

河北工业大学

机械设计课程设计

设计题目： 带式运输机传动装置

专 业： 机械设计制造及其自动化

作 者： 梁彦麒 230412

班 级： 机设 236

2025 年 12 月

目 录

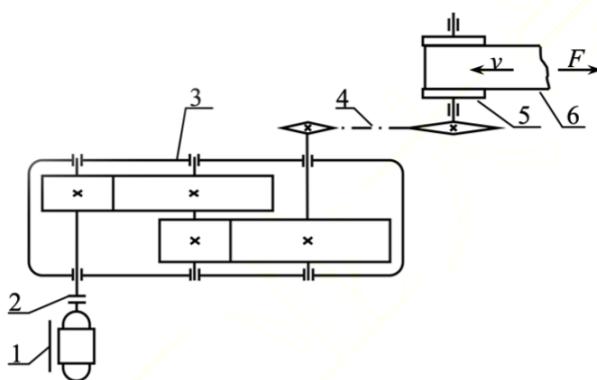
1 设计任务书	1
1.1 设计题目	1
1.2 设计计算步骤	1
1.3 方案特点	2
2 电机选型及传动比分配	3
2.1 电动机类型的选择	3
2.2 确定传动装置的效率	3
2.3 选择电动机容量	3
2.4 确定传动装置的总传动比和分配传动比	4
2.5 动力学参数计算	4
3 减速器高速级齿轮传动设计计算	7
3.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数	7
3.2 按齿面接触疲劳强度设计	7
3.3 确定传动尺寸	9
3.4 按齿根弯曲疲劳强度校核	10
3.5 齿轮传动主要几何尺寸总结	11
4 减速器低速级齿轮传动设计计算	13
4.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数	13
4.2 按齿面接触疲劳强度设计	13
4.3 确定传动尺寸	15
4.4 按齿根弯曲疲劳强度校核	16
4.5 齿轮传动主要几何尺寸总结	17
5 链传动设计计算	19
5.1 选定链轮齿数	19
5.2 确定计算功率	19
5.3 选择链条型号和节距	19

5.4 计算链节数和中心距	19
5.5 计算链速及确定润滑方式	20
5.6 计算压轴力	21
5.7 主要设计结论	21
6 轴的设计计算	22
6.1 高速轴设计计算	22
6.2 中间轴设计计算	27
6.3 低速轴设计计算	33
7 轴承的选择及校核计算	40
7.1 工作要求寿命计算	40
7.2 轴承的选择	40
7.3 高速轴轴承校核计算	40
7.4 中间轴轴承校核计算	42
7.5 低速轴轴承校核计算	43
8 键联接的选择及校核计算	45
8.1 高速轴键选择及校核	45
8.2 中间轴键选择及校核	45
8.3 低速轴键选择及校核	46
9 联轴器	47
10 润滑	48
11 箱体	49

1 设计任务书

1.1 设计题目

1.1.1 传动系统简图



1. 电动机 2. 联轴器 3. 齿轮减速器 4. 链传动 5. 滚筒 6. 传送带

图 1.1 传动系统简图

1.1.2 设计要求

单向运转，滚筒转速允许误差 $\pm 5\%$ ，工作中短期过载不超过正常载荷的 1.4 倍。（工作机效率 0.96）

- 传送带曳引力 $F = 5.6kN$
- 传送带速度 $v = 0.55m/s$
- 滚筒直径 $D = 360mm$
- 每天工作小时数 $h = 16$
- 工作年限 $y = 10$ 年（每年工作 270 天）

1.2 设计计算步骤

1. 确定传动装置的传动方案
2. 选择合适的电动机
3. 计算减速器的总传动比以及分配传动比
4. 计算减速器的动力学参数
5. 齿轮传动的设计

6. 开式齿轮传动设计
7. 传动轴的设计与校核
8. 滚动轴承的设计与校核
9. 键联接设计
10. 联轴器设计
11. 减速器润滑密封设计
12. 减速器箱体结构设计

1.3 方案特点

1. 组成: 传动装置由电机、联轴器、减速器、开式链条、工作机组成。
2. 特点: 齿轮相对于轴承非对称布置。
3. 优点: 结构紧凑、传动效率高、使用寿命长、维修方便。

2 电机选型及传动比分配

2.1 电动机类型的选择

按照工作要求和工况条件，选用三相异步电动机，电压为 380V，Y 型。

2.2 确定传动装置的效率

查表得：

- 链传动的效率： $\eta_1 = 0.93$
- 滚动轴承的效率： $\eta_2 = 0.98$
- 闭式圆柱齿轮的效率： $\eta_3 = 0.97$
- 联轴器的效率： $\eta_c = 0.99$
- 工作机的效率： $\eta_\omega = 0.96$

$$\eta_a = \eta_1 \times \eta_2^4 \times \eta_3^2 \times \eta_c^2 \times \eta_\omega = 0.93 \times 0.98^4 \times 0.97^2 \times 0.99^2 \times 0.96 \approx 0.7588 \quad (2.1)$$

2.3 选择电动机容量

2.3.1 工作机所需功率

$$P_w = \frac{Fv}{1000} = 3.08 \text{ kW} \quad (2.2)$$

2.3.2 电动机所需额定功率

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = 4.05 \text{ kW} \quad (2.3)$$

2.3.3 确定电机型号

传送带轮转速为：

$$n = \frac{60 \times 1000v}{\pi D} = 29.178 \text{ r/min} \quad (2.4)$$

按推荐的传动比合理范围, 电动机转速的可选范围:

$$n_d' = i_a' \times n = (16 \ 240) \times 29.178 = (466.8 \ 7002.7) \text{ r/min} \quad (2.5)$$

综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量、价格和链传动、减速器的传动比, 选用电机型号为 Y132S-4

功率	极数	电机机座号	安装型式	转速 (r/min)	电流 (A)
5.5	4	132S	B3	1440	11.6
效率 (%)	功率因数	额定电流	堵转转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩	重量 (kg)
85.5	0.84	7	2.2	2.3	68

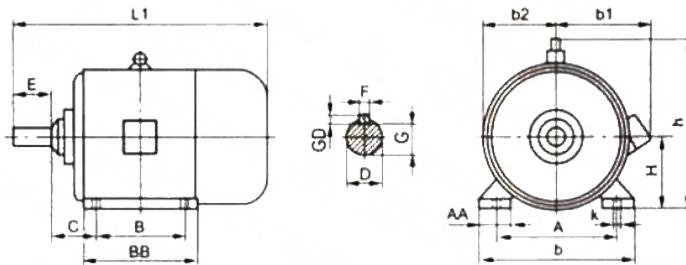


图 2.1 电机尺寸图

表 2.1 电机尺寸表 (单位: mm)

型号	H	A	B	C	D	E	F × GD	G	K	b	b ₁	b ₂	h	L
132S	132	216	140	89	38	80	10 × 8	33	φ12	280	210	135	315	475

2.4 确定传动装置的总传动比和分配传动比

2.4.1 总传动比的计算

2.4.2 分配传动装置传动比

2.5 动力学参数计算

2.5.1 各轴转速计算

已知电动机满载转速 $n_m = 1440 \text{ r/min}$, 各级传动比为 $i_1 = 4.80, i_2 = 3.42, i_c = 3.00$ 。

- I 轴（高速轴）转速：

$$n_I = n_m = 1440 \text{ r/min}$$

- II 轴（中间轴）转速：

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{1440}{4.80} = 300 \text{ r/min}$$

- III 轴（低速轴）转速：

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{409.09}{3.42} = 87.54 \text{ r/min}$$

- IV 轴（工作机轴）转速：

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{i_c} = \frac{95.36}{3.00} = 29.18 \text{ r/min}$$

2.5.2 各轴输入功率计算 (kW)

已知电动机输出功率 $P_m = 5.5 \text{ kW}$ 。

- I 轴输入功率：

$$P_I = P_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 5.34 \text{ kW}$$

- II 轴输入功率：

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 5.07 \text{ kW}$$

- III 轴输入功率：

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_3 = 4.82 \text{ kW}$$

- IV 轴输入功率：

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_c \cdot \eta_\omega = 4.35 \text{ kW}$$

2.5.3 各轴输入转矩计算 ($N \cdot m$)

- I 轴输入转矩：

$$T_I = T_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 35.75 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- II 轴输入转矩：

$$T_{II} = T_I \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 163.10 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- III 轴输入转矩：

$$T_{III} = T_{II} \cdot \eta_3 = 531.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- IV 轴输入转矩：

$$T_{IV} = T_{III} \cdot \eta_c \cdot \eta_\omega = 1437.20 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.5.4 各轴输出功率计算 (kW)

- I 轴输出功率:

$$P'_I = P_I \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 5.18 kW$$

- II 轴输出功率:

$$P'_II = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 4.97 kW$$

- III 轴输出功率:

$$P'_III = P_{III} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 4.62 kW$$

- IV 轴输出功率:

$$P'_IV = P_{IV} \cdot \eta_c \cdot \eta_\omega = 4.26 kW$$

2.5.5 各轴输入转矩计算 ($N \cdot m$)

- I 轴输出转矩:

$$T_I = 9550 \frac{P'_I}{n_1} = 34.69 N \cdot m$$

- II 轴输出转矩:

$$T_{II} = 9550 \frac{P'_I}{n_2} = 159.84 N \cdot m$$

- III 轴输出转矩:

$$T_{III} = 9550 \frac{P'_I}{n_3} = 520.72 N \cdot m$$

- IV 轴输出转矩:

$$T_{IV} = 9550 \frac{P'_I}{n_4} = 1408.46 N \cdot m$$

2.5.6 汇总如下表

轴名	功率 $P(kW)$		转矩 $T(N \cdot m)$		转速 n	传动比 i	效率
	输入	输出	输入	输出			
电机轴		5.5		36.48	1440	1	0.97
I轴	5.34	5.18	35.75	34.69	1440		
II轴	5.07	4.97	163.1	159.84	300	4.8	0.98
III轴	4.82	4.62	531.35	520.72	87.54	3.43	0.97
IV轴	4.35	4.26	1437.2	1408.46	29.18	3	0.94

3 减速器高速级齿轮传动设计计算

3.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

3.1.1 齿轮类型与精度

根据传动方案（展开式二级斜齿圆柱齿轮减速器），选用斜齿圆柱齿轮传动。

- 压力角取标准值 $\alpha_n = 20^\circ$ 。
- 初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$ 。
- 选用 8 级精度。

3.1.2 材料选择

参考表 10-1 选择材料：

- 小齿轮：40Cr（调质），硬度 280HBS。
- 大齿轮：45 钢（调质），硬度 240HBS。

3.1.3 齿数选择

选小齿轮齿数 $z_1 = 25$ 。根据前述计算传动比 $i_1 = 4.80$ ，计算大齿轮齿数：

$$z_2 = z_1 \times i_1 = 25 \times 4.80 = 120$$

取 $z_2 = 120$ 。实际传动比 $i = \frac{120}{25} = 4.80$ ，无传动比误差。

3.2 按齿面接触疲劳强度设计

3.2.1 设计公式

由设计手册公式 (10-24) 进行试算，小齿轮分度圆直径 d_{1t} 应满足：

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (3.1)$$

3.2.2 确定公式中的各参数值

1. 计算小齿轮传递的转矩 T_1

高速轴输入功率 $P_1 = 5.34\text{kW}$, 转速 $n_1 = 1440\text{r/min}$ 。

$$T_1 = 35.75\text{N}\cdot\text{m}$$

2. 载荷系数 K_{Ht}

试选 $K_{Ht} = 1.3$ 。3. 齿宽系数 ϕ_d

由表 10-8, 选取齿宽系数 $\phi_d = 1.0$ 。4. 区域系数 Z_H

计算端面压力角 α_t :

$$\alpha_t = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \right) = \arctan \left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ} \right) = 20.647^\circ$$

计算基圆螺旋角 β_b :

$$\beta_b = \arctan(\tan \beta \cdot \cos \alpha_t) = \arctan(\tan 14^\circ \cdot \cos 20.647^\circ) = 13.12^\circ$$

区域系数:

$$Z_H = \frac{2 \cos \beta_b}{\sin(2\alpha_t)} = \frac{2 \cos 13.12^\circ}{\sin 41.29^\circ} \approx 2.43$$

5. 弹性影响系数 Z_E

查表 10-6, 齿轮材料均为钢, 故 $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}$ 。6. 重合度系数 Z_ϵ

初选螺旋角较大, 重合度 ϵ_a 估计值约为 1.7, 端面重合度系数初步取 $Z_\epsilon \approx 0.78$ 。7.

