $L=82$

选取的联轴器型号为 LX3 弹性柱销联轴器（GB/T5014-2017）

联轴器所传递的转矩 $T=35.25\text{N}\cdot\text{m}$ ，查得工况系数 $K_A=1.3$ ，故联轴器所承受的转矩为

$$T_c = K_A T = 1.3 \times 35.25 = 45.82\text{N}\cdot\text{m}$$

查表得该联轴器的公称转矩为 $1250\text{N}\cdot\text{m} > 45.82\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速为 $4700\text{r/min} > 1440\text{r/min}$

因此该联轴器符合要求。

8.2 输出轴上联轴器

轴的伸出端直径 $D=48\text{mm}$ ，根据机械设计手册轴及其联接表选取联轴器

主动端轴孔：直径 $d=48$ 、长度 $L=112$

从动端轴孔：直径 $d=48$ 、长度 $L=112$

选取的联轴器型号为 LX3 弹性柱销联轴器（GB/T5014-2017）

联轴器所传递的转矩 $T=591.86\text{N}\cdot\text{m}$ ，查得工况系数 $K_A=1.3$ ，故联轴器所承受的转矩为

$$T_c = K_A T = 1.3 \times 591.86 = 769.42\text{N}\cdot\text{m}$$

查表得该联轴器的公称转矩为 $1250\text{N}\cdot\text{m} > 769.42\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速为

$4700\text{r/min} > 67.92\text{r/min}$

因此该联轴器符合要求。

第九节 减速器的密封与润滑

9.1 减速器的密封

为防止箱体内润滑剂外泄和外部杂质进入箱体内部影响箱体工作，在构成箱体的各零件间，如箱盖与箱座间、及外伸轴的输出、输入轴与轴承盖间，需设置不同形式的密封装置。对于无相对运动的结合面，常用密封胶、耐油橡胶垫圈等；对于旋转零件如外伸轴的密封，则需根据其不同的运动速度和密封要求考虑不同的密封件和结构。本设计中由于密封界面的相对速度较小，故采用接触式密封。输入轴与轴承盖间 $V < 3\text{m/s}$ ，输出轴与轴承盖间也为 $V < 3\text{m/s}$ ，故均采用毡圈油封封油圈。

9.1.1 蜗轮的润滑

蜗杆副及高速级轴承选择工业闭式齿轮油（GB5903-2011），牌号为 L-CKC320 润滑油，黏度推荐值为 $288 \sim 352\text{cSt}$ ，润滑油深度为 51mm ，箱体底面尺寸为 $270 \times 108.2\text{mm}$ ，箱体内所装润滑油量为

$$V = 51 \times 270 \times 108.2 = 2048200\text{mm}^3$$

该减速器所传递的功率为 5.32kW 。对于单级减速器，每传递 1kW 的功率，需油量为 $V_0 = 350\text{cm}^3$ ，则该减速器所需油量为：

$$V_1 = P_0 V_0 = 1862000\text{mm}^3$$

润滑油量满足要求。

9.2 轴承的润滑

$$v = \frac{\pi d_2 n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 210 \times 67.92}{60 \times 1000} = 0.75\text{m/s}$$

轴承常用的润滑方式有油润滑及脂润滑两类。此外，也有使用固体润滑剂润滑的。选用哪一类润滑方式，可以根据蜗轮的圆周速度判断。

由于蜗轮圆周速度 $v = 0.75\text{m/s} < 2\text{m/s}$ ，所以蜗杆采用脂润滑。

采用脂润滑轴承的时候，为避免稀油稀释油脂，需用挡油环将轴承与箱体内部隔开，且轴承与箱体内壁需保持一定的距离。在本箱体设计中滚动轴承距箱体内壁距离 10mm ，故选用通用锂基润滑脂(GB/T7324-1987)，它适用于宽温度范围内各种机械设备的润滑，选

