

湖南农业大学机电工程学院

课程设计说明书

课程名称：机械设计基础

题目名称：专用带式运输机的传动系统设计

班 级：2024 级机器人工程专业 3 班

姓 名：方明涛

学 号：202440800328

指导教师：邬备 讲师

评定成绩：优秀 良好 中等 及格 不及格

教师评语：

指导老师签名：

2026 年 6 月 日

目录

第一部分 设计任务书	1
1.1 设计题目	1
1.2 原始数据	1
1.3 设计任务	1
第二部分 传动装置总体设计方案	1
2.1 传动方案特点	1
2.2 计算传动装置的效率	1
第三部分 电动机的选择	2
3.1 电动机的选型	2
2.3 确定传动装置的总传动比和分配传动比	3
第四部分 计算传动装置的运动和动力参数	3
4.1 各轴转速	3
4.2 各轴的输入功率	4
4.3 各轴的输入转矩	4
第五部分 V 带设计	4
5.1 V 带传动计算	4
5.2 带轮结构设计	7
第六部分 齿轮设计	8
6.1 选择材料及确定许用应力	8
6.2 按齿面接触强度设计	8
6.3 验算齿轮弯曲强度	9
6.4 齿轮的圆周速度	10
6.5 齿轮主要几何尺寸	10
第七部分 轴和轴承装置及键的设计计算	11
7.1 高速轴（输入轴）设计	11
7.2 低速轴（输出轴）设计	13
第八部分 键连接的选择及校核计算	18
8.1 高速轴键	18
8.2 低速轴键	18
第九部分 轴承的选择及校核计算	18
9.1 高速轴轴承校核（6208 深沟球轴承）	18
9.2 低速轴轴承校核（6211 深沟球轴承）	19
第十部分 联轴器的选择	19
10.1 载荷计算	19

10.2 型号选择	19
第十一部分 减速器润滑和密封	20
11.1 减速器润滑	20
第十二部分 减速器附件及箱体主要结构尺寸	21
12.1 减速器附件选型	21
12.2 箱体主要结构尺寸	21
小结	22
参考资料	23

第一部分 设计任务书

1.1 设计题目

设计一台用于带式输送机的单级圆柱齿轮减速器传动装置。

1.2 原始数据

- 滚筒轴转速: $n_w = 140 \text{ r/min}$
- 运输带主轴转矩: $T_w = 430 \text{ N}\cdot\text{m}$
- 使用期限: 8 年, 两班制工作
- 载荷性质: 连续单向运转, 载荷平稳
- 允许运输带速度误差: $\pm 5\%$, 车间有三相交流电源, 电压 380/220V

1.3 设计任务

1. 设计一台专用带式输送机传动装置
2. 绘制带式输送机总图 1 张
3. 绘制减速器装配图 1 张
4. 小 V 带轮、大齿轮、减速器输出轴零件工作图各 1 张
5. 编写设计计算说明书 1 份

第二部分 传动装置总体设计方案

2.1 传动方案特点

1. 组成: 传动装置由电动机、V 带传动、单级圆柱齿轮减速器、联轴器、输送机滚筒组成。
2. 特点: 齿轮相对于轴承对称分布, 载荷沿齿宽分布均匀。
3. 传动路线: 考虑到电动机转速较高, V 带具有缓冲吸振能力, 将 V 带传动布置在高速级, 齿轮减速器布置在低速级。方案为: 电动机 $\rightarrow$ V 带传动 $\rightarrow$ 单级圆柱齿轮减速器 $\rightarrow$ 联轴器 $\rightarrow$ 输送机滚筒。

2.2 计算传动装置的效率

查《机械设计》(P148), 各传动部件效率如下:

符号	部件	效率
η_1	V 带传动	0.96
η_2	单级圆柱齿轮减速器	0.98

η_3	弹性联轴器	0.99
η_4	每对滚动轴承	0.99
η_w	输送机滚筒	0.96

总效率

$$\eta_{\text{总}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4^3 \cdot \eta_w = 0.96 \times 0.98 \times 0.99 \times 0.99^3 \times 0.96 \approx 0.868$$

第三部分 电动机的选择

3.1 电动机的选型

(1) 工作机有效功率

$$P_w = \frac{T_w \cdot n_w}{9550} = \frac{430 \times 140}{9550} \approx 6.30 \text{ kW}$$

(2) 电动机所需输出功率

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_d} = \frac{6.30}{0.868} \approx 7.27 \text{ kW}$$

(3) 确定电动机转速

滚筒轴工作转速 $n_w = 140 \text{ r/min}$ 。

按推荐的传动比合理范围：V 带传动比 $i_V = 2 \sim 4$ ，单级圆柱齿轮减速器传动比 $i_g = 3 \sim 5$ ，总传动比合理范围 $i_a = 6 \sim 20$ 。

电动机转速可选范围：

$$n_d = i_a \cdot n_w = (6 \sim 20) \times 140 = 840 \sim 2800 \text{ r/min}$$

综合考虑电动机和传动装置的尺寸、重量、价格以及传动比分配，选择同步转速 1500 r/min 的电动机。

(4) 选定电动机型号

查电动机产品目录，选用 YE3-160M-4 型三相异步电动机（IMB3 安装型式）：

参数	数值
额定功率	11 kW
满载转速	1460 r/min
同步转速	1500 r/min
中心高 H	160 mm
轴径 D	42 mm
轴伸长度 E	110 mm

$P_{\text{额定}} = 11 \text{ kW} > P_d = 7.27 \text{ kW}$ ，功率裕量合理，满足使用要求。

2.3 确定传动装置的总传动比和分配传动比

(1) 总传动比

$$i_{\text{总}} = \frac{n_{\text{电动机满载}}}{n_{\text{执行机构}}} = \frac{1460}{140} \approx 10.43$$

(2) 分配传动比

$$i_{\text{总}} = i_v \cdot i_g$$

为使 V 带传动外廓尺寸不致过大，取 V 带传动比 $i_v = 2.915$ ，则齿轮传动比：

$$i_g = \frac{i_{\text{总}}}{i_v} = \frac{10.43}{2.915} \approx 3.578$$

第四部分 计算传动装置的运动和动力参数

4.1 各轴转速

将传动装置中各轴由高速至低速依次定义为：

- 0 轴（电动机轴）： $n_0 = 1460 \text{ r/min}$
- I 轴（减速器高速轴/输入轴）： $n_I = \frac{n_0}{i_v} = \frac{1460}{2.915} \approx 501 \text{ r/min}$

