

《机械设计基础课程设计（汽车）》计算说明书

题 目： 二级直齿圆柱齿轮减速器设计

班 级： ____

学 号： _____

姓 名： _

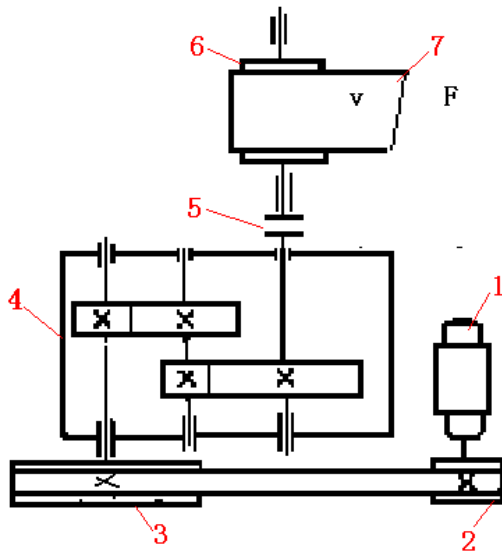
专 业： _____

指导教师： _____

_年__月__日

目录

第一章 传动方案的选择及拟定	1
1.1 传动装置的组成	1
1.2 确定传动方案	1
第二章 电动机的选择及计算	2
2.1 传动装置的总效率	2
2.2 电动机的选择和参数计算	2
2.2.1 电动机类型选择	2
2.2.2 工作机所需功率 P_w	2
2.2.3 电动机所需输出功率 P_d	2
2.3 传动比分配	2
2.4 计算各轴功率、转速、转矩	3
2.4.1 各轴转速	3
2.4.3 各轴输入转矩	3
第三章 传动零件的设计及计算	4
3.1 V 带传动的设计及计算	4
3.1.1 确定 V 带传动计算功率 P_c	4
3.1.2 确定带型	4
3.1.3 带轮的基准直径	4
3.1.4 确定 V 带参数	4
3.1.5 确定 V 带根数 z	5
3.1.6 单根 V 带得初拉力和压轴力	5
3.2 直齿圆柱齿轮传动设计	6
3.2.1 选择齿轮材料	6
3.2.2 确定许用应力	6
3.2.3 按齿面接触疲劳强度设计	6
3.2.4 按齿根弯曲疲劳强度进行校核	7
3.2.5 验算齿轮的圆周速度 v	7
第四章 轴的设计及计算	8
4.1 传动轴的设计	8
第五章 轴承的设计及计算	10
第六章 减速器箱体及附件设计	12
第七章 减速器润滑和密封设计	12
设计小结	13
参考文献	13

设计计算及说明	结果
第一章 传动方案的选择及拟定 1.1 传动装置的组成 常见的传动有齿轮传动、带传动、链传动、蜗杆传动等，其各自特点如下： 1、带传动 带传动的承载能力较小，传递相同转矩时结构尺寸较其他传动形式大，但传动平稳，能缓冲减振，因此宜布置在高速级。 2、链传动 链传动运转不均匀、有冲击，不适于高速转动，应布置在低速级。 3、蜗杆传动 蜗杆传动可以实现较大的传动比，结构紧凑，传动平稳，还可以实现反向自锁，但承载能力较齿轮传动低，且效率较低。 4、齿轮传动 锥齿轮传动与斜齿轮传动常用于高速级，开式齿轮传动应布置在低速级。 1.2 确定传动方案 根据题目要求选择传动装置由带传动和齿轮传动组成，电动机和减速器之间用带传动连接，减速器中齿轮采用标准直齿圆柱齿轮。  图 1.1 带式输送机传动方案	

第二章 电动机的选择及计算

2.1 传动装置的总效率

$$\begin{aligned}\eta_{\text{总}} &= \eta_{\text{带}} \eta_{\text{轴承}}^4 \eta_{\text{齿轮}}^2 \eta_{\text{联轴器}} \eta_{\text{滚筒}} \\ &= 0.96 \times 0.99^4 \times 0.97^2 \times 0.99 \times 0.96 \\ &= 0.82\end{aligned}$$