螺旋角系数 Z_β

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 14^\circ} \approx 0.985$$

8. 接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

由图 10-21c 查得接触疲劳极限:

$$\sigma_{H\lim 1} = 600\text{MPa}, \quad \sigma_{H\lim 2} = 550\text{MPa}$$

计算应力循环次数 (工作寿命 10 年, 每年 270 天, 每天 16 小时):

$$N_1 = 60n_1 j L_h = 60 \times 1440 \times 1 \times (10 \times 270 \times 16) = 3.7323 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{3.7323 \times 10^9}{4.8} = 7.77 \times 10^8$$

查图 10-19, 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} \approx 0.90$, $K_{HN2} \approx 0.95$ 。取失效概率 1%, 安全系数 $S_H = 1.0$ 。

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1} K_{HN1}}{S_H} = \frac{600 \times 0.90}{1} = 540 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2} K_{HN2}}{S_H} = \frac{550 \times 0.95}{1} = 522.5 \text{ MPa}$$

取较小值作为许用应力:

$$[\sigma_H] = 522.5 \text{ MPa}$$

3.2.3 试算小齿轮分度圆直径

代入公式计算:

$$\begin{aligned} d_{1t} &\geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 35750}{1.0} \cdot \frac{4.8 + 1}{4.8} \cdot \left(\frac{2.43 \times 189.8 \times 0.78 \times 0.985}{522.5} \right)^2} \\ &= \sqrt[3]{112300 \cdot 0.446} \approx 36.85 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.2)$$

3.2.4 调整与模数计算

计算法向模数:

$$m_n = \frac{d_{1t} \cos \beta}{z_1} = \frac{36.85 \times \cos 14^\circ}{25} \approx 1.43 \text{ mm}$$

考虑到弯曲强度需要一定的裕量, 且为了采用标准模数, 参考《机械设计指导书》, 初选标准模数:

$$m_n = 1.5 \text{ mm}$$

3.3 确定传动尺寸

3.3.1 计算中心距

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{1.5 \times (25 + 120)}{2 \cos 14^\circ} = \frac{217.5}{1.9406} \approx 112.11 \text{ mm}$$

圆整中心距为整数:

$$a = 112 \text{ mm}$$

3.3.2 修正螺旋角

因中心距圆整，需反求精确的螺旋角 β :

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \frac{1.5 \times 145}{2 \times 112} = 0.9710$$

$$\beta = \arccos(0.9710) = 13.81^\circ = 13^\circ 48' 36''$$

此值在 $8^\circ \sim 20^\circ$ 合理范围内。

3.3.3 计算分度圆直径

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{1.5 \times 25}{0.9710} = 38.62\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{1.5 \times 120}{0.9710} = 185.38\text{mm}$$

验证中心距: $a = (38.62 + 185.38)/2 = 112\text{mm}$, 正确。

3.3.4 计算齿宽

$$b = \phi_d \cdot d_1 = 1.0 \times 38.62 = 38.62\text{mm}$$

圆整并考虑安装误差, 取:

- 大齿轮齿宽 $B_2 = 40\text{mm}$
- 小齿轮齿宽 $B_1 = B_2 + 5 = 45\text{mm}$

3.4 按齿根弯曲疲劳强度校核

3.4.1 校核公式

$$\sigma_F = \frac{2KT_1Y_{Fa}Y_{Sa}Y_\epsilon Y_\beta}{bm_n^2 z_1} \leq [\sigma_F] \quad (3.3)$$

3.4.2 确定各参数值

1. 当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{0.9710^3} \approx 27.20$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{120}{0.9710^3} \approx 130.56$$

2. 齿形系数与应力修正系数

查表 10-5 (插值法):

- $Y_{Fa1} = 2.59, Y_{Sa1} = 1.60$
- $Y_{Fa2} = 2.16, Y_{Sa2} = 1.80$

3. 许用弯曲应力 $[\sigma_F]$

由图 10-20c 查得: $\sigma_{F\lim 1} = 500\text{MPa}$, $\sigma_{F\lim 2} = 380\text{MPa}$ 。查图 10-18, 寿命系数 $K_{FN1} \approx 0.85$, $K_{FN2} \approx 0.88$ 。取安全系数 $S_F = 1.4$ 。

$$[\sigma_F]_1 = \frac{500 \times 0.85}{1.4} = 303.5\text{MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{380 \times 0.88}{1.4} = 238.8\text{MPa}$$

4. 载荷系数 K

考虑动载系数 K_v 和载荷分布系数, 取 $K = 1.7$ 。

3.4.3 校核计算

校核小齿轮:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2 \times 1.7 \times 35750 \times 2.59 \times 1.60 \times 0.7 \times 0.9}{45 \times 1.5^2 \times 25} \\ &\approx 108.8\text{MPa} < [\sigma_F]_1 = 303.5\text{MPa} \end{aligned} \quad (3.4)$$

校核大齿轮:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 108.8 \times \frac{2.16 \times 1.80}{2.59 \times 1.60} \approx 101.3\text{MPa} < [\sigma_F]_2$$

结果表明, 弯曲强度满足要求, 模数 $m_n = 1.5$ 设计合理。

3.5 齿轮传动主要几何尺寸总结

表 3.1 为高速级齿轮的主要设计参数汇总。

表 3.1 高速级齿轮主要结构尺寸

名称	代号	计算公式	数值
法向模数	m_n	设计选定	1.5mm
齿数	z_1, z_2	设计选定	25, 120
螺旋角	β	$\arccos[m_n(z_1 + z_2)/2a]$	$13^\circ 48' 36''$
分度圆直径	d_1	$m_n z_1 / \cos \beta$	38.62mm
	d_2	$m_n z_2 / \cos \beta$	185.38mm
中心距	a	$(d_1 + d_2)/2$	112mm
齿宽	B_1	设计确定	45mm
	B_2	设计确定	40mm
齿顶高	h_a	$h_a^* m_n$	1.5mm
齿根高	h_f	$(h_a^* + c^*) m_n$	1.875mm
全齿高	h	$h_a + h_f$	3.375mm
齿顶圆直径	d_{a1}	$d_1 + 2h_a$	41.62mm
	d_{a2}	$d_2 + 2h_a$	188.38mm
齿根圆直径	d_{f1}	$d_1 - 2h_f$	34.87mm
	d_{f2}	$d_2 - 2h_f$	181.63mm

4 减速器低速级齿轮传动设计计算

4.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

4.1.1 齿轮类型与精度

根据传动方案，继续选用斜齿圆柱齿轮传动。

- 压力角取标准值 $\alpha_n = 20^\circ$ 。
- 初选螺旋角 $\beta = 14^\circ$ 。
- 选用 8 级精度 (GB/T 10095-2008)。

4.1.2 材料选择

保持与高速级一致：

- 小齿轮：40Cr（调质），硬度 280HBS。
- 大齿轮：45 钢（调质），硬度 240HBS。

4.1.3 齿数选择

选小齿轮齿数 $z_1 = 30$ 。根据前述计算得到的传动比 $i_2 = 3.43$ ，计算大齿轮齿数：

$$z_2 = z_1 \times i_2 = 30 \times 3.43 = 102.9$$

取 $z_2 = 103$ 。实际传动比 $i = \frac{103}{30} \approx 3.433$ ，传动比误差：

$$\Delta i = \frac{|3.433 - 3.43|}{3.43} \times 100\% = 0.08\% < 5\%$$

误差允许。

4.2 按齿面接触疲劳强度设计

4.2.1 设计公式

由设计手册公式 (10-24) 进行试算，小齿轮分度圆直径 d_{1t} 应满足：

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (4.1)$$

4.2.2 确定公式中的各参数值

1. 计算小齿轮传递的转矩 T_1

根据前述计算, 中间轴(低速级输入轴) 输入功率 $P_2 = 5.07\text{kW}$, 转速 $n_2 = 300\text{r/min}$ 。

$$T_1 = 163.10\text{N}\cdot\text{m} = 163100\text{N}\cdot\text{mm}$$

2. 载荷系数 K_{Ht}

试选 $K_{Ht} = 1.3$ 。

3. 齿宽系数 ϕ_d

由表 10-8, 选取齿宽系数 $\phi_d = 1.0$ 。

4. 区域系数 Z_H

计算端面压力角 α_t :

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 14^\circ}\right) = 20.647^\circ$$

计算基圆螺旋角 β_b :

$$\beta_b = \arctan(\tan 14^\circ \cdot \cos 20.647^\circ) = 13.12^\circ$$

区域系数:

$$Z_H = \frac{2 \cos 13.12^\circ}{\sin 41.29^\circ} \approx 2.43$$

5. 弹性影响系数 Z_E

材料为钢, 故 $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}$ 。

6. 重合度系数 Z_ϵ

端面重合度系数初步取 $Z_\epsilon \approx 0.78$ 。

7. 螺旋角系数 Z_β

$$Z_\beta = \sqrt{\cos 14^\circ} \approx 0.985$$

8. 接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

由图 10-21c 查得接触疲劳极限:

$$\sigma_{H\lim 1} = 600\text{MPa}, \quad \sigma_{H\lim 2} = 550\text{MPa}$$

计算应力循环次数(工作寿命 10 年, 每年 270 天, 每天 16 小时):

$$N_1 = 60n_2 j L_h = 60 \times 300 \times 1 \times (10 \times 270 \times 16) = 7.776 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{7.776 \times 10^8}{3.43} \approx 2.27 \times 10^8$$

查图 10-19, 取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} \approx 0.92$, $K_{HN2} \approx 0.95$ 。取失效概率 1%, 安全系数 $S_H = 1.0$ 。

$$[\sigma_H]_1 = \frac{600 \times 0.92}{1} = 552 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{550 \times 0.95}{1} = 522.5 \text{ MPa}$$

取较小值作为许用应力:

$$[\sigma_H] = 522.5 \text{ MPa}$$

4.2.3 试算小齿轮分度圆直径

代入公式计算:

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 163100}{1.0} \cdot \frac{3.43 + 1}{3.43} \cdot \left(\frac{2.43 \times 189.8 \times 0.78 \times 0.985}{522.5} \right)^2} \\ = \sqrt[3]{547672 \cdot 0.446} \approx 62.5 \text{ mm} \quad (4.2)$$

4.2.4 调整与模数计算

计算法向模数:

$$m_n = \frac{d_{1t} \cos \beta}{z_1} = \frac{62.5 \times \cos 14^\circ}{30} \approx 2.02 \text{ mm}$$

考虑到与高速级模数 (1.5mm) 有所区分, 初选标准模数:

$$m_n = 2.0 \text{ mm}$$

4.3 确定传动尺寸

4.3.1 计算中心距

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2.0 \times (30 + 103)}{2 \cos 14^\circ} = \frac{266}{1.9406} \approx 137.06 \text{ mm}$$

圆整中心距为整数:

$$a = 137 \text{ mm}$$

4.3.2 修正螺旋角

因中心距圆整，需反求精确的螺旋角 β :

$$\cos \beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \frac{2.0 \times 133}{2 \times 137} = 0.9708$$

$$\beta = \arccos(0.9708) = 13.85^\circ = 13^\circ 51'$$

此值在 $8^\circ \sim 20^\circ$ 合理范围内。

4.3.3 计算分度圆直径

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2.0 \times 30}{0.9708} = 61.81\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2.0 \times 103}{0.9708} = 212.19\text{mm}$$

验证中心距: $a = (61.81 + 212.19)/2 = 137\text{mm}$, 正确。

4.3.4 计算齿宽

$$b = \phi_d \cdot d_1 = 1.0 \times 61.81 \approx 61.81\text{mm}$$

圆整并考虑安装误差, 取:

- 大齿轮齿宽 $B_2 = 65\text{mm}$
- 小齿轮齿宽 $B_1 = B_2 + 5 = 70\text{mm}$

4.4 按齿根弯曲疲劳强度校核

4.4.1 校核公式

$$\sigma_F = \frac{2KT_1Y_{Fa}Y_{Sa}Y_\epsilon Y_\beta}{bm_n^2 z_1} \leq [\sigma_F] \quad (4.3)$$

4.4.2 确定各参数值

1. 当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{30}{0.9708^3} \approx 32.78$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{103}{0.9708^3} \approx 112.56$$

2. 齿形系数与应力修正系数

查表 10-5:

- $Y_{Fa1} = 2.53, Y_{Sa1} = 1.62$
- $Y_{Fa2} = 2.18, Y_{Sa2} = 1.79$

3. 许用弯曲应力 $[\sigma_F]$

由图 10-20c 查得: $\sigma_{F\lim 1} = 500 \text{ MPa}$, $\sigma_{F\lim 2} = 380 \text{ MPa}$ 。查图 10-18, 寿命系数 $K_{FN1} \approx 0.88$, $K_{FN2} \approx 0.90$ 。取安全系数 $S_F = 1.4$ 。

$$[\sigma_F]_1 = \frac{500 \times 0.88}{1.4} = 314 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{380 \times 0.90}{1.4} = 244 \text{ MPa}$$

4. 载荷系数 K

取 $K = 1.6$ 。

4.4.3 校核计算

校核小齿轮:

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2 \times 1.6 \times 163100 \times 2.53 \times 1.62 \times 0.7 \times 0.9}{70 \times 2.0^2 \times 30} \\ &\approx 124.5 \text{ MPa} < [\sigma_F]_1 = 314 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.4)$$

校核大齿轮:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 124.5 \times \frac{2.18 \times 1.79}{2.53 \times 1.62} \approx 120.3 \text{ MPa} < [\sigma_F]_2$$

结果表明, 弯曲强度满足要求。

4.5 齿轮传动主要几何尺寸总结

表4.1 为低速级齿轮的主要设计参数汇总。

表 4.1 低速级齿轮主要结构尺寸

名称	代号	计算公式	数值
法向模数	m_n	设计选定	2.0mm
齿数	z_1, z_2	设计选定	30, 103
螺旋角	β	$\arccos[m_n(z_1 + z_2)/2a]$	13°51'
分度圆直径	d_1	$m_n z_1 / \cos \beta$	61.81mm
	d_2	$m_n z_2 / \cos \beta$	212.19mm
中心距	a	$(d_1 + d_2)/2$	137mm
齿宽	B_1	设计确定	70mm
	B_2	设计确定	65mm
齿顶高	h_a	$h_a^* m_n$	2.0mm
齿根高	h_f	$(h_a^* + c^*) m_n$	2.5mm
全齿高	h	$h_a + h_f$	4.5mm
齿顶圆直径	d_{a1}	$d_1 + 2h_a$	65.81mm
	d_{a2}	$d_2 + 2h_a$	216.19mm
齿根圆直径	d_{f1}	$d_1 - 2h_f$	56.81mm
	d_{f2}	$d_2 - 2h_f$	207.19mm

5 链传动设计计算

5.1 选定链轮齿数

5.1.1 确定齿数

根据传动比 $i = 3.00$, 取小链轮齿数 $z_1 = 21$ 。计算大链轮齿数:

$$z_2 = i \times z_1 = 3.00 \times 21 = 63$$

取 $z_2 = 63$ 。

5.2 确定计算功率

由表 9-6 查得工况系数。考虑到带式输送机载荷平稳, 取 $K_A = 1.0$ 。计算主动链轮齿数系数 K_z :

$$K_z = \left(\frac{19}{z_1} \right)^{1.08} = \left(\frac{19}{21} \right)^{1.08} \approx 0.898$$

链传动输入功率 (减速器输出功率) $P = 4.62\text{kW}$ 。计算功率 P_{ca} :

$$P_{ca} = K_A K_z P = 1.0 \times 0.898 \times 4.62 \approx 4.15\text{kW} \quad (5.1)$$

5.3 选择链条型号和节距

5.3.1 选用链号

根据 $P_{ca} = 4.15\text{kW}$ 和小链轮转速 $n_1 = 87.54\text{r/min}$, 查图 9-11 选用 16A 单排滚子链。查课本表 9-1, 链条节距 $p = 25.4\text{mm}$ 。

5.4 计算链节数和中心距

5.4.1 初选中心距

初选中心距 $a_0 = (30 \sim 50)p$ 。取 $a_0 = 40p = 40 \times 25.4 = 1016\text{mm}$, 圆整取 $a_0 = 1000\text{mm}$ 。

5.4.2 计算链节数

相应的链长节数 L_{p0} :

$$\begin{aligned} L_{p0} &= \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_0} \\ &= \frac{2000}{25.4} + \frac{21 + 63}{2} + \left(\frac{63 - 21}{2\pi} \right)^2 \times \frac{25.4}{1000} \\ &= 78.74 + 42 + 1.135 \approx 121.875 \end{aligned} \quad (5.2)$$

取链节数为偶数, 故 $L_p = 122$ 。

5.4.3 计算实际中心距

查表 9-7, 确定中心距计算系数 f_1 。计算插值依据:

$$\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{122 - 21}{63 - 21} = \frac{101}{42} \approx 2.405$$

查表得: 当 $\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1} = 2.4$ 时, $f_1 = 0.24643$ 。当 $\frac{L_p - z_1}{z_2 - z_1} = 2.5$ 时, $f_1 = 0.24678$ 。采用线性插值:

$$f_1 \approx 0.24643 + \frac{0.24678 - 0.24643}{2.5 - 2.4} \times (2.405 - 2.4) \approx 0.24645$$

链传动理论最大中心距 a_{max} :

$$\begin{aligned} a_{max} &= f_1 p [2L_p - (z_1 + z_2)] \\ &= 0.24645 \times 25.4 \times [2 \times 122 - (21 + 63)] \\ &= 6.2598 \times 160 \approx 1001.57 \text{mm} \end{aligned} \quad (5.3)$$

取 $a \approx 1001 \text{mm}$ 。

5.5 计算链速及确定润滑方式

5.5.1 计算链速

$$v = \frac{n_1 z_1 p}{60 \times 1000} = \frac{87.54 \times 21 \times 25.4}{60000} \approx 0.78 \text{m/s} \quad (5.4)$$

5.5.2 确定润滑方式

由 $v = 0.78 \text{m/s}$ 和链号 16A, 查图 9-13。坐标点落在区域 I 和 II 的交界处, 为保证润滑效果, 选用滴油润滑。

5.6 计算压轴力

5.6.1 有效圆周力

$$F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 4.62}{0.78} \approx 5923\text{N} \quad (5.5)$$

5.6.2 压轴力

链轮水平布置，取压轴力系数 $K_{fp} = 1.15$ 。

$$F_p \approx K_{fp}F_t = 1.15 \times 5923 \approx 6811\text{N} \quad (5.6)$$

5.7 主要设计结论

表5.1为链传动的主要设计参数汇总。

表 5.1 链传动主要参数

名称	符号	数据
链条型号	-	16A (单排)
节距	p	25.4mm
小链轮齿数	z_1	21
大链轮齿数	z_2	63
链节数	L_p	122
中心距	a	1001mm
压轴力	F_p	6811N
润滑方式	-	滴油润滑

6 轴的设计计算

6.1 高速轴设计计算

6.1.1 轴的最小直径确定

高速轴为输入轴，其最大扭矩由前述计算确定。

- $P_1 = 5.3kW$
- $n_1 = 1440r/min$
- $T_1 = 35.75N \cdot m$

为保证轴强度和刚度足够可按扭转强度条件初估轴承安装处的最小直径 d_{min} 。

按扭转强度确定轴的最小直径

根据经验公式，按扭转强度条件初估轴的最小直径：

$$d_{min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (6.1)$$

选取轴的材料为 40Cr (调质)，硬度为 280HBW，查表 15-3 得，取强度系数 $A_0 = 110$ 。计算结果：

$$d_{min1} = 17.026mm$$

确定轴的最小直径

根据计算结果 d_{min} ，并考虑轴承的系列，由于安装键将轴径增大 5

$$d_{min} = d_{min1} \times 1.05 = 17.877mm \quad (6.2)$$

取标准轴径 $d = 18mm$ 。

高速轴的最小直径是安装联轴器处轴的直径 d_{12} ，为了使所选的轴直径 d_{12} 与联轴器的孔径相适应，故需同时选取联轴器型号。联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A \times T_1$ ，查表，考虑平稳，故取 $K_A = 1.3$ ，则：

$$T_{ca} = 1.3 \times 35.75 = 46.475N \cdot m \quad (6.3)$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件，同时兼顾电机轴直径 38mm 查手册，选用 LX3-Y 型轴孔联轴器。半联轴器的孔径为 30mm，故取 $d_{12} = 30mm$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度为 82mm。

6.1.2 轴的结构设计

轴的结构图

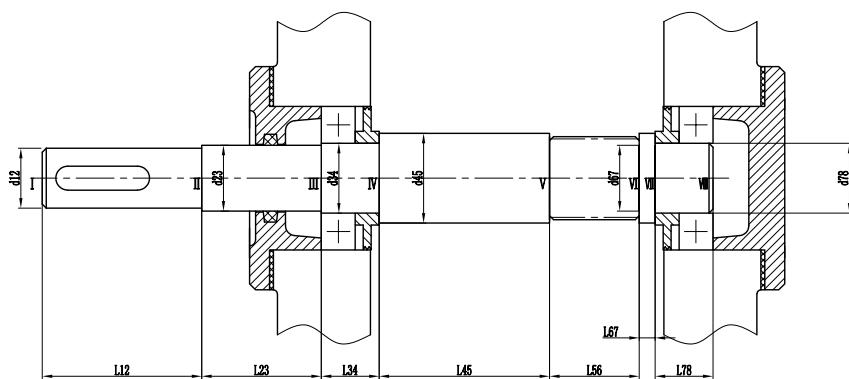


图 6.1 高速轴结构图

轴的结构尺寸拟定

- 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 $d_{23} = 33mm$ 。半联轴器与轴配合的轮毂长度 $L = 82mm$, 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, 取 $l_{12} = 80mm$ 。
- 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, 故初步选用单列圆锥滚子轴承。参照工作要求并根据 $d_{23} = 33mm$, 查轴承手册, 选用型号为 30207 的单列圆锥滚子轴承, 其尺寸为: $d \times D \times B = 35 \times 72 \times 17mm$ 。故取 $d_{34} = d_{78} = 35mm$ 。
- 取挡油环宽度 s_1 为 12, 则

$$l_{34} = l_{78} = B + s_1 = 17 + 12 = 29mm$$

轴承采用挡油环进行轴向定位。由手册上查得 30207 型轴承的定位轴挡肩尺寸 $d \geq 43.5mm$, 因此, 取 $d_{45} = 45mm$ 。

- 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 $l_{56} = 45mm, d_{56} = 41.62mm$.