- II 轴（减速器低速轴/输出轴）： $n_{II} = \frac{n_I}{i_g} = \frac{501}{3.578} \approx 140 \text{ r/min}$
- III 轴（输送机滚筒轴）： $n_{III} = n_{II} = 140 \text{ r/min}$

4.2 各轴的输入功率

- 0 轴： $P_0 = P_d = 7.27 \text{ kW}$
- I 轴： $P_I = P_0 \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 7.27 \times 0.96 \times 0.99 \approx 6.91 \text{ kW}$
- II 轴： $P_{II} = P_I \cdot \eta_2 \cdot \eta_4 = 6.91 \times 0.98 \times 0.99 \approx 6.70 \text{ kW}$
- III 轴： $P_{III} = P_{II} \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 6.70 \times 0.99 \times 0.99 \approx 6.57 \text{ kW}$

4.3 各轴的输入转矩

- 0 轴： $T_0 = 9550 \times \frac{P_0}{n_0} = 9550 \times \frac{7.27}{1460} \approx 47.5 \text{ N} \cdot \text{m}$
- I 轴： $T_I = 9550 \times \frac{P_I}{n_I} = 9550 \times \frac{6.91}{501} \approx 131.7 \text{ N} \cdot \text{m}$
- II 轴： $T_{II} = 9550 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \times \frac{6.70}{140} \approx 457.1 \text{ N} \cdot \text{m}$
- III 轴： $T_{III} = 9550 \times \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \times \frac{6.57}{140} \approx 448.0 \text{ N} \cdot \text{m}$

(4) 各轴运动与动力参数汇总表

轴号	转速 n (r/min)	输入功率 P (kW)	输入转矩 T (N·m)	传动比 i	效率 η
0 轴（电动机轴）	1460	7.27	47.5	$i_v=2.915$	$\eta_1 \eta_4=0.950$
I 轴（高速轴）	501	6.91	131.7	$i_g=3.578$	$\eta_2 \eta_4=0.970$
II 轴（低速轴）	140	6.70	457.1	1	$\eta_3 \eta_4=0.980$
III 轴（滚筒轴）	140	6.57	448.0	—	—

第五部分 V 带设计

5.1 V 带传动计算

(1) 确定计算功率 P_c

查《机械设计》表 13-9，带式输送机载荷平稳、两班制工作，取工况系数 $K_A = 1.2$ ：

$$P_c = K_A \cdot P_0 = 1.2 \times 7.27 = 8.724 \text{ kW}$$

(2) 选择 V 带型号

根据 $P_c = 8.724 \text{ kW}$ 和 $n_0 = 1460 \text{ r/min}$, 查《机械设计》图 13-14, 选用普通 V 带, B 型。

(3) 确定大小带轮基准直径 d_1 、 d_2

查《机械设计》表 13-10, B 型 V 带最小基准直径 $d_{\min} = 125 \text{ mm}$ 。取小带轮基准直径:

$$d_1 = 140 \text{ mm}$$

大带轮基准直径 (V 带传动比取 $i_v = 2.915$, 弹性滑动系数 $\varepsilon \approx 0.01 \sim 0.02$):

$$d_2 = i_v \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 2.915 \times 140 \times 0.98 \approx 400 \text{ mm}$$

取标准值 $d_2 = 400 \text{ mm}$ 。

实际传动比 (忽略弹性滑动):

$$i_v = \frac{d_2}{d_1} = \frac{400}{140} \approx 2.857$$

(4) 验证带速 v

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_0}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 1460}{60000} \approx 10.70 \text{ m/s}$$

$5 \text{ m/s} < v < 25 \text{ m/s}$, 带速合适。

(5) 求 V 带基准长度 L_d 和中心距 a

初定中心距 a_0 :

$$0.7(d_1 + d_2) \leq a_0 \leq 2(d_1 + d_2) \Rightarrow 378 \leq a_0 \leq 1080 \text{ mm}$$

初取 $a_0 = 810 \text{ mm}$ 。

初算带长:

$$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}$$

$$L_0 = 2 \times 810 + \frac{\pi}{2}(140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \times 810} \approx 1620 + 848.2 + 20.9 \approx 2489 \text{ mm}$$

查《机械设计》表 13-2, 取标准基准长度 $L_d = 2500 \text{ mm}$ 。

实际中心距：

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 810 + \frac{2500 - 2489}{2} \approx 816 \text{ mm}$$

考虑安装调整和补偿张紧的需要，中心距变化范围为：

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 816 - 37.5 \approx 779 \text{ mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 816 + 75 \approx 891 \text{ mm}$$

最终取中心距 $a \approx 810 \text{ mm}$ 。

(6) 验算小带轮包角 α_1 ：

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{260}{806} \times 57.3^\circ \approx 161.5^\circ > 120^\circ$$

包角合适。

(7) 求 V 带根数 z

查《机械设计》表 13-4 至表 13-6：

- B 型带， $d_1 = 140 \text{ mm}$ ， $n_0 = 1460 \text{ r/min}$ ，单根 V 带基本额定功率： $P_0 = 2.82 \text{ kW}$
- 传动比 $i_V \approx 2.857$ ， $n_0 = 1460 \text{ r/min}$ ，功率增量： $\Delta P_0 = 0.46 \text{ kW}$
- 包角 $\alpha_1 = 161.5^\circ$ ，包角系数： $K_\alpha = 0.95$
- 基准长度 $L_d = 2500 \text{ mm}$ ，长度系数： $K_L = 1.03$

