
目 录

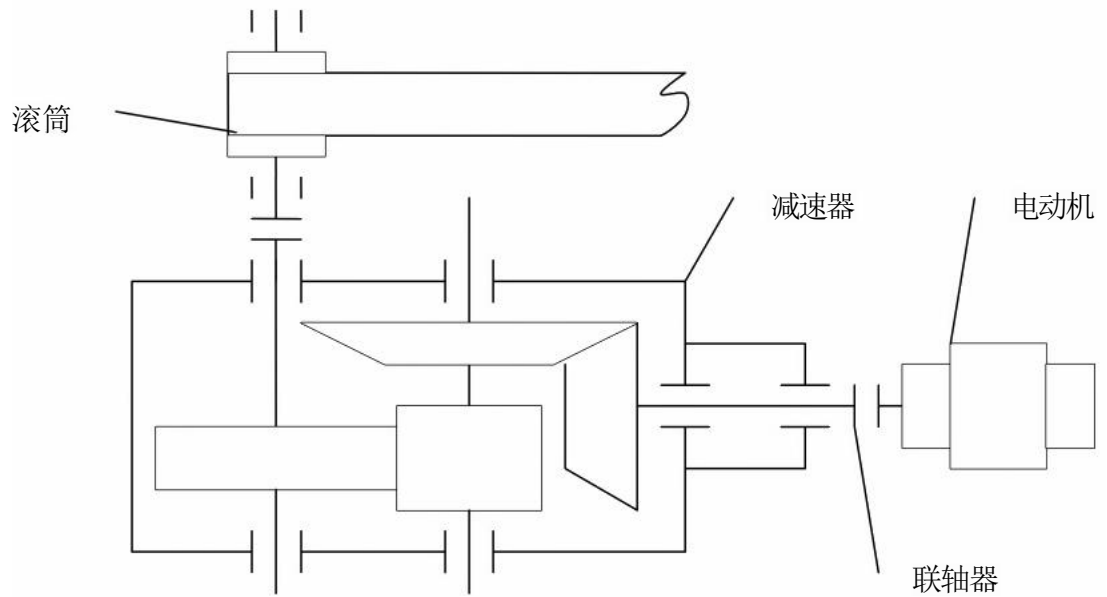
机械设计课程设计任务书	2
一、选择电动机的	4
二、计算传动装置总传动比和分配传动比	5
三、计算传动装置的运动和动力参数	5
四、齿轮传动零件的设计计算	6
五、轴的设计计算校核及低速轴的疲劳强度校核	13
六、滚动轴承的选择及计算	24
七、键联接的选择及校核计算	27
八、联轴器的选择	27
九、铸件减速器机体结构尺寸计算表	28
十、减速箱体附件的选择润滑与密封	29
十一、润滑与密封	30

参考资料目录

1. 《机械设计(第八版)》濮良贵, 纪名刚主编 高等教育出版社
2. 《机械设计课程设计》 高等教育出版社
3. 《机械原理》西工大版 高等教育出版社
4. 《互换性与测量技术基础》中国计量出版社
5. 《机械设计课程设计手册》吴宗泽 罗圣国版