5. 根据轴承端盖便于装拆, 保证轴承端盖的外端面与传动部件右端面有一定距离, 取 $l_{23} = 60mm$

6. 取小齿轮距箱体内壁距离 $\Delta_1 = 10mm$, 高速级大齿轮和低速级小齿轮距离 $\Delta_2 = 10mm$ 。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 $\Delta = 10mm$, 低速级小齿轮宽度 $b_3 = 70mm$, 则

$$l_{45} = b_3 + \Delta_2 + \Delta_1 - 2.5 - 2 = 70 + 10 + 10 - 2.5 - 2 = 85.5 \text{ mm}$$

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

7. 各段轴尺寸总结如下表6.1所示:

表 6.1 高速轴各段尺寸表

段号	I-II	II-III	III-IV	IV-V	V-VI	VI-VII	VII-VIII	总长
直径 (mm)	30	33	35	45	41.62	45	35	
长度 (mm)	80	60	29	85.5	45	8	29	336.5

6.1.3 轴的强度校核

计算齿轮受力

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):

$$F_{t1} = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 35.75 \times 10^3}{38.62} = 1851.4N \quad (6.4)$$

齿轮的径向力:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \times \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1851.4 \times \tan 20^\circ}{\cos 13^\circ 48' 36''} = 694.0N \quad (6.5)$$

齿轮的轴向力:

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \beta = 1851.4 \times \tan 13^\circ 48' 36'' = 455.1N \quad (6.6)$$

计算轴的载荷

1. 根据 30207 圆锥滚子轴承查手册得压力中心 $a = 14.95mm$, 第一段轴中点到轴承压力中心距离:

$$L_1 = \frac{l_{12}}{2} + l_{23} + a = \frac{80}{2} + 60 + 14.95 = 114.95mm \quad (6.7)$$

左侧轴承压力中心到齿轮支点距离:

$$L_2 = l_{34} + l_{45} + \frac{l_{56}}{2} - a = 29 + 85.5 + \frac{45}{2} - 14.95 = 122.05 \text{ mm} \quad (6.8)$$

齿轮支点到右侧轴承压力中心距离:

$$L_3 = \frac{l_{56}}{2} + l_{67} + l_{78} - a = \frac{45}{2} + 8 + 29 - 14.95 = 44.55 \text{ mm} \quad (6.9)$$

作高速轴计算简图如图6.2-(a)

2. 计算轴支反力

水平支反力:

$$F_{NH1} = \frac{F_t L_3}{L_2 + L_3} = \frac{1851.4 \times 44.55}{122.05 + 44.55} = 495.1 \text{ N} \quad (6.10)$$

$$F_{NH2} = \frac{F_t L_2}{L_2 + L_3} = \frac{1851.4 \times 122.05}{122.05 + 44.55} = 1356.3 \text{ N} \quad (6.11)$$

垂直支反力:

$$F_{NV1} = \frac{F_{r1} \times L_3 + \frac{F_{a1} \times d_1}{2}}{L_2 + L_3} = \frac{694.0 \times 44.55 + \frac{455.1 \times 38.62}{2}}{122.05 + 44.55} = 238.3 \text{ N} \quad (6.12)$$

$$F_{NV2} = \frac{F_{r1} \times L_2 - \frac{F_{a1} \times d_1}{2}}{L_2 + L_3} = \frac{694.0 \times 122.05 - \frac{455.1 \times 38.62}{2}}{122.05 + 44.55} = 455.7 \text{ N} \quad (6.13)$$

作出高速轴支反力图如图6.2-(b)(d)

3. 计算轴的弯矩

截面 C 处的水平弯矩:

$$M_{CH1} = F_{NH1} \times L_2 = 495.1 \times 122.05 = 60427.0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.14)$$

截面 C 处的垂直弯矩:

$$M_{CV1} = F_{NV1} \times L_2 = 238.3 \times 122.05 = 29084.5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.15)$$

$$M_{CV2} = M_{CV1} - \frac{F_{a1} \times d_1}{2} = 29084.5 - \frac{455.1 \times 38.62}{2} = 20296.5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.16)$$

分别作水平面的弯矩图如图6.2-(c) 和垂直面弯矩图如图6.2-(e)

4. 计算轴的合成弯矩截面 C 处的合成弯矩:

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2} = \sqrt{60426^2 + 29084.5^2} = 67061.2 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.17)$$

$$M_{C2} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV2}^2} = \sqrt{60426^2 + 20296.5^2} = 63743.6 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.18)$$

作合成弯矩图6.2-(f)

5. 计算轴的转矩

$$T_1 = 35750 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.19)$$

作转矩图6.2-(g)

综上所述, 绘制高速级轴弯扭距图6.2如下

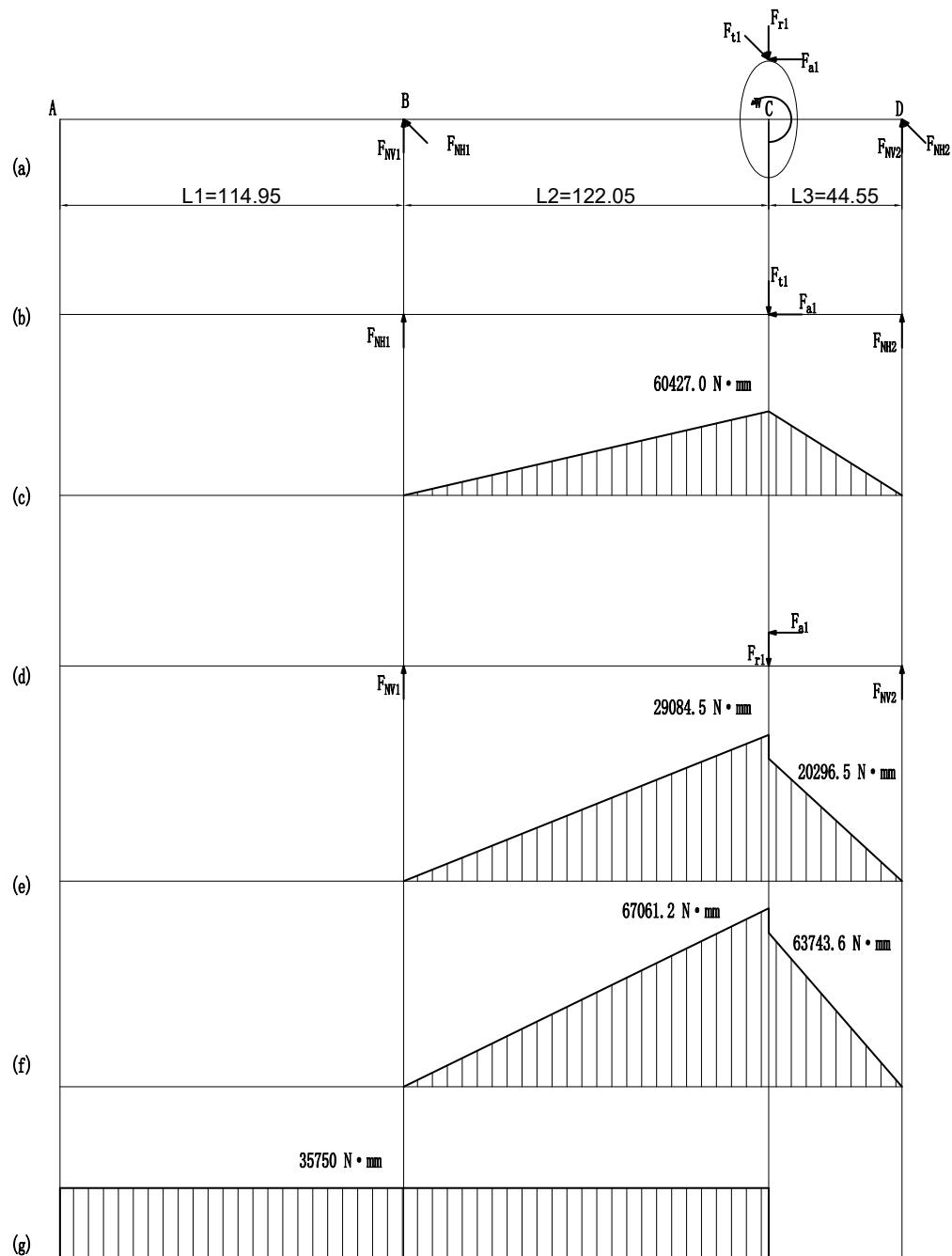


图 6.2 高速级轴弯扭矩图

轴的强度校核

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：

$$W = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{\pi \times 41.62^3}{32} = 7078.0 \text{mm}^3 \quad (6.20)$$

抗扭截面系数为：

$$W_T = \frac{\pi \times d^3}{16} = \frac{\pi \times 41.62^3}{16} = 14155.9 \text{mm}^3 \quad (6.21)$$

最大弯曲应力为：

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{67061.2}{7078.0} = 9.47 \text{MPa} \quad (6.22)$$

剪切应力为：

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{35750}{14155.9} = 2.52 \text{MPa} \quad (6.23)$$

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：

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \times (\alpha\tau)^2} = \sqrt{9.47^2 + 4 \times (0.6 \times 2.52)^2} = 9.94 \text{MPa} \quad (6.24)$$

查表得 40Cr(调质) 处理，抗拉强度极限 $\sigma_B = 750 \text{MPa}$ ，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。

6.2 中间轴设计计算

6.2.1 轴的最小直径确定

中间轴（II 轴）承受由高速级小齿轮传递的转矩，并将其传递给低速级大齿轮。

- $P_{II} = 5.07 \text{ kW}$
- $n_{II} = 300 \text{ r/min}$
- $T_{II} = 163.10 \text{ N} \cdot \text{m}$