单根 V 带额定功率：

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) \cdot K_\alpha \cdot K_L = (2.82 + 0.46) \times 0.95 \times 1.03 \approx 3.21 \text{ kW}$$

$$z = \frac{P_c}{P_r} = \frac{8.724}{3.21} \approx 2.72$$

取 $z = 3$ 根。

(8) 求作用在带轮轴上的压力 F_0

B 型 V 带单位长度质量 $q = 0.17 \text{ kg/m}$ 。

单根 V 带初拉力：

$$F_0 = \frac{500 \cdot P_c}{z \cdot v} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + q \cdot v^2$$

$$F_0 = \frac{500 \times 8.724}{3 \times 10.70} \left(\frac{2.5}{0.95} - 1 \right) + 0.17 \times 10.70^2$$

$$F_0 = 135.9 \times 1.632 + 19.5 \approx 241.3 \text{ N}$$

作用在轴上的压力：

$$F_Q = 2 \cdot z \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 3 \times 241.3 \times \sin(80.75^\circ) \approx 1428 \text{ N}$$

(9) V 带设计主要结论汇总

参数	数值	参数	数值
V 带型号	B 型普通 V 带	小带轮基准直径 d_1	140 mm
V 带根数 z	3 根	大带轮基准直径 d_2	400 mm
基准长度 L_d	2500 mm	中心距 a	≈ 810 mm
小带轮包角 α_1	161.5°	带速 v	10.70 m/s
单根初拉力 F_0	241.3 N	轴压力 F_Q	≈ 1428 N

5.2 带轮结构设计

(1) 小带轮结构设计

小带轮安装在电动机轴上（电动机轴径 $D = 42$ mm）。

计算项目	计算公式	计算过程	尺寸取值
内孔直径 d	电动机轴径	$D = 42$ mm	42 mm
分度圆直径 d_{d1}	—	—	140 mm
齿顶圆直径 d_a	$d_{d1} + 2h_a$	$140 + 2 \times 3.5$	147 mm
轮毂直径 d_l	$(1.8 \sim 2)d$	$(1.8 \sim 2) \times 42$	80 mm
轮宽 B	$(z-1)e + 2f$	$(3-1) \times 19 + 2 \times 12.5$	63 mm
轮毂长 L	$(1.5 \sim 2)d$	$(1.5 \sim 2) \times 42$	70 mm

注：B 型带 $h_a = 3.5$ mm， $e = 19$ mm， $f = 12.5$ mm。

小带轮采用腹板式结构。

(2) 大带轮结构设计

大带轮安装在减速器高速轴（输入轴）轴端，孔径由输入轴设计确定（初定 $d = 32$ mm）。

计算项目	计算公式	计算过程	尺寸取值
内孔直径 d	输入轴轴径	—	32 mm
分度圆直径 d_a2	—	—	400 mm
齿顶圆直径 d_a	$d_a2 + 2h_a$	$400 + 2 \times 3.5$	407 mm
轮毂直径 d_i	$(1.8 \sim 2)d$	$(1.8 \sim 2) \times 32$	60 mm
轮宽 B	$(z-1)e + 2f$	$(3-1) \times 19 + 2 \times 12.5$	63 mm
轮毂长 L	$(1.5 \sim 2)d$	$(1.5 \sim 2) \times 32$	55 mm

大带轮采用腹板式结构。

第六部分 齿轮设计

6.1 选择材料及确定许用应力

（1）材料与热处理

齿轮	材料	热处理	齿面硬度	接触疲劳极限 σ_{Hlim}	弯曲疲劳极限 σ_{FE}
小齿轮	40Cr	调质	280 HBS	700 MPa	560 MPa
大齿轮	45 钢	调质	240 HBS	600 MPa	410 MPa

（2）许用应力

取安全系数 $S_H = 1.1$, $S_F = 1.25$:

$[\sigma_H]$	$[\sigma_{H2}]$	$[\sigma_{F1}]$	$[\sigma_{F2}]$
636.4 MPa	545.5 MPa	448 MPa	328 MPa

6.2 按齿面接触强度设计

设齿轮按 8 级精度制造。取载荷系数 $K = 1.5$ ，齿宽系数 $\varphi_d = 1.1$ ，弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$ （钢对钢），齿数比 $u = i_g = 3.578$ ，小齿轮转矩 $T_1 = 131.7 \text{ N} \cdot \text{m} = 131700 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。

设计公式：

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

取 $[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 545.5 \text{ MPa}$ ：

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.5 \times 131700}{1.1} \times \frac{4.578}{3.578} \times \left(\frac{189.8}{545.5}\right)^2} \approx 70.3 \text{ mm}$$

取 $d_1 = 72 \text{ mm}$ 。

取小齿轮齿数 $z_1 = 24$ ，大齿轮齿数 $z_2 = u \cdot z_1 = 3.578 \times 24 \approx 85.9$ ，取 $z_2 = 86$ 。

实际传动比：

$$i_{12} = \frac{86}{24} \approx 3.583$$

模数：

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{72}{24} = 3 \text{ mm}$$

中心距：

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{3 \times (24 + 86)}{2} = 165 \text{ mm}$$

齿宽： $b_2 = \varphi_d \cdot d_1 = 1.1 \times 72 \approx 80 \text{ mm}$ ，取 $b_1 = 85 \text{ mm}$ 。

齿轮基本参数汇总

参数	z_1	z_2	m	b_1	b_2	a	i_{12}
数值	24	86	3 mm	85 mm	80 mm	165 mm	3.583

6.3 验算齿轮弯曲强度

查《机械设计》表 11-6、11-7 得齿形系数和应力修正系数：

	Y_{Fa}	Y_{Sa}
小齿轮	2.65	1.58
大齿轮	2.22	1.77

弯曲应力公式：

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bm^2z_1} Y_{Fa} Y_{Sa}$$

取 $b = b_2 = 80 \text{ mm}$, $T_1 = 131700 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ：

小齿轮：

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times 1.5 \times 131700}{80 \times 3^2 \times 24} \times 2.65 \times 1.58 = \frac{395100}{17280} \times 4.187 \approx 95.7 \text{ MPa}$$

大齿轮：

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{2.22 \times 1.77}{2.65 \times 1.58} = 95.7 \times \frac{3.929}{4.187} \approx 89.8 \text{ MPa}$$

校核结果：

$$\sigma_{F1} = 95.7 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}] = 448 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = 89.8 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}] = 328 \text{ MPa}$$

弯曲强度满足要求。

6.4 齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 72 \times 501}{60000} \approx 1.89 \text{ m/s}$$

