

目录

第一部分 设计任务书	3
1.1 设计题目	3
1.2 设计步骤	3
第二部分 选择电动机	3
2.1 电动机类型的选择	3
2.2 确定传动装置的效率	3
2.3 计算电动机容量	4
2.4 确定电动机功率及转速	4
2.5 确定传动装置的总传动比和分配传动比	5
第三部分 计算传动装置运动学和动力学参数	6
3.1 电动机输出参数	6
3.2 高速轴的参数	6
3.3 中间轴的参数	6
3.4 低速轴的参数	6
3.5 工作机轴的参数	7
第四部分 普通 V 带设计计算	8
第五部分 减速器高速级齿轮传动设计计算	11
5.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数	11
5.2 按齿面接触疲劳强度设计	12
5.3 确定传动尺寸	14
5.4 校核齿根弯曲疲劳强度	15
5.5 计算齿轮传动其它几何尺寸	16
5.6 齿轮参数和几何尺寸总结	16
第六部分 减速器低速级齿轮传动设计计算	17
6.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数	17
6.2 按齿面接触疲劳强度设计	17
6.3 确定传动尺寸	19
6.4 校核齿根弯曲疲劳强度	20
6.5 计算齿轮传动其它几何尺寸	21
6.6 齿轮参数和几何尺寸总结	21
第七部分 轴的设计	22
7.1 高速轴设计计算	22
7.2 中间轴设计计算	28
7.3 低速轴设计计算	34
第八部分 滚动轴承寿命校核	40
8.1 高速轴上的轴承校核	40
8.2 中间轴上的轴承校核	41
8.3 低速轴上的轴承校核	42
第九部分 键联接设计计算	43
9.1 高速轴与大带轮键连接校核	43
9.2 中间轴与低速级小齿轮键连接校核	43
9.3 中间轴与高速级大齿轮键连接校核	44

9.4 低速轴与低速级大齿轮键连接校核.....	44
9.5 低速轴与联轴器键连接校核	44
第十部分 联轴器的选择	45
10.1 低速轴上联轴器	45
第十一部分 减速器的密封与润滑.....	45
11.1 减速器的密封	45
11.2 齿轮的润滑	45
11.3 轴承的润滑	46
第十二部分 减速器附件	46
12.1 油面指示器	46
12.2 通气器	46
12.3 放油孔及放油螺塞	46
12.4 窥视孔和视孔盖	47
12.5 定位销	47
12.6 启盖螺钉	47
12.7 螺栓及螺钉	47
第十三部分 减速器箱体主要结构尺寸.....	47
第十四部分 设计小结	48
第十五部分 参考文献	49

第一部分 设计任务书

1.1 设计题目

展开式二级斜齿圆柱减速器，拉力 $F=2600N$ ，速度 $v=1.4m/s$ ，直径 $D=550mm$ ，每天工作小时数：24 小时，工作年限（寿命）：10 年，每年工作天数：300 天，配备有三相交流电源，电压 380/220V。

1.2 设计步骤

- 1.传动装置总体设计方案
- 2.电动机的选择
- 3.确定传动装置的总传动比和分配传动比
- 4.计算传动装置的运动和动力参数
- 5.普通 V 带设计计算
- 6.减速器内部传动设计计算
- 7.传动轴的设计
- 8.滚动轴承校核
- 9.键联接设计
- 10.联轴器设计
- 11.润滑密封设计
- 12.箱体结构设计

第二部分 选择电动机

2.1 电动机类型的选择

按工作要求及工作条件选用三相异步电动机，封闭式结构，电压 380V，Y 系列。

2.2 确定传动装置的效率

查表得：

联轴器的效率： $\eta_1=0.99$

滚动轴承的效率： $\eta_2=0.99$

V 带的效率： $\eta_v=0.96$

闭式圆柱齿轮的效率： $\eta_3=0.98$

工作机的效率： $\eta_w=0.97$

$$\eta_a = \eta_1 \times \eta_2^4 \times \eta_3^2 \times \eta_v \times \eta_w = 0.85$$

