

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 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 带传动设计.....	8
4.1 确定计算功率 P_{ca}	8
4.2 选择 V 带的带型.....	8
4.3 确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 v	8
4.4 确定 V 带的中心距 a 和基准长 L_d 度.....	8
4.5 验算小带轮的包角 α	9
4.6 计算带的根数 z	9
4.7 计算单根 V 带的初拉力 F_0	9
4.8 计算压轴力 F_p	10
第五节 减速器高速级齿轮传动设计计算.....	13
5.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数.....	13
5.2 按齿面接触疲劳强度设计.....	13
5.3 确定传动尺寸.....	17
5.4 校核齿根弯曲疲劳强度.....	17
5.5 计算齿轮传动其它几何尺寸.....	19
第六节 减速器低速级齿轮传动设计计算.....	21
6.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数.....	21
6.2 按齿面接触疲劳强度设计.....	21
6.3 确定传动尺寸.....	25
6.4 校核齿根弯曲疲劳强度.....	25

6.5 计算齿轮传动其它几何尺寸	27
第七节 轴的设计与校核	29
7.1 高速轴设计计算	29
7.2 中间轴设计计算	35
7.3 低速轴设计计算	41
第八节 滚动轴承计算与校核	47
8.1 高速轴上的轴承计算与校核	47
8.2 中间轴上的轴承计算与校核	48
8.3 低速轴上的轴承计算与校核	49
第九节 键联接设计与校核	51
9.1 高速轴与大带轮键连接校核	51
9.2 中间轴与一级大齿轮键连接校核	51
9.3 输出轴与二级大齿轮键连接校核	51
9.4 输出轴与联轴器键连接校核	52
第十节 联轴器的选型	53
10.1 低速轴上联轴器	53
第十一节 减速器的密封与润滑	54
11.1 减速器的密封	54
11.2 齿轮的润滑	54
11.3 轴承的润滑	54
第十二节 减速器附件	56
12.1 油面指示器	56
12.2 通气器	56
12.3 放油孔及放油螺塞	57
12.4 窥视孔和视孔盖	58
12.5 定位销	59
12.6 起盖螺钉	60
12.7 起吊装置	61
第十三节 减速器箱体主要结构尺寸	63
第十四节 设计小结	64
参考文献	64

第一节 设计任务书

1.1 设计题目

展开式二级圆柱减速器，拉力 $F=8000\text{N}$ ，速度 $v=0.8\text{m/s}$ ，直径 $D=300\text{mm}$ ，每天工作小时数：16 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。

1.2 设计步骤

- 1.传动装置总体设计方案
- 2.电动机的选择
- 3.确定传动装置的总传动比和分配传动比
- 4.计算传动装置的运动和动力参数
- 5.普通 V 带设计计算
- 6.减速器内部传动设计计算
- 7.传动轴的设计
- 8.滚动轴承校核
- 9.键联接设计
- 10.联轴器设计
- 11.润滑密封设计
- 12.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。

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： $\eta_2=0.99$

圆柱齿轮的效率： $\eta_3=0.97$

V 带的效率： $\eta_w=0.95$

工作机的效率： $\eta_v=0.96$

$$\eta_a = \eta_1 \eta_2^h \eta_3^2 \eta_v \eta_w$$

$$\eta_a = 0.99 \times 0.99^4 \times 0.97^2 \times 0.96 \times 0.95 = 0.816$$

3.3 选择电动机容量

工作机所需功率为

$$P_w = \frac{F V}{1000}$$

$$P_w = \frac{8000 \times 0.8}{1000} = 6.4 \text{kw}$$

电动机所需额定功率

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a}$$

$$P_d = \frac{6.4}{0.816} = 7.84 \text{ kw}$$

工作机轴转速：

$$n_w = \frac{60 \times 1000 V}{\pi D}$$

$$n_w = \frac{60 \times 1000 \times 0.8}{\pi \times 300} = 50.93 \text{ r/min}$$

查表课程设计手册，使用推荐的传动比范围，V带传动比范围为：1~7，齿轮传动比范围为：1~8，所以合理的总传动比范围为：1~448。可选择的电动机转速范围为 $n_d = i_a \times n_w = (1 \sim 448) \times 50.93 = 51 \sim 22816 \text{ r/min}$ 。进行综合考虑价格、重量、传动比等因素，选定电机型号为：Y160M-4 的三相异步电动机，额定功率 $P_m = 11\text{kW}$ ，满载转速为 $n_m = 1460\text{r/min}$ 。

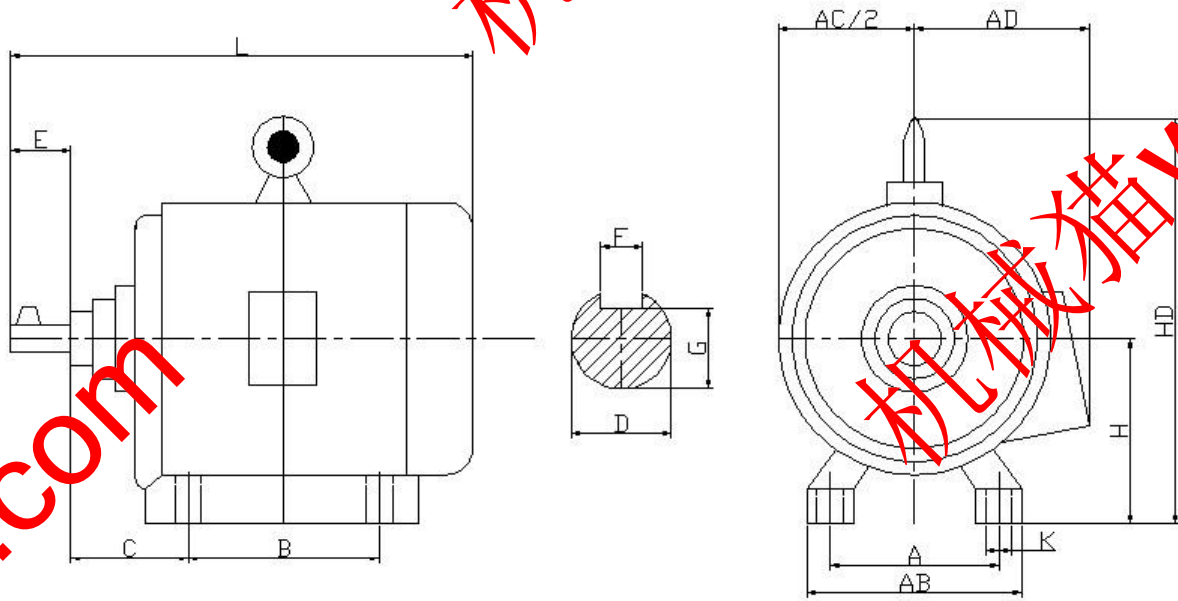


图 3-1 电机尺寸

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：

$$i_a = \frac{n_m}{n_w}$$

$$i_a = \frac{1460}{50.93} = 28.67$$

(2) 分配传动装置传动比

取普通 V 带的传动比： $i_v = 3$ ，

$$i_1 = \sqrt{(1.3 \sim 1.4) i_a / i_v}$$

取 $i_1 = 3.59$

计算二级传动比

$$i_2 = \frac{i_a}{i_{v1}}$$
$$i_2 = \frac{28.67}{3 \times 3.59} = 2.66$$

3.5 动力学参数计算

3.5.1 电机轴的参数

$$P=7.84\text{KW}$$

$$n_m=1460\text{r/min}$$

$$T_d = 9550 \times \frac{P}{n_m}$$

$$T_d = 9550 \times \frac{7.84}{1460} = 51.28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.5.2 高速轴的参数

$$P_1 = P \times \eta_w$$

$$P_1 = 7.84 \times 0.95 = 7.45 \text{ KW}$$

$$n_1 = \frac{n_m}{i_v}$$

$$n_1 = \frac{1460}{3} = 486.67\text{r/min}$$

$$T_1 = 9550 \times \frac{P_1}{n_1}$$

$$T_1 = 9550 \times \frac{7.45}{486.67} = 146.19 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.5.3 中间轴的参数

$$P_2 = P_1 \times \eta_2 \times \eta_3$$

$$P_2 = 7.45 \times 0.99 \times 0.97 = 7.15 \text{ kW}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1}$$

$$n_2 = \frac{486.67}{3.59} = 135.56 \text{ r/min}$$

$$T_2 = 9550 \times \frac{P_2}{n_2}$$

$$T_2 = 9550 \times \frac{7.15}{135.56} = 503.71 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.5.4 低速轴的参数

$$P_3 = P_2 \times \eta_2 \times \eta_3$$

$$P_3 = 7.15 \times 0.99 \times 0.97 = 6.87 \text{ kw}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_2}$$

$$n_3 = \frac{135.56}{2.66} = 50.96 \text{ r/min}$$

$$T_3 = 9550 \times \frac{P_3}{n_3}$$

$$T_3 = 9550 \times \frac{6.87}{50.96} = 1287.45 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.5.5 工作机轴的参数

$$P_4 = P_3 \times \eta_1 \times \eta_v$$

$$P_4 = 6.87 \times 0.99 \times 0.96 = 6.53 \text{ Kw}$$

$$n_4 = n_3$$

$$n_4 = 50.96 = 50.96 \text{ r/min}$$

$$T_4 = 9550 \times \frac{P_4}{n_4}$$

$$T_4 = 9550 \times \frac{6.53}{50.96} = 1223.59 \text{ N} \cdot \text{m}$$

运动和动力参数列表如下：

机械猫

表 3-3 各轴动力学参数表

参数、轴名	电机轴	高速轴	中间轴	低速轴	工作机轴
转速 $n(\text{r/min})$	1460	486.67	135.26	50.96	50.96
功率 $P(\text{kW})$	7.84	7.45	7.15	6.87	6.53
转矩 T	1223.59	146.19	583.71	1287.45	1223.59
传动比	3	3.59	2.66	1	
效率	0.95	0.9603	0.9603	0.9504	

机械猫 www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

机械猫

om

第四节 带传动设计

4.1 确定计算功率 P_{ca}

由表 8-8 查得工作情况系数 $K_A=1.3$, 故

$$P_{ca} = K_A P_{en}$$

$$P_{ca} = 1.3 \times 7.84 = 10.192 \text{ kW}$$

4.2 选择 V 带的带型

根据 P_{ca} 、 n_1 由图 8-11 选用 B 型。

4.3 确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 v

1) 初选小带轮的基准直径 d_{d1} 。由表 8-7 和表 8-9, 取小带轮的基准直径 $d_{d1}=140\text{mm}$ 。

2) 验算带速 v 。按式 (8-13) 验算带的速度

$$v = \frac{\pi \times d_{d1} \times n_m}{60 \times 1000}$$

3) 计算大带轮的基准直径。根据式 (8-15a), 计算大带轮的基准直径

$$d_{d2} = i_v \times d_{d1}$$

$$d_{d2} = 3 \times 140 = 420 \text{ mm}$$

根据表 8-9, 取标准值为 $d_{d2}=425\text{mm}$ 。

4.4 确定 V 带的中心距 a 和基准长 L_d 度

根据式 (8-20) 初定中心距 $a_0=763\text{mm}$ 。

由式 (8-22) 计算带所需的基准长度

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0}$$

$$L_{d0} = 2 \times 763 + \frac{\pi}{2} \times (140 + 425) + \frac{(425 - 140)^2}{4 \times 763} = 2440 \text{ mm}$$

由表选带的基准长度 $L_d=2480\text{mm}$ 。

按式 (8-23) 计算实际中心距 a 。

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2}$$
$$a \approx 763 + \frac{2480 - 2440}{2} = 783.17 \text{ mm}$$

4.5 验算小带轮的包角 α_1

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \times \left(\frac{57.3^\circ}{a} \right)$$

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (425 - 140) \times \left(\frac{57.3^\circ}{783.17} \right) = 159.15 > 120^\circ$$

4.6 计算带的根数 z

1) 计算单根 V 带的额定功率 P_r 。

由 $d_{d1}=140\text{mm}$ 和 $n_1=1460\text{r/min}$, 查表 8-4 得 $P_0=2.82\text{kW}$ 。

根据 $n_1=1460\text{r/min}$, $i_v=3$ 和 B 型带, 查表 8-5 得 $\Delta P_0=0.46\text{kW}$ 。

查表 8-6 得 $K_\alpha=0.95$, 表 8-2 得 $K_L=1.02$, 于是

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) \times K_\alpha K_L$$

$$P_r = (2.82 + 0.46) \times 0.95 \times 1.02 = 3.18 \text{ kW}$$

2) 计算带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r}$$

$$z = \frac{10.192}{3.18} = 3.21$$

取 4 根。

4.7 计算单根 V 带的初拉力 F_0

由表 8-3 得 B 型带的单位长度质量 $q=0.17\text{kg/m}$, 所以

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_\alpha) \times P_{ca}}{K_\alpha z v} + q \times v^2$$