机械设计课程设计任务书

1. 系统简图



2. 工作条件

连续单向运转，荷载较平稳，两班制15年(每年300天工作时间)，环境最高温度 35°C 。允许运输带速度误差为 $\pm 5\%$ ，小批量生产

3. 原始数据

传送带拉力 $F(\text{N})$	传送带速度 $V(\text{m/s})$	滚筒直径 $D(\text{mm})$
2500	1.3	400

4. 设计工作量

- (1) 设计说明书
- (2) 减速箱装配图
- (3) 减速器零件图

设计计算及说明

结果

一、选择电动机的

1. 电动机类型结构选择

按工作要求和条件，一般选用Y系列三相异步电机。为卧式封闭结构。

2. 电动机容量

(1) 卷筒轴功率 P_w

$$P_w = \frac{Fv}{1000} = \frac{2500 \times 1.3}{1000} = 3.25kW$$

$P_w=3.25kW$

(2) 电动机输出功率 P_d 。

$$P_d = \frac{P_w}{\eta}$$

$$\text{传动装置总效率 } \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5$$

式中， $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdots$ 为从电动机至卷筒轴之间的各传动机构和轴承的效率。由参数书1表2-3查得：弹性联轴器 $\eta_1=0.99$ ；滚子轴承 $\eta_2=0.98$ ；球轴承 $\eta_3=0.99$ ；圆柱，锥齿轮传动 $\eta_4=0.95$ ；圆柱齿轮 $\eta_5=0.97$

则 $\eta=0.99 \cdot 0.98 \cdot 0.99 \cdot 0.95 \cdot 0.97 \approx 0.85$

故
$$P_d = \frac{P_w}{\eta} = \frac{3.25}{0.85} = 3.82kW$$

$\eta \approx 0.85$

$P=3.82kW$

3. 电动机额定功率 P_d

因为载荷较平稳，电动机额定功率 P_a 略大于 P 由表16-1 选取电动机额定功率

$$P_d=4kW$$

4. 电动机的转速

滚筒轴工作转速为

$$n_w = \frac{60 \times 1000v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.3}{\pi \times 400} = 62.1r/min$$

$n=62.1r/min$

为了便于选择电动机转速，先推算电动机转速的可选范围。由任务书中推荐减速装置传动比范围 $i'=8 \sim 15$ ， 则

电动机转速可选范围为

$$n' = n_w \cdot i' = 62.1 \times (8 \sim 15) = 496 \sim 931.5 \text{ r/min}$$

可见有异步转速为750r/min的电动机均符合。选定电动机的型号为Y132S2--2。主要性能如下表：

电动机型号：
Y160M-8

电机型号	额定功率	同步转速	满载转速	起运转矩	最大转矩
Y160M1-8	4KW	750 r/min	720r/min	2.0	2.0

二、计算传动装置总传动比和分配传动比

$i = 11.59$

1)、总传动比 $i_{\Sigma} = \frac{n_m}{n_w} = \frac{720}{62.1} \approx 11.59$ (符合 $8 < i_2 < 15$)

2)、分配传动比

$i_1 = 2.5$

二级锥齿轮减速器中：

高速级锥齿轮传动比 ≤ 3 , 传动比取 $i_1 = 2.5$

$i_2 = 4.636$

低速级齿轮传动比 $i_2 = \frac{i_{\Sigma}}{i_1} = \frac{11.59}{2.5} = 4.636$ 满足传动比 < 5

三、计算传动装置的运动和动力参数

1. 各轴转速

电动机轴为0轴减速器传动装置各轴从高速轴至低速轴依次编号为：1轴、2轴、3轴。

$n = 720 \text{ r/min}$

各轴转速为

$$n_1 = n_0 = n = 720 \text{ r/min}$$

$n_2 = 28.8 \text{ r/min}$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{720}{2.5} = 28.8 \text{ r/min}$$

$n_2 = 62.1 \text{ r/min}$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{288}{4.636} = 62.1 \text{ r/min}$$

2. 各轴输入功率

按电动机额定功率 计算各轴输入功率

$$\begin{aligned} P &= P = 3.82 \text{ kW} \\ P &= P_0 \eta = 3.82 \times 0.99 = 3.78 \text{ kW} \\ P_2 &= P \eta_2 \eta_4 = 3.78 \times 0.98 \times 0.95 = 3.52 \text{ kW} \\ P_3 &= P_2 \eta_3 \eta_5 = 3.52 \times 0.98 \times 0.97 = 3.35 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= 3.82 \text{ kW} \\ P &= 3.78 \text{ kW} \\ P_2 &= 3.52 \text{ kW} \\ P_3 &= 3.35 \text{ kW} \end{aligned}$$

