

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 V 带传动设计计算.....	7
4.1 求计算功率 P_c	7
4.2 选普通 V 带型号.....	7
4.3 求大、小带轮基准直径 d_2 、 d_1	7
4.4 验算带速 v	7
4.5 求普通 V 带基准长度 L_d 和中心距 a	7
4.6 验算小带轮的包角 α_1	8
4.7 求普通 V 带根数 z	8
4.8 求作用在带轮轴上的压力 F_Q	8
4.9 主要设计结论.....	9
4.10 带轮结构设计.....	9
第五节 减速器高速级齿轮传动设计计算.....	13
5.1 选择材料及确定许用应力.....	13
5.2 按齿面接触强度设计.....	13
5.3 验算轮齿弯曲强度.....	14
5.4 齿轮的圆周速度.....	14
第六节 减速器低速级齿轮传动设计计算.....	17
6.1 选择材料及确定许用应力.....	17
6.2 按齿面接触强度设计.....	17
6.3 验算轮齿弯曲强度.....	18

6.4 齿轮的圆周速度.....	18
第七节 轴的设计与校核.....	21
7.1 输入轴设计计算.....	21
7.2 中间轴设计计算.....	30
7.3 输出轴设计计算.....	40
第八节 滚动轴承计算与校核.....	51
8.1 输入轴上的轴承计算与校核.....	51
8.2 中间轴上的轴承计算与校核.....	52
8.3 输出轴上的轴承计算与校核.....	53
第九节 键联接设计与校核.....	55
9.1 输入轴与大带轮键选择与校核.....	55
9.2 中间轴与低速级小齿轮键选择与校核.....	55
9.3 中间轴与高速级大齿轮键选择与校核.....	55
9.4 输出轴与低速级大齿轮键选择与校核.....	55
9.5 输出轴与联轴器键选择与校核.....	56
第十节 联轴器的选型.....	57
10.1 输出轴上联轴器.....	57
第十一节 减速器的密封与润滑.....	58
11.1 减速器的密封.....	58
11.2 齿轮的润滑.....	58
11.3 轴承的润滑.....	58
第十二节 减速器附件.....	60
12.1 油面指示器.....	60
12.2 通气器.....	60
12.3 放油孔及放油螺塞.....	61
12.4 窥视孔和视孔盖.....	62
12.5 定位销.....	63
12.6 起盖螺钉.....	64
12.7 起吊装置.....	65
第十三节 减速器箱体主要结构尺寸.....	68
第十四节 设计小结.....	70
参考文献.....	70

第一节 设计任务书

1.1 设计题目

设计展开式二级直齿圆柱减速器

表 1-1 设计数据

扭矩 T	$600\text{N}\cdot\text{m}$
速度 v	0.95m/s
直径 D	360mm

1.2 工作情况

每天工作小时数：12 小时，工作年限（寿命）：10 年，每年工作天数：365 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.V 带设计计算
- 6.齿轮传动的设计
- 7.滚动轴承和传动轴的设计与校核
- 8.键联接设计
- 9.联轴器设计
- 10.减速器润滑密封设计
- 11.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，前置外传动为普通 V 带传动，减速器为展开式二级圆柱齿轮减速器。

1) 该方案的优缺点

由于 V 带有缓冲吸振能力，采用 V 带传动能减小振动带来的影响，并且该工作机属于载荷变动微小，可以采用 V 带这种简单的结构，并且价格便宜，标准化程度高，大幅降低了成本。

展开式二级圆柱齿轮减速器传动效率高，适用的功率和速度范围广，适用寿命长的优点。缺点是齿轮相对轴承为不对称布置，因而沿齿向载荷分布不均，要求轴有较大刚度。

优点（1）减速比大，结构简单，效率高；（2）传动扭矩小，摩擦力小，可靠性高；（3）噪音低，可靠性高；（4）体积小，重量轻。缺点（1）投资较大，设计较为复杂；（2）润滑要求较高，容易磨损；（3）由于传动装置和密封装置的存在，维修较为困难。

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： $\eta_2=0.99$

闭式圆柱齿轮的效率： $\eta_3=0.97$

V 带的效率： $\eta_v=0.96$

工作机的效率： $\eta_w=0.96$

$$\eta_a = \eta_1 \eta_2^4 \eta_3^2 \eta_v \eta_w = 0.99 \times 0.99^4 \times 0.97^2 \times 0.96 \times 0.96 = 0.825$$

3.3 选择电动机容量

工作机所需功率为

$$P_w = \frac{2T_w V}{D} = \frac{2 \times 600 \times 0.95}{360} = 3.17\text{kW}$$

电动机所需额定功率：

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{3.17}{0.825} = 3.84\text{kW}$$

工作机轴转速：

$$n_w = \frac{60 \times 1000 V}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 0.95}{\pi \times 360} = 50.4\text{r/min}$$

根据课程设计手册查表用推荐的合理传动比范围，V 带传动比范围为：2~4，展开式二级齿轮减速器传动比范围为：8~40，则理论上合适的总传动比范围为：16~160。电动机转速的可选范围为 $n_d=i_a \times n_w=(16\sim160) \times 50.4=806\sim8064\text{r/min}$ 。进行综合考虑价格、重量、传动比等因素，选定电机型号为：Y112M-4 的三相异步电动机，额定功率 $P_{en}=4\text{kW}$ ，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

序号	电动机型号	同步转速/(r/min)	额定功率/kW	满载转速/(r/min)
1	Y160M1-8	750	4	720
2	Y132M1-6	1000	4	960
3	Y112M-4	1500	4	1440
4	Y112M-2	3000	4	2890

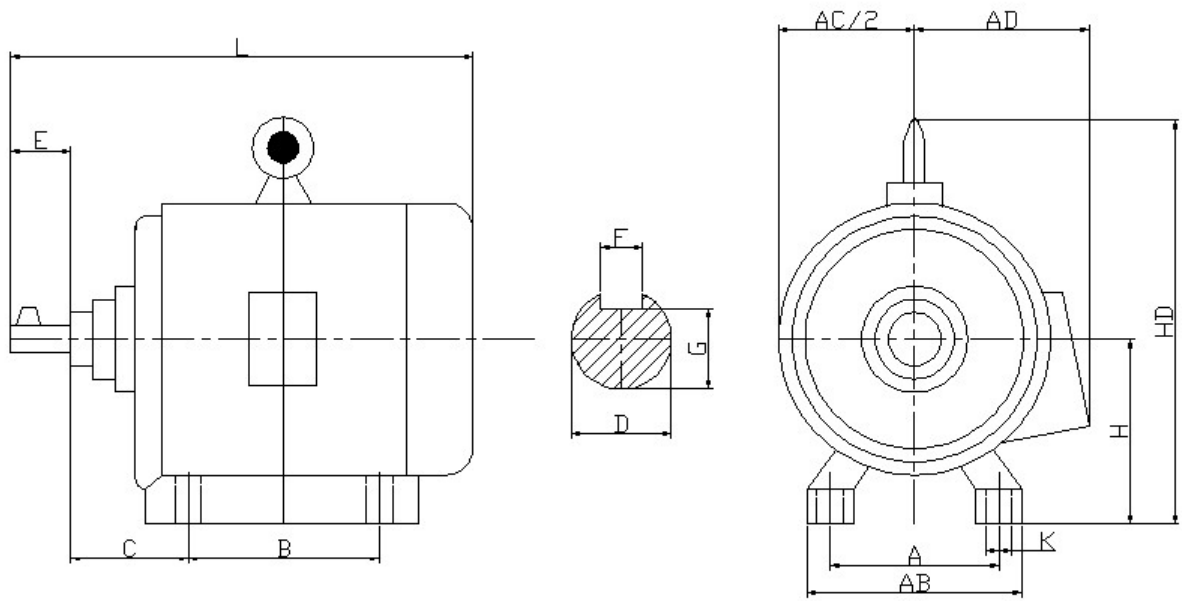


图 3-1 电机尺寸

表 3-2 电动机尺寸

H	L×HD	A×B	K	D×E	F×G	AC	AD
112	400×265	190×140	12	28×60	8×24	230	190

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：

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1440}{50.4} = 28.571$$

(2) 分配传动装置传动比

取普通 V 带的传动比： $i_v=3.2$

高速级传动比

$$i_1 = \sqrt{1.3 \times \frac{i_a}{i_v}} = 3.41$$

则低速级的传动比为

$$i_2 = 2.62$$

减速器总传动比

$$i_b = i_1 i_2 = 8.934$$

3.5 动力学参数计算

3.5.1 各轴转速

$$\text{输入轴：} n_I = \frac{n_m}{i_v} = \frac{1440}{3.2} = 450.00 \text{r/min}$$

$$\text{中间轴：} n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{450}{3.41} = 131.96 \text{r/min}$$

$$\text{输出轴：} n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{131.96}{2.62} = 50.37 \text{r/min}$$

$$\text{工作机轴：} n_{IV} = n_{III} = 50.37 \text{r/min}$$

3.5.2 各轴输入功率

$$\text{输入轴：} P_I = P_d \eta_v = 3.84 \times 0.96 = 3.69 \text{kW}$$

$$\text{中间轴：} P_{II} = P_I \eta_2 \eta_3 = 3.69 \times 0.99 \times 0.97 = 3.54 \text{kW}$$

$$\text{输出轴：} P_{III} = P_{II} \eta_2 \eta_3 = 3.54 \times 0.99 \times 0.97 = 3.40 \text{kW}$$

$$\text{工作机轴：} P_{IV} = P_{III} \eta_2 \eta_1 \eta_w = 3.4 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.96 = 3.20 \text{kW}$$

3.5.3 各轴输入转矩

$$\text{电机轴：} T_d = 9550 \times \frac{P_d}{n_m} = 9550 \times \frac{3.84}{1440} = 25.47 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{输入轴：} T_I = T_d i_v \eta_v = 25.47 \times 3.2 \times 0.96 = 78.24 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{中间轴：} T_{II} = T_I i_1 \eta_3 \eta_2 = 78.24 \times 3.41 \times 0.97 \times 0.99 = 256.21 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{输出轴：} T_{III} = T_{II} i_2 \eta_3 \eta_2 = 256.21 \times 2.62 \times 0.97 \times 0.99 = 644.62 \text{N}\cdot\text{m}$$

$$\text{工作机轴：} T_{IV} = T_{III} \eta_1 \eta_w \eta_2 = 644.62 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.99 = 606.52 \text{N}\cdot\text{m}$$

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	中间轴	输出轴	工作机轴
功率	3.84kW	3.69kW	3.54kW	3.4kW	3.2kW
转速	1440r/min	450r/min	131.96r/min	50.37r/min	50.37r/min
转矩	25.47N•m	78.24N•m	256.21N•m	644.62N•m	606.52N•m
传动比	3.2	3.41	2.62	1	
效率		0.96	0.97	0.97	0.99

第四节 V 带传动设计计算

4.1 求计算功率 P_c

查表 13-9 得 $K_A=1.2$ ，故

$$P_c = K_A P = 1.2 \times 3.84 = 4.61\text{kW}$$

4.2 选普通 V 带型号

根据 $P_c=4.61\text{kW}$ 、 $n_1=1440\text{r/min}$ ，由图 13-15 选用 A 型。

4.3 求大、小带轮基准直径 d_2 、 d_1

由图 13-15，因传动比不大，取 $d_1=100\text{mm}$ 。

$$d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1 (1 - \varepsilon) = \frac{1440}{450} \times 100 (1 - 0.02) = 313.6\text{mm}$$

由表 13-10，取 $d_2=315\text{mm}$ 。

$$n_{2'} = n_1 d_1 \frac{1 - \varepsilon}{d_2} = 1440 \times 100 \frac{1 - 0.02}{315} = 448\text{r/min}$$

$$\Delta_n = \frac{n_{2'} - n_2}{n_2} 100\% = \frac{448 - 450}{450} 100\% = 0.44\% < 5\%$$

4.4 验算带速 v

$$v = \frac{\pi d_{d1} n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 1440}{60 \times 1000} = 7.54\text{m/s}$$

带速在 $5 \sim 30\text{m/s}$ 范围内，合适。

4.5 求普通 V 带基准长度 L_d 和中心距 a

$$0.7 \times (d_1 + d_2) < a_0 < 2 \times (d_1 + d_2)$$

初步定中心距 $a_0=620\text{mm}$

由式 (13-2) 得带长

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} = 2 \times 620 + \frac{\pi}{2}(100 + 315) + \frac{(315 - 100)^2}{4 \times 620} \approx 1911\text{mm}$$

由表 13-2，对 A 型带选用 $L_d=2000\text{mm}$ 。再由式 (13-15) 计算实际中心距

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 620 + \frac{2000 - 1911}{2} \approx 664.5\text{mm}$$

4.6 验算小带轮的包角 α_1

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \times \left(\frac{57.3^\circ}{a} \right) \approx 180^\circ - (315 - 100) \times \left(\frac{57.3^\circ}{664.5} \right) = 161.46^\circ > 120^\circ$$

合适。

4.7 求普通 V 带根数 z

由式 (13-14) 得

$$z = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0) \times K_\alpha K_L}$$

今 $n_1=1440\text{r/min}$, $d_1=100$, 查表 13-4 得

$$P_0 = 1.31\text{kW}$$

由式 (13-8) 得传动比

$$i = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{315}{100 \times (1 - 0.02)} = 3.21$$

查表 13-6 得

$$\Delta P_0 = 0.169\text{kW}$$

由 $\alpha_1=161.46^\circ$ 查表 13-8 得 $K_\alpha=0.959$, 表 13-2 得 $K_L=1.03$, 由此可得

$$z = \frac{4.61}{(1.31 + 0.169) \times 0.959 \times 1.03} = 3.16$$

取 4 根。

4.8 求作用在带轮轴上的压力 F_Q

查表 13-1 得 $q=0.105\text{kg/m}$, 故由式 (13-16) 得单根 V 带的初拉力

$$F_0 = 500 \times \frac{P_c}{z v} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + q v^2 = 500 \times \frac{4.61}{4 \times 7.54} \left(\frac{2.5}{0.959} - 1 \right) + 0.105 \times 7.54^2 = 128.78 \text{N}$$

作用在轴上的压力

$$F_Q = 2 z F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 4 \times 128.78 \times \sin\left(\frac{161.46^\circ}{2}\right) = 1016.79 \text{N}$$

4.9 主要设计结论

表 4-1 带轮设计结果

带型	A	中心距 a	664.5mm
小带轮基准直径 d_{d1}	100mm	包角 α_1	161.46°
大带轮基准直径 d_{d2}	315mm	带基准长度 Ld	2000mm
带的根数 z	4	初拉力 F0	128.78N
带速 v	7.54m/s	压轴力	1016.79N