用牌号为 ZL-1 的润滑脂。

第十节 减速器附件

10.1 油面指示器

用来指示箱内油面的高度，油标位在便于观察减速器油面及油面稳定之处。油尺安置的部位不能太低，以防油进入油尺座孔而溢出。

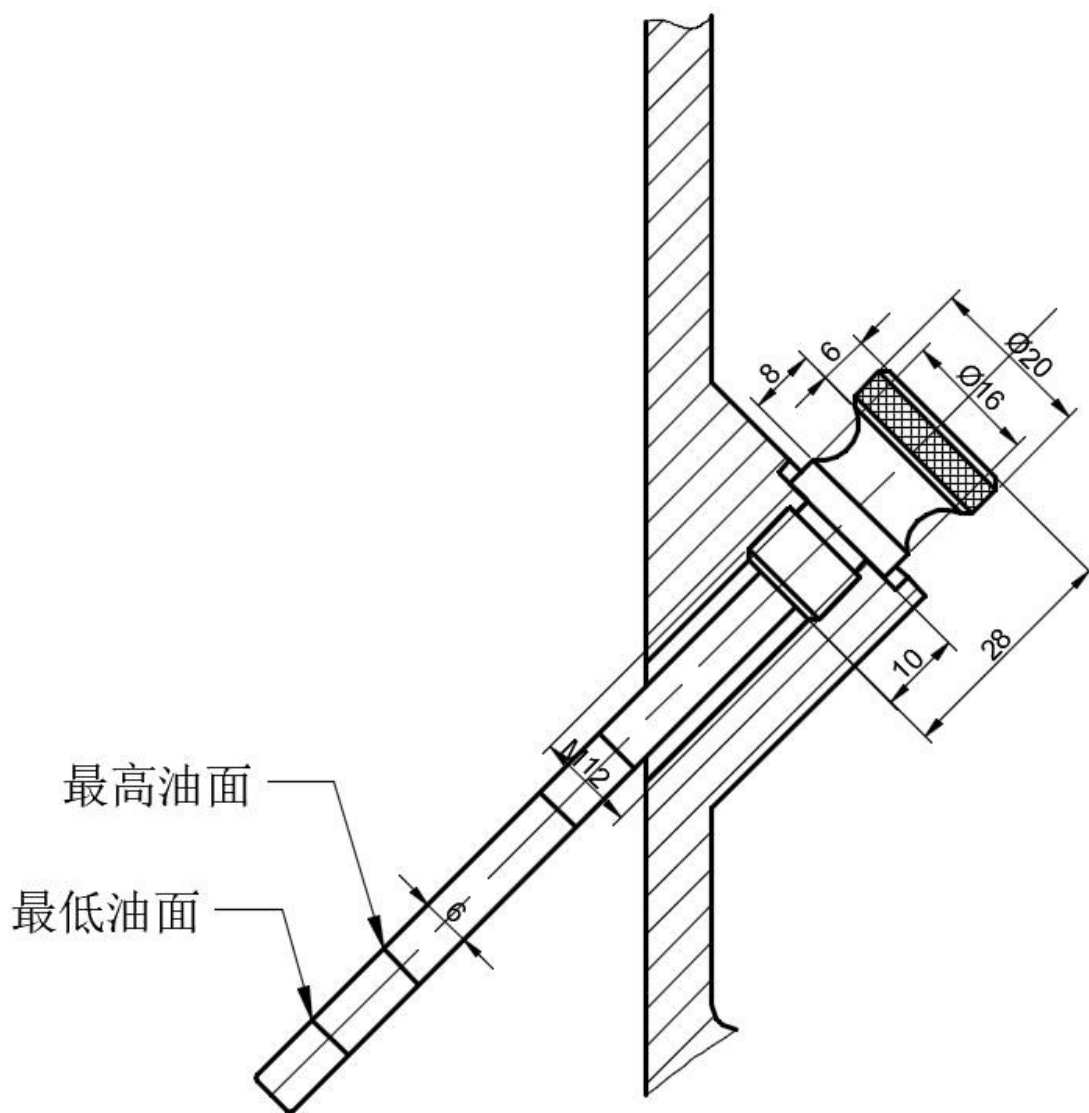


图 10-1 杆式油标

10.2 通气器

