
机械设计课程设计 计算说明书

设计题目：带式输送机

班 级 ：

设 计 者：

学 号 ：

指导老师：

日 期：2011年01月06日

目录

一、题目及总体分析	1
二、选择电动机	2
三、传动零件的计算	7
1) 带传动的设计计算	7
2) 减速箱的设计计算	10
I.高速齿轮的设计计算	10
II.低速齿轮的设计计算	14
四、轴、键、轴承的设计计算	20
I. 输入轴及其轴承装置、键的设计	20
II. 中间轴及其轴承装置、键的设计	25
III. 输出轴及其轴承装置、键的设计	29
键连接的校核计算	33
轴承的校核计算	35
五、润滑与密封	37
六、箱体结构尺寸	38
七、设计总结	39
八、参考文献	39

一、题目及总体分析

题目：带式输送机传动装置

设计参数：

传动方案	输送带的牵引力 F, (KN)	输送带的速度 V, (m/s)	提升机鼓轮直径 D, (mm)
带传动+ 两 级齿轮减速	7	0.4	350

设计要求：

- 1). 输送机运转方向不变，工作载荷稳定。
- 2). 输送带鼓轮的传动效率取为 0.97。
- 3). 工作寿命为 8 年，每年 300 个工作日，每日工作 16 小时。

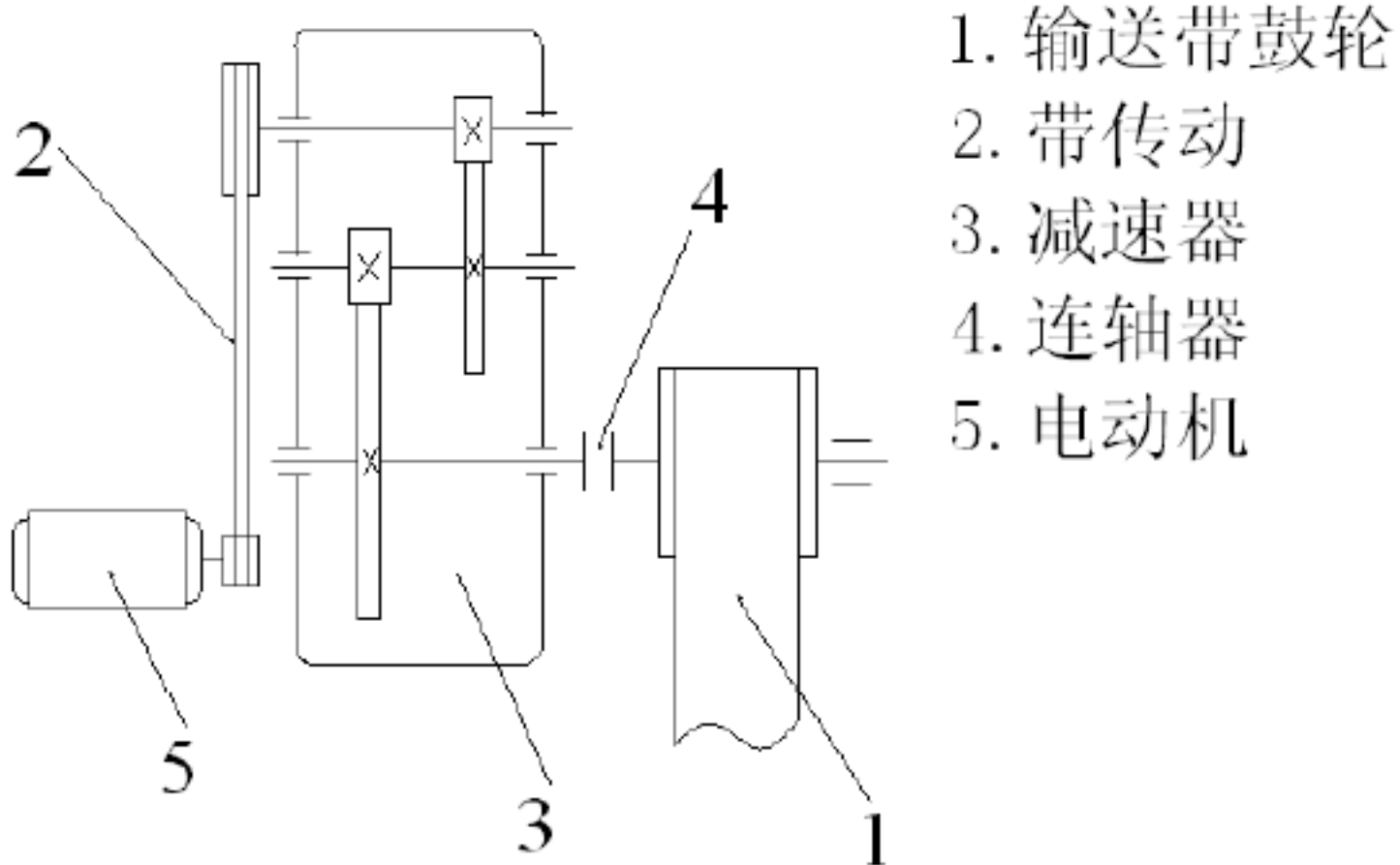
设计容：

1. 装配图 1；
2. 零件图 3；
3. 设计说明书 1 份。

说明：

1. 带式输送机提升物料：谷物、型砂、碎矿石、煤炭等；
2. 输送机运转方向不变，工作载荷稳定；
3. 输送带鼓轮的传动效率取为 0.97；
4. 工作寿命为 8 年，每年 300 个工作日，每日工作 16 小时。

装置分布如图：



二、选择电动机

1. 选择电动机类型和结构形式

按工作条件和要求选用一般用途的 Y 系列三相异步电动机，卧式封闭。

2. 选择电动机的容量

电动机所需的工作效率为：

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_d}$$

P_d - 电动机功率； P_w - 工作机所需功率；

工作机所需要功率为：

$$P_w = \frac{Fv}{1000}$$

传动装置的总效率为：

$$\eta_d = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4$$

按表 2-3 确定各部分效率：

V 带传动效率 $\eta_1 = 0.97$ ，

滚动轴承传动效率 $\eta_2 = 0.97$ ，

三
相
电
压
380
V

闭式齿轮传动效率 $\eta_3 = 0.97$,

联轴器效率 $\eta_4 = 0.99$,

传动滚筒效率 $\eta = 0.97$,

则

$$\eta = \eta_d \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0.97 \times 0.97 \times 0.97^4 \times 0.97^2 \times 0.99 = 0.78$$

所需电动机功率为:

$$P = \frac{Fv}{1000\eta_d} = \frac{7000 \times 0.4}{1000 \times 0.78} = 3.60 \text{KW}$$

选择的电动机的额定功率 P_{ed} 要略大于 P_d ,

由Y系列三相异步电动机技术数据

选择电动机额定 P_{ed} 为4.0KW。

3. 确定电动机转速

工作机转速:

$$n_w = \frac{60 \times 1000v}{\pi D} = 21.83 \text{r/min}$$

电动机转速可选围:

V带传动的传动比常用围 $i_1 = 2 \sim 4$,

二级圆柱齿轮减速器传动比围 $i_2 = 3 \sim 5$,

故电动机转速的可选围为:

$$n_d = i_1 i_2 n_w = (2 \sim 4) (3 \sim 5) 21.83 = 393 \sim 2183 \text{r/min}$$

查表可知,符合条件的电动机有三种,但综合考虑电动机和传动装置的尺寸,结构和带传动,以及减速箱的传动比,认为选择Y132M-6电动机较为合理。其主要技术参数如下:

电动机型号	额定功率 P (KW)	同步转速 (r/min)	满载转速 (r/min)	堵转转矩 额定转矩	最大转矩 额定转矩
Y132M-6	4.0	1000	960	2	2

电动机的相关尺寸:

中心高H	外形尺寸 $L \times (\frac{1}{2}AC + AD) \times HD$	底角安装尺寸 A×B	地脚螺栓孔直径K	轴伸尺寸 D×E	键公称尺寸 F×h
132	515×345×315	216×178	12	38×80	10×132

4. 计算传动比

总传动比 i_a 为:

$$i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{960}{21.83} = 43.98$$

为使带传动外部尺寸不要太大, 初步取 $i_{带} = 2.5$

$$i_{齿} = \frac{i_a}{i_{带}} = 17.592$$

分配减速器的各级传动比:

$$i_{齿1} = \sqrt[3]{1.4 \times 17.592} \approx 4.90$$

$$i_{齿2} = \frac{i_{齿1}}{i_{齿1}} = 3.60$$

5. 计算传动装置的运动及动力参数

计算各轴转速:

I 轴: $n_I = \frac{n_m}{i_{带}} = 384 \text{ r/min}$

II 轴: $n_{II} = \frac{n_I}{i_{齿1}} = 78.37 \text{ r/min}$

III 轴: $n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{齿2}} = 21.77 \text{ r/min}$

IV 轴: $n_{IV} = n_{III} = 21.77 \text{ r/min}$

计算各轴的输入功率:

I 轴: $P_I = P_{d01} \eta_{d1} = 3.50 \text{ KW}$

II 轴: $P_{II} = P_{I12} \eta_{I12} = 3.29 \text{ KW}$

III 轴: $P_{III} = P_{II23} \eta_{I32} = 3.10 \text{ KW}$

IV 轴: $P_{IV} = P_{III34} \eta_{III24} = 2.98 \text{ KW}$

计算各轴的输出转矩：

电动机所需的实际转矩即为电动机的输出转矩：

$$T_d = 9550 \frac{P}{n_d} = 35.91 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{I轴: } T_I = T_d i_{d \text{带} 01} \eta_{01} = 87.08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{II轴: } T_{II} = T_I i_{II \text{齿} 112} \eta_{112} = 401.47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{III轴: } T_{III} = T_{II} i_{III \text{齿} 223} \eta_{223} = 1359.89 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\text{IV轴: } T_{IV} = T_{III} \eta_{III 34} = 1305.90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

6.将运动和运动参数计算结果进行整理并列成表：

轴名	功率 P/KW		转矩 T/Nm		转速 n r/min	传动比 i	效率 μ
	输入	输出	输入	输出			
电机轴		3.61		35.91	960		
I 轴	3.50		87.08		384	2.5	0.97
II 轴	3.29		401.47		78.37	4.9	0.94
III轴	3.10		1359.89		21.77	3.6	0.94
IV轴	2.98		1305.90		21.77	1	0.96

三、传动零件的计算

1) 带传动的设计计算

1、确定计算功率 P_{ca} ：

在空载、轻载启动总，每天工作 16 小时，查表知工况系数 $K_A = 1.1$ ，
所以有：

$$P_{ca} = K_A P_d = 4\text{KW} \times 1.1 = 4.4\text{kW}$$

2、选择 V 带带型：根据 $P_{ca} = 4.4\text{kW}$ 和小带轮转速 $n_m = 960 \text{ r/min}$ 查表可知，
选用 A 型 V 带。

3、确定带轮基准直径并验算带速 v ：

初选小带轮直径 d_{d1} ，小带轮直径(d_{d1}) = 75mm, 根据基准直径系列初选：

$$d_{d1} = 100\text{mm}, \text{ 则: 带速 } v = \frac{2\pi n_m d_{d1}}{60 \times 2 \times 1000} \text{ m/s} = 5.03 \text{ m/s}$$

因为 v 在(5~25) m/s 之间，所以基本满足要求。

$$d_{d2} = i_{01} d_{d1} = 2 \times 100\text{mm} = 250\text{mm}, \text{ 由查表圆整为 } d_{d2} = 250\text{mm}。$$

4、确定 V 带中心距 a_0 和基准长度 L_d ：

$$\text{初选中心距 } a_0: 0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$$

$$245\text{mm} \leq a_0 \leq 700\text{mm}$$

取 $a_0 = 500\text{mm}$,

$$\begin{aligned} \text{带所需的基准长度 } L_d : L_d &\approx 2a_0 + \pi(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d1} - d_{d2})^2}{4a_0} \\ &= [1000 + 546.8 + 11.3] \text{mm} \\ &= 1558.1\text{mm} \end{aligned}$$

由 V 带基准长度系列表取 $L_d = 1600\text{mm}$ 。

则实际中心距 a ： $a \approx a_0 + \frac{L - L_{d0}}{2} = 458\text{mm}$ 。

中心距 a 的变化围为：

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 458 - 0.015 \times 1600 = 434 \text{ mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 458 + 0.03 \times 1600 = 506 \text{ mm}$$

5、验算小带轮上的包角 α_1 ：

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - (d_2 - d_1) \frac{57.3^\circ}{a} = 162.67^\circ \geq 90^\circ$$

固满足要求。

6、计算单根带的额定功率 P_r 和根数 z ：

由 $d_{d1} = 100\text{mm}$ 和 $n_m = 960 \text{ r/min}$ ，查表并用插值法得普通带的基本额定功率

$$P_0 = 0.95\text{kW}。$$

由 $n_1 = 960 \text{ r/min}$ 和 $i_{\text{带}} = 2.5$ 以及A型带，查表并用插值法得 $\Delta P_0 = 0.10\text{kW}$ 。

由 $\alpha_1 = 162.67^\circ$ ，查表并用插值法得 $K_\alpha = 0.955$ 。

由基准长度 $L_d = 1600\text{mm}$ ，以及A型带查表得长度系数 $K_L = 0.99$ 。

固：

$$\begin{aligned} P &= (P_0 + P_1) K_\alpha K_L \\ &= (0.95 + 0.10) \times 0.955 \times 0.99 \text{ kW} \\ &\approx 0.993 \text{ kW} \end{aligned}$$

带是根数：

$$z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{4.4}{0.993} = 4.432, \text{ 取 } z=5$$

7、计算单根V带初始拉力最小值 $(F)_{0\min}$ ：

查表知道单根A型V带单位长度的质量为 $q = 0.10 \text{ kg/m}$ ，于是

$$(F)_{0\min} = 500 \frac{(2.5 - K_\alpha) P}{K z v^\alpha} + q v^2$$

$$\left[500 \times \frac{(2.5 - 0.955) \times 4.4}{0.955 \times 5 \times 5.03} + 0.1 \times 5.032 \right] N$$

$$= 154.25N$$

应使带的实际初拉力 $F_0 \geq (F_0)_{\min}$ 。

8、计算压轴力 F_p ：压轴力的最小值为

$$(F_p)_{\min} \approx 2z(F_0)_{\min} \times \sin \frac{\alpha}{2} = 1524.89N$$

9、确定带轮的结构尺寸

由 $d_{d1} = 100mm < 300mm$ ，采用腹板式结构，

$d_{d2} = 250mm < 300mm$ ，采用腹板式结构。

由 V 带设计可知 $z=5$ 根，

则由课本表 8-10 可得

$$e=15mm, f=10mm, h_a=3mm$$

则带轮的宽度为

$$B = (z-1)e + 2f = (5-1) \times 15 + 2 \times 10 = 80mm$$

小带轮的外径

$$d_{a1} = d_{d1} + 2h_a = 100 + 2 \times 3 = 106mm$$

大带轮的外径

$$d_{a2} = d_{d2} + 2h_a = 250 + 2 \times 3 = 256mm$$

2) 减速箱的设计计算

I. 高速齿轮的设计计算

1、选定高速级齿轮类型、精度等级、材料及齿数

①、 选用直齿圆柱齿轮传动。

②、 由于输送机属于一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度。

③、 材料需选择。选择小齿轮的材料为 40C (调质)，硬度为 280 HBS，

大齿轮的材料为 45 钢 (调质)，硬度为 240 HBS，二者材料硬度差为 40 HBS。

④、 初选小齿轮的齿数 $z_1 = 24$

大齿轮的齿数为 $z_2 = 24 \times 4.90 = 117.6 \approx 118$ ，取 118。

2、按齿面接触强度设计

由设计计算公式有

$$d \geq 2.23 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{[Z^E]}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