$v < 10 \text{ m/s}$ ，选用 8 级精度合宜。

6.5 齿轮主要几何尺寸

计算项目	计算公式	小齿轮	大齿轮
模数 m	—	3 mm	3 mm
齿数 z	—	24	86
齿宽 b	—	85 mm	80 mm

分度圆直径 d	$d = mz$	72 mm	258 mm
齿顶高系数 h_a^*	—	1.0	1.0
顶隙系数 c^*	—	0.25	0.25
齿顶高 h_a	$h_a = m \cdot h_a^*$	3 mm	3 mm
齿根高 h_f	$h_f = m(h_a^* + c^*)$	3.75 mm	3.75 mm
全齿高 h	$h = h_a + h_f$	6.75 mm	6.75 mm
齿顶圆直径 d_a	$d_a = d + 2h_a$	78 mm	264 mm
齿根圆直径 d_f	$d_f = d - 2h_f$	64.5 mm	250.5 mm

第七部分 轴和轴承装置及键的设计计算

7.1 高速轴（输入轴）设计

7.1.1 已知条件

高速轴传递功率 $P_I = 6.91 \text{ kW}$ ，转速 $n_I = 501 \text{ r/min}$ ，传递转矩 $T_I = 131.7 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。小齿轮分度圆直径 $d_I = 72 \text{ mm}$ ，齿宽 $b_I = 85 \text{ mm}$ 。轴材料选用 45 钢，调质处理。

7.1.2 初算最小轴径

按扭转强度初算轴端最小直径，取 $A_0 = 112$ ：

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_I}{n_I}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{6.91}{501}} = 112 \times \sqrt[3]{0.01379} \approx 26.9 \text{ mm}$$

轴端大带轮处开设 1 个平键槽，轴径增大 5%：

$$d_{\min} = 26.9 \times 1.05 \approx 28.2 \text{ mm}$$

圆整取 $d_{\min} = 32 \text{ mm}$ （兼顾大带轮孔径标准系列）。

7.1.3 齿轮轴结构设计

齿轮轴判据：小齿轮齿根圆直径 $d_{fI} = d_I - 2 \times 1.25m = 72 - 7.5 = 64.5 \text{ mm}$ 。若做成分体式（轴径 48mm+键连接），齿根圆到轮毂键槽底距离：

$$\delta = \frac{d_{fI} - d_2}{2} - t_2 = \frac{64.5 - 48}{2} - 3.8 \approx 4.45 \text{ mm}$$

$\delta = 4.45 \text{ mm} < 2.5m = 7.5 \text{ mm}$ ，强度不足，故小齿轮与轴制成一体——齿轮轴。

齿轮轴采用六段阶梯轴结构（齿轮直接在轴上切齿成型），从带轮端向另一端依次设计：

轴段①（带轮安装段）：直径 $d_1 = 32 \text{ mm}$ ，长度取 $L_1 = 58 \text{ mm}$ 。

轴段②（油封/端盖段）：轴肩高度 $h = (0.07 \sim 0.1)d_1 = 2.24 \sim 3.2 \text{ mm}$ ，取 $d_2 = 38 \text{ mm}$ 。
该段安装毡圈油封和透盖。长度计算：

$$L_2 = K + e + \Delta_1 + B_{\text{轴承}} = 13 + 15 + 3 + 16 = 47 \text{ mm}$$

取 $L_2 = 50 \text{ mm}$ 。

轴段③（右侧轴承安装段）：选用 6208 深沟球轴承（ $d=40$ ， $D=80$ ， $B=18$ ），取 $d_3 = 40 \text{ mm}$ 。长度： $L_3 = 42 \text{ mm}$ 。

轴段④（齿轮段）：小齿轮直接在轴上切齿成型，分度圆直径 72 mm ，齿根圆直径 64.5 mm ，齿顶圆直径 78 mm 。齿轮两端自然形成轴肩（从齿根圆 $\phi 64.5 \rightarrow \phi 40$ 轴承段），实现双向轴向定位，无需额外套筒或轴肩。

轴段⑤（左侧过渡段）：齿轮左端自然形成轴肩，此段用于避让箱体内壁及安装挡油环，长度 $L_5 = 15 \text{ mm}$ 。

轴段⑥（左侧轴承安装段）：取 $d_6 = d_3 = 40 \text{ mm}$ ，长度 $L_6 = 18 \text{ mm}$ 。

7.1.4 齿轮轴尺寸汇总

轴段	①	②	③	④	⑤	⑥
直径(mm)	32	38	40	64.5	40	40
长度(mm)	58	50	42	85	15	18

7.1.5 齿轮轴受力分析与强度校核

齿轮受力：

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 131700}{72} = 3658.3 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \tan 20^\circ = 3658.3 \times 0.3640 = 1331.6 \text{ N}$$

V 带压轴力： $F_Q \approx 1428 \text{ N}$ （与齿轮径向力方向存在夹角，偏保守按同向叠加）。

轴承跨距（6208 $a = B/2 = 9 \text{ mm}$ ）：

$$l \approx L_3 + b_1 + L_4 - 2a = 42 + 85 + 33 - 2 \times 9 = 142 \text{ mm}$$

齿轮居中布置，对称跨距 $l_1 = l_2 = 71 \text{ mm}$ 。

危险截面取齿轮中点齿根圆处，此处同时承受弯矩和扭矩。抗弯截面系数（按齿根圆 $d_f l = 64.5 \text{ mm}$ 计算）：

$$W = \frac{\pi d_f^3}{32} = \frac{\pi \times 64.5^3}{32} \approx 26330 \text{ mm}^3$$

合成弯矩（齿轮居中，不计带轮压轴力的附加弯矩）：

$$M \approx \frac{F_r \cdot l}{4} = \frac{1331.6 \times 142}{4} \approx 47272 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

弯扭合成应力（ $\alpha = 0.6$ ）：

$$M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{47272^2 + (0.6 \times 131700)^2} \approx 88400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{ca} = \frac{M_{ca}}{W} = \frac{88400}{26330} \approx 3.36 \text{ MPa}$$

