

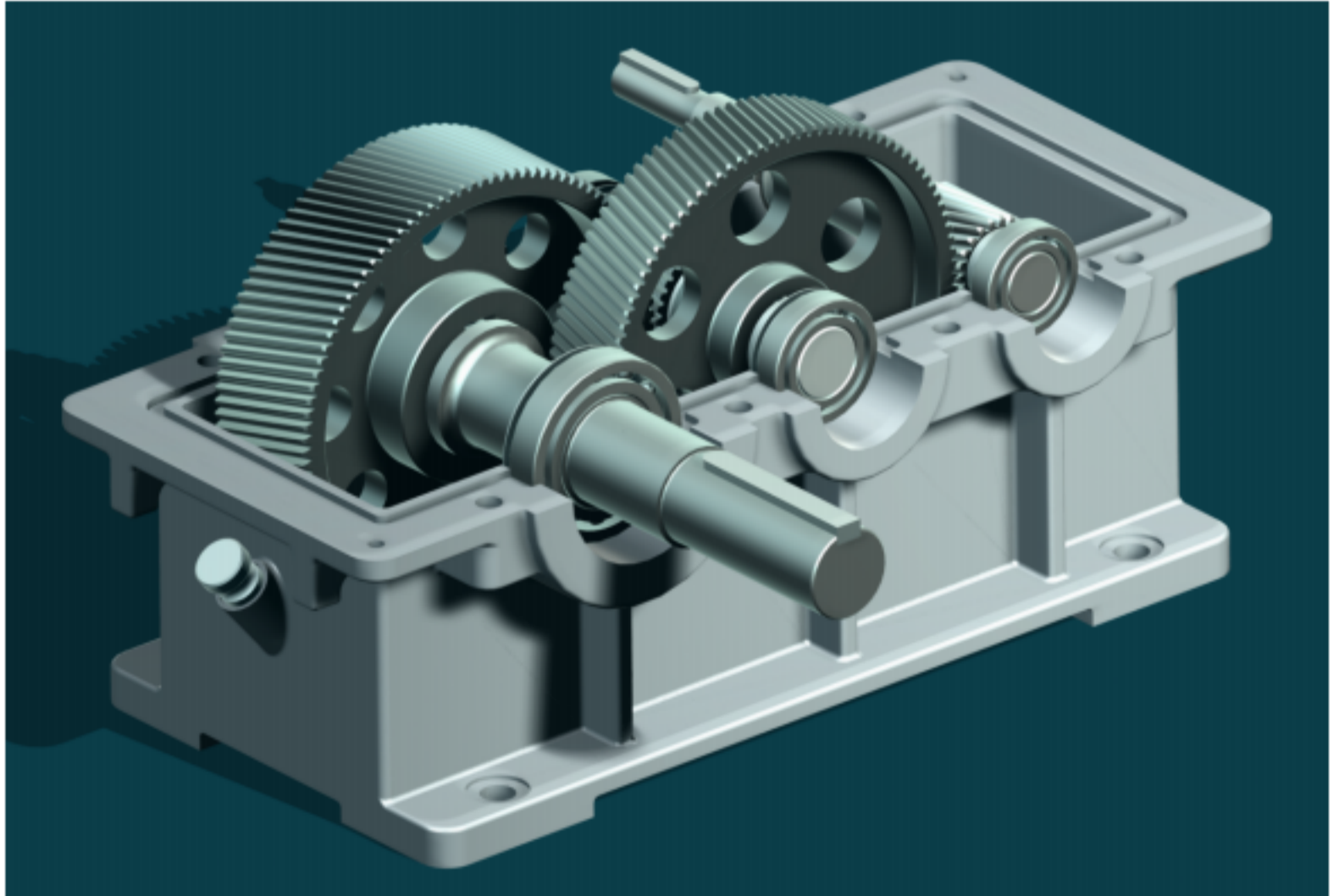
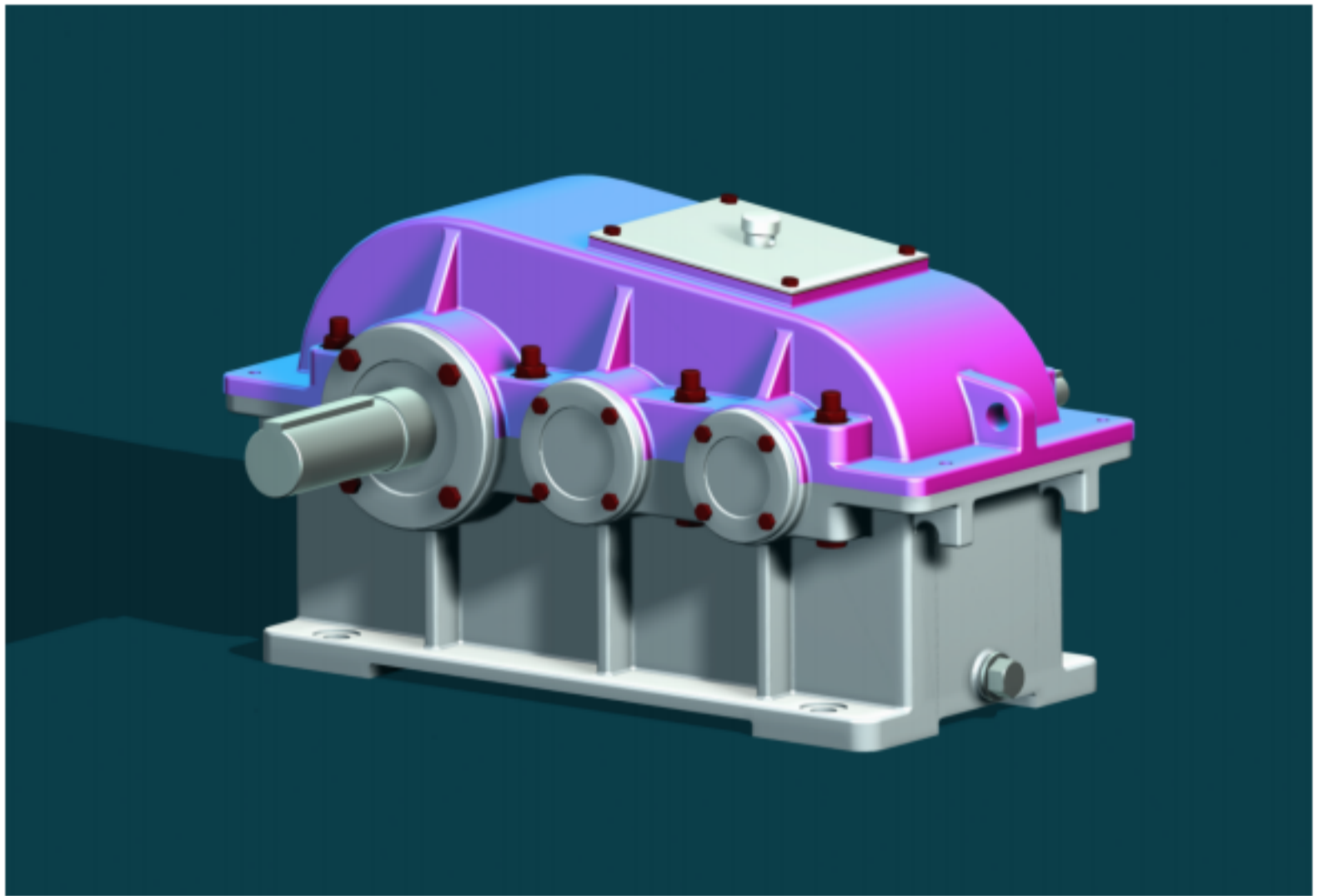


合肥工业大学
Hefei University of Technology

机械设计课程设计 计算说明书

题 目：带式输送机传动装置

作 者：[Redacted]
学 号：[Redacted]
学 院：机械与汽车工程学院
班 级：[Redacted]06[Redacted]
指导教师：[Redacted]
日 期：[Redacted]年[Redacted]月[Redacted]日



