

机械设计课程设计

计算说明书

设计题目 带式输送机传动装置 4-E

班 级 _____

学 号 _____

姓 名 _____

专 业 机械设计制造及其自动化

指导老师 _____

完成日期 2018 年 07 月 06 日

目 录

| | |
|--------------------|----|
| 1.设计任务..... | 1 |
| 2.传动方案拟定和分析..... | 2 |
| 3.传动系统动力参数计算 | 2 |
| 4.传动零件的设计计算..... | 4 |
| 4.1 链传动的设计..... | 4 |
| 4.2 高速级齿轮副的设计..... | 6 |
| 4.3 低速级齿轮副的设计..... | 17 |
| 5.轴的设计计算..... | 25 |
| 6.键连接的设计计算..... | 37 |
| 7.滚动轴承的设计计算..... | 37 |
| 8.箱体设计..... | 38 |
| 9.润滑和密封设计..... | 40 |
| 10.设计小结..... | 41 |
| 11.参考文献..... | 42 |

1. 设计任务

传动简图如图 1 所示，设计参数列表列于表 1，工作条件：连续单向运转，工作时略有轻微振动，使用期 10 年，每年 300 个工作日，小批量生产，两班制工作，输送机的工作轴转速允许误差为 $\pm 5\%$ ，带式输送机的传动效率为 0.96。

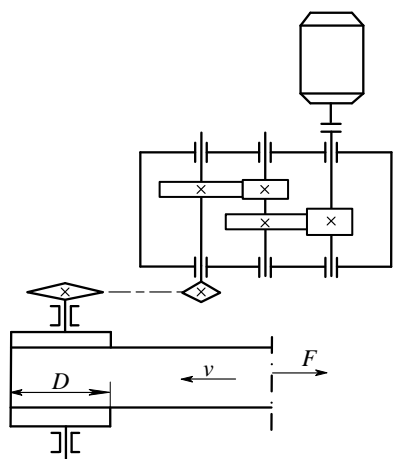


图 1 带式输送机传动简图

表 1 带式输送机的设计参数

| 题号 | 4-A | 4-B | 4-C | 4-D | 4-E |
|-------------------------|-----|------|-----|------|------|
| 输送带的牵引力 F/kN | 2.8 | 2.9 | 3.0 | 3.2 | 3.6 |
| 输送带的速度 $v/(\text{m/s})$ | 0.9 | 0.85 | 1.0 | 0.95 | 0.75 |
| 输送带滚筒的直径 D/mm | 450 | 420 | 480 | 440 | 400 |

2. 传动方案拟定和分析

图 1 所给定的传动方案中利用了二级展开式齿轮减速器和链传动，我们分析它所具备的优点和缺点。

链传动和齿轮传动的效率都很高，结构紧凑，这两个的组合也保证了平均传动比的恒定。齿轮传动利用了二级展开式齿轮减速箱，闭式传动，传动比大，尺寸小，工作可靠，维护良好寿命可达到一二十年。直齿轮相比斜齿轮，可以通过变位来提高强度和平稳性，或配凑中心距，成本比斜齿轮低；直齿轮的理论上是没有轴向力的，可以采用深沟球轴承，有利于提高寿命和维修与更换，设计起来也比较简单。

链传动的平均传动比不恒定，虽然链传动可以在恶劣环境中工作，但是在工作中加重了振动和冲击。齿轮传动的最大要求就是安装精度，这又提升了成本。斜齿轮的传动平稳性要优于直齿轮，而且同样配合链传动，斜齿轮还能缓冲部分冲击，有利于提高寿命。

3. 传动系统动力参数计算

根据题目 4-E 要求， $F=3.6\text{kN}$ ， $v=0.75\text{m/s}$ ， $D=400\text{mm}$ ，结合传动方案，选用深沟球轴承，每对轴承的效率 $\eta=0.99$ ，直齿轮采用 7 级精度，每对齿轮副的效率 $\eta=0.98$ ，采用滚子链，滚子链的效率 $\eta=0.96$ ，联轴器由于需要与电机直接连接，采用弹性套柱销联轴器，效率 $\eta=0.99$ ，已知输送带的效率为 0.96。根据计算，所需要的电机功率为

$$P_d = 0.3 \times 0.75 \div \left[0.96 \times (0.99 \times 0.96) \times (0.98 \times 0.99)^2 \times 0.99 \times 0.99 \right] = 3.208 \text{ kW} ,$$

要求电动机提供的额定功率 $P_m \geq P_d$ ，初步选用同步转速 1500 r/min 的三相异步电机 Y112M-S，额定功率 4 kW，满载转速 1440 r/min，由于工作及转速 $n_w = 2v / D \times 1000 \times 60 \div (2 \times \pi) = 35.8 \text{ r/min}$ ，可以算得传动系统的总传动比为 $i = n_m / n_w = 1440 / 35.8 = 40.223$ ，初选滚子链的传动比为 $i_c = 2.25$ ，由于电机轴到轴 I 的传动比为 1，则可以算得二级齿轮减速器的减速比为 $i_g = i / i_c = 40.223 / 2.25 = 17.8769$ ，取高速级齿轮副传动比 $i_1 = \sqrt{1.35i_c} = 4.91$ ，由于各轴的转速和输入功率都能分别通过传动比和效率确定下来， $T = 1000P / (2\pi n / 60) \approx 9549P / n$ ，从而输入转矩也都可以确定下来，得表 2。

表 2 传动基本参数表

| | 电动机轴 | 轴 I | 轴 II | 轴 III | 滚筒轴 |
|--------------------------------|--------|--------|---------|---------|---------|
| 功率 P/kW | 4 | 3.9204 | 3.8036 | 3.6902 | 3.5072 |
| 转速 $n/(\text{r/min})$ | 1440 | 1440 | 293.28 | 80.55 | 35.8 |
| 转矩 $T/(\text{N}\cdot\text{m})$ | 26.526 | 25.998 | 123.486 | 437.481 | 935.508 |
| 传动比 i | 1 | 4.91 | 3.64 | 2.25 | |
| 效率 η | 0.9801 | 0.9702 | 0.9702 | 0.9504 | |

4. 传动零件的设计

4.1 链传动的设计

| 计算项目及内容 | 主要结果 |
|--|---|
| <p>1. 选择链轮齿数</p> <p>取小链轮齿数 $z_1=21$, 大链轮齿数 $z_2 = 21 \times 2.25 = 47.25$, 取 $z_2=47$。</p> <p>2. 确定计算功率</p> <p>由参考文献[1]表 9-6, 查得工况系数 $K_A=1.1$, 由图 9-13, 查得主动链轮齿数系数 $K_z=1.22$, 采用双排链, 多排链系数 $K_p=1.75$, 计算功率</p> $P_{ca} = K_A K_z P / K_p = 1.1 \times 1.22 \times 3.6902 / 1.75 = 2.83 \text{ kW}$ <p>3. 选择链条型号</p> <p>由 $P_{ca}=2.83 \text{ kW}$, $n_1=293.8 \text{ r/min}$, 和 $P_{ca} \leq P_c$, 查图 9-11, 选择 16A-2, 节距 $p=25.4 \text{ mm}$。</p> <p>4. 计算链节数和中心距</p> <p>中心距 $a_0=(30 \sim 50)p=762 \sim 1270 \text{ mm}$, 取 $a_0=1000 \text{ mm}$, 相应的链节数为</p> $L_{p0} = \frac{2a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a_0}$ $= \frac{2 \times 1000}{25.4} + \frac{21 + 47}{2} + \left(\frac{21 - 47}{2\pi} \right)^2 \times \frac{25.4}{1000} = 113.18$ <p>取 $L_{p0}=114$ (偶数), 查表 9-8, 中心距计算系数</p> | <p>小链轮 $z_1=21$, 大链轮 $z_2=47$</p> <p>链号 16A-2</p> |

| | |
|--|---|
| $f_1 = 0.24849 + \frac{0.24869 - 0.24809}{3.6 - 3.4} \times \left(\frac{114 - 21}{47 - 21} - 3.4 \right) = 0.24866$ <p>则链传动的最大中心矩</p> $a_{\max} = f_1 p [2L_p - (z_1 + z_2)]$ $= 0.24866 \times 25.4 \times [2 \times 114 - (21 + 47)] = 1010.55 \text{ mm}$ <p>5. 计算链速 v，确定润滑方式</p> $v = n_1 z_1 p / 60000 = 80.55 \times 21 \times 25.4 / 60000 = 0.72 \text{ m/s}$ <p>由 $v = 0.72 \text{ m/s}$，链号 16A-2，查表 9-14，采用滴油润滑。</p> <p>6. 计算水平布置时的压轴力 F_p</p> <p>有效圆周力 $F_e = 1000P / v = 1000 \times 3.6902 / 0.72 = 5152 \text{ N}$，</p> <p>链轮水平布置时压轴力系数 $K_{Fp} = 1.15$，则压轴力为</p> $F_p = K_{Fp} F_e = 1.15 \times 5125 = 5894 \text{ N}$ <p>7. 选择链轮材料，计算尺寸</p> <p>由表 9-5，选择 40 钢，并淬火、回火处理。</p> <p>小链轮分度圆直径</p> $d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)} = \frac{25.4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{21}\right)} = 170.421 \text{ mm}$ <p>大链轮分度圆直径</p> $d_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)} = \frac{25.4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{47}\right)} = 380.281 \text{ mm}$ | <p>最大中心距</p> <p>1011 mm</p> <p>滴油润滑</p> <p>压轴力</p> <p>$F_p = 5894 \text{ N}$</p> <p>大链轮分度圆 $d_2 = 380.281 \text{ mm}$</p> |
|--|---|