由于减速器运转时，机体内温度升高，气压增大，为便于排气，在机盖顶部的窥视孔改上安装通气器，以便达到体内为压力平衡。

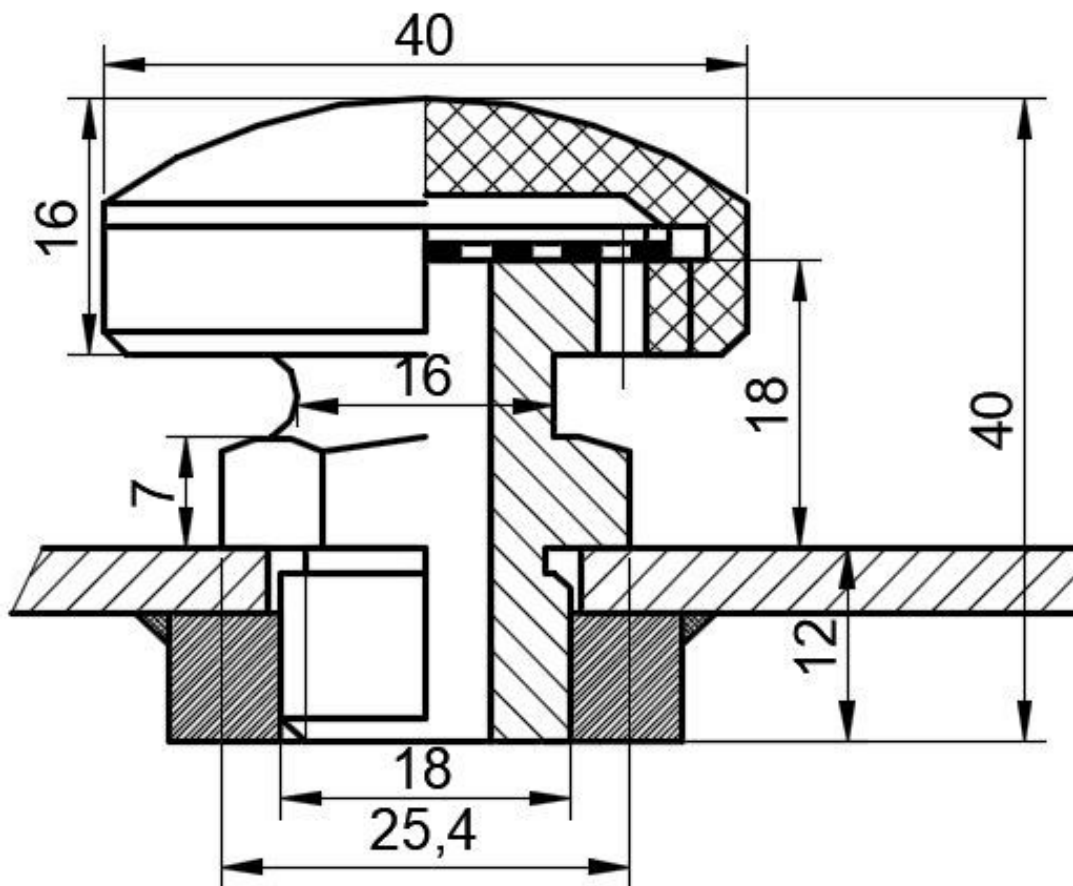


图 10-2 通气罩

10.3 放油孔及放油螺塞

为排放减速器箱体内污油和便于清洗箱体内部，在箱座油池的最低处设置放油孔，箱体内底面做成斜面，向放油孔方向倾斜 $1^{\circ} \sim 2^{\circ}$ ，使油易于流出。