(1) 确定公式的各计算数值

1) 试选载荷系数 $K_t = 1.3$ 。

2) 计算小齿轮传递的转矩。

$$T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 \cdot P_{II}}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 3.29}{384} \text{ Nmm} \\ = 8.18 \times 10^4 \text{ Nmm}$$

3) 根据高速级齿轮大小齿轮都为软齿面，两支承相对于小齿轮做不对称布置，由查表得齿宽系数为 $\phi_d = 1$ (课本表 10-7)。

4) 根据配对齿轮材料都是锻钢，由查表得 $Z^E = 189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ 。(课本 10-6)

5) 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}$ ；大齿轮的接触

疲劳限度极限 $\sigma_{\lim 2} = 550MP$ 。(课本 10-21d)

6) 由公式计算应力循环次数。

$$N_1 = 60 n j L = 60 \times 384 \times 1 (8 \times 300 \times 16) \approx 8.85 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{8.85 \times 10^8}{4.90} = 1.81 \times 10^8$$

7) 根据 N 的大小由课本图 10-19 取接触疲劳许用应力:

$$K_{HN1} = 0.90, \quad K_{HN2} = 0.92$$

8) 计算接触疲劳许用应力。

取失效率为 1%，安全系数为， $S = S_H = 1$ ，由公式得

$$[\sigma]_{H1} = \frac{K_{HN1} \sigma_{\lim 1}}{S} = \frac{0.90 \times 600}{1} MP = 540 MP$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{K_{HN2} \sigma_{\lim 2}}{S} = \frac{0.92 \times 550}{1} MP = 506 MP$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq 2.23 \sqrt[3]{\frac{KT_1 \cdot u \pm 1}{\phi_d \cdot u} \left(\frac{[Z_E]}{\sigma_H} \right)^2}$$

$$d_{1t} \geq 2.23 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 8.18 \times 10^4 \cdot 4.90 + 1}{1 \cdot 4.90} \left(\frac{189.8}{540} \right)^2} mm = 55.979 mm$$

2) 计算圆周速度 v 。

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 55.979 \times 384}{60 \times 1000} m/s = 1.126 m/s$$

3) 计算齿轮宽 b 。

$$b = \phi_d \cdot d_{1t} = 1 \times 55.979 mm = 55.979 mm$$

4) 计算齿宽与齿高之比 $\frac{b}{h}$ 。

模数

$$m = \frac{d}{z_1} = \frac{55.979}{24} \text{ mm} = 2.332 \text{ mm}$$

齿高

$$h = h_a = h = (2h^* + c^*)m = (2 \times 1 + 0.25) \times 2.332 \text{ mm} = 5.248 \text{ mm}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{55.979}{5.248} = 10.667$$

5) 计算载荷系数。

根据 $v = 1.126 \text{ m/s}$ ，7级精度，由书 10-8 图表得动载荷系数 $K_v = 1.02$ ；

对直齿轮 $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ ；由载荷状态均匀平稳查表得使用系数 $K_A = 1$ ；

由课本表 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：

$$K_{H\beta} = 1.420；$$

由 $\frac{b}{h} = 10.667$ ， $K_{H\beta} = 1.420$ 由课本图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.38$ ；故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.02 \times 1 \times 1.420 \approx 1.448$$

6) K_t 和 K 的数值相差较大，所以按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，

由公式得：

$$d = d_t \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 55.979 \times \sqrt[3]{\frac{1.448}{1.3}} = 58.027 \text{ mm}$$

7) 计算模数 m ：

$$m = \frac{d}{z_1} = \frac{58.027}{24} \text{ mm} = 2.418 \text{ mm}$$

3、按齿根弯曲强度设计

由弯曲强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\phi z_1^2} \left(\frac{Y_1 Y_2}{[\sigma_F]} \right)}$$

(1) 确定公式的各计算数值

1) 由课本图 10—20c 得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500MP$ ；大齿轮的弯曲强度极限 $\sigma_{FE2} = 380MP$ ；

2) 由图 10—18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.95$ ， $K_{FN2} = 0.98$ ；

3) 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数 $S = S_F = 1.4$ ，由 $[\sigma_F]$ 公式得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.95 \times 500}{1.4} MP = 339.28 MP$$
$$[\sigma_{F2}] = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.98 \times 380}{1.4} MP = 266 MP$$

4) 计算载荷系数 K 。

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.02 \times 1 \times 1.38 \approx 1.408$$

5) 查取齿形系数。

由书表 10—5 并用差值法得： $Y_{Fa1} = 2.65$ ， $Y_{Fa2} = 2.17$ 。

查取应力校正系数。

由书表 10—5 并用差值法得： $Y_{Sa1} = 1.58$ ， $Y_{Sa2} = 1.80$ 。

6) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$ ，并加以比较。

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_{F1}]} = \frac{2.65 \times 1.58}{339.28} = 0.012341$$
$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_{F2}]} = \frac{2.17 \times 1.80}{266} = 0.01468$$

比较可知：大齿轮的数值大。

(2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.408 \times 8.18 \times 10^4}{1 \times 24^2} \times 0.01468 mm} = 1.804 mm$$

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计算的模数，由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲所决定的承载能力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径（即模数与直径的乘积）有关，可取由弯曲强度算得的模数 1.804mm 并就近圆整为标准值（第二系列）

$m = 2.5\text{mm}$ ，按接触强度算得的分度圆直径 $d_1 = 58.027\text{mm}$ ，算出小齿轮齿数：

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{58.028}{2} \approx 29$$

大齿轮齿数：

$$z_2 = 4.90 \times 29 = 142.1 \approx 142$$

这样计算出的齿轮传动既满足了齿面接触疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并且结构紧凑。

4、几何尺寸计算

(1) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 29 \times 2\text{mm} = 58\text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 142 \times 2\text{mm} = 284\text{mm}$$

(2) 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{58 + 284}{2}\text{mm} = 171\text{mm}$$

(3) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 58\text{mm} = 58\text{mm}$$

取 $B_2 = 58\text{mm}$ ， $B_1 = 65\text{mm}$ 。

5、齿轮结构设计及绘制齿轮零件图

(1) 齿轮结构的设计计算

由于

$$d_{a1} = (z_1 + 2h^*)m = (29 + 2 \times 1) \times 2\text{mm} = 62\text{mm} \leq 160\text{mm}$$

$$d_{a2} = (z_2 + 2h^*)m = (142 + 2 \times 1) \times 2\text{mm} = 390\text{mm} \leq 500\text{mm}$$