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - 0.95) \times 10.192}{0.95 \times 4 \times 10.70} + 0.17 \times 10.70 = 213.77 \text{ N}$$

4.8 计算压轴力 F_p

$$F_p = 2 \times z_1 \times F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$$

$$F_p = 2 \times 4 \times 213.77 \times \sin\left(\frac{159.15}{2}\right) = 1681.92 \text{ N}$$

1) 带轮结构设计

1) 小带轮的结构设计

小带轮的轴孔直径 $d=42\text{mm}$

因为小带轮 $d_{d1}=140\text{mm}$

小带轮结构选择为实心式。

因此小带轮尺寸如下：

表 4-1 小带轮结构尺寸

代号名称	计算公式	代入数据	尺寸取值
内孔直径 d	电机轴	$D=42\text{mm}$	42mm
基准直径 dd_1	140	140	140mm
带轮外径 d_a	dd_1+2h_a	$140+2 \times 2.75$	145.5mm
带轮齿根 d_f	dd_1-2h_f	$140-2 \times 8.7$	122.6mm
轮毂直径 d_1	$(1.8 \sim 2)d$	$(1.8 \sim 2) \times 29$	58mm
带轮宽度 B	$(z-1) \times t + 2 \times t_1$	$(4-1) \times 15 + 2 \times 9$	63mm
轮毂宽度 L	$2d$	42	84mm

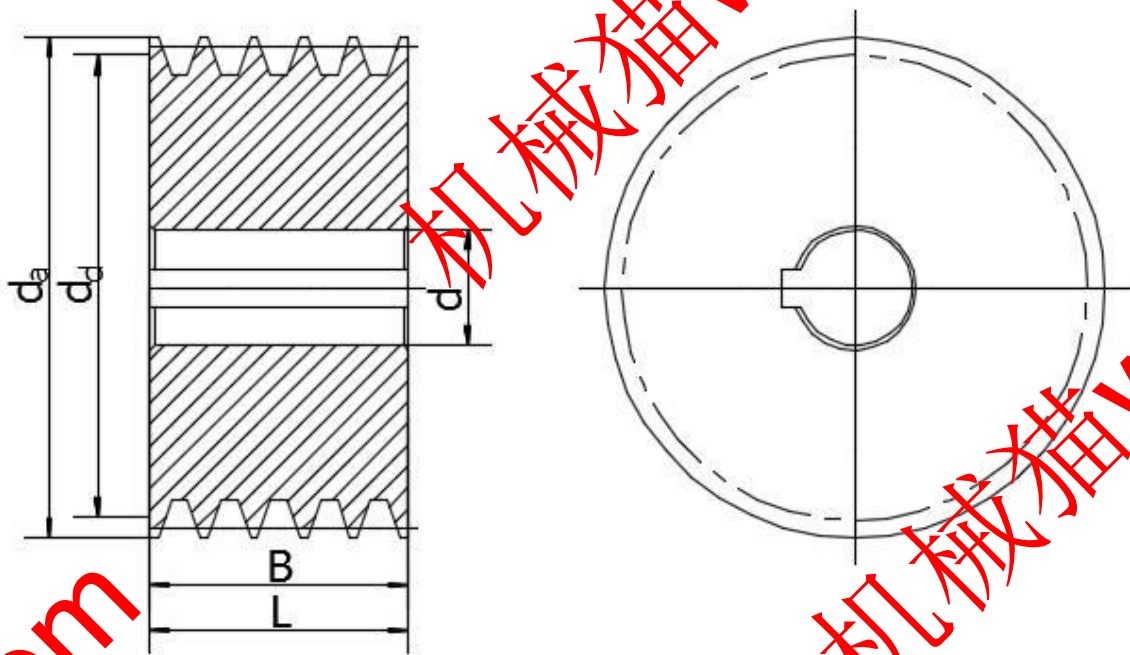


图 4-1 小带轮结构示意图

2) 大带轮的结构设计

大带轮的轴孔直径 $d=29\text{mm}$

因为大带轮 $d_{d2}=425\text{mm}$

因此大带轮结构选择为孔板式。

因此大带轮尺寸如下：

表 4-2 大带轮结构尺寸

代号名称	计算公式	代入数据	尺寸取值
内孔直径 d	高速轴	$D=29\text{mm}$	29mm
基准直径 dd	420	420	420mm
带轮外径 d_a	$dd+2ha$	$425+2\times 2.75$	430.5mm
带轮齿根 df	$dd-2hf$	$425-2\times 8.7$	407.6mm
轮毂直径 d_1	$(1.8\sim 2)d$	$(1.8\sim 2)\times 29$	58mm
带轮宽度 B	$(z-1)\times e+2\times f$	$(4-1)\times 15+2\times 9$	63mm
轮毂宽度 L	$(1.5\sim 2)d_0$	$(1.5\sim 2)\times 29$	58mm

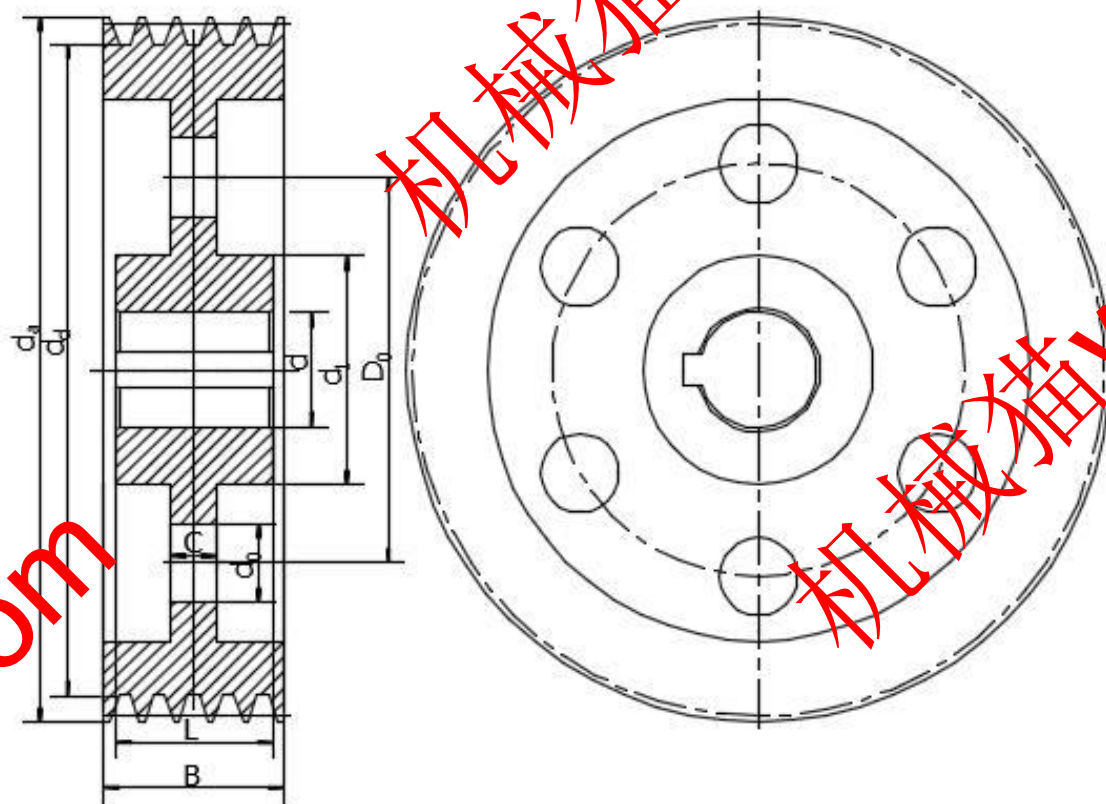


图 2 V 带轮结构示意图

2)主要设计结论

选用 B 型 V 带 4 根，基准长度 2480mm。带轮基准直径 $d_{d1}=140\text{mm}$ ， $d_{d2}=420\text{mm}$ ，中心距控制在 $a=783.17\text{ mm}$ 。单根带初拉力 $F_0=213.77\text{ N}$ 。

表 4-3 带轮设计结果

带型	B	V 带中心距	783.17 mm
小带轮基准直径	140mm	包角	159.15 °
大带轮基准直径	420mm	带长	2440 mm
带的根数	4	初拉力	213.77 N
带速	10.70 m/s	压轴力	1681.92 N

第五节 减速器高速级齿轮传动设计计算

5.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

- ①根据传动方案，选齿轮传动参数，压力角 $\alpha=20^\circ$ ，螺旋角 $\beta=14^\circ$ 。
- ②参考表 10-6 选用 8 级精度，软齿面。
- ③材料选择由表 10-1 选择小齿轮 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮 45（调质），硬度为 240HBS。
- ④选小齿轮齿数 $z_1=23$ ，则大齿轮齿数 $z_2=z_1 \times i=23 \times 3.59=83$ 。

5.2 按齿面接触疲劳强度设计

- ①由式(10-11)试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times K_{Ht} \times T_1}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

- ②确定公式中的各参数值

试选 $K_{Ht}=1.3$

由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d=1$

由图 10-20 查得区域系数 $Z_H=2.424$

由表 10-5 查得材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8\text{MPa}$ 。

由式(10-9)计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ϵ 。

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} =$$

$$\alpha' = \arctan\left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta}\right)$$

$$\alpha' = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ}\right) = 20.56^\circ$$

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{z_1 \times \cos \alpha}{z_1 + 2h_{an}^* \times \cos \beta}\right)$$

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{23 \times \cos 20^\circ}{23 + 2 \times 1 \times \cos 14^\circ}\right) = 29.94^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{z_2 \times \cos \alpha}{z_2 + 2h_{an}^* \times \cos \beta}\right)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{83 \times \cos 20^\circ}{83 + 2 \times 1 \times \cos 14^\circ}\right) = 23.33^\circ$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')}{2\pi}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{23 \times (\tan 29.94 - \tan 20.56) + 83 \times (\tan 23.33 - \tan 20.56)}{2 \times \pi} = 1.48$$

计算

$$\varepsilon_\beta = \phi_d z_1 \frac{\tan \beta}{\pi}$$

$$\varepsilon_\beta = 1 \times 23 \times \frac{\tan 14}{\pi} = 1.83$$

计算

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1.48}{3} (1 - 1.83) + \frac{1.83}{1.48}} = 0.74$$

计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

由图 10-25d 查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为: $\sigma_{Hlim1} = 600\text{Mpa}$, $\sigma_{Hlim2} = 550\text{Mpa}$

$\sigma_{Hlim2} = 550\text{Mpa}$

由式(10-15)计算应力循环次数:

$$N_{L1} = 60 n j L_n T$$

$$N_{L1} = 60 \times 486.67 \times 10 \times 16 \times 365 = 1705291680$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u}$$

$$N_{L2} = \frac{1705291680}{3.59} = 475011610$$

计算 Z_β

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 14} = 0.99$$

由图 10-23 查取接触疲劳系数: $K_{HN1}=0.893$, $K_{HN2}=0.919$.

