



CENTRAL SOUTH UNIVERSITY

FINAL WEEK PROJECT

机械设计基础课程设计说明书

Author:

OuYuheng

Supervisor:

Dr.Zhou YING

2024 年 1 月 6 日

目录

§1 运动参数、动力参数的确定	2
1.1 电动机型号选择	2
1.2 运动参数与动力参数计算	3
§2 齿轮设计计算方法	4
2.1 选择材料及确定许用应力	4
2.2 按齿面接触强度设计	5
2.3 验算齿轮弯曲强度	6
2.4 齿轮的圆周速度	6
§3 带传动设计计算方法	7
3.1 求计算功率 P_c	7
3.2 选 V 带型号	7
3.3 求大、小带轮基准直径 d_2 、 d_1	7
3.4 验算带速	7
3.5 求 V 带基准长度 L_d 与中心距 a	8
3.6 验算小带轮包角 α_1	8
3.7 求 V 带根数 z	8
3.8 求作用在带轮轴上的压力 F_Q	9

§1 运动参数、动力参数的确定

1.1 电动机型号选择

根据所给题目要求，本小组已知参数为输送带的牵引力 $F = 3.5\text{kN}$ ，输送带的速度 $v = 1.8\text{m/s}$ ，输送带滚筒直径 $D = 350\text{mm}$ ，由此可以计算出工作机所需功率 (kW):

$$P_W = Fv = 33.5 \times 1.8 = 6.3\text{kW}$$

其次，通过查表 [2]P7 表 2-4，可得齿轮、轴承、联轴器的传动效率，依据本题具体情况，取各传动效率如下：

传动构建	效率
V 带	0.96
滚动轴承	0.98
齿轮	0.96
联轴器	0.99

表 1: 各传动构件传动效率

故可得总传动效率为：

$$\eta_{\text{总}} = \eta_{\text{带}} \eta_{\text{轴承}}^3 \eta_{\text{齿轮}} \eta_{\text{联轴器}} = 0.96 \times 0.98^3 \times 0.96 \times 0.99 = 0.86$$

由此可以计算出电动机需要提供的输入功率：

$$P_d = \frac{P_W}{\eta_{\text{总}}} = \frac{6.3}{0.86} = 7.33\text{kW}$$

本小组选取电动机转速为 1000r/min ，考虑到选择的电动机功率 $P'_d > P_d$ ，故通过查阅 [2]P196 表 20-1 得到应选取电动机型号为 Y160M-6，该型号电动机的额定满载转速为 $n_m = 970\text{r/min}$ 。

对于输出卷筒而言，计算其工作转速为：

$$n_W = \frac{60000v}{\pi D} = \frac{60000 \times 1.8}{\pi \times 350} = 98\text{r/min}$$

故可得减速器的总传动比为：

$$i_{\text{总}} = \frac{n_m}{n_W} = \frac{970}{98} = 9.87$$

本课设中，选取齿轮传动比为 3.06，则此时带传动比为 3.23，均在要求范围之内。选取小齿轮齿数为 29，大齿轮齿数为 89，满足齿轮传动比要求，并且齿数互质，有较好的传动性能。

1.2 运动参数与动力参数计算

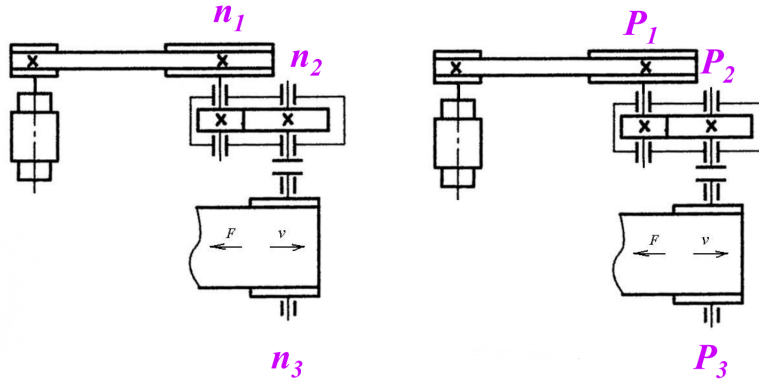


图 1: 各机构运动转速与工作功率示意图

各构件工作转速和工作功率如图1所示，通过传动比计算可得：

$$n_1 = \frac{n_m}{i_{\text{带}}} = \frac{970}{3.23} = 301 \text{r/min}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{齿轮}}} = n_3 = n_W = 98 \text{r/min}$$

