减速器设计说明书

系　　别：

专业班级：

姓　　名：

学　　号：

指导教师：

职　　称：

目 录

一设计任务书 1
1.1 设计题目 1
1.2 设计步骤 1
二传动装置总体设计技术方案 1
2.1 传动技术方案 1
2.2 该技术方案的优缺点 1
三选择电动机 2
3.1 电动机类型的选择 2
3.2 确定传动装置的效率 2
3.3 选择电动机容量 2
3.4 确定传动装置的总传动比和分配传动比 3
四计算传动装置运动学和动力学参数 4
4.1 电动机输出参数 4
4.2 高速轴的参数 4
4.3 中间轴的参数 4
4.4 低速轴的参数 5
4.5 工作机的参数 5
五普通 V 带设计计算 5
六减速器低速级齿轮传动设计计算 9
6.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数 9
6.2 按齿面接触疲劳强度设计 9
6.3 确定传动尺寸 12
6.4 校核齿根弯曲疲劳强度 12
6.5 计算齿轮传动其它几何尺寸 14
6.6 齿轮参数和几何尺寸归纳总结 14
七减速器高速级齿轮传动设计计算 15
7.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数 15
7.2 按齿面接触疲劳强度设计 16
7.3 确定传动尺寸 18
7.4 校核齿根弯曲疲劳强度 19
7.5 计算齿轮传动其它几何尺寸 21
7.6 齿轮参数和几何尺寸归纳总结 21
八轴的设计 22

8.1 高速轴设计计算 22
8.2 中间轴设计计算 28
8.3 低速轴设计计算 34
九滚动轴承寿命校核 40
9.1 高速轴上的轴承校核 40
9.2 中间轴上的轴承校核 41
9.3 低速轴上的轴承校核 42
十键联接设计计算 43
10.1 高速轴与大带轮键连接校核 43
10.2 高速轴与小齿轮键连接校核 44
10.3 中间轴与低速级小齿轮键连接校核 44
10.4 中间轴与高速级大齿轮键连接校核 44
10.5 低速轴与低速级大齿轮键连接校核 44
10.6 低速轴与联轴器键连接校核 45
十一联轴器的选择 45
11.1 低速轴上联轴器 45
十二减速器的密封与润滑 45
12.1 减速器的密封 45
12.2 齿轮的润滑 46
12.3 轴承的润滑 46
十三减速器附件 46
13.1 油面指示器 46
13.2 通气器 46
13.3 放油塞 47
13.4 窥视孔盖 47
13.5 定位销 48
13.6 起盖螺钉 48
十四减速器箱体主要结构尺寸 48
十五设计小结 49
参考文献 49

一 设计任务书

1.1 设计题目

同轴式二级斜齿圆柱减速器，扭矩 T=900N m，速度 v=0.75m/s，直径 D=300mm，每天工作小时数：16 小时，工作年限（寿命）：15 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.传动装置总体设计技术方案

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

二 传动装置总体设计技术方案

2.1 传动技术方案

传动技术方案已给定，前置外传动为普通 V 带传动，减速器为同轴式二级圆柱齿轮减速器。

2.2 该技术方案的优缺点

由于 V 带有缓冲吸振能力，采用 V 带传动能减小振动带来的影响，并且该工作机属于小功率、载荷变化不大，可以采用 V 带这种简单的结构，并且价格便宜，规范化程度高，大幅降低了成本。

同轴式二级圆柱齿轮减速器长度方向尺寸较小，但轴向尺寸较大，中间轴较长，刚度较差，两极大齿轮直径接近，有利于沁油润滑。轴线可以水平，上下或铅垂布置。

三 选择电动机

3.1 电动机类型的选择

按照工作要求和工况条件，选用三相笼型异步电动机，电压为380V，Y 型。

3.2 确定传动装置的效率

查表得：

联轴器的效率： η1=0.99

滚动轴承的效率： η2=0.99

V 带的效率： ηv=0.96

闭式圆柱齿轮的效率： η3=0.98

工作机的效率： ηw=0.96

$$\eta_a = \eta_1 \times \eta_2^4 \times \eta_3^2 \times \eta_v \times \eta_w = 0.842$$

3.3 选择电动机容量

工作机所需功率为

$$P_w = \frac{T_w \times n_w}{9550} = 4.5kW$$

电动机所需额定功率:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{4.5}{0.842} = 5.34kW$$

工作转速：

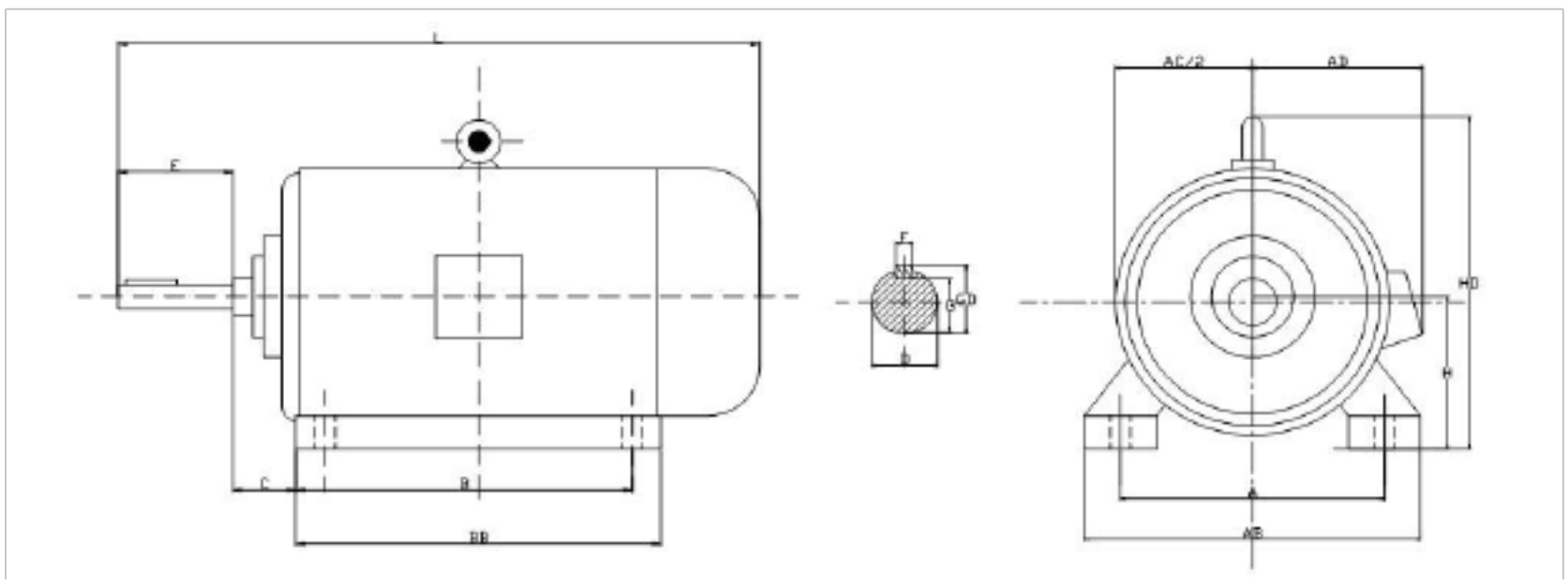
$$n_w = \frac{60 \times 1000 \times V}{\pi \times D} = \frac{60 \times 1000 \times 0.75}{\pi \times 300} = 47.77rpm$$