取失效概率为 1%, 安全系数 $S_H=1$, 得

$$[\sigma H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1} K_{HN1}}{S_H}$$

$$[\sigma H]_1 = \frac{500 \times 0.893}{1} = 535.8 \text{MPa}$$

$$[\sigma H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2} K_{HN2}}{S_H}$$

$$[\sigma H]_2 = \frac{550 \times 0.919}{1} = 505.45 \text{MPa}$$

取 $[\sigma H]_1$ 和 $[\sigma H]_2$ 中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力, 即: $[\sigma H]=505.45 \text{MPa}$

③ 计算小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times K_{Ht} \times T_1}{\varphi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_{\epsilon} Z_{\beta}}{[\sigma H]} \right)^2}$$

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 146190}{1} \frac{3.59+1}{3.59} \left(\frac{2.424 \times 189.8 \times 0.74 \times 0.99}{505.45} \right)^2} = 59.57 \text{mm}$$

1) 调整小齿轮分度圆直径

① 计算实际载荷系数前的数据准备。

圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{1t} n}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{3.14 \times 59.57 \times 486.67}{60 \times 1000} = 1.52 \text{m/s}$$

齿宽 b

$$b = \varphi_d d_{1t}$$

$$b = 1 \times 59.57 = 59.57 \text{mm}$$

② 计算实际载荷系数 K_H 。

由表 10-2 查得使用系数 $K_A=1$

根据 $v=1.52\text{m/s}$ 、精度等级，由图 10-8 查得动载系数 $K_v=1.039$ 。

齿轮的圆周力。

$$F_t = 2 \times \frac{T_1}{d_{1t}}$$

$$F_t = 2 \times \frac{176190}{59.57} = 4908.18 \text{ N}$$

$$K_A \times F_t / b$$

$$1 \times 4908.18 \div 59.57 = 82.39 \text{ N/mm}$$

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}=1.4$

由表 10-4 用插值法查得精度等级、小齿轮相对支承非对称布置时，得齿间载荷分布系数 $K_{H\beta}=1.31$

由此，得到实际载荷系数

$$K_H = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}$$

$$K_H = 1 \times 1.039 \times 1.4 \times 1.31 = 1.91$$

③由式(10-12)，可得按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}}$$

$$d_1 = 59.57 \sqrt[3]{\frac{1.91}{1.3}} = 67.72 \text{ mm}$$

④确定模数

$$m = \frac{d_1 \times \cos \beta}{z_1}$$

$$m = \frac{67.72 \times \cos 14}{23} = 2.86$$

取模数标准值 $m=3$

5.3 确定传动尺寸

1) 计算中心距

$$a = \frac{m}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2)$$

$$a = \frac{3}{2 \cos 14.18^\circ} \times (23 + 83) = 163.87 \text{ mm}$$

圆整中心距 $a=164\text{mm}$

2) 重算螺旋角

$$\beta = \arccos \left(\frac{(z_1 + z_2)m}{2a} \right)$$

$$\beta = \arccos \left(\frac{(23 + 83) \times 3}{2 \times 164} \right) = 14.18^\circ$$

3) 计算小、大齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta}$$

$$d_1 = \frac{23 \times 3}{\cos 14.18^\circ} = 71.17 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta}$$

$$d_2 = \frac{83 \times 3}{\cos 14.18^\circ} = 256.83 \text{ mm}$$

4) 计算齿宽

$$b = \varphi_d d_1$$

$$b = 1 \times 71.17 = 71.17 \text{ mm}$$

取 $B_1=81\text{mm}$, $B_2=76\text{mm}$

5.4 校核齿根弯曲疲劳强度

齿根弯曲疲劳强度条件为

$$\sigma_F = \frac{2K_F T Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}{\varphi_d m^3 z_1^2} \leq [\sigma]_F$$

① T 、 m 和 d_1 同前

齿宽 $b_1=81$ 齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{Sa} :

由图 10-17 查得齿形系数 $Y_{fa1}=2.627$, $Y_{fa2}=2.324$

由图 10-18 查得应力修正系数 $Y_{sa1}=1.59$, $Y_{sa2}=1.761$

试选 $K_{Ft}=1.3$

由式(10-5)计算弯曲疲劳强度用重合度系数 Y_{ε} 。

$$Y_{\varepsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha v}}$$
$$Y_{\varepsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{1.56} = 0.73$$

②圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000}$$
$$v = \frac{3.14 \times 71.17 \times 486.67}{60 \times 1000} = 1.81 \text{m/s}$$

③宽高比 b/h

$$h = (2 ha^* + c^*) \times m$$
$$h = (2 \times 1 + 0.25) \times 3 = 6.75$$

$$\frac{b}{h}$$
$$\frac{81}{6.75} = 12$$

根据 $v=1.81\text{m/s}$, 精度等级, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v=1.046$

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{Fa}=1.4$

由表 10-4 查得 $K_{H\beta}=1.1$, 结合 $b/h=81/6.75=12$ 查图 10-13, 得 $K_{F\beta}=1.28$ 。

则载荷系数为

$$K_F = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta}$$
$$K_F = 1 \times 1.046 \times 1.4 \times 1.28 = 1.87$$

由图 10-24c 查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为 $\sigma_{Flim1}=500\text{MPa}$

, $\sigma_{Flim2}=380\text{MPa}$

由图 10-22 查取弯曲疲劳系数: $K_{FN1}=0.906$, $K_{FN2}=0.927$

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.25$ ，由式(10-14)得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1} K_{FN1}}{S}$$
$$[\sigma_{F1}] = \frac{500 \times 0.906}{1.25} = 362.4$$
$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2} K_{FN2}}{S}$$
$$[\sigma_{F2}] = \frac{380 \times 83.85}{1.25} = 281.808$$

齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2K_F T_1 Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\epsilon}{\varphi_d m^3 z_1^2}$$
$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times 1.87 \times 146190 \times 2.627 \times 1.59 \times 0.73}{1 \times 3^3 \times 23^2} = 85.58 \text{Mpa}$$
$$\sigma_{F2} = \frac{2K_F T Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_\epsilon}{\varphi_d m^3 z_1^2}$$
$$\sigma_{F2} = \frac{2 \times 1.87 \times 146190 \times 2.324 \times 1.761 \times 0.73}{1 \times 3^3 \times 23^2} = 83.85 \text{Mpa}$$

齿根弯曲疲劳强度满足要求，并且小齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力大于大齿轮。

④ 齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000}$$
$$v = \frac{\pi \times 71.17 \times 486.67}{60 \times 1000} = 1.81 \text{m/s}$$

主要设计结论

齿数 $z_1=23$ ， $z_2=23$ ，模数 $m=3\text{mm}$ ，压力角 $\alpha=20^\circ$ ，中心距 $a=164\text{mm}$ ，齿宽 $B_1=81\text{mm}$ 、 $B_2=76\text{mm}$

5.5 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

$$h_a = m h_{an}^*$$

$$h_a = 3 \times 1 = 3\text{mm}$$

$$h_f = m(h_{an}^* + c_n^*)$$

$$h_f = 3 \times (1 + 0.25) = 3.75\text{mm}$$

$$h = h_a + h_f$$

$$h = 3 + 3.75 = 6.75\text{mm}$$

②计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times h_a$$

$$d_{a1} = 71.17 + 2 \times 3 = 77.17\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a$$

$$d_{a2} = 256.83 + 2 \times 3 = 262.83\text{mm}$$

③计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2 \times h_f$$

$$d_{f1} = 71.17 - 2 \times 3.75 = 63.67\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \times h_f$$

$$d_{f2} = 256.83 - 2 \times 3.75 = 249.33\text{mm}$$

注: $h_{an}^* = 1$, $c_n^* = 0.25$

1) 齿轮参数和几何尺寸总结

表 3-1 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	164	
齿数 z		23	83
模数 m		3	
齿宽 B		81	76
螺旋角 β		14.18	
齿顶高系数 h_a^*		1	
顶隙系数 c^*		0.25	
齿顶高 h_a	$m \times h_a^*$	3	
齿根高 h_f	$m \times (h_a^* + c^*)$	3.75	
全齿高 h	$h_a + h_f$	6.75	

分度圆直径 d		71.17	256.83
齿顶圆直径 da	d+2×ha	77.17	262.83
齿根圆直径 df	d-2×hf	63.67	249.33

第六节 减速器低速级齿轮传动设计计算

6.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

①根据传动方案，选齿轮传动参数，压力角取为 $\alpha=20^\circ$ ，螺旋角 $\beta=14^\circ$ 。

②参考表 10-6 选用 8 级精度，软齿面。

③材料选择由表 10-1 选择小齿轮 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮 45（调质），硬度为 240HBS

④选小齿轮齿数 $z_3=25$ ，则大齿轮齿数 $z_4=z_3 \times i=2.66 \times 25=67$ 。

6.2 按齿面接触疲劳强度设计

①由式(10-11)试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht} T}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

②确定公式中的各参数值

试选 $K_{Ht}=1.3$

由表 10-7 选取齿宽系数 $\phi_d=1$

由图 10-20 查得区域系数 $Z_H=2.424$

由表 10-5 查得材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8\text{MPa}$ 。

由式(10-9)计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ϵ 。

$$\alpha' = \arctan\left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta}\right)$$

$$\alpha' = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ}\right) = 20.56^\circ$$

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{z_3 \times \cos \alpha'}{z_3 + 2h_{a1}^*}\right)$$

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{25 \times \cos 20}{25 + 2 \times 1}\right) = 29.31^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{z_4 \times \cos \alpha}{z_4 + 2h_{an}}\right)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{67 \times \cos 20}{67 + 2 \times 1}\right) = 24.04^\circ$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_3(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_4(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')}{2\pi}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{25 \times (\tan 29.31 - \tan 20.56) + 67 \times (\tan 24.04 - \tan 20.56)}{2 \times 3.14} = 1.50$$

计算

$$\varepsilon_\beta = \phi_d z_1 \frac{\tan \beta}{\pi}$$

$$\varepsilon_\beta = 1 \times 25 \times \frac{\tan 14}{\pi} = 1.98$$

计算

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1.50}{3} (1 - 1.98) + \frac{1.98}{1.50}} = 0.71$$

计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

由图 10-25d 查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为: $\sigma_{Hlim1}=600\text{Mpa}$, $\sigma_{Hlim2}=550\text{Mpa}$

$\sigma_{Hlim2}=550\text{Mpa}$

由式(10-15)计算应力循环次数:

$$N_{L1} = 60 n_j L_h T$$

$$N_{L1} = 60 \times 135.56 \times 10 \times 16 \times 365 = 475502240$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{i_2}$$

$$N_{L2} = \frac{475002240}{2.66} = 178572271$$

计算 Z_β

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 14^\circ} = 0.99$$

由图 10-23 查取接触疲劳系数: $K_{HN1}=0.919$, $K_{HN2}=0.94$.

取失效概率为 1%, 安全系数 $S_H=1$, 得

$$[\sigma H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1} K_{HN1}}{S_H}$$

$$[\sigma H]_1 = \frac{600 \times 0.919}{1} = 551.4$$

$$[\sigma H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2} K_{HN2}}{S_H}$$

$$[\sigma H]_2 = \frac{550 \times 0.94}{1} = 517$$

取 $[\sigma H]_1$ 和 $[\sigma H]_2$ 中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力, 即: $[\sigma H]=505.45\text{MPa}$

③试算小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht} T}{\varphi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma H]} \right)^2}$$

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 503710}{1} \times \frac{2.66+1}{2.66} \times \left(\frac{2.424 \times 189.8 \times 0.71 \times 0.99}{517} \right)^2} = 88.65\text{m}$$

1)调整小齿轮分度圆直径

①计算实际载荷系数前的数据准备。

圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_{1t} n}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{\pi \times 88.65 \times 135.56}{60 \times 1000} = 0.63\text{m/s}$$

齿宽 b

$$b = \varphi_d d_{1t}$$

$$b = 1 \times 88.65 = 88.65\text{mm}$$

②计算实际载荷系数 K_H 。

由表 10-2 查得使用系数 $K_A=1$

根据 $v=0.63\text{m/s}$ 、精度等级，由图 10-8 查得动载系数 $K_v=1.017$
齿轮的圆周力。

$$F_t = 2 \times \frac{T_2}{d_{1T}}$$
$$F_t = 2 \times \frac{503710}{88.65} = 11364.02 \text{ N}$$

$$K_A \times F_t / b$$

$$1 \times 11364.02 \div 88.65 = 128.19 \text{ N/mm}$$

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}=1.4$

由表 10-4 用插值法查得精度等级、小齿轮相对支承非对称布置时，得齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}=1.32$

由此，得到实际载荷系数

$$K_H = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}$$

$$K_H = 1 \times 1.017 \times 1.4 \times 1.32 = 1.88$$

③由式(10-12)，可得按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}}$$
$$d_1 = 88.65 \sqrt[3]{\frac{1.88}{1.3}} = 100.25\text{mm}$$

④确定模数

$$m = \frac{d_1 \times \cos \beta}{z_3}$$
$$m = \frac{100.25 \times \cos 14}{25} = 3.89$$

取模数标准值 $m=4$

6.3 确定传动尺寸

1) 计算中心距

$$a = \frac{m}{2 \cos \beta} (z_3 + z_4)$$
$$a = \frac{4}{2 \cos 14.44^\circ} \times (25 + 67) = 189.63 \text{ mm}$$

圆整中心距 $a=190\text{mm}$

2) 重算螺旋角

$$\beta = \arccos \left(\frac{(z_3 + z_4)m}{2a} \right)$$
$$\beta = \arccos \left(\frac{(25 + 67) \times 4}{2 \times 190} \right) = 14.44^\circ$$