4.10 带轮结构设计

1) 小带轮的结构设计及主要尺寸计算

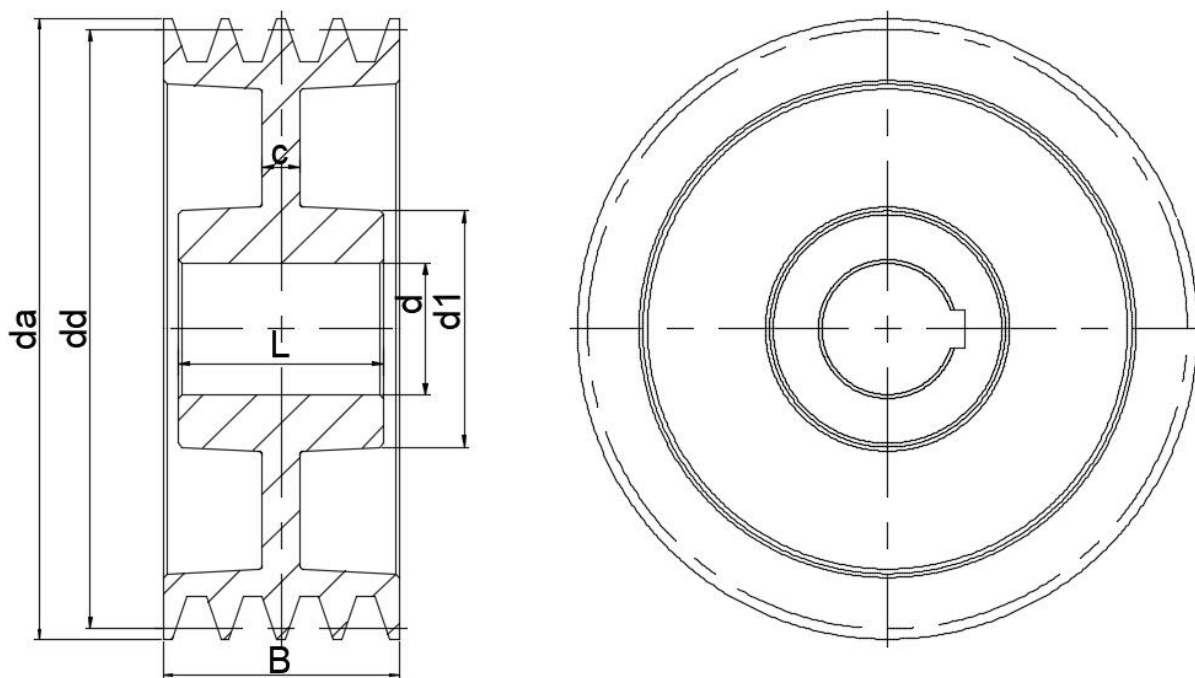


图 4-1 小带轮结构示意图

轴孔直径 $d=28\text{mm}$

分度圆直径 $d_d=100$

结构选择为腹板式。

尺寸计算如下：

$$d_1 = 2.0 d = 2.0 \times 28 = 56\text{mm}$$

$$d_a = d_d + 2h_a = 100 + 2 \times 2.75 = 105.5\text{mm}$$

$$d_f = d_d - 2h_f = 100 - 2 \times 8.7 = 82.6\text{mm}$$

$$B = (z - 1) \times e + 2f = (4 - 1) \times 15 + 2 \times 9 = 63\text{mm}$$

$$\text{腹板内径 } d_r = d_{a2} - 2 \times (H + \delta) = 105.5 - 2 \times (11.45 + 6) = 71\text{mm}$$

$$C = 0.25 B = 0.25 \times 63 = 15.75\text{mm}$$

$$L = 2.0 d = 2.0 \times 28 = 56\text{mm}$$

2) 大带轮的结构设计及主要尺寸计算

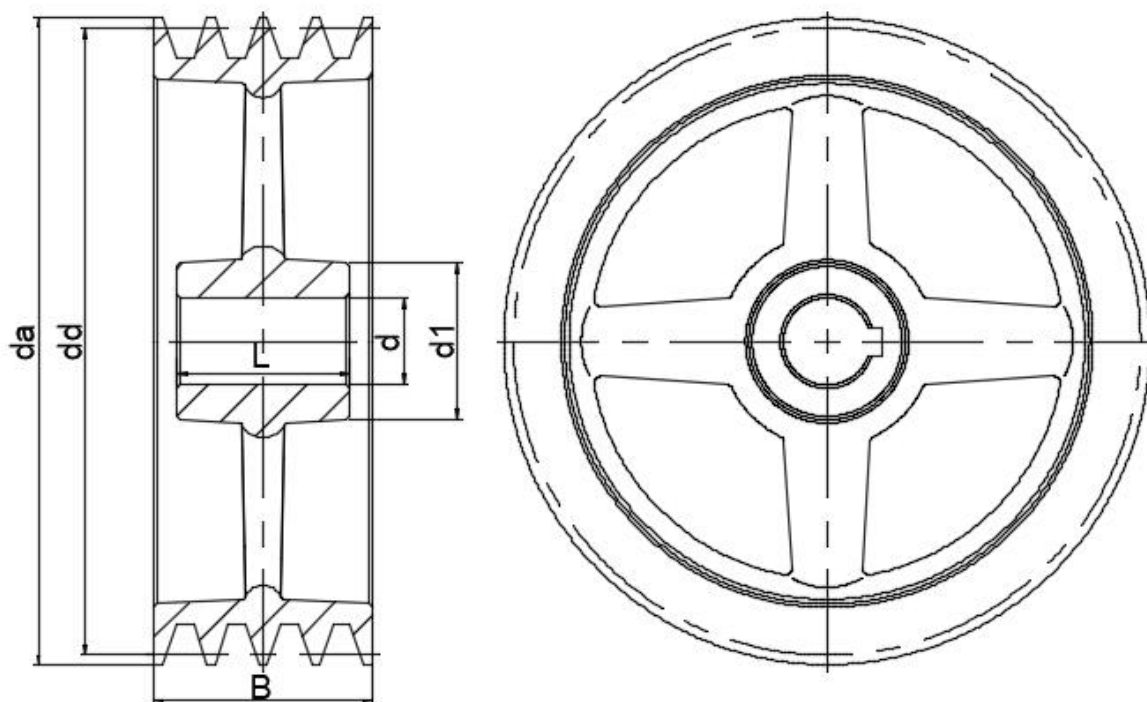


图 4-2 大带轮结构示意图

轴孔直径 $d=25\text{mm}$

分度圆直径 $d_d=315\text{mm}$

结构选择为轮辐式。

尺寸计算如下：

$$d_1 = 2.0 d = 2.0 \times 25 = 50\text{mm}$$

$$d_a = d_d + 2h_a = 315 + 2 \times 2.75 = 320.5\text{mm}$$

$$d_f = d_d - 2h_f = 315 - 2 \times 8.7 = 297.6\text{mm}$$

$$B = (z - 1) \times e + 2f = (4 - 1) \times 15 + 2 \times 9 = 63\text{mm}$$

$$h_1 = 290 \times \sqrt[3]{\frac{P}{nA}} = 290 \times \sqrt[3]{\frac{P}{450 \times 4}} = 37.33\text{mm}$$

$$h_2 = 0.8h_1 = 29.86\text{mm}$$

$$b_1 = 0.4h_1 = 14.93\text{mm}$$

$$b_2 = 0.8b_1 = 11.94\text{mm}$$

$$f_1 = 0.2h_1 = 7.47\text{mm}$$

$$f_2 = 0.2h_2 = 5.97\text{mm}$$

$$L = 2.0 d = 2.0 \times 25 = 50\text{mm}$$

第五节 减速器高速级齿轮传动设计计算

5.1 选择材料及确定许用应力

小齿轮材料选用 45，调质处理，硬度为 197~286HBW 相应的疲劳强度取均值, $\sigma_{Hlim1}=700\text{MPa}$, $\sigma_{FE1}=595\text{MPa}$ (表 11-1),大齿轮材料选用 45，正火处理，硬度为 156~217HBW, $\sigma_{Hlim2}=600\text{MPa}$, $\sigma_{FE2}=510\text{MPa}$ (表 11-1)

由表 11-5,取 $S_H=1, S_F=1.25$,则

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} = \frac{700}{1} = 700\text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_H} = \frac{600}{1} = 600\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{FE1}}{S_F} = \frac{595}{1.25} = 476\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{FE2}}{S_F} = \frac{510}{1.25} = 408\text{MPa}$$

5.2 按齿面接触强度设计

设齿轮按 9 级精度制造。取载荷系数 $K=1.3$ (表 11-3),齿宽系数 $\phi_d=0.8$ (表 11-6)

小齿轮上的转矩

$$T = 78.24\text{N}\cdot\text{m}$$

取 $Z_E=188.9 \sqrt{\text{MPa}}$ (表 11-4), $u=i=3.41$,则

$$d_{1t} \geq 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{K T u + 1}{\phi_d u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 78240 \times 3.41 + 1}{0.8 \times 3.41} \left(\frac{188.9}{600} \right)^2} = 58.821\text{mm}$$

齿数取 $z_1=25$,则 $z_2=3.41 \times 25=85$ 。故

实际传动比

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{85}{25} = 3.4$$

模数

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{58.821}{25} = 2.35\text{mm}$$

齿宽

$$b = \varphi_d d_{1t} = 0.8 \times 58.821 = 47.1\text{mm}$$

故取 $b_2=50\text{mm}$, $b_1=b_2+(5\sim 10)\text{mm}$ 、可取 $b_1=55\text{mm}$

按表 4-1,取 $m=3\text{mm}$

实际分度圆直径

$$d_1 = m z_1 = 3 \times 25 = 75.00\text{mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 3 \times 85 = 255.00\text{mm}$$

中心距

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{3}{2}(25 + 85) = 165\text{mm}$$

5.3 验算轮齿弯曲强度

齿形系数 $Y_{Fa1}=2.62$, $Y_{Fa2}=2.21$ (图 11-8), $Y_{Sa1}=1.59$, $Y_{Sa2}=1.78$ (图 11-9),由式(11-5)

$$\sigma_{F1} = \frac{2 K T}{b m^2 z_1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} = \frac{2 \times 1.3 \times 78240}{50 \times 3^2 \times 25} \times 2.62 \times 1.59 = 75.327\text{MPa} < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 75.327 \times \frac{2.21 \times 1.78}{2.62 \times 1.59} = 71.132\text{MPa} < [\sigma_{F2}]$$

安全

5.4 齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 75 \times 450}{60 \times 1000} = 1.77\text{m/s}$$

由表 11-2 可知, 选用 9 级精度是合宜的。

主要设计结论

齿数 $z_1=25$, $z_2=85$, 模数 $m=3\text{mm}$, 压力角 $\alpha=20^\circ$, 中心距 $a=165\text{mm}$, 齿宽 $B_1=55\text{mm}$ 、 $B_2=50\text{mm}$

5.4.1 计算齿轮传动其它几何尺寸

1)计算齿顶高、齿根高和全齿高

$$h_a = m h_{an}^* = 3 \times 1 = 3\text{mm}$$

$$h_f = m(h_{an}^* + c_n^*) = 3 \times (1 + 0.25) = 3.75\text{mm}$$

$$h = h_a + h_f = m(2h_{an}^* + c_n^*) = 6.75\text{mm}$$

2)计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 75 + 2 \times 3 = 81.00\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 255 + 2 \times 3 = 261.00\text{mm}$$

3)计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 75 - 2 \times 3.75 = 67.50\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 255 - 2 \times 3.75 = 247.50\text{mm}$$

$$\text{注：} h_{an}^* = 1.0, c_n^* = 0.25$$

5.4.2 齿轮参数和几何尺寸总结

表 5-1 齿轮主要结构尺寸

名称和代号	计算公式	小齿轮	大齿轮
中心距	a	165	165
齿数 z		25	85
模数 m		3	3
齿宽 B		55	50
螺旋角 β		左旋 0° 0'0"	右旋 0° 0'0"
齿顶高系数 ha*		1.0	1.0
顶隙系数 c*		0.25	0.25
齿顶高 ha	m × ha*	3	3
齿根高 hf	m × (ha*+c*)	3.75	3.75
全齿高 h	ha+hf	6.75	6.75
分度圆直径 d		75	255
齿顶圆直径 da	d+2 × ha	81	261
齿根圆直径 df	d-2 × hf	67.5	247.5

第六节 减速器低速级齿轮传动设计计算

6.1 选择材料及确定许用应力

小齿轮材料选用 45，调质处理，硬度为 197~286HBW 相应的疲劳强度取均值, $\sigma_{Hlim1}=700\text{MPa}$, $\sigma_{FE1}=595\text{MPa}$ (表 11-1),大齿轮材料选用 45，正火处理，硬度为 156~217HBW, $\sigma_{Hlim2}=600\text{MPa}$, $\sigma_{FE2}=510\text{MPa}$ (表 11-1)

由表 11-5,取 $S_H=1, S_F=1.25$,则

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} = \frac{700}{1} = 700\text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_H} = \frac{600}{1} = 600\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{FE1}}{S_F} = \frac{595}{1.25} = 476\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{FE2}}{S_F} = \frac{510}{1.25} = 408\text{MPa}$$

6.2 按齿面接触强度设计

设齿轮按 9 级精度制造。取载荷系数 $K=1.3$ (表 11-3),齿宽系数 $\phi_d=0.8$ (表 11-6)

小齿轮上的转矩

$$T = 256.21\text{N}\cdot\text{m}$$

取 $Z_E=188.9 \sqrt{\text{MPa}}$ (表 11-4), $u=i=2.62$,则

$$d_{1t} \geq 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{K T u + 1}{\phi_d u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 256210 \times 2.62 + 1}{0.8 \times 2.62} \left(\frac{188.9}{600} \right)^2} = 89.295\text{mm}$$

齿数取 $z_1=25$,则 $z_2=2.62 \times 25=65$ 。故

实际传动比

$$i' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{65}{25} = 2.6$$

模数

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{89.295}{25} = 3.57\text{mm}$$

齿宽

$$b = \varphi_d d_{1t} = 0.8 \times 89.295 = 71.4\text{mm}$$

故取 $b_2=75\text{mm}$, $b_1=b_2+(5\sim 10)\text{mm}$ 、可取 $b_1=80\text{mm}$

按表 4-1,取 $m=4\text{mm}$

实际分度圆直径

$$d_1 = m z_1 = 4 \times 25 = 100.00\text{mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 4 \times 65 = 260.00\text{mm}$$

中心距

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{4}{2}(25 + 65) = 180\text{mm}$$

6.3 验算轮齿弯曲强度

齿形系数 $Y_{Fa1}=2.62$, $Y_{Fa2}=2.26$ (图 11-8), $Y_{Sa1}=1.59$, $Y_{Sa2}=1.74$ (图 11-9),由式(11-5)

$$\sigma_{F1} = \frac{2 K T}{b m^2 z_1} Y_{Fa1} Y_{Sa1} = \frac{2 \times 1.3 \times 256210}{75 \times 4^2 \times 25} \times 2.62 \times 1.59 = 92.501\text{MPa} < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 92.501 \times \frac{2.26 \times 1.74}{2.62 \times 1.59} = 87.318\text{MPa} < [\sigma_{F2}]$$

安全

6.4 齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 131.96}{60 \times 1000} = 0.69\text{m/s}$$

由表 11-2 可知, 选用 9 级精度是合宜的。

主要设计结论

齿数 $z_1=25$, $z_2=65$, 模数 $m=4\text{mm}$, 压力角 $\alpha=20^\circ$, 中心距 $a=180\text{mm}$, 齿宽 $B_1=80\text{mm}$ 、 $B_2=75\text{mm}$

6.4.1 计算齿轮传动其它几何尺寸

1)计算齿顶高、齿根高和全齿高

$$h_a = m h_{an}^* = 4 \times 1 = 4\text{mm}$$

$$h_f = m(h_{an}^* + c_n^*) = 4 \times (1 + 0.25) = 5\text{mm}$$

$$h = h_a + h_f = m(2h_{an}^* + c_n^*) = 9\text{mm}$$

2)计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 100 + 2 \times 4 = 108.00\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 260 + 2 \times 4 = 268.00\text{mm}$$