各个轴的功率计算：

$$P_1 = P_d \eta_{\text{带}} = 7.5 \times 0.96 = 7.2$$

$$P_2 = P_1 \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{齿轮}} = 7.2 \times 0.98 \times 0.96 = 6.77$$

$$P_3 = P_2 \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{联轴器}} = 6.77 \times 0.98 \times 0.99$$

各轴上都是以该轴上的最大功率（即：输入功率）作为设计所用，故可以算出各轴上的传动力矩：

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{7.2}{301} = 228.66 \text{kN}\cdot\text{m}$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{6.77}{98} = 658.27 \text{kN}\cdot\text{m}$$

$$T_3 = 9550 \frac{P_3}{n_3} = 9550 \times \frac{6.57}{98} = 645.10 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

将以上结果汇总后，得到表2，列出了各个轴的输入功率、工作转速与传动扭矩，至此，课程设计的运动参数和动力参数确定完毕。

轴号	功率 P/kW	转速 $N/(\text{r}/\text{min})$	扭矩 $T/\text{kN} \cdot \text{m}$	传动比 i
电机轴	7.5	970	73.84	$i_{\text{带}} = 3.23$
I	7.2	301	228.7	
II	6.77	98	658.27	
III	6.57	98	645.10	$i_{\text{齿轮}} = 3.06$

表 2: 运动参数与动力参数汇总表

§2 齿轮设计计算方法

本课程设计选用闭式齿轮进行齿轮设计，设齿轮传动比 $i_{12} = 3.1$ ，高速轴转速 $n_1 = 301 \text{ r}/\text{min}$ ，传动功率 $P = 7 \text{ kW}$ ，考虑到该课程设计中的齿轮需有较好的接触疲劳强度，故采用软齿面设计，通过参考文献 [1]P179 提供的方法对齿轮进行设计。

2.1 选择材料及确定许用应力

小齿轮采用 45 号调质钢作为材料，并作调质热处理，齿面硬度为 $197 \sim 286 \text{ HBS}$ ，接触疲劳极限为 $\sigma_{Hlim} = 550 \sim 620 \text{ MPa}$ ，弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE} = 410 \sim 480 \text{ MPa}$ ，此时相应的疲劳强度取均值得， $\sigma_{Hlim1} = 585 \text{ MPa}$ ， $\sigma_{FE1} = 445 \text{ MPa}$ ，由于大小齿轮均为软齿面，考虑到小齿轮齿根较薄时，弯曲强度较低，受载次数多，故对大齿轮做正火热处理，使得小齿轮的弯曲疲劳极限稍高于大齿轮，大、小齿轮的弯曲强度近乎相近

故此时对大齿轮而言，齿面硬度为 $156 \sim 217 \text{ HBS}$ ，接触疲劳极限为 $\sigma_{Hlim} = 350 \sim 400 \text{ MPa}$ ，弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE} = 280 \sim 340 \text{ MPa}$ ，此时相应的疲劳强度取均值得， $\sigma_{Hlim2} = 375 \text{ MPa}$ ， $\sigma_{FE2} = 310 \text{ MPa}$ （由 [1]P171 表 11-1 查得）。

又由 [1]P176 表 11-5，取一般可靠度，在失效概率 $\leq 1/100$ 时，最小安全系数取： $S_H = 1$ ， $S_F = 1.25$ 。

综上所述，齿轮材料参数的设计见表3所示。

接下来可计算许用应力：

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_H} = \frac{585}{1} \text{ MPa} = 585 \text{ MPa}$$