目 录

第一章 传动装置总体设计方案.....	1
1.1 传动方案.....	1
1.2 该方案的优缺点.....	1
第二章 电动机的选择.....	2
2.1 计算过程.....	2
2.2 计算结果.....	5
第三章 带传动的设计计算.....	6
3.1 带传动的计算过程.....	6
3.2 带传动的计算结果.....	8
第四章 齿轮传动的设计计算.....	9
4.1 高速级齿轮传动计算.....	9
4.1.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数.....	9
4.1.2 按齿面接触强度设计.....	9
4.1.3 按齿根弯曲强度设计.....	11
4.1.4 几何尺寸计算.....	12
4.2 低速级齿轮传动计算.....	13
4.2.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数.....	13
4.2.2 按齿面接触强度设计.....	13
4.2.3 按齿根弯曲强度设计.....	15
4.2.4 几何尺寸计算.....	16
4.3 圆柱齿轮传动参数表.....	17
第五章 轴的结构设计.....	18
5.1 初步估算轴的直径.....	18
5.2 初选轴承.....	18
5.3 轴的各段直径和轴向尺寸.....	18
第六章 轴、轴承及键联接的校核计算.....	20
6.1 轴强度的校核计算.....	20
6.2 轴承寿命的校核计算.....	22
6.3 键联接强度的校核计算.....	23
第七章 联轴器的选择.....	24
设计小结.....	25
参考文献.....	26

第一章 传动装置总体设计方案

1.1 传动方案

传动方案已给定，外传动为V带传动，减速器为二级展开式圆柱齿轮减速器。方案简图如1.1所示。

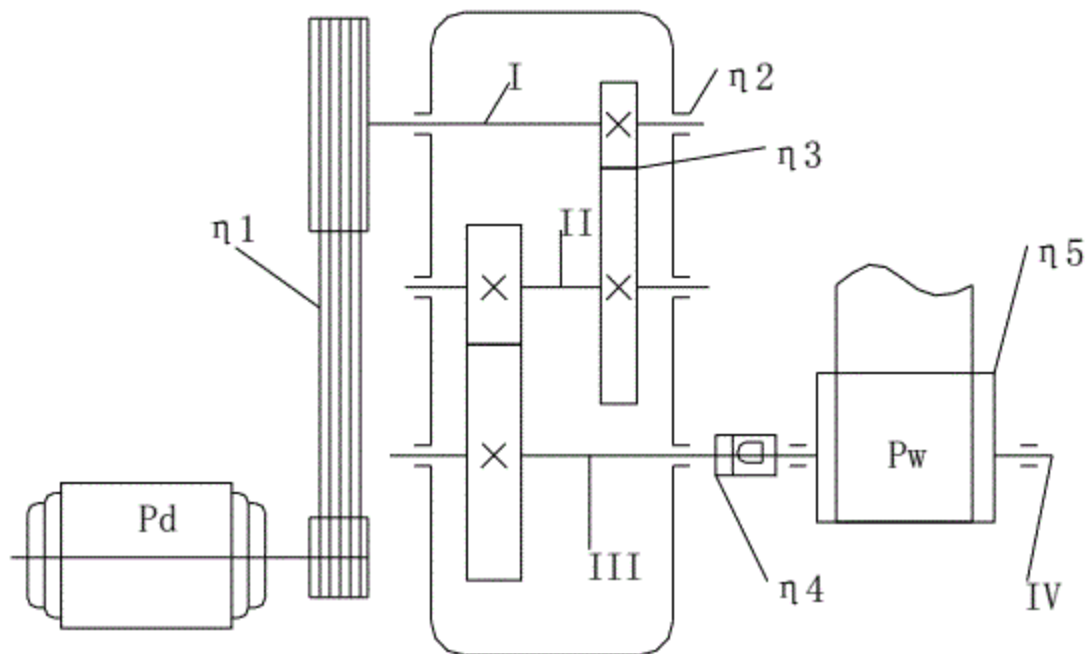


图 1.1 带式输送机传动装置简图

展开式由于齿轮相对于轴承为不对称布置，因而沿齿向载荷分布不均，故要求轴有较大的刚度。

1.2 该方案的优缺点

该工作机有轻微振动，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，并且该工作机属于小功率、载荷变化不大，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。

减速器部分两级展开式圆柱齿轮减速，这是两级减速器中应用最广泛的一种。齿轮相对于轴承不对称，要求轴具有较大的刚度。高速级齿轮常布置在远离扭矩输入端的一边，以减小因弯曲变形所引起的载荷沿齿宽分布不均现象。原动机部分为Y系列三相交流异步电动机。

总体来讲，该传动方案满足工作机的性能要求，适应工作条件、工作可靠，此外还结构简单、尺寸紧凑、成本低传动效率高。

第二章 电动机的选择

2.1 计算过程

2.1.1 选择电动机类型

按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。

2.1.2 选择电动机的容量

电动机所需的功率为

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{Fv}{\eta_a} \quad \text{kW}$$

由电动机到运输带的传动总效率为

$$\eta_a = \eta_1 \cdot \eta_2^4 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5$$

式中： η_1 、 η_2 、 η_3 、 η_4 、 η_5 分别为带传动、轴承、齿轮传动、联轴器和卷筒的传动

效率。取 $\eta_1 = 0.96$ （带传动）， $\eta_2 = 0.98$ （球轴承）， $\eta_3 = 0.97$ （齿轮精度为 8 级），

$\eta_4 = 0.99$ （弹性联轴器）， $\eta_5 = 0.96$ （已知条件），则

$$\eta_a = 0.96 \times 0.98^4 \times 0.97^2 \times 0.99 \times 0.96 = 0.79$$

所以

$$P_d = \frac{Fv}{\eta_a} = \frac{2.3 \times 1.4}{0.79} = 4.08 \quad \text{kW}$$

从表 22-1^[2]中可选额定功率为 5.5 kW 的电动机。

2.1.3 确定电动机转速

卷筒轴转速为

$$n = \frac{60 \times 1000v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.4}{3.14 \times 390} = 68.56 \quad \text{r/min}$$

按表 14-8^[2]推荐的传动比合理范围，取 V 带传动的传动比 $i_1' = 2 \sim 4$ ，二级圆柱齿轮

减速器传动比 $i_1' = 8 \sim 20$ ，则从电动机到卷筒轴的总传动比合理范围为 $i_a' = 16 \sim 80$ 。

故电动机转速的可选范围为

$$n_d' = i_a' \cdot n = (16 \sim 80) \times 68.56 = 1097 \sim 5485 \quad \text{r/min}$$

可见，电动机同步转速可选 1500 r/min、和 3000 r/min 两种。根据相同容量的两种转速，从表 22-1^[2]中查出两个电动机型号，再将总传动比合理分配给 V 带传动和减速器，

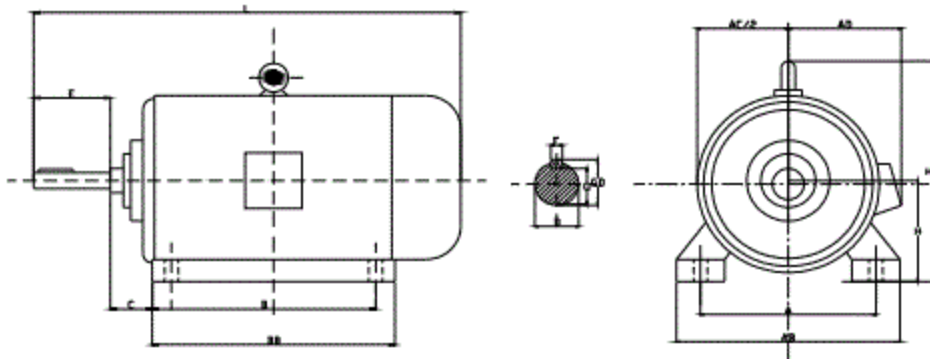
就得到两种传动比方案，如表 2.1 所示。

表 2.1 两种不同的传动比方案

方案	电动机型号	额定功率 P_{ed} kW	电动机转速 r/min		电动机重量 kg	传动装置的传动比		
			同步转速	满载转速		总传动比	V 带	减速器
1	Y132S1-2	5.5	3000	2900	64	43.76	2.74	16
2	Y132S-4	5.5	1500	1440	68	21.89	2.43	9