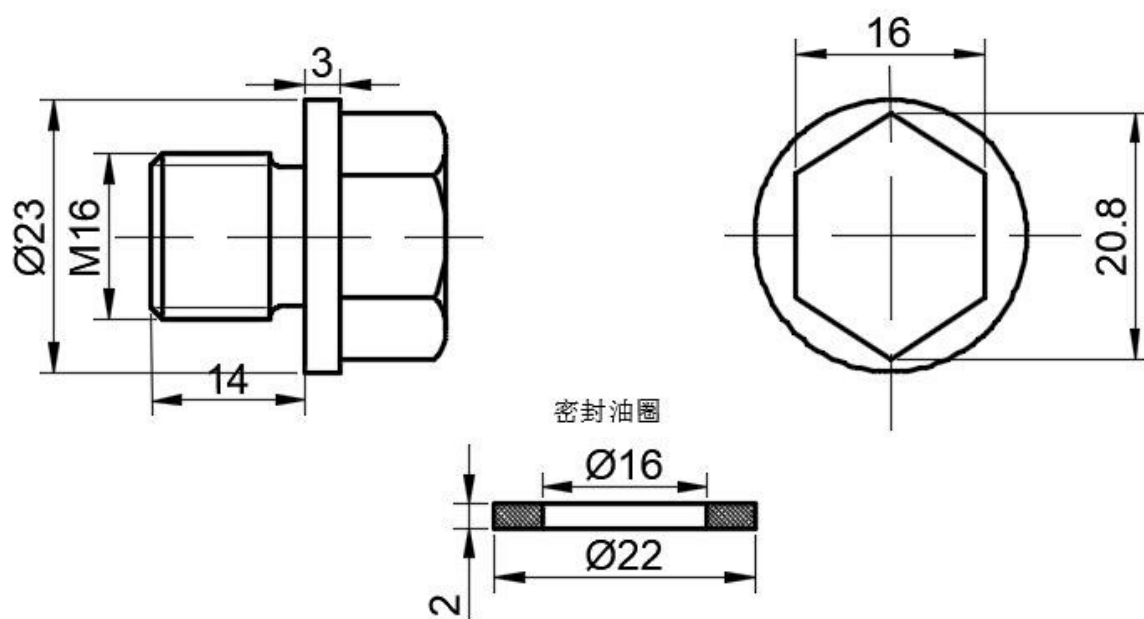


图 10-3 放油塞

10.4 窥视孔和视孔盖

在机盖顶部开有窥视孔，能看到传动零件齿合区的位置，并有足够的空间，以便于能伸入进行操作，窥视孔有盖板，机体上开窥视孔与凸缘一块，有便于机械加工出支承盖板的表面并用垫片加强密封，盖板用铸铁制成。

