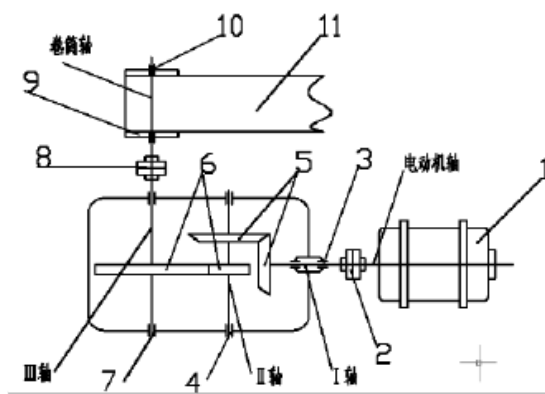


## 设计计算及说明

结果

### 一、设计任务书

#### 1.1 传动方案示意图



图一、传动方案简图

#### 1.2 原始数据

传送带拉力 $F(N)$	传送带速度 $V(m/s)$	滚筒直径 $D(mm)$
2500	1.6	280

#### 1.3 工作条件

三班制，使用年限为 10 年，连续单向于运转，载荷平稳，小批量生产，运输链速度允许误差为链速度的  $\pm 5\%$ 。

#### 1.4 工作量

- 1、传动系统方案的分析；
- 2、电动机的选择与传动装置运动和动力参数的计算；
- 3、传动零件的设计计算；
- 4、轴的设计计算；
- 5、轴承及其组合部件选择和轴承寿命校核；
- 6、键联接和联轴器的选择及校核；
- 7、减速器箱体，润滑及附件的设计；
- 8、装配图和零件图的设计；
- 9、设计小结；
- 10、参考文献；

### 二、传动系统方案的分析

传动方案见图一，其拟定的依据是结构紧凑且宽度尺寸较小，传动效率高，适用在恶劣环境下长期工作，虽然所用的锥齿轮比较贵，但此方案是最合理的。其减速器的传动比为 8-15，用于输入轴于输出轴相交而传动比较大的传动。

### 三、电动机的选择与传动装置运动和动力参数的计算

结果



设计计算及说明						结果
表 2 电动机方案比较表 (指导书 表 19-1)						
方案	电动机型号	额定功率 (kw)	电动机转速 (r/min)		电动机质量 (kg)	传动装置总传动比
			同步	满载		
1	Y132M2-6	5.5	1000	960	73	8.79
2	Y132S-4	5.5	1500	1440	43	13.19
<p>由表中数据可知, 方案 1 的总传动比小, 传动装置结构尺寸小, 因此可采用方案 1, 选定电动机型号为 Y132M2-6</p> <p>3.2 传动装置总传动比的计算和各级传动比的分配</p> <p>1 、传动装置总传动比</p> $i = n_m / n_w = 960 / 109.2 = 8.79$ <p>2 、分配各级传动比</p> <p>高速级为圆锥齿轮其传动比应小些约 <math>i_1 \approx 0.25i</math>, 低速级为圆柱齿轮传动其传动比可大些。所以可取</p> $i_1 = 2.2 \quad i_2 = 4$ <p>3.3 计算传动装置的运动和动力参数</p> <p>1 、各轴的转速 (各轴的标号均已在图中标出)</p> $n_I = n_m / i_0 = 960 \text{ r/min}$ $n_{II} = n_I / i_1 = 960 / 202 = 436.36 \text{ r/min}$ $n_{III} = n_{II} / i_2 = 436.36 / 4 = 109.2 \text{ r/min}$ $n_{IV} = n_{III} = 109.2 \text{ r/min}$ <p>2 、各轴输入功率</p> $P_I = P_{ed} \eta_4 = 4.95 \text{ kw}$ $P_{II} = P_I \cdot \eta_1 \eta_2 = 4.655 \text{ kw}$ $P_{III} = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 4.47 \text{ kw}$ $P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_1 \cdot \eta_4 = 4.38 \text{ kw}$ <p>3 、各轴转矩 <math>T_I = 9550 \times \frac{P}{n_I} = 49.24 \text{ N} \cdot \text{m}</math></p>						<p>选 Y132M2-6 型电动机</p> <p><math>i_1 = 2.2</math> <math>i_2 = 4</math></p> <p><math>n_I = 960</math> <math>n_{II} = 436.36</math> <math>n_{IV} = n_{III} = 109.2 \text{ r/min}</math></p> <p><math>P_I = 4.95 \text{ kw}</math> <math>P_{II} = 4.65 \text{ kw}</math> <math>P_{III} = 4.47 \text{ kw}</math> <math>P_{IV} = 4.38 \text{ kw}</math></p>

