

机械设计课程设计说明书

设计题目：带一单级圆柱齿轮减速器

班 级：机械系 090826 班

设计者：周 彪

学 号：07 号

指导教师：魏玉兰 陈建清

二〇一一年 十二月 八 日

目 录

一、传动方案拟定	2
二、电动机的选择	2
三、计算总传动比及分配各级的传动比	4
四、运动参数及动力参数计算	4
五、传动零件的设计及校核计算	5
六、轴的设计及校核计算	15
七、滚动轴承的选择及校核计算	24
八、键联接的选择及校核计算	26
九、联轴器、减速器附件的选择及箱体主要结构尺寸	27
十、润滑与密封	29
十一、感想	30

参考文献

另附 CAD 设计图

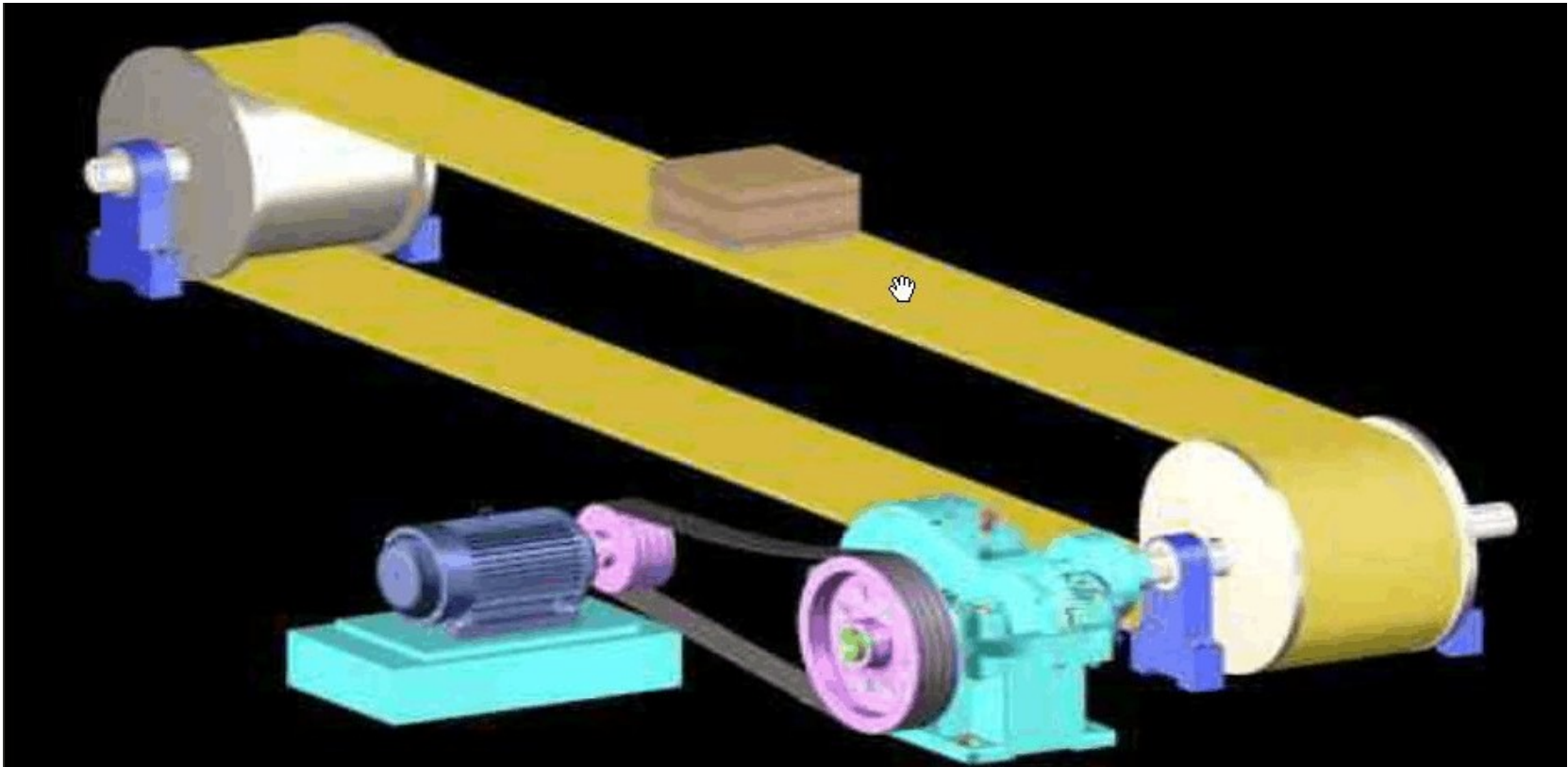


计算过程及计算说明

结果：

一、传动方案拟定

第三组：设计单级圆柱齿轮减速器和一级带传动



- (1) 工作条件：使用年限 8 年，工作为二班工作制，载荷较平稳，工作环境有粉尘，最高温度 35 摄氏度。
- (2) 原始数据：滚筒圆周力 $F=3300\text{N}$ ；带速 $V=1.2\text{m/s}$ ；
 滚筒直径 $D=350\text{mm}$ 。

$F=3300\text{N}$

$V=1.2\text{m/s}$

$D=350\text{mm}$

二、电动机选择

1、电动机类型的选择： Y 系列三相异步电动机

2、电动机功率选择：

(1) 传动装置的总功率：（查机械设计课程设计手册表 7-1 可得）

$$\begin{aligned} \eta_{总} &= \eta_{V带} \eta_{减速器} \eta_{有压紧平带} \eta_{弹性联轴器} \\ &= 0.96 \times 0.98 \times 0.97 \times 0.993 \\ &= 0.9062 \end{aligned}$$

$\eta_{总}=0.9062$

电机所需的工作功率：

$P_w = \frac{FV}{1000}$ $= \frac{3300 \times 1.2}{1000 \times 0.9062}$ $= 4.37KW$	$P_w = 4.37KW$