2.3 计算电动机容量

工作机所需功率为

$$P_w = \frac{F \times V}{1000} = \frac{2600 \times 1.4}{1000} = 3.64kW$$

2.4 确定电动机功率及转速

电动机所需额定功率：

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{3.64}{0.85} = 4.28kW$$

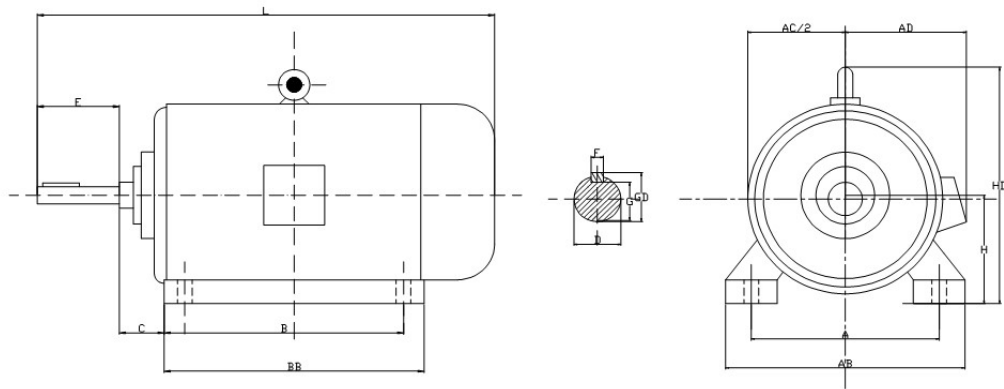
工作转速：

$$n_w = \frac{60 \times 1000 \times V}{\pi \times D} = \frac{60 \times 1000 \times 1.4}{3.14 \times 550} = 48.64rpm$$

经查表按推荐的合理传动比范围，V 带传动比范围为：2~4，展开式二级齿轮减速器传动比范围为：8~40，因此理论传动比范围为：16~160。可选择的电动机转速范围为 $n_d=i_a \times n_w=(16\sim 160) \times 48.64=778\sim 7782r/min$ 。进行综合考虑价格、重量、传动比等因素，选定电机型号为：Y132S-4 的三相异步电动机，额定功率 $P_{en}=5.5kW$ ，满载转速为 $n_m=1440r/min$ ，同步转速为 $n_t=1500r/min$ 。

方案	型号	额定功率/kW	同步转速(r/min)	满载转速(r/min)
1	Y160M2-8	5.5	750	720
2	Y132M2-6	5.5	1000	960
3	Y132S-4	5.5	1500	1440
4	Y132S1-2	5.5	3000	2900

电机主要尺寸参数



中心高 H	外形尺寸 L ×HD	安装尺寸 A ×B	地脚螺栓孔 直径 K	轴伸尺寸 D ×E	键部位尺寸 F×G
132	475×315	216×140	12	38×80	10×33

2.5 确定传动装置的总传动比和分配传动比

(1) 总传动比的计算

由选定的电动机满载转速 n_m 和工作机主动轴转速 n_w ，可以计算出传动装置总传动比为：

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{1440}{48.64} = 29.605$$

(2) 分配传动装置传动比

取普通 V 带的传动比： $i_v=2$

高速级传动比

$$i_1 = \sqrt{1.35 \times \frac{i_a}{i_v}} = 4.47$$

则低速级的传动比为

$$i_2 = 3.31$$

减速器总传动比

$$i_b = i_1 \times i_2 = 14.7957$$

第三部分 计算传动装置运动学和动力学参数

3.1 电动机输出参数

$$P_0 = 4.28kW$$

$$n_0 = nm = 1440rpm$$

$$T_0 = 9550000 \times \frac{P_0}{n_0} = 9550000 \times \frac{4.28}{1440} = 28384.72N \cdot mm$$

3.2 高速轴的参数

$$P_I = P_0 \times \eta_v = 4.28 \times 0.96 = 4.11kW$$

$$n_I = \frac{n_0}{i_0} = \frac{1440}{2} = 720rpm$$

$$T_I = 9550000 \times \frac{P_I}{n_I} = 9550000 \times \frac{4.11}{720} = 54514.58N \cdot mm$$

3.3 中间轴的参数

$$P_{II} = P_I \times \eta_2 \times \eta_3 = 4.11 \times 0.99 \times 0.98 = 3.99kW$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_1} = \frac{720}{4.47} = 161.07rpm$$

$$T_{II} = 9550000 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550000 \times \frac{3.99}{161.07} = 236571.06N \cdot mm$$

3.4 低速轴的参数

$$P_{III} = P_{II} \times \eta_2 \times \eta_3 = 3.99 \times 0.99 \times 0.98 = 3.87kW$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{161.07}{3.31} = 48.66rpm$$

$$T_{III} = 9550000 \times \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550000 \times \frac{3.87}{48.66} = 759525.28N \cdot mm$$

3.5 工作机轴的参数

$$P_{IV} = P_{III} \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_w = 3.87 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.97 = 3.64kW$$

$$n_{IV} = n_{III} = 48.66rpm$$

$$T_{IV} = 9550000 \times \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550000 \times \frac{3.64}{48.66} = 714385.53N \cdot mm$$

运动和动力参数计算结果整理于下表:

轴名	功率 P(kW)		转矩 T(N•mm)		转 速 (r/min)	传动比 i	效率 η
	输入	输出	输入	输出			
电动机轴		4.28		28384.72	1440	2	0.96
I 轴	4.11	4.07	54514.58	53984.03	720	4.47	0.9702
II 轴	3.99	3.95	236571.0 6	234199.4 2	161.07	3.31	0.9702
III 轴	3.87	3.83	759525.2 8	751674.8 9	48.66	1	0.96
工作机轴	3.752577 3195876 3	3.64	736782.7 6	714679.2 8	48.64		

第四部分 普通 V 带设计计算

1. 已知条件和设计内容

设计普通 V 带传动的已知条件包括：所需传递的功率 $P_d=4.28\text{kW}$ ；小带轮转速 $n_1=1440\text{r/min}$ ；大带轮转速 n_2 和带传动传动比 $i=2$ ；设计的内容是：带的型号、长度、根数，带轮的直径、宽度和轴孔直径中心距、初拉力及作用在轴上之力的大小和方向。

2. 设计计算步骤

(1) 确定计算功率 P_{ca}

由表查得工作情况系数 $K_A=1.3$ ，故

$$P_{ca} = K_A \times P = 1.3 \times 4.28 = 5.564\text{kW}$$

(2) 选择 V 带的带型

根据 P_{ca} 、 n_1 由图选用 A 型。

3. 确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 v

1) 初选小带轮的基准直径 d_{d1} 。取小带轮的基准直径 $d_{d1}=80\text{mm}$ 。

2) 验算带速 v 。按式验算带的速度

$$v = \frac{\pi \times d_{d1} \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80 \times 1440}{60 \times 1000} = \frac{6.03\text{m}}{\text{s}}$$

取带的滑动率 $\varepsilon = 0.02$

(3) 计算大带轮的基准直径。计算大带轮的基准直径

$$d_{d2} = i \times d_{d1} \times (1 - \varepsilon) = 2 \times 80 \times (1 - 0.02) = 156.8 \text{ mm}$$

根据表，取标准值为 $dd_2=160\text{mm}$ 。

(4) 确定 V 带的中心距 a 和基准长 L_d 度

根据式，初定中心距 $a_0=190\text{mm}$ 。

由式计算带所需的基准长度

$$L_{d0} = 2 \times a_0 + \frac{\pi}{2} \times (d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4 \times a_0} = 2 \times 190 + \frac{\pi}{2} \times (80 + 160) + \frac{(160 - 80)^2}{4 \times 190} \\ \approx 765 \text{ mm}$$

由表选带的基准长度 $L_d=790\text{mm}$ 。

按式计算实际中心距 a 。

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 190 + \frac{790 - 765}{2} \approx 202 \text{ mm}$$

按式,中心距的变化范围为 $190\text{--}226\text{mm}$ 。

(5) 验算小带轮的包角 α_1

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (d_{d2} - d_{d1}) \times \frac{57.3^\circ}{a} \approx 180^\circ - (160 - 80) \times \frac{57.3^\circ}{202} = 157.31^\circ > 120^\circ$$

(6) 计算带的根数 z

1) 计算单根 V 带的额定功率 P_r 。

由 $dd_1=80\text{mm}$ 和 $n_1=1440\text{r/min}$,查表得 $P_0=0.96\text{kW}$ 。

根据 $n_1=1440\text{r/min}$, $i=2$ 和 A 型带,查表得 $\Delta P_0=0.249\text{kW}$ 。

查表的 $K_\alpha = 0.939$, 表得 $K_L = 0.85$, 于是

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) \times K_\alpha \times K_L = (0.96 + 0.249) \times 0.939 \times 0.85 = 0.965 \text{ kW}$$

2) 计算带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{5.564}{0.965} \approx 5.77$$

取 6 根。

(6) 计算单根 V 带的初拉力 F_0

由表得 A 型带的单位长度质量 $q=0.105\text{kg/m}$, 所以

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_\alpha) \times P_{ca}}{K_\alpha \times z \times v} + q \times v^2 = 500 \times \frac{(2.5 - 0.939) \times 5.564}{0.939 \times 6 \times 6.03} + 0.105 \times 6.03^2$$

$$= 131.65N$$

(7) 计算压轴力 F_p

$$F_p = 2 \times z \times F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 6 \times 131.65 \times \sin\left(\frac{157.31^\circ}{2}\right) = 1548.93N$$

带型	A	中心距	202mm
小带轮基准直径	80mm	包角	157.31°
大带轮基准直径	160mm	带长	790mm
带的根数	6	初拉力	131.65N
带速	6.03m/s	压轴力	1548.93N

