

目 录

机械设计课程设计任务书.....	2
传动方案拟定.....	3
电动机的选择.....	3
总传动比及传动比分配.....	4
传动装置运动参数的计算.....	4
各组传动齿轮设计.....	6
各组传动轴设计.....	13
各传动轴上键与联轴器设计.....	29
各组传动轴承设计.....	33
箱体结构设计.....	36
感想.....	37
参考文献.....	38

设计任务书

题目:矿用链板输送机传动装置设计

1. 设计条件

- 1). 机器功用 井下煤矿运输
- 2). 工作情况 单向运输,中等冲击
- 3). 运动要求 链板输送机运动误差不超过 7%
- 4). 工作能力 储备余量 15%
- 5). 使用寿命 10 年,每年 300 天,每天 8 小时
- 6). 检修周期 半年小修,一年大修
- 7). 生产批量 小批量生产
- 8). 生产厂型 矿物局中心厂,中型机械厂

2. 原始数据

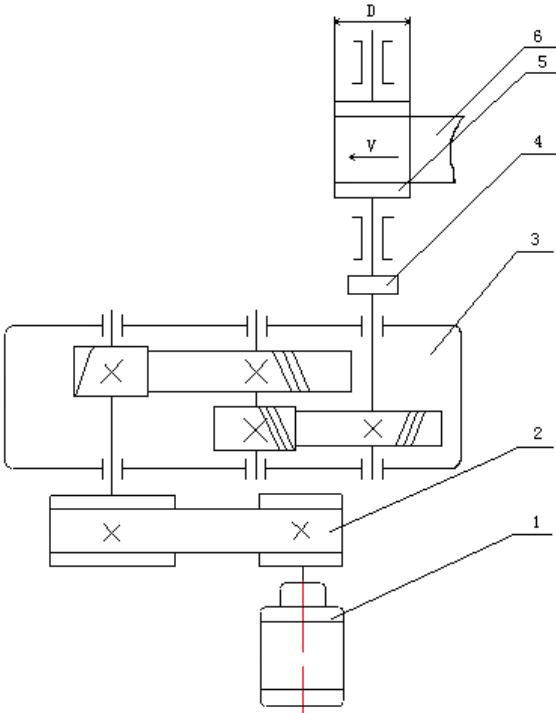
- 1) 运输机链条拉力 (kN) :12
- 2) 运输机链条速度 (m/s): 0.5
- 3) 主动星轮齿数: 9
- 4) 主动星轮节距 (mm): 50

3. 设计任务

- 1) 设计内容 ①电动机选型; ②链传动设计; ③减速器设计; ④联轴器选型设计; ⑤其他。
- 2) 设计工作量 ①传动系统安装图 1 张; ②减速器装配图 1 张; ③零件图 2 张; ④设计计算说明书 1 份。

4. 设计要求

- 1) 减速器设计成二级展开式斜齿减速器;
- 2) 所设计的减速器有一对标准直齿轮和一对斜齿轮。

计算及说明	结果
1. 运动简图  1—电动机 2—V 带 3—齿轮减速器 4—联轴器 5—滚筒 6—输送带 2. 电动机的选择 1. 计算电动机输出功率 已知工作机上作用力 $F(N)$ 和线速度 $v(m/s)$, 计算电动机输出功率 P': $P' = Fv / 1000\eta \quad (kW)$	

式中 $F=12\text{kN}=12000\text{N}$, $v=0.5\text{m/s}$, 查表 9-1 得 V 带传动效率 $\eta_1=0.96$ 8 级精度的一般齿轮传动效率 $\eta_2=0.97$ 滚动球轴承 $\eta_3=0.98$ 联轴器 $\eta_4=0.99$ 二级圆柱--圆锥齿轮减速器传动效率 $\eta=0.84$。 把上述值代入后得 $P' = \frac{F \cdot V}{1000 \eta} = \frac{12 \times 0.5}{0.84} = 7.14 \text{ kW}$	$\eta=0.84$ $P'=7.14\text{kW}$
--	--

计算及说明	结果
3.总传动比及传动比分配 1.计算总传动比 i $i=n/n'$ $n' = 60 \times 1000v/Z \cdot p$ 已知主动星轮齿数 $z=9$, 主动星轮节距 $p=64\text{mm}$ $n' = \frac{6 \times 10^4 V}{9 \times 50} = 66.67 \text{ r/min}$ 在上边已确定电动机满载转速为 $n=730\text{r/min}$, 计算总传动比 $i = n/n' = \frac{1440}{66.67} = 21.6$ 2. 分配传动比 由表 9-2 知: V 带传动比 2—4, 取 $i_{\text{带}}=3$。 减速器传动比 $i_{\text{减}} = \frac{i}{i_{\text{带}}} = \frac{21.6}{3} = 7.2$ 减速器为二级展开式斜齿减速器, $i_1 = 1.3i_2$ 即 $i_1 = 3.06$, $i_2 = 2.35$ 3. 传动装置运动参数的计算	$n'=66.67\text{r/min}$ $i=21.6$ $i_1 = 3.06$ $i_2 = 2.35$