设计计算及说明	结果																																				
$T_{II} = 9550 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 101.88 \text{ N} \cdot \text{m}$ $T_{III} = 9550 \times \frac{P_{III}}{n_{III}} = 390.92 \text{ N} \cdot \text{m}$ $T_{IV} = 9550 \times \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 383.04 \text{ N} \cdot \text{m}$ <p>将计算结果汇总列表如下</p> <p style="text-align: center;">表 3 轴的运动及动力参数</p> <table border="1" data-bbox="280 723 1206 1120"> <thead> <tr> <th>项目</th> <th>电动机轴</th> <th>高速级轴 I</th> <th>中间轴 II</th> <th>低速级轴 III</th> <th>工作机轴 IV</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>转速 (r/min)</td> <td>960</td> <td>960</td> <td>436.36</td> <td>109.2</td> <td>109.2</td> </tr> <tr> <td>功率 (kw)</td> <td>5</td> <td>4.95</td> <td>4.655</td> <td>4.47</td> <td>4.382</td> </tr> <tr> <td>转矩 (N·m)</td> <td>49.76</td> <td>49.24</td> <td>101.88</td> <td>390.92</td> <td>383.04</td> </tr> <tr> <td>传动比</td> <td>1</td> <td>2.2</td> <td>4.0</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>效率 <math>\eta</math></td> <td>0.99</td> <td>0.94</td> <td>0.96</td> <td>0.98</td> <td></td> </tr> </tbody> </table>	项目	电动机轴	高速级轴 I	中间轴 II	低速级轴 III	工作机轴 IV	转速 (r/min)	960	960	436.36	109.2	109.2	功率 (kw)	5	4.95	4.655	4.47	4.382	转矩 (N·m)	49.76	49.24	101.88	390.92	383.04	传动比	1	2.2	4.0	1		效率 $\eta$	0.99	0.94	0.96	0.98		
项目	电动机轴	高速级轴 I	中间轴 II	低速级轴 III	工作机轴 IV																																
转速 (r/min)	960	960	436.36	109.2	109.2																																
功率 (kw)	5	4.95	4.655	4.47	4.382																																
转矩 (N·m)	49.76	49.24	101.88	390.92	383.04																																
传动比	1	2.2	4.0	1																																	
效率 $\eta$	0.99	0.94	0.96	0.98																																	
<p><b>四、传动零件的设计计算</b></p> <p>4.1 斜齿圆柱齿轮传动的设计（主要参照教材《机械设计（第八版）》）</p> <p>已知输入功率为 <math>P_{II} = 4.655 \text{ kW}</math>、小齿轮转速为 <math>n_{II} = 436.36 \text{ r/min}</math>、齿数比为 4。工作寿命 10 年（设每年工作 300 天），三班制，带式输送，工作平稳，转向不变。</p> <p>1、选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数</p> <p>(1) 运输机为一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度。（GB10095-88）</p> <p>(2) 材料选择 由《机械设计（第八版）》表 10-1 小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45 钢（调质），硬度为 240HBS，二者材料硬度相差 40HBS。</p> <p>(3) 选小齿轮齿数 <math>z_1 = 22</math>，则大齿轮齿数 <math>z_2 = 4z_1 = 88</math> 初选螺旋角 <math>\beta = 14^\circ</math>。</p> <p>2、按齿面接触疲劳强度计算按下式设计计算</p>	<p>小齿轮： 40Cr（调质） 280 HBS</p> <p>大齿轮： 45 钢（调质） 240 HBS 7 级精度</p>																																				