按扭转强度确定轴的最小直径

根据经验公式，初估轴的最小直径：

$$d_{min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (6.25)$$

轴材料选用 40Cr（调质），硬度为 280HBW，取 $A_0 = 110$ 。计算结果：

$$d_{min1} = 110 \times \sqrt[3]{\frac{5.07}{300}} \approx 28.15 \text{ mm}$$

考虑轴上有键槽，将直径增大 5%： $d_{min} = 28.15 \times 1.05 = 29.56$ mm。取标准直径 $d = 30$ mm。此直径为轴承安装处直径。

6.2.2 轴的结构设计

轴的结构图

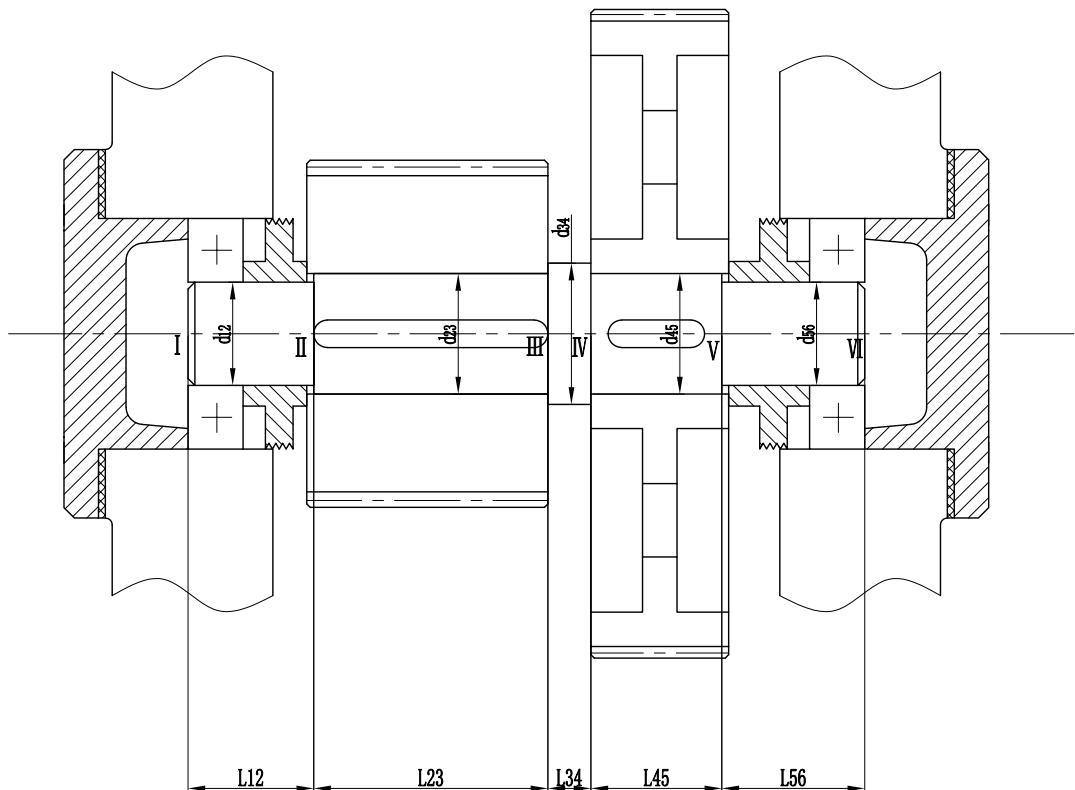


图 6.3 中间轴结构图

轴的结构尺寸拟定

1. 轴承选择：根据 $d_{min} = 30$ mm，初步选用 30206 圆锥滚子轴承。尺寸为 $d \times D \times B = 30 \times 62 \times 16$ mm。故轴段 I-II 和 V-VI 的直径 $d_{12} = d_{56} = 30$ mm。
2. 齿轮 2 的定位与尺寸：为了方便安装，齿轮 2 安装段 IV-V 直径取 $d_{45} = 35$ mm，齿轮的右端与右轴承之间采用挡油环定位。齿轮 2 的宽度 $B_2 = 40$ mm。取轴段长度 $l_{45} = 38$ mm 略短于齿轮宽度保证压紧。齿轮的左端采用轴肩定位，轴环处的直径取 $d_{34} = 41$ mm。
3. 齿轮 3 的定位与尺寸：齿轮 3 安装段 II-III 直径取 $d_{23} = 35$ mm。左端滚动轴承采用挡油环进行轴向定位，低速级小齿轮宽度 $B_3 = 70$ mm。取轴段长度 $l_{45} = 68$ mm。
4. 轴向间距拟定：根据高速轴设计中的 $\Delta_1 = 10$ mm, $\Delta_2 = 10$ mm 及轴承位置：

- 参考高速轴 $l_{45} = 85.5\text{mm}$, 为了使齿轮 2 与齿轮 1 对齐, 同时齿轮 3 位置合理, 设定中间轴各段长度:
- $l_{12} = 36.5 \text{ mm}$ 。
- 齿轮 2 中点到左轴承压力中心距离: 与高速轴 L_3 对应。
- $l_{56} = 41.5 \text{ mm}$ 。
- $l_{34} = 12.5\text{mm}$

5. 轴上零件的周向定位

齿轮与轴的周向定位采用平键链接, 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 $b \times h = 10 \times 8\text{mm}$, 长度 $L = 68\text{mm}$ 。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 $b \times h = 10 \times 8\text{mm}$, 长度 $L = 28\text{mm}$ 。

6. 各段轴尺寸总结表:

表 6.2 中间轴各段尺寸表

段号	I-II(轴承)	II-III(齿轮 3)	III-IV(轴环)	IV-V(齿轮 2)	V-VI(轴承)
直径 (mm)	30	35	41	35	30
长度 (mm)	36.5	68	12.5	38	41.5

6.2.3 轴的强度校核

计算齿轮受力

1. 高速级大齿轮 2 受力 ($d_2 = 185.29\text{mm}$, $\beta = 13.81^\circ$):

- $F_{t2} = \frac{2T_{II}}{d_2} = \frac{2 \times 163.1 \times 10^3}{185.29} = 1760.5 \text{ N}$
- $F_{r2} = \frac{F_{t2} \tan 20^\circ}{\cos \beta} = 660.0 \text{ N}$
- $F_{a2} = F_{t2} \tan \beta = 433.1 \text{ N}$

2. 低速级小齿轮 3 受力 ($d_3 = 61.80\text{mm}$, $\beta = 13.92^\circ$):

- $F_{t3} = \frac{2T_{II}}{d_3} = \frac{2 \times 163.1 \times 10^3}{61.80} = 5278.3 \text{ N}$
- $F_{r3} = \frac{F_{t3} \tan 20^\circ}{\cos \beta} = 1978.4 \text{ N}$
- $F_{a3} = F_{t3} \tan \beta = 1309.0 \text{ N}$

计算轴的载荷

根据 30206 轴承压力中心偏移量 $a \approx 14 \text{ mm}$ 。计算支点及受力点跨距:

- 左支点 A 到齿轮 3 中心 B 距离: $L_1 = (l_{12} - a + \frac{B_3}{2}) \approx (36.5 - 14 + \frac{70}{2}) = 57.5 \text{ mm}$ 。

- 齿轮 3 中心 B 到齿轮 2 中心 C 距离: $L_2 = (\frac{B_3}{2} + l_{34} + \frac{B_2}{2}) = (\frac{70}{2} + 12.5 + \frac{40}{2}) = 67.5 \text{ mm}$ 。
- 齿轮 2 中心 C 到右支点 D 距离: $L_3 = (\frac{B_2}{2} + l_{56} - a) \approx (\frac{40}{2} + 41.5 - 14) = 47.5 \text{ mm}$ 。
- 总跨距 $L = 57.5 + 67.5 + 47.5 = 172.5 \text{ mm}$ 。

作中间轴计算简图如图6.4-(a)

1. 支反力:

(1) 水平支反力

$$F_{DH} = \frac{F_{t3}L_1 - F_{t2}(L_1 + L_2)}{L} = \frac{5278.3 \times 57.5 - 1760.5 \times (57.5 + 67.5)}{172.5} \approx 483.7 \text{ N} \quad (6.26)$$

$$F_{AH} = \frac{F_{t2}L_3 - F_{t3}(L_2 + L_3)}{L} = \frac{1760.5 \times 47.5 - 5278.3 \times (67.5 + 47.5)}{172.5} \approx -3034.0 \text{ N} \quad (6.27)$$

(2) 垂直支反力

$$\begin{aligned} F_{AV} &= \frac{(-F_{r2}) \times L_3 + F_{r3}(L_2 + L_3) + \frac{F_{a2}d_2}{2} + \frac{F_{a3}d_3}{2}}{L} \\ &= \frac{-660 \times 47.5 + 1978.4 \times (67.5 + 47.5) + \frac{433.1 \times 185.29}{2} + \frac{1309.0 \times 61.8}{2}}{172.5} \\ &\approx 1604.2 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.28)$$

$$F_{DV} = F_{r3} - F_{AV} - F_{r2} = 1978.4 - 1604.2 - 660.0 = -285 \text{ N} \quad (6.29)$$

作出中间轴支反力图如图6.4-(b)(d)

2. 弯矩

(1) 水平面弯矩

齿轮 3 处 (B 截面) 水平弯矩:

$$M_{BH} = F_{AH} \times L_1 = (-3034.0) \times 57.5 = -174455 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.30)$$

齿轮 2 处 (C 截面) 水平弯矩:

$$M_{CH} = F_{DH} \times L_3 = 483.7 \times 47.5 = 22975.8 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.31)$$

(2) 垂直面弯矩

齿轮 3 处 (B 截面) 垂直弯矩:

$$M_{BV1} = -F_{AV} \times L_1 = -1604.2 \times 57.5 = -92241.5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.32)$$

$$M_{BV2} = -F_{AV} \times L_1 + \frac{F_{a3} \times d_3}{2} = -1604.2 \times 57.5 + \frac{1309.0 \times 61.80}{2} = -51793.4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.33)$$

齿轮 2 处 (C 截面) 垂直弯矩:

$$M_{CV1} = F_{DV} \times L_3 + \frac{F_{a2} \times d_2}{2} = -285 \times 47.5 + \frac{433.1 \times 185.29}{2} = 26587.0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.34)$$

$$M_{CV2} = F_{DV} \times L_3 = -285 \times 47.5 = -13537.5 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.35)$$

分别作水平面的弯矩图如图6.4-(c) 和垂直面弯矩图如图6.4-(e)

3. 合成弯矩:

(1) 齿轮 3 处 (B 截面) 垂直弯矩:

$$M_{B1} = \sqrt{(M_{BH})^2 + (M_{BV1})^2} = \sqrt{(-174455)^2 + (-92241.5)^2} = 197340.0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.36)$$

$$M_{B2} = \sqrt{(M_{BH})^2 + (M_{BV2})^2} = \sqrt{(-174455)^2 + (-51793.4)^2} = 181981.0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.37)$$

(2) 齿轮 2 处 (C 截面) 垂直弯矩:

$$M_{C1} = \sqrt{(M_{CH})^2 + (M_{CV1})^2} = \sqrt{(22975.8)^2 + (26587)^2} = 35139.0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.38)$$

$$M_{C2} = \sqrt{(M_{CH})^2 + (M_{CV2})^2} = \sqrt{(22975.8)^2 + (-13537.5)^2} = 26667.4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.39)$$