所以小齿轮做成实心结构齿轮，大齿轮做成腹板式结构齿轮。

II. 低速齿轮的设计计算

1、选定高速级齿轮类型、精度等级、材料及齿数

1、 选用直齿圆柱齿轮传动。

2、 由于输送机属于一般工作机器，速度不高，故选用 7 级精度。

3、 材料需选择。选择小齿轮的材料为 40C (调质)，硬度为 280 HBS，

大齿轮的材料为 45 钢 (调质)，硬度为 240 HBS，二者材料硬度差为 40 HBS。

4、 选小齿轮的齿数 $z_1 = 24$ ，大齿轮的齿数为 $z_2 = 24 \times 3.60 = 86.4$ ，取 $z_2 = 85$ 。

2、按齿面接触强度设计

由设计计算公式有

$$d \geq 2.23 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{[Z^E]}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

(1) 确定公式的各计算数值

1) 试选载荷系数 $K_t = 1.3$ 。

2) 计算小齿轮传递的转矩。

$$T = \frac{95.5 \times 10^5 P}{n_{II}} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 3.10}{78.37} \text{ Nmm} \\ = 3.777 \times 10^5 \text{ Nmm}$$

3) 根据高速级齿轮大小齿轮都为软齿面，两支承相对于小齿轮做不对称布

置，由查表得齿宽系数为 $\phi_d = 1$ 。

4) 根据配对齿轮材料都是锻钢，由查表得 $Z_E = 189.8 MP_2^{\frac{1}{2}}$ 。

5) 按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{lim1} = 600 MP$ ；大齿轮的接触疲劳限

$\sigma_{lim2} = 550 MP$ 。

6) 由公式计算应力循环次数。

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 78.37 \times 1 (8 \times 300 \times 16) = 1.806 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{1.806 \times 10^8}{3.60} = 5.017 \times 10^7$$

7) 根据 N 的大小由课本图 10-19 取接触疲劳许用应力：

$$K_{HN1} = 0.95, \quad K_{HN2} = 1.0$$

8) 计算接触疲劳许用应力。

取失效率为 1%，安全系数为 $S = S_H = 1$ ，由公式得

$$[\sigma]_{H1} = \frac{K_{HN1} \sigma_{lim1}}{S} = \frac{0.95 \times 600}{1} MP = 570 MP$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{K_{HN2} \sigma_{lim2}}{S} = \frac{1.0 \times 550}{1} MP = 550 MP$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮分度圆直径

$$d_{1t} \geq 2.23 \sqrt{\frac{KT_1 \cdot u \pm 1 \left(\frac{Z_E}{\phi_d u} \right)^2}{\sigma_H}}$$

$$d_{1t} \geq 2.23 \sqrt{\frac{1.3 \times 3.777 \times 10^6 \cdot 3.60 + 1 (189.8)^2}{1 \cdot 3.60 (570)}} mm = 87.125 mm$$

2) 计算圆周速度 v 。

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 91.746 \times 78.37}{60 \times 1000} m/s = 0.376 m/s$$

3) 计算齿轮宽 b 。

$$b = \phi_{d1} \cdot d_1 = 1 \times 87.125 \text{mm} = 87.125 \text{mm}$$

4) 计算齿宽与齿高之比 $\frac{b}{h}$ 。

模数：

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{87.125}{24} \text{mm} = 3.630 \text{mm}$$

齿高：

$$h_1 = h_2 = h_a = (2h^* + c^*)m = (2 \times 1 + 0.25) \times 3.630 \text{mm} = 8.601 \text{mm}$$

$$\frac{b}{h} = 10.667$$

5) 计算载荷系数。

根据 $v = 0.376 \text{m/s}$ ，7级精度，由书 10-8 图表得动载荷系数 $K_v = 1.0$ ；对直齿轮

$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ ；由载荷状态均匀平稳查表得使用系数 $K_A = 1$ ；从课本表 10-4 中的软齿面齿轮栏查得的小齿轮相对支承非对称布置、7级精度时 $K_{H\beta} = 1.429$ ；

由 $\frac{b}{h} = 10.667$ ， $K_{H\beta} = 1.429$ ，由图 10-13 得 $K_{F\beta} = 1.40$ ；故载荷系数

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.0 \times 1 \times 1.429 \approx 1.429$$

6) K_t 和 K 的数值相差较大，所以按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径，由公

$$d = d_{t1} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 87.125 \times \sqrt[3]{\frac{1.429}{1.3}} = 89.9 \text{mm}$$

7) 计算模数：

$$m = \frac{d}{z_1} = \frac{89.9}{24} \text{mm} = 3.745 \text{mm}$$

3、按齿根弯曲强度设计

由弯曲强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\phi_d z_1^2} \left(\frac{Y_1 Y_2}{[\sigma_F]} \right)}$$

(1) 确定公式的各计算数值

1) 根据查表得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500 \text{MPa}$ ；大齿轮的弯曲强度

极限 $\sigma_{FE2} = 380 \text{MPa}$ ；

2) 由图 10-18 取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.93$, $K_{FN2} = 0.96$;

3) 计算弯曲疲劳许用应力。

取弯曲疲劳安全系数 $S = S_F = 1.4$, 由 $[\sigma_F]$ 公式得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.93 \times 500}{1.4} MPa = 332.143 MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.96 \times 380}{1.4} MPa = 260.571 MPa$$

4) 计算载荷系数 K 。

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.0 \times 1 \times 1.40 \approx 1.40$$

5) 查取齿形系数。

由书表 10-5 并用差值法得: $Y_{Fa1} = 2.65$, $Y_{Fa2} = 2.21$ 。

查取应力校正系数。

由书表 10-5 并用差值法得: $Y_{Sa1} = 1.58$, $Y_{Sa2} = 1.775$ 。

6) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]}$, 并加以比较。

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.65 \times 1.58}{332.143} = 0.01261$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.21 \times 1.775}{260.571} = 0.01505$$

显然大齿轮的数值大。

(2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.40 \times 3.777 \times 10^5}{1 \times 242} \times 0.01505} mm = 3.023 mm$$

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计算的模数, 由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲所决定的承载能力, 而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力, 仅与齿轮直径 (即模数与直径的乘积) 有

关，可取由弯曲强度算得的模数 3.023mm 并就近圆整为标准值（第一系列）

$m=3.0\text{mm}$ ，按接触强度算得的分度圆直径 $d_1 = 94.685\text{mm}$ ，算出小齿轮齿数：

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{89.9}{3.0} \approx 30$$

大齿轮齿数

$$z_2 = 3.60 \times 30 = 108$$

为使 z_1 和 z_2 互质，取 $z_2 = 107$ 。

4、几何尺寸计算

(1) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 30 \times 3\text{mm} = 90\text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 107 \times 3\text{mm} = 321\text{mm}$$

(2) 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{90 + 321}{2}\text{mm} = 205.5\text{mm}$$