由[1]表 8-20 查得：V 带效率=0.96，滚动轴承（一对）效率=0.99，齿轮效率=0.97，联轴器效率=0.99，滚筒效率=0.96

2.2 电动机的选择和参数计算

总效率 $\eta_{\text{总}} = 0.82$

2.2.1 电动机类型选择

按工作要求和条件，选用三相笼型异步电动机，封闭式结构，电压 380V，Y 型。

2.2.2 工作机所需功率 $P_w P_{\text{ed}} = (1 \sim 1.3)P_d = (5.5 \sim 7.15)\text{kW}$

由已知条件得工作机（滚筒）输出功率：

$$P_w = \frac{Fv}{1000} = \frac{2500 \times 1.8}{1000} = 4.5\text{kW}$$

2.2.3 电动机所需输出功率 P_d

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_{\text{总}}} = \frac{4.5}{0.82} \approx 5.5\text{kW}$$

型号 Y160M-6

$n_m = 970\text{r/min}$ $P_{\text{ed}} = 7$

.5kW

2.2.3 电动机额定功率及电机型号确定

电动机额定功率：

由[1]附表 17-1 选取电动机额定功率 P_{ed} 为 7.5kW 的电动机，型号 Y160M-6，满载转速 $n_m = 970\text{r/min}$ 。

$i_{\text{总}} = 12.7$

2.3 传动比分配

$i_{\text{带}} = 2.7$

$i_{\text{齿轮}} = 4.7$

$$\text{滚筒的工作转速 } n_w = \frac{60 \times 1000v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.8}{\pi \times 450} \approx 76.4\text{r/min}$$

$$\text{总传动比 } i_{\text{总}} = \frac{n_m}{n_w} = \frac{970}{76.4} \approx 12.7$$

为使 V 带传动外廓尺寸不至过大，根据[1]表 2-1 选取带传动比 $i_D = 2.7$ ，则直

齿圆柱齿轮传动比 $i = \frac{i_{\text{总}}}{i_D} = \frac{12.7}{2.7} \approx 4.7$ ；取高速级传动比 $i_1 = 1.3i_2$ ， $i = i_1 \cdot i_2$ ，则

$n_1 = 359.26\text{r/min}$

$$i_2 = \sqrt{\frac{i}{1.3}} = \sqrt{\frac{4.7}{1.3}} \approx 1.9; \quad i_1 = \frac{i}{i_2} = \frac{4.7}{1.9} \approx 2.47。$$

$$n_{II} = 145.45 \text{ r/min}$$

$$n_{III} = 76.55 \text{ r/min}$$

2.4 计算各轴功率、转速、转矩

2.4.1 各轴转速

$$n_0 = n_m = 970 \text{ r/min}$$

$$n_I = \frac{n_0}{i_D} = \frac{970}{2.7} \approx 359.26 \text{ r/min}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{359.26}{2.47} \approx 145.45 \text{ r/min}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{145.45}{1.9} = 76.55 \text{ r/min}$$

$$n_W = n_{III} = 76.55 \text{ r/min}$$

$$P_I = 7.2 \text{ kW}$$

$$P_{II} = 6.91 \text{ kW}$$

$$P_{III} = 6.57 \text{ kW}$$

2.4.2 各轴输入功率

$$P_{ed} = 7.5 \text{ kW}$$

$$P_1 = P_{ed} \times \eta_{带} = 7.5 \times 0.96 = 7.2 \text{ kW}$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_{轴承} \times \eta_{齿轮} = 7.2 \times 0.99 \times 0.97 \approx 6.91 \text{ kW}$$

$$P_3 = P_2 \times \eta_{轴承} \times \eta_{轴承} \times \eta_{齿轮} = 6.91 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.97 \approx 6.57 \text{ kW}$$

$$P_{滚} = P_3 \times \eta_{联轴器} \times \eta_{滚筒} \times \eta_{轴承} = 6.57 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.99 \approx 6.18 \text{ kW}$$

$$T_I = 191.393 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_{II} = 453.7 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_{III} = 819.64 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2.4.3 各轴输入转矩

电动机输出转矩：

$$T_0 = 9.550 \times 10^6 \times \frac{P_{ed}}{n_m} = 9.550 \times 10^6 \times \frac{7.5}{970} \approx 73.84 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