4. 带轮结构设计

(1) 小带轮的结构设计

小带轮的轴孔直径 $d=38mm$

因为小带轮 $dd1=80$

因此小带轮结构选择为实心式。

因此小带轮尺寸如下：

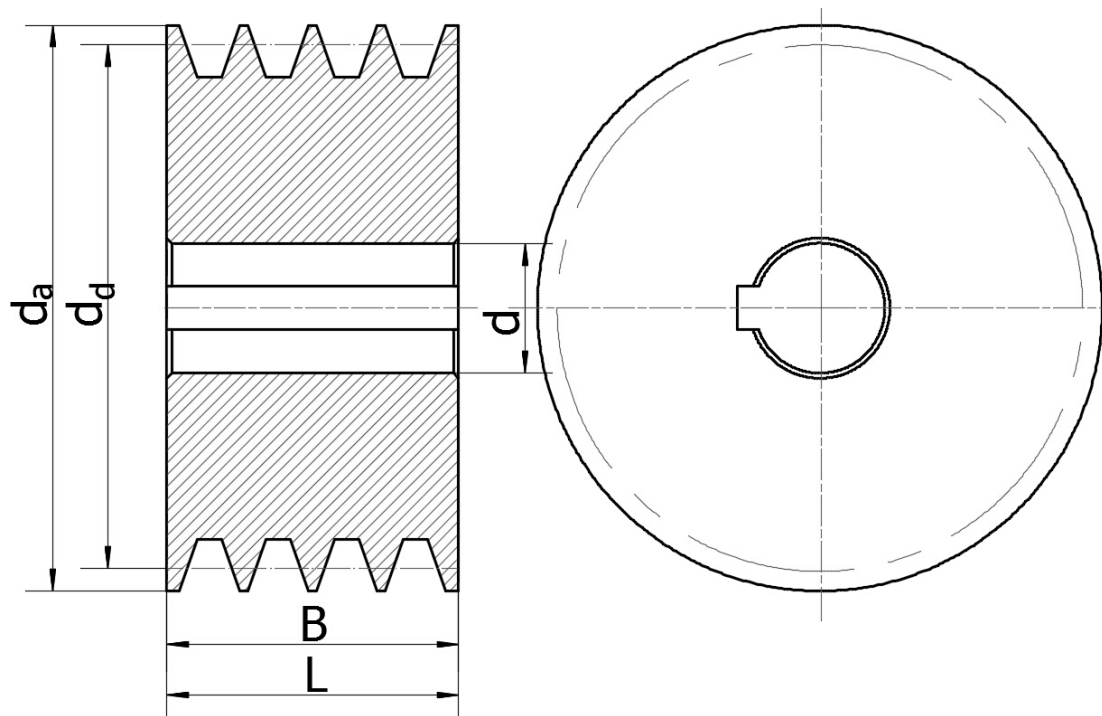
$$d_1 = 2.0 \times d = 2.0 \times 38 = 76mm$$

$$d_a = d_{a1} + 2 \times h_a = 80 + 2 \times 2.75 = 86mm$$

$$B = (z - 1) \times e + 2 \times f = 92mm$$

(因为带轮为实心式，所以轮缘宽度应大于等于带轮宽度即 $L \geq B$)

