

---

# 机械设计课程设计说明书

——带式运输机的展开式二级圆柱齿轮减速器设计



---

# 目 录

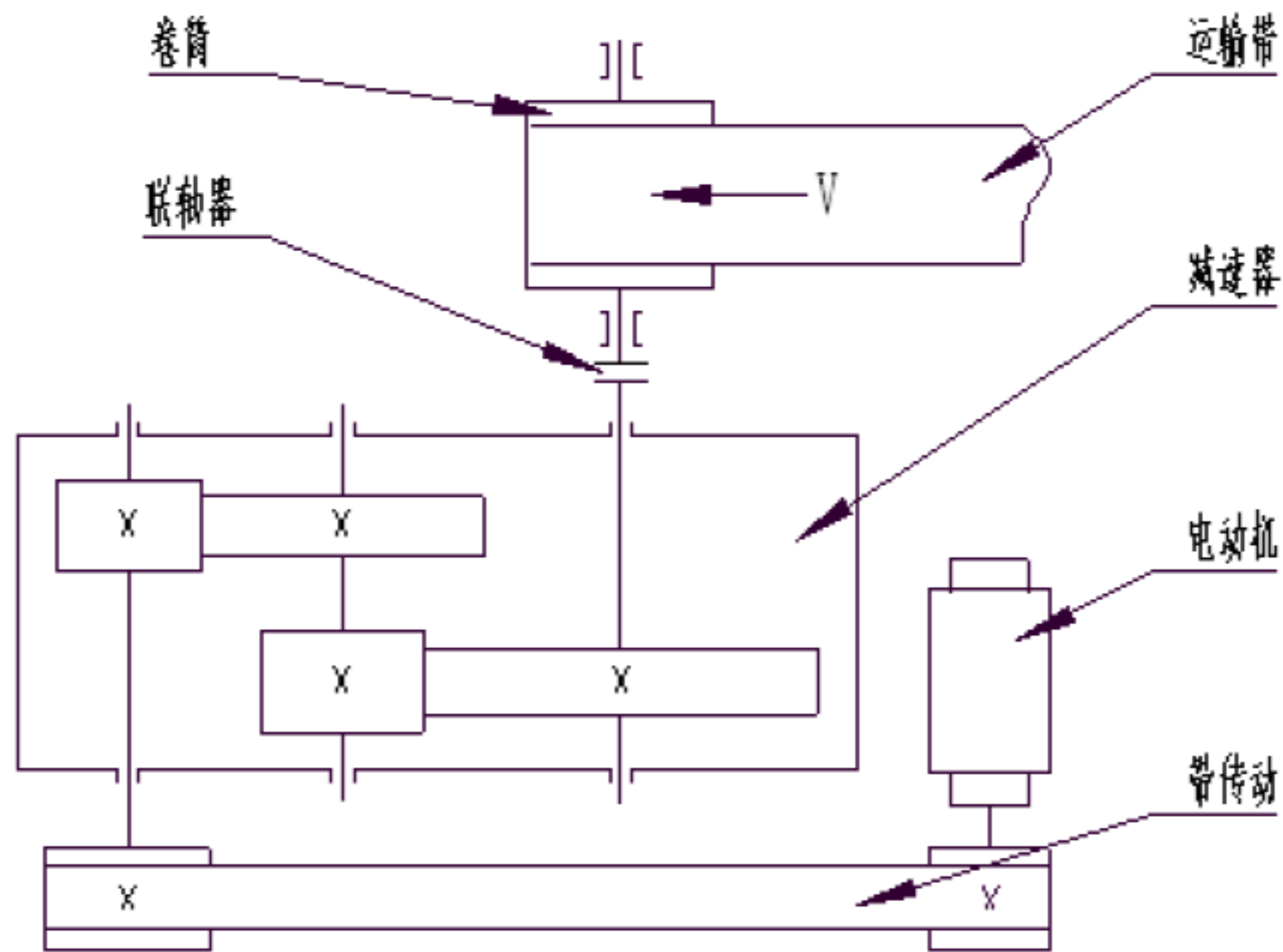
设计任务书 .....	1
第一部分 传动装置总体设计 .....	3
第二部分 V 带设计 .....	6
第三部分 各齿轮的设计.....	8
第四部分 轴的设计.....	1 7
第五部分 轴承的选择.....	2 1
第六部分 键的选择.....	2 2
第七部分 减速器的润滑和密封.....	2 2
第八部分 主要尺寸及数据.....	2 3
第九部分 参考资料.....	2 3
机械设计课程设计小结.....	2 4

# 1、设计任务书

设计用于带式运输机的传动装置。工作条件：

- 1) 每天一班制工作，每年工作 300 天，使用年限 10 年，大修期 3 年；
- 2) 连续单向回转，工作时略有轻微振动，运输带允许速度误差  $\pm 5\%$ ；
- 3) 室内工作，环境中有粉尘；
- 4) 生产厂可加工 7~8 级精度的齿轮；
- 5) 动力来源为三相交流电；
- 6) 非批量生产。

传动装置简图：



设计任务：

- 1) 传动装置设计计算，递交设计计算说明书 1 份（打印）；
- 2) 减速器装配草图设计，递交手工绘制的 A1 图纸 1 张（草图）；
- 3) 减速器装配图设计，递交计算机绘制的 A1 图纸 1 张（打印）；
- 4) 减速器零件图设计，递交计算机绘制的 A4 图纸 2~3 张（打印）；
- 5) 减速器三维造型和动画，递交光盘 1 个。

原始数据：

数据编号	106	数据编号	
学号			
运输机工作轴转矩 T(N.m)	950	运输带工作拉力 F(N)	
运输带工作速度 v(m/s)	1.00	运输带工作速度 v(m/s)	
卷筒直径 D(mm)	330	卷筒直径 D(mm)	