从减速器的高速轴开始各轴命名为 1 轴、2 轴、3 轴。 i_1——第一级传动比 i_2——第二级传动比 (1) 各轴转速计算 第一轴转速 $n_1 = \frac{n}{n_{\text{带}}} = \frac{1440}{3} = 480 \text{ r/min}$ 第二轴转速 $n_2 = \frac{n_1}{i_1} = 156.86 \text{ r/min}$ 第三轴转速 $n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{156.86}{2.35} = 66.75 \text{ r/min}$	$n_1=480 \text{ (r/min)}$ $n_2=156.86 \text{ (r/min)}$ $n_3=66.75 \text{ (r/min)}$
--	--

计算及说明	结果																
(2) 各轴功率计算																	
$P_1 = P_0 \eta_1 \eta_2 = 6.72 kW$	$P_1 = 6.72 kW$																
$P_2 = P_1 \eta_2 \eta_3 = 6.39 kW$	$P_2 = 6.39 kW$																
$P_3 = P_2 \eta_2 \eta_3 = 6.07 kW$	$P_3 = 6.07 kW$																
(3) 各轴扭矩计算																	
$T_1 = 9550 \times P_1 / n_1 = 133.7 N \cdot m$	$T_1 = 133.7 Nm$																
$T_2 = 9550 \times P_1 / n_1 = 389.04 N \cdot m$	$T_2 = 389.04 Nm$																
$T_3 = 9550 \times P_3 / n_3 = 868.44 N \cdot m$	$T_3 = 868.44 Nm$																
(4) 将以上计算数据列表																	
<table><tr><th>轴号</th><th>转速 n(r/min)</th><th>输出功率 P(kW)</th><th>输出扭矩 T(N·m)</th></tr><tr><td>电动机</td><td>1440</td><td>7.5</td><td>47.35</td></tr><tr><td>1</td><td>480</td><td>6.72</td><td>133.7</td></tr><tr><td>2</td><td>156.86</td><td>6.39</td><td>388.96</td></tr></table>		轴号	转速 n(r/min)	输出功率 P(kW)	输出扭矩 T(N·m)	电动机	1440	7.5	47.35	1	480	6.72	133.7	2	156.86	6.39	388.96
轴号	转速 n(r/min)	输出功率 P(kW)	输出扭矩 T(N·m)														
电动机	1440	7.5	47.35														
1	480	6.72	133.7														
2	156.86	6.39	388.96														

3	66.75	6.07	868.44	
设计项目及说明				结 果
4.V 带传动的设计 (1) 确定计算功率 P_c 已知 $P=7.14\text{kW}$, $n_m=1440\text{ r/min}$ 查表知工况系数 $K_A=1.1$ 则 $P_c = K_A \cdot P = 1.1 \times 7.14 = 7.85\text{KW}$ (2) 选取 V 带 (3) 确定大小带轮的基准直径 小带轮直径 D_1, 查表 4.7 知 大带轮直径 $D_2 = D_1 (n_m / n_{\text{带}})$ (4) 验算带速 $v = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 / 60000 = \pi \cdot 100 \times 1440 / 60000$ 要求带速在 5—25m/s 范围 (5) 确定 V 带长度 L_d 和中心距 a 中心距 $0.7(D_1 + D_2) \leq a_0 \leq 2(D_1 + D_2)$ 初选中心距 $a_0 = 1.5(D_1 + D_2) = 1.5 \times 400$ 初算基准长度 $L' = 200 + \pi(D_1 + D_2)/2 + (D_1 + D_2)^2 / 4a_0$ $= 2 \times 600 + \pi \times 400 / 2 + 200^2 / 4 \times 600$ $a \approx a_0 + (L_d - L') / 2$				$P_c = 7.85\text{KW}$ A 型, V 带 $D_1 = 100\text{mm}$ $D_2 = 300\text{mm}$ $V = 7.54\text{m/s}$ 符合要求 $a_0 = 600\text{mm}$ $L' = 1845\text{mm}$ 圆取整 $L_d = 2000\text{mm}$ $a = 678\text{mm}$