3) 计算小、大齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_3 m}{\cos \beta}$$
$$d_1 = \frac{25 \times 4}{\cos 14.44^\circ} = 103.26 \text{ mm}$$
$$d_2 = \frac{z_4 m}{\cos \beta}$$
$$d_2 = \frac{67 \times 4}{\cos 14.44^\circ} = 276.74 \text{ mm}$$

3) 计算齿宽

$$b = \varphi_d d_1$$
$$b = 1 \times 103.26 = 103.26 \text{ mm}$$

取 $B_1=113\text{mm}$, $B_2=108\text{mm}$

6.4 校核齿根弯曲疲劳强度

齿根弯曲疲劳强度条件为

$$\sigma_F = \frac{2K_F T Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon}{\varphi_d m^3 z_1^2} \leq [\sigma]_F$$

① T 、 m 和 d_1 同前

齿宽 $b=113$

齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{Sa} :

由图 10-17 查得齿形系数: $Y_{fa1}=2.635$, $Y_{fa2}=2.241$

由图 10-18 查得应力修正系数: $Y_{sa1}=1.662$, $Y_{sa2}=1.733$

试选 $K_{Ft}=1.3$

由式(10-5)计算弯曲疲劳强度用重合度系数 Y_{ϵ} 。

$$Y_{\epsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_{\alpha V}}$$

$$Y_{\epsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{1.59} = 0.72$$

②圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{\pi \times 103.26 \times 135.56}{60 \times 1000} = 0.73 \text{m/s}$$

③宽高比 b/h

$$h = (2 ha^* + c^*) \times m$$

$$h = (2 \times 1 + 0.25) \times 4 = 9$$

$$\frac{b}{h}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{113}{9} = 12.56$$

根据 $v=0.73\text{m/s}$, 精度等级, 由图 10-8 查得动载系数 $K_v=1.02$

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{Fa}=1.4$

由表 10-4 查得 $K_{H\beta}=1.32$, 结合 $b/h=113/9=12.56$ 查图 10-13, 得 $K_{F\beta}=1.29$ 。

则载荷系数为

$$K_F = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta}$$

$$K_F = 1 \times 1.02 \times 1.4 \times 1.32 = 1.91$$

由图 10-24c 查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为: $\sigma_{Flim1}=500\text{MPa}$

, $\sigma_{Flim2}=380\text{MPa}$

由图 10-22 查取弯曲疲劳系数: $K_{FN1}=0.927, K_{FN2}=0.942$

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.25$, 由式(10-14)得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1} K_{FN1}}{S}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{500 \times 0.927}{1.25} = 370.8 \text{Mpa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2} K_{FN2}}{S}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{380 \times 0.942}{1.25} = 286.368 \text{Mpa}$$

齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2K_F T Y_{Fa1} Y_{Sa1} Y_\varepsilon}{\varphi_d m^3 z_3^2}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times 1.84 \times 503710 \times 2.635 \times 1.602 \times 0.72}{1 \times 4^3 \times 25^2} = 99.07 \text{Mpa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2K_F T Y_{Fa2} Y_{Sa2} Y_\varepsilon}{\varphi_d m^3 z_1^2}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \times 1.84 \times 503710 \times 2.241 \times 1.7330.72 \times 0.72}{1 \times 4^3 \times 25^2} = 91.14 \text{Mpa}$$

齿根弯曲疲劳强度满足要求, 并且小齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力大于大齿轮。

④ 齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{\pi \times 103.26 \times 135.56}{60 \times 1000} = 0.73 \text{m/s}$$

主要设计结论

齿数 $z_3=25, z_1=37$, 模数 $m=4\text{mm}$, 压力角 $\alpha=20^\circ$, 中心距 $a=190\text{mm}$, 齿宽 $B_1=113\text{mm}$, $B_2=108\text{mm}$

6.5 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

$$h_a = m h_a^*$$

$$h_a = 4 \times 1 = 4\text{mm}$$

$$h_f = m(h_{an}^* + c_n^*)$$

$$h_f = 4 \times (1 + 0.25) = 5\text{mm}$$

$$h = h_a + h_f$$

$$h = 4 + 5 = 9\text{mm}$$

②计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a$$

$$d_{a1} = 103.26 + 4 = 111.26\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a$$

$$d_{a2} = 276.74 + 2 \times 4 = 284.74\text{mm}$$

③计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f$$

$$d_{f1} = 103.26 - 2 \times 5 = 93.26\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f$$

$$d_{f2} = 276.74 - 2 \times 5 = 266.74\text{mm}$$

注: $h_{an}^* = 1.0$, $c_n^* = 0.25$

1)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	190	
齿数 z		25	67
模数 m		4	
齿宽 B		113	108
螺旋角 β		14.44	
齿顶高系数 h_a^*		1	
顶隙系数 c^*		0.25	
齿顶高 h_a	$m \times h_a^*$	4	
齿根高 h_f	$m \times (h_a^* + c^*)$	5	
全齿高 h	$h_a + h_f$	9	

分度圆直径 d		103.26	276.74
齿顶圆直径 da	d+2×ha	111.26	284.74
齿根圆直径 df	d-2×hf	95.26	266.74

第七节 轴的设计与校核

7.1 高速轴设计计算

1)求高速轴上的功率 P_1 、转速 n_1 和转矩 T_1

$P_1=7.45\text{kW}$; $n_1=486.67\text{r/min}$; $T_1=146190\text{N}\cdot\text{mm}$

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 40Cr (调质), 硬度为 280HBS, 根据表, 取 $A_0=110$, 于是得

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$$

$$d_{\min} \geq 110 \sqrt[3]{\frac{7.45}{486.67}} = 27.31\text{mm}$$

高速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%

$d_{\min} = (1+0.05) \times 27.31 = 28.68\text{mm}$

3)轴的结构设计图

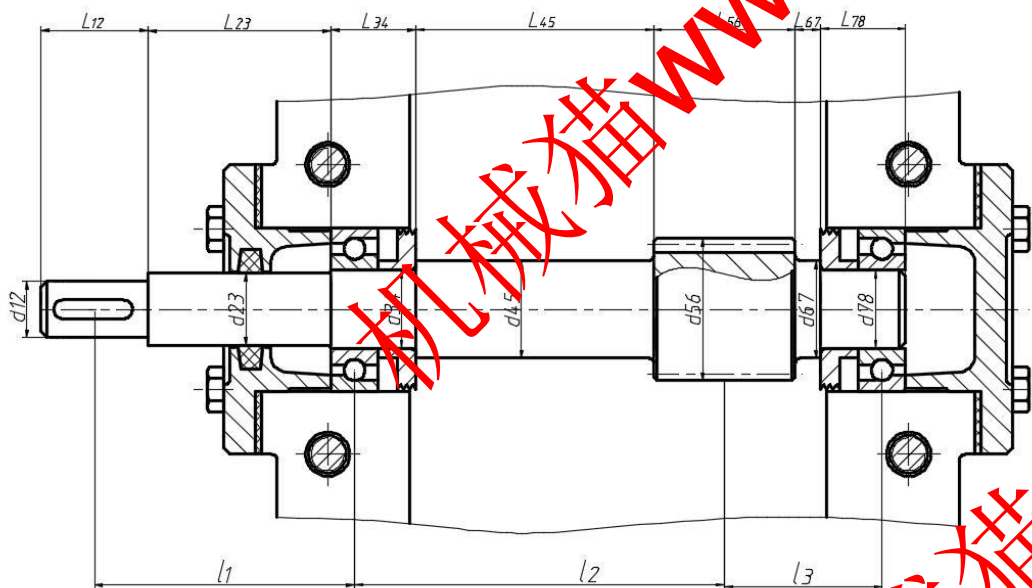


图 7-1 高速轴示意图

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 $d_{23}=32$ 。输入轴带轮长度 $L=63\text{mm}$ ，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 $l_{12}=61\text{mm}$ 。

4)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，故选用角接触轴承。参照工作要求并根据 $d_{23}=32\text{mm}$ ，由轴承产品目录中选择角接触轴承7207C，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7207C型轴承的定位轴肩高度推算，取 $d_{45}=d_{67}=49\text{mm}$ 。

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 $l_{56}=81\text{mm}$ ， $d_{56}=63\text{mm}$ 。

6)轴承端盖厚度 $e=16$ ，图上测量端盖凸缘 e_1 ，垫片厚度 $\Delta_t=2$ ， $\Delta=2$ 根据轴承端盖便于装拆，根据绘图结构选取 l_{23} 尺寸大于14mm，最终取

$$l_{23} = 50\text{mm}$$

7)取挡油环宽度等于轴承宽度，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 ，则

$$l_{34} = 2B = 2 \times 17 = 34\text{mm}$$

同时为了确保三个轴的轴承支撑中线共线，根据绘图测量得到

$l_{45}=155\text{mm}$,

取轴肩

$l_{67}=9\text{mm}$

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键连接,半联轴器与轴的配合为 H7/k6,按机械设计手册查得截面尺寸 $b \times h=8 \times 7\text{mm}$,滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的。

表 7-1 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5	6	7
直径	29	32	35	49	63	49	35
长度	61	50	34	155	81	9	34

高速级小齿轮所受的圆周力 (d_1 为高速级小齿轮的分度圆直径)

$$F_{t1} = 2 \times \frac{T_1}{d_1}$$

$$F_{t1} = 2 \times \frac{146190}{71.17} = 4108.19\text{N}$$

高速级小齿轮所受的径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

$$F_{r1} = 4108.19 \times \frac{\tan 20}{\cos 14.18} = 1542.25\text{N}$$

高速级小齿轮所受的轴向力

$$F_{a1} = F_{t1} \times \tan \beta$$

$$F_{a1} = 4108.19 \times \tan 14.18 = 1038.01\text{N}$$

根据 7207C 深沟球得压力中心 $a=8.5\text{mm}$

第一段轴中点到轴承压力中心距离:

$$l_1 = \frac{L_1}{2} + L_2 + a$$

$$l_1 = \frac{61}{2} + 50 + 8.5 = 89.5\text{mm}$$

轴承压力中心到齿轮支点距离:

$$l_2 = L_3 + \frac{B}{2} + L_4 - a$$

$$l_2 = 34 + \frac{81}{2} + 155 - 8.5 = 221\text{mm}$$

齿轮中点到轴承压力中心距离:

$$l_3 = L_6 + \frac{B}{2} + L_7 - a$$

$$l_3 = 9 + \frac{81}{2} + 34 - 8.5 = 75\text{mm}$$

已知前面的压轴力为 $F_q=1681.92\text{N}$

①计算轴的支反力

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_{t1} l_3}{l_2 + l_3}$$

$$F_{NH1} = \frac{4108.19 \times 75}{221 + 75} = 1040.93\text{N}$$

$$F_{NH2} = \frac{F_{t1} l_2}{l_2 + l_3}$$

$$F_{NH2} = \frac{4108.19 \times 221}{221 + 75} = 3067.26\text{N}$$

垂直支反力

$$F_{NV1} = \frac{F_{r1} l_3 - F_q (l_1 + l_2 + l_3)}{l_2 + l_3}$$

$$F_{NV1} = \frac{1542.25 \times 75 - 1681.92 \times (89 + 221 + 75)}{221 + 75} = 1796.86\text{N}$$

$$F_{NV2} = \frac{F_{r1} \times l_2 + F_q \times l_1}{l_2 + l_3}$$

$$F_{NV2} = \frac{1542.25 \times 221 + 1681.92 \times 75 \times 89}{221 + 75} = 1657.19\text{N}$$