综合考虑多电动机和传动装置的尺寸、重量和带传动、减速器的传动比，选择第 1 种方案，即选电动机型号为 Y132S1-2，主要外形尺寸见表 2.2。

表 2.2 Y132S1-2 型电动机主要外形和安装尺寸



(mm)

中心高 H	外形尺寸 L×HD	底脚安装尺寸 A×B	地脚螺栓孔直径 K	轴伸尺寸 D×E	装键部位尺寸 F×G
132	475×315	216×140	12	38×80	10×33

2.1.4 二级减速器传动比分配

按展开二级圆柱齿轮减速器推荐高速级传动比 $i_1 = (1.3 \sim 1.5)i_2$ ，取 $i_1 = 1.4i_2$ ，得

$$i_1 = \sqrt{1.4i} = \sqrt{1.4 \times 16} = 4.73$$

所以

$$i_2 = \frac{i}{i_1} = \frac{16}{4.73} = 3.38$$

2.1.5 计算各轴转速

按公式 (2-8)^[2]、(2-9)^[2]和 (2-10)^[2]计算，得

$$\text{I 轴 } n_1 = \frac{n_m}{i_0} = \frac{2900}{2.74} = 1058.39 \text{ r/min}$$

$$\text{II轴 } n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{1058.39}{4.73} = 223.76 \text{ r/min}$$

$$\text{III轴 } n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{223.76}{3.38} = 66.20 \text{ r/min}$$

$$\text{卷筒轴 } n_{IV} = n_{III} = 66.20 \text{ r/min}$$

2.1.6 计算各轴输入功率、输出功率

按式 (2-11) ^[2]、(2-12) ^[2]和 (2-13) ^[2]计算各轴的输入功率，得

$$\text{I轴 } P_I = P_d \cdot \eta_{01} = P_d \cdot \eta_1 = 4.08 \times 0.96 = 3.92 \text{ kW}$$

$$\text{II轴 } P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} = P_I \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 3.92 \times 0.98 \times 0.97 = 3.73 \text{ kW}$$

$$\text{III轴 } P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{23} = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 3.73 \times 0.98 \times 0.97 = 3.55 \text{ kW}$$

$$\text{卷筒轴 } P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{34} = P_{III} \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 3.55 \times 0.98 \times 0.99 = 3.44 \text{ kW}$$

各轴的输出功率为输入功率乘轴承效率 0.98，分别为

$$\text{I轴 } P'_I = P_I \cdot \eta_2 = 3.92 \times 0.98 = 3.84 \text{ kW}$$

$$\text{II轴 } P'_{II} = P_{II} \cdot \eta_2 = 3.73 \times 0.98 = 3.66 \text{ kW}$$

$$\text{III轴 } P'_{III} = P_{III} \cdot \eta_2 = 3.55 \times 0.98 = 3.48 \text{ kW}$$

$$\text{卷筒轴 } P'_{IV} = P_{IV} \cdot \eta_2 = 3.44 \times 0.98 = 3.37 \text{ kW}$$

2.1.7 计算各轴的输入、输出转矩。电动机轴输出转矩

$$T_d = 9550 \frac{P_d}{n_m} = 9550 \times \frac{4.08}{2900} = 13.44 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{I轴输入转矩 } T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \times \frac{3.92}{1058.39} = 35.37 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{II轴输入转矩 } T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \times \frac{3.73}{223.76} = 159.20 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{III轴输入转矩 } T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \times \frac{3.55}{66.2} = 512.12 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{卷筒轴输入转矩 } T_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \times \frac{3.44}{66.20} = 496.25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

各轴的输出转矩分别为各轴的输入转矩乘轴承效率 0.98。

2.2 计算结果

运动和动力参数计算结果整理后填入表 2.3 中。

表 2.3 运动和动力参数计算结果

轴名	功率 P (kW)		转矩 T (N·m)		转速 n r/min	传动比 i	效率 η
	输入	输出	输入	输出			
电动机轴		4.08		13.44	2900	2.74	0.96
I 轴	3.92	3.84	35.37	34.66	1058.39	4.73	0.95
II 轴	3.73	3.66	159.20	156.01	223.76	3.38	0.95
III 轴	3.55	3.48	512.12	501.88	66.2	1.00	0.97
卷筒轴	3.44	3.37	496.25	486.33	66.2		

第三章 带传动的设计计算

3.1 带传动的计算过程

3.1.1 已知条件和设计内容

设计V带传动时的已知条件包括：带传动的工件条件；传动位置与总体尺寸限制；所需传递的额定功率P；小带轮转速 n_1 ；大带轮……

3.1.2 设计步骤

(1) 确定计算功率

根据工作条件——两班制，轻微冲击，由表8-7^[1]查得 $K_A=1.2$ ，计算功率为

$$P_{ca} = K_A P_d = 1.2 \times 4.08 = 4.90 \text{ kW}$$

(2) 选择V带的带型

根据计算功率 $P_{ca} = 4.90 \text{ kW}$ ，小带轮转速 $n_1 = n_m = 2900 \text{ r/min}$ ，由图8-11^[1]选用A型带。

(3) 确定带轮的基准直径 d_d ，并验算带速 v

1) 初选小带轮基准直径 d_{d1}

根据V带的带型，由表8-6^[1]和表8-8^[1]，取小带轮的基准直径 $d_{d1} = 90 \text{ mm}$

2) 验算带速 v

根据式(8-13)^[1]

$$v = \frac{\pi d_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 90 \times 2900}{60 \times 1000} = 13.67 \text{ m/s}$$

由于 $5 \text{ m/s} < v < 30 \text{ m/s}$ ，故带速合适。

3) 计算大带轮的基准直径

由 $d_{d2} = i d_{d1}$ ，传动比 $i_0 = 2.74$ ，有

$$d_{d2} \approx i d_{d1} = 2.74 \times 90 = 247 \text{ mm}$$

根据表8-8^[1]，圆整为 $d_{d2} = 250 \text{ mm}$ 。

(4) 确定V带的中心距 a ，并选V带的基准长度 L_d

1) 确定小带轮中心距

根据式(8-20)^[1]

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) = 238 < a_0 < 2(d_{d1} + d_{d2}) = 680,$$

初定中心距 $a_0 = 480 \text{ mm}$ 。

2) 计算相应的带长 L_{d0}

按式 (8-22) ^[1]

$$\begin{aligned} L_{d0} &\approx 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a} \\ &= 2 \times 480 + \frac{\pi}{2}(90 + 250) + \frac{(250 - 90)^2}{4 \times 480} = 1507 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表 8-2^[1]选带的基准长度 $L_d = 1600 \text{ mm}$

3) 计算实际中心距 a 及其变动范围

由式 (8-23) ^[1]

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 480 + \frac{1600 - 1507}{2} = 526 \text{ mm}$$

由式 (8-24) ^[1], 中心距的变化范围为

$$\begin{cases} a_{\min} = a - 0.015L_d = 526 - 0.015 \times 1600 = 502 \text{ mm} \\ a_{\max} = a + 0.03L_d = 526 + 0.03 \times 1600 = 574 \text{ mm} \end{cases}$$

(5) 验算小带轮上的包角 α

$$\begin{aligned} \alpha &\approx 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{250 - 90}{526} \times 57.3^\circ = 162.57^\circ > 120^\circ \end{aligned}$$

包角合适。

(6) 计算带的根数

计算单根 V 带的额定计算功率,

由 $d_{d1} = 90 \text{ mm}$ 和 $n_1 = 2900 \text{ r/min}$, 查表 8-4a^[1]得 $P_0 = 1.64 \text{ kW}$