3、确定电动机转速： 计算滚筒工作转速： $n_{筒} = \frac{60 \times 1000V}{D}$ $= \frac{60 \times 1000 \times 1.2}{\pi \times 350}$ $= 65.481r/min$ 查表 1-8 推荐的传动比合理范围，取圆柱齿轮传动一级减速器传动比范围 $I'_2 = 4 \sim 6$，取V带传动比 $I'_1 \leq 7$，取 $I'_1 = 5$ 则总传动比理时范围为 $I'_a = 20 \sim 30$。故电动机转速的可选范围为 $n'_d = I'_a$ $n_{筒} = (20 \sim 30) \times 65.481r/min = 1309.62 \sim 1964.43r/min$ 如指导书 P167 页查表 12-1，符合这一范围的同步转速有 1500r/min。	$n_{滚筒} = 65.481r/min$
4、确定电动机型号 根据以上选用的电动机类型，所需的额定功率及同步转速，选定电动机型号为Y132S-4。 其主要性能：额定功率：5.5KW，满载转速 1440r/min，额定转矩 2.2。质量 68kg。 三、计算总传动比及分配各级的传动比 1、总传动比：$i = \frac{n_{总}}{n_{电动机}} = \frac{1440}{65.481} = 21.99$ 由于运输带速度允许	电动机型号 Y132S-4

误差：±5% ， 故取*i*_总 =22

2、分配各级传动比

(1) 查机械设计课程设计手册表 7-1，取齿轮 *i*_{齿轮} =5.5（单级减速器
i =4~6 合理)

(2) ∵ *i*_总 =*i*_带 *i*_{齿轮}

∴ *i*_带 =*i*_总 /*i*_{齿轮} =22/5.5=4

四、运动参数及动力参数计算

1、计算各轴转速（r/min）

*n*_I =*n*_{电机} =1440r/min

*n*_{II} =*n*_I /*i*_带 =1440/4=360 (r/min)