②计算轴的弯矩, 并做弯矩图

截面 C 处的水平弯矩

$$M_{CH1} = F_{NH1} l_2$$

$$M_{CH1} = 1040.93 \times 221 = 230045.53N$$

截面 B 处的垂直弯矩

$$M_{BV} = F_q \times l_1$$

$$M_{BV} = 1681.92 \times 89 = 149690.88N \cdot mm$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{CV1} = F_{NV1} l_2 + F_q(l_1 + l_2)$$

$$M_{CV1} = -1796.86 \times 221 + 1681.92 \times (89 + 221) = 124289.14N \cdot mm$$

$$M_{CV2} = M_{CV1}$$

$$M_{CV2} = 124289.14 = 124289.14N \cdot mm$$

截面 B 处的合成弯矩

$$M_B = M_{BV}$$

$$M_B = 149690.88 = 149690.88N \cdot mm$$

截面 C 处的合成弯矩

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2}$$

$$M_{C1} = \sqrt{230045.53^2 + 124289.14^2} = 261474.16N \cdot mm$$

$$M_{c2} = M_{c1}$$

分别作水平面的弯矩图（图 b）和垂直面弯矩图（图 c）

③作合成弯矩图（图 d）

$$T_1 = 146190N \cdot mm$$

作转矩图（图 e）

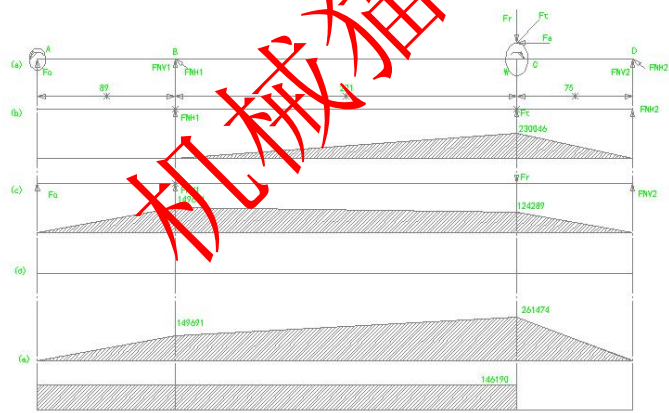


图 7-2 高速轴受力及弯矩图

10)校核轴的强度

因 C 左侧弯矩大，且作用有转矩，故 C 左侧为危险剖面

抗弯截面系数为

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$W = \frac{\pi \times 63^3}{32} = 24548.31\text{mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$W_T = \frac{\pi \times 63^3}{16} = 49096.61\text{mm}^3$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

$$\sigma = \frac{261474.16}{24548.31} = 10.65(\text{Mpa})$$

危险截面合成弯矩的最大值 $M_c=261474.16$

剪切应力为

$$\tau = \frac{146190}{49096.61} = 2.98\text{Mpa}$$

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

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2}$$

$$\sigma_{ca} = \sqrt{10.65^2 + 4 \times (0.6 \times 2.98)^2} = 11.23\text{Mpa}$$

查表得 40Cr(调质)处理，抗拉强度极限 $\sigma_B=735\text{MPa}$ ，则轴的许用弯曲应力 $[\sigma_{-1b}] = 70\text{MPa}$ ， $\sigma_{ca} < [\sigma_{-1b}]$ ，所以强度满足要求。

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

$$P_2=7.15\text{kW}; n_2=135.56\text{r/min}; T_2=503710\text{N}\cdot\text{mm}$$

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：

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}}$$

$$d_{\min} \geq 112 \sqrt[3]{\frac{7.15}{135.56}} = 42\text{mm}$$

中间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%

$$d_1 = (1+0.05) \times 42 = 46.2\text{mm}$$

轴径取整 $d_1=47$

3)轴的结构设计图

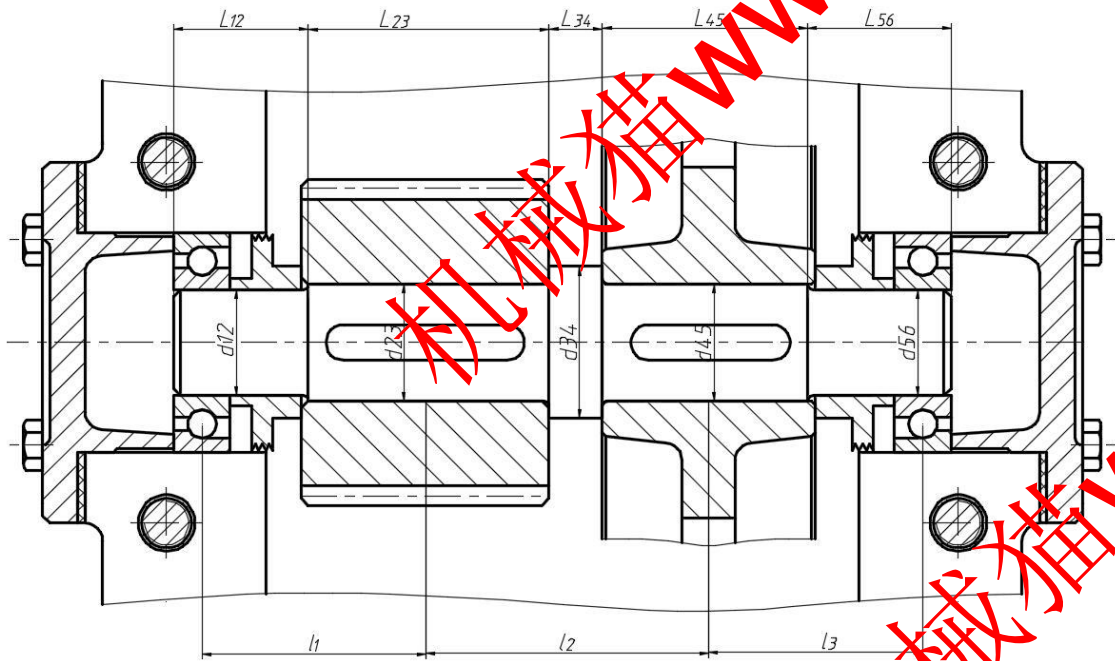


图 7-3 中间轴示意图

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} ，因轴承同时受有径向力和轴向力的作用，故选用角接触轴承。参照工作要求并根据 $d_{\min}=47\text{mm}$ ，由轴承产品目录中选取角接触轴承 7210C，其尺寸为 $d \times D \times B=50 \times 90 \times 20\text{mm}$ ，故 $d_{12}=d_{56}=50\text{mm}$ 。

5) 由非定位轴肩，取安装大齿轮处的轴段的直径 $d_{45}=65\text{mm}$ ；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 $b_2=76\text{mm}$ ，为了可靠的压紧齿轮，此轴段应略短于轮毂宽度，故取 $l_{45}=74\text{mm}$ 。齿轮的左端采用轴肩定位，由轴径 $d_{45}=50\text{mm}$ 查表，推算轴环处的直径 $d_{34}=79\text{mm}$ 。取 $l_{34}=40\text{mm}$ 。

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 $l_3=113\text{mm}$ ， $d_{23}=93.26\text{mm}$ 。

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 $\Delta=10\text{mm}$ ，考虑到轴承端盖凸缘和轴承的位置关系，保证三个轴的轴承支撑中线共线，从图上测量得到

$l_{12}=40\text{mm}$ ， $l_{56}=49\text{mm}$

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 $b \times h=18 \times 11 \text{mm}$ 。

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

表 7-2 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5
直径	50	93.26	79	65	50
长度	40	113	40	74	49

高速级大齿轮所受的圆周力 (d_2 为高速级大齿轮的分度圆直径)

$$F_{t2} = 2 \times \frac{T_1}{d_2}$$

$$F_{t2} = 2 \times \frac{146190}{256.83} = 3922.52 \text{N}$$

高速级大齿轮所受的径向力

$$F_{r2} = F_{t2} \times \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

$$F_{r2} = 3922.52 \times \frac{\tan 20}{\cos 14} = 1471.39 \text{N}$$

高速级大齿轮所受的轴向力

$$F_{a2} = F_{t2} \times \tan \beta$$

$$F_{a2} = 3922.52 \times \tan 14 = 977.99 \text{N}$$

低速级小齿轮所受的圆周力

$$F_{t3} = 2 \times \frac{T_2}{d_1}$$

$$F_{t3} = 2 \times \frac{503710}{103.26} = 9756.15 \text{N}$$

低速级小齿轮所受的径向力

$$F_{r3} = F_{t3} \times \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

$$F_{r3} = 9756.15 \times \frac{\tan 20}{\cos 14} = 3659.66 \text{ N}$$

低速级小齿轮所受的轴向力

$$F_{a3} = F_{t2} \times \tan \beta$$

$$F_{a3} = 9756.15 \times \tan 14 = 2432.48 \text{ N}$$

根据 7210C 深沟球查手册得压力中心 $a=10\text{mm}$

轴承压力中心到低速级小齿轮中点距离:

$$l_1 = L_1 - a + \frac{L_2}{2}$$

$$l_1 = 40 - 10 + \frac{113}{2} = 86.5 \text{ mm}$$

低速级小齿轮中点到高速级大齿轮中点距离:

$$l_2 = L_3 + \frac{L_2 + B_2}{2}$$

$$l_2 = 40 + \frac{113 + 76}{2} = 134.5 \text{ mm}$$

高速级大齿轮中点到轴承压力中心距离:

$$l_3 = L_4 - \frac{B_2}{2} + L_5 - a$$

$$l_3 = 74 - \frac{76}{2} + 49 - 10 = 75 \text{ mm}$$

①计算轴的支反力

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_{t3}(l_2 + l_3) + F_{t2} l_3}{l_1 + l_2 + l_3}$$

$$F_{NH1} = \frac{9756.15 \times (134.5 + 75) + 3922.52 \times 75}{86.5 + 134.5 + 75} = 7898.99 \text{ N}$$

$$F_{NH2} = \frac{F_{t3} l_1 + F_{t2}(l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3}$$

$$F_{NH2} = \frac{9756.15 \times 86.5 + 3922.52 \times (86.5 + 134.5)}{86.5 + 134.5 + 75} = 5779.68 \text{ N}$$

垂直支反力

$$F_{NV1} = \frac{F_{r2} \times l_3 - F_{t3} \times (i_2 + i_3)}{i_1 + i_2 + i_3}$$

$$F_{NV1} = \frac{1471.39 \times 75 - 9756.15 \times (134.5 + 75)}{86.5 + 134.5 + 75} = -6532.29\text{N}$$

$$F_{NV2} = F_{t3} - F_{r2} - F_{NV1}$$

$$F_{NV2} = 3659.66 - 1471.39 - (-6532.29) = 4344.02\text{N}$$

②计算轴的弯矩，并做弯矩图

截面 B 处的水平弯矩

$$M_{BH1} = F_{NH1} l_1$$

$$M_{BH1} = 7898.99 \times 86.5 = 683262.64\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{BH2} = M_{BH1}$$

$$M_{BH2} = 683262.64 = 683262.64\text{N} \cdot \text{mm}$$

截面 C 处的水平弯矩

$$M_{CH1} = F_{NH2} l_3$$

$$M_{CH1} = 5779.68 \times 75 = 433476\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{CH2} = M_{CH1}$$

$$M_{CH2} = 433476 = 433476\text{N} \cdot \text{mm}$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{CV} = F_{NV2} l_3$$

$$M_{CV} = 4344.02 \times 75 = 325801.5\text{N} \cdot \text{mm}$$

截面 B 处的垂直弯矩

$$M_{BV} = F_{NV1} l_1$$

$$M_{BV} = -6532.29 \times 86.5 = -565043.09\text{N} \cdot \text{mm}$$

截面 B 处的合成弯矩

$$M_B = \sqrt{M_{BH}^2 + M_{BV}^2}$$

$$M_B = \sqrt{683262.64^2 + (-565043.09)^2} = 886634.95\text{N} \cdot \text{mm}$$

截面 C 处的合成弯矩

$$M_C = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV}^2}$$

$$M_C = \sqrt{433476^2 + 325801.5^2} = 542261.98N \cdot mm$$

作转矩图 (图 e)

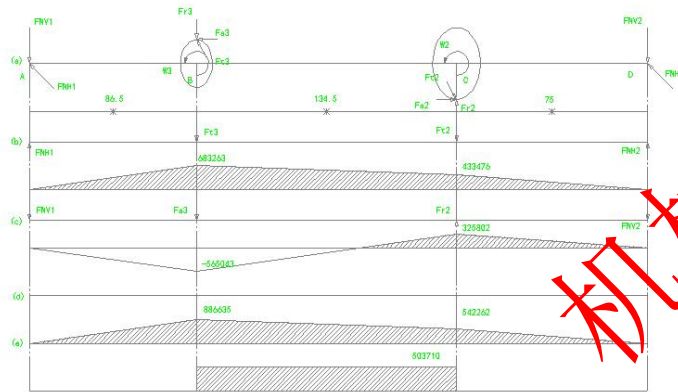


图 7-4 中间轴受力及弯矩图

11) 校核轴的强度

因 B 左侧弯矩大, 且作用有转矩, 故 B 左侧为危险剖面

抗弯截面系数为

$$W = \pi \frac{d^3}{32}$$

$$W = \pi \frac{93.26^3}{32} = 79631.73mm^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \pi \frac{d^3}{16}$$

$$W_T = \pi \times \frac{93.26^3}{16} = 159263.45 \text{ mm}^3$$

取危险截面的合成弯矩为: $M_1=886634.95$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{886634.95}{79431.73} = 11.13 \text{ Mpa}$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T_2}{W_T}$$

$$\tau = \frac{503710}{159263.45} = 3.16 \text{ Mpa}$$

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

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2}$$

$$\sigma_{ca} = \sqrt{11.13^2 + 4 \times (0.6 \times 3.16)^2} = 11.76 \text{ Mpa}$$