3. 各轴输入转矩T(N·m)

$$T_0 = 9550 \times \frac{P_0}{n_0} = 9550 \times \frac{3.82}{720} \text{ N} \cdot \text{m} = 50.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_1 = 9550 \times \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{3.78}{720} \text{ N} \cdot \text{m} = 50.14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_2 = 9550 \times \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{3.52}{288} \text{ N} \cdot \text{m} = 116.72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_3 = 9550 \times \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{3.35}{62.1} \text{ N} \cdot \text{m} = 515.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_0 = 50.67 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = 50.14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_2 = 116.72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_3 = 515.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

四、齿轮传动零件的设计计算

1、两对齿轮材料选择

根据工作条件与已知条件知减速器采用闭式软齿面

由表10-1选择

小齿轮 40Cr 调质处理 HB₁=280HBS

大齿轮 45钢 调质处理 HB₂=240HBS

二者材料硬度相差40HBS

先设计高速级

(1) 选择齿轮类型精度等级及齿数

1) 选择轴交角90° 直角直齿锥齿轮传动

2) 由于速度较低选8级精度

3) 选小锥齿轮数z₁=20, 大齿轮z₂=20×2.5=50压力角α=20°

(2) 齿面接触强度计算

由式(10-26)计算

$$d_{t1} \geq 2.92 \sqrt{\left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{KT_1}{\phi_R (1-0.5\phi_R)^2 u}}$$

1) 确定公式中个数值

a) 试选载荷系数 $K_v=1.7$

b) 由表10-6查得材料弹性影响系数 $Z_E = 189.8\text{Mpa}^{\frac{1}{2}}$

c) 小锥齿轮传动转矩 $T_1=50.14\text{N}\cdot\text{m}$

d) 锥齿轮齿宽系数 $\phi_p=0.32$

e) 由已知 $u=2.5$

f) 由图10-21d按齿面硬度查得小齿轮强度极限 $\sigma_{H\text{lim}}=600\text{Mpa}$; 大齿轮强度

极限 $\sigma_{H\text{lim}}=550\text{Mpa}$

计算应力循环次数

$$N_1=60n_1jL=60 \times 720 \times 1 \times (8 \times 2 \times 15 \times 300)=3.11 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i_1} = \frac{3.11 \times 10^9}{2.5} = 1.244 \times 10^9$$

由图10-19取接触疲劳寿命系数 $K_{H\text{N}1}=0.9$; $K_{H\text{N}2}=0.95$

取失效率1%, 疲劳强度安全系数取 $S=1$, 由式(10-12)得

$$[\sigma_H] = \frac{K_{H\text{N}1} \sigma_{\text{lim}1}}{S} = 0.9 \times 600 = 540\text{Mpa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{K_{H\text{N}2} \sigma_{\text{lim}2}}{S} = 0.95 \times 550 = 522.5\text{Mpa}$$

2) 计算

a) 试算小锥齿轮大端分度圆直径, 代入 $[\sigma]$ 较小值

$$d_{v1} \geq 2.923 \sqrt{\left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{KT_1}{\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 u}} = 2.923 \sqrt{\left(\frac{189.8}{522.5}\right)^2 \frac{1.7 \times 50140}{0.32 \times (1-0.5 \times 0.32)^2 \times 2.5}} = 79.16\text{mm}$$

b) 计算圆周速度

$$V = \frac{\pi d_{v1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 79.16 \times 720}{60 \times 1000} = 2.98\text{m/s}$$

c) 计算荷载系数

根据 $v=2.98\text{m/s}$, 8级精度, 由图10-8查得动载系数 $K_y=1.12$

直齿轮 $K_{Ha}=k_{Fa}=1$ 由表10-2查得使用系数 $K_A=1.0$

$$N_1=3.11 \times 10^9$$

$$N_2=1.244 \times 10^9$$

$$d_{v1}=79.16\text{mm}$$

$$V=2.98\text{m/s}$$

由表10-9中一个两端支撑一个悬臂查取得 $K_m=1.1$

由 $K_p=K_{pp}=1.5KH_b=1.5 \times 1.1=1.65$

$K=K_4K_yK_HaK_p=1 \times 1.12 \times 1 \times 1.65=1.848$

d) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，由式10-10a得

$$d_1 = d_{1r} \sqrt[3]{\frac{k}{K_t}} = 79.16 \times \sqrt[3]{\frac{1.848}{1.7}} = 81.39 \text{ m}$$

e) 计算模数 m

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{81.39}{20} = 4.1 \text{ mm}$$