*n*_{III} =*n*_{II} /*i*_{减速机} =360/5.5=65.5 (r/min)

2、 计算各轴的功率（KW ）

*P*_I =*P*_{工作} =5.5KW

*P*_{II} =*P*_I *η*_带 =5.5 0.96=5.28KW

*P*_{III} =*P*_{II} *η*_{减速器} =5.28 0.98
=5.1744KW

3、 计算各轴扭矩（N mm ）

*T*_I = $\frac{9.55 \times 10^6 P}{n_I}$ = $\frac{9.55 \times 10^6 \times 5.5}{1440}$
=36476N mm

*T*_{II} = $\frac{9.55 \times 10^6 P_{II}}{n_{II}}$
= $\frac{9.55 \times 10^6 \times 5.28}{360}$

*i*_总 =22

*i*_{齿轮} =5.5

*i*_带 =4

*n*_I =1440r/min

*n*_{II} =360r/min

*n*_{III} =65.5r/min

*P*_I =5.5KW

*P*_{II} =5.28KW

*P*_{III} =5.1744KW

$$= 140067 \text{ N} \quad \text{mm}$$

$$T_{III} = 9.55 \cdot 10^6 P_{III} / n_{III} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot 5.1744 / 65.5$$

$$= 754435 \text{ N} \quad \text{mm}$$

$T = 36476 \text{ N}$ mm

$T_{II} = 140067 \text{ N mm}$

T_{III} = 754435N mm

五、传动零件的设计计算

1、 V 带轮传动的设计计算

(1) 选择普通V带截型

由课本P156 表 8-7得 : $k_A = 1.1$

$$P_C = K_A P_A = 1.1 \times 5.5 = 6.05 \text{ KW}$$

且小带轮转速为 1440r/min

查课本P157 图 8-11得：选用A 型 V 带

(2) 确定带轮基准直径, 并验算带速 查

课本图 8-11 得, 推荐的小带轮基准直径为

80~100mm

则取 $d_{d1} = 100\text{mm} > d_{\min} = 75\text{mm}$

$$d = n_1 / n_2 \quad d = 1440 / 360 \quad 100 = 400 \text{ mm}$$

查课本 P157 表 8-8, 取 $d = 400\text{mm}$

$$\text{实际从动轮转速 } n_2' = n_1 \frac{d_1}{d_2} = 1440 \times 100/400 = 360 \text{ r/min}$$

$$\text{转速误差为: } \frac{n_2 - n'_2}{n_2} = \frac{(360 - 360)}{360} = 0 \text{ (允许)}$$

$$d_{d1} = 75 \text{ mm}$$

$$d_2 = 400 \text{ mm}$$

取标准值

$$d_2 = 400 \text{ mm}$$

$$n_2' = 3 = 60 \text{ r/min}$$

带速 V : $V = \frac{d_1 n_1}{60 \times 1000}$ $= \pi \times 100 \times 1440 / 60 \times 1000$ $= 7.54 \text{ m/s}$ 在 5~25m/s 范围内, 带速合适。 (3) 确定V 带基准长度L_d 和中心距a_0 根据课本P152 式 (8-20) 得 $0.7(d_1 + d_2) \leq a_0 \leq 2(d_1 + d_2)$ $0.7(100+400) \leq a_0 \leq 2(100+400)$ 所以有 : $350 \text{ mm} \leq a_0 \leq 1000 \text{ mm}$ 取 $a_0 = 500 \text{ mm}$ 由课本 P158 式 (8-22) 得 : $L_0 = 2a_0 + 1.57(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0}$ $= 2 \times 500 + 1.57(100+400) + (400-100)^2 / 4 \times 500$ $= 1830 \text{ mm}$ 根据课本 P146 表 (8-2) 取 $L_d = 1800 \text{ mm}$ 根据课本 P158 式 (8-23) 得 : $a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 500 + 1800 - 1830 / 2$ $= 500 - 15 = 485 \text{ mm}$ (4) 验算小带轮包角 由课本公式 (8-25) $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1)}{a} \approx 57.3^\circ$	$V = 7.54 \text{ m/s}$ $210 \text{ mm} \leq a_0 \leq 600 \text{ mm}$ 取 $a_0 = 500 \text{ mm}$ $L_d = 1800 \text{ mm}$ $a = 485 \text{ mm}$
---	--