齿轮材料参数	硬度/HBS	接触疲劳强度	弯曲疲劳强度
小齿轮	197 ~ 286HBS	$\sigma_{Hlim1} = 550 \sim 620\text{MPa}$	$\sigma_{Flim1} = 410 \sim 480\text{MPa}$
大齿轮	156 ~ 217HBS	$\sigma_{Hlim2} = 350 \sim 400\text{MPa}$	$\sigma_{Flim2} = 280 \sim 340\text{MPa}$

表 3: 齿轮材料设计参数

接触疲劳最小安全系数 S_H	弯曲疲劳最小安全系数 S_F
1	1.25

表 4: 最小安全系数表

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_H} = \frac{375}{1}\text{MPa} = 375\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{FE1}}{S_F} = \frac{445}{1.25}\text{MPa} = 356\text{MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{FE2}}{S_F} = \frac{310}{1.25}\text{MPa} = 248\text{MPa}$$

2.2 按齿面接触强度设计

本课程设计中齿轮按照 8 级精度设计, 取载荷系数 $K = 1$ (由 [1]P174 表 11-3 查得), 齿宽系数 $\phi_d = 1$ (由 [1]P179 表 11-6 查得), 小齿轮上的转矩

$$T_1 = 2.22 \times 10^5 \text{kN}\cdot\text{m}$$

取弹性系数 $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}$ (由 [1]P175 表 11-4 查得), $u = i_{12} = 3.06$, 则:

$$\begin{aligned} d_1 &\geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} \\ &= 2.32 \sqrt[3]{\frac{1 \times 2.22 \times 10^5}{1} \frac{3.06+1}{3.06} \left(\frac{189.8}{375} \right)^2} \\ &= 97.74 \text{mm} \end{aligned}$$

齿数取 $z_1 = 29$, 则 $z_2 = 3.06 \times 29 \approx 89$, 故:

模数

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{91.22}{29} \text{mm} = 3.16 \text{mm}$$

按 [1]P58 表 4-1 取 $m = 4 \text{mm}$ ，实际的 $d_1 = zm = 29 \times 4 = 116 \text{mm}$, $d_2 = 89 \times 4 = 356 \text{mm}$ ，则：

中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 236 \text{mm}$$

齿宽

$$b = \phi_a d_1 = 1 \times 116 \text{mm} = 116 \text{mm}$$

2.3 验算齿轮弯曲强度

齿形系数由 [1]P177 图 11-8 得， $Y_{Fa1} = 2.62$, $Y_{Fa2} = 2.24$ ，由 [1]P178 图 11-9 得， $Y_{Sa1} = 1.63$, $Y_{Sa2} = 1.78$ ，由 [1]P177 式 11-5，

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{Sa}}{bd_1 m} = \frac{2 \times 1 \times 2.22 \times 10^5 \times 2.62 \times 2.24}{116 \times 116 \times 4} = 34.91 \leq [\sigma_{F1}] = 356 \text{MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 18.39 \times \frac{2.24 \times 1.78}{2.62 \times 1.63} = 32.59 \text{MPa} \leq [\sigma_{F2}] = 248 \text{MPa}$$

2.4 齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 116 \times 301}{60 \times 1000} \text{m/s} = 1.82 \text{m/s}$$

对照 [1]P172 表 11-2 可知选用 8 级精度是合适的，至此齿轮设计完毕。

§3 带传动设计计算方法

本课程设计需要设计一 V 带传动，选用异步电动机为驱动，电动机型号选取为：Y160M-6，电动机满载转速为： $n_1 = 970 \text{r/min}$ ，V 带大轮转速为 $n_2 = 301 \text{r/min}$ ，因此可以计算出传动比为： $i_{12} = n_1/n_2 = 3.22$ ，V 带输入功率为 $P = 7.5 \text{kW}$ ，设计为两班制工作。

3.1 求计算功率 P_c

考虑到本课程设计使用的 V 带，载荷平稳，用于小批量生产，为载荷变动很小的轻负荷输送机，由 [1]P222 表 13-9 查得，在两班制工作状态下，选取工作情况系数 $K_A = 1.2$ ，故计算功率 $P_c = K_A P = 9\text{kW}$ 。