经查表按推荐的合理传动比范围，V 带传动比范围为：2～4，同轴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 nd=ia×nw=(16～160)×47.77=764--7643r/min。进行综合考虑价格、重量、传动比等因素，选定电机型号为：Y132M2-6 的三相异步电动机，额定功率 Pen=5.5kW，满载转速为 nm=960r/min，同步转速为 nt=1000r/min。

技术方案	电机型号	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

电机主要外形尺寸

图 3-1　电动机



中心高	外形尺寸	地脚安装尺寸	地脚螺栓孔直径	轴伸尺寸	键部位尺寸
H	L×HD	A×B	K	D×E	F×G
132	515×315	216×178	12	38×80	10×33

3.4 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 nm 和工作机主动轴转速 nw，可以计算出传动装置总传动比

为：

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{960}{47.77} = 20.096$$

（2）分配传动装置传动比

取普通 V 带的传动比：iv=2

高速级传动比

$$i_I = \sqrt{\frac{i_a}{i_v}} = 3.17$$

则低速级的传动比为

$$i_2 = 3.17$$

减速器总传动比

$$i_b = i_1 \times i_2 = 10.0489$$

四 计算传动装置运动学和动力学参数

4.1 电动机输出参数

$$P_0 = 5.34kW$$
$$n_0 = nm = 960rpm$$

$$T_0 = 9550000 \times \frac{P_0}{n_0} = 9550000 \times \frac{5.34}{960} = 53121.88N \bullet mm$$

4.2 高速轴的参数

$$P_I = P_0 \times \eta_v = 5.34 \times 0.96 = 5.13kW$$

$$n_I = \frac{n_0}{i_0} = \frac{960}{2} = 480rpm$$

$$T_I = 9550000 \times \frac{P_I}{n_I} = 9550000 \times \frac{5.13}{480} = 102065.63N \bullet mm$$

4.3 中间轴的参数

$$P_{II} = P_I \times \eta_2 \times \eta_3 = 5.13 \times 0.99 \times 0.98 = 4.98kW$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_I} = \frac{480}{3.17} = 151.42rpm$$

$$T_{II} = 9550000 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550000 \times \frac{4.98}{151.42} = 314086.65N \cdot mm$$

4.4 低速轴的参数

$$P_{III} = P_{II} \times \eta_2 \times \eta_3 = 4.98 \times 0.99 \times 0.98 = 4.83kW$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_2} = \frac{151.42}{3.17} = 47.77rpm$$

$$T_{III} = 9550000 \times \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550000 \times \frac{4.83}{47.77} = 965595.56N \cdot mm$$

4.5 工作机的参数

$$P_{IV} = P_{III} \times \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_2 \times \eta_w = 4.83 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.99 \times 0.96$$
$$= 4.5kW$$

$$n_{IV} = n_{III} = 47.77rpm$$

$$T_{IV} = 9550000 \times \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550000 \times \frac{4.5}{47.77} = 899623.19N \cdot mm$$

各轴转速、功率和转矩列于下表

轴名称	转速 n/(r/min)	功率 P/kW	转矩 T/(N•mm)
电机轴	960	5.34	53121.88
高速轴	480	5.13	102065.63
中间轴	151.42	4.98	314086.65
低速轴	47.77	4.83	965595.56
工作机	47.77	4.5	899623.19

五 普通 V 带设计计算

1.确定计算功率 Pca

由表 8-8 查得工作情况系数 KA=1.1，故

$$P_{ca} = K_A \times P = 1.1 \times 5.34 = 5.874kW$$

2.选择 V 带的带型

根据 Pca、n1 由图 8-11 选用 A 型。

3.确定带轮的基准直径 dd 并验算带速 v

1）初选小带轮的基准直径 dd1。由表 8-7 和表 8-9，取小带轮的基准直径 dd1=100mm。

2）验算带速 v。按式（8-13）验算带的速度

$$v = \frac{\pi \times d_{d1} \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 960}{60 \times 1000} = 5.02m \cdot s^{-1}$$

因为 5m/s＜v＜30m/s，故带速合适。

3）计算大带轮的基准直径。根据式（8-15a），计算大带轮的基准直径

$$d_{d2} = i \times d_{d1} = 2 \times 100 = 200mm$$

根据表 8-9，取规范值为 dd2=200mm。

4.确定 V 带的中心距 a 和基准长 Ld 度

根据式（8-20），初定中心距 a0=450mm。

由式（8-22）计算带所需的基准长度

$$L_{d0} = 2 \times a_0 + \frac{\pi}{2} \times (d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4 \times a0} = 2 \times 450 + \frac{\pi}{2} \times (100 + 200) + \frac{(200 - 100)^2}{4 \times 450} \approx 1377mm$$

由表选带的基准长度 Ld=1430mm。

按式（8-23）计算实际中心距 a。

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 450 + \frac{1430 - 1377}{2} \approx 476mm$$

按式（8-24）,中心距的变化范围为 455--519mm。

5.验算小带轮的包角 α a

$$a_1 \approx 180° - (d_{d2} - d_{d1}) \times \frac{57.3°}{a} \approx 180° - (200 - 100) \times \frac{57.3°}{476} = 167.96° > 120°$$

6.计算带的根数 z

1）计算单根 V 带的额定功率 Pr。

由 dd1=100mm 和 n1=960r/min,查表 8-4 得 P0=0.96kW。

根据 n1=960r/min，i=2 和 A 型带，查表 8-5 得△P0=0.112kW。

查表 8-6 得 Kα=0.972，表 8-2 得 KL=0.96，于是

$$P_r = (P_0 + \triangle P_0) \times K_a \times K_L = (0.96 + 0.112) \times 0.972 \times 0.96 = 1kW$$

2）计算带的根数 z

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{5.874}{1} \approx 5.87$$

取 6 根。

7.计算单根 V 带的初拉力 F0

由表 8-3 得 A 型带的单位长度质量 q=0.105kg/m，所以

$$F_0 = 500 \times \frac{(2.5 - K_\alpha) \times P_{ca}}{K_\alpha \times z \times v} + q \times v^2 = 500 \times \frac{(2.5 - 0.972) \times 5.874}{0.972 \times 6 \times 5.02} + 0.105 \times 5.02^2 = 155.93N$$

8.计算压轴力 Fp

$$F_p = 2 \times z \times F_0 \times \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 6 \times 155.93 \times \sin\left(\frac{167.96°}{2}\right) = 1860.84N$$

