

2. 2kw 低速型粉碎机减速箱设计

摘要

减速机是由封闭在刚性箱体内的齿轮或蜗杆转动组成所组成，它是一种具有固定传动的独立的传动装置。通常置于电动机和工作机之间，用来降低转速并改变转矩以适应工作的要求，在个别情况下用来增速。当前减速器普遍存在着体积大、重量大，或者传动比大而机械效率过低的问题。国外的减速器，以德国、丹麦和日本处于领先地位，特殊在材料和制造工艺方面占据优势，减速器工作可靠性好，利用寿命长。但其传动格式仍以定轴齿轮传动为主，体积和重量问题，也未解决好。本文首先对粉碎机减速箱的电动机进行选择，分配传动比，计算传动件的数据，最后以简单的构造来完成了粉碎机减速箱的设计。

关键词：减速机 传动装置 齿轮

2.2kw low-speed crusher gear box design

Abstract

Reducer is enclosed by a rigid enclosure of the worm gear or turning up, it is one kind has the fixed transmission independent transmission device. Usually in the far east saw and work machine between, used to reduce speed and change the torque to adapt work requirement, in individual cases for growth. The current reducer widespread big volume, weight, or transmission big and mechanical efficiency too low. Foreign minus speed gauges to Germany, Denmark and Japan is in the leading position, special crafts in materials and create dominant, reducer, using the working reliability good long service life. But its transmission format still with fixed axis gear transmission give priority to, volume and weight problem, also not solved well. This paper firstly crusher reducer motor selection, distribution ratio, calculation, and finally the data transmission parts with simple structure to finish crusher reducer design.

Key Words: reducer;gear transmission;device

目录

1. 引言	1
2. 传动方案设计	1
2.1 电动机的选择	1
2.2 传动比的计算及分配过程	1
2.3 传动装置的运动和动力参数	2
3. 传动零件的设计	4
3.1 V 带的设计与计算	4
3.2 高速级齿轮传动设计	6
3.3 低速级齿轮传动设计	11
4. 轴的计算	15
4.1 轴的材料选择和最小直径估计	15
4.2 轴的结构设计	16
5. 轴的校核	18
6. 键的选择和校核	35
6.1 高速轴上键的选择和校核	35
6.2 中间轴上键的选择和校核	35
6.3 低速轴上键的选择和校核	35
7. 滚动轴承的选择和校核	36
7.1 高速轴轴承的选择和校核	36
7.2 中间轴轴承的选择和校核	37
7.3 低速轴轴承的选择和校核	37
8. 联轴器的选择	38
9. 箱体的设计	38
10. 润滑、密封的说明	40
10.1 润滑	40
10.2 密封	40
参考文献	42
致谢	43

1. 引言

减速器是一种由封闭在刚性壳体内的齿轮传动，蜗杆传动或者齿轮—蜗杆传动所组成的独立部件，常用在动力机和工作机之间作为减速的传动装置，减速器由于结构紧凑、效率较高、传递运动准确可靠，使用维护简单，并可成批生产，故在现代机械中应用很广。二级减速器可以传递任意两轴之间的运动和动力，是机械传动中应用比较广泛的一种传动机构。

如今，塑料制品厂家将塑料的废料、成型件的浇口、浇道等再生利用需要将其粉碎。而这种设备进口较多，低速型粉碎机国内只有几家在生产，主要集中在上海，为满足粉碎的要求，需设计满足给定功率的低速型减速机。本论文主要在给定功率和转速的前提下，将减速器各部分设计出来。其中包括电动机的选型、齿轮传动的设计、轴的校核，联轴器的选择等。

2. 传动方案设计

2.1 电动机的选择

根据额定功率为 2.2kw, 可以选择的电动机转速有 2840r/min、1420r/min、940r/min、710r/min.

选择转速为 940r/min, 型号为 Y112M-6。

电动机的技术参数如表 2-1。

表 2-1

名称	型号	额定功率	满载转速	堵转转矩	最大转矩	质量
电动机	Y112M-6	2.2kw	940r/min	2.0r/min	2.0r/min	45kg

2.2 传动比的计算及分配过程

$$\text{传动装置的总传动比 } i_{\text{总}} = \frac{n_m}{n_w} \quad (2-$$

1)

式中：

n_m —电动机满载转速， r/min

n_w —工作机转速， r/min

$n_m=940 r/\text{min}$ ， $n_w=25\sim 30 r/\text{min}$

$$i_{\text{总}} = \frac{n_m}{n_w} = \frac{940}{25 \sim 30} = 37.6 \sim 31.33 r/\text{min}$$

取 $i_{\text{总}}=37.6 r/\text{min}$

选择 V 带的传动比：

$$i_1=2.7$$

减速器的传动比：

$$i = \frac{i_{\text{总}}}{i_1} = \frac{37.6}{2.7} = 13.924$$

高速级齿轮传动比：

$$i_2 = \sqrt{1.3i} = \sqrt{1.3 \times 13.924} = 4.254$$

低速级齿轮传动比：

$$i_3 = \frac{i_2}{i_1} = \frac{4.254}{1.3} = 3.272$$

2.3 传动装置的运动和动力参数

2.3.1 各轴的转速计算

$$n_m = 940 r/\text{min}$$

$$n_1 = \frac{n_m}{i_1} = \frac{940}{2.5} = 376 r/\text{min}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} = \frac{376}{4.254} = 88.38 r/\text{min}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_3} = \frac{88.38}{3.272} = 27.01 r/\text{min}$$

$$n_4 = n_3 = n_w = 27.01 r/\text{min}$$

2.3.2 各轴输出功率计算

$$p_d = 2.2 \text{ kW}$$

$$p_1 = p_d \cdot \eta_1 = 2.2 \times 0.95 = 2.09 \text{ kW}$$

$$p_2 = p_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 2.09 \times 0.97 \times 0.99 = 2.00 \text{ kW}$$

$$p_3 = p_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 2.00 \times 0.97 \times 0.99 = 1.92 \text{ kW}$$

$$p_4 = p_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 1.92 \times 0.99 \times 0.99 = 1.88 \text{ kW}$$

2.3.3 各轴输入转矩计算

$$T_d = 9550 \times \frac{p_d}{n_m} = 9550 \times \frac{2.2}{940} = 22.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_1 = 9550 \times \frac{p_1}{n_1} = 9550 \times \frac{2.09}{376} = 53.08 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_2 = 9550 \times \frac{p_2}{n_2} = 9550 \times \frac{2.00}{88.38} = 216.11 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_3 = 9550 \times \frac{p_3}{n_3} = 9550 \times \frac{1.92}{27.01} = 678.86 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T_4 = 9550 \times \frac{p_4}{n_4} = 9550 \times \frac{1.88}{27.01} = 644.72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

运动和动力参数计算结果整理后填入表 2-2。

表 2-2

轴名	效率 P (kW)		转矩 T (N·m)		转速 n (r/min)	传动 比 i	效率 η
	输入	输出	输入	输出			
电动机轴		2.2		22.35	940	2.5	0.95
一轴	2.2	2.09	22.35	53.08	376		
二轴	2.09	2.00	53.08	216.11	88.38	4.254	0.97
三轴	2.00	1.92	216.11	678.86	27.01	3.272	0.99
						1	0.99

四轴	1.92	1.88	678.86	644.72	27.01		
----	------	------	--------	--------	-------	--	--

3. 传动零件的设计

3.1 V 带的设计与计算

确定计算功率 P_{ca} ，取工作情况系数 $K_A = 1.3$ ，则

$$P_{ca} = K_A \cdot P_d = 1.3 \times 2.2 = 2.86kW$$

选择 V 带的带型，由 $P_{ca} = 2.86kW$ ， $n_d = 940r/min$ ，选用 A 型 V 带。

确定带轮的基准直径 d_d 并验算带速 v

初选小带轮的基准直径 d_{d1} 由^[1]按表 11-4 和 11-5 选定小带轮的基准直径

$$d_{d1} = 106mm$$

验算带速 v ，按式验算速度 $v = \frac{\pi d_{d1} n_m}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 106 \times 940}{60 \times 1000} = 5.21m/s$ ，因为