各轴输入转矩：

$$T_I = 9.550 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_I} = 9.550 \times 10^6 \times \frac{7.2}{359.26} = 191.393 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_{II} = 9.550 \times 10^6 \times \frac{P_2}{n_{II}} = 9.550 \times 10^6 \times \frac{6.91}{145.45} = 453.7 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_{III} = 9.550 \times 10^6 \times \frac{P_3}{n_{III}} = 9.550 \times 10^6 \times \frac{6.57}{76.55} = 819.64 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_{\text{卷筒轴}} = 9.550 \times 10^6 \times \frac{P_{\text{卷}}}{n_{III}} = 9.550 \times 10^6 \times \frac{6.18}{76.55} = 770.986 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

表 2-1 机械传动系统运动和动力参数的计算数值汇总

项 目	电动机轴	高速轴 I	中间轴 II	低速轴 III	卷筒
转速(r/min)	970	359.26	145.45	76.55	76.55
功率 (kW)	7.5	7.2	6.91	6.57	6.18
转矩(N·mm)	73.84X10 ^{^3}	191.393X10 ^{0^3}	453.7X10 ^{^3}	819.64X10 ^{^3}	770.986X10 ^{^3}
传动比	2.7		2.47		1.9
效率	带传动效率		齿轮 x 轴承	齿轮 x 轴承	联轴器 x 卷筒

第三章 传动零件的设计及计算

3.1 V 带传动的设计及计算

3.1.1 确定 V 带传动计算功率 P_c

由[2]表 5-8 查得工况系数 $K_A = 1.2$ ，则计算功率 P_c 为：

$$P_c = K_A \cdot P_0 = 1.2 \times 7.5 = 9 \text{ kW}$$

3.1.2 确定带型

主动轮转速 $n_0 = n_m = 970 \text{ r/min}$ ， $P_c = 9 \text{ kW}$ ，查[2]表 5-4、图 5-18 选取 A 型普通 V 带。

3.1.3 带轮的基准直径

由[2]表 5-4 知，小带轮最小基准直径 $d_{d1} \geq 75 \text{ mm}$ ，取小带轮直径 $d_{d1} = 125 \text{ mm}$ ，取滑动率 $\varepsilon = 0.02$ ，则大带轮基准直径

$$d_{d2} = i_1 \times d_{d1} (1 - 0.02) = 2.7 \times 125 \times 0.98 = 330.75 \text{ mm}$$

$$d_{d2} = 355 \text{ mm}。$$

带传动实际传动比 $i_1' \approx \frac{d_2}{d_1} = \frac{355}{125} = 2.84$ ，则大带轮转速

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1'} = \frac{970}{2.84} \approx 341.55 \text{ r/min}$$

，则大带轮转速误差率为

带速 6.35m/s

带基准长度 2000mm

实际中心距 613mm

包角

$\frac{n_1 - n_2}{n_1} = \frac{359.26 - 341.55}{359.26} \approx 4.9\%$, 在 $\pm 5\%$ 以内, 为允许值。 3.1.4 确定 V 带参数 (1) 验算带速 V $V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 125 \times 970}{60 \times 1000} \approx 6.35 \text{ m/s}$, 带速在 5~25m/s, 合适。 (2) 初定中心距 a_0 $0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2}) \quad (3-1)$ $336 \leq a_0 \leq 960$ 按结构设计要求初步确定中心距为 $a_0 = 650\text{mm}$ (3) 带的基准长度 L_d 根据[2]式 5-4 得初定得 V 带基准长度为: $L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{1}{4a_0}(d_{d2} - d_{d1})^2 \quad (3-2)$ 带入数值计算得: $L_0 = 2 \times 650 + \frac{\pi}{2}(125 + 355) + \frac{1}{4 \times 650}(355 - 125)^2 \approx 2074\text{mm}$, 查[2]表 5-2, 对 B 型普通 V 带选用 $L_d = 2000\text{mm}$ (1) 实际中心距 a $a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 650 + \frac{2000 - 2074}{2} = 613\text{mm}$ 中心距变动范围: $a_{\min} = a - 0.015L_d = 613 - 0.015 \times 2000 = 583\text{mm}$ $a_{\max} = a + 0.03L_d = 613 + 0.03 \times 2000\text{mm} = 673\text{mm}$ (2) 校验小带轮包角 α_1 $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{355 - 125}{613} \times 57.3^\circ \approx 158.5^\circ > 120^\circ$ 由于 $\alpha_1 > 120^\circ$, 满足要求。 3.1.5 确定 V 带根数 z	158.5° 合格 根数 5 根 $Z_1=30$ $Z_2=77$
--	---