3)计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f = 100 - 2 \times 5 = 90.00\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f = 260 - 2 \times 5 = 250.00\text{mm}$$

$$\text{注：} h_{an}^* = 1.0, c_n^* = 0.25$$

6.4.2 齿轮参数和几何尺寸总结

表 6-1 齿轮主要结构尺寸

名称和代号	计算公式	小齿轮	大齿轮
中心距	a	180	180
齿数 z		25	65
模数 m		4	4
齿宽 B		80	75
螺旋角 β		右旋 $0^\circ 0'0''$	左旋 $0^\circ 0'0''$
齿顶高系数 h_a^*		1.0	1.0
顶隙系数 c^*		0.25	0.25
齿顶高 h_a	$m \times h_a^*$	4	4
齿根高 h_f	$m \times (h_a^* + c^*)$	5	5
全齿高 h	$h_a + h_f$	9	9
分度圆直径 d		100	260
齿顶圆直径 d_a	$d + 2 \times h_a$	108	268
齿根圆直径 d_f	$d - 2 \times h_f$	90	250

第七节 轴的设计与校核

7.1 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

$P_1=3.69\text{kW}$; $n_1=450\text{r/min}$; $T_1=78.24\text{N}\cdot\text{m}$

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 280HBW, 根据表, 取 $A_0=118$, 于是得

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 118 \times \sqrt[3]{\frac{3.69}{450}} = 23.8\text{mm}$$

输入轴的最小直径是安装大带轮处的轴径, 由于安装键将轴径增大 5%

$$d_{\min} = (1 + 0.05) \times 23.8 = 24.99\text{mm}$$

故选取: $d_{12}=25\text{mm}$

3)轴的结构设计图

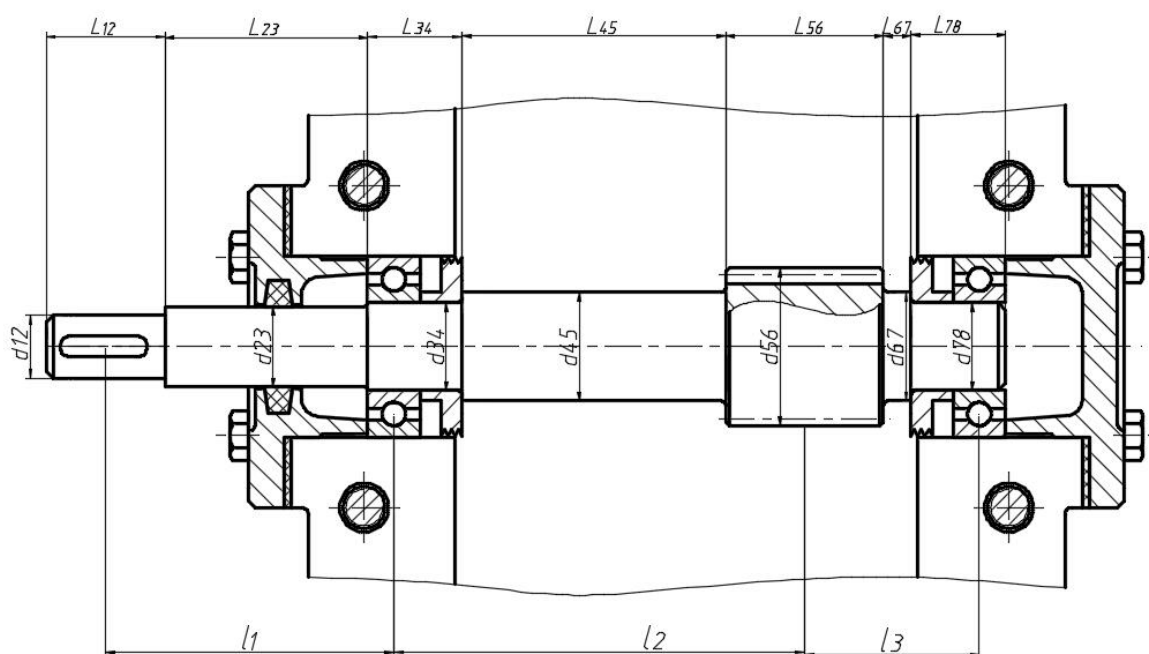


图 7-1 高速轴示意图

①为了满足大带轮的轴向定位要求, I - II 轴段右端需制出一轴肩, 故取 II - III 段的直径 $d_{23}=30\text{mm}$ 。大带轮轮毂宽度 $L=50\text{mm}$, 为了保证轴端挡圈只压在大带轮上而不压在轴的

端面上，故 I - II 段的长度应比大带轮轮毂宽度 L 略短一些，现取 $l_{12}=48\text{mm}$ 。

4)初步选择滚动轴承。因轴承受径向力的作用，故选用深沟球 2 系列轴承。参照工作要求并根据 $d_{23}=30\text{mm}$ ，由轴承产品目录中选择深沟球 2 系列轴承 6207，其尺寸为 $d \times D \times B=35 \times 72 \times 17\text{mm}$ ，故 $d_{34}=d_{78}=35\text{mm}$ 。

由手册上查得 6207 型轴承的定位轴肩高度 $h=3.5\text{mm}$ ，因此，取 $d_{45}=d_{67}=42\text{mm}$ 。

5)由于齿轮的直径较小，为了保证齿轮轮体的强度，应将齿轮和轴做成一体而成为齿轮轴。所以 $l_{56}=55\text{mm}$ ， $d_{56}=81\text{mm}$

6)轴承端盖厚度 $e=10$ ，垫片厚度 $\Delta_t=2$ ，根据轴承端盖便于装拆，保证轴承端盖的外端面与带轮端面有一定距离 $K=20$ ，螺钉 $C_1=22\text{mm}$ ， $C_2=20\text{mm}$ ，箱座壁厚 $\delta=8\text{mm}$ ，考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 Δ ，取 $\Delta=10\text{mm}$ ，则轴承座宽度为

$$L = \delta + C_1 + C_2 + 5 = 8 + 22 + 20 + 5 = 55\text{mm}$$

$$l_{23} = L + \Delta_t + e + K - B - \Delta = 55 + 2 + 10 + 20 - 17 - 10 = 60\text{mm}$$

7)取小齿轮距箱体内壁之距离 $\Delta_1=10\text{mm}$ ，高速级大齿轮和低速级小齿轮距离 $\Delta_3=15\text{mm}$ 。考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 Δ ，取 $\Delta=10\text{mm}$ ，低速级小齿轮宽度 $b_3=80\text{mm}$ ，则

$$l_{34} = l_{78} = B + \Delta + 2 = 17 + 10 + 2 = 29\text{mm}$$

$$l_{45} = b_3 + \Delta_3 + \Delta_1 - 2.5 - 2 = 80 + 15 + 10 - 2.5 - 2 = 100.5\text{mm}$$

$$l_{67} = \Delta_1 - 2 = 10 - 2 = 8\text{mm}$$

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

8)轴上零件的周向定位

大带轮与轴的周向定位采用平键链接,大带轮与轴的配合为 H7/k6,按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h=8 \times 7\text{mm}$ ，长度 $L=36\text{mm}$,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

9)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。

表 7-1 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5	6	7
直径	25	30	35	42	81	42	35

长度	48	60	29	100.5	55	8	29
----	----	----	----	-------	----	---	----

已知高速级小齿轮的分度圆直径为：d1=75mm，则：

圆周力

$$F_{t1} = 2 \times \frac{T}{d_1} = 2 \times \frac{78240}{75} = 2086.4\text{N}$$

径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \times \tan \alpha = 2086.4 \times \tan 20^\circ = 759.39\text{N}$$

根据 6207 深沟球 2 系列查手册得压力中心 a=8.5mm

第一段轴中点到轴承压力中心距离：

$$l_1 = \frac{L_1}{2} + L_2 + a = \frac{48}{2} + 60 + 8.5 = 92.5\text{mm}$$

轴承压力中心到齿轮支点距离：

$$l_2 = L_3 + \frac{B}{2} + L_4 - a = 29 + \frac{55}{2} + 100.5 - 8.5 = 148.5\text{mm}$$

齿轮中点到轴承压力中心距离：

$$l_3 = L_6 + \frac{B}{2} + L_7 - a = 8 + \frac{55}{2} + 29 - 8.5 = 56\text{mm}$$

10)计算轴的支反力

高速轴上外传动件压轴力 Fq=1016.79N

求水平面的支承反力

$$F_{NH2} = \frac{F_t l_3}{l_2 + l_3} = \frac{2086.4 \times 56}{148.5 + 56} = 571.34\text{N}$$

$$F_{NH1} = \frac{F_t l_2}{l_2 + l_3} = \frac{2086.4 \times 148.5}{148.5 + 56} = 1515.06\text{N}$$

求垂直面的支承反力

$$F_{NV2} = \frac{F_r l_3}{l_2 + l_3} = \frac{759.39 \times 56}{148.5 + 56} = 207.95\text{N}$$

$$F_{NV1} = F_r - F_{NV2} = 759.39 - 207.95 = 551.44\text{N}$$

①F 力在支点产生的反力

$$F_{1F} = \frac{Fq l_1}{l_2 + l_3} = \frac{1016.79 \times 92.5}{148.5 + 56} = 459.92N$$

$$F_{2F} = F_{1F} + Fq = 459.92 + 1016.79 = 1476.71N$$

外力 F 的作用反向与外传动部件的布置有关,此处按最不利情况考虑.

②计算水平面的弯矩 (图 b)

截面 C 处的水平弯矩

$$M_{CH1} = F_{NH1} l_3 = 1515.06 \times 56 = 84843.36N\bullet mm$$

③计算垂直面的弯矩 (图 c)

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{CV1} = F_{NV1} l_3 = 551.44 \times 56 = 30880.64N\bullet mm$$

$$M_{CV2} = M_{CV1} = 30880.64N\bullet mm$$

④F 力产生的弯矩 (图 d)

$$M_{2F} = Fq l_1 = 1016.79 \times 92.5 = 94053.08N\bullet mm$$

$$M_{aF} = F_{1F} l_3 = 459.92 \times 56 = 25755.52N\bullet mm$$

⑤求合成弯矩图 (图 e)

截面 C 处的合成弯矩

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2} + M_{aF} = \sqrt{84843.36^2 + 30880.64^2} + 25755.52 = 116044.00N\bullet mm$$

$$M_{C2} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV2}^2} + M_{aF} = \sqrt{84843.36^2 + 30880.64^2} + 25755.52 = 116044.00N\bullet mm$$

$$M_B = M_{2F} = 94053.08N\bullet mm$$

⑥求轴传递的转矩 (图 f)

$$T = 78240N\bullet mm$$

⑦计算当量弯矩, 作当量弯矩图 (图 g)。取 $\alpha = 0.6$

$$M_{eC1} = M_{C1} = 116044.00$$

$$M_{eC2} = \sqrt{M_{C2}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{116044^2 + (0.6 \times 78240)^2} = 125179.67N\bullet mm$$

$$M_{eB} = \sqrt{M_B^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{94053.08^2 + (0.6 \times 78240)^2} = 105117.65N\bullet mm$$

$$M_{eA} = \sqrt{M_A^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{0^2 + (0.6 \times 78240)^2} = 46944.00N\bullet mm$$

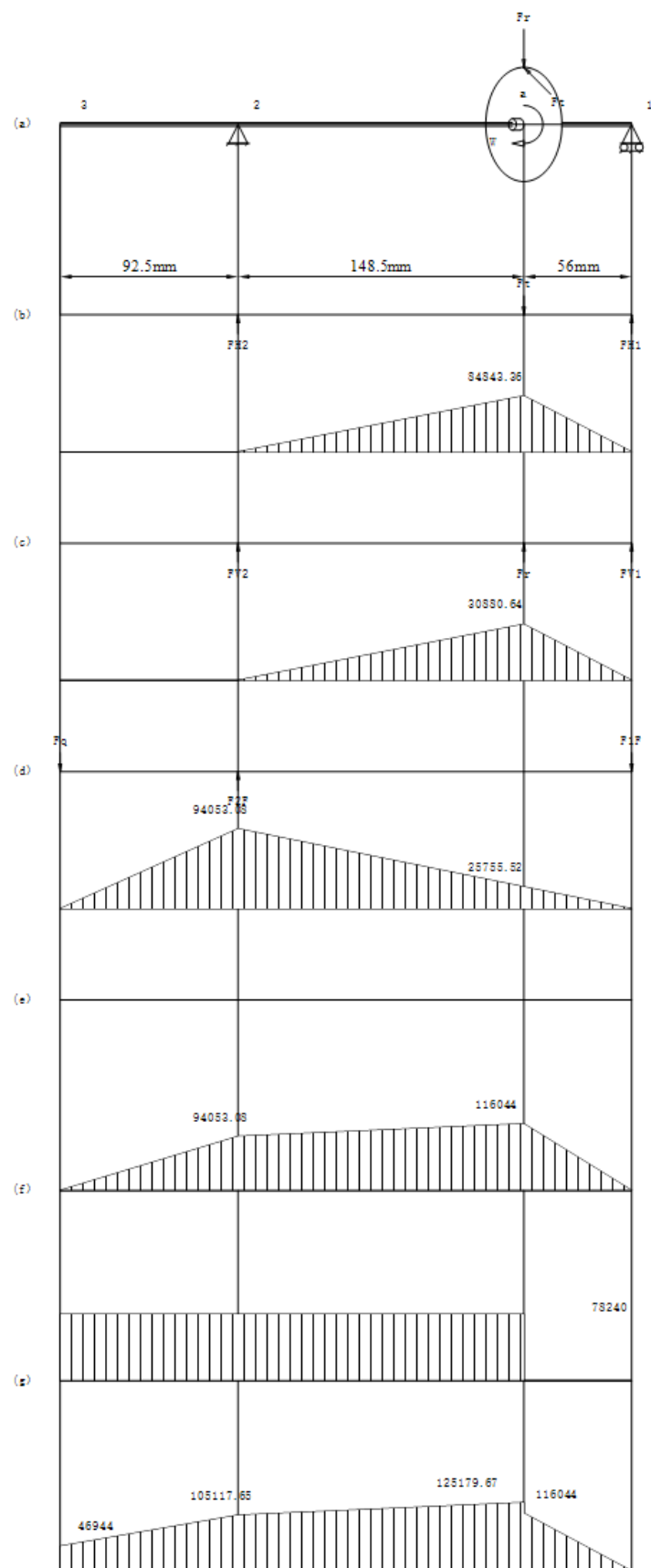


图 7-2 高速轴受力及弯矩图

11)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

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{125179.67}{7273.57} = 17.21 \text{MPa}$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{78240}{14547.14} = 5.38 \text{MPa}$$

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

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha \tau)^2} = \sqrt{17.21^2 + 4(0.6 \times 5.38)^2} = 18.38 \text{MPa}$$

查表得 45(调质)处理，抗拉强度极限 $\sigma_B = 650 \text{MPa}$ ，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。

①轴的扭转刚度校核计算

计算轴的扭转角 ϕ

对于一般的传动轴 $[\phi] = 0.5 \sim 1(^{\circ})/\text{m}$

$$\phi_1 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 78240 \times 48}{81000 \pi \times 25^4} = 0.0012$$

$$\phi_2 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 78240 \times 60}{81000 \pi \times 30^4} = 0.0007$$

$$\phi_3 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 78240 \times 29}{81000 \pi \times 35^4} = 0.0002$$

$$\varphi_4 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 78240 \times 100.5}{81000 \pi \times 42^4} = 0.0003$$

$$\varphi_5 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 78240 \times 55}{81000 \pi \times 81^4} = 0$$

$$\varphi_6 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 78240 \times 8}{81000 \pi \times 42^4} = 0$$

$$\varphi_7 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 78240 \times 29}{81000 \pi \times 35^4} = 0.0002$$