计算及说明	结果
<p>一、电动机选择</p>	
<p>1. 选择电机容量</p> <p>已知滚筒转矩 <math>T = 950N.m</math> 滚筒半径 <math>D = 330mm</math> 运输机带速 <math>V = 1.00m/s</math></p> <p>由 <math>T = F \cdot D / 2</math> 可以求得滚筒的有效拉力 <math>F = \frac{2T \times 1000}{D} N</math></p> <p>工作电机所需功率为 <math>p_w = \frac{FV}{1000} kW = 5.748kW</math></p> <p>传动装置总效率 <math>\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^3 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5</math></p> <p>查表可知: V 带传动效率 <math>\eta_1 = 0.96</math>, 滚动轴承传动效率(一对) <math>\eta_2 = 0.99</math>, 闭式齿轮传动效率 <math>\eta_3 = 0.97</math>, 联轴器效率 <math>\eta_4 = 0.99</math>, 传动滚筒效率 <math>\eta_5 = 0.96</math>.</p> <p>代入得 <math>\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^3 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 = 0.833</math></p> <p>所需电动机功率为 <math>P_d = \frac{P_w}{\eta} = 6.9KW</math></p> <p>因载荷较为平稳, 电动机额定功率略大于 6.9 即可, 查表, 从 Y 系列电机技术数据中可知, 选用电动机额定功率为 <math>7.5KW</math></p> <p>2. 选择电动机转速</p> <p>滚筒转速 <math>n_w = \frac{60 \times 1000v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.00}{\pi \times 330} = 57.87r/min</math></p> <p>通常, V 带传动的传动比范围为 <math>i_1' = 2 \sim 4</math>; 二级圆柱齿轮减速器为 <math>i_2' = 8 \sim 40</math>;</p> <p>则总传动比范围是 <math>i' = 16 \sim 160</math>, 故电动机转速的可选范围为</p> <p><math>n_d' = i' \cdot n_w = 926 \sim 9259 r/min</math></p> <p>符合这一范围的同步转速有 1000, 1500, 3000 r/min, 综合考虑电动机和传动装置的尺寸, 重量, 价格和总的传动比, 最终选择电动机型号为 Y132M-4</p> <p>技术数据: 满载转速 1440 r/min, 额定转矩/最大转矩 2.2N. m,</p>	<p><math>p_w = 5.748 KW</math></p> <p><math>P_d = 6.9KW</math></p>

计算及说明	结果
<p>二、传动装置总体传动比的确定及各级传动比的分配</p> <hr/> <p>总的传动比为：<math>i_a = \frac{n_m}{n_w} = 1440/57.87=24.88</math></p> <p>查表 2-1 取 V 带传动的传动比为 <math>i_0 = 2</math>, 则减速器的传动比为 <math>i = \frac{i_a}{i_0} = 12.44</math></p> <p>取两级圆柱齿轮减速器高速级的传动比为 <math>i_1 = \sqrt{1.4i} = 4.173</math></p> <p>则低速级的传动比为 <math>i_2 = \frac{i}{i_1} = 12.44/4.173=2.981</math></p>	<p><math>i_a = 24.88</math></p>
<p>三、 计算传动装置的动力和运动参数</p> <hr/> <p>0 轴（电动机轴）</p> $P_0 = P_d = 6.9KW$ $n_0 = n_m = 1440 r / \min$ $T_0 = 9550 \times \frac{P_0}{n_0} = 45.8N.m$ <p>1 轴（高速轴）</p> $P_1 = P_0 \cdot \eta_{01} = 6.9 \times \eta_1 = 6.9 \times 0.96 = 6.62 KW$ $n_1 = \frac{n_0}{i_0} = \frac{1440}{2} = 720r / \min$ $T_1 = 9550 \times \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{6.62}{720} = 87.8 N \cdot m$ <p>2 轴（中间轴）</p> $P_2 = P_1 \cdot \eta_{12} = P_1 \times \eta_2 \times \eta_3 = 6.62 \times 0.99 \times 0.99 = 6.36 KW$ $n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{720}{4.173} = 172.5r / \min$ $T_2 = 9550 \times \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{6.36}{172.5} = 352.1 N \cdot m$	

计算及说明	结果																																																				
<p>3 轴（低速轴）</p> $P_3 = P_2 \cdot \eta_{23} = P_2 \times \eta_2 \times \eta_3 = 6.36 \times 0.99 \times 0.97 = 6.11 \text{ KW}$ $n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{172.5}{2.981} = 57.86 \text{ r/min}$ $T_3 = 9550 \times \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{6.11}{57.86} = 1008. \text{ N} \cdot \text{m}$ <p>4 轴（滚筒轴）</p> $P_4 = P_3 \cdot \eta_{34} = P_3 \times \eta_3 \times \eta_4 = 6.11 \times 0.99 \times 0.99 = 5.99 \text{ KW}$ $n_4 = \frac{n_3}{i_{34}} = \frac{57.86}{1} = 57.86 \text{ r/min}$ $T_4 = 9550 \times \frac{P_4}{n_4} = 9550 \times \frac{5.99}{57.86} = 988.6 \text{ N} \cdot \text{m}$ <p style="text-align: center;">各轴运动和动力参数</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; margin-bottom: 10px;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">轴名</th> <th colspan="2">功率 P/KW</th> <th colspan="2">转矩 T/(N.m)</th> <th rowspan="2">转速 n/(r/min)</th> <th rowspan="2">传动比 i</th> <th rowspan="2">效率</th> </tr> <tr> <th>输入</th> <th>输出</th> <th>输入</th> <th>输出</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>电机轴</td> <td></td> <td>6.9</td> <td></td> <td>45.8</td> <td>1440</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>高速轴</td> <td>6.62</td> <td>6.55</td> <td>87.8</td> <td>86.9</td> <td>720</td> <td>2</td> <td>0.96</td> </tr> <tr> <td>中间轴</td> <td>6.36</td> <td>6.30</td> <td>352.1</td> <td>348.6</td> <td>172.5</td> <td>4.173</td> <td>0.96</td> </tr> <tr> <td>低速轴</td> <td>6.11</td> <td>6.05</td> <td>1008</td> <td>998</td> <td>57.86</td> <td>2.981</td> <td>0.96</td> </tr> <tr> <td>滚筒轴</td> <td>5.99</td> <td>5.93</td> <td>988</td> <td>978</td> <td>57.86</td> <td>1</td> <td>0.98</td> </tr> </tbody> </table>	轴名	功率 P/KW		转矩 T/(N.m)		转速 n/(r/min)	传动比 i	效率	输入	输出	输入	输出	电机轴		6.9		45.8	1440			高速轴	6.62	6.55	87.8	86.9	720	2	0.96	中间轴	6.36	6.30	352.1	348.6	172.5	4.173	0.96	低速轴	6.11	6.05	1008	998	57.86	2.981	0.96	滚筒轴	5.99	5.93	988	978	57.86	1	0.98	
轴名		功率 P/KW		转矩 T/(N.m)					转速 n/(r/min)	传动比 i	效率																																										
	输入	输出	输入	输出																																																	
电机轴		6.9		45.8	1440																																																
高速轴	6.62	6.55	87.8	86.9	720	2	0.96																																														
中间轴	6.36	6.30	352.1	348.6	172.5	4.173	0.96																																														
低速轴	6.11	6.05	1008	998	57.86	2.981	0.96																																														
滚筒轴	5.99	5.93	988	978	57.86	1	0.98																																														