(3) 按齿根弯曲强度设计

由(10-24)得

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

1) 确定公式中个数值

a) 计算荷载系数 $K=K_4K_yK_HaK_p=1 \times 1.12 \times 1 \times 1.65=1.848$

b) 由图10-20c查得小齿轮弯曲疲劳强度 $[\sigma_{FE1}]=500 \text{ MPa}$ 大齿轮疲劳强度

$$[\sigma_{FE2}]=380 \text{ MPa}$$

c) 由图10-18取弯曲疲劳极限 $KF_1=0.86$, $KF_2=0.90$

计算弯曲疲劳应力：取安全系数 $S=1.4$ ，由10-12得：

$$[\sigma_{F1}] = \frac{K_{FN1} \sigma_{FN1}}{S} = \frac{0.86 \times 500}{1.4} = 307.15 \text{ M}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{K_{FN2} \sigma_{FN2}}{S} = \frac{0.90 \times 380}{1.4} = 244.28 \text{ Mp}$$

d) 由图10-5查得 $Y_1=2.8$, $Y_{p2}=2.32$

由表10-5查得 $Y_{S1}=1.55$, $Y_{S2}=1.70$

e) 计算大小齿轮的 $\frac{Y_{F1} Y_{sa1}}{[\sigma_{F1}]}$ 并比较

$K=1.848$

$d_1=81.39 \text{ mm}$

$m=4.1 \text{ mm}$

$$\frac{Y_{F1}Y_{sa1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.8 \times 1.55}{307.15} = 0.01423$$

$$\frac{Y_{F2}Y_{sa2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.32 \times 1.70}{244.28} = 0.01615$$

且 故应将 $\frac{Y_{F2}Y_{sa2}}{[\sigma_{F2}]}$ 代入计算。

2) 计算法向模数

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\phi_R(1-0.5\phi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \frac{Y_{Fa}Y_{sa}}{[\sigma_F]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{4 \times 1.848 \times 50140}{0.32 \times (1-0.5 \times 0.32)^2 20^2 \sqrt{2.5^2+1}}} \times 0.01615 = 2.92mm$$

m=2.92mm

对比计算结果，齿面接触疲劳强度模数m大于齿根弯曲疲劳强度，由于齿轮模数m主要取决弯曲强度承载能力，而齿面接触疲劳强度决定承载能力，所以取弯曲强度的模数2.92圆整为标准m=3mm，则按接触强度的分度圆直径d₁=81.39mm来计算出小齿轮齿数

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{81.39}{3} \approx 27$$

z=27

$$Z_2 = z_1 i_1 = 27 \times 2.5 = 67.5 \text{ 所以 } z_2 = 68$$

Z₂=68

(3) 几何尺寸计算

a) 大端直径 $d_1 = z_1 m = 27 \times 3 = 81mm$

d₁=81mm

$$d_2 = z_2 m = 68 \times 3 = 204mm$$

d₂=204mm

b) 齿根圆直径

$$d_{1a} = d_1 + 2h_0 \quad m = 87mm$$

dm=68.04mm

$$d_{2a} = d_2 + 2h_0 \quad m = 210mm$$

dm₂=171.36mm

c) 平均分度圆直径

$$dm_1 = d_1 (1 - 0.5 \phi_p) = 68.04mm$$

$$dm_2 = d_2 (1 - 0.5 \phi_p) = 171.36mm$$

d) 齿宽 由 $R = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} \approx 110\text{mm}$

$$b_1=b_2=R \phi R=110 \times 0.32=32\text{mm}$$

e) 计算锥角

$$\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} = \frac{27}{68} = 21.66^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 21.66^\circ = 68.34^\circ$$

f) 传动比

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{68}{27} = 2.519$$

$$i_2 = \frac{i_{\Sigma}}{i_1} = \frac{11.59}{2.519} = 4.60$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{720}{2.519} = 285.8\text{r/min}$$