查表 8-4b^[1]得 $\Delta P_0 = 0.34 \text{ kW}$,

查表 8-5^[1]得 $K_\alpha = 0.95$,

查表 8-2^[1]得 $K_L = 1.16$,

根据式 (8-26) ^[1]

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0)K_\alpha K_L} = \frac{4.90}{(1.64 + 0.34) \times 0.95 \times 1.16} = 2.25$$

取 3 根。

(7) 确定带的最小初拉力 F_0

由表 8-3^[1]得 A 型带的单位长度质量 $q = 0.10 \text{ kg/m}$

$$\begin{aligned} (F_0)_{\min} &= 500 \frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha z v} + qv^2 \\ &= 500 \frac{(2.5 - 0.95) \times 4.90}{0.95 \times 3 \times 13.67} + 0.10 \times 13.67^2 = 116.16 \text{ N} \end{aligned}$$

(8) 计算带传动的压轴力 F_p

压轴力的最小值为

$$(F_p)_{\min} = 2z(F_0)_{\min} \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 116.16 \times \sin \frac{162.57^\circ}{2} = 688.91$$

3.2 带传动的计算结果

把带传动的设计结果记入表中，如表 3.1。

表 3.1 带传动的设计参数

带型	A	中心距	526 mm
小带轮直径	90 mm	包角	163°
大带轮直径	250 mm	带长	1600 mm
带的根数	3	初拉力	116.16 N
带速	13.67 m/s	压轴力	688.91 N

第四章 齿轮传动的设计计算

4.1 高速级齿轮传动计算

已知条件：输入功率 $P_1 = 3.92$ kW，小齿轮转速 $n_1 = n_f = 1058.39$ r/min，传动比

$i_1 = 4.73$ ，工作寿命 8 年（年工作日 250 天），两班制。

4.1.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

- 1) 选用斜齿圆柱齿轮传动
- 2) 运输机为一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度（GB 10095-88）
- 3) 材料选择。由表 10-1^[1]选择小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45 钢（调质），硬度为 240HBS，二者材料硬度差为 40HBS。
- 4) 选小齿轮齿数 $z_1 = 21$ ，大齿轮齿数 $z_2 = i_1 z_1 = 4.73 \times 21 = 99.33$ ，取 $z_2 = 100$ 。
- 5) 初选螺旋角 $\beta = 12^\circ$ 。

4.1.2 按齿面接触强度设计

按式 (10-21)^[1]试算，即

$$d_u \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{i_1 \pm 1}{i_1} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)}$$

(1) 确定公式内的各计算数值

- 1) 试选 $K_t = 1.6$
- 2) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 P_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 3.92}{1058.39} = 3.537 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- 3) 由表 10-7^[1]选取齿宽系数 $\phi_d = 1$ 。
- 4) 由表 10-6^[1]查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$ 。
- 5) 由图 10-21d^[1]按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\text{lim}1} = 600 \text{ MPa}$ ；

大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\text{lim}2} = 550 \text{ MPa}$ 。

- 6) 由式 (10-13)^[1]计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 1058.39 \times 1 \times (2 \times 8 \times 250 \times 8) = 2.032 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{2.032 \times 10^9}{4.73} = 4.296 \times 10^8$$

7) 由图 10-19^[1]取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.92$; $K_{HN2} = 1.05$ 。

8) 计算接触疲劳施用应力

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，由式 (10-12)^[1]得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{lim1}}{S} = 0.92 \times 600 = 552 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{lim2}}{S} = 1.05 \times 550 = 577.5 \text{ MPa}$$

9) 由图 10-30^[1]选取区域系数 $Z_H = 2.445$ 。

10) 由图 10-26^[1]查得 $\varepsilon_{\alpha 1} = 0.76$, $\varepsilon_{\alpha 2} = 0.90$, 则

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 1.66$$

11) 许用接触应力

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{552 + 577.5}{2} \text{ MPa} = 564.75 \text{ MPa}$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮分度圆直径 d_u ，由计算公式得

$$d_u \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 3.537 \times 10^4}{1 \times 1.66} \times \frac{4.73 + 1}{4.73} \times \left(\frac{2.445 \times 189.8}{564.75} \right)} \text{ mm}$$

$$= 38.21 \text{ mm}$$

2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_u n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 38.21 \times 1058.39}{60 \times 1000} = 2.12 \text{ m/s}$$

3) 计算齿宽 b 及模数 m_m

$$b = \phi_d d_u = 1 \times 38.21 = 38.21 \text{ mm}$$

$$m_m = \frac{d_u \cos \beta}{z_1} = \frac{38.21 \times \cos 12^\circ}{21} = 1.78 \text{ mm}$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_m = 2.25 \times 1.78 = 4.01 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{38.21}{4.01} = 9.53$$

4) 计算纵向重合度 ε_{β}

$$\varepsilon_{\beta} = 0.318 \phi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 21 \times \tan 12^\circ = 1.419$$

5) 计算载荷系数 K

已知使用系数 $K_A=1$ ，根据 $v=2.12$ m/s，7级精度，由图 10-8^[1]查得动载系数 $K_V=$

1.1；由表 10-4^[1]查得 $K_{H\beta}$ 的值 $K_{H\beta} = 1.417$ ；

由图 10-13^[1]查得 $K_{F\beta} = 1.35$

由表 10-3^[1]查得 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.2$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.1 \times 1.2 \times 1.417 = 1.87$$

6) 按实际的载荷系数校正所算的分度圆直径，

$$d_1 = d_u \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 38.21 \times \sqrt[3]{\frac{1.87}{1.6}} = 40.25 \quad \text{mm}$$

7) 计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{40.25 \times \cos 12^\circ}{21} = 1.87 \quad \text{mm}$$

4.1.3 按齿根弯曲强度设计

由式 (10-17)^[1]

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

(1) 确定计算参数

1) 计算载荷系数

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.1 \times 1.2 \times 1.35 = 1.782$$

2) 根据纵向重合度 $\varepsilon_\beta = 1.419$ ，从图 10-28^[1]查得螺旋角影响系数 $Y_\beta = 0.90$ 。

3) 计算当量齿数，

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 12^\circ} = 22.44$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{100}{\cos^3 12^\circ} = 106.85$$

4) 查取齿形系数

由表 10-5^[1]查得 $Y_{Fa1} = 2.707$ ， $Y_{Fa2} = 2.175$ 。

5) 查取应力校正系数

由表 10-5^[1]查得 $Y_{Sa1} = 1.572$ ， $Y_{Sa2} = 1.795$ 。

6) 计算弯曲疲劳许用应力

查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500$ MPa；大齿轮的弯曲疲劳强度极限

$$\sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa.}$$

由图 10-18^[1]取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.83$, $K_{FN2} = 0.88$ 。

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ 。

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.83 \times 500}{1.4} = 296.43 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 550}{1.4} = 238.86 \text{ MPa}$$

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

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.707 \times 1.572}{296.43} = 0.01436$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.175 \times 1.795}{238.86} = 0.01634$$

大齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 数值大。

(2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.782 \times 3.537 \times 10^4 \times \cos^2 12^\circ}{1 \times 21^2 \times 1.66}} \times 0.01634 = 1.39 \text{ mm}$$

对比计算结果, 取 $m_n = 2.0 \text{ mm}$,

$$z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{41.92 \times \cos 12^\circ}{2} = 20.50$$

取 $z_1 = 21$, 则

$$z_2 = i_1 z_1 = 4.73 \times 21 = 99.33 = 100$$

4.1.4 几何尺寸计算

(1) 计算中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(21 + 100) \times 2}{2 \times \cos 12^\circ} = 123.70 \text{ mm}$$

将中心距圆整为 125 mm。

(2) 按圆整后的中心修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(21 + 100) \times 2}{2 \times 125} = 14^\circ 32' 1''$$

