

T6-12：试设计单击闭合式减速用外啮合直齿圆柱齿轮传动。

已知条件：

- 传动比 $i = 4.6$
- 传递功率 $P = 30 \text{ kW}$
- 转速 $n_1 = 730 \text{ r/min}$
- 长期双向传动，载荷有中等冲击
- 要求结构紧凑
- $z_1 = 27$
- 大小齿轮都用 40Cr 表面淬火

(1) 齿轮材料的选择

长期双向传动，要求结构紧凑且齿轮进行表面淬火，因此选用的齿轮为硬齿面齿轮。

大小齿轮均用 **40Cr 调质钢**，表面淬火，查表 6-5 可得：**48~55HRC**。

(2) 校核齿根弯曲强度

一对钢制外啮合齿轮的轮齿弯曲强度设计公式用式：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{FS}}{[\sigma_F]} \right)} \quad (\text{mm})$$

① 计算小齿轮传递的扭矩 T_1

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{30}{730} = 392466 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

② 确定齿数

小齿轮齿数 $z_1 = 27$ ，大齿轮齿数 $z_2 = z_1 \times i = 124.2$ ，取 $z_2 = 124$ 。

③ 确定精度等级

转速不高，功率不大，选择齿轮精度为 **8级**。

④ 确定齿宽系数

取 $\psi_d = 0.6$ (查表 6-9 得: 0.4~0.9)。

⑤ 确定载荷综合系数

载荷有中等冲击, 对称布置, 轴的刚度较大, 取载荷综合系数 $K = 2.1$ (2.1~2.3)。

⑥ 确定复合齿形系数

根据 z_1 、 z_2 由图 6-30 查的 $Y_{Fs1} = 4.19$, $Y_{Fs2} = 3.92$ 。

⑦ 确定许用弯曲应力 $[\sigma_F]$

由图 6-31 查得 $\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2} = \sigma_{Flim} = 480 \sim 880$ MPa, 取 $\sigma_{Flim} = 800$ MPa。

由表 6-8 查得, 表值 $S_{Hmin} = 1.5$ 。对于长期双向传动的齿轮因其齿根受对称循环弯曲应力, 应将表值 σ_{Flim} 乘以 0.7 故有:

$$[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim} \times 0.7}{S_{Fmin}} = \frac{800 \times 0.7}{1.5} = 373 \text{ MPa}$$

⑧ 计算模数

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\psi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{FS}}{[\sigma_F]} \right)} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.1 \times 392466}{0.6 \times 27^2} \left(\frac{4.19}{373} \right)} = 3.485 \text{ mm}$$

由表 6-1 取标准值 $m = 4$ mm。

⑨ 计算齿轮主要尺寸及圆周速度

- 分度圆直径:

$$d_1 = mz_1 = 27 \times 4 = 108 \text{ mm}; \quad d_2 = mz_2 = 124 \times 4 = 496 \text{ mm}$$

- 中心距:

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{4}{2}(27 + 124) = 302 \text{ mm}$$

- 齿轮齿宽:

$$b = \psi_d \cdot d_1 = 0.6 \times 108 = 64.8 \text{ mm}$$

取大齿轮实际齿宽 $b_2 = 65$ mm (满足 $b_2 > b$)。

为了便于安装和补偿轴向尺寸误差, 齿轮减速器中一般将小齿轮实际齿宽 b_1 比大齿轮实际齿宽大 5 ~ 10 mm, 故取小齿轮实际齿宽 $b_1 = 70$ mm。

- 圆周速度:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 108 \times 730}{60 \times 1000} = 4.13 \text{ m/s}$$

由表 6-4 可知取用 **8级精度**。

(3) 校核齿面接触强度

一对钢制外啮合齿轮齿面接触强度的校核公式用式：

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{(\mu \pm 1)}{\mu} \frac{2KT_1}{bd_1^2}} \leq [\sigma_H] \quad (\text{mm})$$

① 确定许用接触应力

由图 6-28 查得 $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim2} = \sigma_{Hlim} = 980 \sim 1370 \text{ MPa}$, 取 $\sigma_{Hlim} = 1300 \text{ MPa}$ 。
由表 6-8 查得 $S_{Hmin} = 1.25$, 故有：

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H1}] = [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{Hlim}} = \frac{1300}{1.25} = 1040 \text{ MPa}$$

② 式中已知参数

$K = 2.1$, $T_1 = 392466(\text{N} \cdot \text{mm})$, $m = 4 \text{ mm}$, $b = 65 \text{ mm}$ (计算接触强度时取较小齿宽)。

③ 确定系数

查表 6-7 可得弹性系数 $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}$

对于标准圆柱齿轮 $Z_H = 2.5$ 。

④ 校核计算

对于小齿轮 (实际上由于材料相同, 只需校核一次, 但公式中分母用的是 b_1 和 b_2 区别)：

$$\sigma_{H1} = Z_E Z_H \sqrt{\frac{(\mu + 1)}{\mu} \frac{2KT_1}{b_1 d_1^2}} = 189.8 \times 2.5 \sqrt{\frac{4.6 + 1}{4.6} \times \frac{2 \times 2.1 \times 392466}{65 \times 108^2}} = 771.96 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H1} = 771.96 \text{ MPa} < 1040 \text{ MPa} = [\sigma_{H1}]$$

$$\sigma_{H2} = Z_E Z_H \sqrt{\frac{(\mu + 1)}{\mu} \frac{2KT_1}{b_2 d_1^2}} = 189.8 \times 2.5 \sqrt{\frac{4.6 + 1}{4.6} \times \frac{2 \times 2.1 \times 392466}{70 \times 108^2}} = 743.88 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H2} = 743.88 \text{ MPa} < 1040 \text{ MPa} = [\sigma_{H2}]$$

结论：齿面接触强度校核计算安全。