设计计算及说明	结果
<p style="text-align: center;"><math display="block">d_v \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \times \frac{u \pm 1}{u} \times \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}</math></p> <p>(1) 确定公式内的各计算数值</p> <p>1) 试选载荷系数 <math>k_{t1}=1.6</math></p> <p>2) 查教材图表 (图 10-30) 选取区域系数 <math>Z_H=2.435</math></p> <p>3) 查教材表 10-6 选取弹性影响系数 <math>Z_E=189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}</math></p> <p>4) 查教材图表 (图 10-26) 得 <math>\varepsilon_{a1}=0.765 \quad \varepsilon_{a2}=0.88 \quad \varepsilon_a = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2}=1.645</math></p> <p>5) 由教材公式 10-13 计算应力值环数</p> $N_1 = 60n_1 j L_n = 60 \times 436.36 \times 1 \times (3 \times 8 \times 300 \times 10) = 1.885 \times 10^9 \text{ h}$ $N_2 = 0.471 \times 10^9 \text{ h}$ <p>6) 查教材 10-19 图得: <math>K_{HN1}=0.9 \quad K_{HN2}=0.95</math></p> <p>7) 查取齿轮的接触疲劳强度极限 <math>\sigma_{Hlim1} = 650 \text{ MPa} \quad \sigma_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}</math></p> <p>8) 由教材表 10-7 查得齿宽系数 <math>\phi_d=1</math></p> <p>9) 小齿轮传递的转矩 <math>T_1=95.5 \times 10^5 \times P_2/n_2=9550 \times 4655/436.36=101.88 \text{ N} \cdot \text{m}</math></p> <p>10) 齿轮的接触疲劳强度极限: 取失效概率为 1%, 安全系数 <math>S=1</math>, 应用公式 (10-12) 得:</p> $[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = 0.9 \times 650 = 585 \text{ MPa}$ $[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = 0.95 \times 550 = 522.5 \text{ MPa}$ <p>许用接触应力为</p> $[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) / 2 = 553.75 \text{ MPa}$ <p>(2) 设计计算</p> <p>1) 按式计算小齿轮分度圆直径 <math>d_v</math></p> $d_v \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \times \frac{u \pm 1}{u} \times \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$ $= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 10.188 \times 10^4}{1 \times 1.645} \times \frac{5}{4} \times \left(\frac{2.435 \times 189.8}{553.75}\right)^2} = 55.67 \text{ mm}$ <p>2) 计算圆周速度 <math>V = \frac{\pi d_v n_1}{60 \times 1000} = 1.27 \text{ m/s}</math></p>	<p><math>k_{t1}=1.6</math></p> <p><math>Z_H=2.435</math></p> <p><math>Z_E=189.8</math></p> <p><math>\varepsilon_a=1.645</math></p> <p><math>K_{HN1}=0.9</math></p> <p><math>K_{HN2}=0.95</math></p> <p><math>\sigma_{Hlim1}=650 \text{ MPa}</math></p> <p><math>\sigma_{Hlim2}=550 \text{ MPa}</math></p> <p><math>\phi_d=1</math></p> <p><math>T=101.88 \text{ N} \cdot \text{m}</math></p> <p><math>[\sigma_H]=553.75 \text{ MPa}</math></p> <p><math>V=1.27 \text{ m/s}</math></p>

3) 计算齿宽 b 及模数 $m_n$ 设计计算及说明	结果
b = $\phi_d d_{1r} = 1.5567 \times 55.67 = 55.67 \text{ mm}$ $m_n = \frac{d_{1r} \cos \beta}{Z_1} = \frac{55.67 \times \cos 14^\circ}{22} = 2.455 \text{ mm}$	$m_n = 2.455$
4) 计算齿宽与高之比 $b/h$  齿高 $h = 2.25m_n = 2.25 \times 2.455 = 5.24 \text{ mm}$  $b/h = 55.67 / 5.24 = 10.62$	$b/h = 10.62$
5) 计算纵向重合度 $\epsilon_\beta$ $\epsilon_\beta = 0.318 \phi_d Z_1 \tan \beta = 0.318 \times 1 \times 22 \tan 14^\circ = 1.744$	$\epsilon_\beta = 1.744$
6) 计算载荷系数 K 系数 $K_A = 1$ , 根据 $v = 1.27 \text{ m/s}$ , 7 级精度查图表 (图 10-8) 得动载系数 $K_v = 1.08$ 查教材图表 (表 10-3) 得齿间载荷分布系数 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.4$ 由教材图表 (表 10-4) 查得 $K_{H\beta_1} = 1.420$ 查教材图表 (图 10-13) 得 $K_{F\beta_1} = 1.32$ 所以载荷系数 $K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 2.147$	$K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$ $= 1.4$ $K_{H\beta_1} = 1.420$ $K_{F\beta_1} = 1.32$
7) 按实际载荷系数校正所算得的分度圆直径 $d_1$  $d = d_1 \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 55.67 \times \sqrt[3]{\frac{2.147}{1.6}} = 61.4 \text{ mm}$	$d_1 = 61.4 \text{ mm}$
8) 计算模数 $m_n$  $m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{Z_1} = \frac{61.4 \times \cos 14^\circ}{22} = 2.7 \text{ mm}$	$m_n = 2.7 \text{ mm}$
3 、按齿根弯曲疲劳强度设计  由弯曲强度的设计公式 $m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\phi_d Z_1^2 \epsilon_a} \left( \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$ 设计 (1) 确定公式内各计算数值 1) 计算载荷系数 $K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.99$ 2) 根据纵向重合度 $\epsilon_\beta = 1.744$ 查教材图表 (图 10-28) 查得螺旋影响系数 $Y_\beta = 0.88$ 3) 计算当量齿数  $Z_{v1} = 24.08$	$Z_{v1} = 24.08$