强度结论： $\sigma_{ca} = 3.36 \text{ MPa} \ll [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ ，齿轮轴强度极为充裕。（注：此为简化计算，已偏保守考虑弯矩，实际带轮端压轴力由靠近带轮的轴承承担，齿轮截面弯矩更小。）

齿轮轴结构不仅解决了分体式键槽削弱齿根的问题，而且刚度更好、结构更紧凑。

7.2 低速轴（输出轴）设计

7.2.1 已知条件

低速轴传递功率 $P_{II} = 6.70 \text{ kW}$ ，转速 $n_{II} = 140 \text{ r/min}$ ，传递转矩 $T_{II} = 457.1 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，大齿轮分度圆直径 $d_2 = 258 \text{ mm}$ ，齿宽 $b_2 = 80 \text{ mm}$ 。

7.2.2 材料选择

轴材料选用 45 钢，调质处理。许用弯曲应力 $[\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ 。

7.2.3 初算轴径

按扭转强度初算最小轴径 ($A_0 = 120$) :

$$\frac{P}{n} = \frac{6.70}{140} \approx 0.04786, \quad \sqrt[3]{\frac{6.70}{140}} \approx 0.3631$$
$$d = 120 \times \sqrt[3]{\frac{6.70}{140}} \approx 43.57 \text{ mm}$$

单键槽直径修正：轴端联轴器处开设 1 个平键槽，按规范将轴径加大 3%~5%:

$$d_{min1} = 43.57 \times 1.03 \approx 44.88 \text{ mm}, \quad d_{min2} = 43.57 \times 1.05 \approx 45.75 \text{ mm}$$

修正后轴径区间：44.88~45.75 mm

依据机械标准轴径系列圆整，取最小轴径 $d_{min} = 45 \text{ mm}$ 。

7.2.4 轴结构详细设计

轴段①（联轴器安装段）

选用弹性柱销联轴器。取工况系数 $K_A = 1.5$ ，计算转矩：

$$T_c = K_A T_H = 1.5 \times 457100 \text{ N} \cdot \text{mm} = 685650 \text{ N} \cdot \text{mm} = 685.65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

根据 GB/T 5014—2003 选型：LX3 型弹性柱销联轴器，公称转矩 $1250 \text{ N} \cdot \text{m} > 685.65 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，许用转速 $4750 \text{ r/min} \gg 140 \text{ r/min}$ ，轴孔范围 30~48mm，满足使用要求。

结合初算轴径区间，取联轴器毂孔直径 45mm，轴孔长度 84mm，J 型轴孔、A 型键。

联轴器代号：LX3 45×84 GB/T 5014—2003

轴段①参数：直径 $d_1 = 45 \text{ mm}$ ，长度略小于毂孔宽度，取 $L_1 = 82 \text{ mm}$ 。

轴段②（油封安装段）

轴肩高度：

$$h = (0.07 \sim 0.1)d_1 = (0.07 \sim 0.1) \times 45 = 3.15 \sim 4.5 \text{ mm}$$

初算直径：

$$d_2 = d_1 + 2h = 45 + 2 \times (3.15 \sim 4.5) = 51.3 \sim 54 \text{ mm}$$

轴段圆周速度 $v < 3 \text{ m/s}$ ，选用毡圈 52 JB/ZQ4606—1997 油封，确定 $d_2 = 52 \text{ mm}$ 。

结构补偿说明：因 $d_2 = 52 \text{ mm} < d_3 = 55 \text{ mm}$ ，无法形成轴承定位轴肩，在轴段②、③之间增设钢制定位套筒（内径 52mm、外径 62mm），左端贴合油封轴肩，右端顶紧 6211 轴承内圈，实现轴承轴向定位。

L_2 结合轴承座、端盖、垫片及装配间隙：

$$L_2 = K + e + \Delta_1 + B = 13 + 15 + 3 + 21 = 52 \text{ mm}$$

式中：联轴器安全间隙 $K=13 \text{ mm}$ ，端盖厚度 $e=15 \text{ mm}$ ，调整垫片及间隙 $\Delta_1=3 \text{ mm}$ ，6211 轴承宽度 $B=21 \text{ mm}$ 。

轴段③、⑥（轴承安装段）

齿轮无轴向力，选用 6211 深沟球轴承（ $d=55$ ， $D=100$ ， $B=21$ ， $C_r=43.2 \text{ kN}$ ， $C_{0r}=29.2 \text{ kN}$ ）。取 $d_3 = d_6 = 55 \text{ mm}$ ，同一根轴两端轴承采用相同型号。

轴段④（齿轮安装段）

为方便齿轮装配，初定 $d_4 = 60 \text{ mm}$ 。齿轮轮毂合理宽度：

$$(1.2 \sim 1.5)d_4 = (1.2 \sim 1.5) \times 60 = 72 \sim 90 \text{ mm}$$

结合齿宽 $b_2 = 80 \text{ mm}$ （轮毂宽度等于齿宽），轴段长度比轮毂短 2mm 以保证套筒可靠定位： $L_4 = 78 \text{ mm}$ 。

轴段⑤（齿轮定位轴肩段）

轴肩高度：

$$h = (0.07 \sim 0.1)d_4 = (0.07 \sim 0.1) \times 60 = 4.2 \sim 6 \text{ mm}$$

取 $h = 5 \text{ mm}$ ，则 $d_5 = d_4 + 2h = 60 + 2 \times 5 = 70 \text{ mm}$ 。

箱体间隙 $\Delta = 10 \text{ mm}$ ，高速齿轮齿宽 $b_1 = 85 \text{ mm}$ ，挡油环间隙 $\Delta_4 = 2.5 \text{ mm}$ 。

齿轮端面至箱体内壁距离：

$$\Delta_3 = \Delta + \frac{b_1 - b_2}{2} = 10 + \frac{85 - 80}{2} = 12.5 \text{ mm}$$

轴段长度：

$$L_5 = \Delta_3 - \Delta_4 = 12.5 - 2.5 = 10 \text{ mm}$$

轴段③、⑥长度计算

轴段⑥：

$$L_6 = B + \Delta + \Delta_4 = 21 + 10 + 2.5 = 33.5 \text{ mm} \Rightarrow \text{圆整取 } L_6 = 34 \text{ mm}$$