4.2 高速级齿轮副的设计

| 计算项目及内容 | 主要结果 |
|---|---|
| <p>1. 选择齿数类型、材料，初选齿轮齿数</p> <p>直齿圆柱齿轮，压力角 $\alpha=20^\circ$，齿顶高系数 $h_a^*=1$，顶隙系数 $c^*=0.25$，7 级精度，小齿轮采用 40Cr 合金（调质），大齿轮 45 钢齿面硬度 280 HBS，大齿轮采用 45 钢（调质），齿面硬度 240 HBS，两个齿轮都是软齿面。</p> <p>初选小齿轮齿数 $z_1=20$，大齿轮 $z_2 = 20 \times 4.91 = 98.2$，取 $z_1=20$，$z_2=98$。</p> <p>2. 按齿面接触疲劳强度设计</p> <p>(1) 小齿轮分度圆直径计算公式</p> $d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon}{[\sigma_H]}\right)^2}$ <p>1) 确定公式中的各参数值</p> <p>① 试选载荷系数 $K_{Ht} = 1.5$。</p> <p>② 小齿轮传递的转矩 $T_1 = 25998 \text{ N} \cdot \text{mm}$。</p> <p>③ 由表 10-7 试选宽径比 $\phi_d = 1$。</p> <p>④ 由图 10-20 查得区域系数 $Z_H = 2.5$。</p> <p>⑤ 由表 10-5 查得材料的弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$。</p> <p>⑥ 计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ϵ。</p> $\alpha_{a1} = \arccos[z_1 \cos \alpha / (z_1 + 2h_a^*)]$ $= \arccos[20 \times \cos 20^\circ / (20 + 2 \times 1)] = 31.3213^\circ$ | <p>标准直齿轮</p> <p>小齿轮 40Cr</p> <p>大齿轮 45 钢</p> <p>初选齿数</p> <p>$z_1=20$，$z_2=98$</p> |

| | |
|--|---|
| <p> $\alpha_{a2} = \arccos[z_2 \cos \alpha / (z_2 + 2h_a^*)]$ $= \arccos[98 \times \cos 20^\circ / (98 + 2 \times 1)] = 22.9422^\circ$ $\varepsilon_\alpha = [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] / (2\pi)$ $= [20 \times (\tan 31.3213^\circ - \tan 20^\circ) + 98 \times (\tan 22.9422^\circ - \tan 20^\circ)] / (2\pi) = 1.7035$ $Z_E = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.7035}{3}} = 0.8749$ <p>⑦ 计算接触疲劳许用应力$[\sigma_H]$。</p> <p>由图 10-25d 查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳强度极限分别为$\sigma_{Hlim1} = 550 \text{ MPa}$，$\sigma_{Hlim2} = 600 \text{ MPa}$。</p> <p>计算应力循环次数：</p> $N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 1440 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 10) = 4.1472 \times 10^9$ $N_2 = N_1 / u = 4.1472 \times 10^9 / 4.91 = 8.4464 \times 10^8$ <p>由图 10-23，查得接触疲劳寿命系数$K_{HN1} = 0.90$、$K_{HN2} = 0.95$。</p> <p>取失效概率为 1%，安全系数为$S=1$，得</p> $[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{0.90 \times 550}{1} = 495 \text{ MPa}$ $[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{0.95 \times 600}{1} = 570 \text{ MPa}$ <p>取$[\sigma_H]_1$和$[\sigma_H]_2$中的较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即$[\sigma_H] = \min\{[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2\} = 495 \text{ MPa}$。</p> <p>2) 试算小齿轮分度圆直径</p> $d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_H T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$ $= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.5 \times 25998}{1} \times \frac{4.91+1}{4.91} \times \left(\frac{2.5 \times 189.8 \times 0.8749}{495} \right)^2}$ </p> | <p>重合度</p> <p>$\varepsilon_\alpha=1.7035$</p> <p>接触疲劳许用应力</p> <p>$[\sigma_H]=495\text{MPa}$</p> |
|--|---|

| | |
|---|-------------------------|
| $=40.4187 \text{ mm}$ | |
| (2) 调整小齿轮分度圆直径 | |
| 1) 计算实际载荷系数前的数据准备 | 试算直径 |
| ① 圆周速度 v 。 | $d_1=40.419 \text{ mm}$ |
| $v = \pi d_{1t} n_1 / 60000 = \pi \times 40.4187 \times 1440 / 60000 = 3.05 \text{ m/s}$ | |
| ② 齿宽 b 。 | |
| $b = \phi_d d_{1t} = 1 \times 40.4187 = 40.4187 \text{ mm}$ | |
| 2) 计算实际载荷系数 K_H | |
| ① 由表 10-2, 查得使用系数 $K_A = 1.25$ 。 | |
| ② 根据 $v = 3.05 \text{ m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8, 查得动载系数 $K_v = 1.12$ 。 | |
| ③ 齿轮的圆周力。 | |
| $F_{t1} = 2T_1 / d_{1t} = 2 \times 25998 / 40.4187 = 1286 \text{ N}$ | |
| $K_A F_{t1} / b = 1.25 \times 1286 / 40.4187 = 39.8 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$ | |
| 查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha} = 1.2$ 。 | |
| ④ 由表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮相对支撑非对称布置时, 齿向载荷分布系数 $K_{H\beta} = 1.417$ 。 | |
| 由此可以得到实际载荷系数 | |
| $K_H = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.417 = 2.3806$ | 调整后的直径 |
| 3) 按实际载荷系数算得的分度圆直径 | $d_1=47.146 \text{ mm}$ |
| $d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} = 40.4187 \times \sqrt[3]{\frac{2.3806}{1.5}} = 47.146 \text{ mm}$ | 对应模数 |
| 及相应的齿轮模数 | $m=2.357 \text{ mm}$ |

$$m = d_1 / z_1 = 47.146 / 20 = 2.357 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲疲劳强度设计

(1) 模数计算公式

$$m_t \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ft} T Y_\varepsilon}{\phi_d z_1^2} \cdot \left(\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

1) 确定公式中的各参数值

① 试选 $K_{Ft} = 1.5$ 。

② 计算弯曲疲劳强度用重合度系数。

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.7035} = 0.6903$$

③ 计算 $\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]}$ 。

由图 10-17 查得齿形系数 $Y_{Fa1} = 2.82$ 、 $Y_{Fa2} = 2.19$ 。

由图 10-18 查得应力修正系数 $Y_{sa1} = 1.55$ 、 $Y_{sa2} = 1.81$ 。

由图 10-24 查得小齿轮和大齿轮的弯曲疲劳强度极限分别为 $\sigma_{Flim1} = 500 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{Flim2} = 380 \text{ MPa}$ 。

由图 10-22 查得弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.85$ 、 $K_{FN2} = 0.88$ 。

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$ ，得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} = 303.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.86 \text{ MPa}$$

弯曲疲劳许用应力

$[\sigma_F]_1 = 303 \text{ MPa}$

$[\sigma_F]_2 = 238 \text{ MPa}$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.82 \times 1.55}{303.57} = 0.0144$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.19 \times 1.81}{238.86} = 0.0166$$

因为大齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]}$ 大于小齿轮，所以取

$$\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} = \frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{[\sigma_F]_2} = 0.0166$$

2) 试算齿轮模数

$$\begin{aligned} m_t &\geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ft} T Y_{\epsilon}}{\phi_d z_1^2} \cdot \left(\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} \right)} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.5 \times 25998 \times 0.6903}{1 \times 20^2}} \times 0.0166 \\ &= 1.3073 \text{ mm} \end{aligned}$$

试算模数

$$m = 1.3073 \text{ mm}$$

(2) 调整齿轮模数

1) 计算实际载荷系数前的数据准备

① 圆周速度 v 。

$$d_1 = m_t z_1 = 1.3073 \times 20 = 26.146 \text{ mm}$$

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \times 26.146 \times 1440 / 60000 = 1.97 \text{ m/s}$$

② 齿宽 b 。

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 26.146 = 26.146 \text{ mm}$$