(3) 计算齿轮宽度

$$b = \phi_{d_1} d_1 = 1 \times 90\text{mm} = 90\text{mm}$$

取 $B_2 = 90\text{mm}$ ， $B_1 = 95\text{mm}$ 。

5、齿轮结构设计及绘制齿轮零件图

(1) 齿轮结构的设计计算

由于

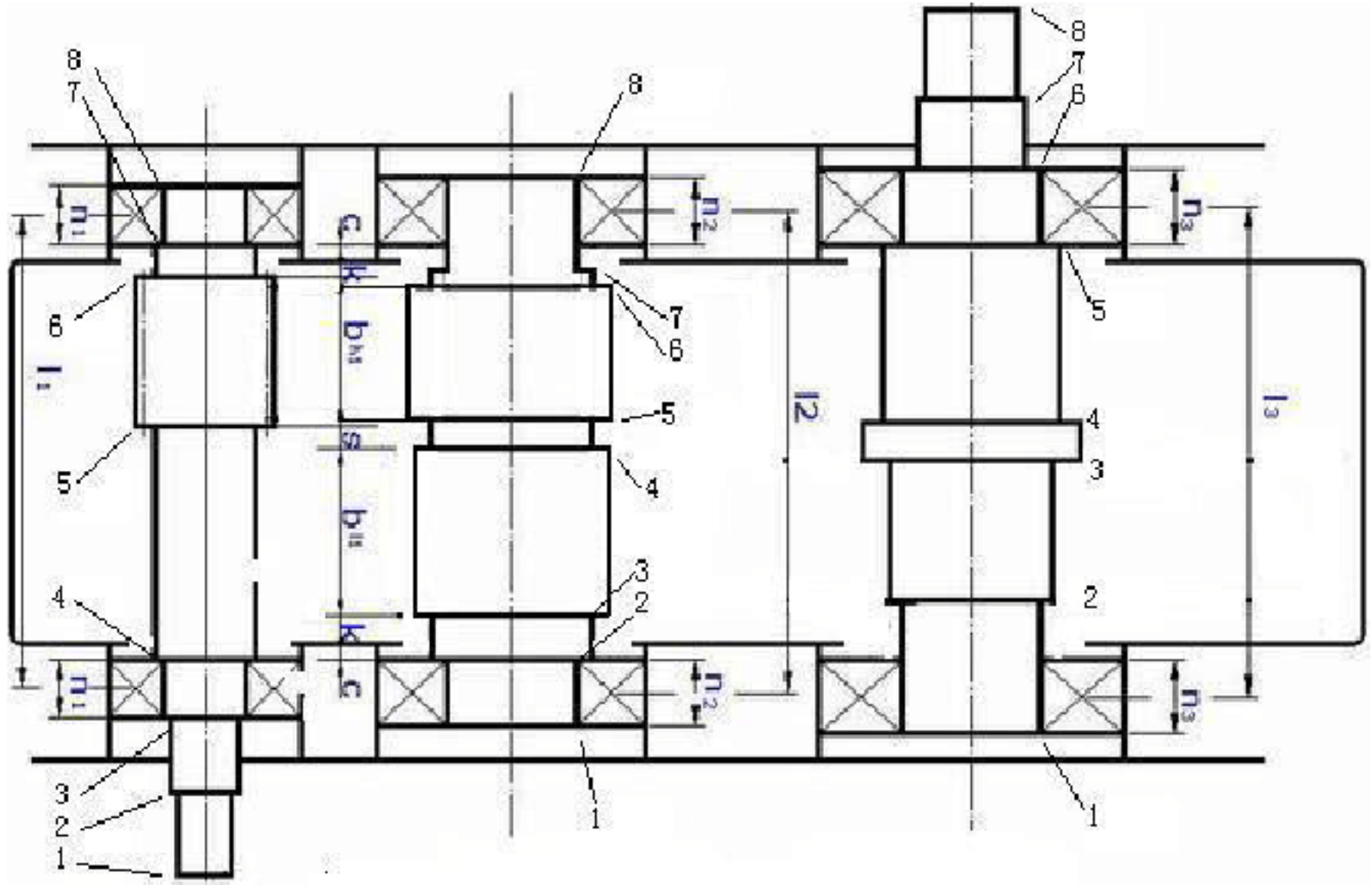
$$d_{a1} = (z_1 + 2h^*)m = (30 + 2 \times 1) \times 3.0\text{mm} = 99\text{mm} \leq 160\text{mm}$$

$$d_{a2} = (z_2 + 2h^*)m = (107 + 2 \times 1) \times 3.0\text{mm} = 327\text{mm} \leq 500\text{mm}$$

所以小齿轮做成实心结构齿轮，大齿轮做成腹板式结构齿轮。

四、轴、键、轴承的设计计算

布置图如下（此图主要表现轴的形状，齿轮、键、键槽等和一些交线没有画出）



I. 输入轴的设计计算

1. 轴上的功率 P_1 、转速 n_1 和转矩 T_1 。

由电动机的选择可知：

$$n_1 = \frac{n_m}{i_{\text{带}}} = 384 \text{ r/min}$$

$$P_1 = P_d \eta_{01} = P_d \eta_1 = 3.50 \text{ kW}$$

$$T_1 = T_d i_{\text{带}} \eta_{01} = 87.08 \text{ N}\cdot\text{m} = 87080 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

2、求作用在齿轮上的力。

轴（高速级）的小齿轮的直径 $d_1 = 58 \text{ mm}$ ，有

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 87080 \text{ N}\cdot\text{mm}}{58 \text{ mm}} \approx 3002 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 3002 \text{ N} \times \tan 20^\circ \approx 1093 \text{ N}$$

在安装从动带轮处作用在轴上压轴力：

$$(F_r)_{p \min} \approx 2z(F_t)_{0 \min} \times \sin \frac{\alpha}{2} = 1524.89 \text{ N}$$

据经验值，取 $F_{r0} = 1.3(F_r)_{\min}$ ：

$$F_P = 1.3(F_r)_{\min} = 1.3 \times 1524.89 \text{ N} \approx 1982.4 \text{ N}$$

3. 初步确定轴的最小直径

按教材《机械设计》式（15-2）初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢，调质处理。根据表 15-3 取 $A_0 = 125$ ，于是得：

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} = 125 \times \sqrt[3]{\frac{3.50}{384}} \text{ mm} = 26.1 \text{ mm}$$