计算及说明	结果
<p style="text-align: center;">第二部分 V 带设计</p> <p>已知外传动带选为 普通 V 带传动</p> <p>1. 确定计算功率: <math>P_{ca}</math></p> <hr/> <p>由《机械设计》表 8-7 查得工作情况系数 <math>K_A = 1.1</math></p> $P_{ca} = K_A \cdot P = 1.1 \times 6.9 = 7.59 kW$ <p>2. 选择 V 带型号</p> <p>根据 <math>P_{ca}</math>, <math>n_1</math> 查图 8-11 (机设) 选 A 型 V 带。</p> <p>3. 确定带轮直径 <math>d_{d1}</math> <math>d_{d2}</math></p> <p>1) 初选小带轮的基准直径 <math>d_{d1}</math>: 由表 8-6 和表 8-8, 取小带轮基准直径 <math>d_{d1} = 125mm</math></p> <p>2) 验算带速 <math>v</math>: 按式 <math>V_1 = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_{d1}}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 1440 \times 125}{60 \times 1000} = 9.42m/s</math> 在 (5-30)m/s 范围内, 故带速合适。</p> <p>3) 计算大带轮的基准直径 <math>d_{d2}</math></p> $d_{d2} = i_0 \times d_{d1} = 2 \times 125 = 250 mm$ 根据表 8-8, 取标准数 $d_{d2} = 250 mm$ <p>4. 确定中心距 <math>a</math> 和带长 <math>L_d</math></p> <p>1) 初选中心距</p> $0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$ $263 \leq a_0 \leq 750 \quad \text{初定 } a_0 = 500 mm$ <p>2) 求带的计算基准长度</p> $L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d1} - d_{d2})^2}{4a_0} \approx 1596.86mm$ <p>由表 8-2 取带的基准长度 <math>L_d = 1600 mm</math></p> <p>3) 计算中心距: <math>a</math></p> $a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 500 + \frac{1600 - 1597}{2} = 502mm$ <p>从而确定中心距调整范围</p> $a_{max} = a + 0.03L_d = 550 mm$	<p style="text-align: center;"><math>P_{ca} = 7.59 kW</math></p> <p style="text-align: center;">带型-A 型</p> <p style="text-align: center;"><math>d_{d2} = 250 mm</math></p> <p style="text-align: center;"><math>L_d = 1600 mm</math></p> <p style="text-align: center;"><math>a = 502mm</math></p>

计算及说明	结果
<p style="text-align: center;"><math>a_{\min} = a - 0.015 L_d = 478 \text{ mm}</math></p> <p>5. 验算小带轮包角 <math>\alpha_1</math></p> $\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.3^\circ \approx 166^\circ \geq 120^\circ$ <p>6. 确定 V 带根数 <math>Z</math></p> <p>1) 计算单根 V 带的额定功率 <math>P_r</math></p> <p>由 <math>d_{d1} = 125 \text{ mm}</math>, <math>n_1 = 1440 \text{ r/min}</math>, 查表 8-4a 得 <math>P_0 = 1.92 \text{ KW}</math></p> <p>由 <math>n_1 = 1440 \text{ r/min}</math>, 传动比为 2, A 型带, 查表 8-4b 得 <math>\Delta P_0 = 0.17 \text{ KW}</math></p> <p>查表 8-5 得 <math>K_\alpha = 0.96</math>, 表 8-2 得 <math>K_L = 0.99</math></p> <p>于是 <math>P_r = (P_0 + \Delta P_0) \cdot K_\alpha \cdot K_L = (1.92 + 0.17) \times 0.96 \times 0.9 = 1.986 \text{ KW}</math></p> <p>2) 计算 V 带根数 <math>Z</math></p> $Z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{6.9 \times 1.1}{1.986} = 3.82 \quad \text{取 } Z=4 \text{ 根}$ <p>7. 计算单根 V 带初拉力最小值</p> $F_0 = 500 \times \frac{P_{ca}}{VZ} \left( \frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + q v^2 = 155.7 \text{ N} \quad \text{其中 } q \text{ 由表 8-3 查得}$ <p>应使实际初拉力值大于或等于 155.7</p> <p>8. 计算对轴的压力最小值</p> $F_p \approx 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 1236.3 \text{ N}$	<p style="text-align: center;"><math>\alpha_1 \approx 166^\circ</math></p> <p style="text-align: center;"><math>Z=4</math></p> <p style="text-align: center;"><math>F_p = 1236.3 \text{ N}</math></p>



计算及说明	结果
<p style="text-align: center;">第三部分 各齿轮的设计</p> <p>一、高速级减速齿轮设计（斜齿圆柱齿轮）</p> <p>由于V带的传动比变化很小，所以齿轮的传动分配比保持不变</p> <p>两级圆柱齿轮减速器高速级的传动比为 <math>i_1 = \sqrt{1.4i} = 4.17</math></p> <p>小齿轮转速 <math>n_1 = 720 r/min</math></p> <p>1. 齿轮的材料，精度和齿数及螺旋角的选择</p> <p>因运输机为一般工作机器，传递功率不大，转速不高，故可以选用7级精度。材料按题目要求，都采用45号钢，大齿轮、正火处理，硬度200HBS，小齿轮调质，硬度240HBS，均为软齿面。软齿面闭式传动，失效形式主要为疲劳点蚀。</p> <p>考虑传动平稳性，初取 <math>Z_1=21</math> 则 <math>Z_2 = Z_1 \times i_1 = 87.6</math> 取 <math>Z_2=88</math></p> <p>初选螺旋角 <math>\beta = 14^\circ</math></p> <p>2. 按齿面接触强度设计，即</p> $d_{it} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1 (u+1)(Z_H Z_E)^2}{\phi_d \varepsilon_\alpha u([\sigma_H])^2}}$ <p>(1) 确定公式内的各计算数值</p> <p>1) 试选 <math>K_t = 1.6</math></p> <p>2) 由图 10-30（机设）选取区域系数 <math>Z_H = 2.433</math></p> <p>由图 10-26 查得 <math>\varepsilon_{\alpha 1} = 0.743</math>，<math>\varepsilon_{\alpha 2} = 0.87</math>，则 <math>\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 1.613</math></p>	

计算及说明	结果
<p>3) 因为为非对称布置, 由表 10-7 取齿宽系数 <math>\phi_d = 1</math></p> <p>4) 由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 <math>Z_E = 189.8MPa^{\frac{1}{2}}</math></p> <p>5) 由图 10-21 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 <math>\sigma_{H\lim 1} = 550 Mpa</math>, 大齿轮的接触疲劳强度极限 <math>\sigma_{H\lim 2} = 450 Mpa</math></p> <p>6) 计算应力循环次数, 求出接触疲劳许用应力</p> $N_1 = 60n_1jL = 60 \times 720 \times 1 \times 24000 = 1.037 \times 10^9$ $N_2 = \frac{N_1}{i_1} = 2.49 \times 10^8$ <p>由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 <math>K_{HN1} = 0.90</math>, <math>K_{HN2} = 0.95</math></p> <p>取失效概率为 1%, 安全系数 <math>S=1</math>, 则许用接触应力为</p> $[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1}\sigma_{\lim 1}}{S} = \frac{550 \times 0.90}{1} = 495 Mpa$ $[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2}\sigma_{\lim 2}}{S} = \frac{450 \times 0.95}{1} = 427.5 Mpa$ $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = 461.25 Mpa$ <p>(2) 计算 将上述有关值代入 <math>d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1 (u+1)(Z_H Z_E)^2}{\phi_d \varepsilon_\alpha u ([\sigma_H])^2}}</math></p> $d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 8.78 \times 10^4}{1 \times 1.613} \times \frac{5.17}{4.17} \times \left(\frac{2.433 \times 189.8}{461.25}\right)^2} = 60.04 mm$ <p>高速级小齿轮的圆周速度 <math>V = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_{1t}}{60 \times 1000} = 2.26 m/s</math></p> <p>齿宽 <math>b = \phi_d \times d_{1t} = 60.04 mm</math></p> <p>模数 <math>m_{nt} = \frac{d_{1t} \times \cos \beta}{Z_1} = \frac{60.04 \times \cos 14^\circ}{21} = 2.774 mm</math></p> <p><math>h = 2.25 m_{nt} = 6.24 mm \quad b/h = 9.62</math></p> <p>纵向重合度 <math>\varepsilon_\beta = 0.318 \phi_d Z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 21 \times \tan 14^\circ = 1.665</math></p>	