$Z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 88 / \cos^3 14^\circ = 96.33$ 设计计算及说明	结果
$Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 88 / \cos^3 14^\circ = 96.33$	$Z_{v2} = 96.33$
4) 查取齿形系数 查教材图表 (表 10-5) $Y_{Fa1} = 2.6476$ , $Y_{Fa2} = 2.18734$	$Y_{Fa1} = 2.6474$
5) 查取应力校正系数 查教材图表 (表 10-5) $Y_{Sa1} = 1.5808$ , $Y_{Sa2} = 1.78633$	$Y_{Fa2} = 2.187$
6) 查教材图表 (图 10-20c) 查得小齿轮弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 520\text{MPa}$ , 大齿轮弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE2} = 400\text{MPa}$ 。	$Y_{Sa1} = 1.5808$  $Y_{Sa2} = 1.7863$
7) 查教材图表 (图 10-18) 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.85$ $K_{FN2} = 0.88$	$K_{FN1} = 0.85$
8) 计算弯曲疲劳许用应力。	$K_{FN2} = 0.88$
取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$ , 由式 $[\sigma_F] = \frac{K_{FN} \sigma_{FE}}{S}$ 得	$\sigma_{FE1} = 315.7$
$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.85 \times 520}{1.4} = 315.71$	$\sigma_{FE2} = 251.4$
$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 400}{1.4} = 251.43$	
9) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ , 并加以比较	
$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.6476 \times 1.5808}{315.71} = 0.01326$	
$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.18734 \times 1.78633}{251.43} = 0.01554$ 大齿轮的数值大. 选用.	
(2) 设计计算	
1) 计算模数	
$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.99 \times 10.188 \times 10^4 \times 0.88 \times \cos^2 14^\circ \times 0.01554}{1 \times 22^2 \times 1.645}} \text{mm} = 1.87 \text{mm}$	
对比计算结果, 由齿面接触疲劳强度计算的齿面模数 $m_n$ 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的齿面模数, 由于齿轮模数的大小主要取决于弯曲强度所承载的能力。而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力, 仅取决于齿轮直径。按 GB/T1357-1987 圆整为标准模数, 取 $m_n = 2\text{mm}$ 但为了同时满足接触疲劳强度, 需要按接触疲劳强度算得分度圆直径 $d_1 = 61.4 \text{mm}$ 来计算应有的齿数.	$m_n = 2\text{mm}$  $z_1 = 30$

2) 计算齿数  $z_1 = \frac{61.4 \times \cos 14^\circ}{m_n} = 29.78$  取  $z_1 = 30$  那么  $z_2 = 4 \times 30 = 120$

$z_2 = 120$

设计计算及说明

结果

4、几何尺寸计算

(1) 计算中心距

$a = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(30 + 120)2}{2 \times \cos 14^\circ} = 155 \text{ mm}$

$a = 155 \text{ mm}$

(2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$\beta = \arccos \frac{(Z_1 + Z_2)m_n}{2a} = \arccos \frac{(30 + 120) \times 2}{2 \times 155} = 14^\circ 35' 33''$

$\beta = 14^\circ 35' 33''$

因  $\beta$  值改变不多, 故参数  $\epsilon_\alpha, k_\beta, Z_h$  等不必修正.

(3) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{30 \times 2}{\cos 14.5925^\circ} = 62 \text{ mm}$

$d_1 = 62 \text{ mm}$

$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{120 \times 2}{\cos 14.5925^\circ} = 248 \text{ mm}$

$d_2 = 248 \text{ mm}$

(4) 计算齿轮宽度

$B = \Phi d_1 = 1 \times 62 \text{ mm} = 62 \text{ mm}$

$B_1 = 67$

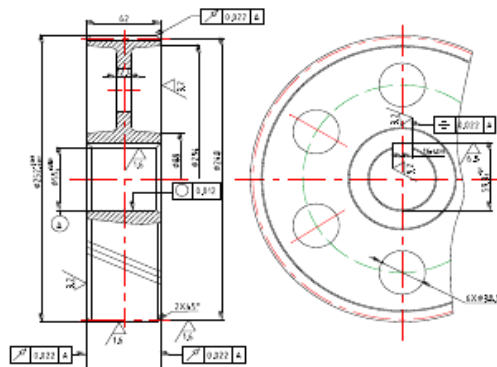
$B_2 = 62$

$B_2 = 62$

(5) 结构设计

小齿轮 (齿轮 1) 齿顶圆直径为 66mm 采用实心结构

大齿轮 (齿轮 2) 齿顶圆直径为 252mm 采用腹板式结构其零件图如下



- 技术要求  
1. 表面粗糙度: 2.30-2.50 RH8.5;  
2. 未注圆角半径 R5;  
3. 未注倒角为 C1.5;  
4. 消除毛刺.