轴段③：

$$L_3 = b_2 - L_4 + L_3 + L + B = 80 - 78 + 12.5 + 10 + 21 = 45.5 \text{ mm} \Rightarrow \text{圆整取 } L_3 = 46 \text{ mm}$$

7.2.5 支点与受力点间距计算

6211 轴承支反力作用点距端面距离: $a = \frac{B}{2} = 10.5 \text{ mm}$

齿轮至右侧支点距离:

$$l_1 = a + L_2 + \frac{b_2}{2} = 10.5 + 52 + 40 = 102.5 \text{ mm}$$

齿轮至左侧支点距离:

$$l_2 = l_3 = L_6 + L_5 + \frac{b_2}{2} - a = 34 + 10 + 40 - 10.5 = 73.5 \text{ mm}$$

总支点跨距:

$$l = l_1 + l_2 = 102.5 + 73.5 = 176 \text{ mm}$$

7.2.6 轴段尺寸及支点参数汇总

各轴段尺寸汇总表

轴段编号	直径 d/mm	长度 L/mm	装配说明
①	$d_1 = 45$	$L_1 = 82$	LX3 弹性柱销联轴器, A 型平键连接
②	$d_2 = 52$	$L_2 = 52$	毡圈 52 油封, 内设 $\phi 52/\phi 62$ 定位套筒
③	$d_3 = 55$	$L_3 = 46$	安装右侧 6211 深沟球轴承
④	$d_4 = 60$	$L_4 = 78$	大齿轮安装段, 齿轮齿宽 80mm
⑤	$d_5 = 70$	$L_5 = 10$	齿轮左侧轴向定位轴肩
⑥	$d_6 = 55$	$L_6 = 34$	安装左侧 6211 深沟球轴承

支点跨距参数表

参数	数值/mm
轴承反力作用点距端面 a	10.5
齿轮至右侧支点距离 l_1	102.5
齿轮至左侧支点距离 $l_2 = l_3$	73.5
总支点跨距 l	176

7.2.7 低速轴弯扭合成强度校核

(1) 齿轮受力计算 (压力角 $\alpha = 20^\circ$)

圆周力:

$$F_t = \frac{2T_H}{d_2} = \frac{2 \times 457.1 \times 10^3}{258} = 3543.4 \text{ N}$$

径向力:

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 3543.4 \times 0.3640 = 1289.8 \text{ N}$$

(2) 支座支反力计算

水平面（径向力）支反力:

$$R_{AH} = \frac{F_r \cdot l_1}{l} = \frac{1289.8 \times 102.5}{176} = 751.8 \text{ N}$$

$$R_{BH} = F_r - R_{AH} = 1289.8 - 751.8 = 538.0 \text{ N}$$

垂直面（圆周力）支反力:

$$R_{AV} = \frac{F_t \cdot l_1}{l} = \frac{3543.4 \times 102.5}{176} = 2063.3 \text{ N}$$

$$R_{BV} = F_t - R_{AV} = 3543.4 - 2063.3 = 1480.1 \text{ N}$$

(3) 截面弯矩计算（齿轮危险截面）

水平面弯矩:

$$M_H = R_{AH} \cdot l_2 = 751.8 \times 73.5 = 55257 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

垂直面弯矩:

$$M_V = R_{AV} \cdot l_2 = 2063.3 \times 73.5 = 151653 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

合成弯矩:

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{55257^2 + 151653^2} = 161404 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(4) 弯扭合成应力计算

轴传递扭矩 $T = 457100 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ，脉动循环工况取折算系数 $\alpha = 0.6$ 。

当量弯矩:

$$M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{161404^2 + (0.6 \times 457100)^2} = 318216 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

轴段④抗弯截面系数 ($d_4 = 60 \text{ mm}$):

$$W = \frac{\pi d_4^3}{32} = \frac{\pi \times 60^3}{32} = 21206 \text{ mm}^3$$

当量弯曲应力:

$$\sigma_{ca} = \frac{M_{ca}}{W} = \frac{318216}{21206} = 15.01 \text{ MPa}$$

强度结论: $\sigma_{ca} = 15.01 \text{ MPa} \ll [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$, 轴的静强度、疲劳强度均满足要求。

第八部分 键连接的选择及校核计算

联轴器与齿轮均采用 A 型普通平键 (GB/T 1096—1990) 连接。

8.1 高速轴键

高速轴为齿轮轴结构, 小齿轮与轴一体, 无需齿轮处键连接。仅大带轮处设键。

大带轮处键 (轴段①, $d_1 = 32 \text{ mm}$)

适配轴径区间 $30 \sim 38 \text{ mm}$, 选键截面 $b = 10 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$; 轴段长 58 mm , 取键长 50 mm 。

键型号: 键 10×50 GB/T 1096—1990

挤压强度校核:

工作长度 $l = 50 - 10 = 40 \text{ mm}$, 有效键高 $k = \frac{h}{2} = 4 \text{ mm}$ 。

$$\sigma_p = \frac{2T_I}{d \cdot k \cdot l} = \frac{2 \times 131700}{32 \times 4 \times 40} = 51.4 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 120 \text{ MPa}, \text{安全}$$

8.2 低速轴键

(1) 联轴器处键 (轴段①, $d_1 = 45 \text{ mm}$)

适配轴径区间 $44 \sim 50 \text{ mm}$, 选键截面 $b = 14 \text{ mm}$, $h = 9 \text{ mm}$; 轴段长 82 mm , 取键长 70 mm 。

键型号: 键 14×70 GB/T 1096—1990

工作长度 $l = 70 - 14 = 56 \text{ mm}$, 有效键高 $k = 4.5 \text{ mm}$ 。

$$\sigma_p = \frac{2T_{II}}{d_1 \cdot k \cdot l} = \frac{2 \times 457100}{45 \times 4.5 \times 56} = 80.6 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \text{ 安全}$$

(2) 大齿轮处键 (轴段④, $d_4 = 60 \text{ mm}$)

适配轴径区间 $58 \sim 65 \text{ mm}$, 选键截面 $b = 18 \text{ mm}$, $h = 11 \text{ mm}$; 轴段长 78 mm , 取键长 70 mm 。