9.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=100

小带轮结构选择为实心式。

因此小带轮尺寸如下：

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

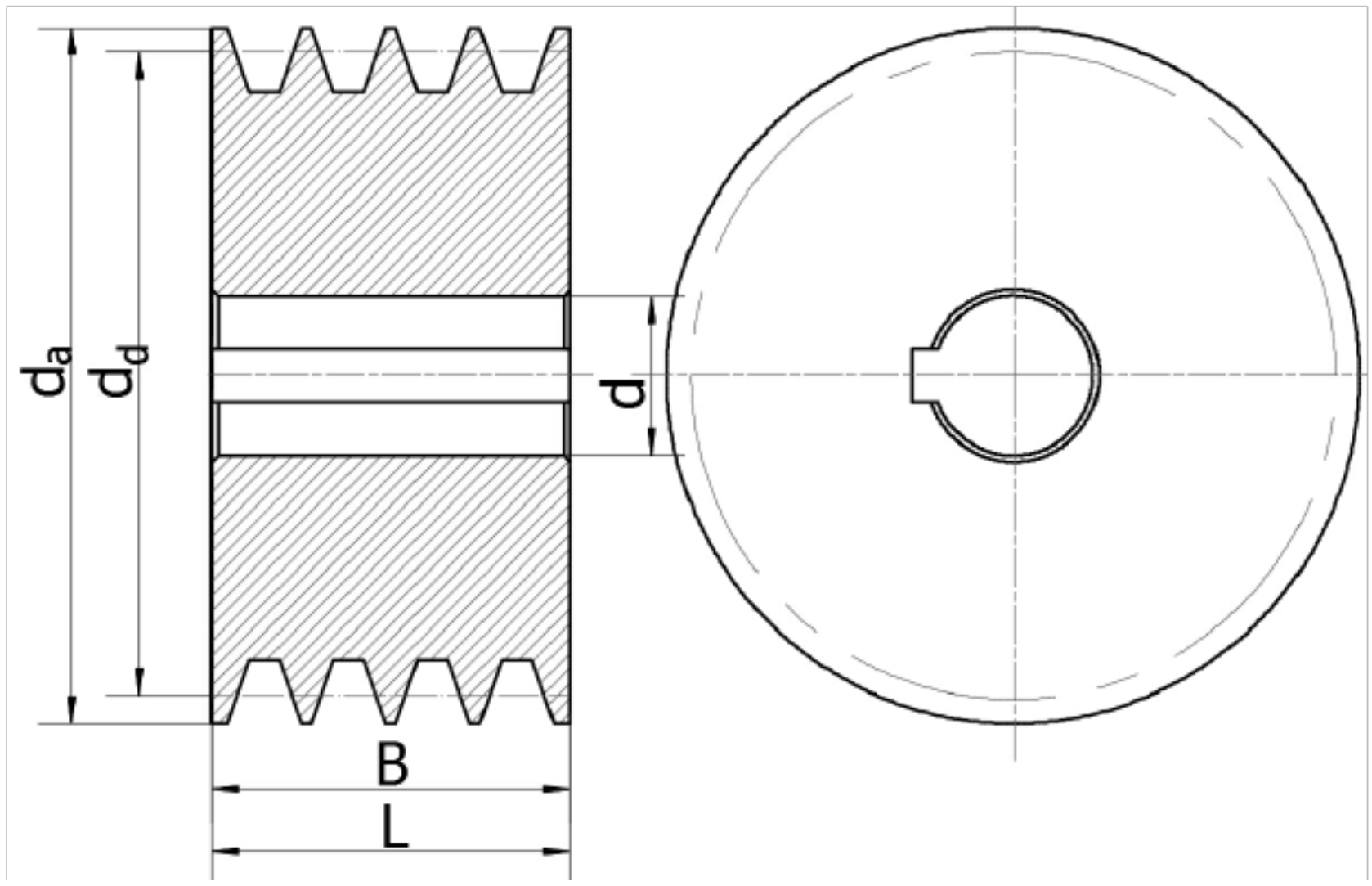
$$d_a = d_d + 2 \times h_a = 100 + 2 \times 2.75 = 105.5mm$$

$$B = (z - 1) \times e + 2 \times f = (6 - 1) \times 15 + 2 \times 9 = 93mm$$

L=2.0×d≥B（带轮为实心式，因此轮缘宽度应大于等于带轮宽度）

$$L = 93mm$$

图 5-1　带轮结构示意图



2）大带轮的结构设计

大带轮的轴孔直径 d=28mm

因为大带轮 dd2=200mm

因此大带轮结构选择为腹板式。

因此大带轮尺寸如下：

$$d_1 = 2.0 \times d = 2.0 \times 28 = 56mm$$

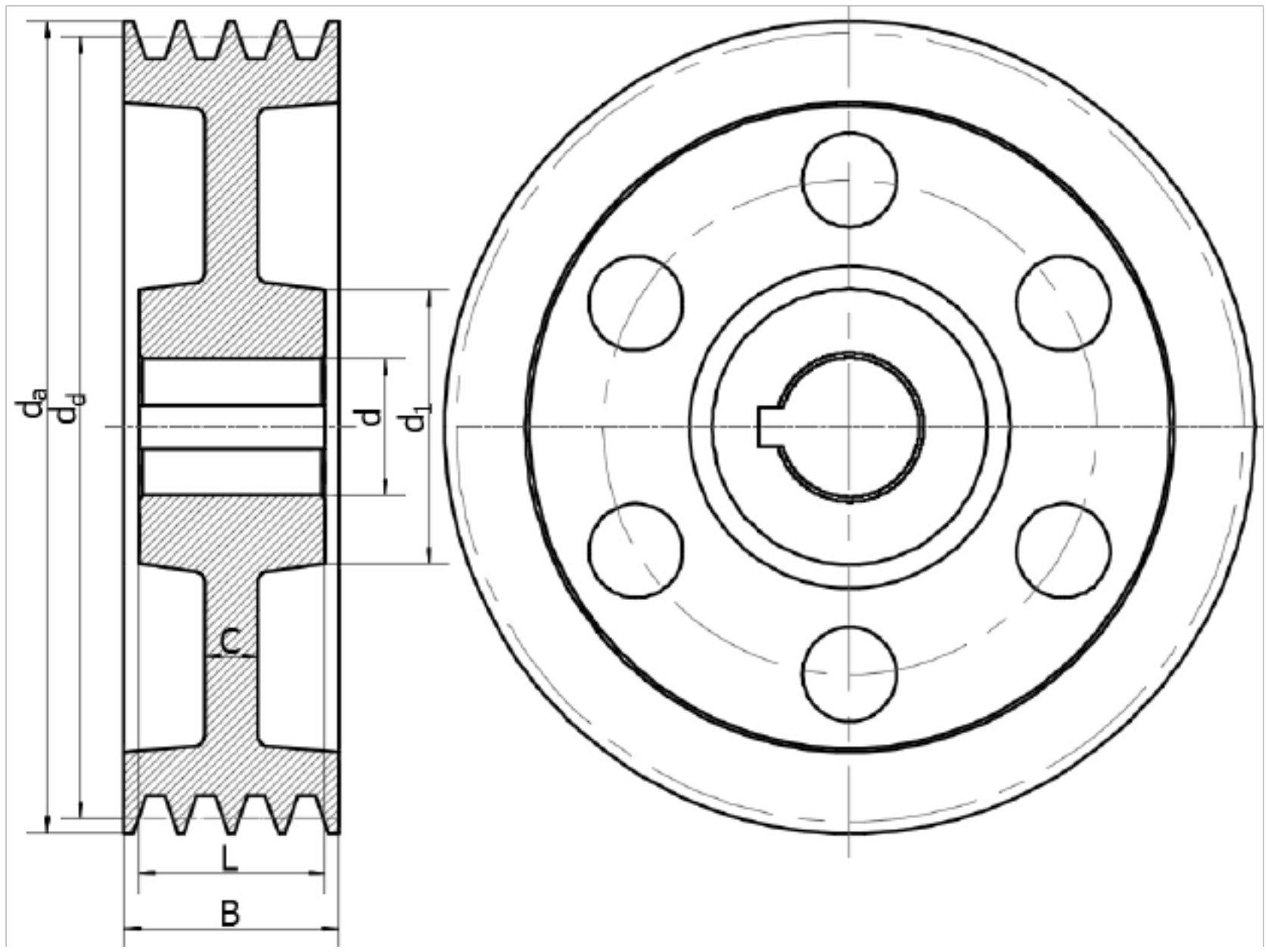
$$d_a = d_d + 2 \times h_a = 200 + 2 \times 2.75 = 205.5mm$$

$$B = (z-1) \times e + 2 \times f = (6-1) \times 15 + 2 \times 9 = 93mm$$

$$C = 0.25 \times B = 0.25 \times 93 = 23.25mm$$

$$L = 56mm$$

图 5-2　带轮结构示意图



10.主要设计结论

选用 A 型普通 V 带 6 根，基准长度 1430mm。带轮基准直径 dd1=100mm，dd2=200mm，中心距控制在 a=455～519mm。单根带初拉力 F0=155.93N。