(6) 验算主动轮上的包角 α_1 $\alpha_1=180^{\circ}-(D_2-D_1)/2\times 57.3^{\circ}$ (7) 确定 V 带根 z 由 $n_m=1440\text{r/min}$, $D_1=100\text{mm}$,查表知许用功率 P_0 传递功率增量 ΔP_0 查表 4.5 知 ΔP_0 包角系数 k_{α} 查表 4.8 知 k_{α} 长度系数 k_L 查表 4.3 知 k_L 由式 $z=P_c/(P_0+\Delta P_0)k_{\alpha}k_L=7.85/(1.32+0.17)\times 0.95\times 1.03$ (8) 计算初拉力 F_0 由式 $F_0=500 P_c/zv\bullet(2.5/\kappa_{\alpha}-1)+q\bullet v^2$ 每米带质量 q, 查表 4.2 知 $F_0=(500\times 7.85/6\times 7.54)\times (2.5/0.95-1)+0.1\times 7.54^2$ (9) 计算压力轴 Q 由式 $Q=2z\bullet F_0\bullet \sin \frac{\alpha_1}{2}=2\times 6\times 147.2\times \sin (163.1^{\circ}/2)$ 其中 α_1 为小带轮的包角 (10) V 带传动的主要参数整理并列表:	$\alpha_1=163.1^{\circ}>120^{\circ}$ $P_0=1.32\text{kW}$ $\Delta P_0=0.17\text{kW}$ $k_{\alpha}=0.95$ $k_L=1.03$ $Z=5.38$ 取整 $Z=6$ 根 $q=0.1\text{Kg/m}$ $F_0=145.2\text{N}$ $Q=1747\text{N}$																
<table><tr><th>带型</th><th>带轮基准直径 (mm)</th><th>传动比</th><th>基准长度 (mm)</th></tr><tr><td>A</td><td>$D_1=100$ $D_2=300$</td><td>3</td><td>2000</td></tr><tr><td>中心距 (mm)</td><td>根数</td><td>初拉力 (N)</td><td>压轴力(N)</td></tr><tr><td>678</td><td>6</td><td>147.2</td><td>1747</td></tr></table>	带型	带轮基准直径 (mm)	传动比	基准长度 (mm)	A	$D_1=100$ $D_2=300$	3	2000	中心距 (mm)	根数	初拉力 (N)	压轴力(N)	678	6	147.2	1747	
带型	带轮基准直径 (mm)	传动比	基准长度 (mm)														
A	$D_1=100$ $D_2=300$	3	2000														
中心距 (mm)	根数	初拉力 (N)	压轴力(N)														
678	6	147.2	1747														
5、各组传动齿轮设																	

1.高速级齿轮参数设计（斜齿） 1.选用齿轮材料，确定许用应力 由表 6.2 选 小锥齿轮 40Cr 调质 大锥齿轮 45 刚正火 许用接触应力 $[\sigma_H]$, $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_{H\min}}$ 接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim}$, 查图 接触强度寿命系数 Z_N , 应用循环次数 N $N_1 = 60njL_h = 60 \times 480 \times 1 \times (8 \times 300 \times 10)$ $N_2 = N_1 / i = 6.9 \times 10^8 / 3.06$ 查图得 Z_{N1}、Z_{N2} 接触强度最小安全系数 $S_{H\lim}$ 则 $[\sigma_{H1}] = 600 \times 1.03$ $[\sigma_{H2}] = 450 \times 1.12$ 1) 齿面接触疲劳强度设计计算 确定齿轮传动精度等级, 按 $v_1 = (0.013 \sim 0.022)n_1 \sqrt{P_1/n_1}$ 估取圆 周速度 $v_t = 2.5 m/s$, 参考表 6.7、表 6.8 选取 小轮大端分度圆直径 d_1, 由式 $d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T (\mu \pm 1) (Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta)^2}{d \bullet \mu ([\sigma_H])^2}}$ 齿宽系数 ψ_{dm} 查表, 按齿轮相对轴承为非对称布置 小轮齿数 z_1 在推荐值 20~40 中选	$HBS_1 = 280 HBS$ $HBS_2 = 200 HBS$ $\sigma_{H\lim 1} = 600 N/mm^2$ $\sigma_{H\lim 2} = 450 N/mm^2$ $N_1 = 6.9 \times 10^8$ $N_2 = 2.26 \times 10^8$ $Z_{N1} = 1.03$ $Z_{N2} = 1.12$ $S_{H\min} = 1$ $[\sigma_{H1}] = 618 N/mm^2$ $[\sigma_{H2}] = 504 N/mm^2$ $[\sigma_H] = 504 N/mm^2$ II 公差组 8 级 $\psi_d = 0.8$
--	---