键型号: 键 18×70 GB/T 1096—1990

工作长度 $l = 70 - 18 = 52 \text{ mm}$, 有效键高 $k = 5.5 \text{ mm}$ 。

$$\sigma_p = \frac{2T_{II}}{d_4 \cdot k \cdot l} = \frac{2 \times 457100}{60 \times 5.5 \times 52} = 53.3 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa}, \text{安全}$$

第九部分 轴承的选择及校核计算

9.1 高速轴轴承校核 (6208 深沟球轴承)

高速轴选用 6208 深沟球轴承 ($d=40$, $D=80$, $B=18$, $C_r = 29.5 \text{ kN}$)。

(1) 轴承径向载荷

水平面支反力: $R_{AH} = R_{BH} = (F_r)/(2) = (1331.6)/(2) = 665.8 \text{ N}$

垂直面支反力: $R_{AV} = R_{BV} = \frac{F_t}{2} = \frac{3658.3}{2} = 1829.2 \text{ N}$

轴承径向力:

$$F_r = \sqrt{665.8^2 + 1829.2^2} \approx 1947 \text{ N}$$

直齿轮无轴向力, 当量动载荷 $P = F_r = 1947 \text{ N}$ 。

(2) 寿命计算

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_l} \left(\frac{C_r}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 501} \times \left(\frac{29500}{1947} \right)^3 \approx 115600 \text{ h}$$

远大于 8 年两班制设计寿命 ($8 \times 300 \times 16 = 38400 \text{ h}$), 满足要求。

9.2 低速轴轴承校核 (6211 深沟球轴承)

低速轴选用 6211 深沟球轴承 ($d=55$, $D=100$, $B=21$, $C_r = 43.2 \text{ kN}$, $C_{0r} = 29.2 \text{ kN}$)。

(1) 轴承径向载荷

左侧轴承径向力:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{AH}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{751.8^2 + 2063.3^2} \approx 2196 \text{ N}$$

右侧轴承径向力:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{BH}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{538.0^2 + 1480.1^2} \approx 1575 \text{ N}$$

直齿轮无轴向力, 当量动载荷取最大值 $P = F_{rA} = 2196 \text{ N}$ 。

(2) 寿命计算

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_{II}} \left(\frac{C_r}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 140} \times \left(\frac{43200}{2196} \right)^3 \approx 119.05 \times 7620 \approx 907000 \text{ h}$$

寿命结论: 轴承寿命约 90.7 万小时, 远大于设备常规设计寿命 (38400 h), 满足使用要求。

第十部分 联轴器的选择

10.1 载荷计算

低速轴传递转矩 $T_{II} = 457.1 \text{ N} \cdot \text{m}$, 取工况系数 $K_A = 1.5$:

$$T_c = K_A \cdot T_{II} = 1.5 \times 457.1 = 685.65 \text{ N} \cdot \text{m}$$

10.2 型号选择

根据 GB/T 5014—2003, 选用 LX3 型弹性柱销联轴器:

参数	数值
公称转矩 T_n	1250 N·m
许用转速 $[n]$	4750 r/min
轴孔直径范围	30~48 mm
选用轴孔直径	45 mm
轴孔长度 (J 型)	84 mm

联轴器代号: LX3 45×84 GB/T 5014—2003

校核: $T_n = 1250 \text{ N} \cdot \text{m} > T_c = 685.65 \text{ N} \cdot \text{m}$, $[n] = 4750 \text{ r/min} \gg 140 \text{ r/min}$, 满足要求。

第十一部分 减速器润滑和密封

11.1 减速器润滑

(1) 齿轮的润滑

齿轮圆周速度 $v = 1.89 \text{ m/s} < 12 \text{ m/s}$, 采用浸油润滑。

大齿轮浸入油池, 浸油深度约为一个齿高 ($\approx 6.75 \text{ mm}$), 但不小于 10mm。取浸油深度为 10mm。齿顶圆距油池底面距离不小于 30mm, 取为 40mm。

油池深度 H : 大齿轮齿顶圆半径 $d_a/2 = 132 \text{ mm}$, 浸油深度 10mm, 底面间隙 40mm:

$$H \approx 10 + 40 + (\text{齿全高余量}) \approx 50 \text{ mm}$$

根据齿轮圆周速度, 选用中负荷工业齿轮油 (GB 5903—2011), 牌号 L-CKC 220, 40℃ 运动粘度约 198~242 cSt。

(2) 轴承的润滑

高速轴齿轮圆周速度 $v = 1.89 \text{ m/s} < 2 \text{ m/s}$, 轴承采用脂润滑。

脂润滑形成的油膜强度高, 能承受较大的载荷, 不易流失, 便于密封, 一次加脂可维持较长时间。轴承内装脂量一般为内部空间容积的 1/3~2/3。

选用通用锂基润滑脂 (GB/T 7324), 牌号 ZL-1, 适用于 -20~120℃ 温度范围的各种机械设备润滑。

11.2 减速器密封

为防止箱内润滑剂外泄及外部杂质进入箱内, 在各接合面处设置密封装置。

- 箱体与箱盖接合面: 涂密封胶密封。
- 视孔盖与箱体接合面: 加密封垫片密封。
- 轴承端盖处: 高速轴和低速轴颈圆周速度 $v < 3 \text{ m/s}$, 采用接触式毡圈密封。

- 高速轴：毡圈 38 JB/ZQ4606—1997
- 低速轴：毡圈 52 JB/ZQ4606—1997
- 油标与箱体接合面：加密封垫圈密封。
- 放油螺塞：加密封垫圈密封。