因 β 值改变不大, 故参数 ε_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

(3) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{21 \times 2}{\cos 14^\circ 32' 1''} = 43.39 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{100 \times 2}{\cos 14^\circ 32' 1''} = 206.61 \text{ mm}$$

(4) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 43.39 = 43.39 \text{ mm}$$

圆整后取: $b_2 = 45 \text{ mm}$, $b_1 = 50 \text{ mm}$ 。

4.2 低速级齿轮传动计算

已知条件: 输入功率 $P_{II} = 3.73 \text{ kW}$, 小齿轮转速 $n_3 = n_{II} = 223.76 \text{ r/min}$, 传动比

$i_2 = 3.38$, 工作寿命 8 年 (年工作日 250 天), 两班制。

4.2.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

- 1) 选用斜齿圆柱齿轮传动
- 2) 运输机为一般工作机器, 速度不高, 故选用 7 级精度 (GB 10095-88)
- 3) 材料选择。由表 10-1^[1]选择小齿轮材料为 40Cr (调质), 硬度为 280HBS, 大齿轮材料为 45 钢 (调质), 硬度为 240HBS, 二者材料硬度差为 40HBS。
- 4) 选小齿轮齿数 $z_3 = 29$, 大齿轮齿数 $z_4 = i_2 z_3 = 3.38 \times 29 = 98.02$, 取 $z_4 = 98$ 。
- 5) 初选螺旋角 $\beta = 12^\circ$ 。

4.2.2 按齿面接触强度设计

按式 (10-21)^[1]试算, 即

$$d_{it} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{i_1 \pm 1}{i_1} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]} \right)}$$

(1) 确定公式内的各计算数值

- 1) 试选 $K_t = 1.6$
- 2) 计算小齿轮传递的转矩

$$T_3 = \frac{95.5 \times 10^5 P_{II}}{n_3} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 3.73}{223.76} = 1.592 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

- 3) 由表 10-7^[1]选取齿宽系数 $\phi_d = 1$ 。
- 4) 由表 10-6^[1]查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$ 。

5) 由图 10-21d^[1]按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 3} = 600$ MPa;

大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 4} = 550$ MPa。

6) 由式 (10-13)^[1] 计算应力循环次数

$$N_3 = 60n_3jL_h = 60 \times 223.76 \times 1 \times (2 \times 8 \times 250 \times 8) = 4.296 \times 10^8$$

$$N_4 = \frac{4.296 \times 10^8}{3.38} = 1.271 \times 10^8$$

7) 由图 10-19^[1] 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN3} = 1.05$; $K_{HN4} = 1.1$ 。

8) 计算接触疲劳施用应力

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，由式 (10-12)^[1] 得

$$[\sigma_H]_3 = \frac{K_{HN3} \sigma_{\lim 31}}{S} = 1.05 \times 600 = 630 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_4 = \frac{K_{HN4} \sigma_{\lim 4}}{S} = 1.1 \times 550 = 605 \text{ MPa}$$

9) 由图 10-30^[1] 选取区域系数 $Z_H = 2.445$ 。

10) 由图 10-26^[1] 查得 $\varepsilon_{\alpha 3} = 0.80$, $\varepsilon_{\alpha 4} = 0.90$, 则

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 3} + \varepsilon_{\alpha 4} = 1.70$$

11) 许用接触应力

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_3 + [\sigma_H]_4}{2} = \frac{630 + 605}{2} \text{ MPa} = 617.5 \text{ MPa}$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{3t} ，由计算公式得

$$d_{3t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 1.392 \times 10^5}{1 \times 1.70} \times \frac{3.38 + 1}{3.38} \times \left(\frac{2.445 \times 189.8}{617.5} \right)} \text{ mm}$$

$$= 60.31 \text{ mm}$$

2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{3t} n_3}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 60.31 \times 223.76}{60 \times 1000} = 0.707 \text{ m/s}$$

3) 计算齿宽 b 及模数 m_{nt}

$$b = \phi_d d_{3t} = 1 \times 60.31 = 60.31 \text{ mm}$$

$$m_{nt} = \frac{d_{3t} \cos \beta}{z_3} = \frac{60.31 \times \cos 12^\circ}{29} = 2.03 \text{ mm}$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_{nt} = 2.25 \times 2.03 = 4.57 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{60.31}{4.57} = 13.20$$

4) 计算纵向重合度 ε_β

$$\varepsilon_\beta = 0.318\phi_d z_3 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 29 \times \tan 12^\circ = 1.96$$

5) 计算载荷系数 K

已知使用系数 $K_A=1$ ，根据 $v=2.12$ m/s，7 级精度，由图 10-8^[1]查得动载系数 $K_V=1.0$ ；由表 10-4^[1]查得 $K_{H\beta}$ 的值 $K_{H\beta}=1.422$ ；

由图 10-13^[1]查得 $K_{F\beta}=1.375$

由表 10-3^[1]查得 $K_{H\alpha}=K_{F\alpha}=1.2$ 。故载荷系数

$$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1 \times 1.2 \times 1.422 = 1.71$$

6) 按实际的载荷系数校正所算的分度圆直径，

$$d_3 = d_{3t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 60.31 \times \sqrt[3]{\frac{1.71}{1.6}} = 61.66 \text{ mm}$$

7) 计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_3 \cos \beta}{z_3} = \frac{61.66 \times \cos 12^\circ}{29} = 2.08 \text{ mm}$$

4.2.3 按齿根弯曲强度设计

由式 (10-17)^[1]

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_3 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d \cdot z_3^2 \varepsilon_\alpha} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

(1) 确定计算参数

1) 计算载荷系数

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1 \times 1.2 \times 1.375 = 1.65$$

2) 根据纵向重合度 $\varepsilon_\beta = 1.96$ ，从图 10-28^[1]查得螺旋角影响系数 $Y_\beta = 0.90$ 。

3) 计算当量齿数，

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{29}{\cos^3 12^\circ} = 30.99$$

$$z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{98}{\cos^3 12^\circ} = 104.72$$

4) 查取齿形系数

由表 10-5^[1]查得 $Y_{Fa1} = 2.506$ ， $Y_{Fa2} = 2.176$ 。

5) 查取应力校正系数

由表 10-5^[1]查得 $Y_{Sa1} = 1.630$, $Y_{Sa2} = 1.794$ 。

6) 计算弯曲疲劳许用应力

查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE3} = 500$ MPa; 大齿轮的弯曲疲劳强度极限

$\sigma_{FE4} = 380$ MPa。

由图 10-18^[1]取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.88$, $K_{FN2} = 0.90$ 。

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$ 。

$$[\sigma_F]_3 = \frac{K_{FN3} \sigma_{FE3}}{S} = \frac{0.88 \times 500}{1.4} = 314.29 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_4 = \frac{K_{FN4} \sigma_{FE4}}{S} = \frac{0.90 \times 380}{1.4} = 244.29 \text{ MPa}$$

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

$$\frac{Y_{Fa3} Y_{Sa3}}{[\sigma_F]_3} = \frac{2.506 \times 1.630}{314.29} = 0.01300$$

$$\frac{Y_{Fa4} Y_{Sa4}}{[\sigma_F]_4} = \frac{2.176 \times 1.794}{244.29} = 0.01598$$

大齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ 数值大。

(2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.71 \times 1.592 \times 10^5 \times \cos^2 12^\circ}{1 \times 29^2 \times 1.70}} \times 0.01598 = 1.80 \text{ mm}$$

对比计算结果, 取 $m_n = 2.0$ mm,

$$z_3 = \frac{d_3 \cos \beta}{m_n} = \frac{61.66 \times \cos 12^\circ}{2} = 30.17$$

取 $z_3 = 29$, 则

$$z_4 = i_2 z_3 = 4.73 \times 21 = 101.4 = 101$$

4.2.4 几何尺寸计算

(1) 计算中心距

$$a = \frac{(z_3 + z_4) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(30 + 101) \times 2}{2 \times \cos 12^\circ} = 133.9 \text{ mm}$$