$5m/s < v < 30m/s$ ，故带速适合。

计算大带轮的直径 $d_{d2} = i_1 d_{d1} = 2.7 \times 106 = 286mm$

确定 V 带的中心距 a 和基准长度 L_d

由公式 $0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$ ，初定中心距 $a_0 = 450mm$

计算带所需的基准长度：

$$L_{d0} = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} = 1533mm$$

由^[1]表 11-2 选带的基准长度 $L_d = 1400mm$

计算实际中心距 a ：

$$a = a_0 + \frac{L_d - L_{d0}}{2} = 450 + \frac{1400 - 1533}{2} = 383.5mm$$

计算小带轮的包角：

$$\alpha_1 = 180 - (d_{d2} - d_{d1}) \frac{57.30}{a} = 180^\circ - (286 - 106) \times \frac{57.30^\circ}{402} = 157^\circ > 90^\circ$$

计算带根数 Z

由 $d_{d1} = 106\text{mm}$, $n_m = 940\text{r/min}$, 查^[1]表 11-2d 得 $P_0 = 1.72$

根据 $n_m = 940\text{r/min}$, $i_1 = 2.5$ 和 A 型带, 查^[1]表 11-2d 得 $\Delta P_0 = 0.17$

查^[1]表 11-7: $K_\alpha = 0.94$

查^[1]表 11-8: $K_L = 0.96$

$$P_r = (P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L = (1.72 + 0.17) \times 0.94 \times 0.96 = 1.705$$

计算 V 带的根数 Z , $Z = \frac{P_{ca}}{P_r} = \frac{2.86}{1.705} = 2$

计算单根 V 带的初拉力的最小值

A 型带的单位长度质量 $q = 0.1\text{kg/m}$

$$(F_0)_{\min} = 500 \frac{(2.5 - K_\alpha) P_{ca}}{K_\alpha Z v} + qv^2 = 500 \times \frac{(2.5 - 0.94) \times 2.86}{0.94 \times 2 \times 5.21} + 0.1 \times 5.21^2 = 230.46\text{N}$$

计算压轴力 F_p

压轴力的最小值:

$$(F_p)_{\min} = 2Z(F_0)_{\min} \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 2 \times 230.46 \times \sin \frac{157^\circ}{2} = 903.33\text{N}$$

带轮设计

查^[1]表 11-11 得 $e = 15 \pm 0.3$, $f = 12$ 可算出带轮轮缘宽度:

$$B = (Z - 1)e + 2f = (2 - 1) \times 15 + 2 \times 12 = 39$$

V 带传动的主要参数如下表 3-1:

名称	结果	名称	结果	名称	结果
带型	A	传动比	2.5	根数	2
带轮基准直径	$d_{d1} = 106\text{mm}$ $d_{d2} = 265\text{mm}$	基准长度	1400mm	预紧力	230.46N

中心	402mm	压轴	903.33N
距		力	

3.2 高速级齿轮传动设计

3.2.1 选定高速级齿轮类型、精度等级、材料和齿数

选用直齿圆柱齿轮传动。

为一般工作机器，速度不高，故选用 8 级精度（GB 10095—88）。

材料选择。由^[1]表 10—1 选择小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBS，大齿轮材料为 45 钢（调质）硬度为 240HBS，二者材料硬度差为 40HBS。

选小齿轮齿数 $z_1=24$ ，大齿轮齿数 $z_2=4.254 \times 24=102.096$ ，取 $z_2=103$ 。

3.2.2 按齿面接触强度设计

由设计计算公式^[1]进行计算，即：

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\phi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} \quad (3-$$

1)

式中：

K_t 为载荷系数；取 $K_t=1.3$ 。

$$T_1 \text{ 为小齿轮传递的转矩； } T_1 = \frac{95.5 \times 10^5 P_1}{n_1} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 2.2}{376} = 5.587 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

ϕ_d 为齿宽系数；取齿宽系数 $\phi_d=1$ 。

Z_E 为材料的弹性影响系数；取 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{\frac{1}{2}}$ 。

按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\text{lim}1} = 600 \text{ MPa}$ ；大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\text{lim}2} = 550 \text{ MPa}$ 。

应力循环次数：

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 376 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 1.6243 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{1.6243 \times 10^9}{4.254} = 3.818 \times 10^8$$

取接触疲劳寿命系数 $K_{HN1} = 0.90$ ； $K_{HN2} = 0.95$ 。

计算接触疲劳许用应力：

取失效概率为 1%，安全系数 $S=1$ ，

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1}\sigma_{lim1}}{S} = 0.9 \times 600 = 540 MPa$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2}\sigma_{lim2}}{S} = 0.95 \times 550 = 522.5 MPa$$

综上，试算小齿轮分度圆直径 d_t ，代入 $[\sigma_H]$ 中较小的值。

$$d_t \geq 2.323 \sqrt{\frac{K_t T_1}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} = 2.323 \sqrt{\frac{1.3 \times 5.587 \times 10^4}{1} \cdot \frac{5.3}{4.3} \left(\frac{189.9}{522.5}\right)^2} = 52.84 mm$$

计算圆周速度 v ：

$$v = \frac{\pi d_t n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 52.84 \times 376}{60 \times 1000} = 1.04 m/s$$

计算齿宽 b ：

$$b = \phi_d \cdot d_t = 1 \times 52.84 = 52.84 mm$$

$$\text{模数 } m_t = \frac{d_t}{z_1} = \frac{52.84}{24} = 2.20 mm$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_t = 2.25 \times 2.2 = 4.95 mm$$

$$\text{计算齿宽与齿高之比 } \frac{b}{h} = \frac{52.84}{4.95} = 10.67$$

计算载荷系数：

根据 $v = 1.04 m/s$ ，8 级精度，查得动载系数 $K_V = 1.04$ ；

直齿轮， $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$ ；

查得使用系数 $K_A = 1$ ；

用插值法查得 8 级精、小齿轮相对支承费对称布置时， $K_{H\beta} = 1.454$ 。

由 $\frac{b}{h} = 10.67$ ， $K_{H\beta} = 1.454$ ；得 $K_{F\alpha} = 1.451$ ；

故载荷系数 $K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.04 \times 1 \times 1.454 = 1.512$

按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径，得：

$$d_1 = d_{1r} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 52.84 \times \sqrt[3]{\frac{1.512}{1.3}} = 55.569$$

$$\text{计算模数 } m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{55.569}{24} = 2.315$$

3.2.3 按齿宽弯曲强度设计

由^[1]得弯曲强度的设计公式为

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\phi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)} \quad (3-2)$$

确定公式内各计算数值

查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE1} = 500MPa$ ；大齿轮的弯曲强度极限

$$\sigma_{FE2} = 380MPa；$$

取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN1} = 0.86$ ， $K_{FN2} = 0.90$ ；

计算弯曲疲劳强度许用应力：

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ ，得：

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.86 \times 500}{1.4} = 307.14MPa$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.9 \times 380}{1.4} = 244.29MPa$$

计算载荷系数 K ； $K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.04 \times 1 \times 1.451 = 1.509$

查取齿形系数：

$$\text{查得 } Y_{Fa1} = 2.65；Y_{Fa2} = 2.1776$$

查取应力校正系数：

$$\text{查得 } Y_{Sa1} = 1.58；Y_{Sa2} = 1.7924$$

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

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.65 \times 1.58}{307.14} = 0.01363$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.1776 \times 1.7924}{244.29} = 0.01597$$

上述计算表明，大齿轮的数值大，故用大齿轮完成计算，

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.509 \times 5.587 \times 10^4}{1 \times 24^2}} \times 0.01597 = 1.672 \text{mm}$$

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强度计算的模数，由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度所决定的承受力，而齿面接触疲劳强度所决定的承载能力，仅与齿轮直径（即模数与齿数的乘积）有关，可取由弯曲强度算得的模数 1.672 并就近圆整为标准值 $m = 2.0 \text{mm}$ ，按接触强度算得的分度圆直径 $d_1 = 55.569 \text{mm}$ ，算出小齿轮齿数

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{55.569}{2} = 27.8 \approx 28$$