计算及说明	结果
<p>(3) 计算载荷系数 <math>K</math> 及模数</p> <p>由使用系数 <math>K_A = 1</math>，根据 <math>v = 2.26m/s</math>，7 级精度，由图 10-8 查得动载荷系数 <math>K_V = 1.10</math>，由表 10-4 查得 <math>K_{H\beta} = 1.422</math>，</p> <p>由图 10-13 查得 <math>K_{F\beta} = 1.35</math>，由表 10-3 查得 <math>K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1.4</math></p> <p>所以载荷系数 <math>K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 2.190</math></p> <p>按实际的载荷系数修正所得的分度圆直径</p> $d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 66.66mm$ <p>则 <math>m_n = \frac{d_1 \times \cos \beta}{Z_1} = \frac{66.66 \times \cos 14^\circ}{21} = 3.08mm</math></p> <p>3. 按齿根弯曲强度设计，即</p> $m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_d Z_1^2 \varepsilon_\alpha [\sigma_F]}}$ <p>(1) 确定计算参数</p> <p>1) 计算载荷系数 <math>K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.1 \times 1.4 \times 1.35 = 2.079</math></p> <p>2) 根据纵向重合度 <math>\varepsilon_\beta = 1.665</math>，从图 10-28 查得螺旋角影响系数</p> $Y_\beta = 0.88$ <p>3) 计算当量齿数</p> $Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 14^\circ} = 22.99$ $Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{88}{\cos^3 14^\circ} = 96.33$ <p>由表 10-5 查取对应的齿型系数和应力校正系数</p> $Y_{Fa1} = 2.69 \quad Y_{Sa1} = 1.575 \quad Y_{Fa2} = 2.183 \quad Y_{Sa2} = 1.776$ <p>4) 确定许用弯曲应力</p> <p>由图 10-20 查得小齿轮的弯曲疲劳极限 <math>\sigma_{FE1} = 380 Mpa</math>；大齿轮的弯曲疲劳极限 <math>\sigma_{FE2} = 330 Mpa</math></p>	

计算及说明	结果
<p>5) 由图 10-18 接触疲劳寿命系数 <math>K_{FN1} = 0.88</math>, <math>K_{FN2} = 0.93</math></p> <p>6) 计算大、小齿轮的 <math>\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}</math>, 并加以比较</p> <p>取弯曲安全系数为 1.4. 由式 (10-12), 得</p> $[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.9 \text{ Mpa}$ $[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.93 \times 330}{1.4} = 219.2 \text{ Mpa}$ $\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.69 \times 1.575}{238.9} = 0.01773$ $\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.183 \times 1.776}{219.2} = 0.01769$ <p>小齿轮的数值大些</p> <p>7) 转矩 <math>T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 P_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 6.62}{720} \text{ N.m} = 8.78 \times 10^4 \text{ N.mm}</math></p>	
<p>(2) 计算</p> <p>将上述相关数据代入 <math>m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_d Z_1^2 \epsilon_\alpha [\sigma_F]}}</math> = 1.94 mm</p>	
<p>(3) 修正</p> <p>由齿面接触疲劳强度计算的模数大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数, 所以可取由弯曲强度算得的模数 1.94 并就近圆整为标准值 <math>m_n = 2 \text{ mm}</math>. 结合按接触强度算得的小齿轮分度圆直径 <math>d_1 = 66.66 \text{ mm}</math>, 算出小齿轮的齿数</p> $Z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{66.66 \times \cos 14^\circ}{2} = 32.34 \quad \text{取 } Z_1 = 33$ <p>大齿轮齿数 <math>Z_2 = Z_1 \times i_1 = 33 \times 4.17 = 137.61 \quad \text{取 } Z_2 = 138</math></p> $\text{中心距 } a = \frac{(Z_1 + Z_2) \times m_n}{2 \times \cos \beta} = \frac{(33 + 138) \times 2}{2 \times \cos 14^\circ} = 176.23 \text{ mm}$ <p>将中心距圆整为 176 mm</p>	<p><math>m_n = 2 \text{ mm}</math></p> <p><math>Z_1 = 33</math></p> <p><math>Z_2 = 138</math></p> <p><math>a = 176 \text{ mm}</math></p>

按圆整后的中心距修正螺旋角  $\beta = \arccos \frac{(Z_1 + Z_2)m_n}{2a} = 13.69^\circ$

$$\text{小齿轮分度圆直径 } d_1 = \frac{Z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{33 \times 2}{\cos 13^\circ 41' 24''} = 67.93 \text{ mm}$$

$$\text{大齿轮分度圆直径 } d_2 = \frac{Z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{138 \times 2}{\cos 13^\circ 41' 24''} \text{ mm} = 284.07 \text{ mm}$$

$$\text{计算齿轮宽度 } b = \phi_d \times d_1 = 67.93 \text{ mm}$$

$$\text{圆整后取 } B_2 = 70 \text{ mm}, B_1 = 75 \text{ mm}$$

低速级轮数据修正如下:

$$i_1' = \frac{138}{33} = 4.182$$

$$i_2 = \frac{i}{i_1'} = \frac{12.44}{4.182} = 2.974$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} = \frac{720}{4.182} \text{ r/min} = 172.2 \text{ r/min}$$