大轮齿数 z_2 $Z_2 = Z_1 \cdot i = 27 \times 3.06$, $z_2 = 82.62$ 圆整取	$z_1 = 27$
齿数比 $u = Z_1/Z_2 = 83/27 = 3.07$	$z_2 = 83$
传动比误差 $\Delta u = (3.07 - 3.06)/3.06 = 0.003 < 0.05$	$u = 3.07$
所以合适	
小轮转矩 T_1	$T_1 = 133700 \text{ N} \cdot \text{m}$
载荷系数 K $K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$	
K_A — 使用系数 查表 (中等冲击)	$K_A = 1.5$
K_V — 动载系数 由推荐值 $1.02 \sim 1.2$	$K_V = 1.2$
K_α — 齿间载荷分配系数, 由推荐值 $1.0 \sim 1.4$	$K_\beta = 1.1$
K_β — 齿向载荷分布系数 由推荐值 $1.0 \sim 1.2$	$K_\alpha = 1.1$
载荷系数 K $K = K_A K_V K_\alpha K_\beta = 1 \times 1.2 \times 1.1 \times 1.1$	$K = 1.45$
材料弹性系数 Z_E 查表 6.4	$Z_E = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$
节点区域系数 Z_H 查图 6-3 ($\beta = 12^\circ, x_1 = x_2 = 0$)	$Z_H = 2.46$
重合度系数 z_ϵ 由推荐值 $0.75 \sim 0.88$ 得	$z_\epsilon = 0.80$
螺旋角系数 Z_β 有 $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 12^\circ}$	$Z_\beta = 0.99$
故 $d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{3.07+1}{3.07} \times \frac{2 \times 1.45 \times 133700}{0.8} \times \left(\frac{189.8 \times 2.46 \times 0.8 \times 0.99}{504} \right)^2}$	$d_1 \geq 70.20 \text{ mm}$
齿轮模数 m_n $m_n = d_1 \cos \beta / z_1 = 70.20 \cos 12^\circ / 27 = 2.54$	$m_n = 3$
按表标准圆整	$a = 170.1 \text{ mm}$
中心距 a , $a = m_n (z_1 + z_2) / 2 \cos \beta = 3(27 + 83) / 2 \cdot \cos 12^\circ$	$d_1 = 108 \text{ mm}$
分度圆螺旋角 β , $\beta = \arccos [m_n (z_1 + z_2) / 2a]$	$\beta = 15.23^\circ$
$= \arccos [3 \times (27 + 83) / 2 \times 171]$	
小轮分度圆直径 d_1	
$d_1 = m z_1 / \cos \beta = (3 \times 27) / \cos 15.23^\circ$	$d_1 = 83.95 \text{ mm}$

圆周速度 v , $v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \cdot 83.95 \times 480 / 60000$	$v = 2.12 \text{ m/s}$
齿宽 $b = \psi_d d_1 = 0.8 \times 83.95$, $b = 67.16 \text{ mm}$ 圆整	$b = 68 \text{ mm}$
大齿轮齿宽 b_2 , $b_2 = b = 68 \text{ mm}$	$b_1 = 73 \text{ mm}$
小齿轮齿宽 b_1 , $b_1 = b + 5 \sim 10$	$b_2 = 68 \text{ mm}$
2) 齿根弯曲疲劳强度校核计算	
由式 $\sigma_F = \frac{2KT}{bd_1 m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon Y_\beta \leq [\sigma_F]$	
当量齿数	
$Z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 27 / \cos^3 15.23^\circ$	$Z_{v1} = 30.06$
$Z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 83 / \cos^3 15.23^\circ$	$Z_{v2} = 92.40$
齿形系数 Y_{Fa} 查表 小轮 Y_{Fa1}	$Y_{Fa1} = 2.518$
大轮 Y_{Fa2}	$Y_{Fa2} = 2.195$
应力修正系数 Y_{Sa} 查表 小轮 Y_{Sa1}	$Y_{Sa1} = 1.63$
大轮 Y_{Sa2}	$Y_{Sa2} = 1.782$
不变位时, 端面啮合角 α_t $\alpha_t = \arctan(\tan 20^\circ / \cos 15.23^\circ)$	$\alpha_t = 20.67^\circ$
端面模数 m_t $m_t = m_n / \cos 15.23^\circ$	$m_t = 3.12 \text{ mm}$
重合度 $\varepsilon_a = \frac{1}{2\pi} \left[z_1 \left(\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_t' \right) + z_2 \left(\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_t' \right) \right]$	
$= \frac{1}{2\pi} \left[27 \times \left(\tan \left(\arccos \frac{3.12 \times 27 \cos 20.67^\circ}{3.12 \times 27 + 2 \times 3} \right) - \tan 20.67^\circ \right) \right. \\ \left. + 83 \times \left(\tan \left(\arccos \frac{3.12 \times 83 \cos 20.67^\circ}{3.12 \times 83 + 2 \times 3} \right) - \tan 20.67^\circ \right) \right]$	$\varepsilon_a = 1.64$
重合度系数 $Y_\varepsilon = 0.25 + 0.75 / \varepsilon_a$	$Y_\varepsilon = 0.707$
螺旋角系数 Y_β 由推荐值 $0.85 \sim 0.92$	$Y_\beta = 0.89$