大齿轮齿数 $z_2 = 4.254 \times 28 = 119.112$ ，取 $z_2 = 120$

这样设计出来的齿轮传动，既满足了齿面接触疲劳强度，又满足了齿根弯曲疲劳强度，并做到结构紧凑，避免浪费。

3.2.4 几何尺寸计算

计算分度圆直径：

$$d_1 = z_1 m = 28 \times 2 = 56 \text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 120 \times 2 = 240 \text{mm}$$

计算中心距：

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{56 + 240}{2} = 148 \text{mm}$$

计算齿轮宽度：

$$b = \phi_a d_1 = 1 \times 56 = 56 \text{mm}$$

取 $B_2 = 60 \text{mm}$ ； $B_1 = 65 \text{mm}$

高速级齿轮的参数如表 3-1：

表 3-1

名称	计算公式	结果/mm
模数	m	2
压力角	α_n	20°

齿数	z_1	24
	z_2	120
传动比	i	4.3
分度圆直径	d_1	56
	d_2	240
齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2h_a^*m$	60
	$d_{a2} = d_2 + 2h_a^*m$	244
齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m$	51
	$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^*)m$	235
中心距	$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$	148
齿宽	$B_1 = b + 5$	65
	$B_2 = b$	60

3.3 低速级齿轮传动设计

3.3.1. 选定齿轮类型、精度等级、材料和齿数

选用直齿圆柱齿轮传动。

速度不高，故选用 8 级精度(GB 10095—88)。

材料选择。由^[1]表 10—1 选择小齿轮材料为 40Cr（调质），硬度为 250~280HBS，大齿轮材料为 45 钢（调质）硬度为 220~240HBS，二者材料硬度差约 40HBS。

选小齿轮齿数 $z_3 = 24$ ，大齿轮齿数 $z_4 = 3.272 \times 24 = 78.528$ ，取 $z_4 = 79$

3.3.2. 按齿面接触强度设计

由设计计算公式^[1]进行计算，即

$$d_{2t} \geq 2.323 \sqrt{\frac{KT_2}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]}\right)^2} \quad (3-$$

3)

式中：

K_t 为载荷系数；取 $K_t = 1.3$ 。

T_2 为小齿轮传递的转矩；

$$T_2 = \frac{95.5 \times 10^5 P_2}{n_2} = \frac{95.5 \times 10^5 \times 2.00}{88.38} = 2.161 \times 10^5 N \cdot mm$$

ϕ_d 为齿宽系数；取齿宽系数 $\phi_d = 1$ 。

Z_E 为弹性影响系数；取 $Z_E = 189.8 MPa^{\frac{1}{2}}$ 。

按齿面硬度查得小齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 3} = 600 MPa$ ；大齿轮的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\lim 4} = 550 MPa$ 。

计算应力循环次数：

$$N_3 = 60 n_2 j H_h = 60 \times 88.38 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 0.3818 \times 10^9$$

$$N_4 = \frac{0.3818 \times 10^9}{3.272} = 0.1167 \times 10^9$$

取接触疲劳寿命系数 $K_{HN3} = 0.90$ ； $K_{HN4} = 0.95$

计算接触疲劳许用应力：

取失效率为 1%，安全系数 $S=1$

$$[\sigma_H]_3 = \frac{K_{HN3} \sigma_{\lim 3}}{S} = 0.9 \times 600 = 540 MPa$$

$$[\sigma_H]_4 = \frac{K_{HN4} \sigma_{\lim 4}}{S} = 0.95 \times 550 = 522.5 MPa$$

综上，试算小齿轮分度圆半径 d_{2t} ，代入 $[\sigma_H]$ 中较小的值。

$$d_{2t} \geq 2.323 \sqrt{\frac{K_t T_2}{\phi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma_H]} \right)^2} = 2.323 \sqrt{\frac{1.3 \times 2.161 \times 10^5}{1} \cdot \frac{4.272}{3.272} \left(\frac{189.8}{522.5} \right)^2} = 84.53 mm$$

计算圆周速度 v ：

$$v = \frac{\pi d_{2t} n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 84.53 \times 88.38}{60 \times 1000} = 0.39 m/s$$

计算齿宽 b ：

$$b = \phi_d \cdot d_{2t} = 1 \times 84.53 = 84.53$$

$$\text{模数 } m_t = \frac{d_{2t}}{z_3} = \frac{84.53}{24} = 3.52$$

$$\text{齿高 } h = 2.25 m_t = 2.25 \times 3.52 = 7.92$$

计算齿宽与齿高之比 $\frac{b}{h}$ ； $\frac{b}{h} = \frac{84.53}{7.92} = 10.67$

计算载荷系数：

根据 $v = 0.39m/s$ ，8级精度，查得动载系数 $K_V = 1.01$ ；

直齿轮， $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$

使用系数 $K_A = 1$

用插值法查得8级精度、小齿轮相对支承非对称布置时， $K_{H\beta} = 1.454$ 。

由 $\frac{b}{h} = 10.67$ ， $K_{H\beta} = 1.454$ ；查得 $K_{F\beta} = 1.451$ ；故载荷系数

$$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.01 \times 1 \times 1.454 = 1.468$$

按实际的载荷系数校正所算得分度圆直径，得

$$d_2 = d_{2i} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 84.53 \times \sqrt[3]{\frac{1.468}{1.3}} = 88.025mm$$

计算模数 m ：

$$m = \frac{d_2}{z_3} = \frac{88.025}{24} = 3.668mm$$

3.3.3. 按齿根弯曲强度设计

由^[1]得弯曲强度的设计公式为：

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_2}{\phi_d z_3^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)} \quad (3-4)$$

确定公式内的各计算数值：

查得小齿轮的弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{FE3} = 500MPa$ ，大齿轮的弯曲疲劳强度极

限 $\sigma_{FE4} = 380MPa$ ；

取弯曲疲劳寿命系数 $K_{FN3} = 1.01$ ， $K_{FN4} = 1.00$ ；

计算弯曲疲劳许用应力：

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$ ，得

$$[\sigma_F]_3 = \frac{K_{FN3}\sigma_{FE3}}{S} = \frac{1.01 \times 500}{1.4} = 360.71 \text{MPa}$$

$$[\sigma_F]_4 = \frac{K_{FN4}\sigma_{FE4}}{S} = \frac{1.00 \times 380}{1.4} = 271.42 \text{MPa}$$

计算载荷系数 K :

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1 \times 1.01 \times 1 \times 1.451 = 1.465$$

查取齿形系数:

$$\text{查得 } Y_{Fa3} = 2.65; Y_{Fa4} = 2.22。$$

查取应力校正系数:

$$\text{查得 } Y_{Sa3} = 1.58; Y_{Sa4} = 1.77。$$

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

$$\frac{Y_{Fa3} Y_{Sa3}}{[\sigma_F]_3} = \frac{2.65 \times 1.58}{360.71} = 0.01161$$

$$\frac{Y_{Fa4} Y_{Sa4}}{[\sigma_F]_4} = \frac{2.22 \times 1.77}{271.42} = 0.01448$$

综上, 设计计算, 代入大齿轮的数值,

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.468 \times 2.161 \times 10^5}{1 \times 24^2} \times 0.01448} = 2.517 \text{mm}$$

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强度计算的模数, 由于齿轮模数 m 的大小主要取决于弯曲强度多决定的承载能力, 而齿面接触疲劳强度多决定的承载能力, 仅在齿轮直径 (即模数与齿数的乘积) 有关, 可取弯曲强度算得的模数 2.517 并就近圆整为标准值 $m = 3 \text{mm}$, 按接触强度算得的分度圆直径 $d_2 = 88.025 \text{mm}$, 算出小齿轮数

$$z_3 = \frac{d_2}{m} = \frac{88.025}{3} = 29.34$$

$$\text{大齿轮齿数 } z_4 = 3.272 \times 30 = 98.16$$

这样设计出来的齿轮传动, 既满足了齿面接触疲劳强度, 又满足了齿根弯曲疲劳强度, 并做到结构紧凑, 避免浪费。

3.3.4 几何尺寸计算

计算分度圆直径:

$$d_3 = z_3 m = 30 \times 3 = 90 \text{ mm}$$

$$d_4 = z_4 m = 100 \times 3 = 300 \text{ mm}$$

中心距:

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{90 + 300}{2} = 195 \text{ mm}$$

计算齿轮宽度:

$$b = \phi_d d_3 = 1 \times 88.025 = 88.025 \text{ mm}$$

取 $B_4 = 90 \text{ mm}$; $B_3 = 95 \text{ mm}$ 。

低速级齿轮的参数表如下表:

表 3-2

名称	计算公式	结果/mm
模数	m	3
压力角	α_n	20°
齿数	z_3	30
	z_4	100
传动比	i	3.272
分度圆直径	d_3	90
	d_4	300
齿顶圆直径	$d_{a3} = d_3 + 2h_a^* m$	96
	$d_{a4} = d_4 + 2h_a^* m$	306
齿根圆直径	$d_{f3} = d_3 - 2(h_a^* + c^*) m$	82.5
	$d_{f4} = d_4 - 2(h_a^* + c^*) m$	282.5
中心距	$a = \frac{m(z_4 + z_3)}{2}$	195
齿宽	$B_3 = b + 5$	95
	$B_4 = b$	90

4. 轴的计算

4.1 轴的材料选择和最小直径估计

根据工作条件，初定轴的材料为 45 钢，调质处理。轴的最小直径计算公式

$$d_{\min} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}, \quad A_0 \text{ 的值由 [1] 表 15—3 确定为: 高速轴 } A_{01} = 126, \text{ 中间轴 } A_{02} = 120,$$

低速轴 $A_{03} = 112$ 。

$$\text{高速轴: } d'_{\min 1} = A_{01} \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 126 \times \sqrt[3]{\frac{2.09}{376}} = 22.32 \text{ mm} \text{ 因为高速轴最小直径处装}$$

大齿轮，设一个键槽，因此 $d_{\min 1} = d'_{\min 1} (1 + 7\%) = 23.88 \text{ mm}$ ，取 $d_{\min 1} = 24$ 。

$$\text{中间轴: } d_{\min 2} = A_{02} \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 120 \times \sqrt[3]{\frac{2.00}{88.38}} = 33.94, \text{ 根据后面轴承的选择取}$$

$d_{\min 2} = 35 \text{ mm}$ 。

$$\text{低速轴: } d'_{\min 3} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P_3}{n_3}} = 112 \times \sqrt[3]{\frac{1.92}{27.01}} = 46.39 \text{ mm}, \text{ 安装联轴器，设一个键}$$

槽， $d_{\min 3} = d'_{\min 3} (1 + 7\%) = 49.64 \text{ mm}$ ，再根据后面密封圈得尺寸，取

$d_{\min 3} = 50 \text{ mm}$ 。

4.2 轴的结构设计

4.2.1 高速轴的结构设计

各段直径：

d_{11} ：最小直径处，安装大带轮的外伸轴段，因此 $d_{11} = d_{\min} = 24 \text{ mm}$

d_{12} ：密封处轴段，根据大带轮的轴向定位要求，取 $d_{12} = 30 \text{ mm}$

d_{13} ：滚动轴承段 $d_{13} = 35 \text{ mm}$ ，滚动轴承选取 6307：

$$d \times D \times B = 35 \text{ mm} \times 80 \text{ mm} \times 21 \text{ mm}$$

d_{14} ：过渡段，由于各级齿轮传动的线速度为 2 m/s ，滚动轴承采用脂润滑，

考虑挡油盘得轴向定位，取 $d_{14} = 45mm$

d_{15} ：齿轮轴段，由于齿轮直径较小，所以采用齿轮轴结构， $d_{15} = 60mm$

d_{16} ：由装配关系得， $d_{16} = 8mm$

d_{17} ：滚动轴承， $d_{17} = d_{13} = 35mm$

各段长度：

l_{11} ：由于大带轮 $B = 39mm$ ，取 $l_{11} = 36mm$

l_{12} ：由箱体结构，轴承端盖，装配关系等确定 $l_{12} = 50mm$

l_{13} ：由滚动轴承，挡油盘以及装配关系，确定 $l_{13} = 33mm$

l_{14} ：由装配关系，箱体结构确定 $l_{14} = 117.5mm$

l_{15} ：由高速齿轮宽度 $B = 60mm$ ，确定 $l_{15} = 60mm$

l_{16} ：由装配关系，取 $l_{16} = 8mm$

l_{17} ：滚动轴承段，由装配关系和箱体结构确定 $l_{17} = 40.5mm$

4.2.2 中间轴的结构设计

各段直径：

d_{21} ：最小直径处，滚动轴承处，因此 $d_{21} = d_{\min} = 35mm$ ，滚动轴承选取

6307： $d \times D \times B = 35mm \times 80mm \times 21mm$

d_{22} ：取 $45 mm$

d_{23} ：低速齿轮轴段，取 $d_{23} = 96mm$

d_{24} ：轴环，根据齿轮的轴向定位要求，取 $d_{24} = 80mm$

d_{25} ：高速齿轮轴段，取 $d_{25} = 45mm$

d_{26} ：滚动轴承段，取 $d_{26} = d_{21} = 45mm$

各段长度：

l_{21} ：由滚动轴承，挡油盘以及装配关系，取 $l_{21} = 29mm$

l_{22} : 取 $5mm$

l_{23} : 由低速齿轮轮宽 $B = 95mm$, 取 $l_{23} = 95mm$

l_{24} : 轴环, 取 $l_{24} = 10mm$

l_{25} : 由高速大齿轮轮宽 $B = 60mm$, 取 $l_{25} = 58mm$

l_{26} : 由套筒, 滚动轴承以及装配关系, 取 $l_{26} = 39mm$

4.2.3 低速轴的结构设计

各段直径:

d_{31} : 滚动轴承段, 因此 $d_{31} = 70mm$, 滚动轴承选取 6314:

$$d \times D \times B = 70mm \times 150mm \times 35mm$$

d_{32} : 低速大齿轮轴段, 取 $d_{32} = 80mm$

d_{33} : 轴环, 根据齿轮的轴向定位要求, 取 $d_{33} = 95mm$

d_{34} : 过渡段, 考虑挡油盘得轴向定位, $d_{34} = 85mm$

d_{35} : 滚动轴承段, $d_{35} = d_{31} = 70mm$

d_{36} : 根据联轴器的定位要求, 取 $d_{36} = 60mm$

d_{37} : 最小直径, 安装联轴器的外伸轴端 $d_{37} = 50mm$

各段长度:

l_{31} : 由滚动轴承, 挡油盘以及装配关系等确定 $l_{31} = 57.5mm$

l_{32} : 由低速大齿轮轮宽 $B = 90mm$, 取 $l_{32} = 88mm$

l_{33} : 轴环, $l_{33} = 10mm$

l_{34} : 由装配关系和箱体结构取 $l_{34} = 75.5mm$

l_{35} : 由滚动轴承以及装配关系, 取 $l_{35} = 33mm$

l_{36} : 由滚动轴承以及装配关系, 取 $l_{36} = 40mm$

l_{37} : 由联轴器的轴孔 $L = 112mm$, 取 $l_{37} = 112mm$

5. 轴的校核

5.1 高速轴的校核

5.1.1 高速轴上作用力的计算

因为采用的是直齿圆柱齿轮，所以轴向力 $F_a = 0$ ，高速轴的力学模型如下图所示 5-1：

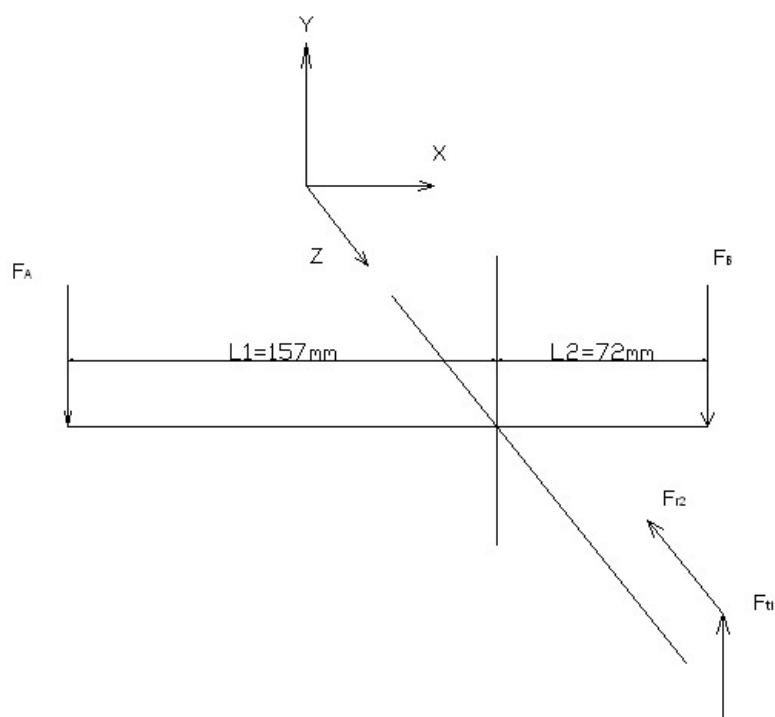


图 5-1 高速轴的力学模型图

齿轮 1：

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 53.08 \times 10^3}{56} = 1895.71N$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan 20^\circ = 689.98N$$

5.2.1 支反力的计算

由图 5-1 知：

$$L_1 = 157mm, \quad L_2 = 72mm, \quad \text{总长 } L = 229mm$$

垂直面受力如图 5-2：

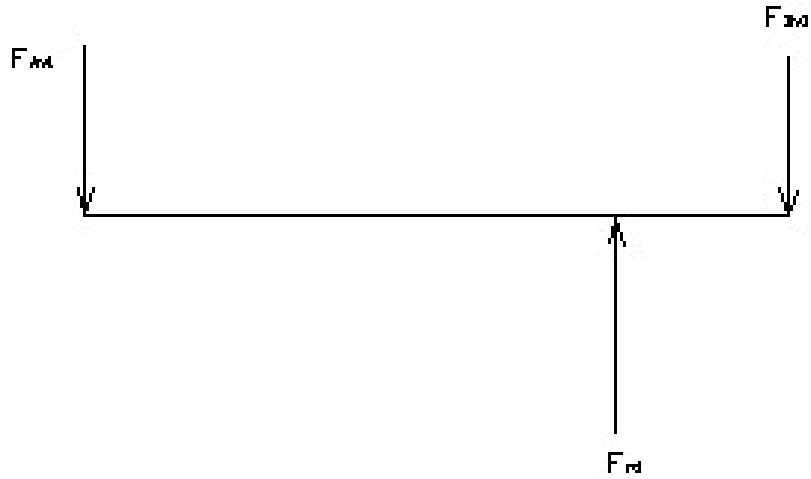


图 5-2 垂直面受力图

对于 B_1 点 $\sum M_{B_1} = 0$ 得:

$$F_{AV1} = \frac{F_{r1}L_1}{L} = \frac{689.98 \times 72}{229} = 216.94N, \text{ 方向向下。}$$

对于 A_1 点 $\sum M_{A_1} = 0$ 得:

$$F_{BV1} = \frac{F_{r1}L_1}{L} = \frac{689.98 \times 157}{229} = 473.04N, \text{ 方向向下。}$$

由轴上的合力 $\sum F_{V1} = 0$, 校核:

$$F_{AV1} + F_{BV1} - F_{r1} = 216.94 + 473.04 - 689.98 = 0, \text{ 计算无误。}$$

水平面受力如图 5-3:

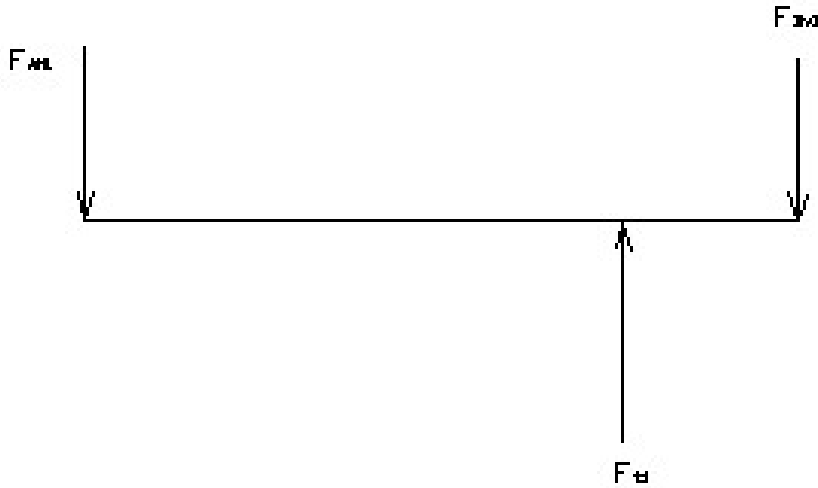


图 5-3 水平面受力图

对于 B_1 点 $\sum M_{B1} = 0$ 得:

$$F_{AH1} = \frac{F_{t1}L_2}{L} = \frac{1895.71 \times 72}{229} = 596.03N$$

对于 A_1 点 $\sum M_{A1} = 0$ 得:

$$F_{BH1} = \frac{F_{t1}L_1}{L} = \frac{1895.71 \times 157}{229} = 1299.68N$$

由轴上的合力 $\sum F_{H1} = 0$ ，校核:

$$F_{AH1} + F_{BH1} - F_{t1} = 596.03 + 1299.68 - 1895.71 = 0，\text{计算无误}$$

A_1 点总支反力:

$$F_{RA1} = \sqrt{F_{AV1}^2 + F_{AH1}^2} = \sqrt{(216.94)^2 + (596.03)^2} = 634.28N$$

B_1 点总支反力:

$$F_{RB1} = \sqrt{F_{BV1}^2 + F_{BH1}^2} = \sqrt{(473.04)^2 + (1299.68)^2} = 1383.09N$$

5. 1. 3 绘转矩，弯矩图:

$C1$ 点垂直平面内的转矩:

$$M_{CV1} = -F_{AV1}L_1 = -216.94 \times 157 = -34059.58N \cdot mm$$

$C1$ 点水平面的弯矩:

$$M_{CH1} = F_{AH1}L_1 = 596.03 \times 157 = 93576.71N \cdot mm$$

C1 点合成弯矩:

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CV1}^2 + M_{CH1}^2} = \sqrt{(34059.58)^2 + (93576.71)^2} = 99582.41 N \cdot mm$$

5.1.4 转矩图

高速轴的转矩:

$$T = T_1 = 53080 N \cdot mm$$

综上所述, 绘制高速轴的转矩, 弯矩图 5-4:

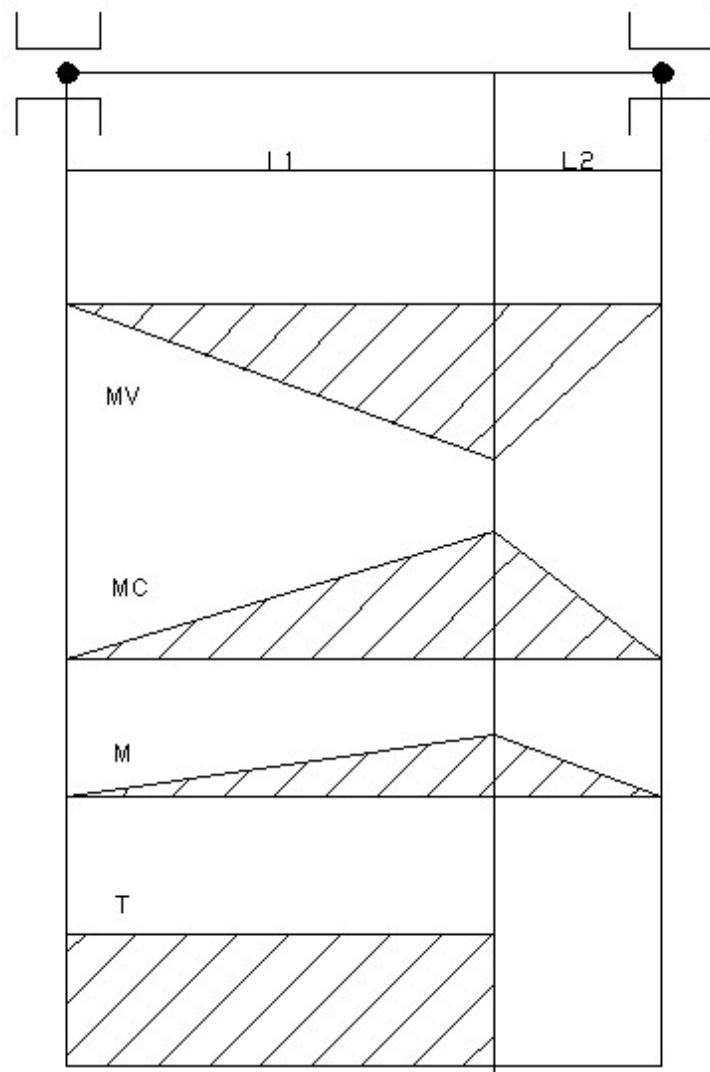


图 5-4 高速轴的转矩弯矩图

5.1.5 弯矩强度校核

由上面可知 C1 处截面的转矩最大, 是危险截面。

据选定的轴材料 45 钢, 调质处理, 查得 $[\sigma_{-1}] = 60 MPa$ 。

齿根圆: $d = 51\text{mm}$

$$[\sigma_{c1a}] = \frac{M_{c1}}{0.1d^3} = \frac{99582.41}{0.1 \times 51^3} = 7.5\text{MPa}$$

$$[\sigma_{c1a}] < [\sigma_{-1}] = 60\text{MPa}$$

可见是安全的

5.1.6 安全系数法疲劳强度校核

根据选定轴 45 钢, 调质处理, 查^[1]表 15—1 确定材料性能:

$$\sigma_B = 640\text{MPa}, \quad \sigma_{-1} = 275\text{MPa}, \quad \tau_{-1} = 155\text{MPa}$$

$$\text{抗弯截面系数: } W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \times 51^3}{32} = 13016.38\text{mm}^2$$

$$\text{抗扭截面系数: } W_T = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3.14 \times 51^3}{16} = 26032.76\text{mm}^2$$

$$\text{弯曲应力: } \sigma_a = \frac{M_{D1}}{W} = \frac{254603.7}{13016.38} = 19.56\text{MPa}, \quad \sigma_m = 0$$

$$\text{扭转应力: } \tau_a = \frac{T_2}{W_T} = \frac{216110}{26032.76} = 8.30\text{MPa}, \quad \tau_m = \tau_a = 8.30\text{MPa}$$

影响系数

截面上由于轴肩引起的理论应力集中系数 α_σ 和 α_τ 按^[1]表 3—2 查取。

$$\text{由 } \frac{r}{d} = \frac{2.0}{45} = 0.04, \quad \frac{D}{d} = \frac{58}{45} = 1.28, \quad \text{取 } \alpha_\sigma = 2.12, \quad \alpha_\tau = 1.70$$

由^[1]附图 3—1 可得轴的材料敏感性系数 $q_\sigma = 0.82$, $q_\tau = 0.85$

故有效应力集中系数:

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.82(2.12 - 1) = 1.928$$

$$K_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1) = 1 + 0.82(1.68 - 1) = 1.595$$

由^[1]附图 3—2 得尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.71$

由^[1]附图 3—4 得扭矩系数 $\varepsilon_\tau = 0.76$

轴按磨削加工,

由^[1]附图 3—4 得表面质量系数 $\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.92$

轴未经表面强化处理, 即 $\beta_q = 1$, 则可得综合系数

$$K_{\sigma} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1 = \frac{1.918}{0.71} + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.788$$

$$K_{\tau} = \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{\beta_{\tau}} - 1 = \frac{1.595}{0.76} + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.185$$

取钢的特性系数： $\varphi_{\sigma} = 0.1$ ， $\varphi_{\tau} = 0.05$

则安全系数 S_{ca} 如下：

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a + \varphi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{275}{2.788 \times 11.82 + 0.1 \times 0} = 0.84$$

$$S_{\tau} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\tau}\sigma_{\tau} + \varphi_{\tau}\sigma_{\tau}} = \frac{275}{2.185 \times 5.70 + 0.05 \times 5.70} = 21.586$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\tau}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{8.34 \times 21.586}{\sqrt{8.34^2 + 21.586^2}} = 7.78$$

$S_{ca} > S = 1.4$ ，故设计的轴安全。

5.2 中间轴的校核

5.2.1 中间轴上作用力的计算：

因为采用的是直齿圆柱齿轮，所以轴向力 $F_a = 0$ ，中间轴的力学模型如下图

5-5：

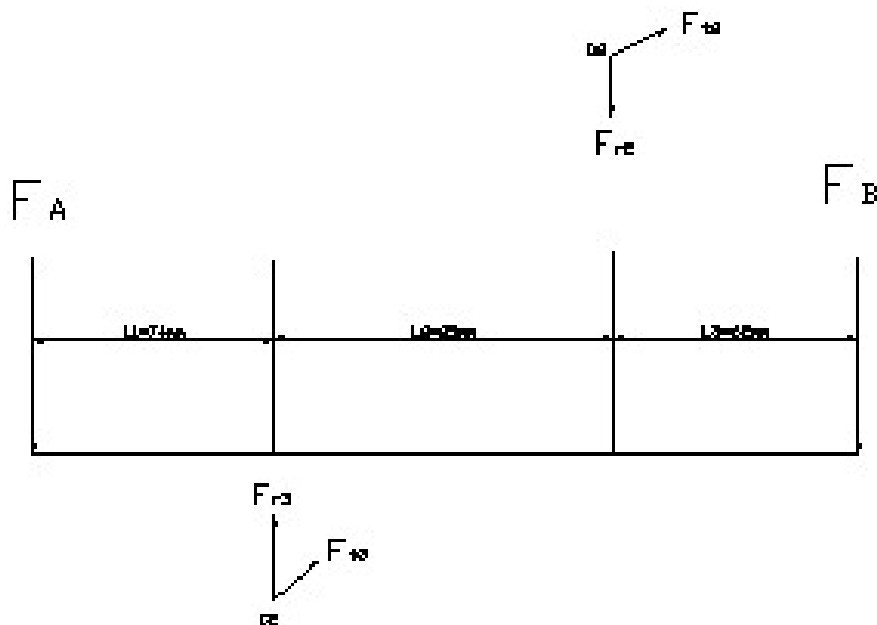


图 5-5 中间轴的力学模型图

齿轮 2:

$$F_{t2} = F_{t1} = 1895.71N$$

$$F_{r2} = F_{r1} = 689.98N$$

齿轮 3:

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2 \times 216.11 \times 10^3}{90} = 4802.44N$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \tan 20^\circ = 1747.95N$$

5.2.2 支反力的计算

由图 5-5 知:

$$L_1 = 74mm, \quad L_2 = 85mm, \quad L_3 = 62mm, \quad \text{总长 } L = 221mm。$$

垂直面受力如图 5-6:

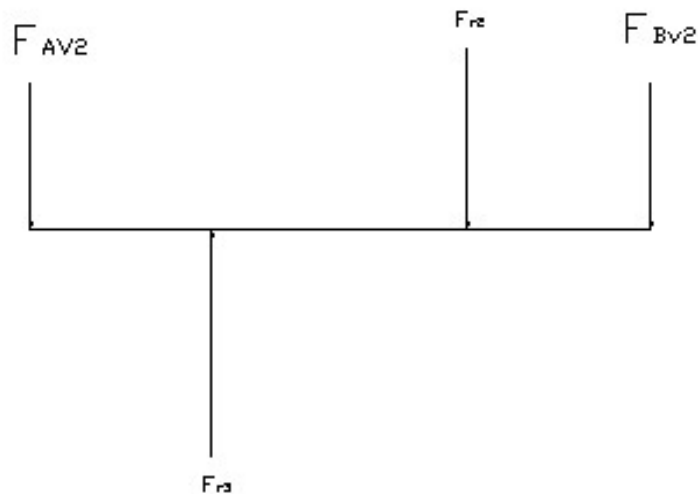


图 5-6 垂直面受力图

对于 B_2 点 $\sum M_{B_2} = 0$ 得:

$$F_{AV2} = \frac{F_{r2}L_3 - F_{r3}(L_2 + L_3)}{L} = \frac{689.98 \times 62 - 1747.95(85 + 62)}{221} = -969.09N$$