$$L = 92mm$$



(2) 大带轮的结构设计

大带轮的轴孔直径 $d=22\text{mm}$

因为大带轮 $dd_2=160\text{mm}$

因此大带轮结构选择为腹板式。

因此大带轮尺寸如下：

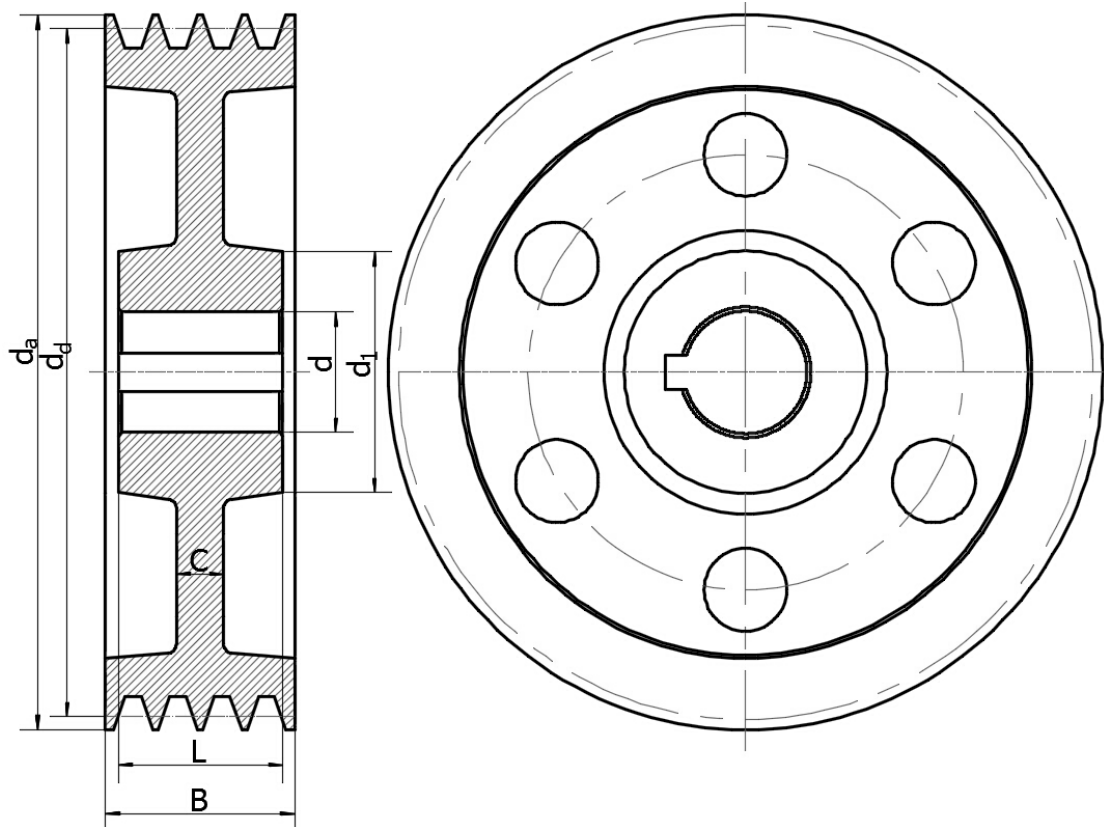
$$d_1 = 2.0 \times d = 2.0 \times 22 = 44\text{mm}$$

$$d_a = d_{d1} + 2 \times h_a = 160 + 2 \times 2.75 = 166\text{mm}$$

$$B = (z - 1) \times e + 2 \times f = 92\text{mm}$$

$$C = 0.25 \times B = 0.25 \times 92 = 23\text{mm}$$

$$L = 2.0 \times d = 2.0 \times 22 = 44\text{mm}$$



第五部分 减速器高速级齿轮传动设计计算

5.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

- (1) 根据传动方案，选用斜齿圆柱齿轮传动，压力取为 $\alpha = 20^\circ$ ，初选螺旋角 $\beta = 13^\circ$ 。
- (2) 参考表 10-6 选用 7 级精度。
- (3) 材料选择 由表 10-1 选择小齿轮 40Cr（调质），齿面硬度 280HBS，大齿轮 45（调质），齿面硬度 240HBS
- (4) 选小齿轮齿数 $Z_1=28$ ，则大齿轮齿数 $Z_2=Z_1 \times i=28 \times 4.47=125$ 。
实际传动比 $i=4.464$

5.2 按齿面接触疲劳强度设计

- (1) 由式试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times K_{Ht} \times T}{\varphi_d} \times \frac{u+1}{u} \times \left(\frac{Z_H \times Z_E \times Z_\epsilon \times Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式中的各参数值

①试选载荷系数 $K_H=1.3$

②小齿轮传递的扭矩:

$$T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{4.11}{720} = 54514.58 N \cdot mm$$

③查表选取齿宽系数 $\phi_d=1$

④由图查取区域系数 $Z_H=2.46$

⑤查表得材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8MPa$

⑥由式计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ε

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 13^\circ}\right) = 20.483^\circ$$

$$\alpha_{at1} = \arccos\left(\frac{z_1 \times \cos \alpha_t}{z_1 + 2 \times h_{an}^* \times \cos \beta}\right) = \arccos\left(\frac{28 \times \cos 20.483}{28 + 2 \times 1 \times \cos 13}\right) = 28.858^\circ$$

$$\alpha_{at2} = \arccos\left(\frac{z_2 \times \cos \alpha_t}{z_2 + 2 \times h_{an}^* \times \cos \beta}\right) = \arccos\left(\frac{125 \times \cos 20.483}{125 + 2 \times 1 \times \cos 13}\right) = 22.721^\circ$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{z_1 \times (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_t) + z_2 \times (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_t)}{2\pi} \\ &= \frac{28 \times (\tan 28.858^\circ - \tan 20.483^\circ) + 125 \times (\tan 22.721^\circ - \tan 20.483^\circ)}{2\pi} \\ &= 1.69 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_\beta = \phi_d \times z_1 \times \frac{\tan \beta}{\pi} = 1 \times 28 \times \frac{\tan 13^\circ}{\pi} = 2.058$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \times (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{4 - 1.69}{3} \times (1 - 2.058) + \frac{2.058}{1.69}} = 0.635$$