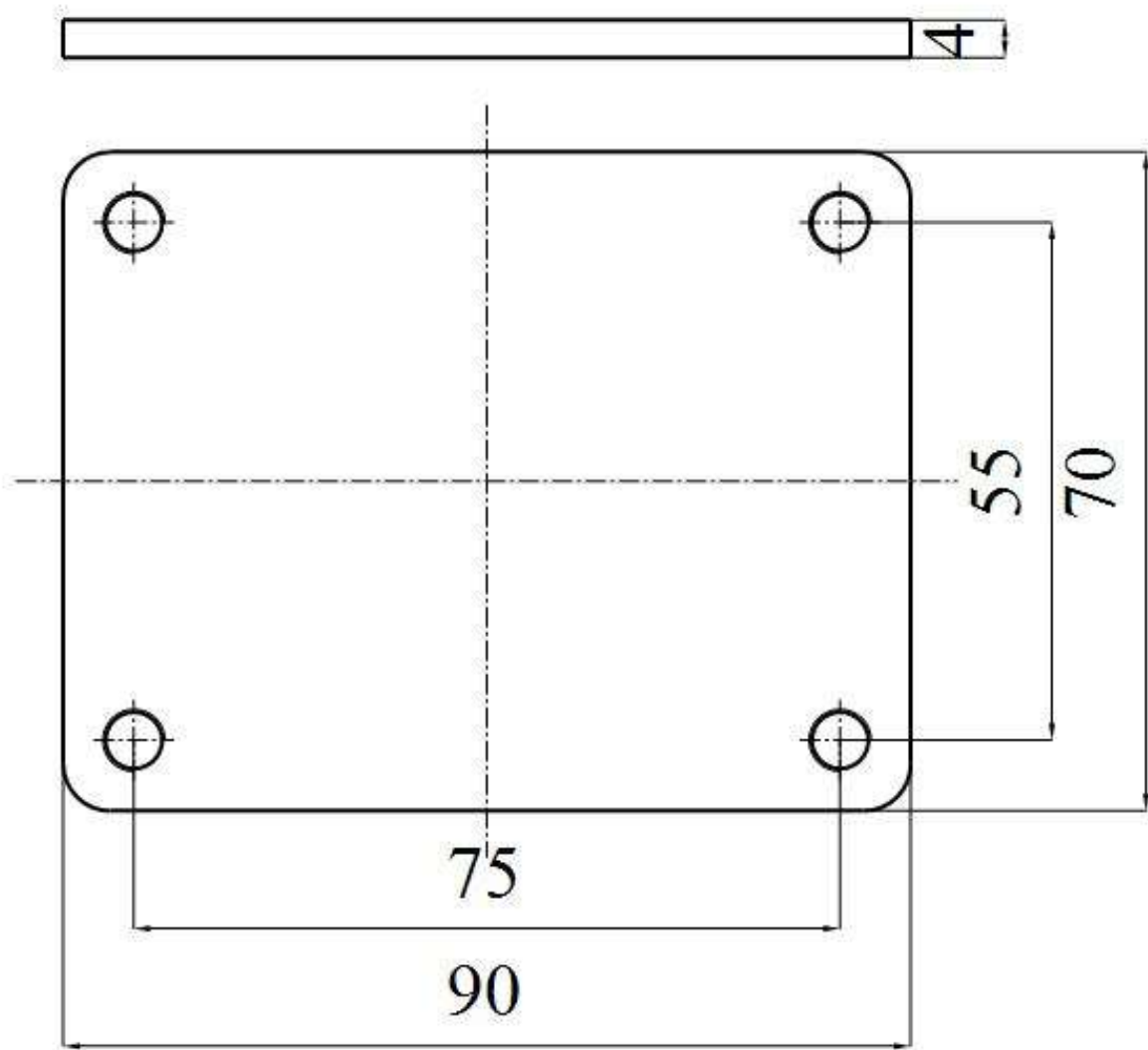


图 10-4 窥视孔盖示意图

$L1=90$, $L2=75$, $b1=70$, $b2=55$

$\delta =4\text{mm}$

$d4=7\text{mm}$

$R=5\text{mm}$

10.5 定位销

采用销 GB/T117-2000，对由箱盖和箱座通过联接而组成的剖分式箱体，为保证其各部分在加工及装配时能够保持精确位置，特别是为保证箱体轴承座孔的加工精度及安装精