$\Phi = 0.003 \leq [\Phi]$ ，所以轴的扭转刚度足够。

12) 精确校核轴的疲劳强度

① 判断危险截面

截面 C 承受弯矩最大，故需要对该截面进行精确校核。

② 截面右侧

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

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

截面右侧的弯矩

$$M_{eC2} = \sqrt{M_{C2}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{116044^2 + (0.6 \times 78240)^2} = 125179.67 \text{N} \cdot \text{mm}$$

截面右侧的扭矩

$$T = 78240 \text{N} \cdot \text{mm}$$

截面上的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{125179.67}{7273.57} = 17.21 \text{MPa}$$

截面上的扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{78240}{14547.14} = 5.38 \text{MPa}$$

轴的材料为 45（调质），齿面硬度 197~286HBW。由表查得：

$$\sigma_B = 650\text{MPa}, \sigma_1 = 275\text{MPa}, \tau_1 = 200\text{MPa}。$$

过盈配合处的, $k_\sigma/(\varepsilon_\sigma)$, 由附表用插值法求出, 并取, $k_\tau/\varepsilon_\tau=0.8 \times k_\sigma/\varepsilon_\sigma$, 于是得

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2.446$$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0.8 \times 2.446 = 1.96$$

轴按磨削加工, 得表面质量系数为:

$$\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.94$$

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_{\sigma 1}} - 1 = \frac{2.05464}{0.84} + \frac{1}{0.94} - 1 = 2.51$$

$$K_\tau = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_{\tau 1}} - 1 = \frac{0.8 \times 2.05464}{0.84} + \frac{1}{0.94} - 1 = 2.02$$

所以轴在截面右侧的安全系数为:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_1}{K_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} = \frac{275}{2.51 \times 17.21 + 0.1 \times 0} = 6.37$$

$$S_\tau = \frac{\tau_1}{K_\tau \tau_a + \varphi_\tau \tau_m} = \frac{200}{2.02 \times \frac{5.38}{2} + 0.05 \times \frac{5.38}{2}} = 35.92$$

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 6.27 > S = 1.5$$

故该轴在截面右侧的强度也是足够的。

③截面左侧

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

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

截面左侧的弯矩

$$M_{eC1} = M_{C1} = 116044.00$$

截面左侧的扭矩

$$T = 78240 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

截面上的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{116044}{7273.57} = 15.95 \text{ MPa}$$

截面上的扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{78240}{14547.14} = 5.38 \text{ MPa}$$

轴的材料为 45（调质），齿面硬度 197~286HBW。由表查得：

$$\sigma_B = 650 \text{ MPa}, \sigma_1 = 275 \text{ MPa}, \tau_1 = 200 \text{ MPa}。$$

截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数 α_σ 及 α_τ 按附表查取，由于：

$$\frac{r}{d} = 0.0476$$

$$\frac{D}{d} = 1$$

经过插值后可以查得：

$$\alpha_\sigma = 1.53 \quad \alpha_\tau = 1.548$$

查图可得轴的材料的敏性系数为：

$$q_\sigma = 0.79 \quad q_\tau = 0.79$$

故有效应力集中系数为：

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma \alpha_{\sigma 1} = 1 + 0.79 \times (1.53 - 1) = 1.42$$

$$k_\tau = 1 + q_\tau \alpha_{\tau 1} = 1 + 0.79 \times (1.548 - 1) = 1.43$$

查图得尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.84$ ，扭转尺寸系数 $\varepsilon_\tau = 0.78$ 。

轴按磨削加工，得表面质量系数为：

$$\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.94$$

轴未经表面强化处理，即 $\beta_q = 1$ ，得综合系数为：

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_{\sigma 1}} - 1 = \frac{1.42}{0.84} + \frac{1}{0.94} - 1 = 1.75$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau 1}} - 1 = \frac{1.43}{0.78} + \frac{1}{0.94} - 1 = 1.9$$

碳钢的特性系数为：

$$\varphi_{\sigma} = 0.1$$

$$\varphi_{\tau} = 0.05$$

于是，计算安全系数 S_{ca} 值，则得：

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_1}{K_{\sigma} \sigma_a + \varphi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{275}{1.75 \times 15.95 + 0} = 9.85$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_1}{K_{\tau} \tau_a + \varphi_{\tau} \tau_m} = \frac{200}{1.9 \times \frac{5.38}{2} + 0.05 \times \frac{5.38}{2}} = 38.13$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 9.68 > S = 1.5$$

故可知其安全。

7.2 中间轴设计计算

1)求中间轴上的功率 P_2 、转速 n_2 和转矩 T_2

$$P_2 = 3.54 \text{ kW}; \quad n_2 = 131.96 \text{ r/min}; \quad T_2 = 256.21 \text{ N}\cdot\text{m}$$

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 240HBW，根据表，取 $A_0 = 118$ ，得：

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 118 \times \sqrt[3]{\frac{3.54}{131.96}} = 35.32 \text{ mm}$$

3)轴的结构设计图

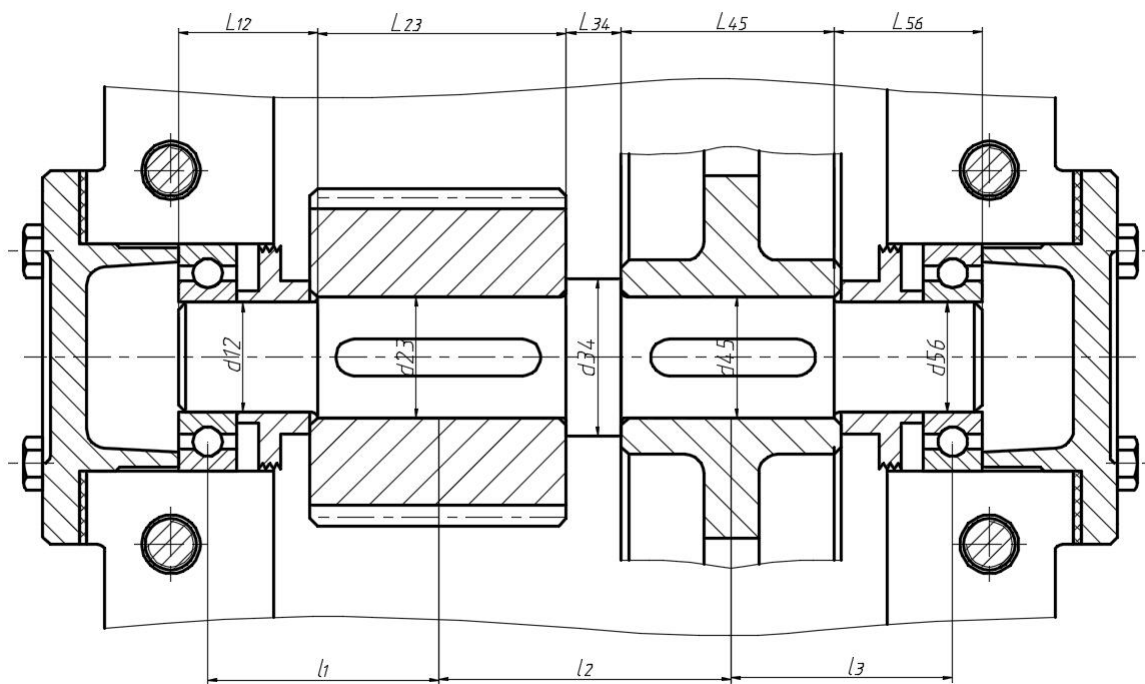


图 7-3 中间轴示意图

4)初步选择滚动轴承。中间轴最小直径是安装滚动轴承的直径 d_{12} 和 d_{56} ，因轴承受径向力的作用，故选用深沟球 2 系列轴承。参照工作要求并根据 $d_{\min}=35.32\text{mm}$ ，由轴承产品目录中选取深沟球 2 系列轴承 6208，其尺寸为 $d \times D \times B=40 \times 80 \times 18\text{mm}$ ，故 $d_{12}=d_{56}=40\text{mm}$ 。

5)由非定位轴肩,取安装大齿轮处的轴段的直径 $d_{45}=42\text{mm}$; 齿轮的右端与右轴承之间采用挡油环定位。已知高速大齿轮齿轮轮毂的宽度 $b_2=50\text{mm}$, 为了可靠的压紧齿轮, 此轴段应略短于轮毂宽度, 故取 $l_{45}=48.5\text{mm}$ 。齿轮的左端采用轴肩定位,由轴径 $d_{45}=42\text{mm}$ 查表, 取 $h=(2\sim 3)R=2.5\text{mm}$, 则轴环处的直径 $d_{34}=47\text{mm}$ 。轴环宽度 $b\geq 1.4h$, 取 $l_{34}=15\text{mm}$ 。

6)左端滚动轴承采用挡油环进行轴向定位。

7)考虑材料和加工的经济性,应将低速小齿轮和轴分开设计与制造。已知低速小齿轮的轮毂宽度为 $b_3=80\text{mm}$,为了使挡油环端面可靠地压紧齿轮,此轴段应略短于轮毂宽度,故取 $l_3=78\text{mm}$, $d_{33}=42\text{mm}$ 。

8)取低速级小齿轮距箱体内壁之距离 $\Delta_1=10\text{mm}$ ，高速级大齿轮距箱体内壁之距离 $\Delta_2=12.5\text{mm}$ ，高速级大齿轮和低速级小齿轮距离 $\Delta_3=15\text{mm}$ 。考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 Δ ，取 $\Delta=10\text{mm}$ ，则

高速齿轮倒角为 1.5mm,低速齿轮倒角为 2mm

$$l_{12} = B + \Delta + \Delta_1 + 2 = 18 + 10 + 10 + 2 = 40 \text{ mm}$$

$$l_{56} = B + \Delta + \Delta_2 + 1.5 = 18 + 10 + 12.5 + 1.5 = 42 \text{ mm}$$

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

9)轴上零件的周向定位

齿轮与轴的周向定位采用平键链接,大齿轮与轴的联接选用 A 型键，按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h = 12 \times 8 \text{ mm}$ ，长度 $L = 40 \text{ mm}$ 。小齿轮与轴的联接选用 A 型键，按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h = 12 \times 8 \text{ mm}$ ，长度 $L = 70 \text{ mm}$ 。

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

10)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。

表 7-2 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5
直径	40	42	47	42	40
长度	40	78	15	48.5	42

已知高速级大齿轮的分度圆直径为： $d_2 = 255 \text{ mm}$ ，则：

圆周力

$$F_{t2} = 2 \times \frac{T}{d_2} = 2 \times \frac{256210}{255} = 2009.49 \text{ N}$$

径向力

$$F_{r2} = F_{t2} \times \tan \alpha = 2009.49 \times \tan 20^\circ = 731.39 \text{ N}$$

已知低速级小齿轮的分度圆直径为： $d_3 = 100 \text{ mm}$ ，则：

圆周力

$$F_{t3} = 2 \times \frac{T}{d_3} = 2 \times \frac{256210}{100} = 5124.2 \text{ N}$$

径向力

$$F_{r3} = F_{t3} \times \tan \alpha = 5124.2 \times \tan 20^\circ = 1865.06 \text{ N}$$

根据 6208 深沟球 2 系列查手册得压力中心 $a = 9 \text{ mm}$

大齿轮倒角为 1.5mm

小齿轮倒角为 2mm

轴承压力中心到低速级小齿轮中点距离:

$$l_1 = L_1 - 2 + \frac{B_3}{2} - a = 40 - 2 + \frac{80}{2} - 9 = 69\text{mm}$$

低速级小齿轮中点到高速级大齿轮中点距离:

$$l_2 = \frac{B_2 + B_3}{2} + L_3 = \frac{50 + 80}{2} + 15 = 80\text{mm}$$

高速级大齿轮中点到轴承压力中心距离:

$$l_3 = L_5 - 1.5 + \frac{B_2}{2} - a = 42 - 1.5 + \frac{50}{2} - 9 = 56.5\text{mm}$$

①计算轴的支反力

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_{t3}(l_2 + l_3) + F_{t2} l_3}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{5124.2 \times (80 + 56.5) + 2009.49 \times 56.5}{69 + 80 + 56.5} = 3956.15\text{N}$$

$$F_{NH2} = \frac{F_{t3} l_1 + F_{t2}(l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{5124.2 \times 69 + 2009.49 \times (69 + 80)}{69 + 80 + 56.5} = 3177.54\text{N}$$

垂直支反力

$$F_{NV1} = \frac{F_{r2} l_3 - F_{r3}(l_2 + l_3)}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{731.39 \times 56.5 - 1865.06 \times (80 + 56.5)}{69 + 80 + 56.5} = -1037.75\text{N}$$

$$F_{NV2} = F_{r2} - F_{NV1} - F_{r3} = 731.39 + 1037.75 - 1865.06 = -95.92\text{N}$$

②计算轴的弯矩，并做弯矩图

截面 B 处的水平弯矩

$$M_{BH1} = F_{NH1} l_1 = 3956.15 \times 69 = 272974.35\text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{BH2} = M_{BH1} = 272974.35\text{N}\cdot\text{mm}$$

截面 C 处的水平弯矩

$$M_{CH1} = F_{NH2} l_3 = 3177.54 \times 56.5 = 179531.01\text{N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{CH2} = M_{CH1} = 179531.01\text{N}\cdot\text{mm}$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{CV1} = F_{NV2} l_3 = (-95.92) \times 56.5 = -5419.48\text{N}\cdot\text{mm}$$

截面 B 处的垂直弯矩

$$M_{BV1} = F_{NV1} l_1 = (-1037.75) \times 69 = -71604.75 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

分别作水平面的弯矩图（图 b）和垂直面弯矩图（图 c）

截面 B 处的合成弯矩

$$M_{B1} = \sqrt{M_{BH1}^2 + M_{BV1}^2} = \sqrt{272974.35^2 + 71604.75^2} = 282209.56 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

截面 C 处的合成弯矩

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2} = \sqrt{179531.01^2 + 5419.48^2} = 179612.79 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

作合成弯矩图（图 d）

$$T = 256210 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

作转矩图（图 e）

③计算当量弯矩，作当量弯矩图。取 $\alpha = 0.6$

$$M_{eB1} = M_{B1} = 282209.56 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{eB2} = \sqrt{M_{B2}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{282209.56^2 + (0.6 \times 256210)^2} = 321362.60 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{eC1} = \sqrt{M_{C1}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{179612.79^2 + (0.6 \times 256210)^2} = 236415.81 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{eC2} = M_{C2} = 179612.79 \text{ N}\cdot\text{mm}$$



图 7-4 中间轴受力及弯矩图

11)校核轴的强度

因 B 右侧弯矩大，且作用有转矩，故 B 右侧为危险剖面

抗弯截面系数为

$$W = \pi \frac{d^3}{32} - \frac{b t (d - t)^2}{2 d} = \pi \frac{42^3}{32} - \frac{12 \times 5 (42 - 5)^2}{2 \times 42} = 6295.72 \text{mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \pi \frac{d^3}{16} - \frac{b t (d - t)^2}{2 d} = \pi \frac{42^3}{16} - \frac{12 \times 5 (42 - 5)^2}{2 \times 42} = 13569.29 \text{mm}^3$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{321362.6}{6295.72} = 51.04 \text{MPa}$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{256210}{13569.29} = 18.88 \text{MPa}$$

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

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha \tau)^2} = \sqrt{51.04^2 + 4(0.6 \times 18.88)^2} = 55.84 \text{MPa}$$

查表得 45(调质)处理，抗拉强度极限 $\sigma_B = 650 \text{MPa}$ ，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。