作合成弯矩图如图6.4-(f)

4. 计算扭矩:

$$T_2 = 163100 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.40)$$

作出扭矩图6.4-(g)

5. 弯扭矩图综上所述, 绘制高速级轴弯扭矩图6.4如下

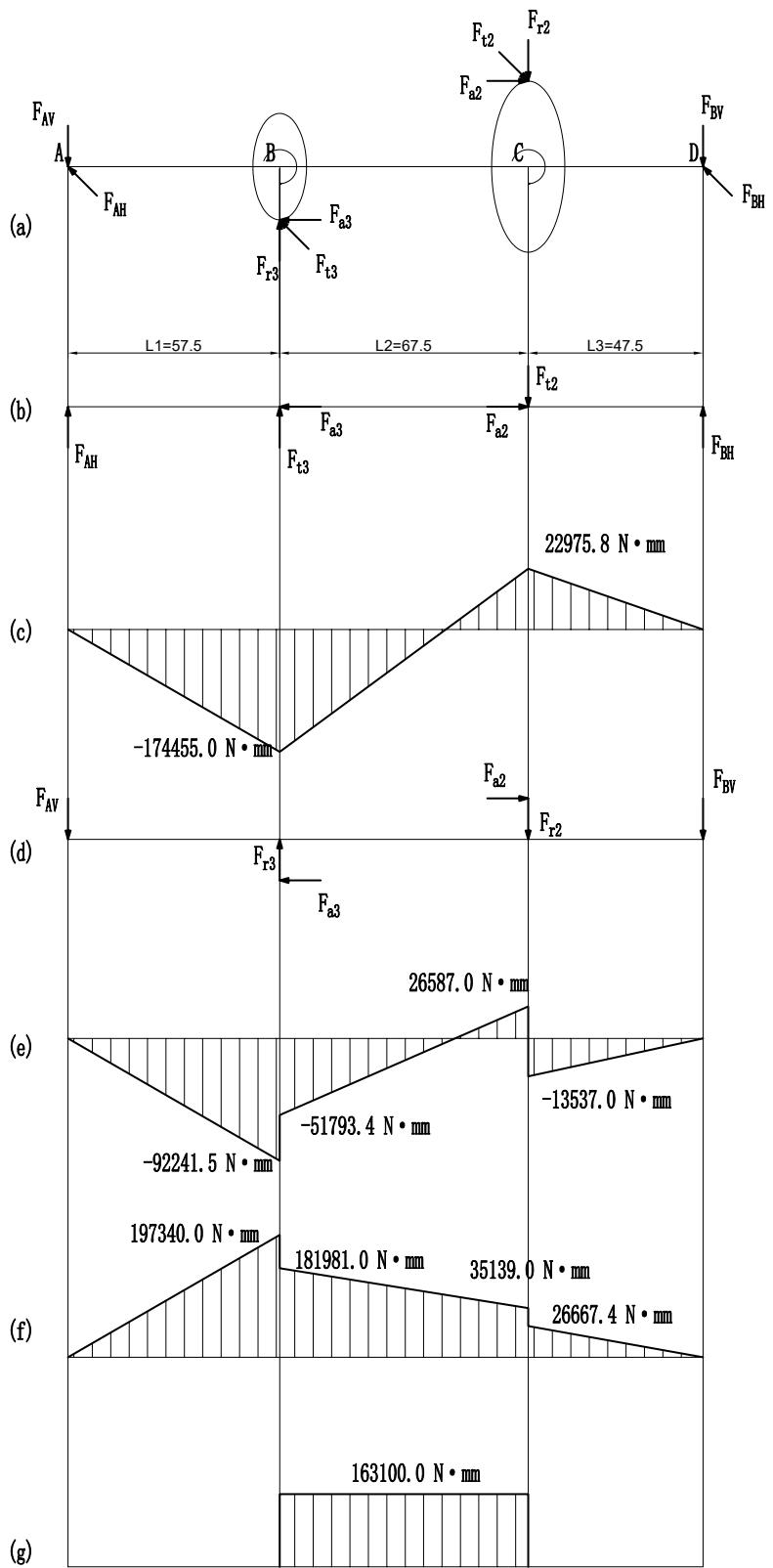


图 6.4 中间轴弯扭距图

轴的强度校核

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：

$$W = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{\pi \times 35^3}{32} = 4209.2 \text{mm}^3 \quad (6.41)$$

抗扭截面系数为：

$$W_T = \frac{\pi \times d^3}{16} = \frac{\pi \times 41.62^3}{16} = 8418.5 \text{mm}^3 \quad (6.42)$$

最大弯曲应力为：

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{197340.0}{4209.2} = 46.88 \text{MPa} \quad (6.43)$$

剪切应力为：

$$\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{163100}{8418.5} = 19.37 \text{MPa} \quad (6.44)$$

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：

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \times (\alpha\tau)^2} = \sqrt{46.88^2 + 4 \times (0.6 \times 19.37)^2} = 52.32 \text{MPa} \quad (6.45)$$

查表得 40Cr(调质) 处理，抗拉强度极限 $\sigma_B = 750 \text{MPa}$ ，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。

6.3 低速轴设计计算

6.3.1 轴的最小直径确定

低速轴（III 轴）承受由低速级小齿轮传递的转矩，并将其传递给链轮。

- $P_{III} = 4.82 \text{ kW}$
- $n_{III} = 87.54 \text{ r/min}$
- $T_{III} = 531.35 \text{ N} \cdot \text{m}$

按扭转强度确定轴的最小直径

根据经验公式，初估轴的最小直径：

$$d_{min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \quad (6.46)$$

轴材料选用 40Cr（调质），硬度为 280HBW，取 $A_0 = 112$ 。计算结果：

$$d_{min1} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{4.82}{87.54}} \approx 42.61 \text{ mm}$$

低速轴的最小直径是安装联轴器处轴的直径 $d_{VII-VIII}$, 为了使所选的轴直径 $d_{VII-VIII}$ 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 $T_{ca} = K_A \times T_{III}$, 查表 14-1, 考虑平稳, 故取 $K_A = 1.3$, 则:

$$T_{ca} = K_A T_{III} = 1.3 \times 531.35 = 690.7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.47)$$

按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件依然选用 LX3 型联轴器。半联轴器的孔径为 45mm, 故取 $d_{VII-VIII} = 45\text{mm}$, 半联轴器与轴配合的毂孔长度为 112mm。

6.3.2 轴的结构设计

轴的结构图

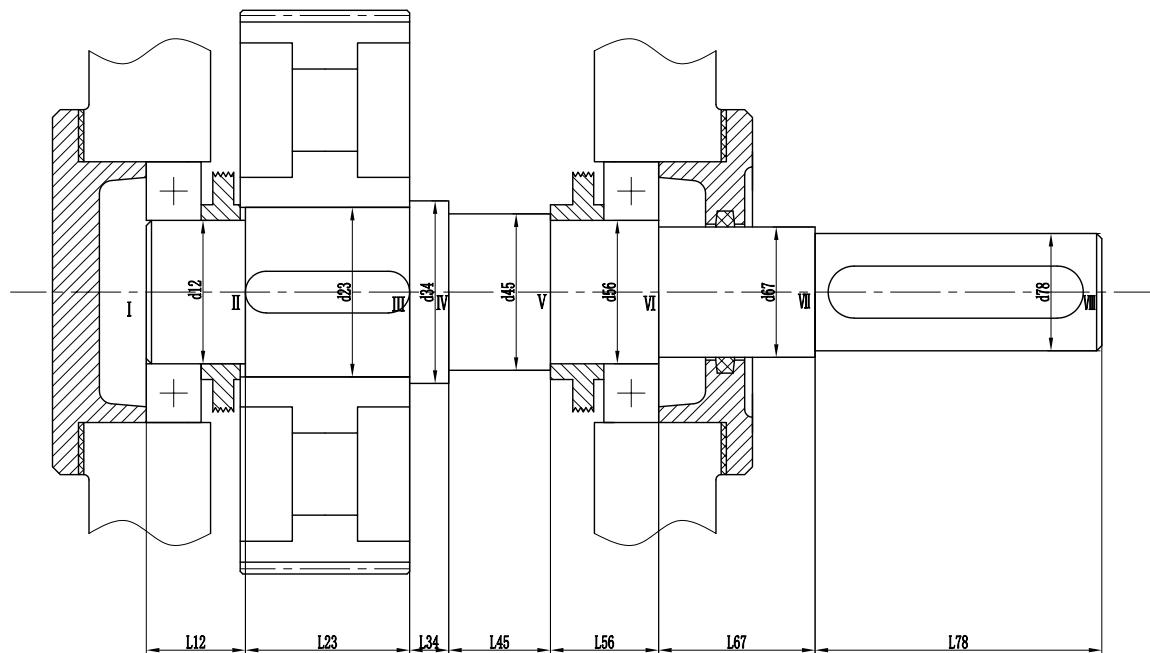


图 6.5 低速轴结构图

轴的结构尺寸拟定

1. 为了满足联轴器的轴向定位要求, VII-VIII 轴段右端需制出一轴肩, 故取 VI-VII 段的直径 $d_{VI-VII} = 50\text{mm}$ 。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 VII-VIII 段的长度应比 L 略短一些, 现取 $l_{VII-VIII} = 110\text{mm}$ 。

2. 初步选择滚动轴承。因轴承同时受有径向力和轴向力的作用, 故初步选用单列圆锥滚子轴承。参照工作要求并根据 $d_{VI-VII} = 50mm$, 由轴承产品目录中选择 0 基本游隙组、标准精度级的单列圆锥滚子轴承 30211, 其尺寸为 $d \times D \times B = 55 \times 100 \times 21 mm$, 故 $d_{I-II} = d_{V-VI} = 55mm$ 。制定位轴肩 $d_{IV-V} = 60mm$

3. 取安装齿轮处的轴段的直径 $d_{II-III} = 65mm$, 已知低速级大齿轮轮毂的宽度为 $b_4 = 65mm$, 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 $l_{II-III} = 63mm$

4. 根据中间轴设计中的 $\Delta_1 = 10mm$, $\Delta_2 = 10mm$ 及轴承位置:

- 参考中间轴 $l_{34} = 12.5mm$, 为了使齿轮 4 与齿轮 3 对齐, 同时齿轮 3 位置合理, 设定中间轴各段长度:
 - $l_{III-IV} = 15 mm$ 。
 - $l_{VI-VII} = 60 mm$ 。
 - $l_{V-VI} = 41.5mm$

5. 各段轴尺寸总结如下表6.3所示:

表 6.3 低速轴各段尺寸表

段号	I-II	II-III	III-IV	IV-V	V-VI	VI-VII	VII-VIII	总长
直径 (mm)	55	65	70	60	55	50	45	
长度 (mm)	38	63	15	39	41.5	60	110	366.5

6.3.3 轴的强度校核

计算齿轮受力

1. 低速级大齿轮 4 受力 ($d_4 = 212.19mm$, $\beta = 13.92^\circ$):

- $F_{t4} = \frac{2T_{II}}{d_4} = \frac{2 \times 531350}{212.19} = 5008.5 N$
- $F_{r4} = \frac{F_{t4} \tan 20^\circ}{\cos \beta} = 1878.1 N$
- $F_{a4} = F_{t4} \tan \beta = 1241.1 N$