1) 选用齿轮材料, 确定许用应力 选小齿轮 40Cr 调质 大齿轮 45 正火 许用接触应力 $[\sigma_H]$ 由式 $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_{H\lim}}$ 接触疲劳极限 $\sigma_{H\lim}$ 查图 接触强度寿命系数 Z_N 应用循环次数 N 由式 6-7 $N_1 = 60n_2jL_h = 60 \times 156.86 \times 1 \times (10 \times 300 \times 8)$ $N_2 = N_1 / i_2 = 2.25 \times 10^8 / 2.35$ 查图, 得 Z_{N1}, Z_{N2} 接触强度最小安全系数 $S_{H\lim}$ 则 $[\sigma_{H1}] = 600 \times 1.12$ $[\sigma_{H2}] = 450 \times 1.15$ 许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 由式 $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim} Y_N Y_X}{S_{F\lim}}$ 弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{F\lim}$ 查图 弯曲强度寿命系数 Y_N 查图 弯曲强度尺寸系数 Y_X 查图 弯曲强度最小安全系数 $S_{F\min}$ 则 $[\sigma_{F1}] = 500 \times 1 \times 1 / 1.4$ $[\sigma_{F2}] = 310 \times 1 \times 1 / 1.4$ 2) 齿面接触疲劳强度设计计算	$HBS_1 = 280 HBS$ $HBS_2 = 200 HBS$ $\sigma_{H\lim 1} = 600 \text{ N/mm}^2$ $\sigma_{H\lim 2} = 450 \text{ N/mm}^2$ $N_1 = 2.25 \times 10^8$ $N_2 = 9.6 \times 10^7$ $Z_{N1} = 1.12$ $Z_{N2} = 1.15$ $S_{H\lim} = 1$ $[\sigma_{H1}] = 672 \text{ N/mm}^2$ $[\sigma_{H2}] = 517.5 \text{ N/mm}^2$ $[\sigma_H] = 518 \text{ N/mm}^2$ $\sigma_{F\lim 1} = 500 \text{ N/mm}^2$ $\sigma_{F\lim 2} = 310 \text{ N/mm}^2$ $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$ $Y_X = 1$ $S_{F\min} = 1.4$ $[\sigma_{F1}] = 357 \text{ N/mm}^2$ $[\sigma_{F2}] = 221 \text{ N/mm}^2$ II 公差组 8 级
--	--

确定齿轮传动精度等级，按 $v_2 = (0.013 \sim 0.022)n_2 \sqrt{P_2/n_2}$ 估取 圆周速度 $v_1 = 1 m/s$，参考表 6.7、表 6.8 选取 小轮分度圆直径 d_1，由式 6-5 得 $d_1 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{2KT_1(u+1)}{\psi_d u}}$ 齿宽系数 ψ_d 查表，按齿轮相对轴承为非对称布置 小轮齿数 z_1 在推荐值 20~40 中选 大轮齿数 z_2 $z_2 = z_1 \cdot i_2 = 27 \times 2.35$ 小轮转矩 T_2 载荷系数 K $K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$ K_A —使用系数 查表（中等冲击） K_V —动载系数 由推荐值 1.05~1.4 K_α —齿间载荷分配系数 由推荐值 1.0~1.2 K_β —齿向载荷分布系数 由推荐值 1.0~1.2 载荷系数 K $K = K_A K_V K_\alpha K_\beta$ 材料弹性系数 Z_E 查表 节点区域系数 Z_H 查图 重合度系数 Z_ε 由推荐值 0.85~0.92 $\text{故 } d_3 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{189.8 \times 2.5 \times 0.87}{518}\right)^2 \times \frac{2 \times 1.45 \times 389037}{0.8} \times \frac{3.37}{2.37}}$ 齿轮模数 m $m = d_1 / z_1 = 108.43 / 27 = 4.016 mm$ 圆整	$V_t = 1 m/s$ $\psi_d = 0.8$ $z_1 = 27$ $z_2 = 64$ $T_2 = 389037 N \cdot mm$ $K_A = 1$ $K_V = 1.2$ $K_\alpha = 1.1$ $K_\beta = 1.1$ $K = 1.45$ $Z_E = 189.8 \sqrt{N/mm^2}$ $Z_H = 2.5$ $Z_\varepsilon = 0.87$ $d_3 \geq 108.4 mm$ $m = 5 mm$ $d_3 = 135 mm$
--	---