其余 12.5

材料	HT150	2
硬度	215	
齿顶圆直径	$d_a$	66
分度圆直径	$d$	62
齿根圆直径	$d_f$	58.4
齿厚	$s$	3.14
齿距	$p$	6.28
齿宽	$b$	62
齿数	$z$	30
模数	$m$	2
压力角	$\alpha$	20°
螺旋角	$\beta$	14.5925°
传动比	$i$	4
中心距	$a$	155
齿顶圆压力角	$\alpha_a$	20.905°
齿根圆压力角	$\alpha_f$	19.095°
齿顶圆当量齿数	$z_a$	33.9
齿根圆当量齿数	$z_f$	26.1
齿顶圆重合度	$\epsilon_a$	0.283
齿根圆重合度	$\epsilon_f$	0.245
重合度	$\epsilon$	0.528
重合度系数	$\epsilon_\alpha$	0.215
重合度系数	$\epsilon_\beta$	0.313
重合度系数	$\epsilon_H$	0.217
重合度系数	$\epsilon_H$	0.217

大同齿形点阵	序号	HT150/HT150/150	数量	1
	规格	HT150	材料	HT150
设计	审核	山西理工大学		
日期		机械制图 07.1.13		
制图	2009.12.30			

结果





$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1}\sigma_{Hlim1}}{S} = 0.89 \times 650 = 578.5 \text{ MPa}$ <p style="text-align: center;">设计及设计说明</p>	<p style="text-align: center;">578.5 MPa</p> <p style="text-align: center;">结果</p>
$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2}\sigma_{Hlim2}}{S} = 0.9 \times 550 = 495 \text{ MPa}$ <p>(2) 设计计算</p> <p>1) 试算小齿轮的分度圆直径，带入 <math>[\sigma_H]</math> 中的较小值得</p> $d_v \geq 2.92 \sqrt[3]{\left(\frac{189.8}{495}\right)^2 \frac{1.8 \times 4920}{0.35 \times (1 - 0.5 \times 0.35)^2 \times 2.2}} = 85.22 \text{ mm}$ <p>2) 计算圆周速度 V</p> $V = \frac{\pi d_v n_1}{60 \times 1000} = 4.28 \text{ m/s}$ <p>3) 计算载荷系数</p> <p>系数 <math>K_A = 1</math>, 根据 <math>V = 4.28 \text{ m/s}</math>, 7级精度查图表(图 10-8)得动载系数 <math>K_V = 1.15</math> 查图表(表 10-3)得齿间载荷分布系数 <math>K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1</math> 根据大齿轮两端支撑, 小齿轮悬臂布置查表 10-9 得 <math>K_{H\beta\beta b} = 1.25</math> 的 <math>K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.5 \times 1.25 = 1.875</math></p> <p>得载荷系数 <math>K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 2.156</math></p> <p>4) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径, 得</p> $d = d_v \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 85.22 \times \sqrt[3]{\frac{2.156}{1.8}} = 90.5 \text{ mm}$ <p>5) 计算模数 M</p> $m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{90.50}{25} = 3.62 \text{ mm}$ <p>3、按齿根弯曲疲劳强度设计</p> <p>设计公式:</p> $m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$ <p>(1) 确定公式内各计算数值</p> <p>1) 计算载荷系数 <math>K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.15 \times 1.875 = 2.159</math></p> <p>2) 计算当量齿数</p>	<p><math>[\sigma_H]_2 = 495 \text{ MPa}</math></p> <p><math>d_v = 85.22 \text{ mm}</math></p> <p><math>V = 4.28 \text{ m/s}</math></p> <p><math>K = 2.156</math></p> <p><math>M = 3.62 \text{ mm}</math></p> <p><math>K = 2.159</math></p>



度圆直径  $d_1=90.50\text{ mm}$  来计算应有的齿数.

### 设计及设计说明

### 结果

计算齿数  $z_1 = \frac{d_1}{m} \approx 33$  取  $z_1=33$  那么  $z_2=2.2 \times 33=73$

$z_1=33$

$z_2=73$

#### 4、计算几何尺寸

(1)  $d_1 = z_1 m = 2.75 \times 33 = 90.75$

$d_1=90.75$

(2)  $d_2 = z_2 m = 2.75 \times 73 = 200.75$

$d_2=200.75$

(3)  $\delta_1 = \text{arccot} \frac{d_1}{d_2} = 24.325^\circ = 24^\circ 19' 30''$

$\delta_1 = 24^\circ 19' 30''$

(4)  $\delta_2 = 90 - \delta_1 = 65^\circ 40' 30''$

$\delta_2 = 65^\circ 40' 30''$

(5)  $R = d_1 \sqrt{\frac{\mu^2 + 1}{2}} = d_1 \sqrt{\frac{2.2^2 + 1}{2}} = 109.65\text{ mm}$