--	--

$$z \geq \frac{P_C}{[P_0]} = \frac{P_C}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} \quad (3-3)$$

已知 A 型普通 V 带, $n_1=970\text{r/min}$, $d_1=125\text{mm}$, 查[2]表 5-5 得 $P_0 = 2.08\text{kw}$, 查[2]表 5-6 得 $\Delta P_0 = 0.3\text{kw}$, 查[2]表 5-7 得 $K_\alpha = 0.95$, 查[2]表 5-2 得 $K_L = 0.98$, 代入计算, 则 $z \geq \frac{9}{(2.08+0.3) \times 0.95 \times 0.98} \approx 4.17$, 取 $z=5$ 根。

3.1.6 单根 V 带得初拉力和压轴力

查[2]表 5-1 查得 B 型普通 V 带得每米质量 $q=0.17\text{kg/m}$, 则

$$F_0 = \frac{500P_C}{zv} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \quad (3-3)$$

带入数值计算: $F_0 = \frac{500 \times 9}{5 \times 6.35} \left(\frac{2.5}{0.95} - 1 \right) + 0.17 \times 6.35^2 \approx 238.1\text{N}$, 作用在轴上得压力为 $F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 5 \times 238.1 \times \sin \frac{158.5}{2} \approx 2337.67\text{N}$.

3.2 高速级齿轮传动设计

3.2.1 选择齿轮材料, 确定齿数

选用闭式直齿圆柱齿轮软齿面啮合传动, 输送机为一般工作机器, 速度不高, 故选 7 级精度, 根据[2]表 6-5, 选择小齿轮材料 40Cr, 调质处理, 硬度 280HBS, 接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim1} = 700\text{MPa}$, 弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim1} = 600\text{MPa}$; 大齿轮材料选 45 号钢, 调质处理, 硬 240HBS, 接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim2} = 600\text{MPa}$, 弯曲疲劳极限

$\sigma_{Flim2} = 450\text{MPa}$, 取 $z_1 = 35$,

$z_1 = 35$, $z_2 = z_1 \times i_1 = 35 \times 2.47 = 95.9$, 取 $z_2 = 96$, 则实际齿轮传动比

$i_1' = \frac{z_2}{z_1} = \frac{96}{35} = 2.743$, 误差率 $\frac{2.74 - 2.743}{2.74} \approx 0.1\%$, 在 $\pm 5\%$ 以内, 允许。

3.2.2 确定许用应力

模数 $m=2$

中心距 $= 107\text{mm}$

$d_1 = 60\text{mm}$

$d_2 = 154\text{mm}$

$b_1 = 65\text{mm}$

$b_2 = 60\text{mm}$

取失效率为 1%，查[2]表 6-11 得安全系数为 $S_H = 1$, $S_F = 1.25$ ，则有：

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlin1}}{S_H} = \frac{700}{1} = 700\text{MPa}; [\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_F} = \frac{600}{1.5} = 480\text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlin2}}{S_H} = \frac{600}{1} = 600\text{MPa}; [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_F} = \frac{450}{1.25} = 360\text{MPa}$$

3.2.3 按齿面接触疲劳强度设计

按齿面接触疲劳强度计算：

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\Phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_E Z_H Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (3-4)$$

查[2]表 6-8，取载荷系数 $K=1.1$ ，查[2]表 6-9，取齿宽系数 $\Phi_d = 1$ ；标准齿轮，

取节点区域系数 $Z_H = 2.5$ ；查表 6-10，取材料弹性系数 $Z_E = 189.8$ ，重合度系数 ϵ

$$= 1.2, \text{ 则 } Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon}{3}} = \sqrt{\frac{4-1.2}{3}} = 0.97, \text{ 齿数比 } u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{96}{35} = 2.743, \text{ 则}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.1 \times 191.393 \times 10^3}{1} \cdot \frac{2.743+1}{2.743} \cdot \left(\frac{189.8 \times 2.5 \times 0.97}{700} \right)^2} \approx 62.86\text{mm};$$

$$\text{则 } d_2 = i_1' d_1 = 2.743 \times 62.86 \approx 172.43\text{mm};$$

$$\text{则计算模数 } m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{62.86}{35} = 1.796\text{mm}, \text{ 查[2]表 6-2, 取标准模数 } m = 2。$$

$$\text{则两齿轮标准中心距 } a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{2 \times (35 + 96)}{2} = 131\text{mm}。$$