2. 链轮受力 (链条压轴力):

- $F_Q = F_p = 6811 N$ (作用于轴伸端, 方向假定与齿轮圆周力同向, 以校核最大合成弯矩)

计算轴的载荷

根据 30211 圆锥滚子轴承压力中心偏移量 $a = 20 mm$ 。计算支点及受力点跨距:

- 左支点 A 到齿轮 4 中心 C 距离：左轴承段长 38mm，压力中心距轴肩 $a = 20\text{mm}$ ，故支点 A 坐标为 $38 - 20 = 18\text{mm}$ （相对轴左端）。齿轮 4 中心坐标为 $38 + 63/2 = 69.5\text{mm}$ 。 $L_1 = 69.5 - 18 = 51.5\text{ mm}$ 。
- 齿轮 4 中心 C 到右支点 B 距离：右轴承段起始于 $38 + 63 + 15 + 39 = 155\text{mm}$ ，压力中心 B 坐标为 $155 + 20 = 175\text{mm}$ 。 $L_2 = 175 - 69.5 = 105.5\text{ mm}$ 。
- 右支点 B 到链轮作用点 D 距离：根据设计，链轮作用力位于轴的最右端。 $L_3 = 161.5\text{ mm}$ 。
- 总跨距 $L = L_1 + L_2 = 51.5 + 105.5 = 157\text{ mm}$ 。

作低速轴计算简图如图 (a)

1. 支反力：

(1) 水平支反力（假定 F_{t4} 与 F_Q 同向）

$$F_{BH} = \frac{-F_{t4}L_1 - F_Q(L + L_3)}{L} = \frac{-5008.5 \times 51.5 - 6811 \times (157 + 161.5)}{157} \approx -15460.1\text{ N} \quad (6.48)$$

$$F_{AH} = -F_{t4} - F_Q - F_{BH} = -5008.5 - 6811 - (-15460.1) = 3640.6\text{ N} \quad (6.49)$$

(2) 垂直支反力

$$\begin{aligned} F_{BV} &= \frac{-F_{r4}L_1 - \frac{F_{a4}d_4}{2}}{L} \\ &= \frac{-1878.1 \times 51.5 - 131680}{157} = \frac{-96722 - 131680}{157} \\ &\approx -1454.8\text{ N} \end{aligned} \quad (6.50)$$

$$F_{AV} = -F_{r4} - F_{BV} = -1878.1 - (-1454.8) = -423.3\text{ N} \quad (6.51)$$

作出低速轴支反力图如图 (b)(d)

2. 弯矩

(1) 水平面弯矩

齿轮 4 处 (C 截面) 水平弯矩：

$$M_{CH} = F_{AH} \times L_1 = 3640.6 \times 51.5 = 187491\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.52)$$

右支点处 (B 截面) 水平弯矩（由链轮拉力产生）：

$$M_{BH} = F_Q \times L_3 = 6811 \times 161.5 \approx 1099977\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.53)$$

(2) 垂直面弯矩

齿轮 4 处 (C 截面) 垂直弯矩（左侧）：

$$M_{CV1} = F_{AV} \times L_1 = -(-423.3) \times 51.5 = 21800\text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.54)$$

齿轮 4 处 (C 截面) 垂直弯矩 (右侧, 考虑轴向力矩):

$$M_{CV2} = M_{CV1} + \frac{F_{a4}d_4}{2} = 21800 + 131680 = 153480 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.55)$$

右支点处 (B 截面) 垂直弯矩:

$$M_{BV} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.56)$$

分别作水平面的弯矩图如图 (c) 和垂直面弯矩图如图 (e)

3. 合成弯矩:

(1) 齿轮 4 处 (C 截面) 合成弯矩:

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV1}^2} = \sqrt{187491^2 + 21800^2} \approx 188754 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.57)$$

$$M_{C2} = \sqrt{M_{CH}^2 + M_{CV2}^2} = \sqrt{187491^2 + 153480^2} \approx 242280 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.58)$$

(2) 右支点处 (B 截面) 合成弯矩:

$$M_B = M_{BH} = 1099977 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.59)$$

作合成弯矩图如图 (f)

4. 计算扭矩:

$$T_3 = 531350 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (6.60)$$

作出扭矩图 (图 g)

5. 弯扭矩图综上所述, 绘制低速轴弯扭矩图6.6如下

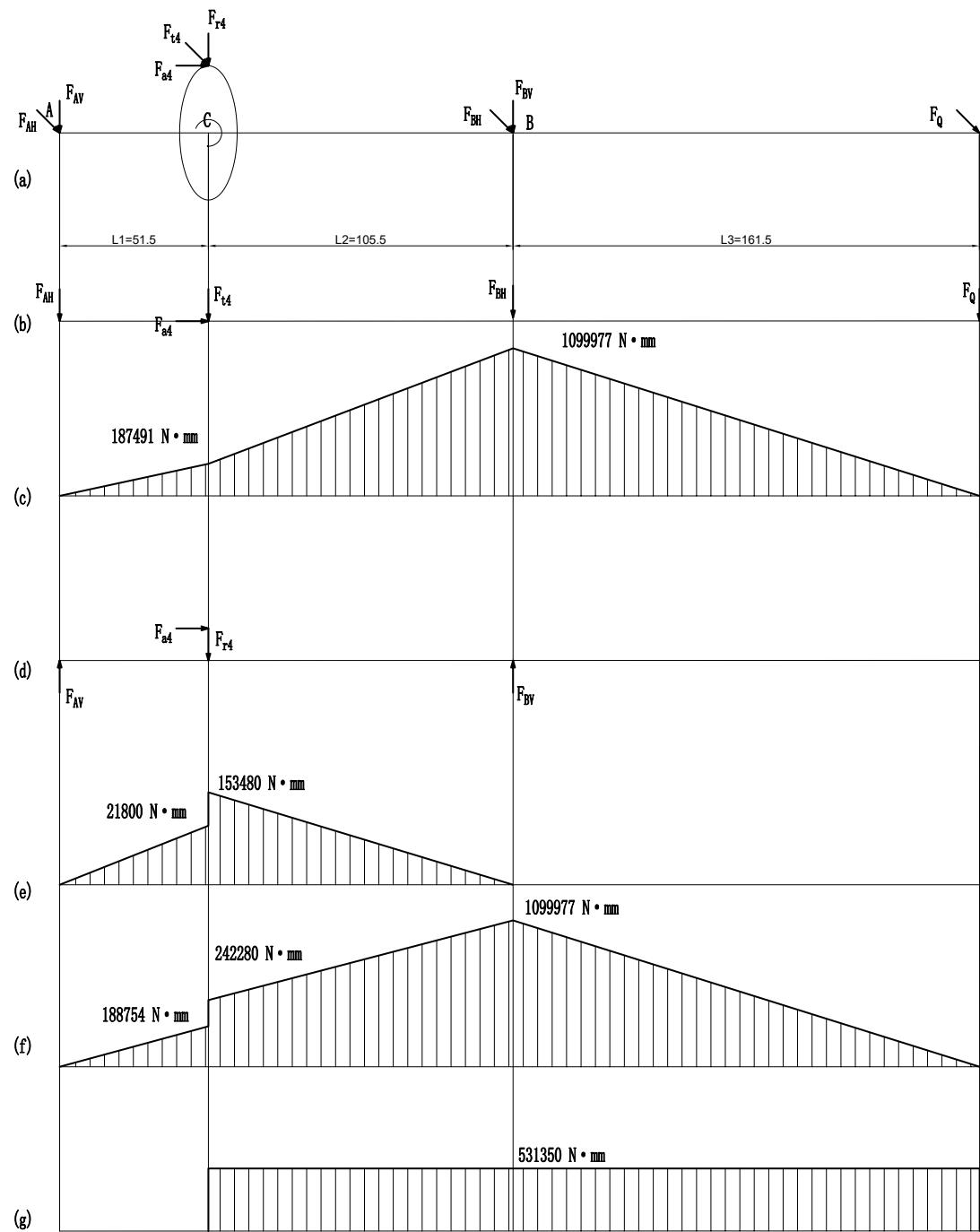


图 6.6 低速轴弯扭矩图

轴的强度校核

比较各截面弯矩及轴径，右支点处（B 截面）承受巨大的悬臂弯矩，且轴径较小故 B 截面为危险剖面。

抗弯截面系数为：

$$W = \frac{\pi \times d^3}{32} = \frac{\pi \times 55^3}{32} = 16331 \text{ mm}^3 \quad (6.61)$$

抗扭截面系数为：

$$W_T = \frac{\pi \times d^3}{16} = \frac{\pi \times 55^3}{16} = 32662 \text{ mm}^3 \quad (6.62)$$

最大弯曲应力为：

$$\sigma = \frac{M_B}{W} = \frac{1099977}{16331} = 67.36 \text{ MPa} \quad (6.63)$$

剪切应力为：

$$\tau = \frac{T_3}{W_T} = \frac{531350}{32662} = 16.27 \text{ MPa} \quad (6.64)$$

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：

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \times (\alpha\tau)^2} = \sqrt{67.36^2 + 4 \times (0.6 \times 16.27)^2} \approx 70 \text{ MPa} \quad (6.65)$$

查表得 40Cr(调质) 处理，则轴的许用弯曲应力 $[\sigma_{-1b}] = 70 \text{ MPa}$ ， $\sigma_{ca} \approx [\sigma_{-1b}]$ 考虑到许用应力通常具有安全裕度，故强度满足要求。

7 轴承的选择及校核计算

7.1 工作要求寿命计算

$$L = 10 Y \times 270 D \times 16 H = 4.32 \times 10^4 \text{ h} \quad (7.1)$$

7.2 轴承的选择

根据轴系设计结果，各轴选用的轴承型号及参数总结如下表7.1所示。

表 7.1 轴承型号及参数表

轴	型号	d	D	B	额定动载荷 $C_r(\text{kN})$	额定静载荷 $C_{0r}(\text{kN})$
高速轴	30207	35	72	17	63.2	56
中间轴	30206	30	62	16	50	44
低速轴	30211	55	100	21	111	106

7.3 高速轴轴承校核计算

7.3.1 已知参数

高速轴选用单列圆锥滚子轴承 30207。

- 转速 $n_1 = 1440 \text{ r/min}$ 。
- 基本额定动载荷 $C_r = 63.2 \text{ kN} = 63200 \text{ N}$ 。
- 查手册得轴承参数：判断系数 $e = 0.37$ ，轴向动载荷系数 $Y = 1.6$ 。
- 载荷系数 $f_p = 1.2$ ，温度系数 $f_t = 1.0$ 。

7.3.2 计算径向载荷

根据第六章计算结果，两侧轴承的支反力分别为：

- 左轴承（1 端）： $F_{NH1} = 495.1 \text{ N}, F_{NV1} = 238.3 \text{ N}$ 。
- 右轴承（2 端）： $F_{NH2} = 1356.3 \text{ N}, F_{NV2} = 455.7 \text{ N}$ 。

合成径向载荷：

$$F_{r1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} = \sqrt{495.1^2 + 238.3^2} \approx 549.4 \text{ N} \quad (7.2)$$

$$F_{r2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} = \sqrt{1356.3^2 + 455.7^2} \approx 1430.8 \text{ N} \quad (7.3)$$