③ 宽高比 b/h 。

$$h = (2h_a^* + c^*) m_t = (2 \times 1 + 0.25) \times 1.3072 = 3.0831 \text{ mm}$$

$$b / h = 26.146 / 3.0831 = 8.48$$

2) 计算实际载荷系数

| | |
|--|--|
| <p>① 根据 $v=1.97 \text{ m/s}$，7 级精度，由图 10-8，查得动载系数 $K_v=1.078$。</p> <p>② 齿轮的圆周力。</p> $F_{t1} = 2T_1 / d_{1t} = 2 \times 25998 / 26.146 = 1989 \text{ N}$ $K_A F_{t1} / b = 1.25 \times 1989 / 26.146 = 95 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$ <p>③ 查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha} = 1.2$。</p> <p>④ 由表 10-4 用插值法查得 $K_{H\beta} = 1.417$，结合 $b/h = 8.48$，查图 10-13，得 $K_{F\beta} = 1.35$。</p> <p>则实际载荷系数</p> $K_F = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.078 \times 1.2 \times 1.35 = 2.1830$ | |
| <p>3) 按实际载荷系数算得的模数</p> $m = m_t \sqrt[3]{\frac{K_F}{K_{Ft}}} = 1.3073 \times \sqrt[3]{\frac{2.1830}{1.5}} = 1.4815 \text{ mm}$ <p>对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳极限计算的模数，由于齿轮模数的大小主要取决于弯曲疲劳强度所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径有关，可取由弯曲疲劳强度算的的模数 1.4815 mm，但考虑到动力传动的可靠性，一般模数不小于 2 mm，所以就近取标准值 $m=2 \text{ mm}$，按接触疲劳强度算的分度圆直径 $d_1 = 47.146 \text{ mm}$，算得小齿轮齿数 $z_1 = d_1 / m = 47.146 / 2 = 23.573$。</p> | <p>调整后的模数</p> <p>$m=1.4815 \text{ mm}$</p> <p>小于最小可靠传动标准 $m=2$</p> <p>mm</p> <p>故取模数为</p> <p>$m=2 \text{ mm}$</p> |

| | |
|--|---|
| <p>(1) 计算变位系数和</p> <p>1) 计算啮合角、齿数和、变位系数和、中心距变动系数，齿顶高降低系数。</p> $\alpha' = \arccos[(a \cos \alpha) / a']$ $= \arccos[(143 \times \cos 20^\circ) / 145] = 22.0691^\circ$ $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 24 + 119 = 143$ $x_\Sigma = x_1 + x_2 = (\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha) z_\Sigma / (2 \tan \alpha)$ $= (\operatorname{inv} 22.0691^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) \times 143 / (2 \tan 20^\circ) = 1.050$ $y = (a' - a) / m = (145 - 143) / 2 = 1$ $\Delta y = x_\Sigma - y = 1.050 - 1 = 0.050$ <p>从图 10-21a 知，当前的变位系数提高了齿轮强度，但重合度有所降低。</p> <p>2) 分配变位系数</p> <p>由图 10-21b 可知，坐标点 $(z_\Sigma / 2, x_\Sigma / 2) = (71.5, 0.525)$ 位于 L14 线与 L15 线之间，按这两条线作射线，再从横坐标的 z_1、z_2 处作垂直线，与射线交点的纵坐标分别为 $x_1 = 0.52$、$x_2 = 0.53$。</p> <p>(2) 齿面接触疲劳强度校核</p> <p>1) 校核公式</p> $\sigma_H = \sqrt{\frac{2K_H T_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H Z_E Z_\epsilon$ <p>2) 数据准备</p> <p>① 圆周速度 v。</p> $v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \times 48 \times 1440 / 60000 = 3.62 \text{ m/s}$ <p>② 接触齿宽 $b = 48 \text{ mm}$。</p> | <p>啮合角</p> $\alpha' = 22.0691^\circ$ <p>变位系数和+</p> <p>正传动</p> <p>变位系数</p> $x_1 = 0.52$ $x_2 = 0.53$ |
|--|---|

| | |
|--|---------------------|
| ③ 传动比 $u = 119 / 24 = 4.9583$ 。 | 节圆 |
| 3) 计算实际载荷系数 K_H | $d_1' = 45.6173$ |
| ① 根据 $v = 3.62 \text{ m/s}$ ，7 级精度，由图 10-8，查得动载系数 | $d_2' = 241.3287$ |
| $K_v = 1.14$ 。 | 齿顶圆 |
| ② 齿轮的圆周力（用分度圆估算）。 | $d_{a1}' = 53.880$ |
| $F_{t1} = 2T_1 / d_1 = 2 \times 25998 / 48 = 1083 \text{ N}$ | $d_{a2}' = 243.920$ |
| $K_A F_{t1} / b = 1.25 \times 1083 / 48 = 28 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$ | 齿根圆 |
| 查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha} = 1.2$ 。 | $d_{f1} = 45.080$ |
| ③ 由表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮相对支撑非对 | $d_{f2} = 235.120$ |
| 称布置时，齿向载荷分布系数 | |
| $K_{H\beta} = 1.417 + \frac{1.426 - 1.417}{80 - 40} \times (48 - 40) = 1.4188$ | |
| 由此可以得到实际载荷系数 | |
| $K_H = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.14 \times 1.2 \times 1.4188 = 2.4261$ | |
| 4) 计算区域系数 Z_H 。 | |
| $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \alpha'}{\cos^2 \alpha \sin \alpha'}} = \sqrt{\frac{2 \times \cos 22.0691^\circ}{\cos^2 20^\circ \times \sin 22.0691^\circ}} = 2.3636$ | |
| 5) 计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ϵ 。 | |
| $\begin{aligned} \alpha_{a1} &= \arccos[z_1 \cos \alpha / (z_1 + 2h_a^* + x_1 - \Delta y)] \\ &= \arccos[24 \times \cos 20^\circ / (24 + 2 \times 1 + 0.52 - 0.05)] \\ &= 33.1604^\circ \end{aligned}$ | |
| $\begin{aligned} \alpha_{a2} &= \arccos[z_2 \cos \alpha / (z_2 + 2h_a^* + x_2 - \Delta y)] \\ &= \arccos[119 \times \cos 20^\circ / (119 + 2 \times 1 + 0.53 - 0.05)] \\ &= 23.5250^\circ \end{aligned}$ | |
| $\begin{aligned} \epsilon_\alpha &= [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] / (2\pi) \\ &= [20 \times (\tan 33.1604^\circ - \tan 22.0691^\circ) + \end{aligned}$ | |

| | |
|---|---|
| $119 \times (\tan 23.5250^\circ - \tan 22.0691^\circ) / (2\pi)$ $= 1.5135$ $Z_E = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.5135}{3}} = 0.9104$ <p>6) 代入校核公式</p> $\sigma_H = \sqrt{\frac{2K_H T_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H Z_E Z_\varepsilon$ $= \sqrt{\frac{2 \times 2.4261 \times 25998}{1 \times 48^3} \cdot \frac{4.9583 + 1}{4.9583}} \cdot 2.3636 \times 189.8 \times 0.9104$ $= 478 \text{ MPa} < [\sigma_H] = 495 \text{ MPa}$ <p>(3) 齿根弯曲疲劳强度校核</p> <p>1) 校核公式</p> $[\sigma_F] = \frac{2K_{Ft} T Y_{Fa} Y_{sa} Y_\varepsilon}{\phi_d m^3 z_1^2}$ <p>2) 数据准备</p> <p>① 齿宽 $b = 48 \text{ mm}$。</p> <p>② 宽高比 b/h。</p> $h = (2h_a^* + c^* - \Delta y)m = (2 \times 1 + 0.25 - 0.05) \times 2 = 4 \text{ mm}$ $b/h = 48/4.4 = 10.91$ <p>3) 计算实际载荷系数 K_H</p> <p>① 查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha} = 1.2$。</p> <p>② 由表 10-4 用插值法查得 $K_{H\beta} = 1.4188$，结合 $b/h = 10.91$， 查图 10-13，得 $K_{F\beta} = 1.35$。</p> <p>由此可以得到实际载荷系数</p> $K_H = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.14 \times 1.2 \times 1.35 = 2.3085$ | <p>重合度降低</p> <p>$\varepsilon_\alpha = 1.5135$</p> <p>齿面接触疲劳 强度满足要求 并且齿面接触 应力比标准齿 轮有所下降</p> |
|---|---|

| | |
|---|---|
| <p>4) 弯曲疲劳强度用重合度系数 $Y_{\varepsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{1.5135} = 0.7455$。</p> <p>5) 由图 10-17 查得齿形系数 $Y_{Fa1} = 2.16$、$Y_{Fa2} = 2.07$。</p> <p>6) 由图 10-18 查得应力修正系数 $Y_{sa1} = 1.825$、$Y_{sa2} = 1.93$。</p> <p>7) 代入校核公式</p> $\sigma_{F1} = \frac{2K_{Ft} T Y_{Fa1} Y_{sa1} Y_{\varepsilon}}{\phi_d m^3 z_1^2}$ $= \frac{2 \times 2.3085 \times 25998 \times 2.16 \times 1.825 \times 0.7455}{1 \times 2^3 \times 24^2}$ $= 76.55 \text{ MPa} < [\sigma_F]_1 = 303.57 \text{ MPa}$ $\sigma_{F2} = \frac{2K_{Ft} T Y_{Fa2} Y_{sa2} Y_{\varepsilon}}{\phi_d m^3 z_1^2}$ $= \frac{2 \times 2.3085 \times 25998 \times 2.07 \times 1.93 \times 0.7455}{1 \times 2^3 \times 24^2}$ $= 77.58 \text{ MPa} < [\sigma_F]_2 = 238.86 \text{ MPa}$ | <p>齿根弯曲强度满足要求，并且小齿轮的抵抗弯曲疲劳破坏的能力大于大齿轮。</p> |
|---|---|