小轮分度圆直径 d_3	$d_3 = m/z_1 = 5 \times 27 = 135 \text{ mm}$	$v = 1.11 \text{ m/s}$
$d_3 = d_1$		$a = 227.5 \text{ mm}$
圆周速度 v	$v = \pi d_1 n_1 / 60000$	
标准中心距 a	$a = m(z_1 + z_2)/2$	
齿宽 b	$b = \psi_d d_1 = 0.8 \times 135 = 108 \text{ mm}$	$b_2 = 108 \text{ mm}$
大轮齿宽 b_2	$b_2 = b$	$b_1 = 113 \text{ mm}$
小轮齿宽 b_1	$b_1 = b_2 + (5 \sim 10)$	
3) 齿根弯曲疲劳强度校核计算		
有式	$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1 m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq [\sigma_F]$	$Y_{Fa1} = 2.57$
齿形系数 Y_{Fa}	查表 小轮 Y_{Fa1}	$Y_{Fa2} = 2.262$
	大轮 Y_{Fa2}	$Y_{Sa1} = 1.60$
应力修正系数 Y_{Sa}	查表 小轮 Y_{Sa1}	$Y_{Sa2} = 1.738$
	大轮 Y_{Sa2}	
重合度 ε_α		
	$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha) + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha)]$	
	$= \frac{1}{2\pi} \left[27 \times \left(\tan \left(\arccos \frac{3 \times 27 \cos 20^\circ}{3 \times 27 + 2 \times 5} \right) - \tan 20^\circ \right) + 64 \times \left(\tan \left(\arccos \frac{3 \times 64 \cos 20^\circ}{3 \times 64 + 2 \times 5} \right) - \tan 20^\circ \right) \right]$	$\varepsilon_\alpha = 2.67$
重合度系数 $Y_\varepsilon = 0.25 + 0.75/\varepsilon_\alpha$		$Y_\varepsilon = 0.53$
故		$\sigma_{F1} = 32.24 \text{ N/mm}^2$
	$\sigma_{F1} = 2 \times 1.45 \times 389037 \times 2.57 \times 1.60 \times 0.53 / (113 \times 135 \times 5)$	$\sigma_{F2} = 32.25 \text{ N/mm}^2$
	$\sigma_{F2} = 2 \times 1.45 \times 389037 \times 2.262 \times 1.738 \times 0.53 / (108 \times 135 \times 5)$	

4) 齿轮其他主要尺寸计算 大轮分度圆直径 $d_2 \quad d_2 = m z_2 = 5 \times 64$ 根圆直径 d_f $d_{f1} = d_1 - 2h_f = 135 - 2 \times 1.25 \times 5$ $d_{f2} = d_2 - 2h_f = 320 - 2 \times 1.25 \times 5$ 顶圆直径 d_a $d_{a1} = d_1 + 2h_a = 135 + 2 \times 5$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a = 320 + 2 \times 5$	$d_2 = 320\text{mm}$ $d_{f1} = 112.5\text{mm}$ $d_{f2} = 307.5\text{mm}$ $d_{a1} = 145\text{mm}$ $d_{a2} = 330\text{mm}$
--	--

综上 ， 得两组齿轮的相关几何参数

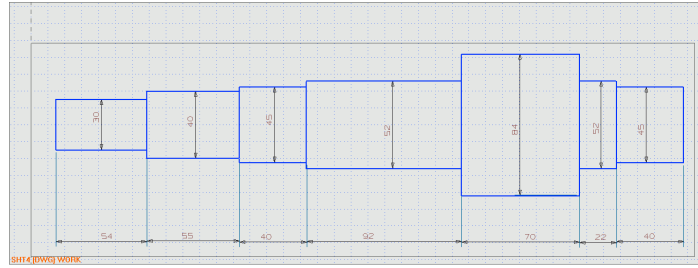
	齿轮	m	a (mm)	d (mm)	da (mm)	d_f (mm)	z	b (mm)
高速级	小斜齿轮	3	170	83.95	89.95	76.45	27	73
	大斜齿轮			258.06	264.06	250.56	83	68
低速级	小圆柱轮	5	227.5	135	145	122.5	27	113
	大圆柱轮			320	330	307.5	64	108

6.各组传动轴设计

1.高速轴设计与校核

设计项目及说明	结 果
---------	-----

1) 绘制轴的布置简图



$$T_1 = 133.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d_1 = 83.95 \text{ mm}$$