$R=109.65\text{ mm}$

(6)  $b = R \phi_r = 38.37$  圆整取  $B_2=36\text{ mm}$   $B_1=41\text{ mm}$

$B_1=41\text{ mm}$

$B_2=36\text{ mm}$

#### (7) 机构设计

小锥齿轮（齿轮 1）大端齿顶圆直径为 95.76mm 采用实心结构其零件图如下  
大锥齿轮（齿轮 2）大端齿顶圆直径为 203mm 采用腹板式结构

标准	GB 11375-1993	
材料	1Cr18Ni9Ti	2.75
齿数	z	33
分度圆直径	d	90.75
齿顶圆直径	d <sub>a</sub>	95.76
齿根圆直径	d <sub>f</sub>	82.25
锥角	δ	24.325°
锥距	R	109.65
喉圆半径	r	100.95
模数	m	2.75
齿宽	b	36
齿顶圆厚度	s <sub>a</sub>	0.25
齿根圆厚度	s <sub>f</sub>	0.25
齿宽系数	ψ <sub>d</sub>	0.25
齿宽系数	ψ <sub>b</sub>	0.25
齿宽系数	ψ <sub>r</sub>	0.25
齿宽系数	ψ <sub>δ</sub>	0.25
齿宽系数	ψ <sub>δ</sub>	0.25

技术要求  
1. 调质处理，220-250HBS。  
2. 齿面渗氮0.5

小锥齿轮	材料	1Cr18Ni9Ti	数量	1
	数量	1000	比例	1/2
名称	小锥	机械工业出版社		湖南工业大学
日期	20091221			机械工业出版社

设计计算及说明

结果

五、轴的设计计算

5.1 输入轴 (I 轴) 的设计

1、求输入轴上的功率  $P_1$ 、转速  $n_1$  和转矩  $T_1$

$$P_1 = 4.95 \text{ kw} \quad n_1 = 960 \text{ r/min} \quad T_1 = 49.24 \text{ N.M}$$

2、求作用在齿轮上的力

已知高速级小圆锥齿轮的平均分度圆直径为

$$d_{m1} = d_1(1 - 0.5\phi_R) = 74.87 \text{ mm}$$

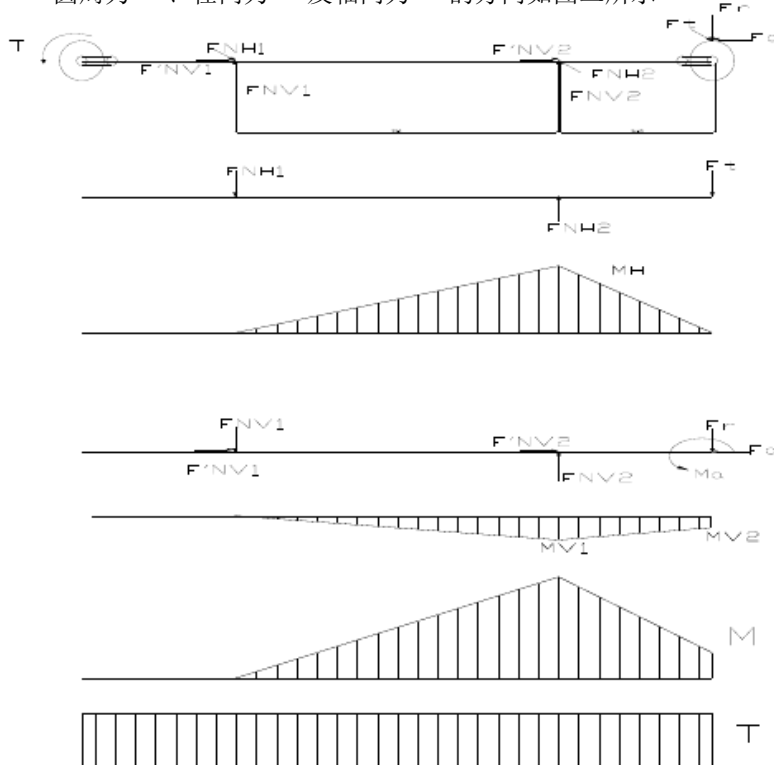
$$\text{则 } F_t = 2T/d_{m1} = 2 \times 49240 / 74.87 = 1315.35 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan 20^\circ \cos \delta_1 = 436.25 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan 20^\circ \sin \delta_1 = 197.19 \text{ N}$$

$F_t = 1315.35 \text{ N}$   
 $F_r = 436.25 \text{ N}$   
 $F_a = 197.19 \text{ N}$