$$\beta = 13.69^\circ$$

$$d_1 = 67.93 \text{ mm}$$

$$d_2 = 284.07 \text{ mm}$$

$$B_1 = 75 \text{ mm}$$

$$B_2 = 70 \text{ mm}$$

计算及说明	结果
<p style="text-align: center;">二、低速级速齿轮设计（直齿圆柱齿轮）</p> <p>修正低速级齿轮的转动比为 <math>i_2 = 2.97</math></p> <p>2 轴(中间轴)的实际转速 <math>n_2 = \frac{n_1}{i_2} = \frac{720}{4.182} r/min = 172.2 r/min</math></p> <p>1. 齿轮的材料，精度和齿数选择</p> <p>因运输机为一般工作机器，传递功率不大，转速不高，故可以选用 7 级精度。材料按题目要求，都采用 45 号钢，大齿轮、常化处理，硬度 200HBS，小齿轮调质，硬度 240HBS，二者材料硬度差为 40HBS</p> <p>初取 <math>Z_1 = 20</math> 则 <math>Z_2 = Z_1 \times i_2 = 20 \times 2.97 = 59.4</math> 取 <math>Z_2 = 59</math></p> <p>2. 按齿面接触强度设计，即</p> $d_{1r} \geq 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1 (u+1)(Z_E)^2}{\phi_d u([\sigma_H])^2}}$ <p>(1) 确定公式内的各计算数值</p> <p>1) 试选 <math>K_t = 1.3</math></p> <p>2) 因为为非对称布置，由表 10-7 取齿宽系数 <math>\phi_d = 1</math></p> <p>3) 由表 10-6 查得材料的弹性影响系数 <math>Z_E = 189.8 MPa^{\frac{1}{2}}</math></p> <p>4) 齿数比 <math>u = \frac{Z_2}{Z_1} = 59/20</math></p> <p>5) 由图 10-21d 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 <math>\sigma_{H\lim1} = 550 Mpa</math>，大齿轮的接触疲劳强度极限 <math>\sigma_{H\lim2} = 450 Mpa</math></p> <p>6) 计算应力循环次数，求出接触疲劳许用应力</p> $N_1 = 60n_2jL_h = 60 \times 172.2 \times 1 \times (1 \times 8 \times 300 \times 10) = 2.494 \times 10^8$ $N_2 = \frac{2.494 \times 10^8}{2.97} = 8.397 \times 10^7$ <p>由图 10-19 取接触疲劳寿命系数 <math>K_{HN1} = 0.95</math>；<math>K_{HN2} = 0.99</math></p> <p>取失效概率为 1%，安全系数 <math>S=1</math>，则许用接触应力为</p> $[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{\lim1}}{S} = 0.95 \times 550 Mpa = 522.5 Mpa$	

计算及说明	结果
$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{lim2}}{S} = 0.99 \times 450 \text{Mpa} = 445.5 \text{Mpa}$	
<p>7) 转矩 <math>T = \frac{9550 \times 10 P_1}{n_1} = \frac{9550 \times 10^5 \times 6.36}{172.2} = 3.527 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}</math></p>	
<p>(2) 试算小齿轮分度圆直径 <math>d_{1t}</math>，代人 <math>[\sigma_H]</math> 中较小的值</p>	
<p>将上述有关值代入 <math>d_{1t} \geq 2.32 \times \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1 (u+1) (Z_E)^2}{\phi_d u ([\sigma_H])^2}}</math></p>	
$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 3.527 \times 10^5}{1} \times \frac{3.97}{2.97} \times \left(\frac{189.8}{445.5}\right)^2} \text{ mm} = 111.58 \text{ mm}$	
<p>计算圆周速度 <math>V = \frac{\pi \cdot n_2 \cdot d_{1t}}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 111.58 \times 172.2}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 1.006 \text{ m/s}</math></p>	
<p>计算齿宽 <math>b \quad b = \phi_d \times d_{1t} = 111.58 \text{ mm}</math></p>	
<p>模数 <math>m_t \quad m_t = \frac{d_{1t}}{Z_1} = \frac{111.58}{20} \text{ mm} = 5.579 \text{ mm}</math></p>	
<p>齿高 <math>h = 2.25 m_t = 2.25 \times 5.579 \text{ mm} = 12.55 \text{ mm} \quad \frac{b}{h} = \frac{111.58}{12.55} = 8.89</math></p>	
<p>(3) 计算载荷系数</p>	
<p>根据 <math>v = 1.006 \text{ m/s}</math>，7级精度，由图 10-8 查得动载荷系数 <math>K_v = 1.09</math>，</p>	
<p>由表 10-4 查得 <math>K_{H\beta} = 1.335</math>，</p>	
<p>由图 10-13 查得，<math>K_{F\beta} = 1.330</math>，由表 10-3 查得 <math>K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1</math></p>	
<p>所以载荷系数 <math>K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.09 \times 1 \times 1.335 = 1.455</math></p>	
<p>按实际的载荷系数修正所得的分度圆直径</p>	
$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 111.58 \times \sqrt[3]{\frac{1.455}{1.3}} = 115.85 \text{ mm}$	
<p>则 <math>m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{115.85}{20} \text{ mm} = 5.793 \text{ mm}</math></p>	
<p>3. 按齿根弯曲强度设计，即 <math>m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_d Z_1^2 [\sigma_F]}}</math></p>	

计算及说明	结果
<p>(1) 确定计算参数</p> <p>1) 计算载荷系数 <math>K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.450</math></p> <p>2) 由表 10-5 查取对应的齿型系数和应力校正系数</p> $Y_{Fa1} = 2.8 \quad Y_{Sa1} = 1.55$ $Y_{Fa2} = 2.284 \quad Y_{Sa2} = 1.727$ <p>3) 确定许用弯曲应力</p> <p>由图 10-20 查得小齿轮的弯曲疲劳极限 <math>\sigma_{FE1} = 380 \text{ Mpa}</math> ; 大齿轮的弯曲疲劳极限 <math>\sigma_{FE2} = 330 \text{ Mpa}</math></p> <p>由图 10-28 取弯曲疲劳寿命系数 <math>K_{FN1} = 0.92</math> , <math>K_{FN2} = 0.96</math></p> <p>取弯曲疲劳安全系数 <math>S=1.4</math>,则许用弯曲应力可由下式计算为</p> $[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{380 \times 0.92}{1.4} \text{ Mpa} = 249.7 \text{ Mpa}$ $[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{330 \times 0.96}{1.4} \text{ Mpa} = 226.3 \text{ Mpa}$ <p>4) 计算大、小齿轮的 <math>\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}</math>, 并加以比较</p> <p>经计算 <math>\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.8 \times 1.55}{249.7} = 0.01738</math></p> $\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.284 \times 1.727}{226.3} = 0.01743$ ,大齿轮的数值大些 <p>(2) 计算</p> $m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_d Z_1^2 [\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.450 \times 3.527 \times 10^5}{1 \times 20^2} \times 0.01743} = 3.55 \text{ mm}$ <p>(3) 修正</p> <p>,由齿面接触疲劳强度计算的模数大于由齿根弯曲疲劳强度计算的模数,所以可取由弯曲强度算得的模数 3.55 并就近圆整为标准值 <math>m = 4.0 \text{ mm}</math></p>	<p><math>m = 4.0 \text{ mm}</math></p>