带型	A	V 带中心距	476mm
小带轮基准直径	100mm	包角	167.96°
大带轮基准直径	200mm	带长	1430mm
带的根数	6	初拉力	155.93N
带速	5.02m/s	压轴力	1860.84N

六 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)根据传动技术方案，选用斜齿圆柱齿轮传动，压力取为 α =20°，初选螺旋角 β =13°。

(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），硬度为 280HBS，大齿轮 45（调质），硬度为 240HBS

(4)选小齿轮齿数 z1=27，则大齿轮齿数 z2=z1×i=27×3.17=86。

6.2 按齿面接触疲劳强度设计

(1)由式（10-24）试算小齿轮分度圆直径，即

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

1)确定公式中的各参数值

①试选 KHt=1.3

②计算小齿轮传递的扭矩:

$$T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{4.98}{151.42} = 314086.65 N \bullet mm$$

③由表 10-7 选取齿宽系数 Φd=1

④由图 10-20 查得区域系数 ZH=2.46

⑤由表 10-5 查得材料的弹性影响系数 ZE=189.8 √MPa。

⑥由式（10-9）计算接触疲劳强度用重合度系数 Zε 。

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

$$\alpha_{at1} = \arccos\left(\frac{z_1 \times \cos\alpha_t}{z_1 + 2 \times h_{an}^* \times \cos\beta}\right) = \arccos\left(\frac{27 \times \cos 20.483}{27 + 2 \times 1 \times \cos 13}\right) = 29.107°$$

$$\alpha_{at2} = \arccos\left(\frac{z_2 \times \cos\alpha_t}{z_2 + 2 \times h_{an}^* \times \cos\beta}\right) = \arccos\left(\frac{86 \times \cos 20.483}{86 + 2 \times 1 \times \cos 13}\right) = 23.649°$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \times (\tan\alpha_{at1} - \tan\alpha_t) + z_2 \times (\tan\alpha_{at2} - \tan\alpha_t)}{2\pi} = \frac{27 \times (\tan 29.107° - \tan 20.483°) + 86 \times (\tan 23.649° - \tan 20.483)}{2\pi} = 1.668$$

$$\varepsilon_\beta = \varphi_d \times z_1 \times \frac{\tan\beta}{\pi} = 1 \times 27 \times \frac{\tan 13°}{\pi} = 1.984$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \times (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{4 - 1.668}{3} \times (1 - 1.984) + \frac{1.984}{1.668}} = 0.652$$

⑦由公式可得螺旋角系数ZβZβ。

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

⑧计算接触疲劳许用应力[σH]

由图10-25d查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

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

由式（10-15）计算应力循环次数：

$$N_{L1} = 60 \times n \times j \times L_h = 60 \times 151.42 \times 1 \times 16 \times 300 \times 15 = 6.541 \times 10^8$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{6.541 \times 10^8}{3.17} = 2.064 \times 10^8$$

由图10-23查取接触疲劳系数

$$K_{HN1} = 1.06,\quad K_{HN2} = 1.13$$

取失效概率为1%，安全系数S=1，得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \times \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{1.06 \times 600}{1} = 636MPa$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \times \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{1.13 \times 550}{1} = 621.5MPa$$

取[σH]1和[σH]2中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即

$$[\sigma_H] = 621.5MPa$$

2)试算小齿轮分度圆直径

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

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 314086.65}{1} \times \frac{\frac{86}{27}+1}{\frac{86}{27}} \times \left(\frac{2.46 \times 189.8 \times 0.652 \times 0.987}{621.5}\right)^2}$$

$$= 63.087mm$$

(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

$$v = \frac{\pi \times d_{1t} \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 63.087 \times 151.42}{60 \times 1000} = 0.5$$

②齿宽 b

$$b=\varphi_d\times d_{1t}=1\times 63.087=63.087mm$$

2)计算实际载荷系数 KH

①由表 10-2 查得使用系数 KA=1

②根据 v=0.5m/s、7 级精度，由图 10-8 查得动载系数 Kv=1.01

③齿轮的圆周力。

$$F_t=2\times\frac{T}{d_1}=2\times\frac{314086.65}{63.087}=9957.254N$$

$$K_A\times F_t/b=1\times 9957.254/63.087=158N|mm>\frac{100N}{mm}$$

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 KHα=1.2

由表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮相对支承非对称布置时，得齿向载荷分布系数 KHβ=1.422

由此，得到实际载荷系数

$$K_H=K_A\times K_V\times K_{H\alpha}\times K_{H\beta}=1\times 1.01\times 1.2\times 1.422=1.723$$

3)由式（10-12），可得按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1=d_{1t}\times\sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}}=63.087\times\sqrt[3]{\frac{1.723}{1.3}}=69.298mm$$

4)确定模数

$$m_n=\frac{d_1\times\cos\beta}{z_1}=\frac{69.298\times\cos13^\circ}{27}=2.501mm，取m_n=3mm。$$

6.3 确定传动尺寸

(1)计算中心距

$$a=\frac{(z_1+z_2)\times m_n}{2\times\cos\beta}=173.96mm，圆整为174mm$$

(2)按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta=\operatorname{acos}\left(\frac{(z_1+z_2)\times m_n}{2\times a}\right)=13.059^\circ$$

β=13°3'32"

(3)计算小、大齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{m_n \times z_1}{cos\beta} = \frac{3 \times 27}{cos13.059} = 83.15mm$$

$$d_2 = \frac{m_n \times z_2}{cos\beta} = \frac{3 \times 86}{cos13.059} = 264.85mm$$

(4)计算齿宽

$$b = \varphi_d \times d_1 = 83.15mm$$

取 B1=90mm B2=85mm

6.4 校核齿根弯曲疲劳强度

齿根弯曲疲劳强度条件为

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

1)T、mn 和 d1 同前

齿宽 b=b2=85

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：

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{27}{\cos^3 13.059^\circ} = 29.208$$

大齿轮当量齿数：

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta} = \frac{86}{\cos^3 13.059^\circ} = 93.033$$

由图 10-17 查得齿形系数

$$Y_{Fa1} = 2.57,\ Y_{Fa2} = 2.208$$

由图 10-18 查得应力修正系数

$$Y_{Sa1} = 1.6,\ Y_{Sa2} = 1.776$$

①试选载荷系数 KFt=1.3

②由式（10-18），可得计算弯曲疲劳强度的重合度系数 Y ε

$$\alpha_t' = \arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{cos\beta}\right) = \arctan\left(\frac{tan20^\circ}{cos13.059^\circ}\right) = 20.487^\circ$$

$$\beta_b = \arctan\left(tan\beta \times cos\alpha_t'\right) = \arctan\left(tan13.059^\circ \times cos20.487^\circ\right) = 12.259^\circ$$

$$\varepsilon_{\alpha v}=\frac{\varepsilon\alpha}{\cos^2\beta_b}=\frac{1.668}{\cos^2 12.259^\circ}=1.747$$

$$Y_\varepsilon=0.25+\frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha v}}=0.679$$

$$\varepsilon_\beta=\varphi_d\times z_1\times\frac{tan\beta}{\pi}=1\times 27\times\frac{tan13.059^\circ}{\pi}=1.993$$