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。

7.3 低速轴设计计算

1)求低速轴上的功率 P_3 、转速 n_3 和转矩 T_3

$$P_3=6.87 \text{ kW}; n_3=50 \text{ r/min}; T_3=1287450 \text{ N}\cdot\text{m}$$

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:

$$d_{\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}}$$

$$d_{\min} \geq 112 \sqrt[3]{\frac{6.87}{50.96}} = 57.43 \text{ mm}$$

低速轴的最小直径是安装链轮的轴径，由于安装键将轴径增大 5%

$$d_{\min} = (1 + 0.05) \times 57.43 = 60.3 \text{ mm}$$

故选取: $d_1 = 61 \text{ mm}$

3) 轴的结构设计图

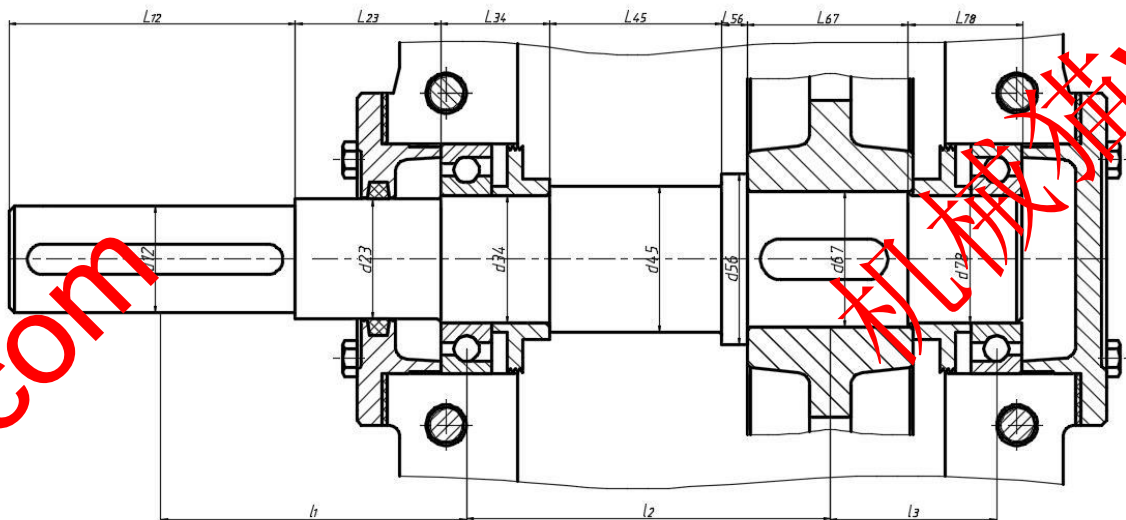


图 7-5 低速轴示意图

①为了满足链轮的轴向定位要求，I、II轴段右端需制出一轴肩，故取II-III段的直径 $d_{23} = 68 \text{ mm}$ 。现取 $l_{12} = 102 \text{ mm}$ 。

4)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，故选用角接触轴承。参照工作要求并根据 $d_{23} = 68 \text{ mm}$ ，由轴承产品目录中选择角接触轴承 7215C，其尺寸为 $d \times D \times B = 75 \times 130 \times 25 \text{ mm}$ ，故 $d_{34} = d_{78} = 50 \text{ mm}$ 。

轴承挡油环定位，由手册上查得 7215C 型轴承的定位轴肩高度，取 $d_{45} = 82 \text{ mm}$

5)取安装齿轮处的轴段的直径 $d_{67} = 82 \text{ mm}$ ；已知低速级大齿轮轮毂的宽度为 $b_4 = 108 \text{ mm}$ ，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 $l_{67} = 106 \text{ mm}$ 。齿轮的左端采用轴肩定位，由轴径 $d_{45} = 82 \text{ mm}$ ，则轴环处的直径 $d_{56} = 89 \text{ mm}$ ，取 $l_{56} = 13 \text{ mm}$ 。

6)轴承端盖厚度 $e = 10$ ，垫片厚度 $\Delta_t = 2$ ， $\Delta = 2$ ，轴承端盖凸缘和轴承位置关系从图上测量 e_1 ，根据绘图尺寸 l_{23} 应不小于 14 mm ，最终取

$$l_{23} = 50\text{mm}$$

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 ,同时考虑保证三个轴轴承中线共线,从图上测量得

$$l_{34}=46\text{mm}, l_{78}=46\text{mm}, l_{45}=110\text{mm}$$

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 $b \times h=22 \times 14\text{mm}$ 。

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/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

表 7-3 轴的直径和长度

轴段	1	2	3	4	5	6	7
直径	75	82	89	82	75	68	61
长度	46	106	13	110	46	50	102

低速级大齿轮所受的圆周力

$$F_{t4} = 2 \times \frac{T_3}{d_2}$$

$$F_{t4} = 2 \times \frac{1287450}{276.74} = 9304.4\text{N}$$

低速级大齿轮所受的径向力

$$F_{r4} = F_{t4} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

$$F_{r4} = 9304.4 \times \frac{\tan 20}{\cos 14} = 3490.2\text{N}$$

低速级大齿轮所受的轴向力

$$F_{a4} = F_{t4} \times \tan \beta$$

$$F_{a4} = 9304.4 \times \tan 14 = 2319.85\text{N}$$

根据 7215C 深沟球查手册得压力中心 $a=12.5\text{mm}$

第一段轴中点到轴承压力中心距离:

$$l_1 = \frac{L_1}{2} + L_2 + a$$

$$l_1 = \frac{102}{2} + 50 + 12.5 = 113.5\text{mm}$$

轴承压力中心到齿轮支点距离:

$$l_2 = \frac{B_2}{2} + L_5 + L_4 + L_3 - a$$

$$l_2 = \frac{108}{2} + 13 + 110 + 46 - 12.5 = 210.5\text{mm}$$

齿轮中点到轴承压力中心距离:

$$l_3 = L_7 - a + L_6 - \frac{B_2}{2}$$

$$l_3 = 46 - 12.5 + 106 - \frac{108}{2} = 85.5\text{mm}$$

①计算轴的支反力

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_{t4} l_3}{l_2 + l_3}$$

$$F_{NH1} = \frac{9304.4 \times 85.5}{210.5 + 85.5} = 2687.59\text{N}$$

$$F_{NH2} = \frac{F_{t4} l_2}{l_2 + l_3}$$

$$F_{NH2} = \frac{9304.4 \times 210.5}{210.5 + 85.5} = 6616.81\text{N}$$

垂直支反力

$$F_{NV1} = \frac{F_{r4} \times l_3}{l_2 + l_3}$$

$$F_{NV1} = \frac{3490.2 \times 85.5}{210.5 + 85.5} = 1008.15\text{N}$$

$$F_{NV2} = \frac{F_{r4} \times l_2}{l_2 + l_3}$$

$$F_{NV2} = \frac{9304.4 \times 210.5}{210.5 + 85.5} = 2732.05\text{N}$$

②计算轴的弯矩, 并做弯矩图

截面 C 处的水平弯矩

$$M_{CH1} = F_{NH1} l_2$$

$$M_{CH1} = 2687.59 \times 210.5 = 565737.7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

截面 C 处的垂直弯矩

$$M_{CV1} = F_{NV1} l_2$$

$$M_{210.5V1} = 1003.15 \times 210.5 = 212215.58 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

截面 C 处的合成弯矩

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2}$$

$$M_{C1} = \sqrt{565737.7^2 + 212215.58^2} = 604230.58 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

作转矩图 (图 e)

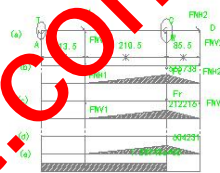


图 7-6 低速轴受力及弯矩图

10)校核轴的强度

因 B 弯矩大, 且作用有转矩, 故 B 为危险剖面

抗弯截面系数为

$$W = \frac{\pi d_2^3}{32}$$

$$W = \frac{3.14 \times 82^3}{32} = 54130.43 \text{mm}^3$$

抗扭截面系数为

$$W_T = \frac{\pi d_2^3}{16}$$

$$W_T = \frac{3.14 \times 82^3}{16} = 108260.85 \text{mm}^3$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M_{C1}}{W}$$

$$\sigma = \frac{604230.58}{54130.43} = 11.16 \text{Mpa}$$

剪切应力为

$$\tau = \frac{T_3}{W_T}$$

$$\tau = \frac{1287450}{108260.85} = 11.89 \text{Mpa}$$

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

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha\tau)^2}$$

$$\sigma_{ca} = \sqrt{11.16^2 + 4 \times (0.6 \times 11.89)^2} = 18.11 \text{Mpa}$$

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。

第八节 滚动轴承计算与校核

8.1 高速轴上的轴承计算与校核

表 8-1 轴承参数表

轴承型号	内径 d(mm)	外径 D(mm)	宽度 B(mm)	基本额定动载荷 (kN)
7207C	35	72	17	30.5

根据前面的计算, 选用 7207C 角接触轴承, 内径 $d=35\text{mm}$, 外径 $D=72\text{mm}$, 宽度 $B=17\text{mm}$, 轴承基本额定动载荷 $C_r=30.5\text{kN}$, 额定静载荷 $C_{0r}=20\text{kN}$, 轴承采用正装。

要求寿命为 $L_h=58400\text{h}$ 。

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:

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2}$$

$$F_{N1} = \sqrt{1040.93^2 + (-1796.86)^2} = 2076.59\text{N}$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2}$$

$$F_{N2} = \sqrt{3067.26^2 + 1657.19^2} = 3486.31\text{N}$$

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

查表可知 $f_t=1$, $f_p=1$

$$P_{r1} = X_1 F_{N1}$$

$$P_{r1} = 1 \times 2076.59 = 2076.59$$

$$P_{r2} = X_2 F_{N2}$$

$$P_{r2} = 1 \times 3486.31 = 3486.31$$

取两轴承当量动载荷较大值带入轴承寿命计算公式

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_r} \right)^3$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 486.67} \left(\frac{1 \times 30.5}{1 \times 3486.31} \right)^3 = 22931$$

由此可知该轴承的工作寿命足够。

8.2 中间轴上的轴承计算与校核

表 8-2 轴承参数表

轴承型号	内径 d(mm)	外径 D(mm)	宽度 B(mm)	基本额定动载荷 (kN)
7210C	50	90	20	42.8

根据前面的计算, 选用 7210C 角接触轴承, 内径 $d=50\text{mm}$, 外径 $D=90\text{mm}$, 宽度 $B=20\text{mm}$
轴承基本额定动载荷 $C_r=42.8\text{kN}$, 额定静载荷 $C_{0r}=32\text{kN}$, 轴承采用正装。

要求寿命为 $L_h=58400\text{h}$ 。

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:

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2}$$

$$F_{N1} = \sqrt{7898.99^2 + (-6532.29)^2} = 10250.11\text{N}$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2}$$

$$F_{N2} = \sqrt{5779.68^2 + 4344.02^2} = 7230.16\text{N}$$

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

查表可知 $f_t=1$, $f_p=1$

$$P_{r1} = X_1 F_{N1}$$

$$P_{r1} = 1 \times 10250.11 = 10250.11$$

$$P_{r2} = X_2 F_{N2}$$

$$P_{r2} = 1 \times 7230.16 = 7230.16$$

取两轴承当量动载荷较大值带入轴承寿命计算公式

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_r} \right)^3$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 135.56} \left(\frac{1 \times 42.8}{1 \times 10250.11} \right)^3 = 8951$$

由此可知该轴承的工作寿命足够。

8.3 低速轴上的轴承计算与校核

表 8-3 轴承参数表

轴承型号	内径 d(mm)	外径 D(mm)	宽度 B(mm)	基本额定动载荷 (kN)
7215C	75	130	25	79.2

根据前面的计算,选用 7215C 角接触轴承,内径 $d=75\text{mm}$,外径 $D=130\text{mm}$,宽度 $B=25\text{mm}$
轴承基本额定动载荷 $C_r=79.2\text{kN}$, 额定静载荷 $C_{0r}=65.8\text{kN}$, 轴承采用正装,
要求寿命为 $L_h=58400\text{h}$ 。

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:

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2}$$

$$F_{N1} = \sqrt{2687.59^2 + 1008.15^2} = 2870.45\text{N}$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2}$$

$$F_{N2} = \sqrt{6616.81^2 + 2482.05^2} = 7067.02\text{N}$$

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

查表可知 $f_t=1$, $f_p=1$

$$P_{r1} = X_1 F_{N1}$$

$$P_{r1} = 1 \times 2870.45 = 2870.45$$

$$P_{r2} = X_2 F_{N2}$$

$$P_{r2} = 1 \times 7067.02 = 7067.02$$

取两轴承当量动载荷较大值带入轴承寿命计算公式

$$L_h = \frac{10^6}{60n_3} \left(\frac{f_t C_r}{f_p P_r} \right)^3$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 50.96} \left(\frac{1 \times 79.2}{1 \times 7067.02} \right)^3 = 460348$$

由此可知该轴承的工作寿命足够。

机械猫

机械猫www.jixiecat.com

机械猫www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

www.jixiecat.com

机械猫

om

第九节 键联接设计与校核

9.1 高速轴与大带轮键连接校核

选用 A 型键，查表得 $b \times h = 8\text{mm} \times 7\text{mm}$ (GB/T1096-2003)，键长 39mm。

键的工作长度 $l = L - b = 31\text{mm}$

键材料为高碳钢，可求得键连接的许用挤压应力 $[\sigma]_p = 180\text{MPa}$ 。

键连接工作面的挤压应力

$$\sigma_p = \frac{4 t_1}{h l d}$$

$$\sigma_p = \frac{4 \times 146190}{7 \times 31 \times 29} = 92.92\text{Mpa}$$

9.2 中间轴与一级大齿轮键连接校核

选用 A 型键，查表得 $b \times h = 18\text{mm} \times 11\text{mm}$ (GB/T1096-2003)，键长 55mm。

键的工作长度 $l = L - b = 37\text{mm}$

低速级小齿轮材料为 40Cr，可求得键连接的许用挤压应力 $[\sigma]_p = 120\text{MPa}$ 。

键连接工作面的挤压应力

$$\sigma_p = \frac{4 T}{h l d}$$

$$\sigma_p = \frac{4 \times 503710}{11 \times 37 \times 65} = 76.16$$

9.3 输出轴与二级大齿轮键连接校核

选用 A 型键，查表得 $b \times h = 22\text{mm} \times 14\text{mm}$ (GB/T1096-2003)，键长 75mm。

键的工作长度 $l = L - b = 53\text{mm}$

高速级大齿轮材料为 45 号钢，可求得键连接的许用挤压应力 $[\sigma]_p = 120\text{MPa}$ 。

键连接工作面的挤压应力

$$\sigma_p = \frac{4 T}{h l d}$$

$$\sigma_p = \frac{4 \times 1287450}{14 \times 53 \times 82} = 84.64$$

9.4 输出轴与联轴器键连接校核

选用 A 型键，查表得 $b \times h = 18\text{mm} \times 11\text{mm}$ (GB/T1096-2003)，键长 69mm。

键的工作长度 $l = L - b = 51\text{mm}$

高速级大齿轮材料为 45 号钢，可求得键连接的许用挤压应力 $[\sigma]_p = 120\text{MPa}$ 。

键连接工作面的挤压应力

$$\sigma_p = \frac{4T}{hld}$$

$$\sigma_p = \frac{4 \times 1287450}{11 \times 51 \times 61} = 150.49$$

第十节 联轴器的选型

10.1 低速轴上联轴器

(1) 计算载荷

由表查得载荷系数 $K=1.3$

计算转矩 $T_c=K \times T=1.3 \times 1287.45=1673.685\text{N}\cdot\text{m}$

(2) 选择联轴器的型号

轴伸出端安装的联轴器初选为 LT10 弹性柱销联轴器 (GB/T5014-2017), 公称转矩 $T_n=2000\text{N}\cdot\text{m}$, 许用转速 $[n]=2300\text{r}/\text{min}$, Y 型轴孔, 主动端孔直径 $d=61\text{mm}$, 轴孔长度 $L=142\text{mm}$ 。

$T_c=1673.685\text{N}\cdot\text{m} < 2000\text{N}\cdot\text{m}$

$n=50.56\text{r}/\text{min} < 2300\text{r}/\text{min}$

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 $V < 3\text{m/s}$, 故均采用毡圈油封封油圈。

11.2 齿轮的润滑

齿轮圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000}$$
$$v = \frac{3.14 \times 71.17 \times 486.67}{60 \times 1000} = 1.81\text{m/s}$$

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 48mm, 由于大齿轮全齿高 $h = 6.75\text{mm} < 10\text{mm}$, 取浸油深度为 10mm, 则油的深度 H 为

$$H = 48 + 10 = 58\text{mm}$$

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。

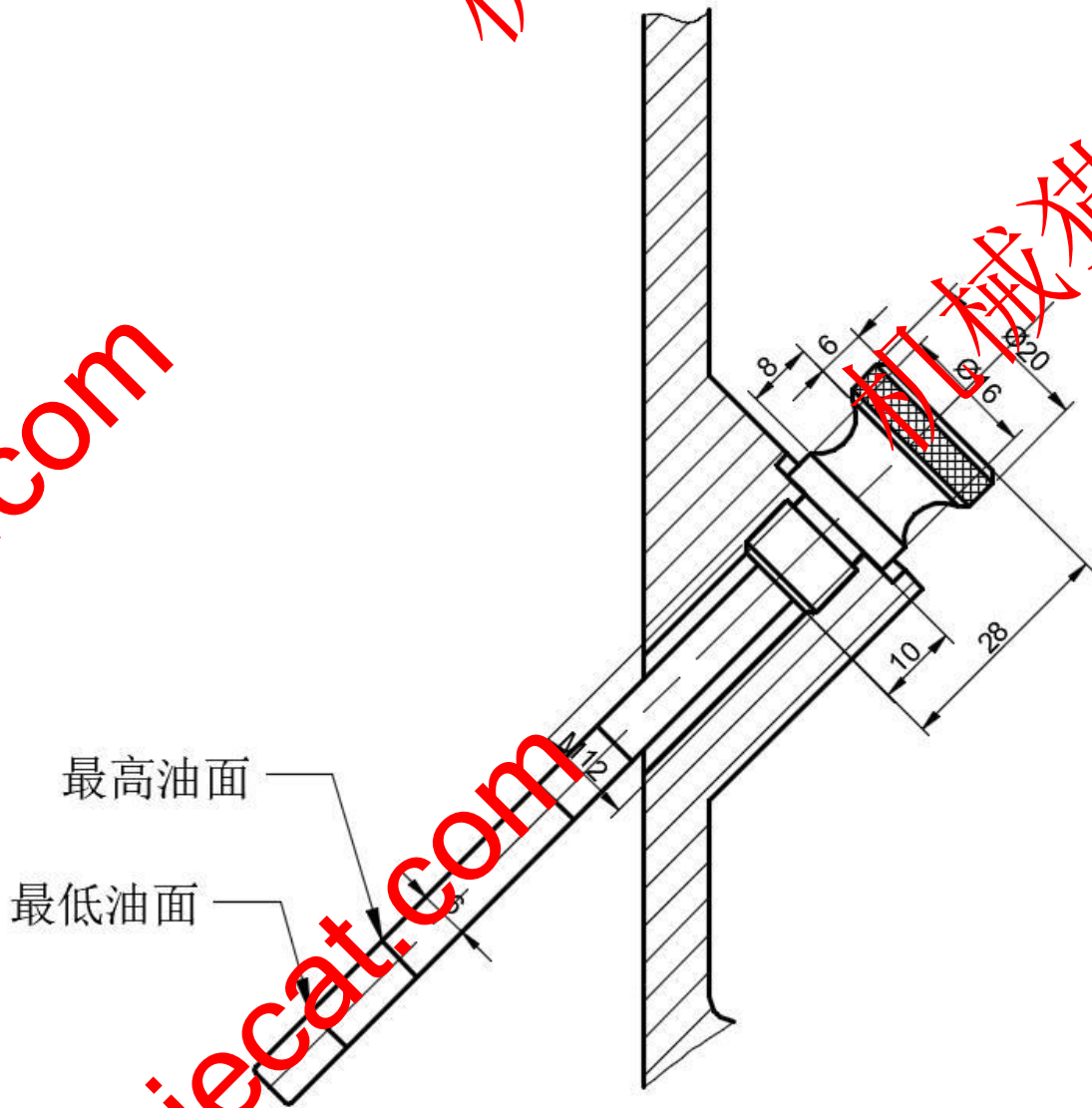


图 12-1 杆式油标

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。

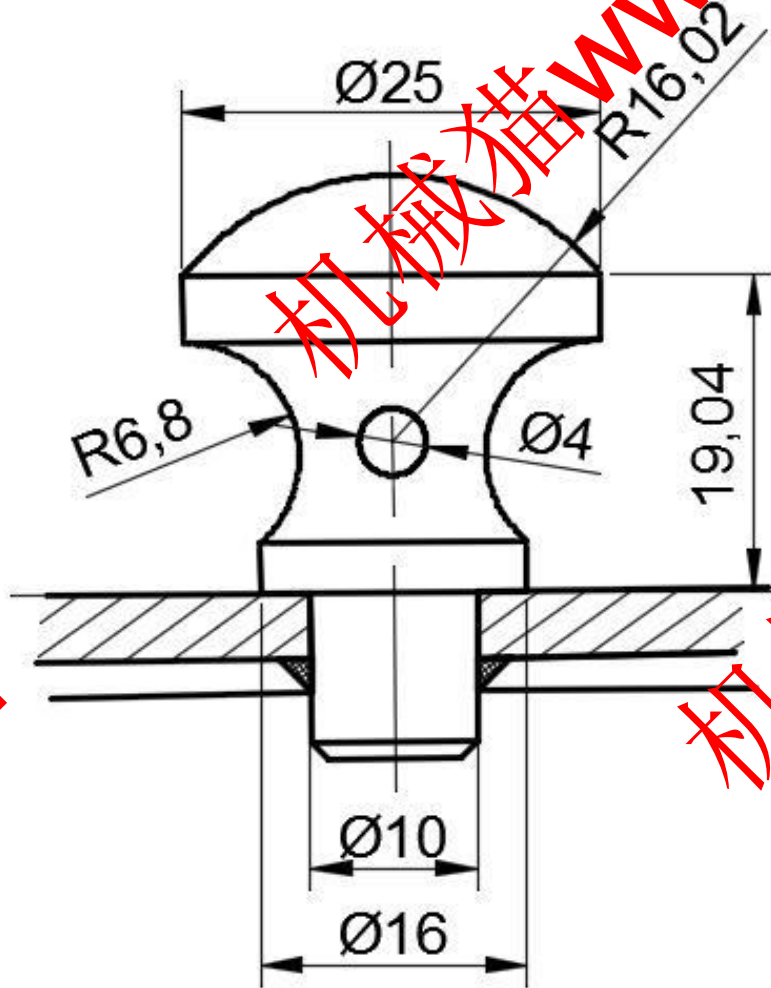


图 12-2 通气器

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，箱体内部底面做成斜面，向放油孔方向倾斜 $1^{\circ} \sim 2^{\circ}$ ，使油易于流出。