确定两齿轮分度圆直径分别为：

$$d_1 = mz_1 = 2 \times 35 = 70\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 2 \times 96 = 192\text{mm}$$

确定有效齿宽 $b = \Phi_d d_1 = 1 \times 70 = 70\text{mm}$ ，取 $b_2 = 70\text{mm}$, $b_1 = 76\text{mm}$ 。

3.2.4 按齿根弯曲疲劳强度进行校核

齿轮的圆周速度

$$= 1.0048\text{m/s}$$

$$Z_3 = 33$$

$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq [\sigma_F] \quad (3-5)$ 查[2]表 6-12, 取 $Y_{Fa1} = 2.46$, $Y_{Sa1} = 1.65$; $Y_{Fa2} = 2.198$, $Y_{Sa2} = 1.781$, $Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{1.2} = 0.875$, 则由使 3-5 计算得结果: $\sigma_{F2} = \frac{2 \times 1.1 \times 191.393 \times 10^3}{70 \times 70 \times 2} \times 2.46 \times 1.65 \times 0.875 = 152.6 MPa \leq [\sigma_F] = 360 MPa$ $\sigma_{F1} = \frac{2 \times 1.1 \times 191.393 \times 10^3}{70 \times 70 \times 2} \times 2.198 \times 1.781 \times 0.875 = 146.08 MPa \leq [\sigma_F] = 480 MPa$ 满足要求。	$Z_4 = 45$
3.2.5 验算齿轮的圆周速度 v $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 70 \times 359.26}{60 \times 1000} = 1.316 m/s \quad (3-6)$ 由[2]表 6-7 可知, 选 7 级精度是合适的。	
3.3 低速级齿轮传动设计 3.3.1 选择齿轮材料, 确定齿数 选用闭式直齿圆柱齿轮软齿面啮合传动, 输送机为一般工作机器, 速度不高, 故选 7 级精度, 根据[2]表 6-5, 选择小齿轮材料 40Cr, 调质处理, 硬度 280HBS, 接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim3} = 600 MPa$, 弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim3} = 450 MPa$; 大齿轮材料选 45 号钢, 调质处理, 硬 240HBS, 接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim4} = 560 MPa$, 弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim4} = 420 MPa$, 取 $z_3 = 26$, $z_3 = 26$, $z_4 = z_3 \times i_2 = 26 \times 1.9 = 49.4$, 取 $z_4 = 51$, 则实际齿轮传动比 $i_2' = \frac{z_4}{z_3} = \frac{51}{26} \approx 1.962$, 误差率 $\frac{1.9 - 1.962}{1.9} \approx -3.26\%$, 在 $\pm 5\%$ 以内, 允许。	标准模数 $m = 4$ 标准中心距 $a = 134 mm$ $D_3 = 88 mm$

3.3.2 确定许用应力

取失效率为 1%，查[2]表 6-11 得安全系数为 $S_H = 1$, $S_F = 1.25$ ，则有：

$$[\sigma_{H3}] = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_H} = \frac{600}{1} = 600 \text{ MPa}; [\sigma_{F3}] = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_F} = \frac{450}{1.25} = 360 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H4}] = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_H} = \frac{560}{1} = 560 \text{ MPa}; [\sigma_{F4}] = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_F} = \frac{420}{1.25} = 336 \text{ MPa}$$

3.3.3 按齿面接触疲劳强度设计

按齿面接触疲劳强度计算：

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_2}{\Phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \quad (3-4)$$