2) 计算作用在齿轮上的力

转矩 T_1

输出轴齿轮分度圆直径 $d_1 = 83.95 \text{ mm}$

$$\text{圆周力 } F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 133700}{83.95}$$

$$\text{径向力 } F_{r1} = F_t \tan \alpha / \cos \beta$$

$$\text{轴向力 } F_{a1} = F_t \tan \beta$$

$$F_t = 3185.23 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 1201.53 \text{ N}$$

$$F_{a1} = 867.2 \text{ N}$$

3) 初步估算轴的直径

选取 40Cr 作为轴的材料，调质处理

$$\text{由 } d \geq A_3 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

计算轴的最小直径并加大 3% 以考虑键槽的影响

查表 8.6 取 $A = 112$

则

$$d_{\min} \geq 1.03 \times 112 \sqrt[3]{\frac{6.72}{480}}$$

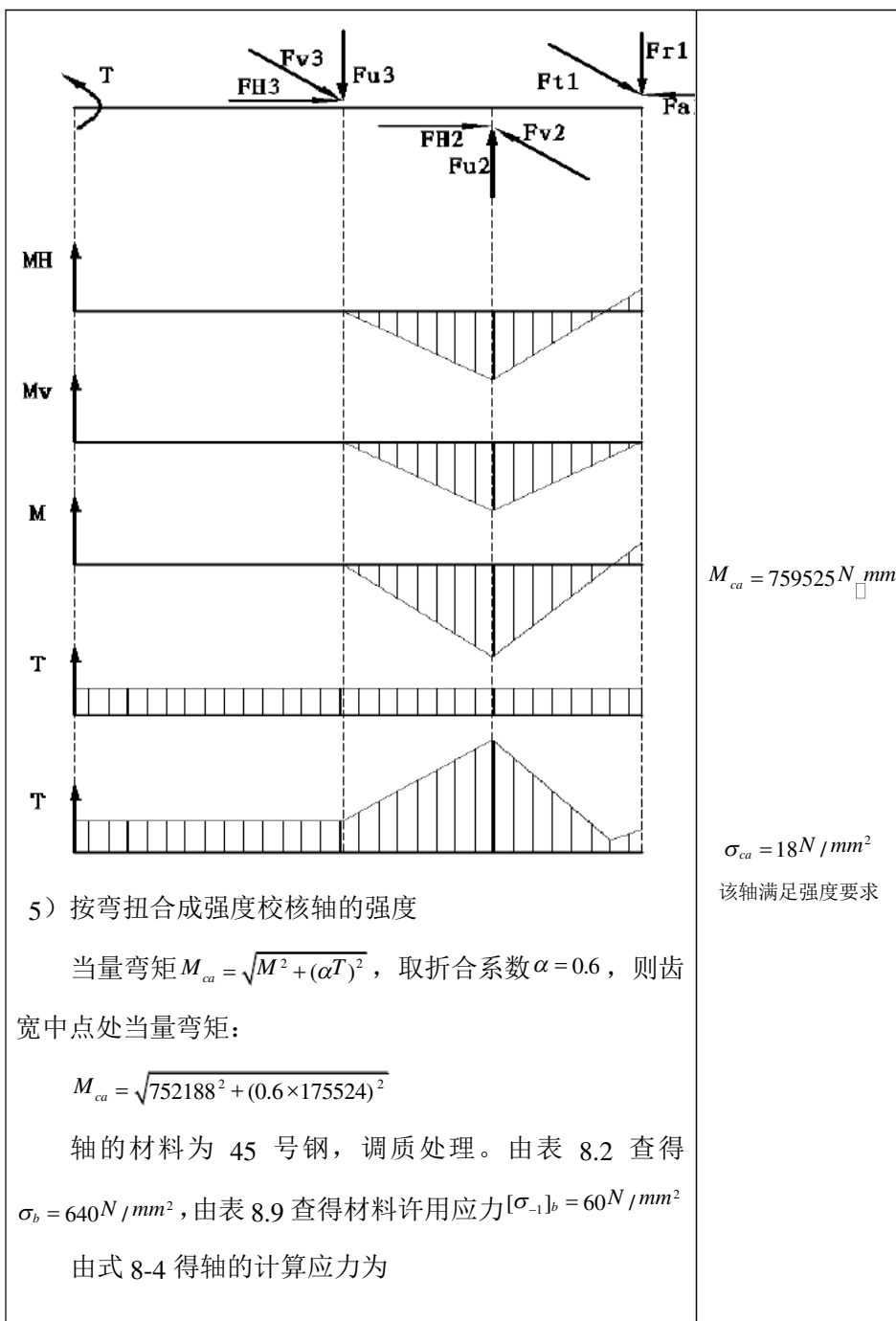
$$A = 112$$

$$d_{\min} \geq 27.8 \text{ mm}$$

4) 轴的结构设计

(1) 确定轴的结构方案 右轴承从轴的右端装入，靠轴肩定位。左轴承从轴的左端装入，同时靠轴肩定位。采用单列圆锥滚子轴承，确定各轴段直径和长度。	$d_1=30\text{mm}$ $L_1=54\text{mm}$
(2) 确定各轴段直径和长度 1 段 根据 $d_{\min}$ 圆整 (按 GB4323-1984), $d_1=30\text{mm}$, $l_1=1.8\times d_1=1.8\times 30$ 2 段 轴肩高度 $h=c+(2\sim 3)\text{mm}$, 孔倒角 c 取 3mm (GB6403.4-86), $d_2=d_1+2h$ 且符合标准密封内径 (JB/ZQ4606-86)。取端盖宽度 20mm, 端盖外端面与半联轴器右端面 25mm, 同时考虑到方便轴承端盖的螺栓的拧紧, 所以要适当加大 2 段长度。 3 段 为方便装拆轴承内圈, $d_3>d_2$ 且符合标准轴承内径。查表选滚动轴承型号 30209, $d_3=45\text{mm}$, 宽度 $T=22\text{mm}$, 轴承润滑方式选脂润滑。取 $L_3=40\text{mm}$。 4 段 $d_4=d_3+(1\sim 3)$, 根据几何关系 $L_4=92\text{mm}$ 5 段 安装齿轮直径为小齿轮的分度圆直径, $d_5=d_1$ $L_5=b_1-(1\sim 3)\text{mm}$ 6 段 $d_6=d_4$, $L_6=22\text{mm}$ 7 段 $d_7=d_3$, $L_7=L_3$ (3) 绘制轴的弯矩图和扭矩图	$d_2=40\text{mm}$ $L_2=55\text{mm}$ $d_3=45\text{mm}$ $L_3=40\text{mm}$ $d_4=52\text{mm}$ $L_4=92\text{mm}$ $d_5=84\text{mm}$ $L_5=70\text{mm}$ $d_6=52\text{mm}$ $L_6=22\text{mm}$ $d_7=45\text{mm}$ $L_7=40\text{mm}$