将中心距圆整为 135 mm。

(2) 按圆整后的中心修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(z_3 + z_4)m_n}{2a} = \arccos \frac{(29 + 101) \times 2}{2 \times 135} = 13^\circ 58' 56''$$

因 β 值改变不大, 故参数 ε_α 、 K_β 、 Z_H 等不必修正。

(3) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_3 = \frac{z_3 m_n}{\cos \beta} = \frac{29 \times 2}{\cos 13^\circ 58' 56''} = 61.83 \text{ mm}$$

$$d_4 = \frac{z_4 m_n}{\cos \beta} = \frac{101 \times 2}{\cos 13^\circ 58' 56''} = 208.17 \text{ mm}$$

(4) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_3 = 1 \times 61.83 = 61.83 \text{ mm}$$

圆整后取: $b_2 = 65 \text{ mm}$, $b_1 = 70 \text{ mm}$ 。

4.3 圆柱齿轮传动参数表

各级大齿轮、小齿轮几何尺寸和参数的计算结果如表 4.1。

表 4.1 圆柱齿轮传动参数表

名称	代号	单位	高速级		低速级	
			小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
中心距	a	mm	125		135	
传动比	i		4.76		3.37	
模数	m_n	mm	2.0		2.0	
螺旋角	β	°	14° 32' 1"		13° 58' 56"	
端面压力角	α	°	20		20	
啮合角	α'	°	20		20	
齿数	z		21	100	30	101
分度圆直径	d	mm	43.39	206.61	61.83	208.17
节圆直径	d'	mm	43.39	206.61	61.83	208.17
齿顶圆直径	d_a	mm	47.39	210.61	65.83	212.17
齿根圆直径	d_f	mm	38.39	201.61	56.83	203.17
齿宽	b	mm	50	45	70	65
螺旋角方向			左旋	右旋	右旋	左旋
材料			40Cr	45	40Cr	45
热处理状态			调质	调质	调质	调质
齿面硬度		HBS	280	240	280	240

第五章 轴的结构设计

5.1 初步估算轴的直径

在进行轴的结构设计之前，应首先初步计算轴的直径。一般按受纯扭作用下的扭转强度估算各轴的直径，计算公式为

$$d \geq A \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ mm}$$

式中：P——轴所传递的功率，kW；

n——轴的转速，r/min；

A——由轴的许用切应力所确定的系数。

由于减速器传递的功率不大，对其重量和尺寸也无特殊要求故选择常用材料 45 钢，调质处理，查得 $A=126 \sim 103$ ，则

$$\text{I 轴 } d_1 \geq A_1 \sqrt[3]{\frac{P_I}{n_I}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{3.92}{1058.39}} = 17.02 \text{ mm}$$

$$\text{II 轴 } d_2 \geq A_2 \sqrt[3]{\frac{P_{II}}{n_{II}}} = 120 \times \sqrt[3]{\frac{3.73}{223.76}} = 30.65 \text{ mm}$$

$$\text{III 轴 } d_3 \geq A_3 \sqrt[3]{\frac{P_{III}}{n_{III}}} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{3.55}{66.20}} = 41.48 \text{ mm}$$

各轴按表 14-28^[2]分圆整为 $d_1=25 \text{ mm}$ ， $d_2=35 \text{ mm}$ ， $d_3=45 \text{ mm}$ 。

5.2 初选轴承

I 轴选轴承为：7006AC；

II 轴选轴承为：7007AC；

III 轴选轴承为：7011AC。

所选轴承的主要参数见表 5.1。

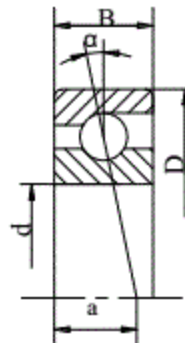


表 5.1 所选轴承的主要参数

轴承代号	基本尺寸/mm			安装尺寸/mm		基本额定 /kN		a mm
	d	D	B	d_a	D_a	动载荷 C_r	静载荷 C_{0r}	
7006AC	30	55	13	36	49	14.5	9.85	16.4
7007AC	35	62	14	41	56	18.5	13.5	18.3
7011AC	55	90	18	62	83	35.2	29.2	25.9