度。

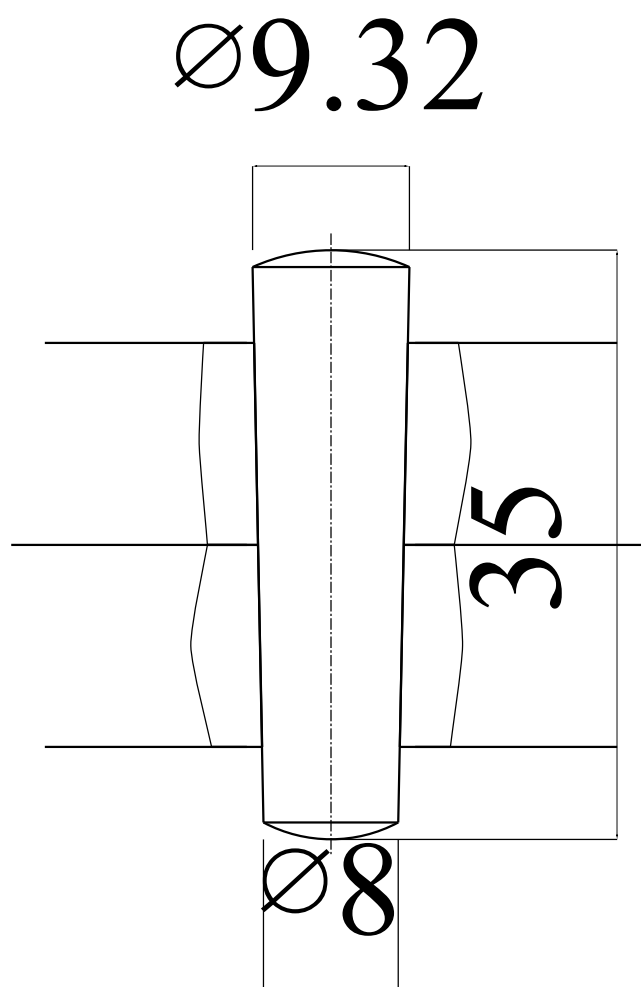


图 10-5 圆锥销示意图

10.6 起盖螺钉

由于装配减速器时在箱体剖分面上涂有密封用的水玻璃或密封胶，因而在拆卸时往往因胶结紧密难于开盖，旋动起盖螺钉可将箱盖顶起。

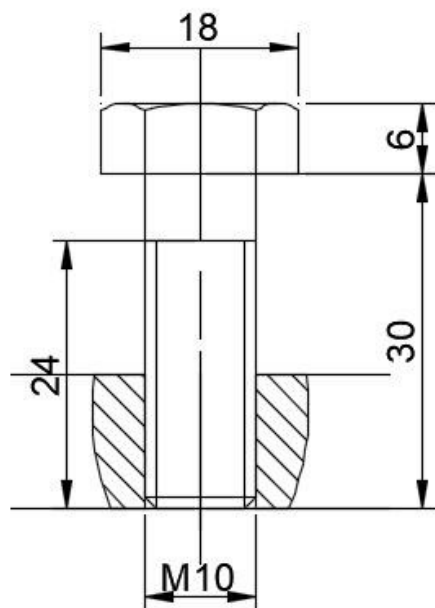


图 10-6 起盖螺钉

10.7 起吊装置

起吊装置用于拆卸及搬运减速器。它常由箱盖上的吊孔和箱座凸缘下面的吊耳构成。也可采用吊环螺钉拧入箱盖以吊小型减速器或吊起箱盖。本设计中所采用吊孔（或吊环）和吊耳的示例和尺寸如下图所示：