⑦由公式可得螺旋角系数 Z_β 。

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} = \sqrt{\cos 13^\circ} = 0.987$$

⑧计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

由图查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为:

$$\sigma_{Hlim1} = 600MPa, \sigma_{Hlim2} = 550MPa$$

计算应力循环次数

$$N_{L1} = 60 \times n \times j \times L_h = 60 \times 720 \times 1 \times 24 \times 300 \times 10 = 3.11 \times 10^9$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{3.11 \times 10^9}{4.47} = 6.958 \times 10^8$$

由图查取接触疲劳系数:

$$K_{HN1} = 0.965, K_{HN2} = 1.051$$

取失效概率为 1%, 安全系数 S=1, 得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \times \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{0.965 \times 600}{1} = 579MPa$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \times \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{1.051 \times 550}{1} = 578.05MPa$$

取 $[\sigma_H]_1$ 和 $[\sigma_H]_2$ 中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力, 即

$$[\sigma_H] = 578.05MPa$$

2) 试算小齿轮分度圆直径

$$\begin{aligned} d_{1t} &\geq \sqrt[3]{\frac{2 \times K_{Ht} \times T}{\varphi_d} \times \frac{u+1}{u} \times \left(\frac{Z_H \times Z_E \times Z_\epsilon \times Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 54514.58}{1} \times \frac{4.47+1}{4.47} \times \left(\frac{2.46 \times 189.8 \times 0.635 \times 0.987}{578.05} \right)^2} \\ &= 35.424mm \end{aligned}$$

(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

$$v = \frac{\pi \times d_{1t} \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 35.424 \times 720}{60 \times 1000} = 1.335$$

齿宽 b

$$b = \varphi_d \times d_{1t} = 1 \times 35.424 = 35.424mm$$

2) 计算实际载荷系数 KH

①查表得使用系数 KA=1.25

②查图得动载系数 Kv=1.077

③齿轮的圆周力。

$$F_t = 2 \times \frac{T}{d_1} = 2 \times \frac{54514.58}{35.424} = 3078N$$

$$K_A \times \frac{F_t}{b} = 1.25 \times \frac{3078}{35.424} = \frac{109N}{mm} > \frac{100N}{mm}$$

查表得齿间载荷分配系数: KH α =1.2

查表得齿向载荷分布系数: KH β =1.475

实际载荷系数为

$$K_H = K_A \times K_V \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} = 1.25 \times 1.077 \times 1.2 \times 1.475 = 2.383$$

3) 按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \times \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} = 35.424 \times \sqrt[3]{\frac{2.383}{1.3}} = 43.354mm$$

4) 确定模数

$$m_n = \frac{d_1 \times \cos\beta}{z_1} = \frac{43.354 \times \cos 13^\circ}{28} = 1.509mm, \text{ 取 } m_n = 2mm。$$

5.3 确定传动尺寸

(1) 计算中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2) \times m_n}{2 \times \cos\beta} = 157.02mm, \text{ 圆整为 } 157mm$$

(2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos\left(\frac{(z_1 + z_2) \times m_n}{2 \times a}\right) = 12.9677^\circ$$

$$\beta = 12^\circ 58' 3''$$

(3) 计算小、大齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 \times m_n}{\cos \beta} = 57.466 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 \times m_n}{\cos \beta} = 256.543 \text{ mm}$$

(4) 计算齿宽

$$b = \varphi_d \times d_1 = 57.47 \text{ mm}$$

取 B1=65mm B2=60mm

5.4 校核齿根弯曲疲劳强度

齿根弯曲疲劳强度条件为

$$\sigma_F = \frac{2 \times K \times T \times Y_{Fa} \times Y_{Sa} \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times \cos^2 \beta}{\varphi_d \times m^3 \times z_1^2} \leq [\sigma]_F$$

1) K、T、mn 和 d1 同前

齿宽 b=b2=60

齿形系数 YFa 和应力修正系数 YSa，当量齿数为：

小齿轮当量齿数：

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{28}{\cos^3 12.9677^\circ} = 30.256$$

大齿轮当量齿数：

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{125}{\cos^3 12.9677^\circ} = 135.073$$

查表得：

$$Y_{Fa1} = 2.516, Y_{Fa2} = 2.152$$

$$Y_{Sa1} = 1.626, Y_{Sa2} = 1.818$$

查图得重合度系数 Yε = 0.674

查图得螺旋角系数 Yβ = 0.777

查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为：

$$\sigma_{Flim1} = 500MPa, \sigma_{Flim2} = 380MPa$$

由图查取弯曲疲劳系数:

$$K_{FN1} = 0.879, K_{FN2} = 0.912$$

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$, 得许用弯曲应力

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \times \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.879 \times 500}{1.4} = 313.93MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \times \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.912 \times 380}{1.4} = 247.54MPa$$

齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times K \times T \times Y_{Fa1} \times Y_{Sa1} \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times \cos^2 \beta}{\varphi_d \times m^3 \times z_1^2} = 51.517 MPa < [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \times K \times T \times Y_{Fa2} \times Y_{Sa2} \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times \cos^2 \beta}{\varphi_d \times m^3 \times z_1^2} = 49.27 MPa < [\sigma_F]_2$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{Fa2} \times Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} \times Y_{Sa1}} = 49.27MPa < [\sigma_F]_2 = 247.54MPa$$

齿根弯曲疲劳强度满足要求, 并且小齿轮抵抗弯曲疲劳破坏的能力大于大齿轮。

5.5 计算齿轮传动其它几何尺寸

(1) 计算齿顶高、齿根高和全齿高

$$h_a = m \times h_{an}^* = 2mm$$

$$h_f = m \times (h_{an}^* + c_n^*) = 2.5mm$$

$$h = (h_a + h_f) = m \times (2h_{an}^* + c_n^*) = 4.5mm$$

(2) 计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times h_a = 61.47mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times h_a = 260.54mm$$

(3) 计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2 \times h_f = 52.47mm$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \times h_f = 251.54mm$$

注: $h_{an}^* = 1.0$, $c_n^* = 0.25$

5.6 齿轮参数和几何尺寸总结

参数或几何尺寸	符号	小齿轮	大齿轮
法面模数	mn	2	2
法面压力角	α_n	20	20
法面齿顶高系数	ha*	1.0	1.0
法面顶隙系数	c*	0.25	0.25
螺旋角	β	左 $12^\circ 58'3''$	右 $12^\circ 58'3''$
齿数	z	28	125
齿顶高	ha	2	2
齿根高	hf	2.5	2.5
分度圆直径	d	57.466	256.543
齿顶圆直径	da	61.47	260.54
齿根圆直径	df	52.47	251.54
齿宽	B	65	60
中心距	a	157	157

第六部分 减速器低速级齿轮传动设计计算

6.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

- (1) 根据传动方案, 选用斜齿圆柱齿轮传动, 压力取为 $\alpha = 20^\circ$, 初选螺旋角 $\beta = 13^\circ$ 。
- (2) 参考表 10-6 选用 7 级精度。
- (3) 材料选择 由表 10-1 选择小齿轮 40Cr (调质), 齿面硬度 280HBS, 大齿轮 45 (调质), 齿面硬度 240HBS
- (4) 选小齿轮齿数 $Z_1=28$, 则大齿轮齿数 $Z_2=Z_1 \times i=28 \times 3.31=93$ 。
实际传动比 $i=3.321$

6.2 按齿面接触疲劳强度设计

(1) 由式试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times K_{Ht} \times T}{\varphi_d} \times \frac{u+1}{u} \times \left(\frac{Z_H \times Z_E \times Z_\varepsilon \times Z_\beta}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式中的各参数值

①试选载荷系数 $K_{Ht}=1.3$

②小齿轮传递的扭矩:

$$T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{3.99}{161.07} = 236571.06 N \cdot mm$$

③查表选取齿宽系数 $\phi_d=1$

④由图查取区域系数 $Z_H=2.46$

⑤查表得材料的弹性影响系数 $Z_E=189.8 \text{MPa}$

⑥由式计算接触疲劳强度用重合度系数 Z_ε

$$\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 13^\circ}\right) = 20.483^\circ$$

$$\alpha_{at1} = \arccos\left(\frac{z_1 \times \cos \alpha_t}{z_1 + 2 \times h_{an}^* \times \cos \beta}\right) = \arccos\left(\frac{28 \times \cos 20.483}{28 + 2 \times 1 \times \cos 13}\right) = 28.858^\circ$$

$$\alpha_{at2} = \arccos\left(\frac{z_2 \times \cos \alpha_t}{z_2 + 2 \times h_{an}^* \times \cos \beta}\right) = \arccos\left(\frac{93 \times \cos 20.483}{93 + 2 \times 1 \times \cos 13}\right) = 23.43^\circ$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{z_1 \times (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_t) + z_2 \times (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_t)}{2\pi} \\ &= \frac{28 \times (\tan 28.858^\circ - \tan 20.483^\circ) + 93 \times (\tan 23.43^\circ - \tan 20.483^\circ)}{2\pi} \\ &= 1.676 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_\beta = \varphi_d \times z_1 \times \frac{\tan \beta}{\pi} = 1 \times 28 \times \frac{\tan 13^\circ}{\pi} = 2.058$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \times (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{4 - 1.676}{3} \times (1 - 2.058) + \frac{2.058}{1.676}} = 0.639$$