③由式（10-19），可得计算弯曲疲劳强度的螺旋角系数 Yβ

$$Y_\beta=1-\varepsilon_\beta\times\frac{\beta}{120^\circ}=1-1.993\times\frac{13.059}{120^\circ}=0.783$$

2)圆周速度

$$v=\frac{\pi\times d_1\times n}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 83.15\times 151.42}{60\times 1000}=0.66m\cdot s^{-1}$$

3)宽高比 b/h

$$h=(2\times ha*+c*)\times m=(2\times 1+0.25)\times 3=6.75mm$$

$$\frac{b}{h}=\frac{90}{6.75}=13.333$$

根据 v=0.66m/s，7 级精度，由图 10-8 查得动载系数 Kv=1.013

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 KFα=1.1

由表 10-4 用插值法查得 KHβ=1.428，结合 b/h=90/6.75=13.333 查图 10-13，得 KFβ=1.08。

则载荷系数为

$$K_F=K_A\times K_V\times K_{F\alpha}\times K_{F\beta}=1\times 1.013\times 1.1\times 1.08=1.203$$

由图 10-24c 查得小齿轮和大齿轮的齿根弯曲疲劳极限分别为

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

由图 10-22 查取弯曲疲劳系数

$$K_{FN1}=0.91,\quad K_{FN2}=0.92$$

取弯曲疲劳安全系数 S=1.25，由式（10-14）得

$$[\sigma_F]_1=\frac{K_{FN1}\times\sigma_{Flim1}}{S}=\frac{0.91\times 500}{1.25}=364MPa$$

$$[\sigma_F]_2=\frac{K_{FN2}\times\sigma_{Flim2}}{S}=\frac{0.92\times 380}{1.25}=279.68MPa$$

齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times K \times T \times Y_{Fa1} \times Y_{Sa1} \times Y_{\varepsilon} \times Y_{\beta} \times \cos^2 \beta}{\varphi_d \times m^3 \times z_1^2} = \frac{2 \times 1.203 \times 314086.65 \times 2.57 \times 1.6 \times 0.679 \times 0.785 \times \cos^2 13.059}{1 \times 3^3 \times 27^2} = 79.852\ MPa < [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \times K \times T \times Y_{Fa2} \times Y_{Sa2} \times Y_{\varepsilon} \times Y_{\beta} \times \cos^2 \beta}{\varphi_d \times m^3 \times z_1^2} = \frac{2 \times 1.203 \times 314086.65 \times 2.208 \times 1.776 \times 0.679 \times 0.785 \times \cos^2 13.059}{1 \times 3^3 \times 27^2} = 76.151\ MPa < [\sigma_F]_2$$

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。

4)齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 83.15 \times 151.42}{60 \times 1000} = \frac{0.66m}{s}$$

选用 7 级精度是合适的

6.5 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

$$h_a = m \times h_{an}^* = 3mm$$

$$h_f = m \times \left(h_{an}^* + c_n^*\right) = 3.75mm$$

$$h = \left(h_a + h_f\right) = m \times \left(2h_{an}^* + c_n^*\right) = 6.75mm$$

（2）计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times h_a = 89.15mm$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \times h_a = 270.85mm$$

（3）计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2 \times h_f = 75.65mm$$

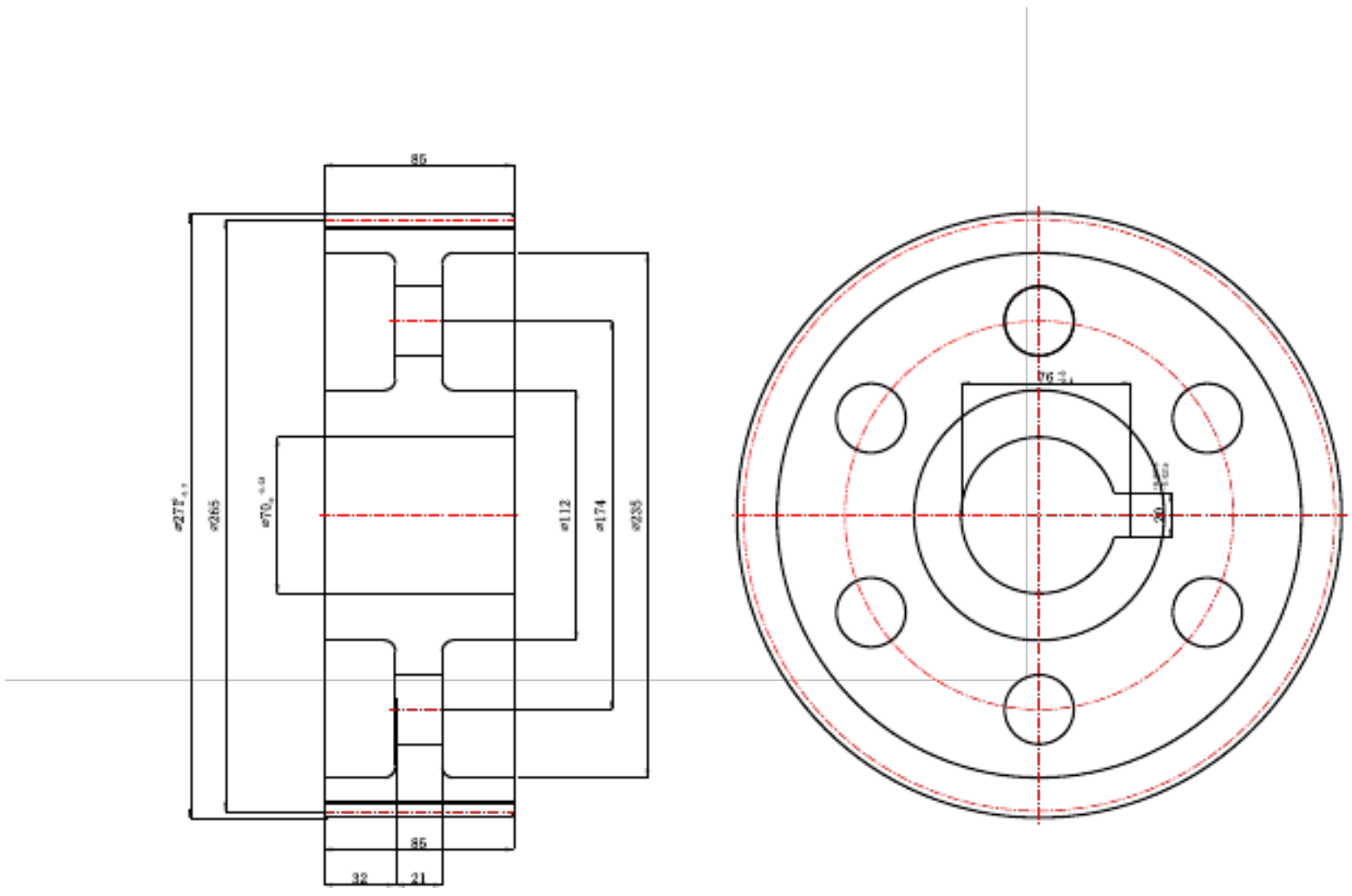
$$d_{f2} = d_2 - 2 \times h_f = 257.35mm$$