方向向下。

对于 A_2 点 $\sum M_{A_2} = 0$ 得:

$$F_{BV2} = \frac{F_{r2}(L_1 + L_2) - F_{r3}L_1}{L} = \frac{689.98(74 + 85) - 1747.95 \times 74}{221} = -88.87N$$

方向向下。

有轴上的合力 $\Sigma F_{V2} = 0$ ，校核：

$$F_{AV2} + F_{BV2} + F_{r2} - F_{r3} = 969.09 + 88.87 + 689.98 - 1747.95 = 0，\text{计算无误。}$$

水平面支反力如图 5-7：

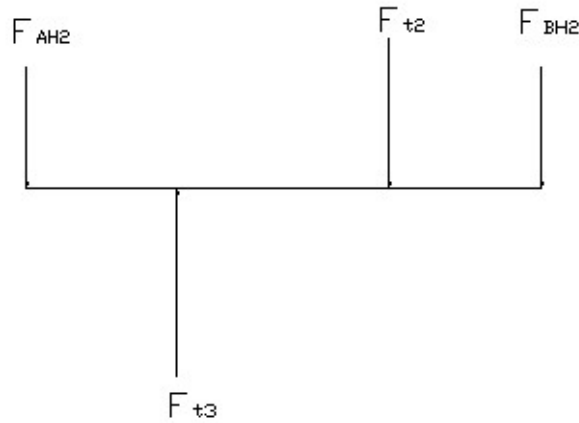


图 5-7 水平面受力图

对于 B_2 点 $\Sigma M_{B2} = 0$ 得：

$$F_{AH2} = \frac{F_{t2}L_3 + F_{t3}(L_2 + L_3)}{L} = \frac{1895.71 \times 62 + 4802.44(85 + 62)}{221} = 3726.21N$$

对于 A_2 点 $\Sigma M_{A2} = 0$ 得：

$$F_{BH2} = \frac{F_{t2}(L_1 + L_2) + F_{t3}L_1}{L} = \frac{1895.71 \times (74 + 85) + 4802.44 \times 74}{221} = 2971.93N$$

由轴上的合力 $\Sigma F_{H2} = 0$ ，校核：

$$F_{AH2} + F_{BH2} - F_{t2} - F_{t3} = 3726.21 + 2971.93 - 1895.71 - 4802.44 = 0，\text{计算无误。}$$

A_2 点总支反力：

$$F_{RA2} = \sqrt{F_{AV2}^2 + F_{AH2}^2} = \sqrt{(969.09)^2 + (3726.21)^2} = 3850.16N$$

B_2 点总支反力：

$$F_{RB2} = \sqrt{F_{BV2}^2 + F_{BH2}^2} = \sqrt{(88.87)^2 + (2971.93)^2} = 2973.26N$$

5.2.3 绘转矩，弯矩图

垂直面内的转矩:

$$C2 \text{ 点: } M_{CV2} = -F_{AV2}L_1 = -969.09 \times 74 = -71712.66 N \cdot mm$$

$$D2 \text{ 点: } M_{BV2} = -F_{BV2}L_3 = 88.87 \times 62 = 5509.94 N \cdot mm$$

水平面弯矩:

$$C2 \text{ 点: } M_{CH2} = -F_{AH2}L_1 = 3726.21 \times 74 = 275739.5 N \cdot mm$$

$$D2 \text{ 点: } M_{DH2} = -F_{BH2}L_3 = 2971.93 \times 62 = 184259.6 N \cdot mm$$

合成弯矩:

C2 点:

$$M_{C2} = \sqrt{M_{CV2}^2 + M_{CH2}^2} = \sqrt{(71712.66)^2 + (275739.5)^2} = 284912.22 N$$

D2 点:

$$M_{D2} = \sqrt{M_{DV2}^2 + M_{DH2}^2} = \sqrt{(5509.94)^2 + (184259.6)^2} = 184341.96 N$$

5.2.4 转矩

中间轴的转矩

$$T_2 = 216110 N \cdot mm$$

综上所述, 绘制中间轴的转矩弯矩图 5-8:

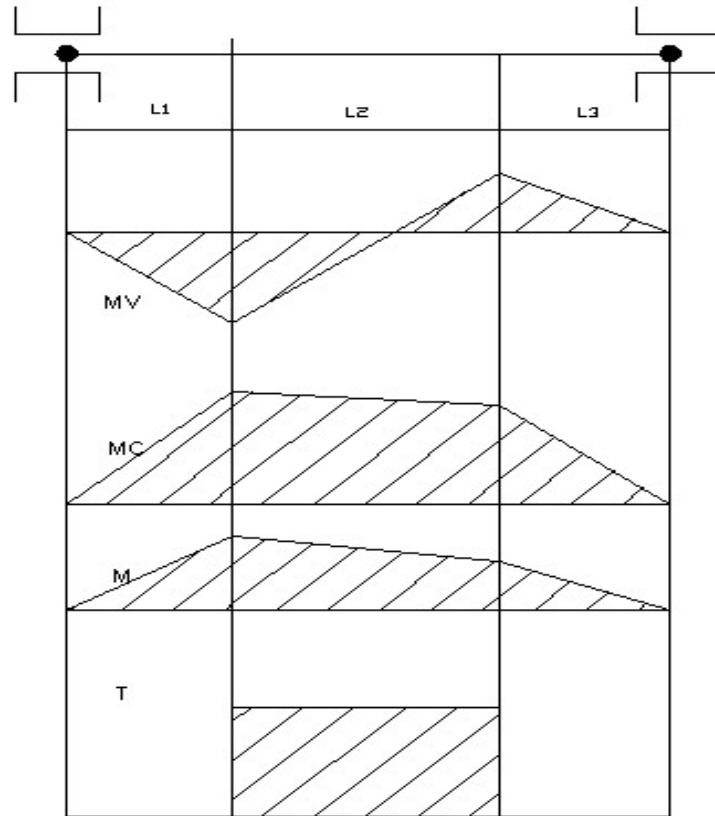


图 5-8 中间轴的转矩弯矩图

5.2.5 弯矩强度校核

由上面可知 C2 处截面的转矩最大，是危险截面。根据选定的轴材料 45 钢，调质处理，由^[1]表 15—1 查得 $[\sigma_{-1}] = 60MPa$ 。

$$[\sigma_{ca}] = \frac{M_{c2}}{0.1d^3} = \frac{304121.59}{0.1 \times 45^3} = 33.37MPa < [\sigma_{-1}] = 60MPa$$

故安全。

5.2.6. 安全系数法疲劳强度校核

由上面可知 C2 处是危险截面

根据选定轴 45 钢，调质处理，查^[1]表 15-1 确定材料性能：

$$\sigma_B = 640MPa, \sigma_{-1} = 275MPa, \tau_{-1} = 155MPa$$

抗弯截面系数

C 截面有一个键槽 $b \times h = 14 \times 9$ ， $t = 5.5$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3.14 \times 45^3}{32} - \frac{14 \times 5.5(45-5.5)^2}{2 \times 45} = 7606.76 \text{mm}^2$$

抗扭矩截面系数

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^3}{2d} = \frac{3.14 \times 45^3}{16} - \frac{14 \times 5.5(45-5.5)^2}{2 \times 45} = 16548.4 \text{mm}^2$$

弯曲应力

$$\sigma_a = \frac{M_{C2}}{W} = \frac{304121.59}{7606.76} = 39.98 \text{MPa}, \quad \sigma_m = 0$$

扭转应力

$$\tau_a = \frac{T_2}{W_T} = \frac{216110}{16548.4} = 13.06 \text{MPa}, \quad \tau_m = \tau_a = 13.06 \text{MPa}$$