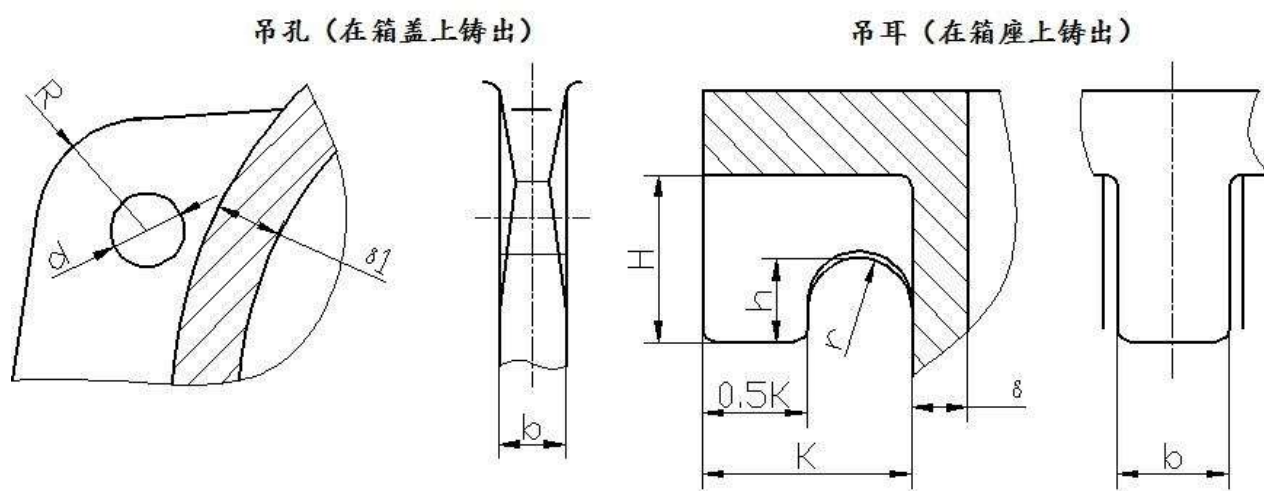


图 10-7 吊耳

吊孔尺寸计算：

$$b \approx (1.8 \sim 2.5) \times \delta_1 = (1.8 \sim 2.5) \times 8 = 16\text{mm}$$

$$d = b = 16\text{mm}$$

$$R = (1 \sim 1.2) \times d = (1 \sim 1.2) \times 16 = 16\text{mm}$$

$$K = C_1 + C_2 = 16 + 14 = 30\text{mm}$$

$$H = 0.8 K = 0.8 \times 30 = 24\text{mm}$$

$$h = 0.5 H = 0.5 \times 24 = 12\text{mm}$$

$$r = 0.25 K = 0.25 \times 30 = 7.5\text{mm}$$

10.7.1 轴承端盖的选用

输入轴上的轴承为 30207 型圆锥滚子采用凸缘式轴承端盖，其中上端为透盖，下端为闷盖。轴承外径 $D=72$ ，螺钉直径为 8mm，螺钉数目 4 颗。

输出轴上的轴承为 30212 型圆锥滚子采用凸缘式轴承端盖，其中上端为透盖，下端为闷盖。轴承外径 $D=110$ ，螺钉直径为 8mm，螺钉数目 6 颗。

10.7.2 轴承端盖的结构计算

表 10-1 高速轴承端盖轴承端盖

参数	计算	取值
螺钉孔径 d_0	$d_3+1=8+1=9\text{mm}$	9mm
D_0	$D+2.5 \times d_3=72+2.5 \times 8=92\text{mm}$	92mm
D_2	$D_0+2.5 \times d_3=92+2.5 \times 8=112\text{mm}$	112mm
e	$1.2 \times d_3=1.2 \times 8=9.6\text{mm}$	10mm
D_4	$D-(12 \sim 16)=72-(12 \sim 16)=72-12=60\text{mm}$	60mm
D_5	$D_0-3 \times d_3=92-3 \times 8=68\text{mm}$	68mm
D_6	$D-(2 \sim 4)=72-(2 \sim 4)=72-3=69\text{mm}$	69mm
b	$5 \sim 10=6\text{mm}$	6mm
h	$(0.8 \sim 1) \times b=(0.8 \sim 1) \times 6=6\text{mm}$	6mm
螺钉数目	4 颗	4 颗

表 10-2 低速轴承端盖轴承端盖

参数	计算	取值
螺钉孔径 d_0	$d_3+1=8+1=9\text{mm}$	9mm
D_0	$D+2.5\times d_3=110+2.5\times 8=130\text{mm}$	130mm
D_2	$D_0+2.5\times d_3=130+2.5\times 8=150\text{mm}$	150mm
e	$1.2\times d_3=1.2\times 8=9.6\text{mm}$	10mm
D_4	$D-(12\sim 16)=110-(12\sim 16)=110-12=98\text{mm}$	98mm
D_5	$D_0-3\times d_3=130-3\times 8=106\text{mm}$	106mm
D_6	$D-(2\sim 4)=110-(2\sim 4)=110-3=107\text{mm}$	107mm
b	$5\sim 10=6\text{mm}$	6mm
h	$(0.8\sim 1)\times b=(0.8\sim 1)\times 6=6\text{mm}$	6mm
螺钉数目	6 颗	6 颗

第十一节 减速器箱体主要结构尺寸

箱体是减速器中所有零件的基座，是支承和固定轴系部件、保证传动零件正确相对位置并承受作用在减速器上载荷的重要零件。箱体一般还兼作润滑油的油箱。机体结构尺寸，主要根据地脚螺栓的尺寸，再通过地板固定，而地脚螺尺寸又要根据两齿轮的中心距 a 来确定。设计减速器的具体结构尺寸如下表：