计算及说明	结果
算出小齿轮的齿数	
$Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{115.85}{4} = 28.96, \text{取} Z_1 = 29$	$Z_1 = 29$
大齿轮齿数 $Z_2 = Z_1 \times i_2 = 2.97 \times 29 = 86.13$ 取 $Z_2 = 86$	$Z_2 = 86$
中心距 $a = \frac{(Z_1 + Z_2) \times m}{2} = \frac{(29 + 86) \times 4}{2} \text{mm} = 230 \text{mm}$	$a = 230 \text{mm}$
小齿轮分度圆直径 $d_1 = Z_1 m = 29 \times 4 \text{mm} = 116 \text{mm}$	$d_1 = 116 \text{mm}$
大齿轮分度圆直径 $d_2 = Z_2 m = 86 \times 4 \text{mm} = 344 \text{mm}$	$d_2 = 344 \text{mm}$
计算齿轮宽度	
$b = \phi_d \times d_1 = 116 \text{mm}$	$B_1 = 125 \text{mm}$
圆整后取 $B_2$ 120 mm , $B_1 = 125 \text{mm}$	$B_2 = 120 \text{mm}$

计算及说明	结果
<p style="text-align: center;">第四部分 轴的设计</p> <p>低速轴 3 的设计</p> <p>1 原始数据 输入功率 <math>P_3 = 6.11KW</math> 转速 <math>n_3 = 58.06r/min</math></p> <p style="text-align: center;">轴 3 的转矩 <math>T_3 = 1005N \cdot m</math></p> <p>2 轴的材料及热处理选择 选择常用材料 45 钢, 调质处理.</p> <p>3 初估轴的最小直径</p> <p>按扭矩初估轴的直径, 查表 (机设) 15-3, 取 <math>A_0 = 112</math> 则:</p> $d_{1min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{6.11}{58.06}} = 52.9mm$ <p>输出轴的最小直径显然是安装联轴器的直径 <math>d_{I-II}</math>. 为了使得所选的轴直径 <math>d_{I-II}</math> 与联轴器的孔径相适应, 故需要同时选取联轴器型号</p> <p>联轴器的计算转矩 <math>T_{ca} = KA \cdot T_3</math> 查表 14-1. 考虑到转矩变化小, 取 <math>KA = 1.5</math></p> <p>则 <math>T_{ca} = KA \cdot T_3 = 1.5 \times 1005 = 1507.5N \cdot m</math></p> <p>按照计算转矩 <math>T_{ca}</math> 应该小于联轴器公称转矩的条件, 查[1]表 13-5, 选用 GTCL3 型鼓形齿式联轴器, 其公称转矩为 2240N.m. 半联轴器的孔径 <math>d_1 = 60mm</math>, 故取 <math>d_{I-II} = 60mm</math>.</p> <p>半联轴器长度 <math>L = 142mm</math>. 半联轴器与轴配合的毂孔长度 <math>L_1 = 108mm</math></p> <p>4 轴的结构设计</p> <p>(1) 拟定轴上零件装配方案 方案如下图所示</p> <p>(2) 根据轴的轴向定位要求确定各段直径和长度</p> <p>1) 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 <math>d_{II-III} = 65mm</math>; 左端用轴端挡圈定位. 按轴端直径挡圈 <math>D = 70mm</math>. 半联轴器与配合的毂孔长度 <math>L_1 = 108mm</math>. 为了保证轴端挡圈只压在半联轴器上而不压在轴端面上, 故 I - II 段的长度应比 <math>L_1</math> 略短些. 现取 <math>L_{II-III} = 105mm</math></p>	

2) 初选滚动轴承 考虑到主要承受径向压力, 选用深沟球轴承. 参照工作要求并根据  $d_{II-III} = 65mm$ , 初步选取 0 基本游隙组标准精度的深沟球轴承 6014, 其尺寸为

$$d \times D \times B = 75mm \times 110mm \times 20mm. \text{故 } d_{III-IV} = d_{VII-VIII} = 70mm$$

左端滚动轴承采用轴承进行轴向定位, 有表 11-1 查得 6014 轴承定位轴肩高度  $b = 3.5mm$ 。

因而取  $d_{IV-V} = 77mm$

3) 取安装齿轮处的轴段 VI-VII 的直径  $d_{VI-VII} = 75mm$ ; 齿轮的右端与右端轴承之间采用套筒定位. 已知齿轮轮毂宽度为  $120mm$ , 为了使套筒端面可靠地压紧齿轮, 此轴段应略短于轮毂宽度, 故取  $L_{VI-VII} = 115mm$ . 齿轮左端采用轴肩定位. 轴肩高度  $h > 0.07d$ . 取  $h = 6$ . 轴环宽度  $b \geq 1.4h$ ,

取  $L_{V-VI} = 12mm$

4) 轴承端盖的设计

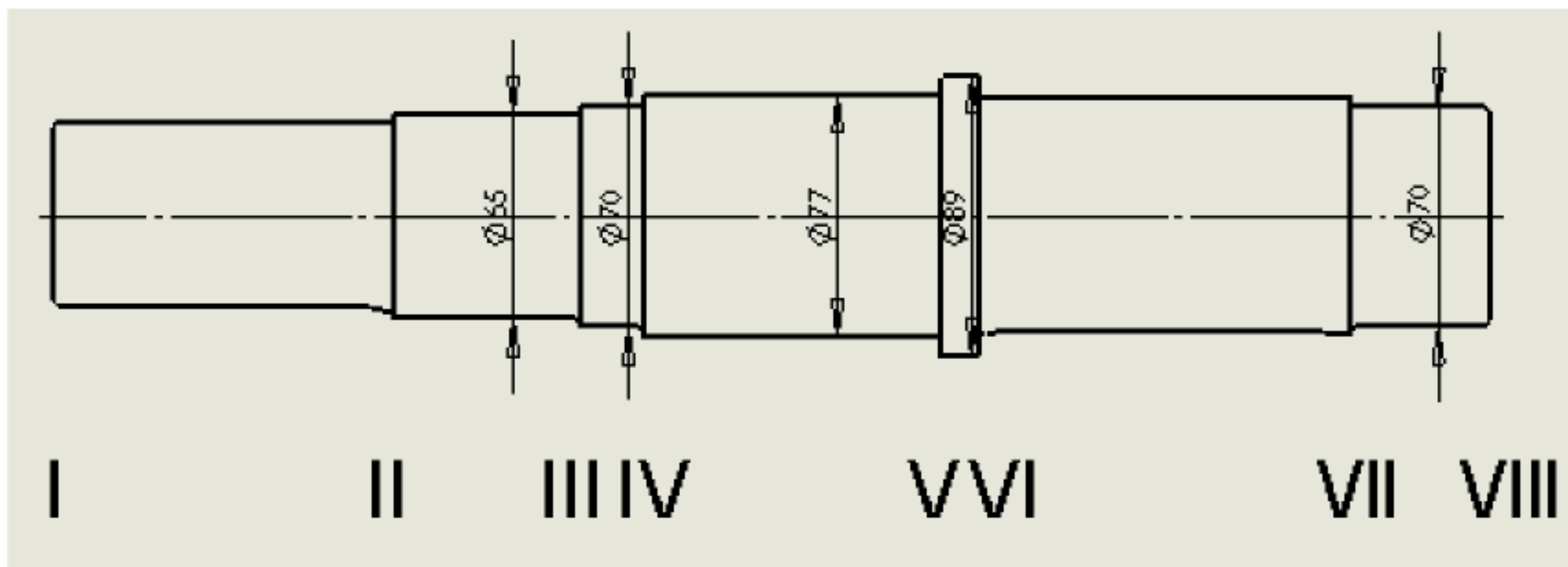
由[2]表 12-21, 选择凸缘式轴承端盖

轴承外径  $D = 150mm$  螺钉直径  $d_3 = 12mm$  数目为 6 个

$$d_0 = d_3 + 1 = 13mm \quad D_0 = D + 2.5d_3 = 180mm \quad D_4 = D - 10 = 140mm$$

$$D_2 = D_0 + 2.5d_3 = 180 + 2.5 \times 12 = 210mm \quad e = 1.2d_3 = 1.2 \times 12 = 14.4mm$$