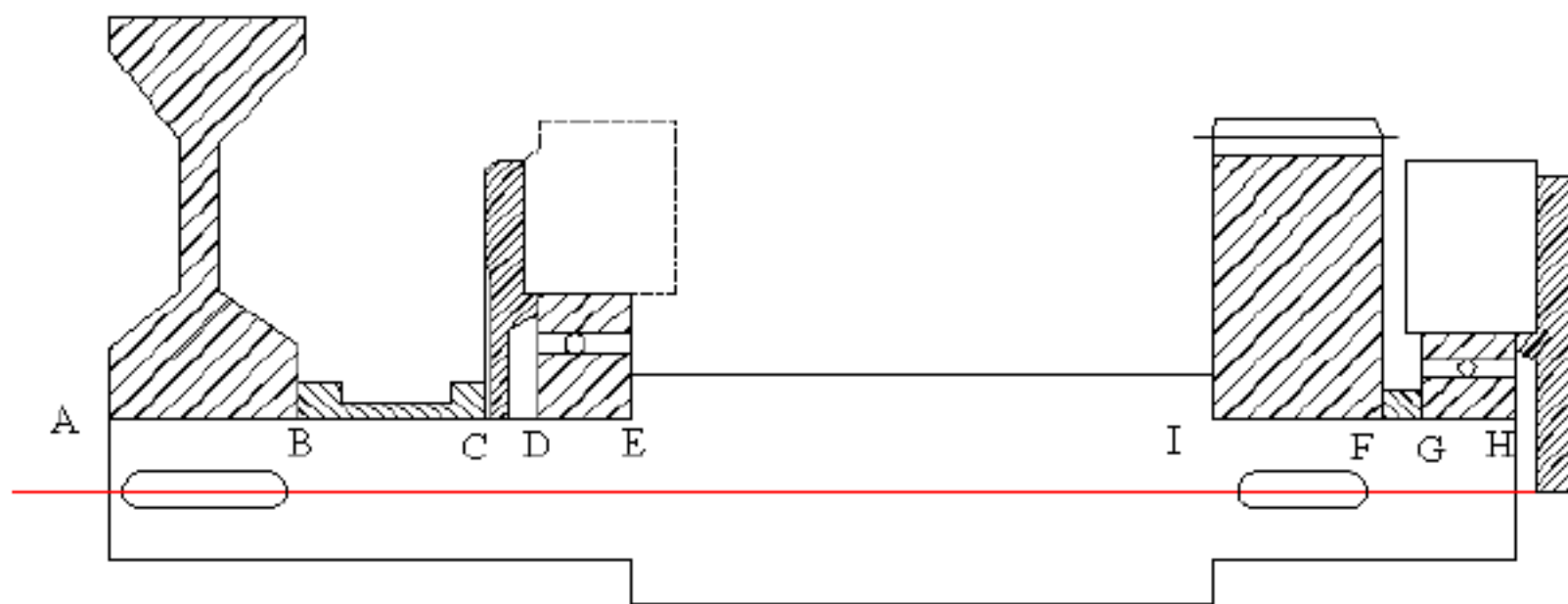
由于轴上必须开由两各键槽，所以最小直径按 13% 增大：

$$d_{\min} = (26.1 + 26.1 \times 13\%) \text{ mm} = 29.5 \text{ mm}$$

4. 轴的结构设计计算

(1) 拟定轴上零件的装配方案

装配方案如下图所示，AB 段为从动 V 带轮，BC 段为套筒，CD 轴承端盖，DE 为轴承，IF 为轴上的齿轮，FG 为套筒，GH 轴承。



(2) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度。

1) 初步选择滚动轴承。因轴承仅承受径向力的作用，故可以采用深沟球轴承。参照工作要求并根据 $d_{\min} = 29.5\text{mm}$ ，由轴承产品目录中初步选取 0 基本游隙组、0 级公差等级的深沟球轴承 6406，其尺寸为 $d \times D \times B = 30\text{mm} \times 90\text{mm} \times 23\text{mm}$ ，故 $d_{A-E} = d_{I-H} = 30\text{mm}$ ，而 $l_{DE} = l_{GH} = 23\text{mm}$ 。

2) 为了满足齿轮和轴承的轴向定位要求，AE 右端和 IF 左端需制出轴肩，因为定位轴肩的高度 $h = (0.07 \sim 0.1)d_{A-E}$ ，取 $h = 0.1d_{A-E}$ ，所以 $d_{E-I} = 36\text{mm}$ 。轴的左端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径为 $D = 34\text{mm}$ ，为了保证轴端挡圈只压在从动带轮上的轮毂上不压在轴的端面上的缘故。

3) 从动带轮的宽度 $B = 80\text{mm}$ ， $l_{DE} = l_{GH} = 23\text{mm}$ ，齿轮的宽度 $B_1 = 65\text{mm}$ 。根据轴承端盖的装拆及便于对轴承添加润滑脂的要求，取从动带轮右端与轴承端盖外端面键的距离 $l_{B-C} = 30\text{mm}$ 。轴承端盖的宽度为 20mm 。所以：

$$l_{A-E} = (80 + 30 + 20 + 23)\text{mm} = 153\text{mm}$$

取 $F G = 20\text{mm}$ ，E I 根据中间轴的设计：

$$E I = (20 + 95 + 25)\text{mm} = 140\text{mm}$$

$$\begin{aligned} \text{所以轴的全长为 } L &= A E + E I + I F + G H + F G \\ &= (153 + 140 + 65 + 20 + 23) \text{ mm} = 401 \text{ mm} \end{aligned}$$

(2) 轴上零件的周向定位。

齿轮、大皮带轮和轴之间都采用平键连接。查表 6-1 得齿轮端平键截面参数为： $b \times h = 12\text{mm} \times 8\text{mm}$, $l = 60\text{mm}$ 。大带轮截面参数为： $b \times h = 8\text{mm} \times 7\text{mm}$, $l = 70\text{mm}$ 。取轴端倒角为 $1 \times 45^\circ$

同时为了保证齿轮和轴配合有良好的对中性，故选择齿轮毂与轴的配合为 $\frac{H_7}{n_6}$ ；带轮与轴的配合为 $\frac{H_7}{k_6}$ 。滚动轴承和轴的周向定位是由过渡配合来保证的，此处选轴的直径尺寸公差为 m_6 。

5. 求轴上的载荷

1) 计算轴上各种力或力矩的大小。

两支点的距离 $L_{12} = 238\text{mm}$ 。

$$F_{NH1} = -1933\text{N}, F_{NH2} = 2953\text{N}$$

$$F_{NV1} = 271\text{N}, F_{NV2} = 822\text{N}$$

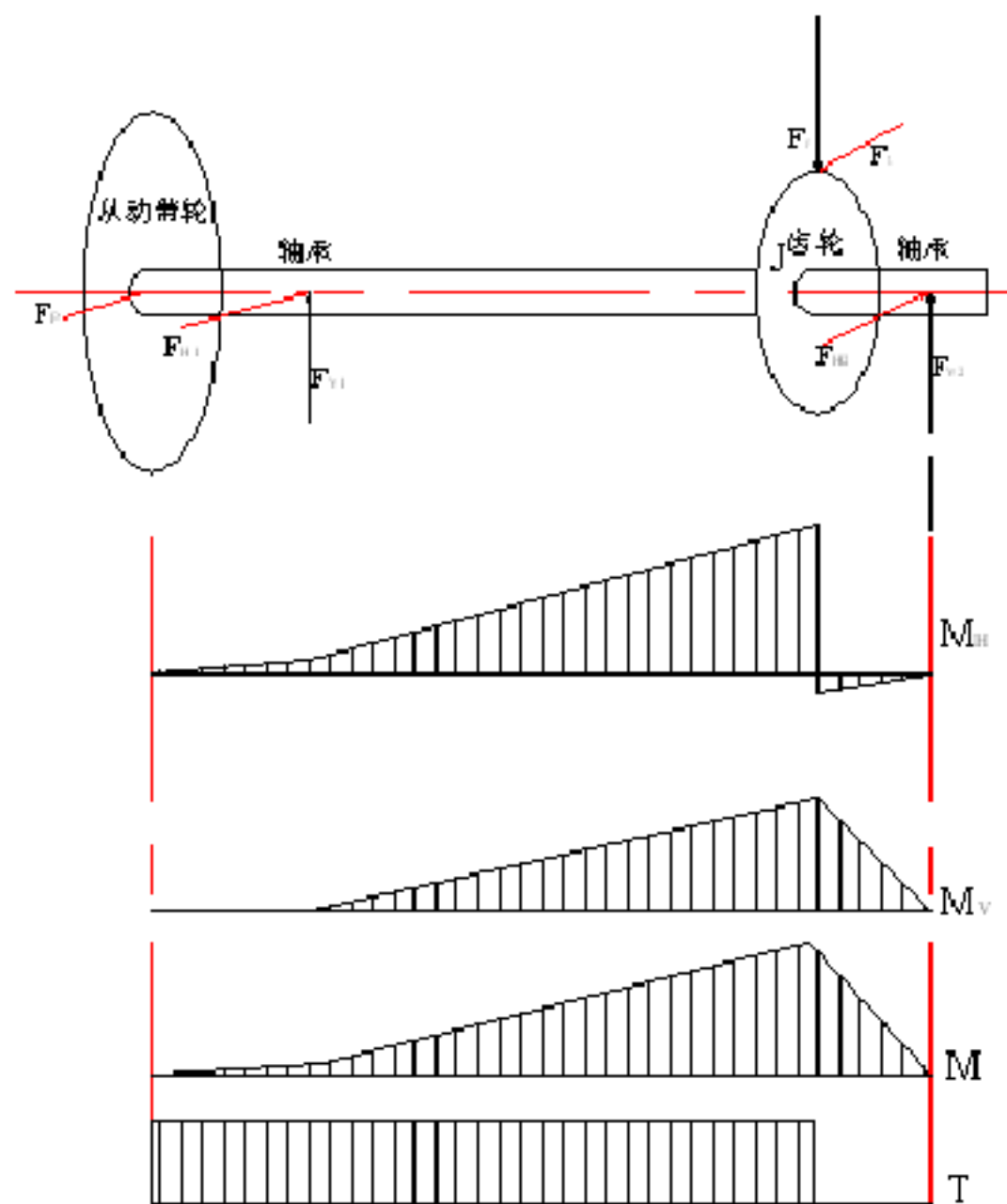
$$M_{\text{H危险截面}} = 174557\text{N} \cdot \text{mm},$$

$$M_{\text{V危险截面}} = 48498\text{N} \cdot \text{mm},$$

$$M_{\text{危险截面}} = \sqrt{174557^2 + 48498^2} = 181169\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$T_I = 87080\text{N} \cdot \text{mm}$$