(3) 齿轮结构与后面轴设计结合

由轴设计可知小锥齿轮和轴设计一体，大齿轮 $160\text{mm} < d_2 < 500\text{mm}$ 采用腹板式，轴孔径 $D_4 = 40\text{mm}$ 腹板外直径由结构 $D_0 = 160\text{mm}$ ，腹板内直径 $D_3 \approx 1.7 D_4 = 70\text{mm}$ ，挖空位置 $D_1 \approx \frac{D_0 + D_3}{2} = 110\text{mm}$ ，挖孔直径 $D_2 \approx (25 \sim 0.35) (D_0 - D_3) = 10\text{mm}$ ，倒角长 $n = 0.5m = 1.5\text{mm}$ ，倒圆角 $r = 5\text{mm}$ ，腹板厚度 $c = (3 \sim 4)m = 12\text{mm}$ ，

设计低速级

(1) 选择齿轮类型精度等级及齿数

1) 选择直齿圆柱齿轮传动

2) 由于速度较低选8级精度

3) 选小锥齿轮数 $z_3 = 24$ ，大齿轮 $z_4 = z_3 \times i_2 = 24 \times 4.60 = 110.4$ 圆整 $z_4 = 110$ 压力角 $\alpha = 20^\circ$

(2) 齿面接触强度计算

$$R=110\text{mm}$$

$$b_1=32\text{mm}$$

$$b_2=32\text{mm}$$

$$\delta_1=21.66^\circ$$

$$\delta_2=68.34^\circ$$

$$i=2.519$$

$$i_2=4.60$$

$$n_2=285.8\text{r/min}$$

$$D_0=160\text{mm}$$

$$D_3=70\text{mm}$$

$$D_1=110\text{mm}$$

$$D_2=10\text{mm}$$

$$n=1.5\text{mm}$$

$$c=12\text{mm}$$

$$d_{3r} \geq 2.323 \sqrt{\frac{KT_2 u \pm 1}{\phi_d u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2}$$

1) 确定个计算数值

a) 诗选荷载系数K, =1.4

b) 计算小齿轮的转矩: $T_2=116720. N \cdot mm$

c) 由表10-7选取齿宽系数 $\phi a=1$

d) 传动比 $u=i_2=4.60$

e) 由表10-6查得材料弹性影响系数 $Z_E = 189.8Mpa^{\frac{1}{2}}$

f) 由图10-21d按齿面硬度查得小齿轮强度极限 $\sigma_{Him}=600Mpa$;大齿轮强度极限

$\sigma_{Him}=550Mpa$

计算应力循环次数

$$N_3=60n \quad jL=60 \times 285.8 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 1.235 \times 10^9$$

$$N_3=1.235 \times 10^9$$

$$N_4 = \frac{N_3}{i_{21}} = \frac{1.235 \times 10^9}{4.6} = 0.268 \times 10^9$$

$$N_4=0.268 \times 10^9$$

由图10-19取接触疲劳寿命系数 $K_3=0.93$; $K_4=0.98$

趋势效率1%, 疲劳强度安全系数取 $S=1$, 由式(10-12)得

$$[\sigma_{H3}] = \frac{K_{HN3} \sigma_{lim3}}{S} = 0.93 \times 600 = 558Mpa$$

$$[\sigma_{H4}] = \frac{K_{HN4} \sigma_{lim4}}{S} = 0.98 \times 550 = 539Mpa$$

(2) 计算

a) 试算小锥齿轮大端分度圆直径, 代入 $[\sigma_H]$ 较小值

$$d_{3r} \geq 2.323 \sqrt{\frac{KT_2 u \pm 1}{\phi_d u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} = 2.323 \sqrt{\frac{1.4 \times 116720}{1} \times \frac{4.60+1}{4.60} \times \left(\frac{189.8}{539}\right)^2} = 67.54mm$$