5.3 轴的各段直径和轴向尺寸

I 轴的各段参数如图 5.1 所示；II 轴的各段参数如图 5.1 所示；III 轴的各段参数如图

5.1 所示。

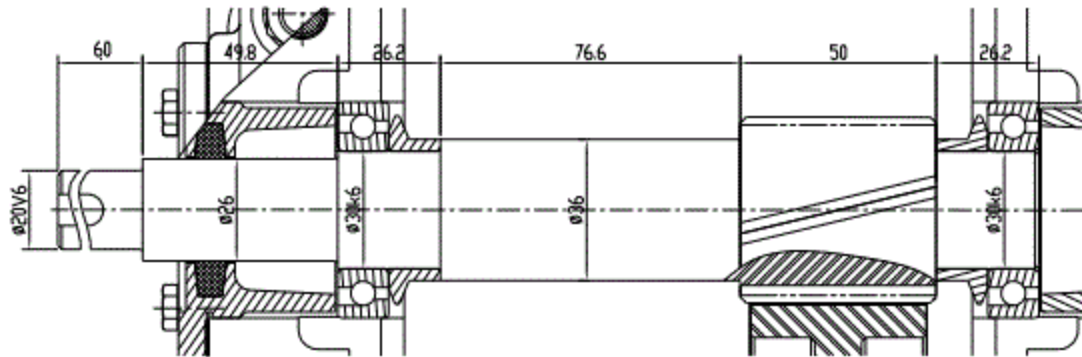


图 5.1 I轴

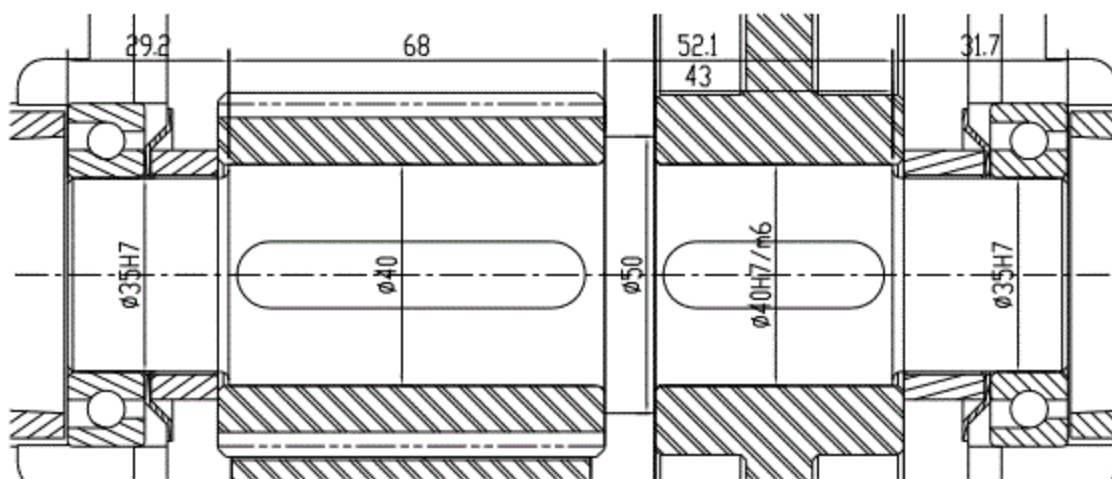


图 5.2 II轴

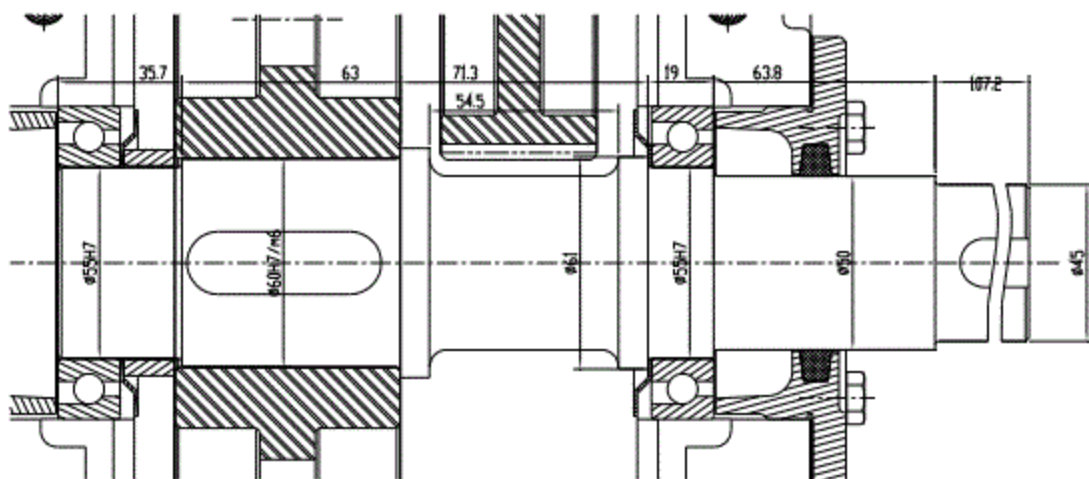


图 5.3 III轴

第六章 轴、轴承及键联接的校核计算

由于低速轴上的所承受的转矩最大，所以仅对低速轴按弯扭合成强度条件进行校核计算。

6.1 轴强度的校核计算

6.1.1 轴的计算简图

轴的结构如图 6.1 所示。可以把该简化为如图 6.2 所示的简图。由于水平面受力未知，所以只按垂直面进行校核。

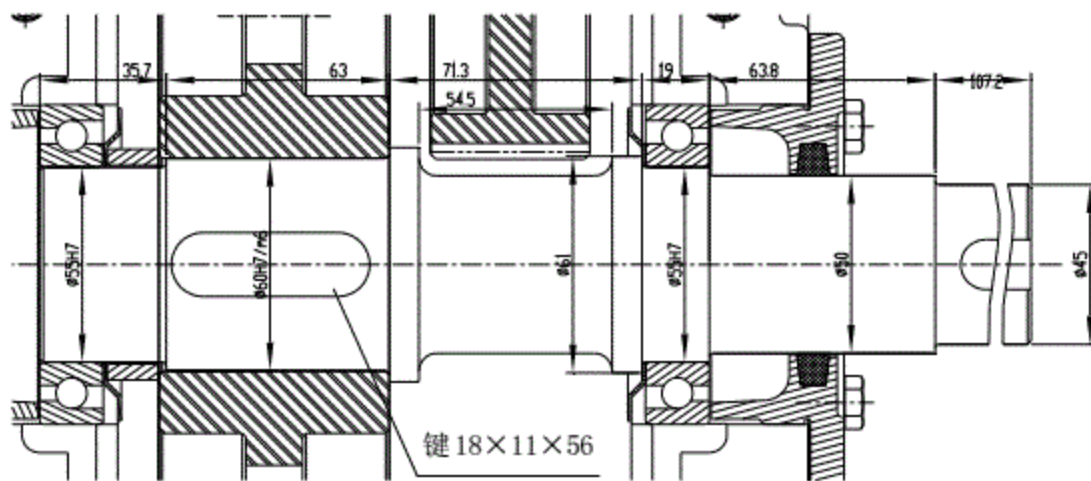


图 6.1 低速轴的各段尺寸

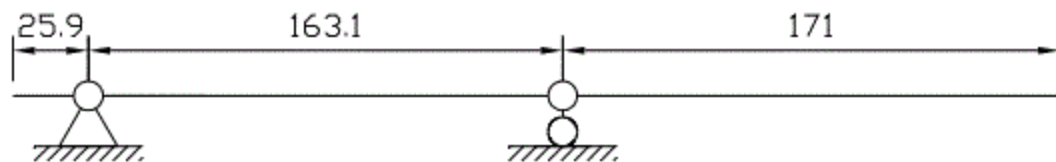


图 6.2 轴的计算简图

6.1.2 弯矩图

根据上述简图，按垂直面计算各力产生的弯矩，做出垂直面上的弯矩 M_v 图（图 6.3）。

已知 $T_{III} = 512.12 \text{ N} \cdot \text{m}$ ， $T'_m = 501.88 \text{ N} \cdot \text{m} \approx T_{III}$ ，齿轮分度圆直径

$d = 208.17 \text{ mm}$ ，

则

$$F_r = \frac{T_{III}}{d} \times 1000 = \frac{512.12}{208.17} \times 1000 = 2460.10 \text{ N}$$

$$F_{NV1} = F_r \frac{l_3}{l_2 + l_3} = 2460.10 \times \frac{122.8}{40.3 + 122.8} = 1852.24 \text{ N}$$

$$M = F_{NV1}l_2 = \frac{1852.24}{1000} \times 40.3 = 74.65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