$$= 180^\circ - (400 - 100) / 485 = 57.3^\circ$$

$$= 180^\circ - 35.4^\circ$$

$$=144.6^{\circ} > 120^{\circ} \quad (\text{适用})$$

$$\alpha_1 = 144.6^\circ$$

(5) 确定带的根数

根据课本 P152 表 (8-4a) $P_1 = 1.32 \text{ KW}$

根据课本 P152 表 (8-4b) $\Delta P = 0.17 \text{KW}$

根据课本 P155 表 (8-5) $K_{\alpha}=0.91$

根据课本 P146 表 (8-2) $K = 1.01$

由课本P158 式 (8-26) 得

$$Z = \frac{P_c}{P'_c} = \frac{P_c}{(P_c + \Delta P_c)} K \propto K$$

$$=6.05 / [(1.32+0.17) \quad 0.91 \quad 1.01]$$

$$=4.42$$

故 取帶的根数为 5 根

$Z=5$ 根

由课本查表 8-1, A 型 V 带顶宽 13mm , 13 5=65, 带间留一定间隙,
故取带轮宽度 75mm 。

6 计算带的初拉力 F_0

由课本 P149 表 8-3 查得 $q=0.1\text{kg/m}$, 由式 (8-3) 单根 V 带的初拉力 F_0 :

$$F_0 = 500 P_c (2.5 - K \alpha) / (K \alpha ZV) + qV^2$$

$$= [500 \quad 6.05 \quad (2.5 - 0.91) / (0.91 - 5 \quad 7.54) + 0.1 \quad 7.54] \text{ N}$$

$=145.88\text{N}$ 则作用在轴承的压力F_Q，由课本P159 式 (8-28) $F_p = 2ZF_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \times 5 \times 145.88 \sin(144.6/2)$ $=1389.7\text{N}$	$F_0 = 145.88\text{N}$ $F_p = 1389.7\text{N}$
2、齿轮传动的设计计算及校核 (1) 选择齿轮材料及精度等级 考虑减速器传递功率不高，所以齿轮采用软齿面。查课本 191 表 10-1 小齿轮选用 40Cr 调质，齿面硬度为 240~260HBS 。大齿轮选用 45 钢，调质，齿面硬度 220HBS ；根据课本 P210 表 10-8选 7 级精度。 齿面粗糙度$R_a = 1.6 \sim 3.2 \mu\text{m}$	
(2) 确定有关参数如下：传动比$i_{\text{齿}} = 5.5$ 取小齿轮齿数$Z_1 = 20$。则大齿轮齿数： $Z_2 = i Z_1 = 5.5 \times 20 = 110$ 实际传动比$I_0 = 110/20 = 5.5$ 传动比误差：$i - i_0/I = 5.5 - 5.5/5.5 = 0\% < 2.5\%$可用 齿数比：$u = i_0 = 5.5$ 试选$k_t = 1.6$ 螺旋角β应 $10 \leq \beta \leq 20$，初选螺旋角$\beta = 14$ 由课本P205 表 10-7取$\phi_d = 1$ 转矩T1	$i_{\text{齿}} = 5.5$ $Z_1 = 20$ $Z_2 = 110$ $u = 5.5$