3.2 选 V 带型号

本课程设计选用普通 V 带，根据 $P_c = 9\text{kW}$, $n_1 = 970\text{r/min}$ ，由 [1]P223 图 13-15 查得此坐标点落在 B 型区域，故选用 B 型进行计算。

3.3 求大、小带轮基准直径 d_2 、 d_1

由 [1]P223 图 13-15 得到， $d_1 = 125 \sim 140\text{mm}$ ，因传动比不大， d_1 可取较大值而不会使 d_2 过大，先取 $d_1 = 140\text{mm}$ ，取弹性传动比 $\varepsilon = 0.02$ ，由 [1]P215 式 13-8 得到：

$$d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1 (1 - \varepsilon) = \frac{970}{301} \times 140 \times (1 - 0.02)\text{mm} = 442.14\text{mm}$$

由 [1]P224 表 13-10 查得，取 $d_2 = 450\text{mm}$ （虽使得 n_2 有所减小，但是误差在 5%以内，允许）。

3.4 验算带速

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 970}{60 \times 1000}\text{m/s} = 7.11\text{m/s}$$

带速在 $5 \sim 30\text{m/s}$ 范围内，合适。

3.5 求 V 带基准长度 L_d 与中心距 a

初步选取中心距 $a_0 = 1.5(d_1 + d_2) = 1.5 \times (140 + 450) = 885\text{mm}$ ，取 $a_0 = 900$

此时，由 [1]P209 式 13-2 带长

$$\begin{aligned} L_0 &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_0} \\ &= \left[2 \times 900 + \frac{\pi}{2} \times (140 + 450) + \frac{(450 - 140)^2}{4 \times 900} \right] \\ &= 2753.46\text{mm} \end{aligned}$$

由 [1]P216 表 13-2 查得, B 型 V 带选用 $L_d = 2700\text{mm}$, 带长修正系数 $K_L = 1.04$, 再由 [1]P224 式 13-15 计算实际中心距:

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_0}{2} = 900 + \frac{2700 - 2753.46}{2}\text{mm} = 873.27\text{mm}$$

3.6 验算小带轮包角 α_1

由 [1]P209 式 13-1 得到,

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ = 159.66^\circ > 120^\circ$$

合适。

3.7 求 V 带根数 z

由 [1]P222 表 13-8 查得, 在包角 $\alpha_1 = 159.66^\circ$ 时, 包角修正系数 $K_\alpha = 0.95$, 由 [1]P219 表 13-4 查得, 普通 V 带的基本额定功率 $P_0 = 2.08\text{kW}$, 此时传动比由 [1]P215 式 13-8 得到:

$$i_{12} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{450}{140 \times (1 - 0.02)} = 3.28$$

误差在 5%, 可以允许。

又由 [1]P221 表 13-6 查得, 额定功率增量 $\Delta P_0 = 0.30\text{kW}$

可由 [1]P223 式 13-14 得:

$$z = \frac{P_c}{[P_0]} = \frac{P_c}{(P_0 + \Delta P_0)K_\alpha K_L} = \frac{9}{(2.08 + 0.3) \times 0.95 \times 1.04} = 3.81$$

取 4 根。

3.8 求作用在带轮轴上的压力 F_Q

由 [1]P216 表 13-1 查得, 单位长度质量 $q = 0.170\text{kg/m}$, 故由 [1]P225 式 13-16 得单根 V 带的初拉力为:

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{500P_c}{zv} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 \\ &= \left[\frac{500 \times 9}{4 \times 7.11} \times \left(\frac{2.5}{0.95} - 1 \right) + 0.17 \times 7.11^2 \right] \text{N} \\ &= 266.74 \text{N} \end{aligned}$$

作用在轴上的压力：

$$F_Q = 2zF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 4 \times 266.74 \times \sin\left(\frac{160^\circ}{2}\right) \text{N} = 2100.38 \text{N}$$

至此 V 带设计完毕。