⑦由公式可得螺旋角系数 Z_β 。

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 13^{\circ}} = 0.987$$

⑧计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

由图查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为：

$$\sigma_{Hlim1} = 600\text{Mpa}, \sigma_{Hlim2} = 550\text{Mpa}$$

计算应力循环次数

$$N_{L1} = 60 \times n \times j \times L_h = 60 \times 161.07 \times 1 \times 24 \times 300 \times 10 = 6.958 \times 10^8$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{6.958 \times 10^8}{3.31} = 2.102 \times 10^8$$

由图查取接触疲劳系数：

$$K_{HN1} = 1.051, K_{HN2} = 1.132$$

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \times \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{1.051 \times 600}{1} = 630.6\text{MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \times \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{1.132 \times 550}{1} = 622.6\text{MPa}$$

取 $[\sigma_H]_1$ 和 $[\sigma_H]_2$ 中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即

$$[\sigma_H] = 622.6\text{MPa}$$

2) 试算小齿轮分度圆直径

$$\begin{aligned} d_{1t} &\geq \sqrt[3]{\frac{2 \times K_{Ht} \times T}{\varphi_d} \times \frac{u+1}{u} \times \left(\frac{Z_H \times Z_E \times Z_{\varepsilon} \times Z_{\beta}}{[\sigma_H]} \right)^2} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 236571.06}{1} \times \frac{3.31+1}{3.31} \times \left(\frac{2.46 \times 189.8 \times 0.639 \times 0.987}{622.6} \right)^2} \\ &= 56.375\text{mm} \end{aligned}$$

(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

$$v = \frac{\pi \times d_{1t} \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 56.375 \times 161.07}{60 \times 1000} = 0.475$$

齿宽 b

$$b = \varphi_d \times d_{1t} = 1 \times 56.375 = 56.375 \text{ mm}$$

2) 计算实际载荷系数 K_H

①查表得使用系数 $K_A=1.25$

②查图得动载系数 $K_v=1.059$

③齿轮的圆周力。

$$F_t = 2 \times \frac{T}{d_1} = 2 \times \frac{236571.06}{56.375} = 8393 \text{ N}$$

$$K_A \times \frac{F_t}{b} = 1.25 \times \frac{8393}{56.375} = \frac{186 \text{ N}}{\text{mm}} > \frac{100 \text{ N}}{\text{mm}}$$

查表得齿间载荷分配系数: $K_{H\alpha} = 1.2$

查表得齿向载荷分布系数: $K_{H\beta} = 1.484$

实际载荷系数为

$$K_H = K_A \times K_v \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} = 1.25 \times 1.059 \times 1.2 \times 1.484 = 2.357$$

3) 按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \times \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} = 56.375 \times \sqrt[3]{\frac{2.357}{1.3}} = 68.742 \text{ mm}$$

4) 确定模数

$$m_n = \frac{d_1 \times \cos\beta}{z_1} = \frac{68.742 \times \cos 13^\circ}{28} = 2.392 \text{ mm}, \text{ 取 } m_n = 3 \text{ mm}.$$

6.3 确定传动尺寸

(1) 计算中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2) \times m_n}{2 \times \cos\beta} = 186.27 \text{ mm}, \text{ 圆整为 } 186 \text{ mm}$$

(2) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos\left(\frac{(z_1 + z_2) \times m_n}{2 \times a}\right) = 12.6353^\circ$$

$$\beta = 12^\circ 38' 7''$$

(3) 计算小、大齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 \times m_n}{\cos \beta} = 86.085 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 \times m_n}{\cos \beta} = 285.924 \text{ mm}$$

(4) 计算齿宽

$$b = \varphi_d \times d_1 = 86.08 \text{ mm}$$

取 B1=95mm B2=90mm

6.4 校核齿根弯曲疲劳强度

齿根弯曲疲劳强度条件为

$$\sigma_F = \frac{2 \times K \times T \times Y_{Fa} \times Y_{Sa} \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times \cos^2 \beta}{\varphi_d \times m^3 \times z_1^2} \leq [\sigma]_F$$

1) K、T、mn 和 d1 同前

齿宽 b=b2=90

齿形系数 YFa 和应力修正系数 YSa，当量齿数为：

小齿轮当量齿数：

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{28}{\cos^3 12.6353^\circ} = 30.137$$

大齿轮当量齿数：

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{93}{\cos^3 12.6353^\circ} = 100.098$$

查表得：

$$Y_{Fa1} = 2.516, Y_{Fa2} = 2.18$$

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/395102233011012014>