$$d_3=67.54mm$$

b) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{3r} n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 67.54 \times 288}{60 \times 1000} = 1.02m/s$$

$$V=1.02m/s$$

c) 计算齿宽b

$$b = \phi_a d_3 = 1 \times 67.54 = 67.54 \text{ mm}$$

d) 计算齿宽与齿高比

$$m_t = \frac{d_{3t}}{z_1} = \frac{67.54}{24} = 2.814 \text{ mm}$$

$$h = 2.25m_t = 2.25 \times 2.814 \text{ mm} = 6.332 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{67.54}{6.332} = 10.67$$

e) 计算载荷系数K

由表10—2已知载荷平稳，所以取 $K_A=1$

根据 $v=1.02 \text{ m/s}$ ，8级精度，由图10—8查得动载系数 $K_V=1.1$

直齿轮 $K_{H\alpha}=K_F \alpha=1$

由表10—4用插值法查得8级精度小齿轮相对支撑非对称布置时

$K_{nB}=1.431$ 插图10-13得 $K_{Fp}=1.37$

故载荷系数 $K=K_A K_V K_{H\alpha} K_{Hp} = 1 \times 1.1 \times 1 \times 1.43 = 1.573$

f) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，由式(10—10a)得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 67.54 \times \sqrt[3]{\frac{1.573}{1.4}} = 70.214$$

g) 计算模数m

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{70.214}{24} = 2.9256 \text{ mm}$$

(3) 按齿根弯曲疲劳强度设计

由式(10-5)得弯曲强度公式为

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_2}{\Phi_d Z_3^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}}$$

1) 确定公式内各计算数值

a) 计算荷载系数 $K=K_A K_V K_{Fa} K_{rp} = 1 \times 1.1 \times 1 \times 1.37 = 1.507$

b) 图10-20c查得小齿轮弯曲疲劳强度 $[\sigma_{Fe1}] = 500 \text{ MPa}$ 大齿轮疲劳强度 $[\sigma_{Fe2}] = 380$

MPa

$K=1.573$

$d_1=70.214 \text{ mm}$

$m=2.055 \text{ mm}$

$K=1.507$

c) 由图10-18取弯曲疲劳极限 $K_{FN1}=0.87$, $K_{FN2}=0.91$

计算弯曲疲劳应力: 取安全系数 $S=1.4$, 由10-12得:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{K_{FN1} \sigma_{FN1}}{S} = \frac{0.87 \times 500}{1.4} = 310.7 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{K_{FN2} \sigma_{FN2}}{S} = \frac{0.91 \times 380}{1.4} = 247 \text{ Mpa}$$

d) 由图10-5查得 $Y_{p1}=2.65$, $Y_{F2}=2.17$

由表10-5查得 $Y_{S1}=1.58$, $Y_{S2}=1.80$

e) 计算大小齿轮的 $\frac{Y_{F1} Y_{sa1}}{[\sigma_{F1}]}$ 并比较

$$\frac{Y_{F1} Y_{sa1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.65 \times 1.58}{310.7} = 0.01348$$

$$\frac{Y_{F2} Y_{sa2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.17 \times 1.80}{247} = 0.01581$$

且 $\frac{Y_{F1} Y_{sa1}}{[\sigma_{F1}]} < \frac{Y_{F2} Y_{sa2}}{[\sigma_{F2}]}$ 故应将 $\frac{Y_{F2} Y_{sa2}}{[\sigma_{F2}]}$ 代入计算。

2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_2}{\Phi_d Z_3^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.507 \times 116720}{1 \times 24^2} \times 0.0158} = 2.155 \text{ mm}$$