①轴的扭转刚度校核计算

计算轴的扭转角 ϕ

对于一般的传动轴 $[\phi] = 0.5 \sim 1(^{\circ})/\text{m}$

$$\phi_1 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 256210 \times 40}{81000 \pi \times 40^4} = 0.0005$$

$$\phi_2 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 256210 \times 78}{81000 \pi \times 42^4} = 0.0008$$

$$\phi_3 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 256210 \times 15}{81000 \pi \times 47^4} = 0.0001$$

$$\varphi_4 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 256210 \times 48.5}{81000 \pi \times 42^4} = 0.0005$$

$$\varphi_5 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 256210 \times 42}{81000 \pi \times 40^4} = 0.0005$$

$\phi = 0.002 \leq [\phi]$ ，所以轴的扭转刚度足够。

12) 精确校核轴的疲劳强度

① 判断危险截面

截面 B 承受弯矩最大，故需要对该截面进行精确校核。

② 截面左侧

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

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

截面左侧的弯矩

$$M_{eB2} = \sqrt{M_{B2}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{282209.56^2 + (0.6 \times 256210)^2} = 321362.60 \text{N}\cdot\text{mm}$$

截面左侧的扭矩

$$T = 256210 \text{N}\cdot\text{mm}$$

截面上的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{321362.6}{7273.57} = 44.18 \text{MPa}$$

截面上的扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{256210}{14547.14} = 17.61 \text{MPa}$$

轴的材料为 45（调质），齿面硬度 197~286HBW。由表查得：

$$\sigma_B = 650 \text{MPa}, \sigma_1 = 275 \text{MPa}, \tau_1 = 200 \text{MPa}。$$

过盈配合处的， $k_\sigma / (\varepsilon_\sigma)$ ，由附表用插值法求出，并取， $k_\tau / \varepsilon_\tau = 0.8 \times k_\sigma / \varepsilon_\sigma$ ，于是

得

$$\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = 2.446$$

$$\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} = 0.8 \times 2.446 = 1.96$$

轴按磨削加工，得表面质量系数为：

$$\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0.94$$

$$K_{\sigma} = \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma 1}} - 1 = \frac{2.05464}{0.84} + \frac{1}{0.94} - 1 = 2.51$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau 1}} - 1 = \frac{0.8 * 2.05464}{0.84} + \frac{1}{0.94} - 1 = 2.02$$

所以轴在截面左侧的安全系数为：

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_1}{K_{\sigma} \sigma_a + \varphi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{275}{2.51 \times 44.18 + 0.1 \times 0} = 2.48$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_1}{K_{\tau} \tau_a + \varphi_{\tau} \tau_m} = \frac{200}{2.02 \times \frac{17.61}{2} + 0.05 \times \frac{17.61}{2}} = 10.97$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 2.42 > S = 1.5$$

故该轴在截面左侧的强度也是足够的。

③截面右侧

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

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

截面右侧的弯矩

$$M_{eB1} = M_{B1} = 282209.56 \text{N} \cdot \text{mm}$$

截面右侧的扭矩

$$T = 256210 \text{N} \cdot \text{mm}$$

截面上的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{282209.56}{7273.57} = 38.8\text{MPa}$$

截面上的扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{256210}{14547.14} = 17.61\text{MPa}$$

轴的材料为 45（调质），齿面硬度 197~286HBW。由表查得：

$$\sigma_B = 650\text{MPa}, \sigma_1 = 275\text{MPa}, \tau_1 = 200\text{MPa}。$$

截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数 α_σ 及 α_τ 按附表查取，由于：

$$\frac{r}{d} = 0.0476$$

$$\frac{D}{d} = 1$$

经过插值后可以查得：

$$\alpha_\sigma = 1.53 \quad \alpha_\tau = 1.548$$

查图可得轴的材料的敏性系数为：

$$q_\sigma = 0.79 \quad q_\tau = 0.79$$

故有效应力集中系数为：

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma \alpha_{\sigma 1} = 1 + 0.79 \times (1.53 - 1) = 1.42$$

$$k_\tau = 1 + q_\tau \alpha_{\tau 1} = 1 + 0.79 \times (1.548 - 1) = 1.43$$

查图得尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.84$ ，扭转尺寸系数 $\varepsilon_\tau = 0.78$ 。

轴按磨削加工，得表面质量系数为：

$$\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.94$$

轴未经表面强化处理，即 $\beta_q = 1$ ，得综合系数为：

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_{\sigma 1}} - 1 = \frac{1.42}{0.84} + \frac{1}{0.94} - 1 = 1.75$$

$$K_\tau = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_{\tau 1}} - 1 = \frac{1.43}{0.78} + \frac{1}{0.94} - 1 = 1.9$$

碳钢的特性系数为：

$$\varphi_{\sigma} = 0.1$$

$$\varphi_{\tau} = 0.05$$

于是，计算安全系数 S_{ca} 值，则得：

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_1}{K_{\sigma} \sigma_a + \varphi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{275}{1.75 \times 38.8 + 0} = 4.05$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_1}{K_{\tau} \tau_a + \varphi_{\tau} \tau_m} = \frac{200}{1.9 \times \frac{17.61}{2} + 0.05 \times \frac{17.61}{2}} = 11.65$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 3.28 > S = 1.5$$

故可知其安全。

7.3 输出轴设计计算

1)求输出轴上的功率 P_3 、转速 n_3 和转矩 T_3

$$P_3=3.4\text{kW}; n_3=50.37\text{r/min}; T_3=644.62\text{N}\cdot\text{m}$$

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 240HBW，根据表，取 $A_0=118$ ，得：

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 118 \times \sqrt[3]{\frac{3.4}{50.37}} = 48.05\text{mm}$$

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 5%

$$d_{\min} = (1 + 0.05) \times 48.05 = 50.45\text{mm}$$

故选取： $d_{12}=55\text{mm}$

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 $T_{ca}=K_A \times T_3$ ，查表，考虑轻微冲击，故取 $K_A=1.3$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T = 1.3 \times 644.62 = 838.01\text{N}\cdot\text{m}$$

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 GYH7 型联轴器。半联轴器的孔径为 55mm，故取 $d_{12}=55\text{mm}$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度为

112mm。

3)轴的结构设计图

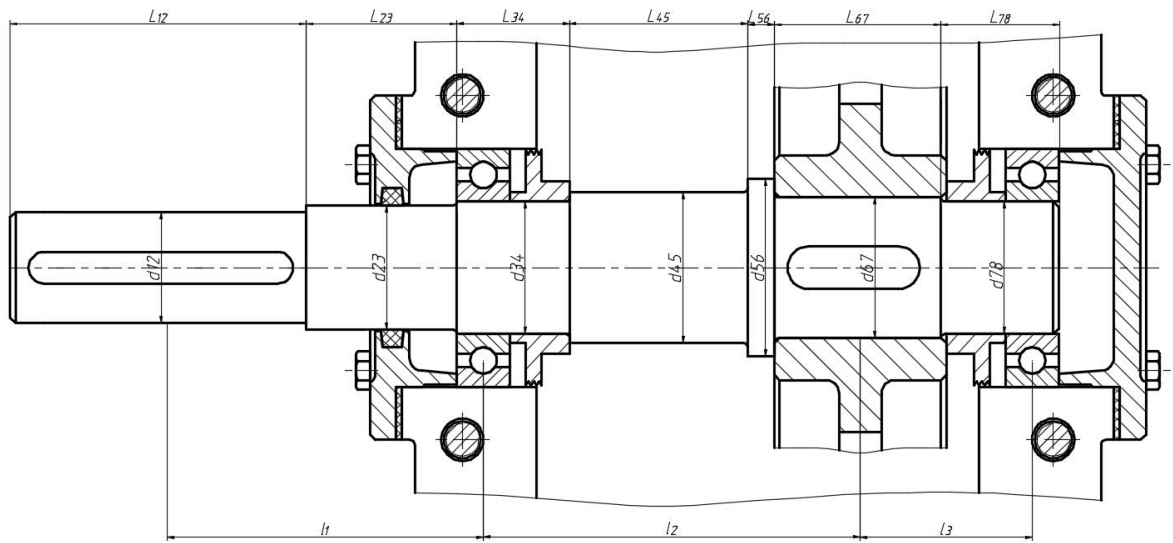


图 7-5 低速轴示意图

①为了满足半联轴器的轴向定位要求，I - II 轴段右端需制出一轴肩，故取 II -III 段的直径 $d_{23}=60\text{mm}$ 。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 I - II 段的长度应比 L 略短一些，现取 $l_{12}=110\text{mm}$ 。

4)初步选择滚动轴承。因轴承受径向力的作用，故选用深沟球 2 系列轴承。参照工作要求并根据 $d_{23}=60\text{mm}$ ，由轴承产品目录中选择深沟球 2 系列轴承 6213，其尺寸为 $d \times D \times B=65 \times 120 \times 23\text{mm}$ ，故 $d_{34}=d_{78}=65\text{mm}$ 。

轴承挡油环定位，由手册上查得 6213 型轴承的定位轴肩高度 $h=4.5\text{mm}$ ，因此，取 $d_{45}=74\text{mm}$

5)取安装齿轮处的轴段的直径 $d_{67}=67\text{mm}$ ；已知低速级大齿轮轮毂的宽度为 $b_4=75\text{mm}$ ，为了使挡油环端面可靠地压紧齿轮，此轴段应略短于轮毂宽度，故取 $l_{67}=73\text{mm}$ 。齿轮的左端采用轴肩定位，由轴径 $d_{45}=74\text{mm}$ ，故取 $h=(2 \sim 3)R=4.5\text{mm}$ ，则轴环处的直径 $d_{56}=83\text{mm}$ ，取 $l_{56}=10\text{mm}$ 。

6)轴承端盖厚度 $e=10$ ，垫片厚度 $\Delta_t=2$ ，根据轴承端盖便于装拆，保证轴承端盖的外端面与联轴器端面有一定距离 $K=20$ ，螺钉 $C_1=22\text{mm}$ ， $C_2=20\text{mm}$ ，箱座壁厚 $\delta=8\text{mm}$ ，考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 Δ ，取 $\Delta=10\text{mm}$ ，则轴承座宽度为

$$L = \delta + C_1 + C_2 + 5 = 8 + 22 + 20 + 5 = 55\text{mm}$$

$$l_{23} = L + \Delta_t + e + K - B - \Delta = 55 + 2 + 10 + 20 - 23 - 10 = 54 \text{ mm}$$

7)取低速级大齿轮距箱体内壁之距离 $\Delta_2=12.5\text{mm}$ ，高速级大齿轮和低速级小齿轮距离 $\Delta_3=15\text{mm}$ 。取挡油环长度 $s_1=22.5\text{mm}$,考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 Δ ，取 $\Delta=10\text{mm}$ ，低速齿轮齿宽差一半为 2.5mm ,则

低速齿轮倒角为 2mm

$$l_{34} = B + s_1 = 23 + 22.5 = 45.5 \text{ mm}$$

$$l_{78} = B + \Delta + \Delta_2 + 2 = 23 + 10 + 12.5 + 2 = 47.5 \text{ mm}$$

$$l_{45} = b_2 + \Delta_3 + \Delta_2 + \Delta + 2.5 - l_{56} - s_1 = 50 + 15 + 12.5 + 10 + 2.5 - 10 - 22.5 = 57.5 \text{ mm}$$

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

8)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,大齿轮与轴的联接选用 A 型键，按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h=20 \times 12\text{mm}$ ，长度 $L=63\text{mm}$ 。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 $b \times h=16 \times 10\text{mm}$ ，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

9)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。

表 7-3 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5	6	7
直径	55	60	65	74	83	67	65
长度	110	54	45.5	57.5	10	73	47.5

已知低速级大齿轮的分度圆直径为： $d_4=260\text{mm}$ ，则：

圆周力

$$F_{t4} = 2 \times \frac{T}{d_4} = 2 \times \frac{644620}{260} = 4958.62\text{N}$$

径向力

$$F_{r4} = F_{t4} \times \tan \alpha = 4958.62 \times \tan 20^\circ = 1804.79\text{N}$$

根据 6213 深沟球 2 系列查手册得压力中心 $a=11.5\text{mm}$

齿轮倒角为 2mm

第一段轴中点到轴承压力中心距离:

$$l_1 = \frac{L_1}{2} + L_2 + a = \frac{110}{2} + 54 + 11.5 = 120.5\text{mm}$$

轴承压力中心到齿轮支点距离:

$$l_2 = \frac{B}{2} + L_5 + L_4 + L_3 - a = \frac{75}{2} + 10 + 57.5 + 45.5 - 11.5 = 139\text{mm}$$

齿轮中点到轴承压力中心距离:

$$l_3 = L_7 - 2 + \frac{B}{2} - a = 47.5 - 2 + \frac{75}{2} - 11.5 = 71.5\text{mm}$$

10) 计算轴的支反力

求水平面的支承反力

$$F_{NH2} = \frac{F_t l_3}{l_2 + l_3} = \frac{4958.62 \times 71.5}{139 + 71.5} = 1684.28\text{N}$$

$$F_{NH1} = \frac{F_t l_2}{l_2 + l_3} = \frac{4958.62 \times 139}{139 + 71.5} = 3274.34\text{N}$$

求垂直面的支承反力

$$F_{NV2} = \frac{F_r l_3}{l_2 + l_3} = \frac{1804.79 \times 71.5}{139 + 71.5} = 613.03\text{N}$$

$$F_{NV1} = F_r - F_{NV2} = 1804.79 - 613.03 = 1191.76\text{N}$$

① 计算水平面的弯矩 (图 b)

截面 C 处的水平弯矩

$$M_{CH1} = F_{NH1} l_3 = 3274.34 \times 71.5 = 234115.31\text{N}\cdot\text{mm}$$

② 计算垂直面的弯矩 (图 c)

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{CV1} = F_{NV1} l_3 = 1191.76 \times 71.5 = 85210.84\text{N}\cdot\text{mm}$$

③ 求合成弯矩图 (图 d)

截面 C 处的合成弯矩

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2} = \sqrt{234115.31^2 + 85210.84^2} = 249140.25\text{N}\cdot\text{mm}$$

④求轴传递的转矩（图 e）

$$T = 644620 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

⑤计算当量弯矩，作当量弯矩图（图 f）。取 $\alpha = 0.6$

$$M_{eC1} = M_{C1} = 249140.25$$

$$M_{eC2} = \sqrt{M_{C2}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{249140.25^2 + (0.6 \times 644620)^2} = 460068.96 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{eB} = \sqrt{M_B^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{0^2 + (0.6 \times 644620)^2} = 386772.00 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{eA} = \sqrt{M_A^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{0^2 + (0.6 \times 644620)^2} = 386772.00 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