查[2]表 6-8，取载荷系数 $K=1.1$ ，查[2]表 6-9，取齿宽系数 $\Phi_d = 1$ ；标准齿轮，

取节点区域系数 $Z_H = 2.5$ ；查表 6-10，取材料弹性系数 $Z_E = 189.8$ ，重合度系数 ε

$$= 1.2, \text{ 则 } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon}{3}} = \sqrt{\frac{4-1.2}{3}} = 0.97, \text{ 齿数比 } u = \frac{z_4}{z_3} = \frac{51}{26} \approx 1.962, \text{ 则}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.1 \times 453.7 \times 10^3}{1} \cdot \frac{1.962+1}{1.962} \cdot \left(\frac{189.8 \times 2.5 \times 0.97}{700} \right)^2} \approx 86.69 \text{ mm};$$

$$\text{则 } d_4 = i_2' d_3 = 1.962 \times 86.69 \approx 170 \text{ mm};$$

$$\text{则计算模数 } m = \frac{d_3}{z_3} = \frac{86.69}{26} = 3.33 \text{ mm}, \text{ 查[2]表 6-2, 取标准模数 } m = 4。$$

$$\text{则两齿轮标准中心距 } a = \frac{m(z_3 + z_4)}{2} = \frac{4 \times (26 + 51)}{2} = 154 \text{ mm}。$$

确定两齿轮分度圆直径分别为：

$$d_3 = mz_3 = 4 \times 26 = 104 \text{ mm}$$

$$d_4 = mz_4 = 4 \times 51 = 204 \text{ mm}$$

确定有效齿宽 $b = \Phi_d d_3 = 1 \times 104 = 104 \text{ mm}$ ，取 $b_4 = 104 \text{ mm}$, $b_3 = 110 \text{ mm}$ 。

$$D_4 = 180 \text{ mm}$$

$$b_3 = 93 \text{ mm}$$

$$b_4 = 88 \text{ mm}$$

满足强度要求

齿轮的圆周速度
= 0.69 m/s

3.3.4 按齿根弯曲疲劳强度进行校核

$$\sigma_F = \frac{2KT_2}{bd_3m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\varepsilon \leq [\sigma_F] \quad (3-5)$$

查[2]表 6-12, 取 $Y_{Fa3} = 2.57$, $Y_{Sa3} = 1.61$; $Y_{Fa4} = 2.32$, $Y_{Sa4} = 1.714$,

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{1.2} = 0.875, \text{ 则由使 3-5 计算得结果:}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{2 \times 1.1 \times 453.7 \times 10^3}{108 \times 108 \times 4} \times 2.57 \times 1.61 \times 0.875 = 77.46 \text{ MPa} \leq [\sigma_F] = 360 \text{ MPa}$$

$$\times \text{ 【 } \sigma_{F3} = \frac{2 \times 1.1 \times 453.7 \times 10^3}{108 \times 108 \times 4} \times 2.32 \times 1.714 \times 0.875 = 74.44 \text{ MPa} \leq [\sigma_F] = 480 \text{ MPa}$$

满足要求。

3.3.5 验算齿轮的圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_3 n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 104 \times 145.45}{60 \times 1000} = 0.79 \text{ m/s} \quad (3-6)$$

由[2]表 6-7 可知, 选 7 级精度是合适的。

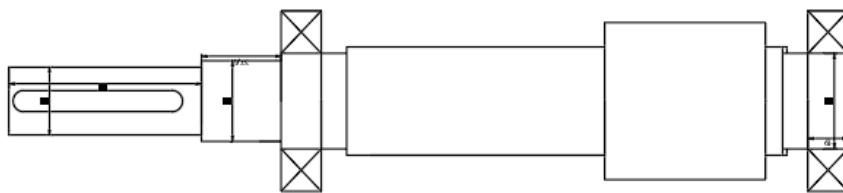
传动齿轮主要参数表

	高速级		低速级	
齿轮	小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
齿数 z	35	96	26	51
中心距 a(mm)	131		154	
传动比 i	2.74		1.93	
模数 m(mm)	2		4	
压力角 α	20°		20°	
齿宽 b(mm)	76	70	110	104
分度圆直径 d(mm)	70	192	104	204
齿根圆直径 df(mm)	65	187	94	194
齿顶圆直径 da(mm)	74	196	112	212
材料	40Cr	45#	40Cr	45#
热处理状态	调质	调质	调质	调质
齿面硬度	280HBS	240HBS	280HBS	240HBS