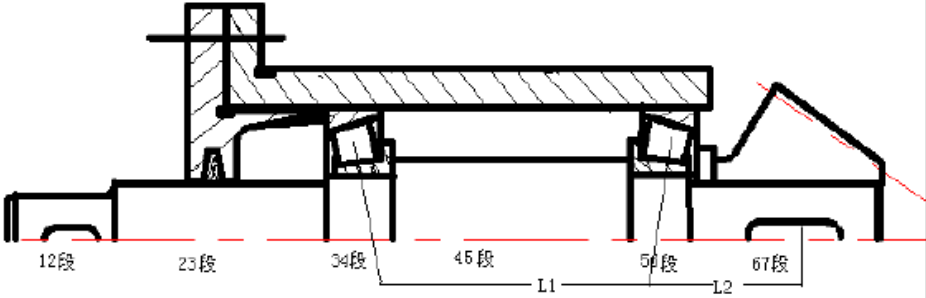
圆周力  $F_t$ 、径向力  $F_r$  及轴向力  $F_a$  的方向如图二所示



图四、输入轴载荷图

3、初步确定轴的最小直径

先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢 (调质), 根据《机械设计

<p>(第八版)》表 15-3, 取 <math>A_0 = 112</math>, 得</p> <p style="text-align: center;">设计计算及说明</p>	<p style="text-align: center;">结果</p>
<p style="text-align: center;"> <math display="block">d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 112 \sqrt[3]{\frac{4.95}{960}} = 19.35 \text{ mm}</math> </p> <p>输入轴的最小直径为安装联轴器的直径 <math>d_{12}</math>, 为了使所选的轴直径 <math>d_{12}</math> 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 <math>T_{ca} = K_A T_2</math>, 查《机械设计 (第八版)》表 14-1, 由于转矩变化很小, 故取 <math>K_A = 1.3</math>, 则</p> <p style="text-align: center;"> <math display="block">T_{ca} = K_A T_2 = 1.3 \times 49.24 = 64.012 \text{ N} \cdot \text{m}</math> </p> <p>查《机械设计课程设计》表 14-4, 选 Lx3 型弹性柱销联轴器其工称转矩为 1250N.m, 而电动机轴的直径为 38mm 所以联轴器的孔径不能太小。取 <math>d_{12} = 30\text{mm}</math>, 半联轴器长度 <math>L = 82\text{mm}</math>, 半联轴器与轴配合的毂孔长度为 60mm。</p> <p>4 、轴的结构设计</p> <p>(1) 拟定轴上零件的装配方案 (见图五)</p>  <p style="text-align: center;">图五、输入轴轴上零件的装配</p> <p>(2) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度</p> <p>1) 为了满足半联轴器的轴向定位, 12 段轴右端需制出一轴肩, 故取 23 段的直径</p> <p style="text-align: right;"><math>d_{23} = 37\text{mm}</math></p> <p><math>d_{23} = 37\text{mm}</math>。左端用轴端挡圈定位, 12 段长度应适当小于 <math>L</math> 所以取 <math>L_{12} = 58\text{mm}</math></p> <p style="text-align: right;"><math>L_{12} = 58\text{mm}</math></p> <p>2) 初步选择滚动轴承。因轴承同时受有径向力和轴向力, 故选用单列圆锥滚子轴承, 参照工作要求并根据 <math>d_{23} = 37\text{mm}</math>, 由《机械设计课程设计》表 13-1 中初步选取 0 基本游隙组, 标准精度级的单列圆锥滚子轴承 30308, 其尺寸为</p> <p style="text-align: right;"><math>d_{34} = 40\text{mm}</math></p>	<p style="text-align: center;"><math>d_{12} = 30\text{mm}</math></p>