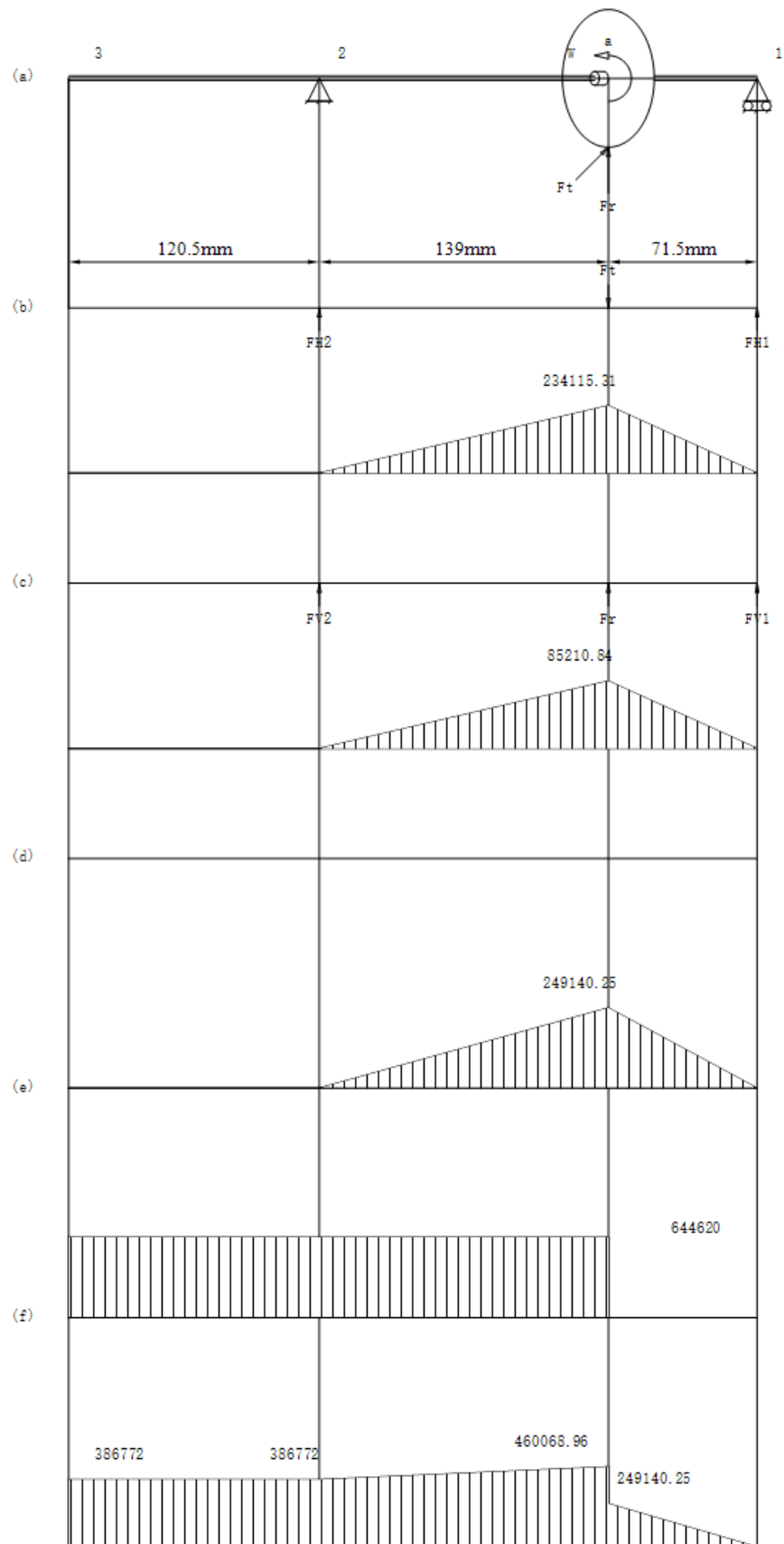


图 7-6 低速轴受力及弯矩图

11)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

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 60^3}{32} = 21205.75 \text{mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \times 60^3}{16} = 42411.5 \text{mm}^3$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{460068.96}{21205.75} = 21.7 \text{MPa}$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{644620}{42411.5} = 15.2 \text{MPa}$$

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

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha \tau)^2} = \sqrt{21.7^2 + 4(0.6 \times 15.2)^2} = 28.35 \text{MPa}$$

查表得 45(调质)处理，抗拉强度极限 $\sigma_B = 650 \text{MPa}$ ，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。

①轴的扭转刚度校核计算

计算轴的扭转角 ϕ

对于一般的传动轴 $[\phi] = 0.5 \sim 1(^{\circ})/\text{m}$

$$\phi_1 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 644620 \times 110}{81000 \pi \times 55^4} = 0.001$$

$$\phi_2 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 644620 \times 54}{81000 \pi \times 60^4} = 0.0003$$

$$\phi_3 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 644620 \times 45.5}{81000 \pi \times 65^4} = 0.0002$$

$$\varphi_4 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 644620 \times 57.5}{81000 \pi \times 74^4} = 0.0002$$

$$\varphi_5 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 644620 \times 10}{81000 \pi \times 83^4} = 0$$

$$\varphi_6 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 644620 \times 73}{81000 \pi \times 67^4} = 0.0003$$

$$\varphi_7 = \frac{32 T l}{G \pi d^4} = \frac{32 \times 644620 \times 47.5}{81000 \pi \times 65^4} = 0.0002$$

$\phi = 0.002 \leq [\phi]$ ，所以轴的扭转刚度足够。

12) 精确校核轴的疲劳强度

① 判断危险截面

截面 C 承受弯矩最大，故需要对该截面进行精确校核。

② 截面右侧

抗弯截面系数为

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 67^3}{32} = 29527.34 \text{mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \times 67^3}{16} = 59054.68 \text{mm}^3$$

截面右侧的弯矩

$$M_{ec2} = \sqrt{M_{C2}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{249140.25^2 + (0.6 \times 644620)^2} = 460068.96 \text{N}\cdot\text{mm}$$

截面右侧的扭矩

$$T = 644620 \text{N}\cdot\text{mm}$$

截面上的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{460068.96}{29527.34} = 15.58 \text{MPa}$$

截面上的扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{644620}{59054.68} = 10.92 \text{MPa}$$

轴的材料为 45（调质），齿面硬度 197~286HBW。由表查得：

$$\sigma_B = 650\text{MPa}, \sigma_1 = 275\text{MPa}, \tau_1 = 200\text{MPa}。$$

过盈配合处的, $k_\sigma/(\varepsilon_\sigma)$, 由附表用插值法求出, 并取, $k_\tau/\varepsilon_\tau=0.8 \times k_\sigma/\varepsilon_\sigma$, 于是得

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2.705$$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0.8 \times 2.705 = 2.16$$

轴按磨削加工, 得表面质量系数为:

$$\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.94$$

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_{\sigma 1}} - 1 = \frac{2.1099}{0.78} + \frac{1}{0.94} - 1 = 2.77$$

$$K_\tau = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_{\tau 1}} - 1 = \frac{0.8 \times 2.1099}{0.78} + \frac{1}{0.94} - 1 = 2.23$$

所以轴在截面右侧的安全系数为:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_1}{K_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} = \frac{275}{2.77 \times 15.58 + 0.1 \times 0} = 6.37$$

$$S_\tau = \frac{\tau_1}{K_\tau \tau_a + \varphi_\tau \tau_m} = \frac{200}{2.23 \times \frac{10.92}{2} + 0.05 \times \frac{10.92}{2}} = 16.07$$

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 5.92 > S = 1.5$$

故该轴在截面右侧的强度也是足够的。

③截面左侧

抗弯截面系数为

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \times 60^3}{32} = 21205.75\text{mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \times 60^3}{16} = 42411.5\text{mm}^3$$

截面左侧的弯矩

$$M_{eA} = \sqrt{M_A^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{0^2 + (0.6 \times 644620)^2} = 386772.00 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

截面左侧的扭矩

$$T = 644620 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

截面上的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{386772}{21205.75} = 18.24 \text{ MPa}$$

截面上的扭转切应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{644620}{42411.5} = 15.2 \text{ MPa}$$

轴的材料为 45（调质），齿面硬度 197~286HBW。由表查得：

$$\sigma_B = 650 \text{ MPa}, \sigma_1 = 275 \text{ MPa}, \tau_1 = 200 \text{ MPa}。$$

截面上由于轴肩而形成的理论应力集中系数 α_σ 及 α_τ 按附表查取，由于：

$$\frac{r}{d} = 0.0333$$

$$\frac{D}{d} = 1.1167$$

经过插值后可以查得：

$$\alpha_\sigma = 2.04 \quad \alpha_\tau = 1.37$$

查图可得轴的材料的敏性系数为：

$$q_\sigma = 0.79 \quad q_\tau = 0.79$$

故有效应力集中系数为：

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma \alpha_{\sigma 1} = 1 + 0.79 \times (2.04 - 1) = 1.82$$

$$k_\tau = 1 + q_\tau \alpha_{\tau 1} = 1 + 0.79 \times (1.37 - 1) = 1.29$$

查图得尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.81$ ，扭转尺寸系数 $\varepsilon_\tau = 0.76$ 。

轴按磨削加工，得表面质量系数为：

$$\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.94$$

轴未经表面强化处理，即 $\beta_q = 1$ ，得综合系数为：

$$K_\sigma = \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_{\sigma 1}} - 1 = \frac{1.82}{0.81} + \frac{1}{0.94} - 1 = 2.31$$

$$K_{\tau} = \frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau 1}} - 1 = \frac{1.29}{0.76} + \frac{1}{0.94} - 1 = 1.76$$

碳钢的特性系数为：

$$\varphi_{\sigma} = 0.1$$

$$\varphi_{\tau} = 0.05$$

于是，计算安全系数 S_{ca} 值，则得：

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_1}{K_{\sigma} \sigma_a + \varphi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{275}{2.31 \times 18.24 + 0} = 6.53$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_1}{K_{\tau} \tau_a + \varphi_{\tau} \tau_m} = \frac{200}{1.76 \times \frac{15.2}{2} + 0.05 \times \frac{15.2}{2}} = 14.54$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 5.39 > S = 1.5$$

故可知其安全。

第八节 滚动轴承计算与校核

8.1 输入轴上的轴承计算与校核

表 8-1 轴承参数表

型号	内径 d(mm)	外径 D(mm)	宽度 B(mm)	基本额定动载荷 Cr(kN)	基本额定静载荷 C0r(kN)
6207	35	72	17	25.5	15.2

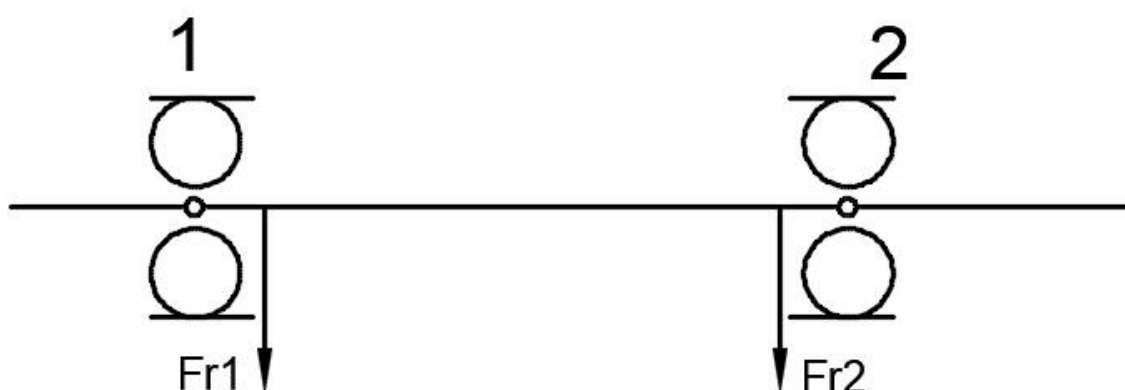


图 8-1 高速轴轴承示意图

根据条件，轴承预计寿命： $L_h=43800h$ 。

选用 6207 深沟球轴承，内径 $d=35mm$ ，外径 $D=72mm$ ，宽度 $B=17mm$

因为不存在轴向载荷

轴承基本额定动载荷 $C_r=25.5kN$ ，额定静载荷 $C_{0r}=15.2kN$ ，轴承采用正装。

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：

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} = \sqrt{1515.06^2 + 551.44^2} = 1612.29N$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} = \sqrt{571.34^2 + 207.95^2} = 608.01N$$

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

查表可知 $f_t=1$ ， $f_p=1.2$

因为不受轴向力，所以 $F_{a1}=F_{a2}=0$

$$P_{r1} = X_1 F_{N1} + Y_1 F_{a1} = 1 \times 1612.29 + 0 \times 0 = 1612.29N$$

$$P_{r2} = X_2 F_{N2} + Y_2 F_{a2} = 1 \times 608.01 + 0 \times 0 = 608.01\text{N}$$

取较大值代入计算

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_r} \right)^3 = 84798h > 43800h$$

由机械设计手册查得轴承基本额定动载荷 $C_r=25.5\text{KN}$, 因为 $C_{r1} < C_r$, 故所选 6207 深沟球轴承合适。

8.2 中间轴上的轴承计算与校核

表 8-2 轴承参数表

型号	内径 d(mm)	外径 D(mm)	宽度 B(mm)	基本额定动载荷 $C_r(\text{kN})$	基本额定静载荷 $C_{0r}(\text{kN})$
6208	40	80	18	29.5	18

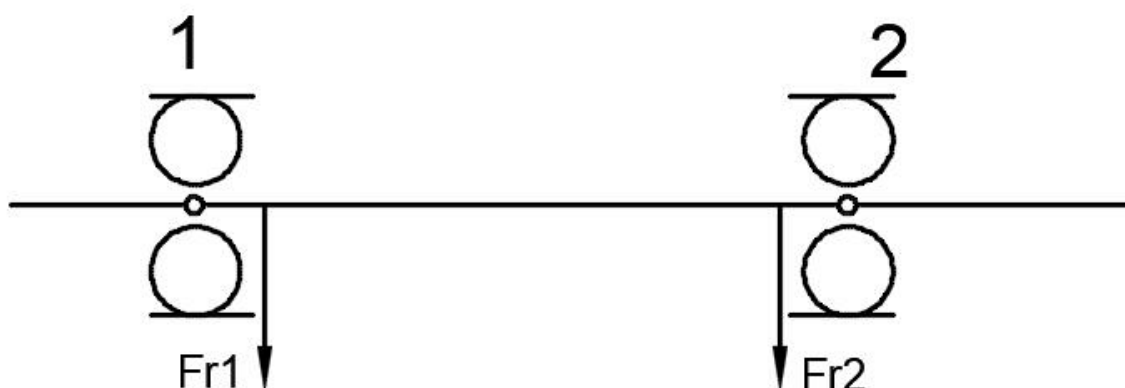


图 8-2 中间轴轴承示意图

根据条件，轴承预计寿命： $L_h=43800h$ 。

选用 6208 深沟球轴承，内径 $d=40\text{mm}$ ，外径 $D=80\text{mm}$ ，宽度 $B=18\text{mm}$

因为不存在轴向载荷

轴承基本额定动载荷 $C_r=29.5\text{kN}$ ，额定静载荷 $C_{0r}=18\text{kN}$ ，轴承采用正装。

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：

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} = \sqrt{3956.15^2 + 1037.75^2} = 4089.99\text{N}$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} = \sqrt{3177.54^2 + 95.92^2} = 3178.99\text{N}$$

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

查表可知 $f_t=1$, $f_p=1.2$

因为不受轴向力, 所以 $F_{a1}=F_{a2}=0$

$$P_{r1} = X_1 F_{N1} + Y_1 F_{a1} = 1 \times 4089.99 + 0 \times 0 = 4089.99\text{N}$$

$$P_{r2} = X_2 F_{N2} + Y_2 F_{a2} = 1 \times 3178.99 + 0 \times 0 = 3178.99\text{N}$$

取较大值代入计算

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_r} \right)^3 = 43827.43\text{h} > 43800\text{h}$$

由机械设计手册查得轴承基本额定动载荷 $C_r=29.5\text{KN}$, 因为 $C_{r1} < C_r$, 故所选 6208 深沟球轴承合适。

8.3 输出轴上的轴承计算与校核

表 8-3 轴承参数表

型号	内径 d(mm)	外径 D(mm)	宽度 B(mm)	基本额定动载荷 $C_r(\text{kN})$	基本额定静载荷 $C_{0r}(\text{kN})$
6213	65	120	23	57.2	40