注：$h_{an}^* = 1.0$，$c_n^* = 0.25$

6.6 齿轮参数和几何尺寸归纳总结

参数或几何尺寸	符号	小齿轮	大齿轮
法面模数	mn	3	3
法面压力角	αn	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 13°3'32"	右 13°3'32"
齿数	z	27	86
齿顶高	ha	3	3
齿根高	hf	3.75	3.75
分度圆直径	d	83.15	264.85
齿顶圆直径	da	89.15	270.85
齿根圆直径	df	75.65	257.35
齿宽	B	90	85
中心距	a	174	174

图 6-1　低速级大齿轮结构图



七 减速器高速级齿轮传动设计计算

7.1 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

(1)根据传动技术方案，选用斜齿圆柱齿轮传动，压力取为α=20°，初选螺旋角β=13°。

(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），硬度为 280HBS，大齿轮 45（调质），硬度为 240HBS

(4)选小齿轮齿数 z1=27，则大齿轮齿数 z2=z1×i=27×3.17=86。

7.2 按齿面接触疲劳强度设计

(1)由式（10-24）试算小齿轮分度圆直径，即

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

1)确定公式中的各参数值

①试选 KHt=1.3

②计算小齿轮传递的扭矩:

$$T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{5.13}{480} = 102065.63 N \bullet mm$$

③由表 10-7 选取齿宽系数Φd=1

④由图 10-20 查得区域系数 ZH=2.46

⑤由表 10-5 查得材料的弹性影响系数 ZE=189.8 √MPa。

⑥由式（10-9）计算接触疲劳强度用重合度系数Zε。

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

$$\alpha_{at1} = \arccos\left(\frac{z_1 \times \cos\alpha_t}{z_1 + 2 \times h_{an}^* \times \cos\beta}\right) = \arccos\left(\frac{27 \times \cos 20.483}{27 + 2 \times 1 \times \cos 13}\right) = 29.107°$$

$$\alpha_{at2} = \arccos\left(\frac{z_2 \times \cos\alpha_t}{z_2 + 2 \times h_{an}^* \times \cos\beta}\right) = \arccos\left(\frac{86 \times \cos 20.483}{86 + 2 \times 1 \times \cos 13}\right) = 23.649°$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1 \times (tan\alpha_{at1} - tan\alpha_t) + z_2 \times (tan\alpha_{at2} - tan\alpha_t)}{2\pi} = \frac{27 \times (tan29.107° - tan20.483°) + 86 \times (tan23.649° - tan20.483)}{2\pi} = 1.668$$

$$\varepsilon_{\beta} = \varphi_d \times z_1 \times \frac{tan\beta}{\pi} = 1 \times 27 \times \frac{tan13°}{\pi} = 1.984$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3} \times (1 - \varepsilon_{\beta}) + \frac{\varepsilon_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{4 - 1.668}{3} \times (1 - 1.984) + \frac{1.984}{1.668}} = 0.652$$

⑦由公式可得螺旋角系数ZβZβ。

$$Z_{\beta} = \sqrt{cos\beta} = \sqrt{cos13°} = 0.987$$

⑧计算接触疲劳许用应力[σH]

由图 10-25d 查得小齿轮和大齿轮的接触疲劳极限分别为

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

由式（10-15）计算应力循环次数：

$$N_{L1} = 60 \times n \times j \times L_h = 60 \times 480 \times 1 \times 16 \times 300 \times 15 = 2.074 \times 10^9$$

$$N_{L2} = \frac{N_{L1}}{u} = \frac{2.074 \times 10^9}{3.17} = 6.541 \times 10^8$$

由图 10-23 查取接触疲劳系数

$$K_{HN1} = 0.98, \quad K_{HN2} = 1.06$$

取失效概率为 1%，安全系数 S=1，得

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \times \sigma_{Hlim1}}{S} = \frac{0.98 \times 600}{1} = 588MPa$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \times \sigma_{Hlim2}}{S} = \frac{1.06 \times 550}{1} = 583MPa$$

取[σH]1 和[σH]2 中较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即

$$[\sigma_H] = 583MPa$$

2)试算小齿轮分度圆直径

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

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 102065.63}{1} \times \frac{\frac{86}{27}+1}{\frac{86}{27}} \times \left(\frac{2.46 \times 189.8 \times 0.652 \times 0.987}{583}\right)^2}$$

$$= 45.261mm$$

(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

$$v = \frac{\pi \times d_{1t} \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 45.261 \times 480}{60 \times 1000} = 1.137$$

②齿宽 b

$$b = \varphi_d \times d_{1t} = 1 \times 45.261 = 45.261mm$$

2)计算实际载荷系数 KH

①由表 10-2 查得使用系数 KA=1

②根据 v=1.137m/s、7 级精度，由图 10-8 查得动载系数 Kv=1.022

③齿轮的圆周力。

$$F_t = 2 \times \frac{T}{d_1} = 2 \times \frac{102065.63}{45.261} = 4510.092N$$

$$K_A \times F_t/b = 1 \times 4510.092/45.261 = 100N|mm < \frac{100N}{mm}$$

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 KHα=1.4

由表 10-4 用插值法查得 7 级精度、小齿轮相对支承非对称布置时，得齿向载荷分布系数 KHβ=1.418

由此，得到实际载荷系数

$$K_H = K_A \times K_V \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} = 1 \times 1.022 \times 1.4 \times 1.418 = 2.029$$

3)由式（10-12），可得按实际载荷系数算得的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \times \sqrt[3]{\frac{K_H}{K_{Ht}}} = 45.261 \times \sqrt[3]{\frac{2.029}{1.3}} = 52.501mm$$

4)确定模数

$$m_n = \frac{d_1 \times \cos\beta}{z_1} = \frac{52.501 \times \cos 13^\circ}{27} = 1.895mm，取 m_n = 3mm。$$

7.3 确定传动尺寸

(1)计算中心距

为满足同轴式圆柱齿轮的中心距应相等，并保证低速级圆柱齿轮的最小强度，故按低速级圆柱齿轮的中心距计算。即 a=174mm。并调整小齿轮齿数 Z1=27 则，Z2=u×i=85.59 圆整为 Z2=86

(2)按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \operatorname{acos}\left(\frac{(z_1 + z_2) \times m_n}{2 \times a}\right) = 13.059°$$

β=13°3'32"

(3)计算小、大齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{m_n \times z_1}{cos\beta} = \frac{3 \times 27}{cos13.059} = 83.15mm$$

$$d_2 = \frac{m_n \times z_2}{cos\beta} = \frac{3 \times 86}{cos13.059} = 264.85mm$$

(4)计算齿宽

$$b = \varphi_d \times d_1 = 83.15mm$$

取 B1=90mm B2=85mm

7.4 校核齿根弯曲疲劳强度

齿根弯曲疲劳强度条件为

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

1)T、mn 和 d1 同前

齿宽 b=b2=85

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：

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta} = \frac{27}{\cos^3 13.059°} = 29.208$$

大齿轮当量齿数：

$$Z_{v2}=\frac{z_2}{\cos^3\beta}=\frac{86}{\cos^3 13.059^\circ}=93.033$$

由图 10-17 查得齿形系数

$Y_{Fa1}=2.57,\ Y_{Fa2}=2.208$

由图 10-18 查得应力修正系数

$Y_{Sa1}=1.6,\ Y_{Sa2}=1.776$

①试选载荷系数 KFt=1.3

②由式（10-18），可得计算弯曲疲劳强度的重合度系数 Yε

$$\alpha_t'=\arctan\left(\frac{\tan\alpha_n}{cos\beta}\right)=\arctan\left(\frac{tan20^\circ}{cos13.059^\circ}\right)=20.487^\circ$$

$$\beta_b=\arctan\left(tan\beta\times cos\alpha_t'\right)=\arctan\left(tan13.059^\circ\times cos20.487^\circ\right)=12.259^\circ$$

$$\varepsilon_{\alpha v}=\frac{\varepsilon\alpha}{\cos^2\beta_b}=\frac{1.668}{\cos^2 12.259^\circ}=1.747$$

$$Y_\varepsilon=0.25+\frac{0.75}{\varepsilon_{\alpha v}}=0.679$$

$$\varepsilon_\beta=\varphi_d\times z_1\times\frac{tan\beta}{\pi}=1\times 27\times\frac{tan13.059^\circ}{\pi}=1.993$$