设计计算及说明	结果																								
第四章 轴的设计与强度校核 轴是组成机械的主要零件， 它支撑其他回转件并传递转矩，同时它又通过轴承和机架连接。所有轴上零件都围绕轴心做回转运动， 形成一个以轴为基准的组合物——轴系部件。 先按[2]198 页式 (9-2) 初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45#钢，调质处理，由 [2]198 页表 9-2 取计算常数 C=110， 由前面计算可知： <table><tr><th>项 目</th><th>电动机轴</th><th>高速轴 I</th><th>中间轴 II</th><th>低速轴 III</th><th>卷筒</th></tr><tr><td>转速 n (r/min)</td><td>970</td><td>359.26</td><td>145.45</td><td>76.55</td><td>76.55</td></tr><tr><td>功率P (kW)</td><td>7.5</td><td>7.2</td><td>6.91</td><td>6.57</td><td>6.18</td></tr><tr><td>转矩T (N·m)</td><td>73.84</td><td>191.393</td><td>453.7</td><td>819.64</td><td>770.986</td></tr></table> ◆ 初步确定各轴的最小直径： ① 高速 I：取 $C=110$，$d_{\min I}=C\times\sqrt[3]{\frac{P_I}{n_I}}=110\times\sqrt[3]{\frac{7.2}{359.26}}=29.88$ ② 中间轴 II：取 $C=110$，$d_{\min II}=C\times\sqrt[3]{\frac{P_{II}}{n_{II}}}=110\times\sqrt[3]{\frac{6.91}{145.45}}=38.65$ ③ 低速轴 III：取 $C=110$，$d_{\min III}=C\times\sqrt[3]{\frac{P_{III}}{n_{III}}}=110\times\sqrt[3]{\frac{6.57}{76.55}}=48.52$ ◆ 低速轴（输出轴）端联轴器选取： 输出轴的最小直径显然是安装联轴器处轴的直径 $d_{\text{联}}$，为了使所选的输出轴直径 $d_{\text{轴}}$与联轴器的孔径 $d_{\text{联}}$相适应，故需同时选取联轴器型号。联轴器的计算转矩 $T_{ca}=K_A T_m$，查[2]229 页表 12-2，考虑到转矩变化很小，故取 $K_A=1.5$，则：$T_{ca}=K_A T_m=1.5\times 819.64=1229.46\text{N}\cdot\text{m}$。按照计算转矩 T_{ca} 应小于联轴器公称转矩的条件，	项 目	电动机轴	高速轴 I	中间轴 II	低速轴 III	卷筒	转速 n (r/min)	970	359.26	145.45	76.55	76.55	功率P (kW)	7.5	7.2	6.91	6.57	6.18	转矩T (N·m)	73.84	191.393	453.7	819.64	770.986	$D_{\min I}\geq 30.4\text{mm}$ $D_{\min II}\geq 40.56\text{mm}$ $D_{\min III}\geq 49.4\text{mm}$
项 目	电动机轴	高速轴 I	中间轴 II	低速轴 III	卷筒																				
转速 n (r/min)	970	359.26	145.45	76.55	76.55																				
功率P (kW)	7.5	7.2	6.91	6.57	6.18																				
转矩T (N·m)	73.84	191.393	453.7	819.64	770.986																				

查标准[1]192 页 GB/T 5843-2003 选用 GY7 型凸缘联轴器，其公称转矩为 $T_n = 1600N \times m$ 。半联轴器的孔径 $d_{\text{联}} = 55mm$ ，故取 $d_{\text{出}} = 55mm$ ，半联轴器长度 $L_{\text{联}} = 112mm$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_{\text{联}} = 84mm$ 。

4.1 高速轴（输入轴）结构设计



4.1.1 轴的选取及计算

(1) 从大带轮开始左起第一段开始，轴通过键与带轮联接，上述带轮设计已经取得带轮宽度 $B=99mm$ ，考虑到轴与带轮的装配要求，轴的该段长度小与带轮宽度 3-8mm，由前面 $D_{\min I} \approx 30.4$ ，且有键槽，比直径最小值多 3-5%，故取第一段轴直径 $D_{\text{轴入}} = 32mm$ ，轴长 $L_1=91mm$ 。轴直径 $D=32mm$ ，故由[1]269 页表 13-1 普通平键和键槽的尺寸（GB/T1095-2003）得到 $b \times h$ 为 10×8 ，即键长 $L=80mm$ 。