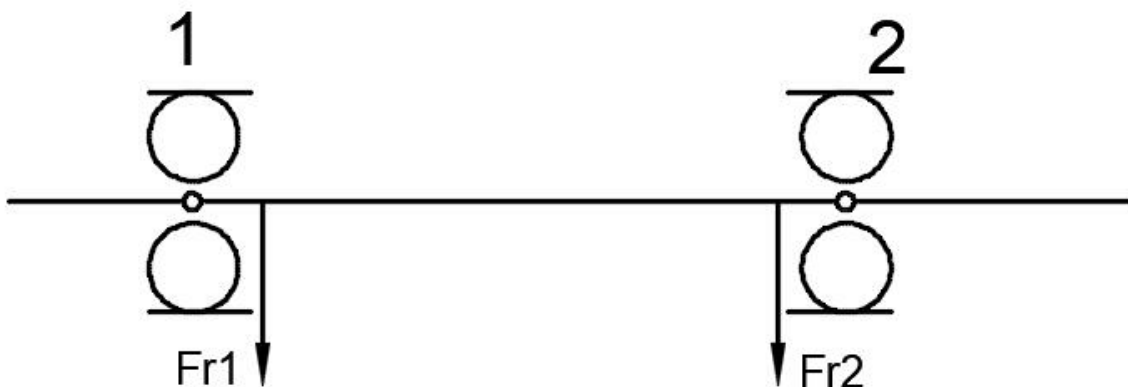


图 8-3 低速轴轴承示意图

根据条件, 轴承预计寿命: $L_h=43800\text{h}$ 。

选用 6213 深沟球轴承，内径 $d=65\text{mm}$ ，外径 $D=120\text{mm}$ ，宽度 $B=23\text{mm}$

因为不存在轴向载荷

轴承基本额定动载荷 $C_r=57.2\text{kN}$ ，额定静载荷 $C_{0r}=40\text{kN}$ ，轴承采用正装。

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：

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} = \sqrt{3274.34^2 + 1191.76^2} = 3484.48\text{N}$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} = \sqrt{1684.28^2 + 613.03^2} = 1792.37\text{N}$$

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

查表可知 $f_t=1$ ， $f_p=1.2$

因为不受轴向力，所以 $F_{a1}=F_{a2}=0$

$$P_{r1} = X_1 F_{N1} + Y_1 F_{a1} = 1 \times 3484.48 + 0 \times 0 = 3484.48\text{N}$$

$$P_{r2} = X_2 F_{N2} + Y_2 F_{a2} = 1 \times 1792.37 + 0 \times 0 = 1792.37\text{N}$$

取较大值代入计算

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_r} \right)^3 = 847046\text{h} > 43800\text{h}$$

由机械设计手册查得轴承基本额定动载荷 $C_r=57.2\text{kN}$ ，因为 $C_{r1} < C_r$ ，故所选 6213 深沟球轴承合适。

第九节 键联接设计与校核

9.1 输入轴与大带轮键选择与校核

该处选用普通平键尺寸为 $b \times h \times L = 8 \times 7 \times 36$ ，型号为 A 型键（GB/T1096-2003）

接触长度为 $l = L - b = 28\text{mm}$

大带轮材料为铸铁，查表得其许用挤压应力 $[\sigma]_p = 60\text{MPa}$ 。故挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{hld} = 44\text{MPa} < [\sigma]_p = 60\text{MPa}$$

故键满足强度要求。

9.2 中间轴与低速级小齿轮键选择与校核

该处选用普通平键尺寸为 $b \times h \times L = 12 \times 8 \times 70$ ，型号为 A 型键（GB/T1096-2003）

接触长度为 $l = L - b = 58\text{mm}$

低速级小齿轮材料为 45，查表得其许用挤压应力 $[\sigma]_p = 120\text{MPa}$ 。故挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{hld} = 53\text{MPa} < [\sigma]_p = 120\text{MPa}$$

故键满足强度要求。

9.3 中间轴与高速级大齿轮键选择与校核

该处选用普通平键尺寸为 $b \times h \times L = 12 \times 8 \times 40$ ，型号为 A 型键（GB/T1096-2003）

接触长度为 $l = L - b = 28\text{mm}$

高速级大齿轮材料为 45，查表得其许用挤压应力 $[\sigma]_p = 120\text{MPa}$ 。故挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{hld} = 109\text{MPa} < [\sigma]_p = 120\text{MPa}$$

故键满足强度要求。

9.4 输出轴与低速级大齿轮键选择与校核

该处选用普通平键尺寸为 $b \times h \times L = 20 \times 12 \times 63$ ，型号为 A 型键（GB/T1096-2003）

接触长度为 $l = L - b = 43\text{mm}$

低速级大齿轮材料为 45，查表得其许用挤压应力 $[\sigma]_p = 120\text{MPa}$ 。故挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{hld} = 75\text{MPa} < [\sigma]_p = 120\text{MPa}$$

故键满足强度要求。

9.5 输出轴与联轴器键选择与校核

该处选用普通平键尺寸为 $b \times h \times L = 16 \times 10 \times 100$ ，型号为 A 型键（GB/T1096-2003）

接触长度为 $l = L - b = 84\text{mm}$

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

$$\sigma_p = \frac{4T}{hld} = 56\text{MPa} < [\sigma]_p = 120\text{MPa}$$

故键满足强度要求。

第十节 联轴器的选型

10.1 输出轴上联轴器

轴的伸出端直径 $D=55\text{mm}$ ，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 $d=55$ 、长度 $L=112$

从动端轴孔：直径 $d=55$ 、长度 $L=112$

选取的联轴器型号为 GYH7 有对中环凸缘联轴器（GB/T5843-2003）

联轴器所传递的转矩 $T=644.62\text{N}\cdot\text{m}$ ，查得工况系数 $K_A=1.3$ ，故联轴器所承受的转矩为

$$T_c = K_A T = 1.3 \times 644.62 = 838.01\text{N}\cdot\text{m}$$

查表得该联轴器的公称转矩为 $1600\text{N}\cdot\text{m} > 838.01\text{N}\cdot\text{m}$ ，许用转速为

$6000\text{r/min} > 50.37\text{r/min}$

因此该联轴器符合要求。

第十一节 减速器的密封与润滑

11.1 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。

11.2 齿轮的润滑

齿轮圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 131.96}{60 \times 1000} = 0.691\text{m/s}$$

通用的闭式齿轮传动，其润滑方法根据齿轮的圆周速度大小而定。由于大齿轮的圆周速度 $v \leq 12\text{m/s}$ ，将大齿轮的轮齿浸入油池中进行浸油润滑。这样，齿轮在传动时，就把润滑油带到啮合的齿面上，同时也将油甩到箱壁上，借以散热。

齿轮浸入油中的深度通常宜超过一个齿高，但一般亦不应小于 10mm。为了避免齿轮转动时将沉积在油池底部的污物搅起，造成齿面磨损，现取大齿轮齿顶距油池底面距离为 49mm，由于大齿轮全齿高 $h = 9\text{mm} < 10\text{mm}$ ，取浸油深度为 10mm，则油的深度 H 为

$$H = 49 + 10 = 59\text{mm}$$

根据齿轮圆周速度查表选用工业闭式齿轮油（GB5903-2011），牌号为 L-CKC320 润滑油，黏度推荐值为 288~352cSt

11.3 轴承的润滑

滚动轴承的润滑剂可以是脂润滑、润滑油或固体润滑剂。选择何种润滑方式可以根据齿轮圆周速度判断。由于 $V_{\text{齿}} \leq 2\text{m/s}$ ，所以均选择脂润滑。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。