$T_1 = 9.55 \times 10^6 \quad P/n = 9.55 \times 10^6 \quad 5.5/1440 = 36476 \text{ N/mm}$	$T_1 = 36476 \text{ N/mm}$
3 按齿面接触疲劳强度设计 由 $d \geq [2k_t T_1 (u+1) Z_H^2 Z_E^2 / (\phi_d u \varepsilon_\alpha [\sigma_H]^2)]^{1/3}$ $= 76.43 [k_t T_1 (u+1) \phi_d u (\sigma_H)^2]^{1/3}$ 1) 查课本P217 图 10-30, 可知 $Z_H = 2.4333$ 表 10-6, 可知 $Z_E = 189.8 \text{ Mpa}^{1/2}$ 2) 查课本 P215 图 10-26, 可知 $\varepsilon_{\alpha 1} = 0.75, \varepsilon_{\alpha 2} = 0.9$ 则 $\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 1.65$ 3) 许用接触应力: $[\sigma_H] = ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) / 2$ $\sigma_H = \sigma_{Hlim} K_{HN} / S$ 由课本图 10-21d按齿面硬度查得小齿轮接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ Mpa} \quad \sigma_{Hlim2} = 550 \text{ Mpa}$ 由课本 10-13式 $N_1 = 60 n_1 j l h$ $N_1 = 60 \times 1440 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 8) = 3.318 \times 10^9$ $N_2 = N_1 / 4 = 0.829 \times 10^9$ 由课本图 10-19取 $K_{HN1} = 0.9, K_{HN2} = 0.95$ 取失效概率为 1% , 安全系数S=1 $[\sigma_H]_1 = \sigma_{HlimZ1} K_{HN1} / S = 600 \times 0.9 = 540 \text{ Mpa}$ $[\sigma_H]_2 = \sigma_{HlimZ2} K_{HN2} / S = 550 \times 0.95 = 522.5 \text{ Mpa}$ $[\sigma_H] = ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) / 2$ $= (540 \text{ Mpa} + 522.5 \text{ Mpa}) / 2 = 531.25 \text{ Mpa}$	$\sigma_{HlimZ1} = 600 \text{ Mpa}$ $\sigma_{HlimZ2} = 550 \text{ Mpa}$ $N_{L1} = 3.318 \times 10^9$ $N_{L2} = 0.829 \times 10^9$ $Z_{NT1} = 0.90$ $Z_{NT2} = 0.95$ $[\sigma_H]_1 = 540 \text{ Mpa}$ $[\sigma_H]_2 = 522.5 \text{ Mpa}$ $[\sigma_H] = 531.25 \text{ Mpa}$

4) 计算

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2k T_u}{d} \frac{1}{[H]_2} \frac{Z_2^2 Z_1^2}{E}}$$
$$=[2 \quad 1.6 \quad 36476 \quad (4+1) \quad 2.433^2 \quad 189.82 / (1 \quad 4 \quad 1.65 \quad 531.25)]^{1/3} = 40.58\text{mm}$$

$d_{1t} = 40.58\text{mm}$

5) 计算齿轮的圆周速度V

$$V = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 40.58 \times 1440}{60 \times 1000} = 3.06\text{m/s}$$

$V = 3.06\text{m/s}$

6) 计算齿轮宽度b 及模数 m_{nt}

$$b = \phi_d d_{1t} = 1 \times 40.58 = 40.58\text{mm}$$

$$m_{nt} = \frac{d_{1t} \cos \beta}{Z_1} = \frac{40.58 \cos 14^\circ}{20} = 1.97\text{mm}$$

$$h_{nt} = 2.25 m_{nt} = 2.25 \times 1.97 = 4.43\text{mm}$$

$$b/h = 40.58\text{mm} / 4.43\text{mm} = 9.16$$

$b = 40.58\text{mm}$

$h = 1.97\text{mm}$

7) 计算纵向重合度 ϵ_β

$$\epsilon_\beta = 0.318 \phi_d \frac{Z_1 \tan \beta}{1} = 0.318 \times 1 \times 20 \times \tan 14^\circ = 1.586$$

8) 计算载荷系数K

$K_A = 1$, 根据 $V = 3.06\text{m/s}$ 7 级精度, 查表 10-8 $K_V = 1.13$, 查表 10-4, $K_{H\beta}$ 与直齿轮相同, 取 $K_{H\beta} = 1.417$