表 11-1 箱体主要结构尺寸

箱座壁厚	δ	$0.04a+3=0.04 \times 125+3 \geq 8$	8mm
箱盖壁厚	δ_1	$\approx \delta$	8mm
箱盖凸缘厚度	b_1	$1.5 \delta_1$	12mm
箱座凸缘厚度	b	1.5δ	12mm
箱座底凸缘厚度	b_2	2.5δ	20mm
地脚螺栓的直径	df	$0.036a+12=0.036 \times 125+12$	M18
地脚螺栓的数目	n		4
轴承旁连接螺栓直径	d_1	$0.75df$	M14
盖与座连接螺栓直径	d_2	$(0.5 \sim 0.6)df$	M10
轴承端盖螺钉直径	d_3	$(0.4 \sim 0.5)df$	M8
视孔盖螺钉直径	d_4	$(0.3 \sim 0.4)df$	M6
定位销直径	d	$(0.7 \sim 0.8)d_2$	8mm
df 、 d_1 、 d_2 至外箱壁距离	C1	查表	24mm、 20mm、 16mm
df 、 d_1 、 d_2 至凸缘边缘距离	C2	查表	22mm、 18mm、 14mm
轴承旁凸台半径	R1	C2	18mm
凸台高度	h	根据低速级轴承座外径确定，以便于扳手操作为准	57mm
外箱壁至轴承座端面距离	l_1	$C1+C2+(5 \sim 10)$	43mm
蜗轮顶圆与内箱壁距离	$\triangle 1$	$>1.2 \delta$	20mm
蜗轮端面与内箱壁距离	$\triangle 3$	$> \delta$	10mm
箱盖、箱座肋厚	m_1 、 m	$m_1 \approx 0.85 \times \delta_1$ 、 $m \approx 0.85 \times \delta$	8mm、8mm
高速轴承端盖外径	D1	$D+(5 \sim 5.5)d_3$ ；D--轴承外径	112mm
低速轴承端盖外径	D2	$D+(5 \sim 5.5)d_3$ ；D--轴承外径	150mm

第十二节 设计小结

这次课程设计远远并非想象中的那么简单。在这一级蜗杆减速器的过程中需要运用的知识很多，除了机械设计这门课的知识外，同时还让我必须掌握工程材料、机械原理、材料力学及机械制图各个基础课程的知识。就设计一个箱体而言，虽然只需查表所得数据就可以，所运用的计算内容并不复杂，但是，同样需要考虑的地方有很多，箱体宽度，凸缘宽度，油量高度等等，只有将他们综合运用了，才能设计出一个合格的箱体。在设计齿轮、轴、螺纹联接等过程中，让我对《机械设计》中的各个公式加以运用，不再单单是书本上的死公式，通过设计的步骤，进一步地掌握那些公式，了解到它们的作用，对《机械设计》这门课程有了全新的认识。在画图纸的过程中，也并不是很容易的，由其画草图，所需要的工作量也是相当的大。需要零件的结构尺寸与图纸相结合，有时会因强度不够而反算，也有时因为结构间出现干涉而重新设计结构。通过一个星期的边草图边计算的过程，感觉到草图在设计环节中的重要性。同时，在画图纸的阶段中，又再一次地复习了《机械制图》这门基础课程，在没有软件的帮助下，对各图纸的细节问题需要考虑周到才行。

参考文献

- [1] 濮良贵.机械设计第九版.西北工业大学出版社
- [2] 吴宗泽.机械设计课程设计手册第4版.高等教育出版社
- [3] 机械设计手册编委会. 机械设计手册（第1卷、第2卷、第3卷）（新版）北京机械工业出版社，2004
- [4] 周开勤主编.机械零件手册（第四版）.北京：高等教育出版社，1994
- [5] 龚桂义主编.机械设计课程设计图册（第三版）
- [6] 徐灏主编.机械设计手册.北京：机械工业出版社，1991