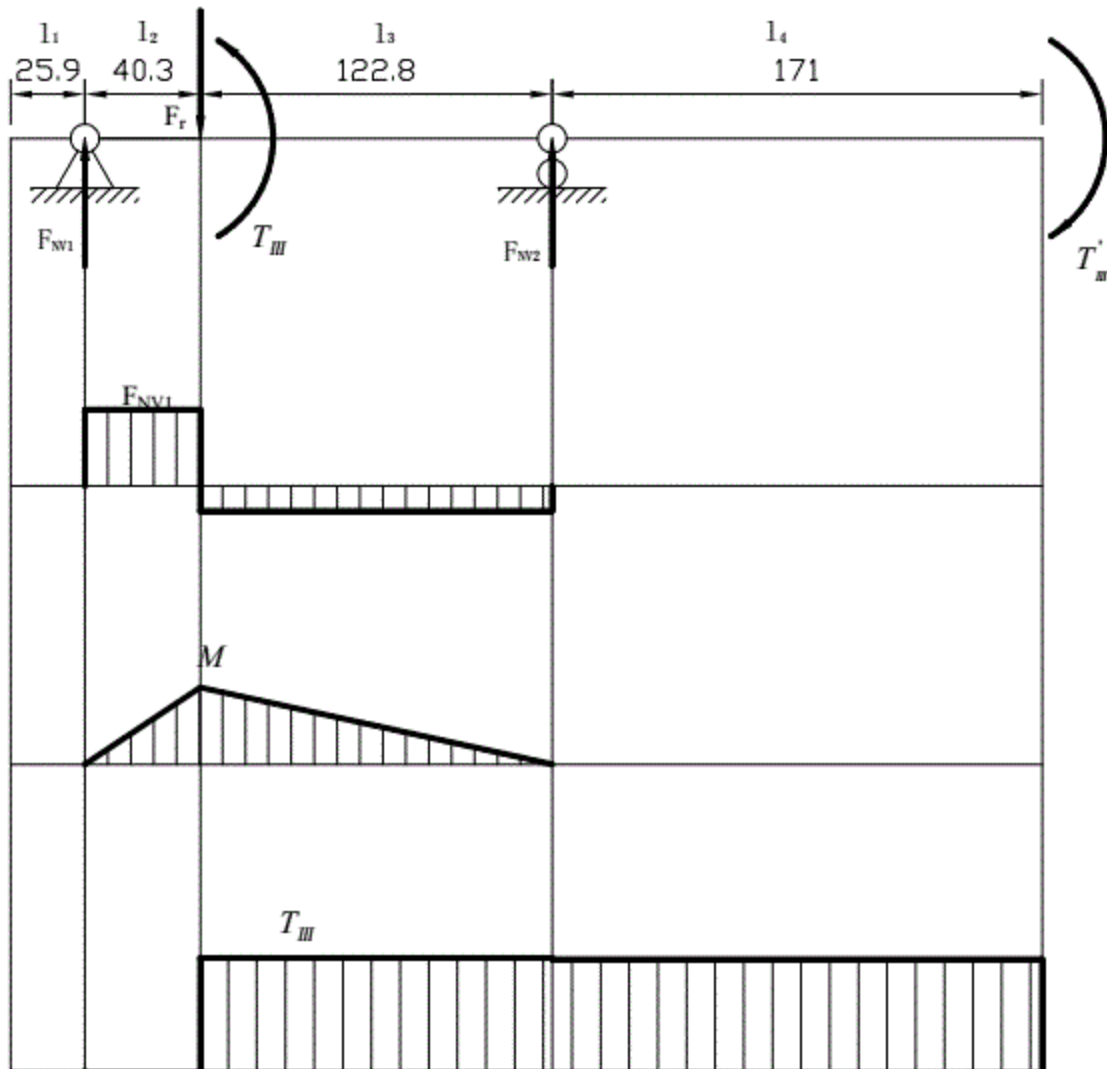


图 6.3 轴的载荷分析图

6.1.3 扭矩图

扭矩图如图 6.3 所示。

6.1.4 校核轴的强度

取 $\alpha = 0.3$ ，由表 15-1^[1]查得 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ ，由表 16-28^[2]查得 $t=7$ 。

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{\pi 60^3}{32} - \frac{18 \times 7(60-7)^2}{2 \times 60} = 18256.3 \text{ mm}^3$$

根据式 (15-5)^[1]进行计算

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{\alpha T}{2W}\right)^2} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \leq [\sigma_{-1}]$$

所以，

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{74650^2 + (0.3 \times 512120)^2}}{18256.3} = 9.36 \text{ MPa} \leq [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$$

故该轴满足强度要求。

6.2 轴承寿命的校核计算

受力如图 6.4 所示。

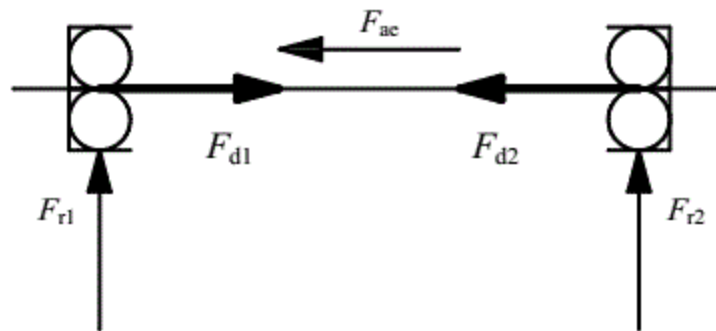


图 6.4 轴承受力分析

轴向载荷

$$F_{ac} = F_r \tan \alpha = 2460.10 \times \tan 25^\circ = 1147.16 \text{ N}$$

两轴承的径向载荷分别为

$$F_{r1} = F_{NV1} = 1852.24 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_r - F_{r1} = 2460.10 - 1852.24 = 607.86 \text{ N}$$

7011AC 轴承的基本参数见表 5.1。

$F_a / F_r \leq e$		$F_a / F_r > e$		派生轴向力 F_d	判断系数 e
X	Y	X	Y		
1	0	0.41	0.87	$0.68F_r$	0.68

6.2.1 计算派生轴向力

$$F_{d1} = 0.68F_{r1} = 0.68 \times 1852.24 = 1259.52 \text{ N}$$

$$F_{d2} = 0.68F_{r2} = 0.68 \times 607.86 = 413.34 \text{ N}$$

6.2.2 计算两个轴承的轴向力

如图 6.4, 由于

$$F_{d2} + F_{ac} = 413.34 + 1147.16 = 1560.5 \text{ N} > F_{d1} = 1259.52 \text{ N}$$

故轴承 1 被压紧, 轴承 2 被放松, 所受轴向力分别为

$$F_{a1} = F_{ac} + F_{d2} = 1147.16 + 413.34 = 1560.5 \text{ N}$$

$$F_{a2} = F_{d2} = 413.34 \text{ N}$$

6.2.3 计算两个轴承的当量动载荷

在表 13-6^[1]中取载荷系数 $f_p = 1.1$ ，对于轴承 1，由于

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{1560.5}{1852.24} = 0.84 > e = 0.68$$

故轴承 1 的 $X=0.41$ ， $Y=0.87$ ，其当量动载荷为

$$P_1 = f_p (XF_{r1} + YF_{a1}) = 1.1 \times (0.41 \times 1852.24 + 0.87 \times 1560.5) = 2328.78 \text{ N}$$

对于轴承 2，由于

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{413.34}{607.86} = 0.679 < e$$

故轴承 2 的 $X=1$ ， $Y=0$ ，其当量动载荷为

$$P_2 = f_p (XF_{r2} + YF_{a2}) = f_p XF_{r2} = 1.1 \times 607.86 = 668.65 \text{ N}$$

6.2.4 计算两个轴承的寿命

由表 13-4^[1]，取温度系数 $f_t = 1.0$ 。由公式 (13-5a)^[1]，轴承 1、2 的寿命（按年工作日 250 天，两班制计算）分别为

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{P_1} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 66.20} \left(\frac{35.2 \times 10^3}{2328.78} \right)^3 = 869427.5 \text{ h} \approx 217 \text{ 年}$$

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t C_r}{P_2} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 66.20} \left(\frac{35.2 \times 10^3}{668.65} \right)^3 = 36730107.9 \text{ h} \approx 9182 \text{ 年}$$

6.3 键联接强度的校核计算

键的工作长度为 $l = L - b = 56 - 18 = 38 \text{ mm}$ ，轮毂键槽接触高度为 $k = h/2 = 5.5 \text{ mm}$ ，根据齿轮材料为钢，载荷有轻微冲击，查表 6-2^[1]用挤压应力 $[\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$ ，则其挤压强度

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kld} = \frac{2 \times 512.12 \times 10^3}{5.5 \times 38 \times 60} = 81.68 \text{ MPa} \leq [\sigma_p] = 110 \text{ MPa}$$

满足强度要求。

第七章 联轴器的选择

已知：轴伸直径 $d = 45$ mm，公称转矩 $T_M = 512.12$ N·m。

7.1 类型选择

为了隔离振动与冲击，选用弹性套柱销联轴器。

7.2 载荷计算

由表 14-1^[1]查得 $K_A = 1.3$ ，故由式 (14-1)^[1]得计算转矩为

$$T_{ca} = K_A T = 1.3 \times 512.12 = 665.76 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7.3 型号选择

从表 19-5^[2]查得 TL8 型弹性套柱销联轴器的许用转矩为 710 N·m，许用最大转速为 3000 r/min，轴径为 45~63 mm 之间，故选用 TL8 型弹性套柱销联轴器。

设计小结

这次关于带式运输机上的二级展开式圆柱斜齿轮减速器的课程设计，是我们真正理论联系实际、深入了解设计概念和设计过程的实践考验，对于提高我们机械设计的综合素质大有用处。通过三个星期的设计实践，使我对机械设计有了更多的了解和认识，为我们以后的工作打下了坚实的基础。

在设计的过程中，培养了我综合应用机械设计课程及其他课程的理论知识和应用生产实际知识解决工程实际问题的能力。

由于时间紧迫，所以这次的设计存在许多缺点，比如说箱体结构庞大，重量也很大。齿轮的计算不够精确等等缺陷，我相信，通过这次的实践，能使我在以后的设计中避免很多不必要的工作，有能力设计出结构更紧凑，传动更稳定精确的设备。

参考文献

- [1] 濮良贵、纪名刚主编. 机械设计. 8 版. 北京: 高等教育出版社, 2006. 5
- [2] 朱家诚主编. 机械设计课程设计. 合肥: 合肥工业大学出版社, 2005. 8
- [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] 合肥工业大学工程图学教研室编. 机械制图. 北京: 机械工业出版社, 2003. 8
- [5] 郑文纬、吴克坚主编. 机械原理. 7 版. 北京: 高等教育出版社, 1997. 7