4.3 低速级齿轮副的设计

| 计算项目及内容 | 主要结果 |
|--|---|
| <p>1. 选择齿数类型、材料，初选齿轮齿数</p> <p>直齿圆柱齿轮，压力角 $\alpha=20^\circ$，齿顶高系数 $h_a^*=1$，顶隙系数 $c^*=0.25$，7 级精度，小齿轮采用 40Cr 合金（调质），大齿轮 45 钢齿面硬度 280 HBS，大齿轮采用 45 钢（调质），齿面硬度 240 HBS，两个齿轮都是软齿面。</p> <p>初选小齿轮齿数 $z_1=20$，大齿轮 $z_2 = 20 \times 3.64 = 72.8$，取 $z_1=20$，$z_2=73$。</p> <p>2. 按齿面接触疲劳强度设计</p> <p>(1) 小齿轮分度圆直径计算公式</p> $d_{t1} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ht}T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$ <p>1) 确定公式中的各参数值</p> <p>① 试选载荷系数 $K_{Ht}=1.5$。</p> <p>② 小齿轮传递的转矩 $T_1=123846 \text{ N} \cdot \text{mm}$。</p> <p>③ 由表 10-7 试选宽径比 $\phi_d=1$。</p> <p>④ 由图 10-20 查得区域系数 $Z_H=2.5$。</p> <p>⑤ 由表 10-5 查得材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8 \text{ MPa}^{1/2}$。</p> <p>⑥ 计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ϵ。</p> $\alpha_{a1} = \arccos[z_1 \cos \alpha / (z_1 + 2h_a^*)]$ $= \arccos[20 \times \cos 20^\circ / (20 + 2 \times 1)] = 31.3213^\circ$ | <p>标准直齿轮</p> <p>小齿轮 40Cr</p> <p>大齿轮 45 钢</p> <p>初选齿数</p> <p>$z_1=20$，$z_2=73$</p> |

| | |
|---|---|
| <p> $\alpha_{a2} = \arccos[z_2 \cos \alpha / (z_2 + 2h_a^*)]$ $= \arccos[73 \times \cos 20^\circ / (73 + 2 \times 1)] = 23.8462^\circ$ $\varepsilon_\alpha = [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] / (2\pi)$ $= [20 \times (\tan 31.3213^\circ - \tan 20^\circ) + 73 \times (\tan 23.8462^\circ - \tan 20^\circ)] / (2\pi) = 1.6852$ $Z_E = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.6852}{3}} = 0.8784$ <p>⑦ 计算接触疲劳许用应力$[\sigma_H]$。</p> <p>由图 10-25d 查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳强度极限分别为$\sigma_{Hlim1} = 550 \text{ MPa}$，$\sigma_{Hlim2} = 600 \text{ MPa}$。</p> <p>计算应力循环次数：</p> $N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 293.28 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 10) = 8.4464 \times 10^8$ $N_2 = N_1 / u = 8.4464 \times 10^8 / 3.64 = 2.3204 \times 10^8$ <p>由图 10-23，查得接触疲劳寿命系数$K_{HN1} = 0.90$、$K_{HN2} = 0.95$。</p> <p>取失效概率为 1%，安全系数为$S=1$，得</p> $[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{0.90 \times 550}{1} = 495 \text{ MPa}$ $[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{0.95 \times 600}{1} = 570 \text{ MPa}$ <p>取$[\sigma_H]_1$和$[\sigma_H]_2$中的较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即$[\sigma_H] = \min\{[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2\} = 495 \text{ MPa}$。</p> <p>2) 试算小齿轮分度圆直径</p> $d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_H T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_H Z_E Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$ $= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.5 \times 123846}{1} \times \frac{3.64+1}{3.64} \times \left(\frac{2.5 \times 189.8 \times 0.8784}{495} \right)^2}$ </p> | <p>重合度</p> <p>$\varepsilon_\alpha=1.6852$</p> <p>接触疲劳许用应力</p> <p>$[\sigma_H]=495\text{MPa}$</p> <p>试算直径</p> <p>$d_1=69.506 \text{ mm}$</p> |
|---|---|

$$=69.5060 \text{ mm}$$

(2) 调整小齿轮分度圆直径

1) 计算实际载荷系数前的数据准备

① 圆周速度 v 。

$$v = \pi d_{1t} n_1 / 60000 = \pi \times 69.5060 \times 293.28 / 60000 = 1.07 \text{ m/s}$$

② 齿宽 b 。

$$b = \phi_d d_{1t} = 1 \times 69.5060 = 69.5060 \text{ mm}$$

2) 计算实际载荷系数 K_H

① 由表 10-2, 查得使用系数 $K_A = 1.25$ 。

② 根据 $v = 1.07 \text{ m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8, 查得动载系数

$$K_v = 1.043。$$

③ 齿轮的圆周力。

$$F_{t1} = 2T_1 / d_{1t} = 2 \times 123846 / 69.5060 = 3564 \text{ N}$$

$$K_A F_{t1} / b = 1.25 \times 3564 / 69.5060 = 64 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$$

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha} = 1.2$ 。

④ 由表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮相对支撑非对称布置时, 齿向载荷分布系数

$$K_{H\beta} = 1.417 + \frac{1.426 - 1.417}{80 - 40} \times (69.5060 - 40) = 1.4216$$

由此可以得到实际载荷系数

$$K_H = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.043 \times 1.2 \times 1.4216 = 2.2241$$

3) 按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} = 69.5060 \times \sqrt[3]{\frac{2.2241}{1.5}} = 79.258 \text{ mm}$$

调整后的直径

$$d_1 = 79.258 \text{ mm}$$

对应模数

$$m = 3.963 \text{ mm}$$

及相应的齿轮模数

$$m = d_1 / z_1 = 79.258 / 20 = 3.963 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲疲劳强度设计

(1) 模数计算公式

$$m_t \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ft}TY_{\varepsilon}}{\phi_d z_1^2} \cdot \left(\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

1) 确定公式中的各参数值

① 试选 $K_{Ft} = 1.5$ 。

② 计算弯曲疲劳强度用重合度系数。

$$Y_{\varepsilon} = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha}} = 0.25 + \frac{0.75}{1.6852} = 0.6951$$

③ 计算 $\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]}$ 。

由图 10-17 查得齿形系数 $Y_{Fa1} = 2.82$ 、 $Y_{Fa2} = 2.30$ 。

由图 10-18 查得应力修正系数 $Y_{sa1} = 1.55$ 、 $Y_{sa2} = 1.76$ 。

由图 10-24 查得小齿轮和大齿轮的弯曲疲劳强度极限分别

为 $\sigma_{Flim1} = 500 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{Flim2} = 380 \text{ MPa}$ 。

由图 10-22 查得弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.85$ 、

$K_{FN2} = 0.88$ 。

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$ ，得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} = 303.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.86 \text{ MPa}$$

弯曲疲劳许用

应力

$[\sigma_F]_1 = 303 \text{ MPa}$

$[\sigma_F]_2 = 238 \text{ MPa}$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.82 \times 1.55}{303.57} = 0.0144$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.30 \times 1.76}{238.86} = 0.0169$$

因为大齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]}$ 大于小齿轮，所以取

$$\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} = \frac{Y_{Fa2} Y_{sa2}}{[\sigma_F]_2} = 0.0169$$

2) 试算齿轮模数

$$\begin{aligned} m_t &\geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ft} T_1 Y_{\varepsilon}}{\phi_d z_1^2} \cdot \left(\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma_F]} \right)} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.5 \times 123846 \times 0.6951}{1 \times 20^2} \times 0.0169} \\ &= 2.2180 \text{ mm} \end{aligned}$$

试算模数

$$m = 2.2180 \text{ mm}$$

(2) 调整齿轮模数

1) 计算实际载荷系数前的数据准备

① 圆周速度 v 。

$$d_1 = m_t z_1 = 2.2180 \times 20 = 44.360 \text{ mm}$$

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \times 44.36 \times 293.28 / 60000 = 0.68 \text{ m/s}$$

② 齿宽 b 。

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 44.36 = 44.36 \text{ mm}$$

③ 宽高比 b/h 。

$$h = (2h_a^* + c^*) m_t = (2 \times 1 + 0.25) \times 2.2180 = 4.9905 \text{ mm}$$

$$b / h = 44.36 / 4.9905 = 8.89$$

2) 计算实际载荷系数

| | |
|--|---|
| <p>① 根据 $v = 0.68 \text{ m/s}$, 7 级精度, 由图 10-8, 查得动载系数 $K_v = 1.027$ 。</p> <p>② 齿轮的圆周力。</p> $F_{t1} = 2T_1 / d_1 = 2 \times 123846 / 44.36 = 5584 \text{ N}$ $K_A F_{t1} / b = 1.25 \times 5584 / 44.36 = 157 \text{ N/mm} > 100 \text{ N/mm}$ <p>③ 查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha} = 1.0$ 。</p> <p>④ 由表 10-4 用插值法查得 $K_{H\beta} = 1.4216$, 结合 $b/h = 8.89$, 查图 10-13, 得 $K_{F\beta} = 1.37$ 。</p> | |
| <p>则实际载荷系数</p> $K_F = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.027 \times 1.0 \times 1.37 = 1.7587$ | <p>调整后的模数</p> <p>$m = 2.339 \text{ mm}$</p> |
| <p>3) 按实际载荷系数算得的模数</p> $m = m_t \sqrt[3]{\frac{K_F}{K_{Ft}}} = 2.2180 \times \sqrt[3]{\frac{1.7587}{1.5}} = 2.339 \text{ mm}$ | <p>大于最小可靠传动标准 $m = 2 \text{ mm}$</p> |
| <p>对比计算结果, 由齿面接触疲劳强度计算的模数 m 大于由齿根弯曲疲劳极限计算的模数, 由于齿轮模数的大小主要取决于弯曲疲劳强度所决定的承载能力, 而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力, 仅与齿轮直径有关, 可取由弯曲疲劳强度算的的模数 2.339 mm , 就近取标准值 $m = 2.5 \text{ mm}$, 按接触疲劳强度算的分度圆直径 $d_1 = 79.258 \text{ mm}$, 算得小齿轮齿数 $z_1 = d_1 / m = 79.258 / 2.5 = 31.7$ 。</p> | <p>故取模数为</p> <p>$m = 2.5 \text{ mm}$</p> <p>$z_1 = 32, z_2 = 117$</p> |
| <p>取 $z_1 = 32$, 则大齿轮齿数 $z_2 = uz_1 = 3.64 \times 32 = 116.48$, 取 $z_2 = 117$, z_1 与 z_2 互为质数。这样设计出的齿轮既满足齿面</p> | |