根据轴承端盖装拆及便于对轴承添加润滑脂要求, 取端盖的外端面与联轴器间距离  $L = 30mm$



5) 齿轮与箱体内壁之距为  $a = 16mm$ , 大小齿间距  $c = 15mm$ , 轴承与箱体内壁有距离  $s = 8mm$ . 已知轴承宽度  $B = 20mm$ , 大斜齿轮轮毂长  $L = 70mm$

(3) 轴上零件周向定位

齿轮和半联轴器与轴周向定位用平键连接。按  $d_{VI-VII} = 75mm$ ，由[2]表 6-1 查得平键截面

$b \times h = 20mm \times 12mm$ ，槽长度  $110mm$ 。选择齿轮轮毂与轴之间配合  $\frac{H_7}{h_6}$ ；同样，半联轴器与

轴连接选用平键为  $18mm \times 11mm \times 90mm$ ，配合  $\frac{H_7}{r_6}$

(4) 确定轴上圆角和倒角尺寸

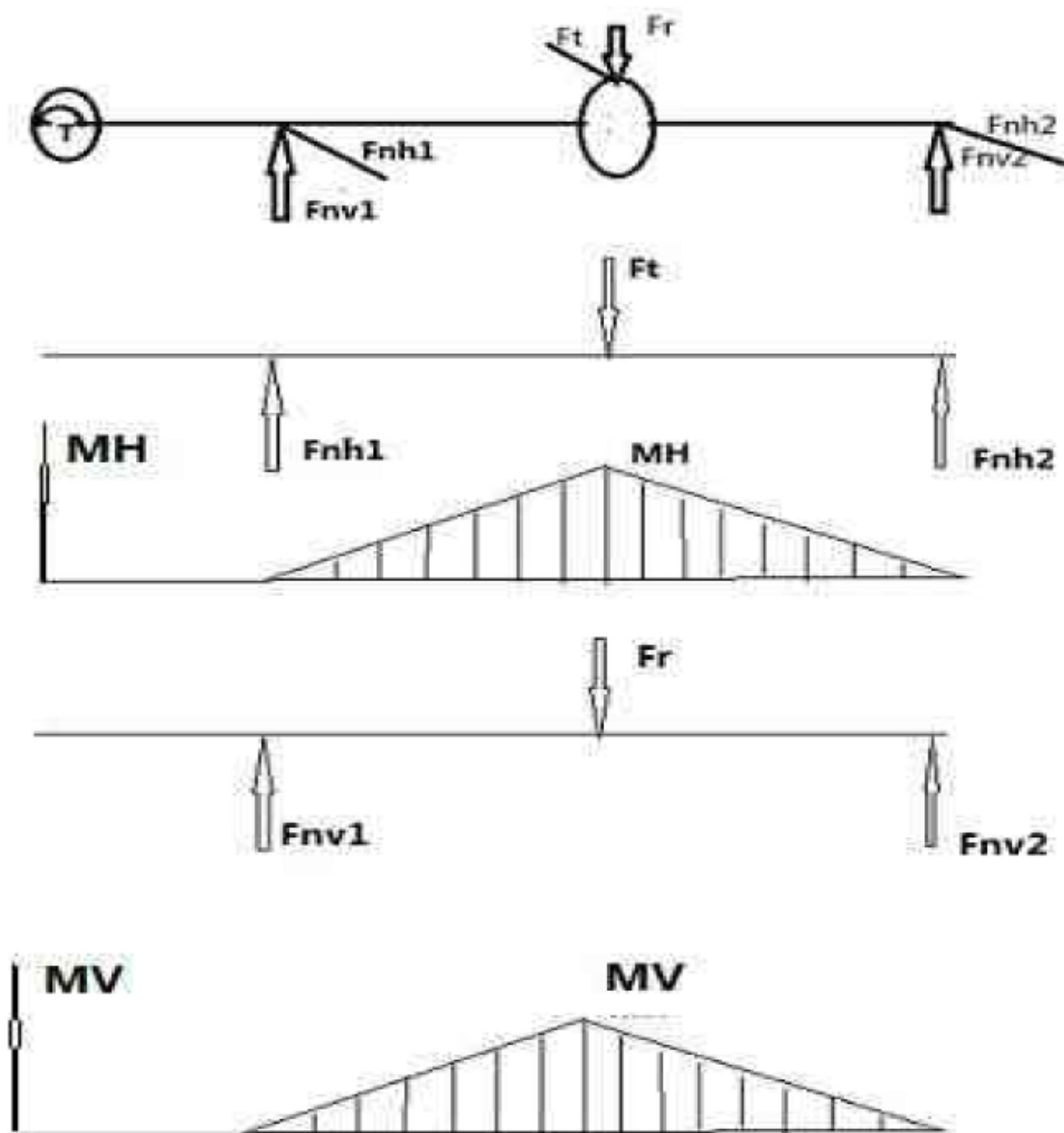
参考[1]表 15-2,取端面倒角为  $2 \times 45^\circ$ 。各个轴肩处圆角半径为  $2mm$

5. 轴的校核

(1) 画轴的受力简图

先根据轴的结构图做轴的计算简图。在确定轴承支点位置时候，对于深沟球轴承，由于对中性好，所以其支点在轴承正中位置  $a = 17.5mm$  因此，作为简支梁的轴的支撑跨距

$l_2 + l_3 = 298mm$ 。根据计算简图做出弯矩图和扭矩图。



### 5 计算相关力

$$\text{圆周力 } F_t = \frac{2T_3}{d_3} = \frac{2 \times 1005}{344 \times 10^{-3}} = 5843 \text{ N}$$

$$\text{径向力 } F_r = F_t \cdot \tan \alpha_n = 5843 \times \tan 20^\circ = 2126.7 \text{ N}$$