第十二部分 减速器附件及箱体主要结构尺寸

12.1 减速器附件选型

(1) 视孔和视孔盖

用于检查传动件啮合情况及注油。视孔应设在便于观察的位置，尺寸应足够大以便检查。视孔盖用钢板制成，与箱体之间加密封垫。

(2) 放油螺塞

放油孔设在箱座底部油池最低处，便于排放污油。放油螺塞采用细牙螺纹，配合密封垫圈。

(3) 油标（油尺）

用于指示油面高度，设置在便于检查且油面较稳定的位置。选用杆式油标。

(4) 通气器

用于沟通箱内外气压平衡，防止箱内温度升高导致压力增大而造成渗漏。选用带过滤网的通气器，安装在视孔盖上或箱盖顶部。

(5) 起吊装置

- 箱盖：设置起吊耳（或吊环螺钉），用于箱盖的起吊。
- 箱座：设置起吊钩，用于整台减速器的搬运。

(6) 定位销

为保证箱体轴承座孔的加工和装配精度，在箱盖与箱座的连接凸缘上设置两个圆锥定位销，呈对角不对称布置。

定位销直径 $d = (0.7 \sim 0.8)d_2 = (0.7 \sim 0.8) \times 10 = 7 \sim 8 \text{ mm}$ ，取 $d = 8 \text{ mm}$ 。

(7) 启盖螺钉

为便于打开箱盖，在箱盖凸缘上设置 1~2 个启盖螺钉。启盖螺钉头部为圆柱形，避免损伤接合面。

12.2 箱体主要结构尺寸

箱体采用剖分式结构，材料为 HT200 灰铸铁。

以下尺寸根据中心距 $a = 165 \text{ mm}$ 及经验公式确定：

名称	符号	计算公式	取值
箱座壁厚	δ	$0.025a + 3 = 0.025 \times 165 + 3 \approx 7.1$	8 mm
箱盖壁厚	δ_1	$0.02a + 3 = 0.02 \times 165 + 3 \approx 6.3$	8 mm
箱座凸缘厚度	b	$1.5 \delta = 1.5 \times 8 = 12$	12 mm
箱盖凸缘厚度	b_1	$1.5 \delta_1 = 1.5 \times 8 = 12$	12 mm
底座凸缘厚度	b_2	$2.5 \delta = 2.5 \times 8 = 20$	20 mm
地脚螺栓直径	d_f	$0.036a + 12 = 0.036 \times 165 + 12 \approx 17.9$	M20
地脚螺栓数目	n	$a \leq 250$ 时取 4 个	4
轴承旁连接螺栓直径	d_1	$0.75d_f = 0.75 \times 20 = 15$	M16
箱盖与箱座连接螺栓直径	d_2	$(0.5 \sim 0.6) d_f = 10 \sim 12$	M12
连接螺栓 d_2 的间距	l	150~200 mm	$\approx 150 \text{ mm}$
轴承端盖螺钉直径	d_3	$(0.4 \sim 0.5) d_f = 8 \sim 10$	M8
视孔盖螺钉直径	d_4	$(0.3 \sim 0.4) d_f = 6 \sim 8$	M6
定位销直径	d	$(0.7 \sim 0.8) d_2 = 8.4 \sim 9.6$	8 mm
d_f, d_1, d_2 至箱外壁距离	C_1	查螺栓标准	26, 22, 18 mm
d_f, d_1, d_2 至凸缘边缘距离	C_2	查螺栓标准	24, 20, 16 mm
轴承旁凸台半径	R_1	$R_1 = C_2$	20 mm
外箱壁至轴承座端面距离	l_1	$C_1 + C_2 + (5 \sim 10)$	50 mm
齿轮顶圆与内箱壁距离	Δ_1	$\geq 1.2 \delta = 9.6$	12 mm
齿轮端面与内箱壁距离	Δ	$\geq \delta = 8$	10 mm
箱盖、箱座肋厚	m_1, m	$\approx 0.85 \delta = 6.8$	7 mm

小结

本次课程设计完成了专用带式输送机传动系统的设计，主要包括以下内容：

1. 传动方案设计：采用“电动机→V 带传动→单级圆柱齿轮减速器→联轴器→输送机滚筒”的传动路线，结构简单、工作可靠。
2. 电动机选型：选用 YE3-160M-4 型三相异步电动机（ $P=11 \text{ kW}$ ， $n=1460 \text{ r/min}$ ），功率裕量充足。

3. 传动零件设计： - V 带：B 型普通 V 带，3 根， $d_1=140\text{ mm}$ ， $d_2=400\text{ mm}$ ， $a\approx 810\text{ mm}$
- 齿轮：直齿圆柱齿轮， $m=3\text{ mm}$ ， $z_1=24$ ， $z_2=86$ ，8 级精度；小齿轮与高速轴制成齿轮轴 - 高速轴（输入轴）：齿轮轴，六段阶梯， $d_{\min}=32\text{ mm}$ ，齿根圆 $\phi 64.5$ - 输出轴：六段阶梯轴， $d_{\min}=45\text{ mm}$ ， $d_{\max}=70\text{ mm}$

4. 轴承与联轴器选型：高速轴 6208 深沟球轴承，低速轴 6211 深沟球轴承，LX3 弹性柱销联轴器。

5. 强度校核：轴的弯扭合成应力（高速齿轮轴 $\sigma_{ca}=3.36\text{ MPa}$ ，低速轴 $\sigma_{ca}=15.01\text{ MPa}$ ）均远小于许用值 60 MPa；键连接挤压强度（3 处）、轴承寿命（高速轴约 11.6 万小时，低速轴约 90.7 万小时）均满足设计要求。

6. 润滑与密封：齿轮采用浸油润滑（L-CKC 220），轴承采用脂润滑（ZL-1）；轴端采用毡圈密封。

7. 箱体设计：剖分式 HT200 铸造箱体，各结构尺寸按经验公式确定。

通过本次设计，系统性地实践了机械设计的全过程——从方案拟定、参数计算到结构设计、强度校核，加深了对《机械设计》理论知识的理解，培养了综合运用设计手册、国家标准和工程规范解决实际问题的能力。

参考资料

- [1] 《机械设计基础》（第七版）. 北京：高等教育出版社.
- [2] 《机械设计课程设计指导书》.
- [3] GB/T 1096—2003 普通型平键.
- [4] GB/T 276—2013 滚动轴承 深沟球轴承 外形尺寸.
- [5] GB/T 5014—2003 弹性柱销联轴器.
- [6] GB/T 13575.1—2008 普通 V 带传动.
- [7] GB/T 5903—2011 工业闭式齿轮油.
- [8] GB/T 7324—2010 通用锂基润滑脂.
- [9] JB/ZQ 4606—1997 毡圈油封.