| | |
|---|---|
| <p>接触疲劳强度，由满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到结构紧凑，磨损均匀，避免浪费。</p> <p>4. 几何尺寸计算</p> <p>(1) 计算分度圆直径</p> $d_1 = mz_1 = 2.5 \times 32 = 80 \text{ mm}$ $d_2 = mz_2 = 2.5 \times 117 = 292.5 \text{ mm}$ <p>(2) 计算中心距</p> $a = (d_1 + d_2) / 2 = (80 + 292.5) / 2 = 186.25 \text{ mm}$ <p>(3) 计算齿轮宽度</p> $b = \phi_d d_1 = 1 \times 80 = 80 \text{ mm}$ <p>考虑不可避免的安装误差，为了保证设计齿宽和节省材料，一般将小齿轮略加宽(5~10) mm，即</p> $b_1 = b + (5 \sim 10) = 80 + (5 \sim 10) = 85 \sim 90 \text{ mm}$ <p>取 $b_1 = 85 \text{ mm}$，而使大齿轮的齿宽等于设计齿宽，即</p> $b_2 = b = 80 \text{ mm}。$ <p>5. 圆整中心距后的强度校核</p> <p>上述齿轮副的中心距不便于相关零件的设计和制造。为此，可以通过调整传动比、改变齿数或变位法来进行圆整。本设计采用变位法将中心距就近圆整至 $a' = 185 \text{ mm}$，以变位系数和不超过图 10-21a 推荐的合理工作范围为宜。其它几何参数，如 z_1、z_2、m、α、b 等保持不变。</p> <p>(1) 计算变位系数</p> | <p>中心距</p> <p>$a=186.25 \text{ mm}$</p> <p>小齿轮齿宽</p> <p>$b_1=85 \text{ mm}$</p> <p>大齿轮齿宽</p> <p>$b_2=80 \text{ mm}$</p> <p>圆整中心距</p> <p>$a'=185 \text{ mm}$</p> |
|---|---|

| | |
|---|--|
| <p>1) 计算啮合角、齿数和、变位系数和、中心距变动系数，齿顶高降低系数。</p> $\alpha' = \arccos[(a \cos \alpha) / a']$ $= \arccos[(186.25 \times \cos 20^\circ) / 145] = 18.9077^\circ$ $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 32 + 117 = 149$ $x_\Sigma = x_1 + x_2 = (\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha) z_\Sigma / (2 \tan \alpha)$ $= (\operatorname{inv} 18.9077^\circ - \operatorname{inv} 20^\circ) \times 149 / (2 \tan 20^\circ) = -0.4870$ $y = (a' - a) / m = (185 - 186.25) / 2.5 = -0.5$ $\Delta y = x_\Sigma - y = -0.487 - (-0.5) = 0.013$ <p>从图 10-21a 知，当前的变位系数提高了重合度，但齿轮强度有所降低。</p> | <p>啮合角</p> $\alpha' = 18.9077^\circ$ <p>变位系数和- 负传动</p> |
| <p>2) 分配变位系数</p> <p>由图 10-21b 可知，坐标点 $(z_\Sigma / 2, x_\Sigma / 2) = (74.5, -0.2435)$ 位于 L9 线与 L10 线之间，按这两条线作射线，再从横坐标的 z_1、z_2 处作垂直线，与射线交点的纵坐标分别为 $x_1 = 0.1$、$x_2 = -0.587$。</p> | <p>变位系数</p> $x_1 = 0.1$ $x_2 = -0.587$ <p>节圆</p> |
| <p>(2) 齿面接触疲劳强度校核</p> <p>1) 校核公式</p> $\sigma_H = \sqrt{\frac{2K_H T_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H Z_E Z_\varepsilon$ <p>2) 数据准备</p> <p>① 圆周速度 v。</p> $v = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \times 80 \times 293.28 / 60000 = 1.23 \text{ m/s}$ <p>② 接触齿宽 $b = 80 \text{ mm}$。</p> <p>③ 传动比 $u = 117 / 32 = 3.65625$。</p> | $d'_1 = 79.4631$ $d'_2 = 241.3287$ <p>齿顶圆</p> $d'_{a1} = 85.435$ $d'_{a2} = 294.500$ <p>齿根圆</p> $d_{f1} = 74.250$ $d_{f2} = 283.315$ |

3) 计算实际载荷系数 K_H

① 根据 $v = 1.23 \text{ m/s}$ ，7 级精度，由图 10-8，查得动载系数 $K_v = 1.049$ 。

② 齿轮的圆周力（用分度圆估算）。

$$F_{t1} = 2T_1 / d_1 = 2 \times 123846 / 80 = 3096 \text{ N}$$

$$K_A F_{t1} / b = 1.25 \times 3096 / 80 = 48 \text{ N/mm} < 100 \text{ N/mm}$$

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha} = 1.2$ 。

③ 由表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮相对支撑非对称布置时，齿向载荷分布系数 $K_{H\beta} = 1.426$ 。

由此可以得到实际载荷系数

$$K_H = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.049 \times 1.2 \times 1.426 = 2.2438$$

4) 计算区域系数 Z_H 。

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \alpha'}{\cos^2 \alpha \sin \alpha'}} = \sqrt{\frac{2 \times \cos 18.9077^\circ}{\cos^2 20^\circ \times \sin 18.9077^\circ}} = 2.5715$$

5) 计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ϵ 。

$$\begin{aligned} \alpha_{a1} &= \arccos[z_1 \cos \alpha / (z_1 + 2h_a^* + x_1 - \Delta y)] \\ &= \arccos[32 \times \cos 20^\circ / (32 + 2 \times 1 + 0.1 - 0.013)] \\ &= 28.3681^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{a2} &= \arccos[z_2 \cos \alpha / (z_2 + 2h_a^* + x_2 - \Delta y)] \\ &= \arccos[117 \times \cos 20^\circ / (117 + 2 \times 1 - 0.587 - 0.013)] \\ &= 21.0430^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \epsilon_\alpha &= [z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] / (2\pi) \\ &= [32 \times (\tan 28.3681^\circ - \tan 18.9077^\circ) + \\ &\quad 117 \times (\tan 21.0430^\circ - \tan 18.9077^\circ)] / (2\pi) \\ &= 1.7914 \end{aligned}$$

重合度提高

$$\epsilon_\alpha = 1.7914$$

| | |
|--|------------------------------------|
| $Z_E = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.7914}{3}} = 0.8580$ <p>6) 代入校核公式</p> $\sigma_H = \sqrt{\frac{2K_H T_1}{\phi_d d_1^3} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot Z_H Z_E Z_\varepsilon}$ $= \sqrt{\frac{2 \times 2.2438 \times 123846}{1 \times 80^3} \cdot \frac{3.65625 + 1}{3.65625}} \times 2.5715 \times 189.8 \times 0.8580$ $= 492.36 \text{ MPa} < [\sigma_H] = 495 \text{ MPa}$ <p>(3) 齿根弯曲疲劳强度校核</p> <p>1) 校核公式</p> $[\sigma_F] = \frac{2K_{Ft} T Y_{Fa} Y_{sa} Y_\varepsilon}{\phi_d m^3 z_1^2}$ <p>2) 数据准备</p> <p>① 齿宽 $b = 48 \text{ mm}$。</p> <p>② 宽高比 b/h。</p> $h = (2h_a^* + c^* - \Delta y)m = (2 \times 1 + 0.25 - 0.013) \times 2.5 = 5.5925 \text{ mm}$ $b/h = 80 / 5.5925 = 14.30$ <p>3) 计算实际载荷系数 K_H</p> <p>① 查表 10-3 得齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha} = 1.2$。</p> <p>② 由表 10-4 得 $K_{H\beta} = 1.426$，结合 $b/h = 14.30$，查图 10-13，得 $K_{F\beta} = 1.40$。</p> <p>由此可以得到实际载荷系数</p> $K_H = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.049 \times 1.2 \times 1.40 = 2.2029$ <p>4) 弯曲疲劳强度用重合度系数 $Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{1.7914} = 0.6687$。</p> <p>5) 由图 10-17 查得齿形系数 $Y_{Fa1} = 2.40$、$Y_{Fa2} = 2.40$。</p> | <p>齿面接触疲劳强度满足要求并且齿面接触应力与标准齿轮接近</p> |
|--|------------------------------------|

6) 由图 10-18 查得应力修正系数 $Y_{sa1} = 1.70$ 、 $Y_{sa2} = 1.63$ 。

7) 代入校核公式

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{2K_{Ft} T Y_{Fa1} Y_{sa1} Y_{\varepsilon}}{\phi_d m^3 z_1^2} \\ &= \frac{2 \times 2.2029 \times 123846 \times 2.40 \times 1.7 \times 0.6687}{1 \times 2.5^3 \times 32^2} \\ &= 93 \text{ MPa} < [\sigma_F]_1 = 303.57 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= \frac{2K_{Ft} T Y_{Fa2} Y_{sa2} Y_{\varepsilon}}{\phi_d m^3 z_1^2} \\ &= \frac{2 \times 2.2029 \times 123846 \times 2.40 \times 1.63 \times 0.6687}{1 \times 2.5^3 \times 32^2} \\ &= 89 \text{ MPa} < [\sigma_F]_2 = 238.86 \text{ MPa}\end{aligned}$$