③由式（10-19），可得计算弯曲疲劳强度的螺旋角系数 Yβ

$$Y_\beta=1-\varepsilon_\beta\times\frac{\beta}{120^\circ}=1-1.993\times\frac{13.059}{120^\circ}=0.783$$

2)圆周速度

$$v=\frac{\pi\times d_1\times n}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 83.15\times 480}{60\times 1000}=2.09m\cdot s^{-1}$$

3)宽高比 b/h

$$h=(2\times ha*+c*)\times m=(2\times 1+0.25)\times 3=6.75mm$$

$$\frac{b}{h}=\frac{90}{6.75}=13.333$$

根据 v=2.09m/s，7 级精度，由图 10-8 查得动载系数 Kv=1.04

查表 10-3 得齿间载荷分配系数 KFα=1.1

由表 10-4 用插值法查得 KHβ=1.428，结合 b/h=90/6.75=13.333 查图 10-13，得 KFβ=1.08。

则载荷系数为

$$K_F = K_A \times K_V \times K_{F\alpha} \times K_{F\beta} = 1 \times 1.04 \times 1.1 \times 1.08 = 1.236$$

由图 10-24c 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 10-22 查取弯曲疲劳系数

$K_{FN1} = 0.88$， $K_{FN2} = 0.91$

取弯曲疲劳安全系数 S=1.25，由式（10-14）得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \times \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.88 \times 500}{1.25} = 352MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \times \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.91 \times 380}{1.25} = 276.64MPa$$

齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times K \times T \times Y_{Fa1} \times Y_{Sa1} \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times \cos^2\beta}{\varphi_d \times m^3 \times z_1^2} = \frac{2 \times 1.236 \times 102065.63 \times 2.57 \times 1.6 \times 0.679 \times 0.785 \times \cos^2 13.059}{1 \times 3^3 \times 27^2} = 26.661\ MPa < [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \times K \times T \times Y_{Fa2} \times Y_{Sa2} \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times \cos^2\beta}{\varphi_d \times m^3 \times z_1^2} = \frac{2 \times 1.236 \times 102065.63 \times 2.208 \times 1.776 \times 0.679 \times 0.785 \times \cos^2 13.059}{1 \times 3^3 \times 27^2} = 25.425\ MPa < [\sigma_F]_2$$

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。

4)齿轮的圆周速度

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 83.15 \times 480}{60 \times 1000} = \frac{2.09m}{s}$$

选用 7 级精度是合适的

7.5 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

$$h_a = m \times h_{an}^* = 3mm$$

$$h_f = m \times \left(h_{an}^* + c_n^*\right) = 3.75mm$$

$$h=(h_a+h_f)=m\times(2h_{an}^*+c_n^*)=6.75mm$$

（2）计算小、大齿轮的齿顶圆直径

$$d_{a1}=d_1+2\times h_a=89.15mm$$

$$d_{a2}=d_2+2\times h_a=270.85mm$$

（3）计算小、大齿轮的齿根圆直径

$$d_{f1}=d_1-2\times h_f=75.65mm$$

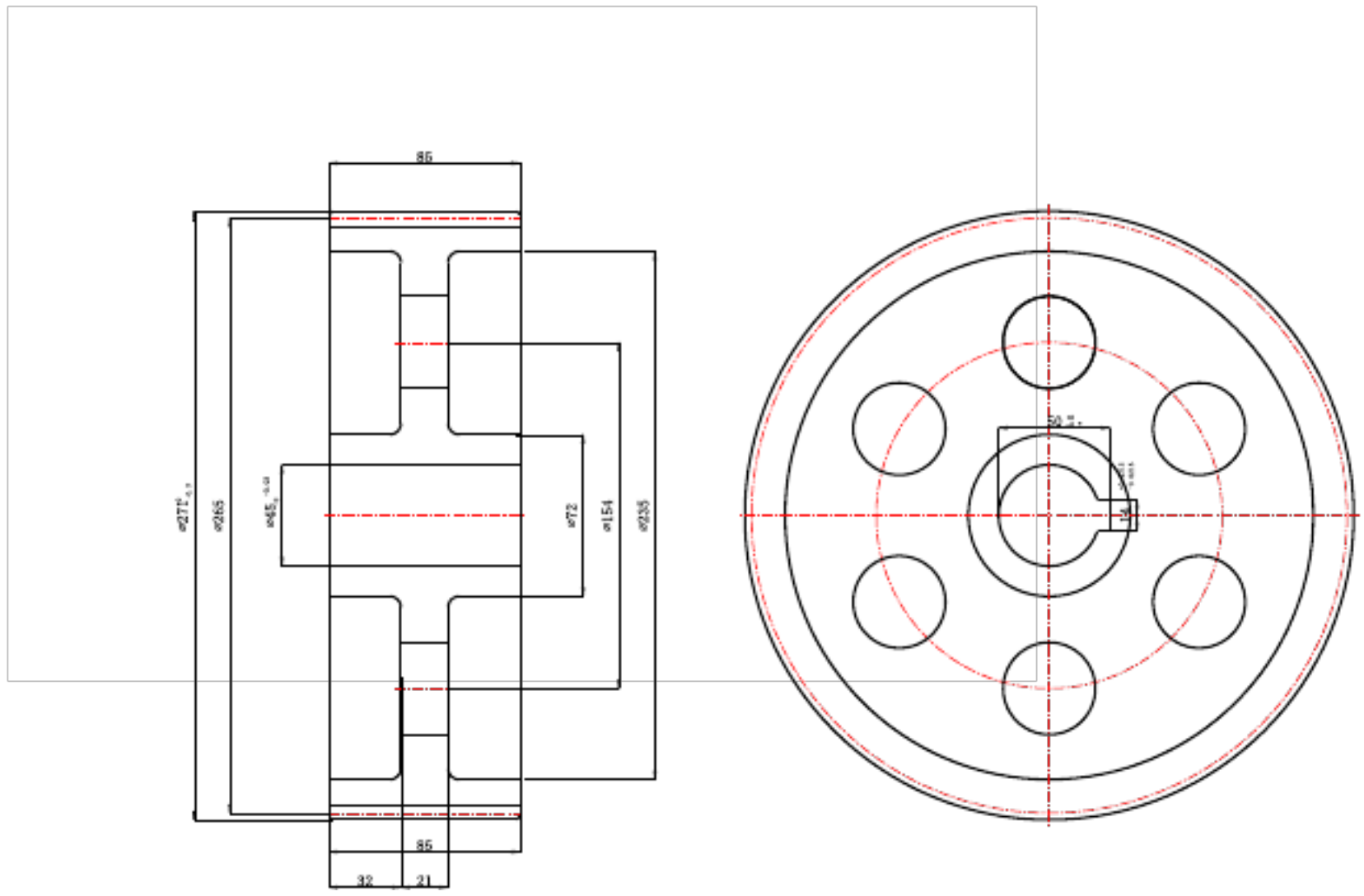
$$d_{f2}=d_2-2\times h_f=257.35mm$$

注：$h_{an}^*=1.0$，$c_n^*=0.25$

7.6 齿轮参数和几何尺寸归纳总结

参数或几何尺寸	符号	小齿轮	大齿轮
法面模数	mn	3	3
法面压力角	αn	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 13°3'32"	右 13°3'32"
齿数	z	27	86
齿顶高	ha	3	3
齿根高	hf	3.75	3.75
分度圆直径	d	83.15	264.85
齿顶圆直径	da	89.15	270.85
齿根圆直径	df	75.65	257.35
齿宽	B	90	85
中心距	a	174	174