(2) 第 II 段放置轴承端盖，由第 III 段得到轴承外径 $D=85mm$ ，故螺钉直径 $d_3=8mm$ ，轴承盖厚度 $e=1.2 \times d_3=9.6mm$ ，即 $e=10mm$ ；调整垫片得厚度 $t=2$ ，材料为 08F 钢；第 II 段轴直径 $D_2=45mm$ ，轴长 $L_2=37.6mm$ 。

(3) 第 III 段轴为轴承端盖定位，因轴承承受径向力的作用，即有滚动轴承，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据 $D_3=45mm$ ，由[1]211 页表 10-3 深沟球轴承（GB/T276-1994）产品目录中选取代号为 6209 系列轴承，轴承 $B=19mm$ ，故 $L_3=17.6mm$ 。

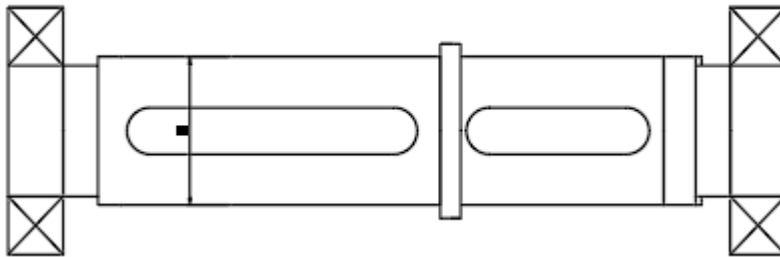
(4) 第 IV 段轴为中间轴上大齿轮 1 余留装配空间，取 $D_4=48mm$ ， $L_4=122mm$ 。

(5) 第 V 段轴放置小齿轮 1，因根据之前计算得 $D_5=51mm$ ，已知小齿轮 1 宽度为 $b_1=76mm$ ，故取 $L_5=84mm$ 。

(6) 第 VI 段与第 III 段同轴，故轴的直径 $D_6=D_3=45\text{mm}$ ， $L_6=8\text{mm}$

(7) 轴段 VII 段放置轴承，取 $D_7=D_3=45\text{mm}$ ，取 $L_7=17.6\text{mm}$ 。

4.2 中间轴结构设计



4.2.1 轴的选取及计算

①段轴由最小直径不小于 40.56mm 所以选取轴直径为 45mm ，参照工作要求并根据 $d = 45\text{mm}$ ，由[1]211 页表 10-3 深沟球轴承（GB/T276-1994）产品目录中选取代号为 6209 系列轴承。取， $d_1 = 45\text{mm}$ ， $l_1=39\text{mm}$ 。右边利用套筒进行定位，套筒直径为 45mm ，轴承 $B=19\text{mm}$ ，套筒深度 20mm 。

②段轴段放置小齿轮 3，由①段轴 $d_1=45\text{mm}$ ，所以取轴肩高度 3mm ，得 $d_2 = 51\text{mm}$ ，已知小齿轮 3 宽度为 $b_2 = 110\text{mm}$ ，故取 $l_2=110\text{mm}$ 。

③段为轴肩定位，故 $d_3=64\text{mm}$ 。 $l_3=7\text{mm}$

④段轴段放置大齿轮 2，由③段轴 $d_3=64\text{mm}$ ，所以取轴肩高度 2.5mm ，得 $d_4= 51\text{mm}$ ，已知大齿轮 2 宽度为 $b_4 = 80\text{mm}$ ，故取 $l_4=80\text{mm}$ 。

⑤段轴由最小直径不小于 40.56mm 所以选取轴直径为 45mm ，参照工作要求并根据 $d = 45\text{mm}$ ，由[1]211 页表 10-3 深沟球轴承（GB/T276-1994）产品目录中选取代号为 6209 系列轴承，轴承 $B=19\text{mm}$ ，取， $d_5 = 45\text{mm}$ ， $l_5= 42\text{mm}$ 。右边利用套筒进行定位，套筒直径为 45mm ，套筒深度 20mm

4.3 低速轴(输出轴) 结构设计

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/736025120015010111>