7.3.3 计算轴向载荷

1. 派生轴向力 S :

$$S_1 = \frac{F_{r1}}{2Y} = \frac{549.4}{2 \times 1.6} = 171.7 \text{ N} \quad (7.4)$$

$$S_2 = \frac{F_{r2}}{2Y} = \frac{1430.8}{2 \times 1.6} = 447.1 \text{ N} \quad (7.5)$$

2. 轴向载荷 F_a : 轴上外部轴向力 $F_{a1} = 455.1 \text{ N}$ (方向指向左端, 即指向轴承 1)。判断压紧端:

$$S_1 + F_{a1} = 171.7 + 455.1 = 626.8 \text{ N} > S_2(447.1 \text{ N}) \quad (7.6)$$

故轴承 2 被“压紧”, 轴承 1 被“放松”。各轴承的轴向载荷为:

$$F_{a1} = S_1 = 171.7 \text{ N} \quad (7.7)$$

$$F_{a2} = S_1 + F_{a1} = 626.8 \text{ N} \quad (7.8)$$

7.3.4 计算当量动载荷

1. 轴承 1: $\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{171.7}{549.4} = 0.31 < e$, 故 $X = 1, Y = 0$ 。

$$P_1 = f_p(XF_{r1} + YF_{a1}) = 1.2 \times (1 \times 549.4 + 0) = 659.3 \text{ N} \quad (7.9)$$

2. 轴承 2: $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{626.8}{1430.8} = 0.44 > e$, 故 $X = 0.4, Y = 1.6$ 。

$$P_2 = f_p(0.4F_{r2} + 1.6F_{a2}) = 1.2 \times (0.4 \times 1430.8 + 1.6 \times 626.8) \approx 1890.3 \text{ N} \quad (7.10)$$

因 $P_2 > P_1$, 故按轴承 2 进行寿命校核。

7.3.5 轴承寿命校核

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C_r}{P_2} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 1440} \left(\frac{63200}{1890.3} \right)^{3.33} \approx 1.34 \times 10^6 \text{ h} \quad (7.11)$$

计算寿命远大于预期寿命, 满足要求。

7.4 中间轴轴承校核计算

7.4.1 已知参数

中间轴选用单列圆锥滚子轴承 30206。

- 转速 $n_{II} = 409.09 \text{ r/min}$ 。
- 基本额定动载荷 $C_r = 50 \text{ kN} = 50000 \text{ N}$ 。
- 查手册得: $e = 0.37, Y = 1.6$ 。

7.4.2 计算径向载荷

根据第六章计算结果:

- 左轴承 (A 端): $F_{AH} = -3034.0 \text{ N}, F_{AV} = 1604.2 \text{ N}$ 。
- 右轴承 (D 端): $F_{DH} = 483.7 \text{ N}, F_{DV} = -285 \text{ N}$ 。

合成径向载荷:

$$F_{rA} = \sqrt{(-3034.0)^2 + 1604.2^2} \approx 3432.2 \text{ N} \quad (7.12)$$

$$F_{rD} = \sqrt{483.7^2 + (-285)^2} \approx 561.3 \text{ N} \quad (7.13)$$

7.4.3 计算轴向载荷

1. 派生轴向力 S :

$$S_A = \frac{F_{rA}}{2Y} = \frac{3432.2}{3.2} = 1072.6 \text{ N} \quad (7.14)$$

$$S_D = \frac{F_{rD}}{2Y} = \frac{561.3}{3.2} = 175.4 \text{ N} \quad (7.15)$$

2. 轴向载荷 F_a : 中间轴外部轴向力为两个齿轮轴向力之差方向相反以抵消: $F_{a_net} = |F_{a3} - F_{a2}| = |1309.0 - 433.1| = 875.9 \text{ N}$ 。设合力方向指向左侧。判断: $S_D + F_{a_net} = 175.4 + 875.9 = 1051.3 \text{ N} < S_A(1072.6 \text{ N})$ 。故轴承 A 被“压紧”。

$$F_{aA} = S_A = 1072.6 \text{ N} \quad (7.16)$$

$$F_{aD} = S_A - F_{a_net} = 1072.6 - 875.9 = 196.7 \text{ N} \quad (7.17)$$

7.4.4 计算当量动载荷

1. 轴承 A: $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{1072.6}{3432.2} = 0.31 < e$, 故 $X = 1, Y = 0$ 。

$$P_A = f_p F_{rA} = 1.2 \times 3432.2 = 4118.6 \text{ N} \quad (7.18)$$

2. 轴承 D: $\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = \frac{196.7}{561.3} = 0.35 < e$, 故 $X = 1, Y = 0$ 。

$$P_D = f_p F_{rD} = 1.2 \times 561.3 = 673.6 \text{ N} \quad (7.19)$$

取 P_A 进行校核。

7.4.5 轴承寿命校核

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_{II}} \left(\frac{C_r}{P_A} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 409.09} \left(\frac{50000}{4118.6} \right)^{3.33} \approx 1.6 \times 10^5 \text{ h} \quad (7.20)$$

满足寿命要求。

7.5 低速轴轴承校核计算

7.5.1 已知参数

低速轴选用单列圆锥滚子轴承 30211。

- 转速 $n_{III} = 95.36 \text{ r/min}$ 。
- 基本额定动载荷 $C_r = 111 \text{ kN} = 111000 \text{ N}$ 。
- 查手册得: $e = 0.40, Y = 1.5$ 。

7.5.2 计算径向载荷

根据第六章计算结果 (含链轮压轴力):

- 左轴承 (A 端): $F_{AH} = 3640.6 \text{ N}, F_{AV} = -423.3 \text{ N}$ 。
- 右轴承 (B 端): $F_{BH} = -15460.1 \text{ N}, F_{BV} = -1454.8 \text{ N}$ 。

合成径向载荷:

$$F_{rA} = \sqrt{3640.6^2 + (-423.3)^2} \approx 3665.1 \text{ N} \quad (7.21)$$

$$F_{rB} = \sqrt{(-15460.1)^2 + (-1454.8)^2} \approx 15528.4 \text{ N} \quad (7.22)$$

7.5.3 计算轴向载荷

1. 派生轴向力 S :

$$S_A = \frac{F_{rA}}{2Y} = \frac{3665.1}{2 \times 1.5} = 1221.7 \text{ N} \quad (7.23)$$

$$S_B = \frac{F_{rB}}{2Y} = \frac{15528.4}{2 \times 1.5} = 5176.1 \text{ N} \quad (7.24)$$

2. 轴向载荷 F_a : 外部轴向力 $F_{a4} = 1241.1 \text{ N}$ (由齿轮受力分析, 指向左端 A)。判断:
 $S_A + F_{a4} = 1221.7 + 1241.1 = 2462.8 \text{ N} < S_B(5176.1 \text{ N})$ 。故轴承 B 被“压紧”。

$$F_{aB} = S_B = 5176.1 \text{ N} \quad (7.25)$$

$$F_{aA} = S_B - F_{a4} = 5176.1 - 1241.1 = 3935.0 \text{ N} \quad (7.26)$$

7.5.4 计算当量动载荷

1. 轴承 A: $\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{3935.0}{3665.1} = 1.07 > e$, 故 $X = 0.4, Y = 1.5$ 。

$$P_A = f_p(0.4F_{rA} + 1.5F_{aA}) = 1.2 \times (0.4 \times 3665.1 + 1.5 \times 3935.0) \approx 8842.3 \text{ N} \quad (7.27)$$

2. 轴承 B (受力最大端): $\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{5176.1}{15528.4} = 0.33 < e$, 故 $X = 1, Y = 0$ 。

$$P_B = f_p F_{rB} = 1.2 \times 15528.4 \approx 18634.1 \text{ N} \quad (7.28)$$

因 $P_B > P_A$, 故按轴承 B 校核。

7.5.5 轴承寿命校核

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_{III}} \left(\frac{C_r}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \times 95.36} \left(\frac{111000}{18634.1} \right)^{3.33} \quad (7.29)$$

$$L_{10h} \approx 174.7 \times (5.96)^{3.33} \approx 174.7 \times 378 \approx 6.6 \times 10^4 \text{ h} \quad (7.30)$$

满足寿命要求, 故低速轴轴承强度满足要求。

8 键联接的选择及校核计算

8.1 高速轴键选择及校核

8.1.1 联轴器键连接计算校核

选择的型号为 A 型键 $b \times h \times L = 8 \times 7 \times 80$

键的工作长度 $l = L - b = 80 - 8 = 72mm$

联轴器材料为铸铁，载荷平稳取 $[p] = 60 \text{ MPa}$ ，则其挤压强度为：

$$\sigma_p = \frac{4000T}{hld} = \frac{4000 \times 35.75}{7 \times 72 \times 15} = 18.91 \text{ MPa} \quad (8.1)$$

$\sigma_p < [p]$ ，故满足强度要求

8.2 中间轴键选择及校核

8.2.1 高速级大齿轮键连接计算校核

选择的型号为双 C 型键 $b \times h \times L = C12 \times 8 \times 32$ ，双键相隔 180° 布置。

键的工作长度 $l = 1.5 \times (L - 0.5b) = 1.5 \times (32 - 6) = 39mm$

齿轮材料为 40Cr，载荷平稳取 $[\sigma_p] = 150 \text{ MPa}$ ，则其挤压强度为：

$$\sigma_p = \frac{4000T}{hld} = \frac{4000 \times 163.10}{8 \times 39 \times 17.5} = 119.48 \text{ MPa} \quad (8.2)$$

$\sigma_p < [p]$ ，故满足强度要求

8.2.2 低速级小齿轮键连接计算校核

选择的型号为 A 型键 $b \times h \times L = 8 \times 7 \times 63$

键的工作长度 $l = L - b = 63 - 8 = 55mm$

齿轮材料为 40Cr，载荷平稳取 $[\sigma_p] = 150 \text{ MPa}$ ，则其挤压强度为：

$$\sigma_p = \frac{4000T}{hld} = \frac{4000 \times 163.10}{8 \times 55 \times 17.5} = 84.72 \text{ MPa} \quad (8.3)$$

$\sigma_p < [p]$ ，故满足强度要求

8.3 低速轴键选择及校核

8.3.1 低速级大齿轮键连接计算校核

选择的型号为双 C 型键 $b \times h \times L = C10 \times 8 \times 36$, 双键相隔 180° 布置。

键的工作长度 $l = 1.5(L - 0.5b) = 1.5(36 - 5) = 46.5mm$

齿轮材料为 40Cr, 载荷平稳取 $[\sigma_p] = 150$ MPa, 则其挤压强度为:

$$\sigma_p = \frac{4000T}{hld} = 125.79 \text{ MPa} \quad (8.4)$$

$\sigma_p < [p]$, 故满足强度要求

8.3.2 联轴器键连接计算校核

选择的型号为 A 型键 $b \times h \times L = 14 \times 9 \times 110$

键的工作长度 $l = L - b = 80 - 8 = 96mm$

联轴器材料为铸铁, 载荷平稳取 $[p] = 120$ MPa, 则其挤压强度为:

$$\sigma_p = \frac{4000T}{hld} = \frac{4000 \times 531.35}{9 \times 96 \times 22.5} = 109.33 \text{ MPa} \quad (8.5)$$

$\sigma_p < [p]$, 故满足强度要求

9 联轴器

10 润滑

11 箱体