齿根弯曲强度
满足要求，并
且小齿轮的抵
抗弯曲疲劳破
坏的能力大于
大齿轮。

5. 轴的设计计算

| 计算项目及内容 | 主要结果 |
|---|--|
| <p>轴 I</p> <p>由于轴 I 直接与电动机通过联轴器相连,而预选了弹性套柱销联轴器,考虑到电机轴的直径 $D=28\text{ mm}$,采用 LT4 型号的弹性套柱销联轴器,又综合小齿轮的尺寸,轴 I 的连接端直径设计为 20 mm,材料选择 45 钢,调质处理。</p> <p>联轴器的计算转矩 $T_{ca} = K_A T_3$,查表 14-1,考虑转矩变化很小,轻微振动,故取 $K_A = 1.5$,则</p> $T_{ca} = K_A T_3 = 1.5 \times 25.998 = 38.997\text{ N}\cdot\text{m} < 63\text{ N}\cdot\text{m}$ <p>按照计算转矩应该小于联轴器的公称转矩,查[2]表 17-4 得 LT4 型号的公称转矩为 $63\text{ N}\cdot\text{m}$,符合条件,许用转速也符合要求。选择,半联轴器与轴配合的毂孔长度 $L_1=38\text{ mm}$。</p> <p>1. 求作用在直齿轮上的力</p> <p>高速级小齿轮的节圆直径为 $d'_1=45.6173$,则</p> $F_{t1} = \frac{2T}{d'_1} = \frac{2 \times 25998}{48.6713} = 1068\text{ N}$ $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha = 1068 \times \tan 20^\circ = 388.7\text{ N}$ $F_n = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{1068}{\cos 20^\circ} = 1137\text{ N}$ <p>圆周力,径向力的方向在后面的弯扭校核分析中标出。</p> <p>2. 按扭转强度条件校核最小直径</p> | <p>LT4 弹性套柱销联轴器</p> <p>J₁ 型轴孔、A 型键槽</p> <p>名义法向力 $F_n=1137\text{ N}$</p> |

轴的扭转强度条件为

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} \approx \frac{T}{0.2d^3} \leq [\tau_T]$$

式中： τ_T ——扭转切应力，MPa；

T ——轴所受的扭矩，N·mm；

W_T ——轴的抗扭截面系数，mm³；

d ——计算截面处轴的直径，mm；

$[\tau_T]$ ——许用扭转切应力，MPa。

由于在连接轴端开了一个键槽，考虑到键槽对轴的削弱作用，对于直径 $d \leq 100$ mm 的轴，轴径增大 5%~7%。

$$\tau_T = \frac{25998}{0.2 \times (20 \div 1.07)^3} = 19.91 \text{ MPa} < [\tau_T] = 25 \sim 45 \text{ MPa}$$

扭转强度足够。

3. 轴的结构设计

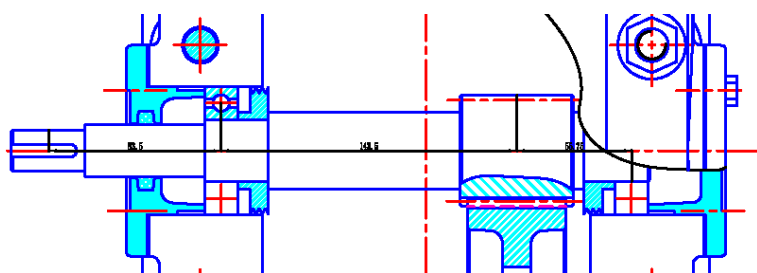


图 2 轴 I 结构图

各段直径从左往右依次是 20、25、30、35(决定于是否是齿轮轴)、30 mm，这里需要注意的是这个图是考虑到制成齿轮轴而修改过的图，如果齿轮与轴的配合段直径为 $d_g=35$ mm，则需要开一个与键（10×8）相配的键槽，齿根圆到键槽底部的距离

$$e = (d_{f1} - d_g) / 2 - t_2 = (45.080 - 35) / 2 - 3.3 \\ = 1.74 \text{ mm} \leq 2.5m = 5 \text{ mm}$$

从而小齿轮应与轴制成一体，即齿轮轴。齿轮轴没有直径为 35 mm 的一段，也不需要定位轴肩，所以轴 I 结构图中没有画出定位轴肩，还有齿轮轴 40Cr 的强度比预选 45 钢高，强度足够。

高速级小齿轮
与轴制成齿轮
轴

4. 按弯扭合成条件计算

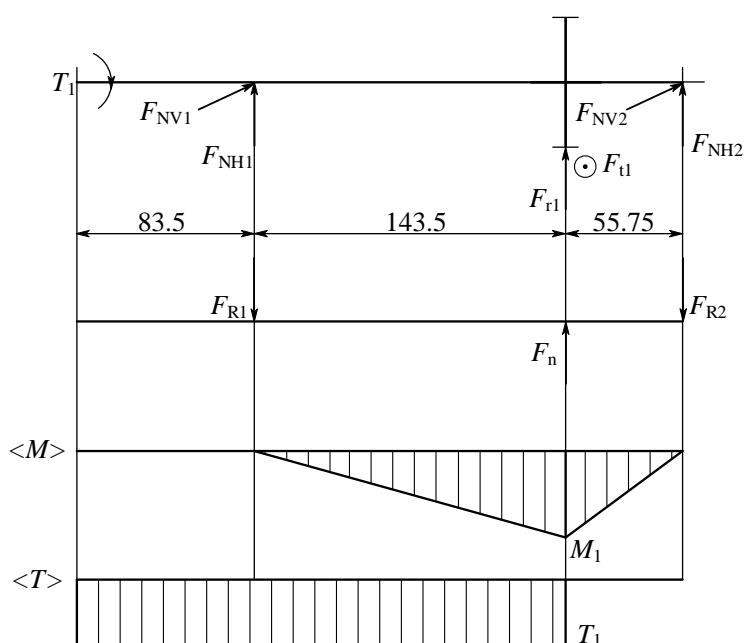


图 3 轴 I 载荷分析图

$$\text{由 } F_n = 1137 \text{ N, 得 } F_{R1} = \frac{55.75}{143.5 + 55.75} \times 1137 = 318 \text{ N,}$$

$$F_{R2} = 819 \text{ N.}$$

(1) 若考虑齿轮中心点所在轴截面为危险点(用分度圆估算)。

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{(318 \times 143.5)^2 + 0.36 \times 25998^2}}{\frac{\pi}{32} \times 48^3} \\ = 4.43 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$$

(2) 若考虑齿轮左边缘处的轴截面为危险点。

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{(318 \times 116)^2 + 0.36 \times 25998^2}}{\frac{\pi}{32} \times 30^3}$$

$$= 15.06 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$$

(3) 若考虑左端甩油环配合段轴肩处的轴截面为危险点。

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{(318 \times 23)^2 + 0.36 \times 25998^2}}{\frac{\pi}{32} \times 25^3}$$

$$= 11.22 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$$

基于以上三点的弯扭组合校核结果，轴 I 满足弯扭合成强度条件。

轴 II

1. 求作用在直齿轮上的力

高速级大齿轮的节圆直径为 $d_2' = 241.3287 \text{ mm}$ ，低速级小齿轮的节圆直径 $d_1' = 79.4631 \text{ mm}$ 则

$$F_{t1} = \frac{2T}{d_2'} = \frac{2 \times 123846}{241.3287} = 1026 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha = 1026 \times \tan 20^\circ = 373 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T}{d_1'} = \frac{2 \times 123846}{79.4631} = 3117 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha = 3117 \times \tan 20^\circ = 1134 \text{ N}$$

圆周力，径向力的方向在后面的弯扭校核分析中标出。

2. 按扭转强度条件校核最小直径

轴的扭转强度条件为

危险点：

左端甩油环配合轴肩处的轴截面

径向力反向，
圆周力同向，
注意不在同一平面上

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} \approx \frac{T}{0.2d^3} \leq [\tau_T]$$

式中： τ_T ——扭转切应力，MPa；

T ——轴所受的扭矩，N·mm；

W_T ——轴的抗扭截面系数，mm³；

d ——计算截面处轴的直径，mm；

$[\tau_T]$ ——许用扭转切应力，MPa。

材料选择 45 钢，调质处理， $[\tau_T] = 25 \sim 45$ MPa。

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau_T]_{\min}}} = \sqrt[3]{\frac{123846}{0.2 \times 25}} = 30 \text{ mm}$$

$$d_{\min} = 30 \text{ mm}$$

3. 轴的结构设计

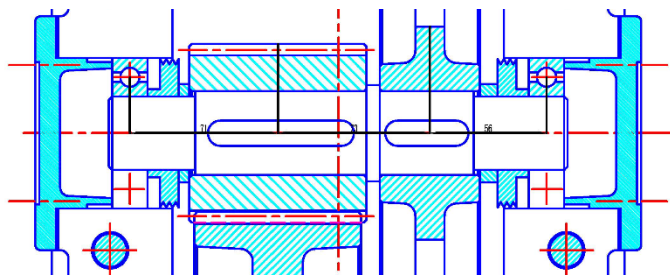


图 4 轴 II 结构图

各段直径从左往右依次是 35、40(决定于是否是齿轮轴)、46、40、35 mm，可以看出如果低速级小齿轮齿轮与轴的配合段直径为 $d_g = 35$ mm，则需要开一个与键 (12×8) 相配的键槽，齿根圆到键槽底部的距离

$$\begin{aligned} e &= (d_{f1} - d_g) / 2 - t_2 = (74.250 - 40) / 2 - 3.3 \\ &= 13.825 \text{ mm} > 2.5m = 6.25 \text{ mm} \end{aligned}$$