据图 10-13 查得: $K_{F\beta} = 1.35$

据图 10-3 查得: $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.2$

$$\text{载荷系数: } K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.13 \times 1.2 \times 1.417 = 1.92$$

$K = 1.92$

9) 按实际载荷系数校正分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{k}{k_t}} = 40.58 \sqrt[3]{\frac{1.92}{1.6}} = 43.12 \text{mm}$$

10) 计算模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{Z_1} = 2.1 \text{mm}$$

$$m_n = 2.1 \text{mm}$$

(4) 按齿根弯曲强度设计

由课本式 (10-17)

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{Z_1^2} \frac{2kT_1 \cos^2 \beta}{d_1}}$$

1) 确定计算参数

由课本图 10-20c 查得消除论弯曲疲劳强度 $\sigma_{FE1} = 500 \text{MPa}$, 大齿轮弯曲强度极限 $\sigma_{FE2} = 380 \text{MPa}$

由课本图 10-18取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.85$, $K_{FN2} = 0.88$

计算弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$, 由课本式 10-12得 :

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = 0.85 \times 500 / 1.4 = 303.57$$

$$[\sigma_F]_1 = 303.57$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = 0.88 \times 380 / 1.4 = 238.86$$

$$[\sigma_F]_2 = 238.86$$

大齿轮数值大 2

) 计算载荷系数

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.13 \times 1.2 \times 1.35 = 1.83$$

$$K = 1.83$$

3) 纵向重合度 $\epsilon_\beta = 1.586$, 查课本图 10-28, $Y_\beta = 0.88$

4) 计算当量齿数

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \beta} = 20 / \cos 14 = 21.9$$

$Z_v = \frac{z}{\cos \beta} = \frac{110}{\cos 14} = 120.4$ 5) 设计计算 $m_n = \sqrt[n \geq 3]{\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[F]} \frac{2kT_1 \cos^2 \beta}{Z_1^2 d_1}} = \sqrt[3]{\frac{4.73}{1.68}} = 1.68 \text{ mm}$ 对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数，取 $m_n = 2.0$ 已经可以满足弯曲疲劳强度，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 $d_1 = 43.12 \text{ mm}$ 来计算应有的齿数，于是 $Z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m_n} = \frac{43.12 \cos 14}{2} = 20.9$ $\text{取 } Z_1 = 21, \text{ 则 } Z_2 = u Z_1 = 5.5 \times 21 = 115.5, \text{ 取 } 115$ (5) 几何尺寸计算 1) 计算中心距 $a = \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(21 + 115) \times 2}{2 \cos 14} = 181.4 \text{ mm} \quad \text{取 } 181 \text{ mm}$ 将中心距调整为 181mm 2) 按调整后的中心距修正螺旋角 $\beta = \arccos \left[\frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2a} \right] = \arccos \left[\frac{(21 + 115) \times 2}{2 \times 181} \right] = 13^\circ 29' 54''$ 因 β 值改变不多，故其他参数不必改变 3) 计算大、小齿轮的分度圆直径 $d_1 = \frac{Z_1 m_n}{\cos \beta} = \frac{21 \times 2}{\cos 13.5} = 43.2 \text{ mm}$ $d_2 = \frac{Z_2 m_n}{\cos \beta} = \frac{115 \times 2}{\cos 13.5} = 236.5 \text{ mm}$	$m_n = 1.68 \text{ mm}$ $Z_1 = 21$ $Z_2 = 115$ $a = 181 \text{ mm}$ $\beta = 13^\circ 29' 54''$ $d_1 = 43.2 \text{ mm}$ $d_2 = 236.5 \text{ mm}$
---	--