图 7-1　高速级大齿轮结构图



八 轴的设计

8.1 高速轴设计计算

(1)已经确定的运动学和动力学参数

转速 n=480r/min；功率 P=5.13kW；轴所传递的转矩 T=102065.63N•mm

(2)轴的材料选择并确定许用弯曲应力

由表选用 45（调质），齿面硬度 217～255HBS，许用弯曲应力为[σ]=60MPa

(3)按扭转强度概略计算轴的最小直径

由于高速轴受到的弯矩较大而受到的扭矩较小，故取 A0=112。

$$d \geqslant A0 \times \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{5.13}{480}} = 24.67mm$$

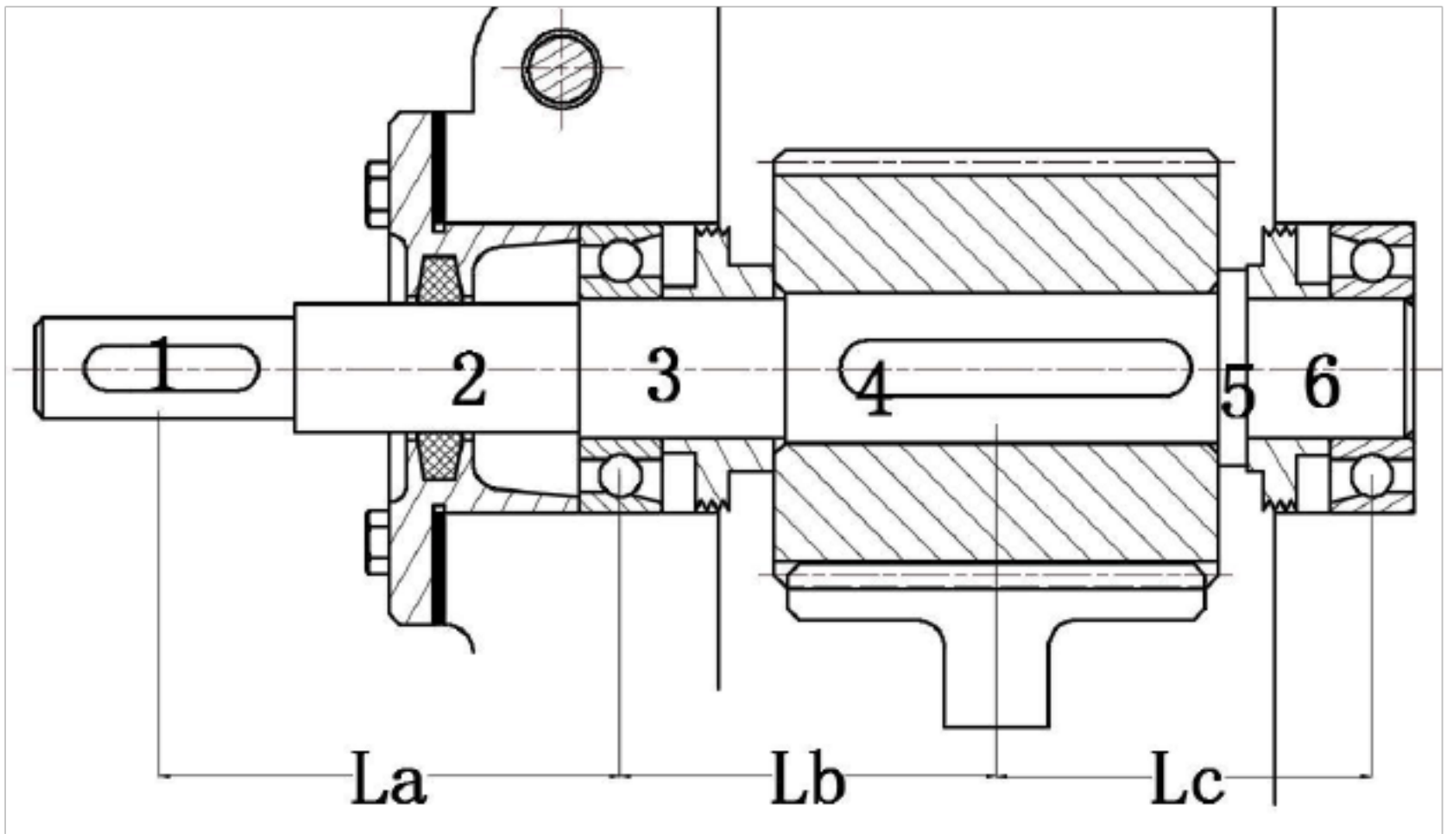
由于最小轴段截面上要开 1 个键槽，故将轴径增大 5%

$$d_{min} = (1 + 0.05) \times 24.67 = 25.9mm$$

查表可知规范轴孔直径为 28mm 故取 dmin=28

(4)确定各段轴的直径和长度

图 8-1　高速轴示意图



1)高速轴和大带轮配合，查表选取规范轴径 d12=28mm，l12 长度略小于大带轮轮毂长度 L，取 l12=54mm。选用普通平键，A 型键，b×h = 8×7mm(GB/T 1096-2003)，键长 L=40mm。

2)初步选择滚动轴承。因轴承同时受有径向力和轴向力的作用，故选用角接触轴承。。参照工作要求并根据 d23 = 33 mm，由轴承产品目录中选择角接触轴承7207AC，其尺寸为 d×D×B = 35×72×17mm，故 d34 = d67 = 35 mm。

3)采用分体式齿轮，该段安装齿轮，l45 略短于齿轮宽度，则 l45=88mm。轴肩 h34=2.5mm，则 d45=40mm。轴肩 h45=4，则 d56=48mm。

4)轴承端盖厚度 e=12，垫片厚度 Δt=2，根据轴承端盖便于装拆，保证轴承端盖的外端面与带轮端面有一定距离 K=24，螺钉 C1=22mm，C2=20mm，箱座壁厚 δ=8mm，则

$$l_{23} = \delta + C_1 + C_2 + \Delta_t + e + 5 + K - B - \Delta = 8 + 22 + 20 + 2 + 12 + 5 + 24 - 17 - 10 = 66\,mm$$

5)取小齿轮距箱体内壁之距离 Δ1 =10 mm。考虑箱体的铸造误差，在确定滚动轴承位置时，应距箱体内壁一段距离 Δ，取 Δ = 10 mm，挡油环宽度 s1=20mm，则

$$l_{34} = B + \Delta + \Delta_1 + 2 = 17 + 10 + 10 + 2 = 39\,mm$$

$$l_{56} = 5\,mm$$

$$l_{67} = B + \Delta + \Delta_1 - l_{56} = 17 + 10 + 10 - 5 = 32\,mm$$

至此，已初步确定了轴的各段直径和长度。

轴段	1	2	3	4	5	6
直径	28	33	35	40	48	35
长度	54	66	39	88	5	32

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/307030200044006066