实际取

$$d_{\min} = 35 \text{ mm}$$

中间轴不需要制成齿轮轴

从而中间轴不需要造成齿轮轴,实际上轴粗一些有利于提高轴的刚度和强度,但同时还受到齿轮齿根圆和载荷的约束,这里轴的最小直径取 35 mm 而不取 30 mm 就是这个原因。

4. 按弯扭合成条件计算

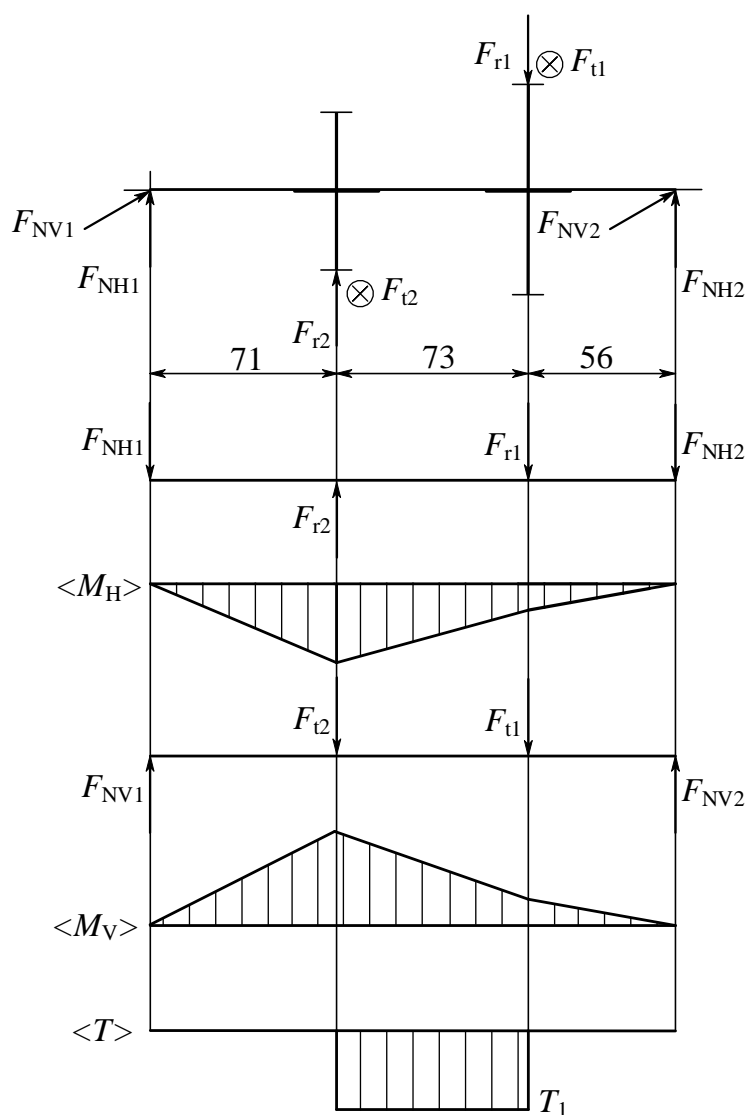


图 5 轴 II 载荷分析图

$$F_{RH1} = \frac{1134 \times (73 + 56) - 373 \times 56}{71 + 73 + 56} = 627 \text{ N}, F_{RH2} = 134 \text{ N} ;$$

$$F_{RV1} = \frac{3117 \times (73 + 56) + 1026 \times 56}{71 + 73 + 56} = 2298 \text{ N}, F_{RV2} = 1845 \text{ N}$$

| | |
|---|---------------------------------------|
| <p>考虑低速级小齿轮轮毂宽度中点所在的轴截面为危险点，就足以判断整根轴的强度。</p> $\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W}$ $= \frac{\sqrt{(627 \times 71)^2 + (2298 \times 71)^2 + 0.36 \times 123846^2}}{\frac{\pi}{32} \times 40^3}$ $= 29.4 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}$ <p>基于弯扭组合校核结果，轴 II 满足弯扭合成强度条件。</p> <p>轴 III</p> <p>1. 求作用在直齿轮上的力</p> <p>低速级大齿轮的节圆直径 $d_2' = 290.5369 \text{ mm}$ 则</p> $F_{t1} = \frac{2T}{d_2'} = \frac{2 \times 437481}{290.5369} = 3012 \text{ N}$ $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha = 3012 \times \tan 20^\circ = 1096 \text{ N}$ <p>圆周力，径向力的方向在后面的弯扭校核分析中标出。</p> <p>2. 按扭转强度条件校核最小直径</p> <p>轴的扭转强度条件为</p> $\tau_T = \frac{T}{W_T} \approx \frac{T}{0.2d^3} \leq [\tau_T]$ <p>式中： τ_T——扭转切应力，MPa；</p> <p>T——轴所受的扭矩，N·mm；</p> <p>W_T——轴的抗扭截面系数，mm³；</p> <p>d——计算截面处轴的直径，mm；</p> | <p>危险点：</p> <p>低速级小齿轮的轮毂宽度中点所在轴截面</p> |
|---|---------------------------------------|

$[\tau_T]$ ——许用扭转切应力，MPa。

材料选择 45 钢，调质处理， $[\tau_T]=25\sim45$ MPa。

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau_T]_{\min}}} = \sqrt[3]{\frac{437481}{0.2 \times 25}} = 45 \text{ mm}$$

$$d_{\min} = 45 \text{ mm}$$

3. 轴的结构设计

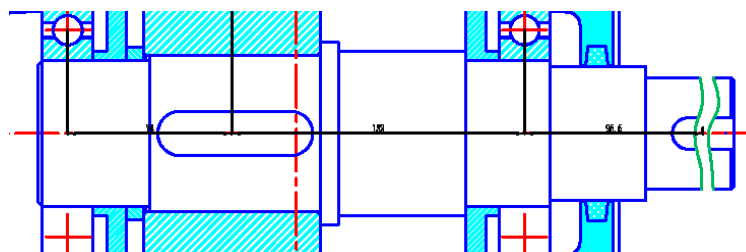


图 6 轴 III 结构图

各段直径从左往右依次是 65、70、82、74、65、60、50 mm。

实际取

$$d_{\min} = 50 \text{ mm}$$

4. 按弯扭合成条件计算

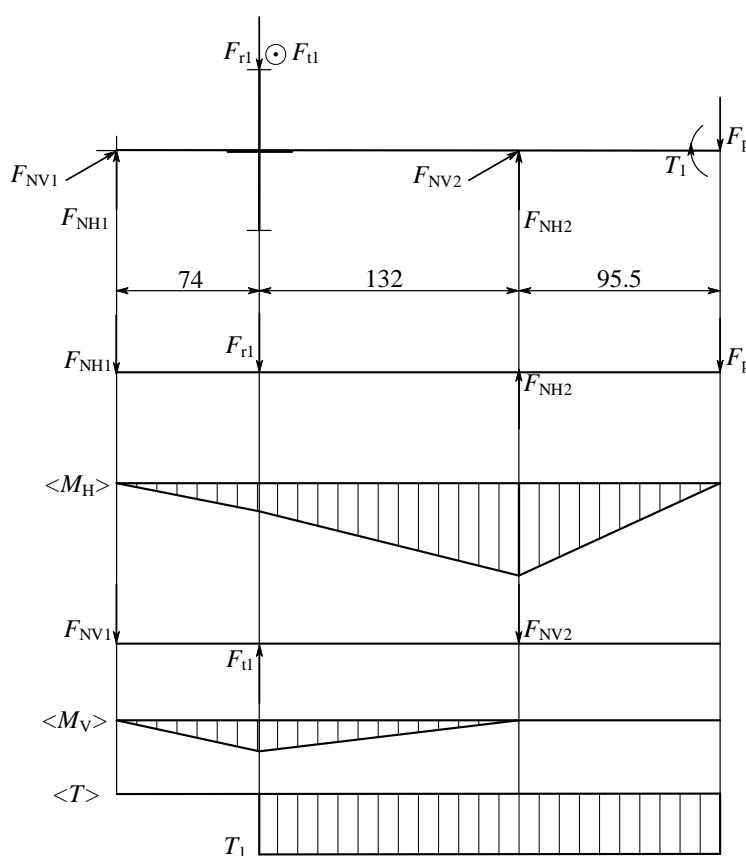


图 7 轴 III 载荷分析图

输出轴端所带
水平布置的链
轮的压轴力很
大，而且压轴
力 $F_p=5894$ N，
方向与径向力
相同

$$F_{RH1} = \frac{5894 \times 95.5 - 1096 \times 132}{74 + 132} = 2030 \text{ N}, F_{RH2} = 9020 \text{ N}$$

$$F_{RV1} = \frac{132}{132 + 74} \times 3012 = 1930 \text{ N}, F_{RV2} = 1082 \text{ N}$$