2) 做出轴的计算简图。



(7).按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时，通常只校核轴上的承受最大弯矩和扭矩的截面的强度。

根据教材式（15-5）及上表中的数据，以及轴单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha = 0.6$ ，轴的计算应力：

力为脉动循环变应力，取 $\alpha = 0.6$ ，轴的计算应力：

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(d-h)}{2d}} = 57.4 \text{ MPa}$$

前面已选定轴的材料为 45 钢，调质处理，由教材表 15-1 查得：

$$[\sigma]_{-1} = 60 \text{ MPa}$$

因为： $\sigma_{ca} \leq [\sigma]_{-1}$ 所以选择轴直径 $d = 30 \text{ mm}$ 满足要求。

此时： $d_{E-I} = 36 \text{ mm}$

II. 中间轴的设计计算

1、轴上的功率 P_2 、转速 n_2 和转矩 T_2 。

由前面的计算知道：

$$\begin{aligned}n_{II} &= \frac{n_I}{i_{\text{齿}1}} = 78.37 \text{ r/min} \\P_{II} &= P_I \eta_{12} = P_I \eta_{11} \eta_{12} = 3.29 \text{ kW} \\T_{II} &= T_I i_{\text{齿}1} \eta = 401.47 \text{ N} \cdot \text{m} = 401470 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}$$

2、求作用在齿轮上的力。

记中间轴的输入动力的齿轮为齿轮 1，输出动力的齿轮为齿轮 2。

齿轮 1、2 的直径分别为： $d_{d1} = 284 \text{ mm}$ ， $d_{d2} = 90 \text{ mm}$ 有

$$F_{t1} = \frac{2T_{II}}{d_{d1}} = \frac{2 \times 401470 \text{ N} \cdot \text{mm}}{284 \text{ mm}} \approx 2827 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{2T_{II}}{d_{d2}} = \frac{2 \times 401470 \text{ N} \cdot \text{mm}}{90 \text{ mm}} \approx 8921 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha = 2827 \text{ N} \times \tan 20^\circ \approx 1029 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha = 8921 \text{ N} \times \tan 20^\circ \approx 3247 \text{ N}$$

3、初步确定轴的最小直径。

按教材《机械设计》式 (15-2) 初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 45 钢，调质处理。根据表 15-3 取 $A_0 = 120$ ，于是得：

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_{II}}{n_{II}}} = 120 \times \sqrt[3]{\frac{3.29}{78.37}} \text{ mm} = 41.7 \text{ mm}$$

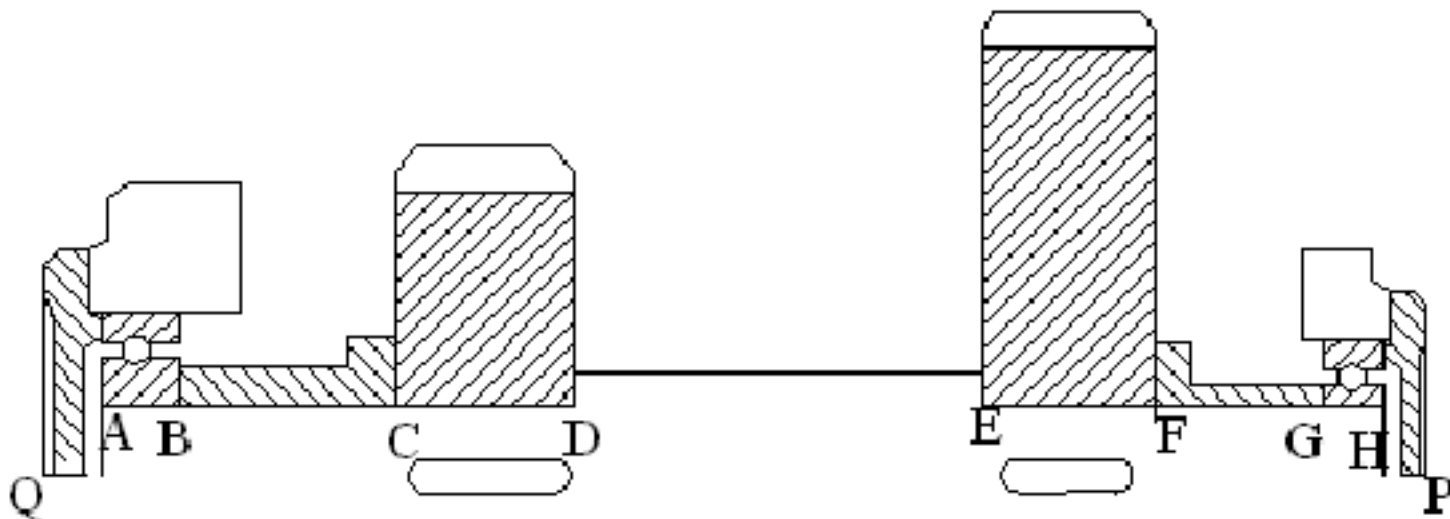
由于轴上必须开有两个各键槽，所以最小直径按 15% 增大：

$$d_{\min} = (41.7 + 41.7 \times 15\%) \text{ mm} = 48.0 \text{ mm}$$

4、轴的结构设计。

(1) 拟定轴上零件的装配方案

装配方案如下图所示，AB 段为轴承，BC 段为套筒，CD 齿轮 2，DE 为光轴，EF 为齿轮 1，FG 为套筒，GH 轴承，QA 和 HP 都是轴承端盖。



(1) 根据轴向定位的要求确定轴的各段直径和长度。

1) 初步选择滚动轴承。因轴承仅承受径向力的作用，故可以采用深沟球轴承。参照工作要求并根据 $d_{\min} = 48.0\text{mm}$ ，由轴承产品目录中初步选取 0 基本游隙组、0 级公差等级的深沟球轴承 6210，其尺寸为：

$d \times D \times B = 50\text{mm} \times 90\text{mm} \times 20\text{mm}$ ，故 $d_{A-D} = d_{E-H} = 50\text{mm}$ ，而 $l_{A-B} = l_{G-H} = 20\text{mm}$ 。

2) 为了满足两齿轮的轴向定位要求，CD 右端和 EF 左端需制出轴肩，因为定位轴肩的高度 $h = (0.07 \sim 0.1)d$ ，取 $h = 0.1d$ ， $h = 5\text{mm}$ 所以 $d_{D-E} = 53\text{mm}$ 。

3) 齿轮 1 的宽度为 58mm，齿轮 2 的宽度为 95mm，由输入轴的长度可知：减速箱的宽度为 225mm， $FG = 24\text{mm}$ ， $EF = 58\text{mm}$ ， $DE = 28\text{mm}$ ， $CD = 95\text{mm}$ ， $BC = 20\text{mm}$ 。