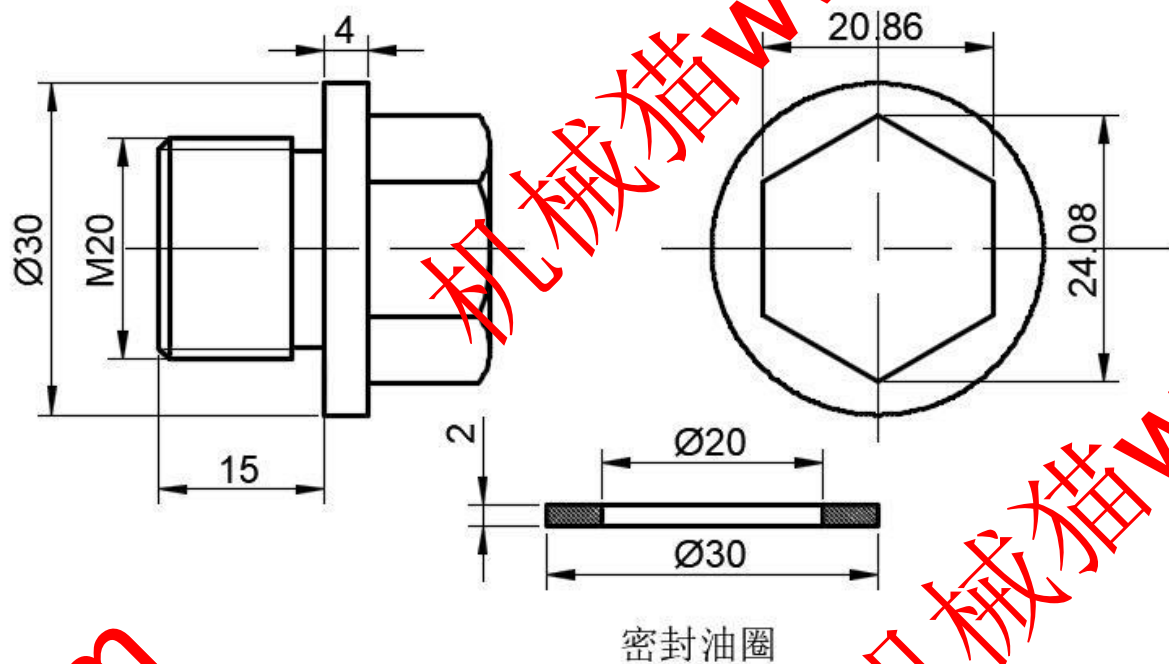


图 12-3 放油塞

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。

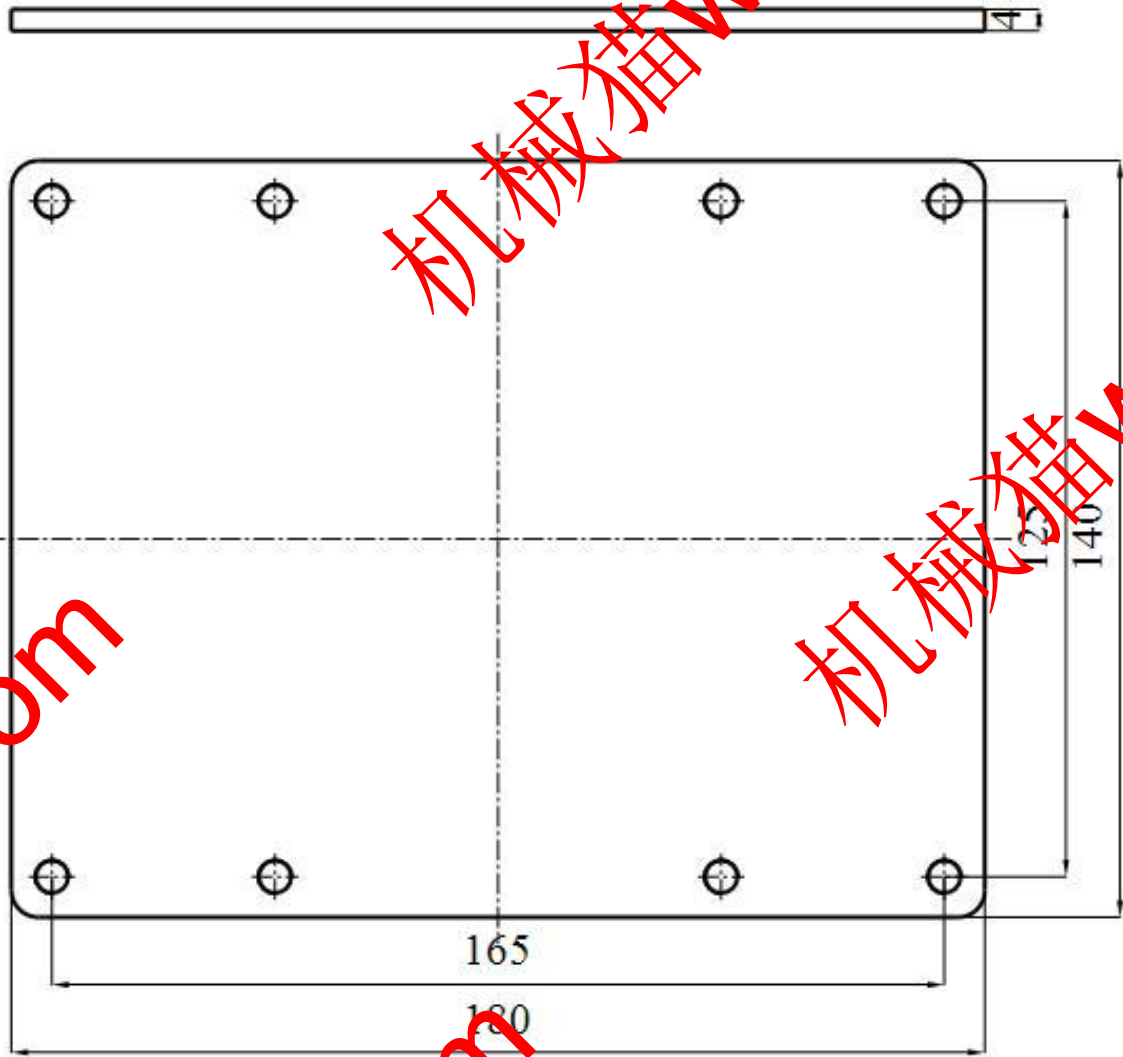


图 12-4 窥视孔盖示意图

$L1=180$, $L2=165$, $l1=140$, $b2=125$

$\delta=4\text{mm}$

$d4=7\text{mm}$

$R=5\text{mm}$

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。

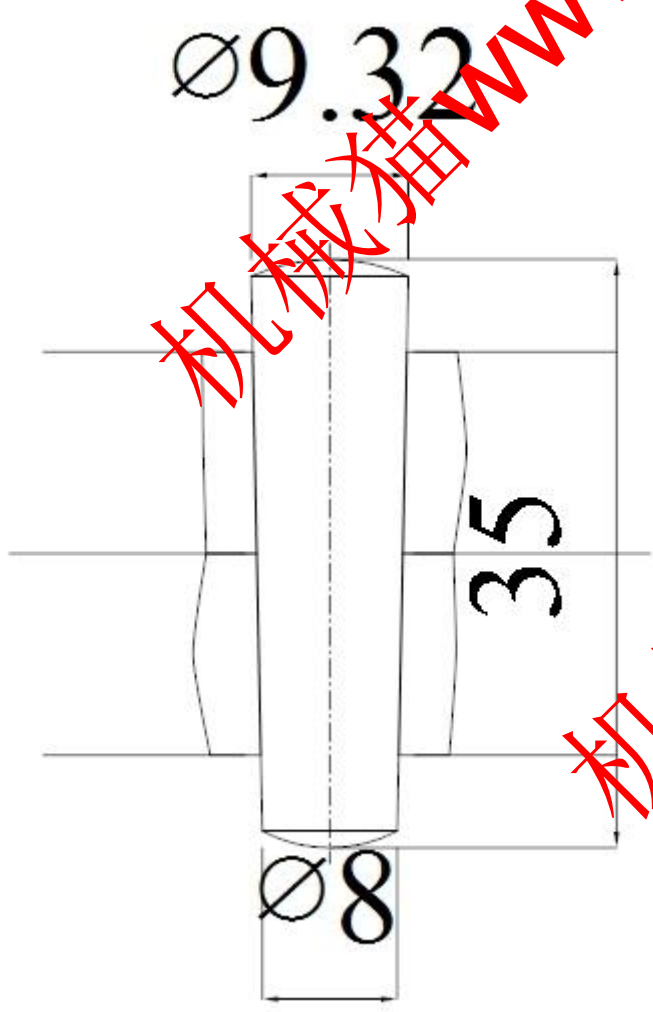


图 12-5 圆锥销示意图

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。

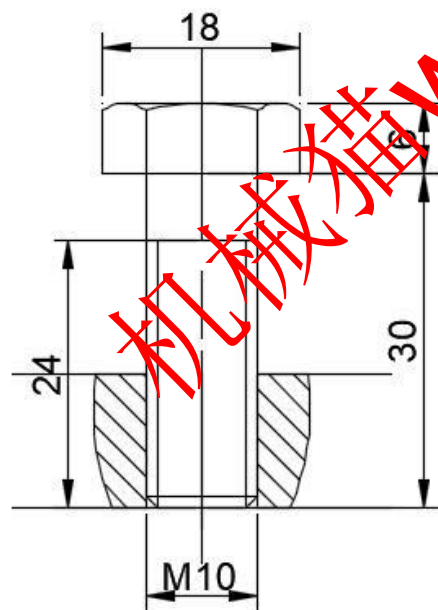


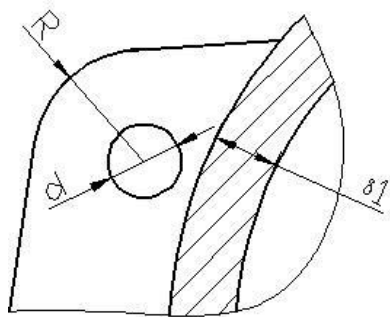
图 12-6 起盖螺钉

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：

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：

吊孔 (在箱盖上铸出)



吊耳 (在箱座上铸出)

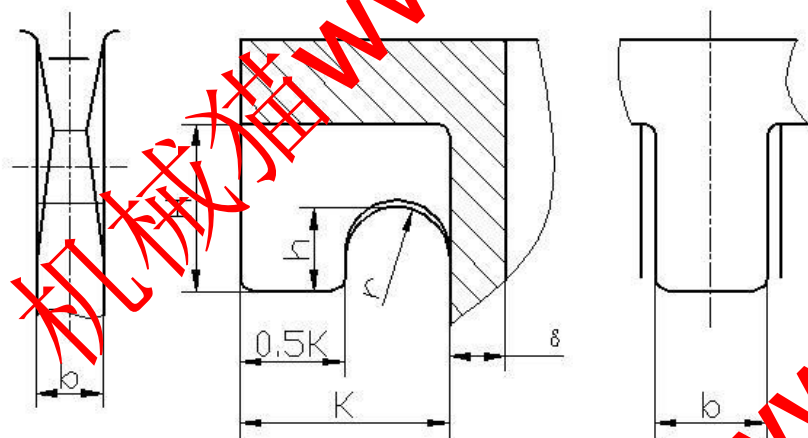


图 12-7 吊耳

吊孔尺寸计算:

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

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

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

吊耳尺寸计算:

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

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

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

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

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

12.7.1 轴承端盖的选用

输入轴上的轴承为 7207AC 型角接触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 7207AC 型角接触采用凸缘式轴承端盖, 两端都为闷盖。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 7210AC 型角接触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 $D=90$, 螺钉直径为 8mm, 螺钉数目 4 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	$0.025a+3=0.025 \times 149+3 \geq 8$	8mm
箱盖壁厚	δ_1	$0.02a+3=0.02 \times 149+3 \geq 8$	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	$0.036a+12=0.036 \times 149+12$	M18
地脚螺栓的数目	n		4
轴承旁连接螺栓直径	d_1	$0.75d_f$	M14
盖与座连接螺栓直径	d_2	$(0.5 \sim 0.6)d_f$	M10
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	$(0.7 \sim 0.8)d_2$	8mm
d_f 、 d_1 、 d_2 至外箱壁距离	C_1	查表	24mm、 20mm、16mm
d_f 、 d_1 、 d_2 至凸缘边缘距离	C_2	查表	22mm、 18mm、14mm
轴承旁凸台半径	R	C_2	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	43mm
外箱壁至轴承座端面距离	l_1	$C_1+C_2+(5 \sim 10)$	43mm
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	D_1	$D+(5 \sim 5.5)d_3$ ； D --轴承外径	112mm
中间轴承端盖外径	D_2	$D+(5 \sim 5.5)d_3$ ； D --轴承外径	112mm
低速轴承端盖外径	D_3	$D+(5 \sim 5.5)d_3$ ； D --轴承外径	130mm

第十四节 设计小结

在平时的学习生活中，我们学习了很多相关的课程，像理论力学、材料力学、机械原理、机械设计等等。但是却很少有机会把所学的知识实际运用出来。通过这次机械设计课程设计，使我充分了解了设计机械的过程，还有相关的注意事项，弥补了平时上课对实践学习的一个空白。

在这几周时间之中我们依次进行了电机的选择，传动部件的设计计算、绘制装配草图、强度校核、设计箱体及其附属部件、绘制装配图零件图。虽然我们设计的减速箱不是什么顶尖的产品，但是通过这次的学习，使我更深的理解了机械设计的基本方法和过程。提高了自己分析和解决实际机械工程问题的能力，熟练了 CAD 软件操作和使用，对以后的学习和工作打下了良好的基础

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