$m_n = 2.155 \text{ mm}$

对比计算结果, 齿面接触疲劳强度模数 m 大于齿根弯曲疲劳强度, 由于齿轮模数 m 主要取决弯曲强度承载能力, 而齿面接触疲劳强度决定承载能力, 所以取弯曲强度的模数2.15圆整为标准 $m=2.5 \text{ mm}$, 则按接触强度的分度圆直径 $d_3=70.214 \text{ mm}$ 来计算出小齿轮齿数

$$z_3 = \frac{d_3}{m} = \frac{70.214}{2.5} \approx 28$$

$Z_3=28$

$$z_4 = z_3 i_2 = 28 \times 4.60 = 128.8 \text{ 所以 } z_4 = 129$$

3) 几何尺寸计算

$Z_4=129$

<p>a) 计算齿轮的分度圆直径</p>	
$d_3 = z_1 m = 28 \times 2.5 = 70 \text{mm}$	$d_3 = 70 \text{mm}$
$d_4 = Z_4 m = 129 \times 2.5 = 322.5 \text{mm}$	$d_4 = 322.5 \text{mm}$
<p>b) 齿根圆直径</p>	
$d_{3a} = d_{3f} + 2h_o \quad m = 75 \text{mm}$	$d_{3a} = 75 \text{mm}$
$d_{4a} = d_4 + 2h \quad m = 327.5 \text{mm}$	$d_{4a} = 327.5 \text{mm}$
<p>c) 计算中心距</p>	
$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{70 + 322.5}{2} = 196.25 \text{mm}$	$a = 196.25 \text{mm}$
<p>d) 计算齿轮宽度</p>	
$b = \phi_4 d_1 = 1 \times 70 = 70 \text{mm}$	$B_1 = 75 \text{mm}$
<p>取 $B_2 = 70 \text{mm} \quad B_1 = 75 \text{mm}$</p>	$B_2 = 70 \text{mm}$
<p>(4) 齿轮结构设计与后面轴设计结合</p>	
<p>由轴设计可知小圆柱齿轮和轴设计一体，大圆柱齿轮 $160 \text{mm} < d_{4a} < 500 \text{mm}$ 采用腹</p>	$D_0 = 300 \text{mm}$
<p>板式，轴孔径 $D_4 = 50 \text{mm}$ 腹板外直径 $D_0 = d_4 - (10 \sim 14)m = 300 \text{mm}$，腹板内直径</p>	$D_3 = 85 \text{mm}$
<p>$D_3 \approx 1.7D_4 = 85 \text{mm}$，挖空位置 $D_1 \approx \frac{D_0 + D_3}{2} = 190 \text{mm}$，挖孔直径</p>	$D_1 = 190 \text{mm}$
<p>$D_2 \approx (25 \sim 0.35)(D_0 - D_3) = 60 \text{mm}$，倒角长 $n = 0.5m = 2 \text{mm}$，倒圆角 $r = 5 \text{mm}$，腹板厚度 $c =$</p>	$D_2 = 60 \text{mm}$
<p>$(0.2 \sim 0.3)b = 20 \text{mm}$，</p>	$n = 2 \text{mm}$ $r = 5 \text{mm}$ $c = 20 \text{mm}$
<p>五、轴的设计计算及校核</p>	
<p>1. 1轴的设计</p>	
<p>(1) 作用在齿轮上的力</p>	
<p>由于1轴上是锥齿轮</p>	
$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \times 50140}{68.04} = 1474 \text{N}$	$F_t = 1474 \text{N}$
$F_1 = F_t \tan \alpha \cos \delta_1 = 1474 \times \tan 20^\circ \times \cos 21.66^\circ = 499 \text{N}$	$F_1 = 499 \text{N}$
$F_{a1} = F_t \tan \alpha \sin \delta_1 = 1474 \times \tan 20^\circ \times \sin 21.66^\circ = 198 \text{N}$	$F = 198 \text{N}$
<p>(2) 初算轴的最小直径</p>	
<p>1) 按齿轮轴设计，轴的材料取与高速级小齿轮材料相同，40Cr 调质处理，查</p>	

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/215022134131011233>