水平面载荷

$$F_{NH1} + F_{NH2} - F_t = 0$$

$$298F_{NH2} - 189F_t = 0$$

$$F_{NH2} = \frac{189}{298} \times 5843 = 3705.8 \text{ N}$$

$$F_{NH1} = F_t - F_{NH2} = 5843 - 3705.8 = 2137.2 \text{ N}$$

$$M_H = F_{NH1} \times 189 = 2137.2 \times 189 = 403930.8 \text{ N.mm}$$

垂直面内载荷

$$F_{NV1} + F_{NV2} - F_r = 0$$

$$298F_{NV2} - 189F_r = 0$$

$$F_{NV2} = \frac{189}{298} \times F_r = \frac{189}{298} \times 2126.7 = 1348.8 \text{ N}$$

$$F_{V1} = 2126.7 - 1348.8 = 777.9 \text{ N}$$

$$M_V = 198 \times 777.9 = 154024.2 \text{ N.mm}$$

从轴的结构图以及弯矩和扭矩图中可以看出截面 C 是危险截面。现将计算的截面处的

$M_H$   $M_V$  及  $M$  值列表

载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力 F	$F_{NH1} = 2137.2 \text{ N}$	$F_{NV1} = 777.9 \text{ N}$
弯矩 M	$F_{NH2} = 3705.8 \text{ N}$ $M_H = 403930.8 \text{ N.mm}$	$F_{NV2} = 1348.8 \text{ N}$ $M_V = 154024.2 \text{ N.mm}$
总弯矩	$M_{\text{总}} = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = 432300.3 \text{ N.mm}$	
扭矩	$T = 1005000 \text{ N.mm}$	

## 6 弯扭合应力校核轴强度

进行校核时,通常只校核轴上承受最大弯矩和扭矩截面。根据[2]式 15-5 及上表中数据,以及轴向旋转切应力脉动循环变应力,取  $\alpha = 0.6$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b(d-t)^2}{2d} = \frac{\pi \times 75^3}{32} - \frac{10 \times 7.5 \times (75-7.5)^2}{2 \times 75} = 36881.23 \text{mm}^3$$

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha \cdot T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{432300.3^2 + (0.6 \times 1005000)^2}}{36881.23} = 20.1 \text{Mpa} ,$$

前已经选定轴材料为 45 钢,调质处理,由[2]表 13-1 查得

$$[\sigma_1 = 60 \text{Mpa} \quad \text{所以,轴是安全的.}$$

## 第五部分 轴承

### 1、低速轴 3 的轴承

选择深沟球轴承 6014,其基本尺寸为  $d \times D \times B = 75 \text{mm} \times 110 \text{mm} \times 20 \text{mm}$

### 2、中间轴 2 轴承选取

1) 初估轴的最小直径

按扭矩初估轴的直径,查表(机设)15-3,取  $A_0 = 120$  则:

$$p_2 = 6.36 \text{KW} \quad n_2 = 172.5 \text{r/min}$$

$$d_{2\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{p_2}{n_2}} = 120 \times \sqrt[3]{\frac{6.36}{172.5}} = 39.9 \text{mm}$$

由于中间轴有两个键,应增大 15%,为  $d_{2\min} \geq (1+0.15) \times 39.9 = 45.88 \text{mm}$

中间轴还需承受一定的轴向力,故可取 0 基本游隙组标准精度的角接触球轴承 7010C 其尺寸为  $d \times D \times B = 50 \text{mm} \times 80 \text{mm} \times 16 \text{mm}$

### 3、高速轴 1 轴承选取

按扭矩初估轴的直径,查表(机设)15-3,取  $A_0 = 120$  则:

$$p_1 = 6.62 \text{KW} \quad n_1 = 720 \text{r/min}$$

$$d_{1\min} \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{p_1}{n_1}} = 120 \times \sqrt[3]{\frac{6.62}{720}} = 25.1 \text{mm}$$

适当增大 15%,即  $d_{1\min} \geq (1+0.15) \times 25.1 = 28.865 \text{mm}$

高速轴 1 的直径最小处在安装带轮处,故取带轮的孔径为 30mm.在带轮和轴承中间有一个过渡的部分,其直径可取为 35mm,故高速轴 1 的轴承内径取为 40mm.还需承受一定的轴向力,故可取 0 基本游隙组标准精度的角接触球轴承 7008C,其基本尺寸为

$$d \times D \times B = 40\text{mm} \times 68\text{mm} \times 15\text{mm}$$

## 第六部分 键的选取

### 一. 高速轴键的选择

大带轮键  $b \times h = 8 \times 7$   $L = 63$  键 GB/T1096 8×63

小斜齿轮键  $b \times h = 14 \times 9$   $L = 70$  键 GB/T1096 14×70

### 二. 中间轴键的选择

大斜齿轮键  $b \times h = 16 \times 10$   $L = 65$  键 GB/T1096 16×65

小直齿轮键  $b \times h = 16 \times 10$   $L = 110$  键 GB/T1096 16×110

### 三. 低速轴键的选择

大直齿轮键  $b \times h = 20 \times 12$   $L = 110$  键 GB/T1096 20×110

## 第七部分 减速器的润滑和密封

### 1. 齿轮的润滑

根据《机械设计》P233, 对于闭式齿轮传动, 当齿轮的圆周速度 $<12$  m/s, 用浸油润滑的润滑方式。所以根据计算采用油润滑。

高速齿轮浸入油里约 0.7 个齿高, 但不小于 10mm, 低速级大齿轮浸入油高度约为 1 个齿高 (不小于 10mm), 不超过其 1/3 齿轮的分度圆。

为避免传动零件转动时将沉积在油池底部的污物搅起, 造成齿面的磨损, 应使低速级大齿轮距油池地面的距离不小于 30-50mm。

### 2. 滚动轴承的润滑

因润滑油中的传动零件 (齿轮) 的圆周速度  $V < 2\text{m/s}$  所以采用脂润滑, 则每个滚动轴承旁边都需要放置挡油环。

## 第八部分 主要尺寸及数据

箱体尺寸:

箱体壁厚  $\delta = 9mm$

箱盖壁厚  $\delta_1 = 8mm$

箱座凸缘厚度  $b = 13.5mm$

箱盖凸缘厚度  $b_1 = 12mm$

箱座底凸缘厚度  $b_2 = 22.5mm$

地脚螺栓  $d_f = 24mm$

地脚螺栓数目  $n=4$

轴承旁联接螺栓  $d_1 = 16mm$

轴承端盖螺钉  $d_3 = 10mm$

定位销  $d = 8mm$

$d_f$   $d_1$   $d_2$  至外箱壁的距离  $C_1 = 36mm, 26mm, 20mm$

$d_f$   $d_2$  至凸缘边缘的距离  $C_2 = 30mm, 18mm$

外箱壁至轴承座端面距离  $L_1 = 54mm$

大齿轮顶圆与内箱壁距离  $\Delta_1 = 12mm$

齿轮端面与内箱壁距离  $\Delta_2 = 10mm$

箱盖, 箱座肋厚  $m_1 = 7mm$   $m = 8mm$

## 第九部分 参考文献

- [1] 《机械设计》第八版 濮良贵 主编. 北京. 高等教育出版社
- [2] 《机械设计课程设计》北京工业大学出版社