求轴承反力	
U 面	$F_{U_2} = 1906.689 N$
	$F_{U_3} = 357.684 N$
V 面	$F_{V_2} = 4419.938 N$
	$F_{V_3} = 1020.616 N$
求最大弯矩	
U 面	$M_{U_2} = 90540 N \cdot mm$
V 面	$M_{V_2} = 726719 N \cdot mm$
合成弯矩	
	$M = \sqrt{M_{U_2}^2 + M_{V_2}^2} N \cdot mm$
扭矩 T	
	$T = 175524 N \cdot mm$
轴的受力图如下图所示	



$\sigma_{ca} = \frac{M_{ca1}}{W} = \frac{M_{ca1}}{0.1d_4^3} = \frac{759525}{0.1 \times 75^3}$ 6) 精确校核轴的疲劳强度 (1) 轴的细部结构设计 圆角半径：各轴肩处圆角半径见装配图。 键槽：齿轮、半联轴器与轴向固定采用 A 型平键联接，由 T_1 和 n_1 初选 HL3 型弹性柱销联轴器，按 GB/T1096-2003 半联轴器处的键为：14×9×70。 配合：参考现有设计图纸或设计手册、图册 精加工方法：参考现有设计图纸或设计手册、图册 (2) 选择危险截面 在装配图中可以看到各截面均有应力集中源，选择其中应力较大、应力较集中较严重的截面。 计算危险截面工作应力 截面弯矩：$M = 752188 \times \frac{51}{76}$ 截面扭矩：$T = 175524 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 抗弯截面系数：$W = 0.1d^3 = 0.1 \times 75^3$ 抗扭截面系数：$W_T = 0.2d^3 = 0.2 \times 75^3$ 截面上弯曲应力：$\sigma_b = M / W = 504758 / 42187.5$ 截面上扭剪应力：$\tau = T / W_T = 175524 / 84375$	$M = 504758 \text{ N} \cdot \text{mm}$ $W = 42187.5 \text{ mm}^3$ $W_T = 84375 \text{ mm}^3$ $\sigma_b = 11.965 \text{ N} / \text{mm}^2$ $\tau = 2.080 \text{ N} / \text{mm}^2$ $\sigma_a = 11.965 \text{ N} / \text{mm}^2$ $\sigma_m = 0$ $\tau_a = \tau_m = 3.89 \text{ N} / \text{mm}^2$ $\sigma_{-1} = 275 \text{ N} / \text{mm}^2$ $\psi_\sigma = 0.1, \psi_\tau = 0.05$
--	---

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/057163013102006136>