(2) 轴上零件的周向定位。

两个齿轮与齿轮的周向定位均采用平键连接。由教材《机械设计》中的表 6-1 得，平键截面 $b \times h = 14\text{mm} \times 9\text{mm}$ ，键槽用盘铣刀加工，左端键长取为 90mm，右端键长取为 50mm，同时为了保证齿轮和轴配合有

良好的对中性，故选择齿轮毂与轴的配合均为 $\frac{H}{n_6}^7$ ；滚动轴承和轴的周

向定位是由过渡配合来保证的，此处选轴的直径尺寸公差为 m_6 。

取轴端的倒角为 $1.6 \times 45^\circ$ ，轴肩处的圆角半径为 $R = 1.6 \text{mm}$ 。

5. 求轴上的载荷

1) 计算轴上各种力或力矩的大小。

两支点的距离 $L_{12} = 237 \text{mm}$ 。

$$F_{NH1} = -643 \text{N}, F_{NH2} = 5450 \text{N}$$

$$F_{NV1} = 408 \text{N}, F_{NV2} = -1810 \text{N}$$

$$M_{H1} = -37937 \text{N} \cdot \text{mm}, M_{H2} = 400575 \text{N} \cdot \text{mm}$$

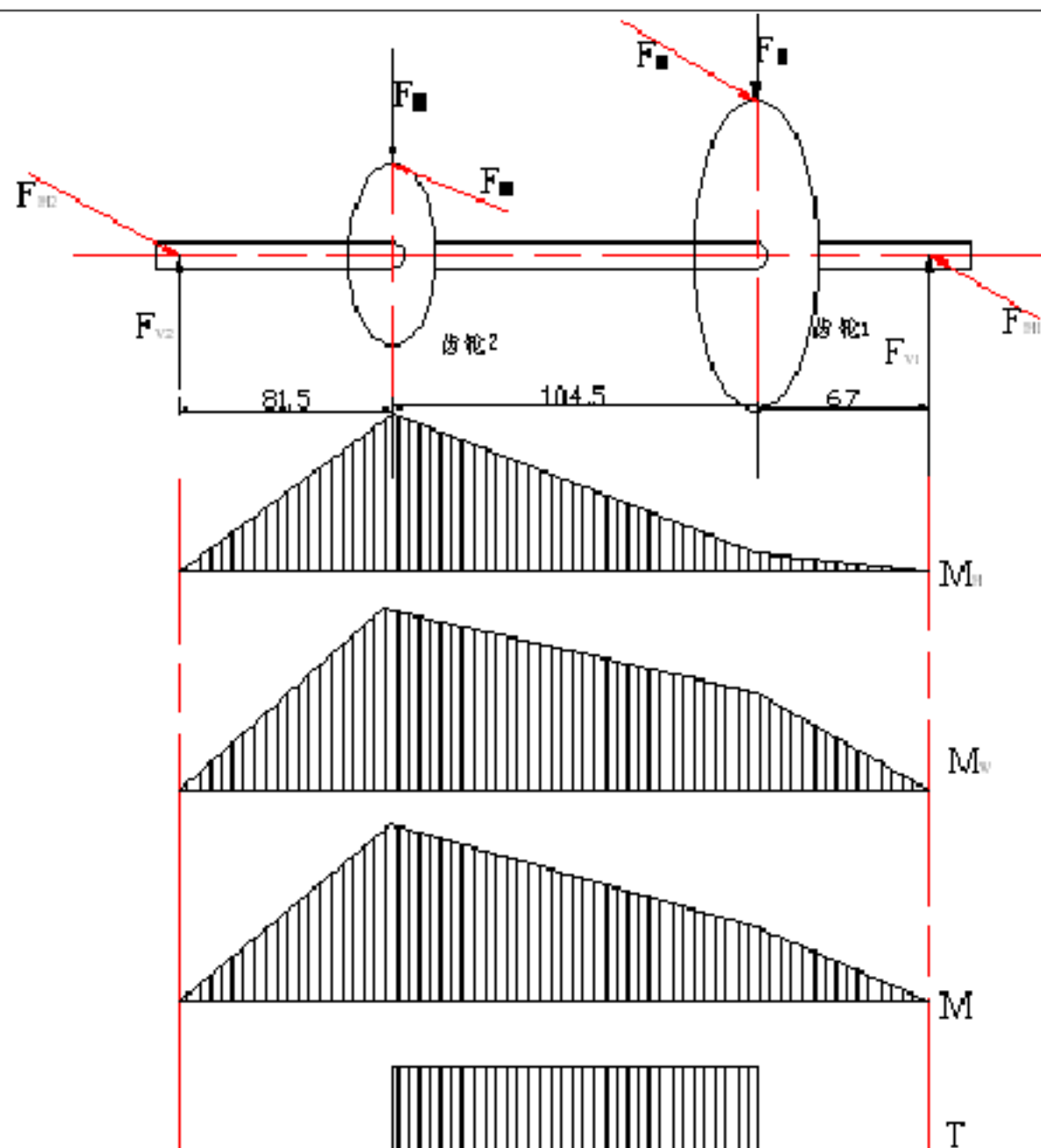
$$M_{V1} = 24072 \text{N} \cdot \text{mm}, M_{V2} = -133035 \text{N} \cdot \text{mm},$$

$$M_1 = \sqrt{(-37937)^2 + (24072)^2} = 44930 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 = \sqrt{(400575)^2 + (-133035)^2} = 422088 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$T = T_{II} i_{\text{齿} 112} \eta = 401.47 \text{N} \cdot \text{m} = 401470 \text{N} \cdot \text{mm}$$

2) 做出轴的计算简图。



6、按弯扭合成应力校核轴的强度

进行校核时，通常只校核轴上的承受最大弯矩和扭矩的截面的强度。根据教材式（15-5）及上表中的数据，以及轴单向旋转，扭转切应力为脉动循环变应力，取 $\alpha = 0.6$ ，轴的计算应力为：

$$\sigma_{ca} = \frac{\sqrt{M_2^2 + (\alpha T_2)^2}}{W} = \frac{\sqrt{422088^2 + (0.6 \times 401470)^2}}{0.1 \times 50^3} MPa \approx 38.9 MPa$$

前面已选定轴的材料为 45 钢，调质处理，由教材表 15-1 查得：

$$[\sigma]_{-1} = 60 MPa。因此 \sigma_{ca} \leq [\sigma]_{-1}，故安全。$$

III. 输出轴的设计

1、轴上的功率 P_2 、转速 n_2 和转矩 T_2 。

由前面的计算知道：

3

n

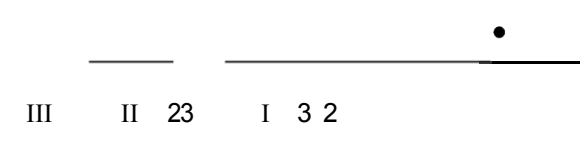
III

n

$$i_{II} = 21.77 \text{ r/min}$$

$$P = P_{II} \eta = 3.10 \text{ KW}$$

$$P = P_{II} \eta_{\text{齿2}}$$



$$T_{III} = T_{II} i_{II} \eta_{\text{齿2}} = 1359.89 \text{ N} \cdot \text{m} = 1359890 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2、求作用在齿轮上的力。

低速级的大齿轮的直径 $d_{d1} = 321 \text{ mm}$ ，有

$$2T$$

$$F = \dots$$

$$= \frac{2 \times 1359890 \text{ N mm}}{321 \text{ mm}} \approx 8473 \text{ N}$$

t *d*

*d*₁

$$F = F$$

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/627140130014006056>