4) 计算齿轮宽度

$b = \frac{d}{d_1} = 1 \quad 43.2 = 43.2$ 调整后, 取 $B_2 = 45\text{mm}$, $B_1 = 50\text{mm}$ 5) 结构设计 小齿轮采用齿轮轴结构, 大齿轮直径大于 160mm , 小于 500mm , 故选用复式结构为宜, 详细如 CAD 大齿轮零件图。 (6) 校核齿根弯曲疲劳强度 根据课本P132 (6-48) 式 $\sigma_F = (2kT/bm^2Z_1) Y_{Fa1} Y_{Sa1} \leq [\sigma_H]$ 确定有关参数和系数 分度圆直径 : $d_1 = Z_1 m_n / \cos \beta = 21 \quad 2 / \cos 13.5 = 43.2\text{mm}$ $d_2 = Z_2 m_n / \cos \beta = 115 \quad 2 / \cos 13.5 = 236.5\text{mm}$ 齿宽 : $b = \phi_{d_1} d_1 = 0.9 \quad 50\text{mm} = 45\text{mm}$ 取 $b = 45\text{mm}$ $b_1 = 50\text{mm}$ (7) 齿形系数 Y_{Fa} 和应力修正系数 Y_{Sa} 前面数据已经求的 : $Y_{Fa1} = 2.70$ $Y_{Sa1} = 1.55$ $Y_{Fa2} = 2.16$ $Y_{Sa2} = 1.80$ (8) 许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 根据课本P136 (6-53) 式 :	$B_1 = 50\text{mm}$ $B_2 = 45\text{mm}$ $d_1 = 50\text{mm}$ $d_2 = 300\text{mm}$ $b = 45\text{mm}$ $b_1 = 50\text{mm}$ $Y_{Fa1} = 2.70$ $Y_{Sa1} = 1.55$ $Y_{Fa2} = 2.16$ $Y_{Sa2} = 1.80$
---	--

$[\sigma_F] = \sigma_{Flim} \frac{Y_{ST} Y_{NT}}{S_F}$ 由课本图 6-35C 查得： $\sigma_{Flim1} = 290\text{Mpa}$ $\sigma_{Flim2} = 210\text{Mpa}$ 由图 6-36查得：$Y_{NT1} = 0.88$ $Y_{NT2} = 0.9$ 试验齿轮的应力修正系数 $Y_{ST} = 2$ 按一般可靠度选取安全系数 $S_F = 1.25$ 计算两轮的许用弯曲应力 $[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flim1} \frac{Y_{ST} Y_{NT1}}{S_F} = 290 \times \frac{2 \times 0.88}{1.25} \text{Mpa}$ $= 408.32\text{Mpa}$ $[\sigma_{F2}] = \sigma_{Flim2} \frac{Y_{ST} Y_{NT2}}{S_F} = 210 \times \frac{2 \times 0.9}{1.25} \text{Mpa}$ $= 302.4\text{Mpa}$ 将求得的各参数代入式（6-49） $\sigma_{F1} = (2kT_1 / b m^2 Z_1) Y_{Fa1} Y_{Sa1}$ $= (2 \times 1 \times 50021.8 / 45 \times 2.5^2 \times 20) \times 2.80 \times 1.55\text{Mpa}$ $= 77.2\text{Mpa} < [\sigma_{F1}]$ $\sigma_{F2} = (2kT_2 / b m^2 Z_2) Y_{Fa1} Y_{Sa1}$ $= (2 \times 1 \times 50021.8 / 45 \times 2.5^2 \times 120) \times 2.14 \times 1.83\text{Mpa}$ $= 11.6\text{Mpa} < [\sigma_{F2}]$ 故轮齿齿根弯曲疲劳强度足够	$\sigma_{Flim1} = 290\text{Mpa}$ $\sigma_{Flim2} = 210\text{Mpa}$ $Y_{NT1} = 0.88$ $Y_{NT2} = 0.9$ $Y_{ST} = 2$ $S_F = 1.25$ $\sigma_{F1} = 77.2\text{Mpa}$ $\sigma_{F2} = 11.6\text{Mpa}$
六、轴的设计计算 输入轴的设计计算及校核 1、按扭矩初算轴径 1) 选用 45#调质，硬度 217~255HBS	

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/738077041127006101>