(1) 若考虑右端轴承中心所在的轴截面为危险点。

$$\begin{aligned}\sigma_{ca} &= \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \\ &= \frac{\sqrt{(5894 \times 95.5)^2 + 0.36 \times 437481^2}}{\frac{\pi}{32} \times 65^3} \\ &= 23.0 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(2) 若考虑右端轴承右边缘处的轴截面为危险点。

$$\begin{aligned}\sigma_{ca} &= \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \\ &= \frac{\sqrt{(5894 \times 84)^2 + 0.36 \times 437481^2}}{\frac{\pi}{32} \times 60^3} \\ &= 26.4 \text{ MPa} < [\sigma_{-1}] = 60 \text{ MPa}\end{aligned}$$

基于以上两点的弯扭组合校核结果,轴 III 满足弯扭合成强度条件。

水平力很大，
忽略竖直方向
力的作用

危险点：
右端轴承右边
缘处的轴截面

6. 键连接的设计计算

键连接的强度计算涉及到不同键、轴、轮毂的材料，取三者中最弱材料的许用挤压应力，有轻微冲击时一般 $[\sigma_p]=100\sim 200\text{ MPa}$ 。

(1) 齿轮轴与联轴器之间的键连接

键 C $b\times h\times l=6\times 6\times 32$ ，所在轴段直径 $d=20\text{ mm}$ 。

$$\sigma_p = \frac{4000T}{hld} = \frac{4000\times 25.998}{6\times (32-0.5\times 6)\times 20} = 29.89\text{ MPa} < [\sigma_p]$$

(2) 中间轴与齿轮的连接

两个键，分别为键 A $b\times h\times l=12\times 8\times 40$ 和键 A $b\times h\times l=12\times 8\times 70$ ，所在轴端直径均为 40 mm 。校核较短的键

$$\sigma_p = \frac{4000T}{hld} = \frac{4000\times 123.846}{8\times (40-12)\times 40} = 55.29\text{ MPa} < [\sigma_p]$$

(3) 低速轴分别与齿轮和链轮的连接

两个，分别为键 A $b\times h\times l=20\times 12\times 70$ 和键 C $b\times h\times l=14\times 9\times 70$ ，所在轴端直径分别为 70 mm 、 50 mm 。校核位于较细轴段且较窄的键

$$\sigma_p = \frac{4000T}{hld} = \frac{4000\times 437.481}{9\times (70-0.5\times 14)\times 50} = 61.73\text{ MPa} < [\sigma_p]$$

三个轴上的所有键连接都符合挤压强度条件。

7. 滚动轴承的设计计算

(1) 轴 I 的轴承 6206

$F_{R1}=0.318\text{ kN}$, $F_{R2}=0.819\text{ kN}$ ，取载荷系数 $f_d=1.2$ ，基本额定动载荷为 19.5 kN ，轴承的寿命由受力较大的轴承决定。

$$t = \frac{10^6}{300 \times 2 \times 8 \times 60 \times 1440} \times \left(\frac{19.5}{1.2 \times 0.819} \right)^3 = 18.8 \text{ 年}$$

(2) 轴 II 的轴承 6207

$$F_{R1} = \sqrt{F_{RH1}^2 + F_{RV1}^2} = \sqrt{0.627^2 + 2.298^2} = 2.382 \text{ kN}$$

$$F_{R2} = \sqrt{F_{RH2}^2 + F_{RV2}^2} = \sqrt{1.845^2 + 0.134^2} = 1.850 \text{ kN}$$

基本额定动载荷为 25.5 kN，轴承的寿命由受力较大的轴承决定。

$$t = \frac{10^6}{300 \times 2 \times 8 \times 60 \times 293.28} \times \left(\frac{25.5}{1.2 \times 2.382} \right)^3 = 8.4 \text{ 年}$$

(3) 轴 III 的轴承 6213

$$F_{R1} = \sqrt{F_{RH1}^2 + F_{RV1}^2} = \sqrt{2.030^2 + 1.930^2} = 2.801 \text{ kN}$$

$$F_{R2} = \sqrt{F_{RH2}^2 + F_{RV2}^2} = \sqrt{9.020^2 + 1.082^2} = 9.085 \text{ kN}$$

基本额定动载荷为 57.2 kN，轴承的寿命由受力较大的轴承决定。

$$t = \frac{10^6}{300 \times 2 \times 8 \times 60 \times 80.55} \times \left(\frac{57.2}{1.2 \times 9.085} \right)^3 = 6.2 \text{ 年}$$

可以得出结论，三对轴承至少 6 年检修更换一次。

8. 箱体设计

(1) 铸铁减速箱的结构尺寸

箱座壁厚 $\delta=8 \text{ mm}$ ，箱盖壁厚 $\delta_1=8 \text{ mm}$ ，地脚螺栓直径 $d_f=20 \text{ mm}$ ，地脚螺栓数目 4 个。具体尺寸见表 3。

表 3 铸铁减速箱结构尺寸表

| 名称符号 | 尺寸 | 名称符号 | 尺寸 |
|------------------------------------|----------|-------------------------------------|-------------|
| 箱座凸缘厚度 b | 12 | d_f 、 d_1 、 d_2 至凸缘边缘距离 c_2 | 24、20、14 |
| 箱盖凸缘厚度 b_1 | 12 | 轴承旁凸台半径 R_1 | 20 |
| 箱座底凸缘厚度 b_2 | 20 | 凸台高度 h | 55 |
| 轴承旁连接螺栓直径 d_1 | 16 | 外箱壁至轴承座端面距离 l_1 | 47 |
| 箱座与箱盖连接螺栓直径 d_2 | 10 | 大齿轮顶圆与内箱壁距离 Δ_1 | 8 |
| 连接螺栓 d_2 的间距 l | 150~200 | 齿轮端面与内箱壁距离 Δ_2 | 8 |
| 轴承盖螺钉直径 d_3 | 8 | 箱盖肋厚 m_1 | 7 |
| 视孔盖螺钉直径 d_4 | 8 | 箱座肋厚 m_2 | 7 |
| 定位销直径 d | 8 | 轴承盖外径 D_2 | 160、112、102 |
| d_f 、 d_1 、 d_2 至外箱壁距离 c_1 | 26、22、16 | 轴承旁连接螺栓距离 S | D_2 |

(2) 视孔盖

$$A=180, A_1=220, A_2=200, B=105, B_1=155, B_2=130, R=10, h=5, \Delta=5$$

(3) 通气器

$$\text{简易式通气器 } M20 \times 1.5, D=30, D_1=25.4, S=22, L=28, l=15, a=4, d_1=6$$

(4) 油尺

$$d=M16, d_1=4, d_2=16, d_3=6, h=35, a=12, b=8, c=5, D=26, D_1=22$$

(5) 放油螺塞

$$d=M16, D_0=26, L=30, l=12, a=3, D=19.6, s=17, d_1=17, H=2$$

(6) 定位销

定位销 A8×40, 数量 2 个

(7) 启盖螺钉

用全螺纹螺栓 M10×30 制成, 端部做成半圆形, 数量 1 个。

(8) 吊耳和吊钩

$d=b=20, R=24, e=20, H=24, h=12, r=6$, 吊耳 1 对, 吊钩 2 对。

9. 润滑和密封设计

齿轮采用浸油润滑, 两级大齿轮深度相当, 所需油量为 6.9~7.6 升, 润滑油牌号 46。

轴承采用脂润滑, 脂润滑易于密封, 结构简单, 维护方便。在箱体轴承内一侧装设甩油环, 防止油 (齿轮润滑油) 脂混合。润滑脂的填充量为轴承室的 $1/3 \sim 2/3$, 每隔半年或一年补充或更换一次。润滑脂牌号, 滚珠轴承润滑 SH 0386-1992。

连接联轴器和链轮处的齿轮轴和低速轴需要在轴承盖处加毡圈密封, 毡圈磨损较大, 一般也半年或一年更换一次。

放油螺塞和视孔盖都是要加石棉橡胶纸进行密封, 不允许润滑油泄露。

10.设计小结

通过这次课程设计，熟悉了机械设计的基本方法，并基本掌握了简单的减速器设计过程。在这三周的时间里，一本新书被翻得比一般旧书还旧，同时还要翻阅诸如机械制图、机械原理、公差测量等已学过的科目教材和设计手册，说明机械设计每一个细节都是需要认真对待的。虽然老师没有强调画图、计算、修改交替进行的做法，但我一直是这么做的，比如轴承的选择，影响着轴的直径，发现轴的轴承寿命太短，则增大轴径重新选择轴承，或者空间允许的话，换用宽系列的轴承。在设计中，出现预算错误或忽略某个给定的尺寸时，对最后的结果可能不会有影响，但是机械设计过程的许多工作是反复的，如果到最后都没有发现自己某一步的失误，

11.参考文献

- [1] 濮贵良, 陈国定, 吴立言. 机械设计[M]. 9 版. 北京 :高等教育出版社, 2013
- [2] 李育锡. 机械设计课程设计[M]. 2 版. 北京 :高等教育出版社, 2014
- [3] 孙桓, 陈作模, 葛文杰. 机械原理[M]. 8 版. 北京 :高等教育出版社, 2013.
- [4] 苟文选. 材料力学(I) [M]. 2 版. 北京 :科学出版社, 2010
- [5] 臧宏琦, 等. 机械制图[M]. 4 版. 西安 :西北工业大学出版社, 2012
- [6] 刘笃喜, 王玉. 机械精度设计与检测技术[M]. 2 版. 北京 :国防工业出版社, 2012