第十二节 减速器附件

12.1 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。

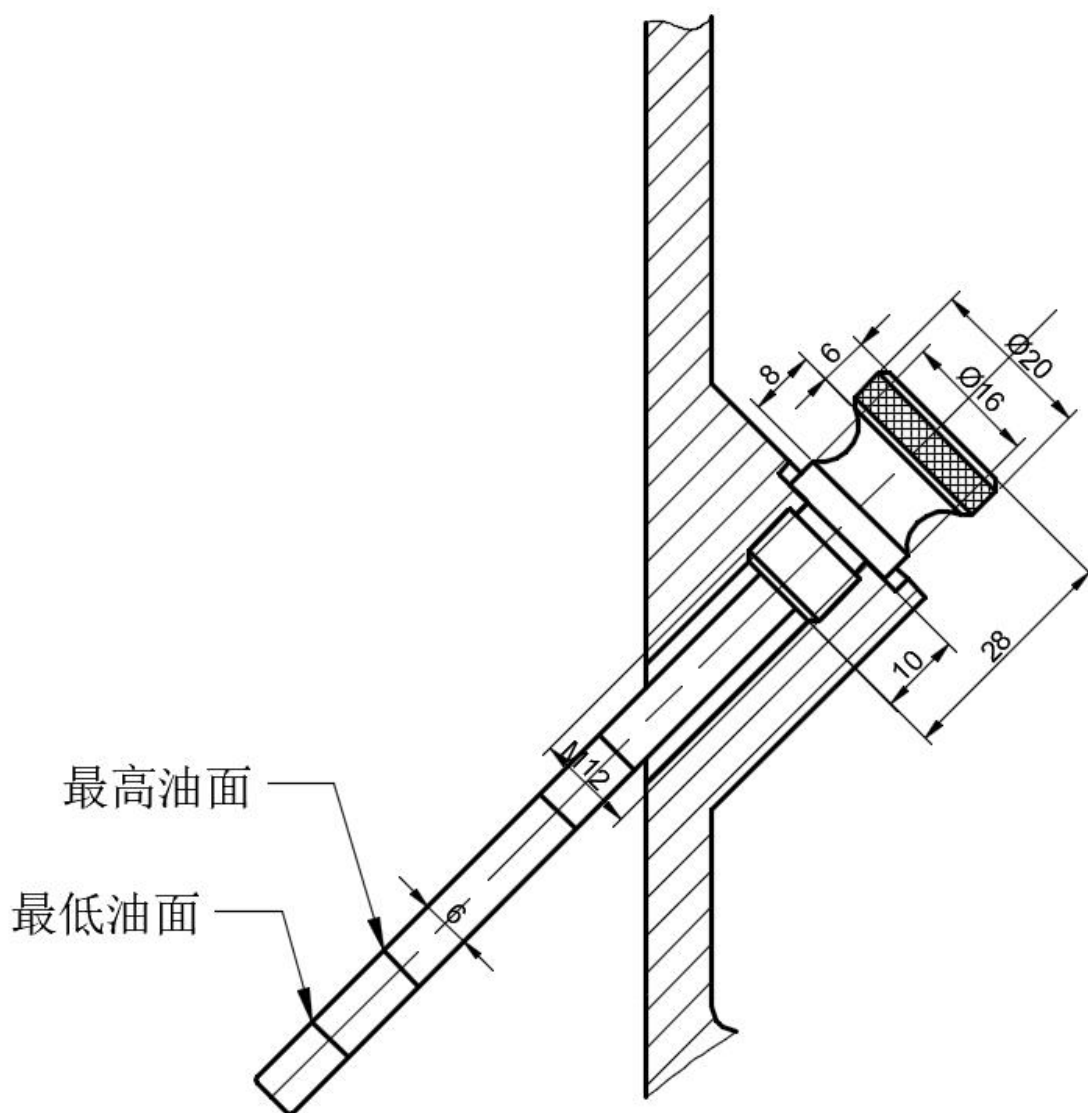


图 12-1 杆式油标

12.2 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。

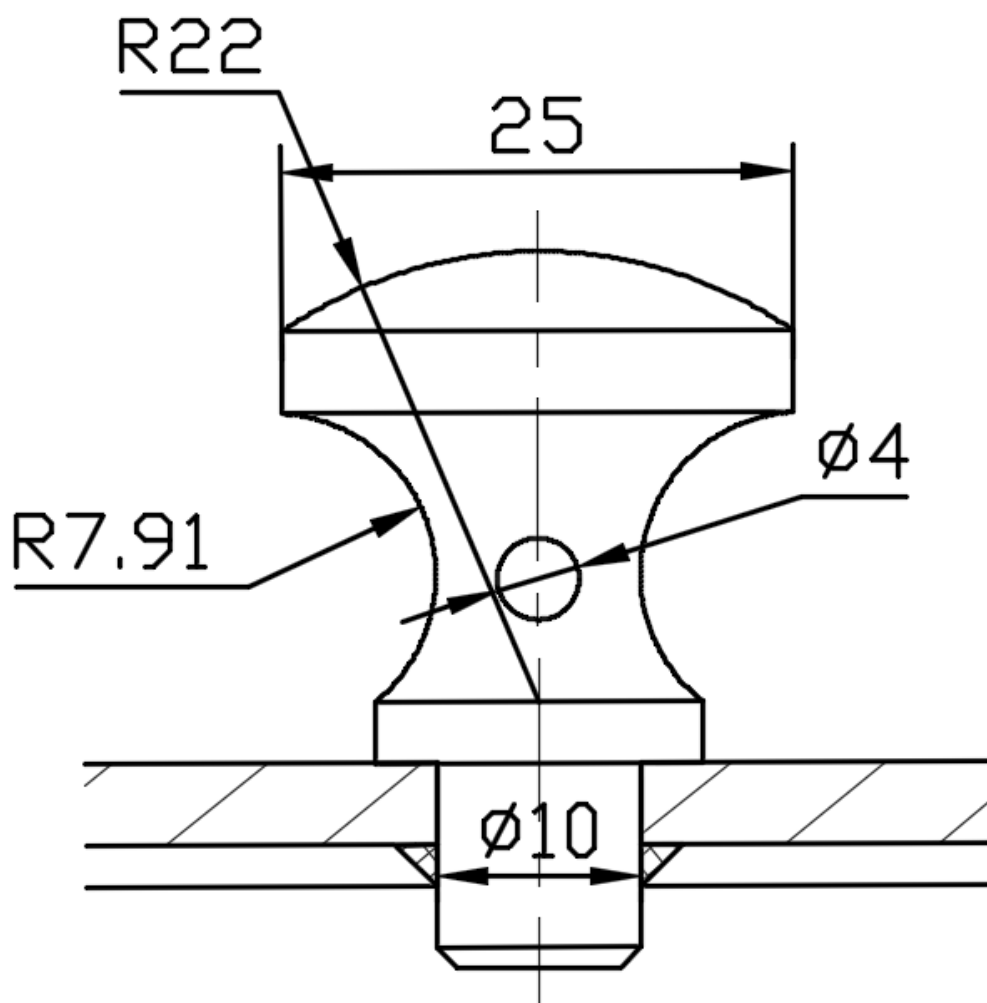


图 12-2 通气器

12.3 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。

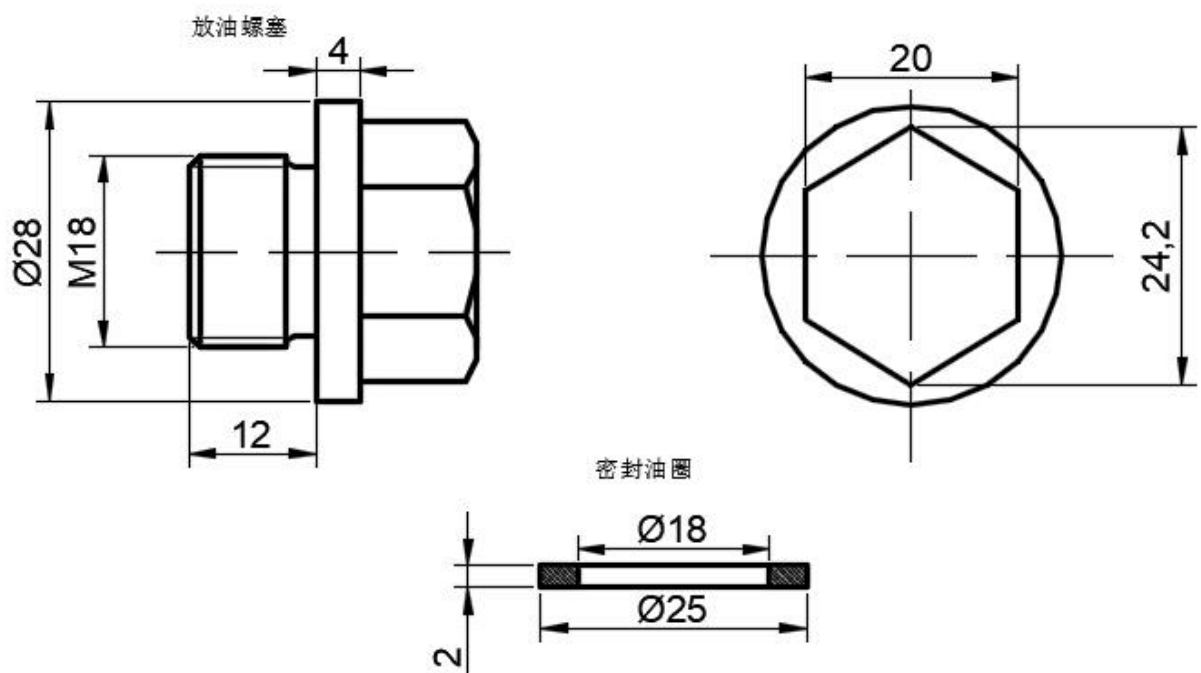


图 12-3 放油塞

12.4 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。

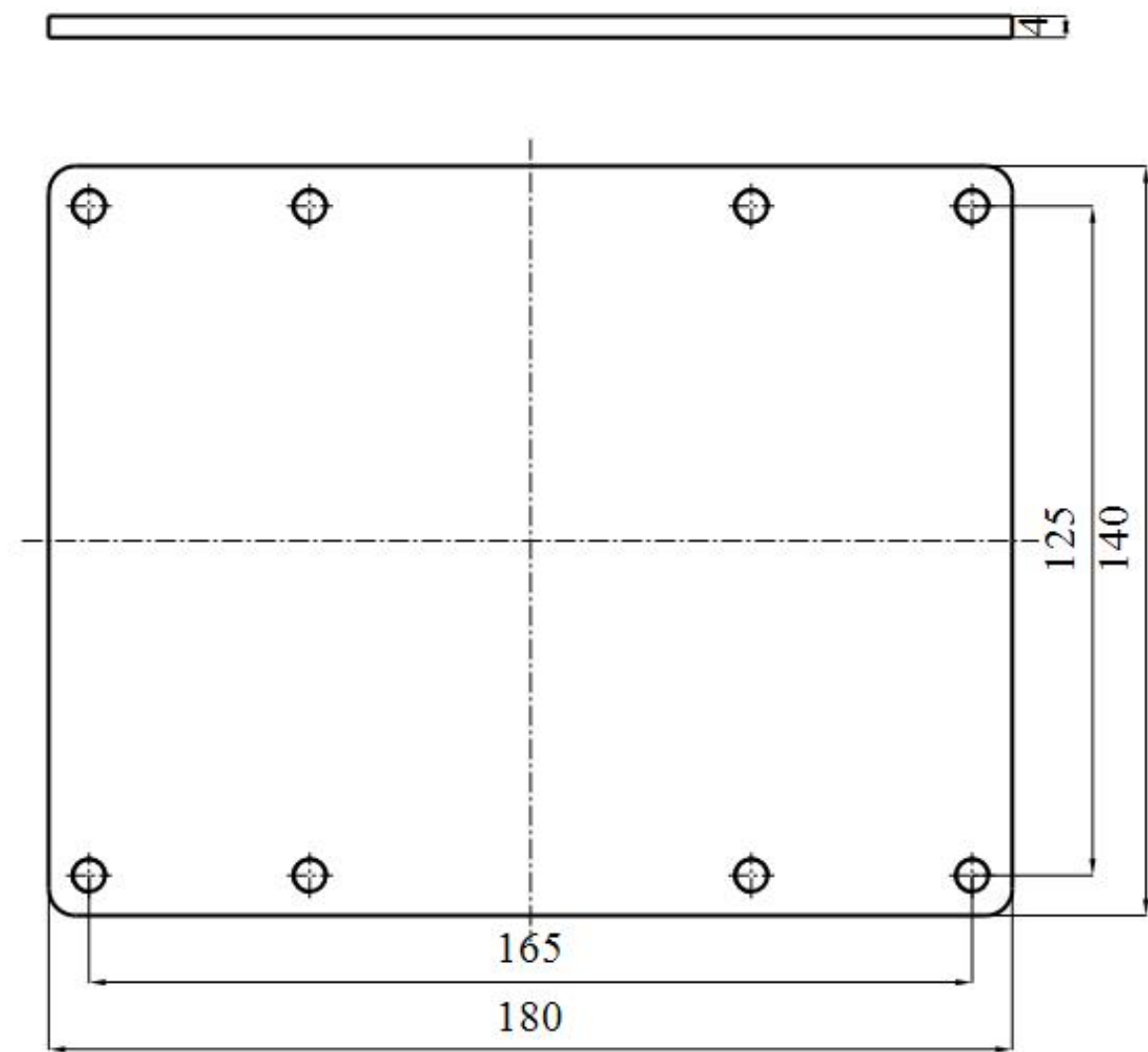


图 12-4 窥视孔盖示意图

$L1=180$, $L2=165$, $b1=140$, $b2=125$

$\delta = 4\text{mm}$

$d4=7\text{mm}$

$R=5\text{mm}$

12.5 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。

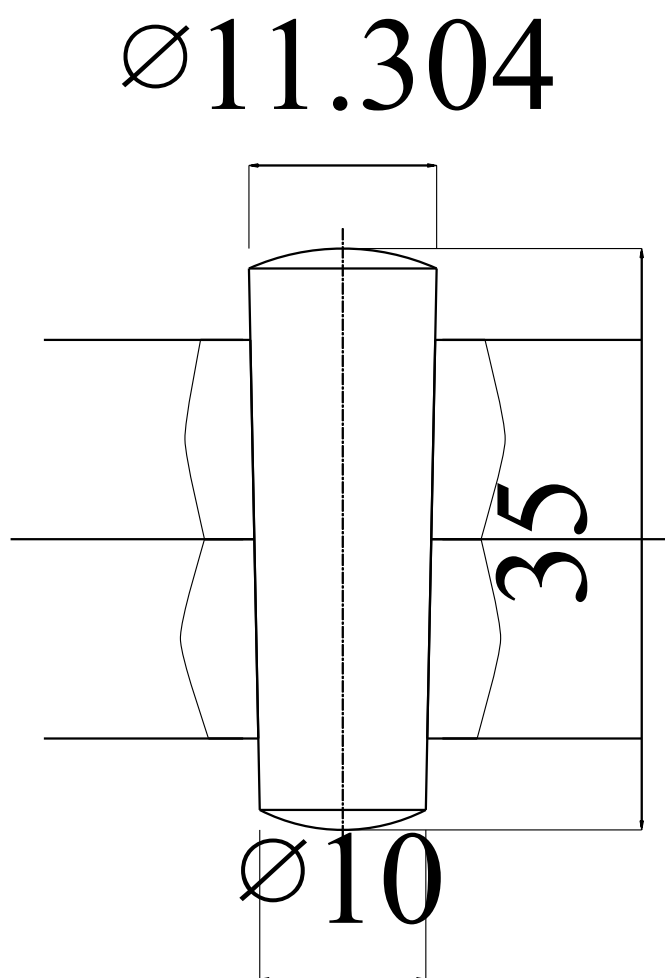


图 12-5 圆锥销示意图

12.6 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。

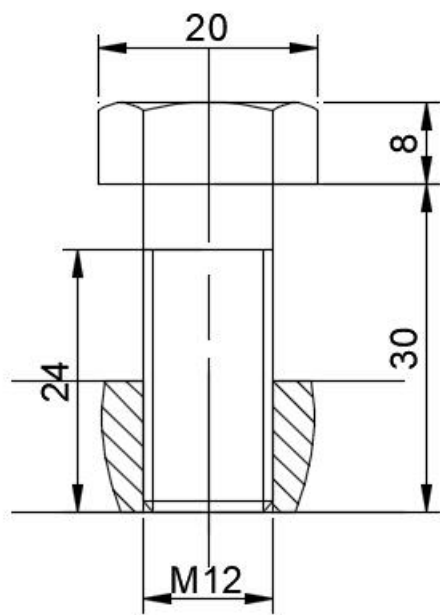


图 12-6 起盖螺钉

12.7 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：

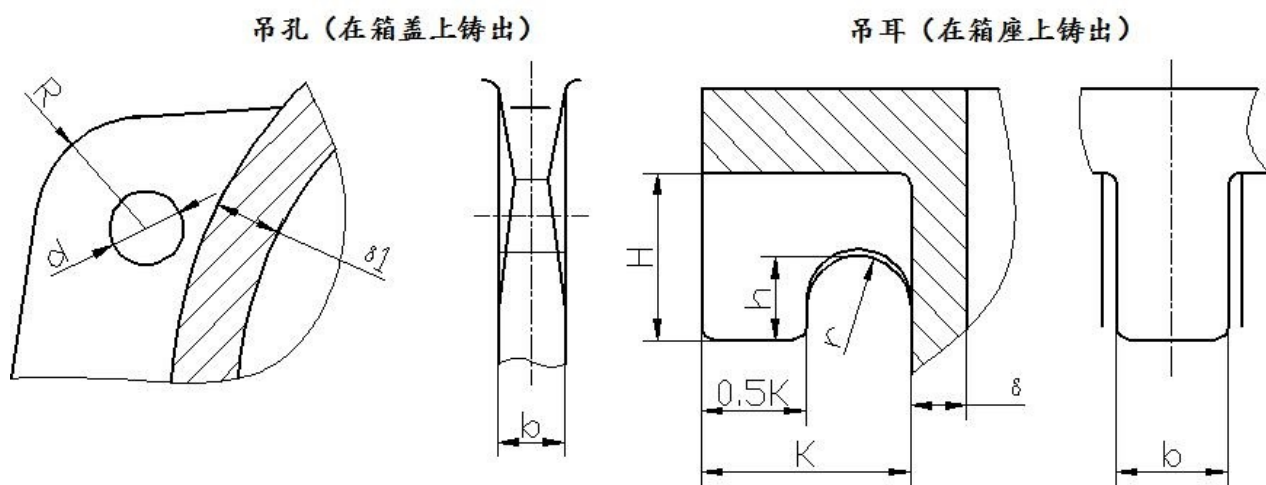


图 12-7 吊耳

吊孔尺寸计算：

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

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

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

$$K = C_1 + C_2 = 18 + 16 = 34\text{mm}$$

$$H = 0.8 K = 0.8 \times 34 = 27\text{mm}$$

$$h = 0.5 H = 0.5 \times 27 = 13.5\text{mm}$$

$$r = 0.25 K = 0.25 \times 34 = 8.5\text{mm}$$

12.7.1 轴承端盖的选用

输入轴上的轴承为 6207 型深沟球 2 系列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。

中间轴上的轴承为 6208 型深沟球 2 系列采用凸缘式轴承端盖，两端都为闷盖。轴承外径 $D=80$ ，螺钉直径为 8mm，螺钉数目 4 颗。

输出轴上的轴承为 6213 型深沟球 2 系列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 $D=120$ ，螺钉直径为 8mm，螺钉数目 6 颗。

12.7.2 轴承端盖的结构计算

表 12-1 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 12-2 中间轴承端盖轴承端盖

参数	计算	取值
螺钉孔径 d_0	$d_3 + 1 = 8 + 1 = 9\text{mm}$	9mm
D_0	$D + 2.5 \times d_3 = 80 + 2.5 \times 8 = 100\text{mm}$	100mm
D_2	$D_0 + 2.5 \times d_3 = 100 + 2.5 \times 8 = 120\text{mm}$	120mm
e	$1.2 \times d_3 = 1.2 \times 8 = 9.6\text{mm}$	10mm
D_4	$D - (12 \sim 16) = 80 - (12 \sim 16) = 80 - 12 = 68\text{mm}$	68mm
D_5	$D_0 - 3 \times d_3 = 100 - 3 \times 8 = 76\text{mm}$	76mm
D_6	$D - (2 \sim 4) = 80 - (2 \sim 4) = 80 - 3 = 77\text{mm}$	77mm
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 12-3 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	$D + 2.5 \times d_3 = 120 + 2.5 \times 8 = 140\text{mm}$	140mm
D_2	$D_0 + 2.5 \times d_3 = 140 + 2.5 \times 8 = 160\text{mm}$	160mm
e	$1.2 \times d_3 = 1.2 \times 8 = 9.6\text{mm}$	10mm
D_4	$D - (12 \sim 16) = 120 - (12 \sim 16) = 120 - 12 = 108\text{mm}$	108mm
D_5	$D_0 - 3 \times d_3 = 140 - 3 \times 8 = 116\text{mm}$	116mm
D_6	$D - (2 \sim 4) = 120 - (2 \sim 4) = 120 - 3 = 117\text{mm}$	117mm
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

第十三节 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 13-1 箱体主要结构尺寸

箱座壁厚	δ	$0.025a+3=0.025 \times 180+3 \geq 8$	8mm
箱盖壁厚	δ_1	$0.02a+3=0.02 \times 180+3 \geq 8$	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	d_f	$0.036a+12=0.036 \times 180+12$	M20
地脚螺栓的数目	n		4
轴承旁连接螺栓直径	d_1	$0.75d_f$	M16
盖与座连接螺栓直径	d_2	$(0.5 \sim 0.6)d_f$	M12
轴承端盖螺钉直径	d_3	$(0.4 \sim 0.5)d_f$	M8
视孔盖螺钉直径	d_4	$(0.3 \sim 0.4)d_f$	M6
定位销直径	d	$(0.7 \sim 0.8)d_2$	10mm
d_f 、 d_1 、 d_2 至外箱壁距离	C1	查表	26mm、 22mm、 18mm
d_f 、 d_1 、 d_2 至凸缘边缘距离	C2	查表	24mm、 20mm、 16mm
轴承旁凸台半径	R1	C2	20mm
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	47mm
外箱壁至轴承座端面距离	l_1	$C1+C2+(5 \sim 10)$	47mm
大齿轮顶圆与内箱壁距离	Δ_1	$>1.2 \delta$	12mm
齿轮端面与内箱壁距离	Δ_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
中间轴承端盖外径	D2	$D+(5 \sim 5.5)d_3$ ；D--轴承外径	120mm

低速轴承端盖外径	D3	$D+(5\sim 5.5)d_3$; D--轴承外径	160mm
----------	----	------------------------------	-------

第十四节 设计小结

在这次课程设计中，我感触最深的当属查阅了各种设计书和指导书，有时为了选择一个合适的轴承，需要查阅大量的资料，从材料到加工工艺，需要考虑许多因素。为了让自己的设计更加完善，更加符合工程标准，一次次翻阅机械设计书是十分必要的，同时也是必不可少的。设计每种零件都要先从标准件考虑，然后向标准件靠拢，所设计的每个尺寸都要进行仔细而严谨的考虑，凭空猜想只能是浪费时间。

参考文献

- [1] 杨可桢.机械设计基础第七版.高等教育出版社
- [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