$d \times D \times T = 40\text{mm} \times 90\text{mm} \times 25.25\text{mm}$ 所以 $d_{34} = 40\text{mm}$ 而 $L_{34} = 25.25\text{mm}$		$L_{34} = 25.25\text{mm}$
设计计算及说明		结果
<p>这对轴承均采用轴肩进行轴向定位，由《机械设计课程设计》表 13-1 查得 30308 型轴承的定位轴肩高度 <math>d_a = 49\text{mm}</math>，因此取 <math>d_{45} = 49\text{mm}</math></p> <p>3) 取安装齿轮处的轴段 67 的直径 <math>d_{67} = 35\text{mm}</math>；为使套筒可靠地压紧轴承，56 段应略短于轴承宽度，故取 <math>L_{56} = 24\text{mm}</math>，<math>d_{56} = 40\text{mm}</math></p> <p>4) 轴承端盖的总宽度为 20mm。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑油的要求，求得端盖外端面与半联轴器右端面间的距离 <math>l = 30\text{mm}</math>，取 <math>L_{23} = 50\text{mm}</math>。</p> <p>5) 锥齿轮轮毂宽度为 50mm，为使套筒端面可靠地压紧齿轮取 <math>L_{67} = 61\text{mm}</math> 由于 <math>L_b \approx 2L_a</math>，故取 <math>L_{45} = 98\text{mm}</math></p> <p>(3) 轴上的周向定位</p> <p>圆锥齿轮的周向定位采用平键连接，按 <math>d_{67} = 35\text{mm}</math> 由《机械设计（第八版）》表 6-1 查得平键截面 <math>b \times h = 10\text{mm} \times 8\text{mm}</math>，键槽用键槽铣刀加工，长为 45mm，同时为保证齿轮与轴配合有良好的对中性，故选择齿轮轮毂与轴的配合为 <math>\frac{H7}{n6}</math>；同样，半联轴器处平键截面为 <math>b \times h \times l = 10\text{mm} \times 8\text{mm} \times 50\text{mm}</math> 与轴的配合为 <math>\frac{H7}{k6}</math>；滚动轴承与轴的周向定位是由过渡配合来保证的，此处选轴的尺寸公差为 k5。</p> <p>(4) 确定轴上圆角和倒角尺寸</p> <p>取轴端倒角为 <math>2 \times 45^\circ</math>，轴肩处的倒角可按 R1.6-R2 适当选取。</p> <p>5、求轴上的载荷（30308 型的 <math>a=19.5\text{mm}</math>。所以俩轴承间支点距离为 109.5mm 右轴承与齿轮间的距离为 54.25mm。）（见图四）</p>		$d_{45} = 49\text{mm}$ $d_{67} = 35\text{mm}$ $L_{56} = 24\text{mm}$ ， $d_{56} = 40\text{mm}$ $L_{23} = 50\text{mm}$ $L_{67} = 61\text{mm}$ $L_{45} = 98\text{mm}$
载荷	水平面 H	垂直面 V
支反力 F	$F_{NH1} = 651.65\text{N}$	$F_{NV1} = 216.13\text{N}$
	$F_{NH2} = 1967\text{N}$	$F_{NV2} = 652.38\text{N}$
弯矩 M	$M_H = 71357.7\text{N}\cdot\text{mm}$	$M_{V1} = 71435.6\text{N}\cdot\text{mm}$ $M_{V2} = 7789.2\text{N}\cdot\text{mm}$

总弯矩	$M = \sqrt{71357.7^2 + 71435.6^2} = 100970.1 \text{ N} \cdot \text{mm}$	结果
扭矩 T	$T_I = 49.24 \text{ N} \cdot \text{M}$	
设计计算及说明		
<p>6 、按弯扭合成应力校核轴的强度</p> <p>根据图四可知右端轴承支点截面为危险截面，由上表中的数据及轴的单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取 <math>\alpha = 0.6</math>，轴的计算应力为</p> $\sigma_{ca} = \sqrt{\frac{M^2 + (\alpha T_I)^2}{W}} = \frac{\sqrt{100970.1^2 + (49240 \times 0.6)^2}}{0.1 \times 40^3} = 16.44 \text{ Mpa}$ <p>前已选定轴的材料为 45 钢（调质），由《机械设计（第八版）》表 15-1 查得 <math>[\sigma_{-1}] = 60 \text{ Mpa}</math>, <math>\sigma_{ca} &lt; [\sigma_{-1}]</math>，故安全。</p> <p>5.2 输出轴（III轴）的设计</p> <p>1 、求输出轴上的功率 <math>P_{III}</math>、转速 <math>n_{III}</math> 和转矩 <math>T_{III}</math></p> $P_{III} = 4.47 \text{ kw} \quad n_{III} = 109.2 \text{ r/min} \quad T_{III} = 390.92 \text{ N} \cdot \text{M}$ <p>2 、求作用在齿轮上的力</p> <p>已知大斜齿轮的分度圆直径为</p> $d = mz = 248 \text{ mm}$ <p>而 <math>F_t = 2T/d = 2 \times 390920 / 248 = 315258 \text{ N}</math></p> $F_r = F_t \cdot \tan 2\theta / \cos \beta = 1185.69 \text{ N}$ $F_a = F_t \cdot \tan \beta = 820.74 \text{ N}$ <p>圆周力 <math>F_t</math>、径向力 <math>F_r</math> 及轴向力 <math>F_a</math> 的方向如图六所示</p> <p>3 、初步确定轴的最小直径</p> <p>先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢（调质），根据《机械设计（第八版）》表 15-3，取 <math>A_0 = 112</math>，得</p> $d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_{III}}{n_{III}}} = 112 \sqrt[3]{\frac{4.47}{109.2}} = 38.6 \text{ mm}$		



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/125120021024011113>