影响系数

截面上由于轴肩引起的理论应力集中系数 α_σ 和 α_τ 按^[1]表 3—2 查取。

$$\text{由 } \frac{r}{d} = \frac{2.0}{45} = 0.04, \quad \frac{D}{d} = \frac{55}{45} = 1.22, \quad \text{取 } \alpha_\sigma = 2.10, \quad \alpha_\tau = 1.68$$

由^[1]附图 3—1 可得轴的材料敏感性系数 $q_\sigma = 0.82$ ， $q_\tau = 0.85$ 。

故有效应力集中系数：

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.82(2.10 - 1) = 1.902$$

$$K_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1) = 1 + 0.85(1.68 - 1) = 1.578$$

由^[1]附图 3—2 得尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.71$ ，由^[1]附图 3—4 得扭转系数 $\varepsilon_\tau = 0.76$

轴按磨削加工，由^[1]附图 3—4 得表面质量系数 $\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.92$

轴未经表面强化处理，即 $\beta_\varepsilon = 1$ ，则可得综合系数：

$$K_\sigma = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 = \frac{1.902}{0.71} + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.765$$

$$K_\tau = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 = \frac{1.578}{0.76} + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.163$$

取钢的特性系数： $\varphi_\sigma = 0.1$ ， $\varphi_\tau = 0.05$

则安全系数 S_{ca} 如下：

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_{\alpha} + \varphi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{275}{2.765 \times 65.36 + 0.1 \times 0} = 1.5$$

$$S_{\tau} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\tau}\sigma_{\tau} + \varphi_{\tau}\sigma_{\tau}} = \frac{275}{2.163 \times 26.27 + 0.05 \times 26.27} = 4.8$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\tau}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{1.5 \times 4.8}{\sqrt{1.5^2 + 4.8^2}} = 2.46$$

$S_{ca} > S = 1.4$ ，故设计的轴安全。

5.3 低速轴的校核

5.3.1 低速轴上作用力的计算

因为采用对的是直齿圆柱齿轮，所以轴向力 $F_a = 0$ ，低速轴的力学模型如图 5-9:

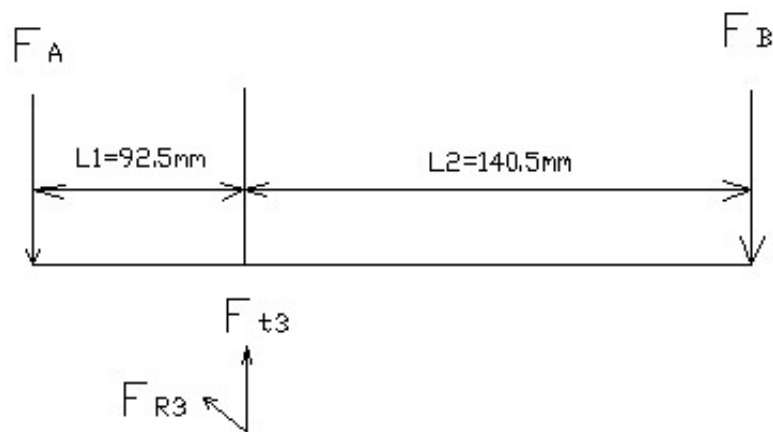


图 5-9 低速轴力学模型图

齿轮 4:

$$F_{t4} = F_{t3} = 4802.44 \text{ N}$$

$$F_{r4} = F_{r3} = 1747.95 \text{ N}$$

5.3.2 支反力的计算

由 5-9 可知:

$$L_1 = 92.5 \text{ mm}, \quad L_2 = 140.5 \text{ mm}, \quad \text{总长 } L = 233 \text{ mm}$$

垂直面受力如图 5-10,

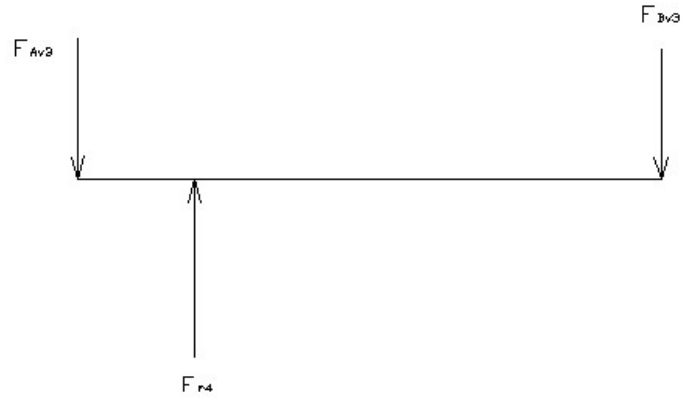


图 5-10 垂直面受力图

对于 B_3 点 $\sum M_{B_3} = 0$ ，得：

$$F_{AV3} = \frac{F_{r4}L_2}{L} = \frac{1747.95 \times 140.5}{233} = 1054.02N, \text{ 方向向下}$$

对于 A_3 点 $\sum M_{A_3} = 0$ ，得：

$$F_{BV3} = \frac{F_{r4}L_1}{L} = \frac{1747.95 \times 92.5}{233} = 693.93N, \text{ 方向向下}$$

由轴上的合力 $\sum F_{V3} = 0$ ，校核：

$$F_{AV3} + F_{BV3} - F_{r4} = 1054.02 + 693.93 - 1747.95 = 0, \text{ 计算无误。}$$

水平面受力如图 5-11：

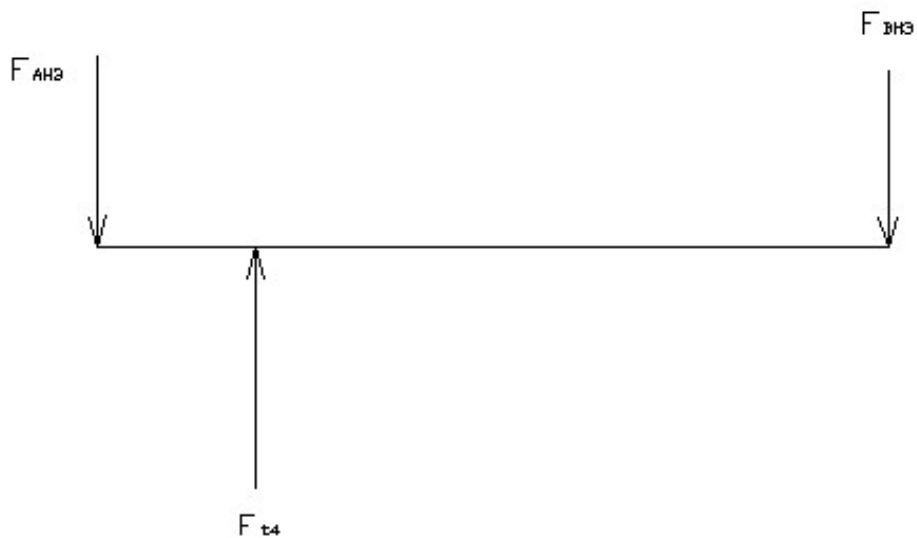


图 5-11 水平面受力图

对于 B_3 点 $\sum M_{B_3} = 0$ ，得：

$$F_{AH3} = \frac{F_{t4}L_2}{L} = \frac{4802.44 \times 140.5}{233} = 2895.89N$$

对于 A_3 点 $\Sigma M_{A3} = 0$ ，得：

$$F_{BH3} = \frac{F_{t4}L_1}{L} = \frac{4802.44 \times 92.5}{233} = 1906.54N$$

由轴上的合力 $\Sigma F_{H3} = 0$ ，校核：

$$F_{AH3} + F_{BH3} - F_{t4} = 2895.89 + 1906.54 - 4802.44 = 0，\text{计算无误。}$$

A_3 点总支反力：

$$F_{RA3} = \sqrt{F_{AV3}^2 + F_{AH3}^2} = \sqrt{(1054.02)^2 + (2895.89)^2} = 3081.74N$$

$$B_3 \text{ 点总支反力： } F_{RB3} = \sqrt{F_{BV3}^2 + F_{BH3}^2} = \sqrt{(693.93)^2 + (1906.54)^2} = 2028.90N$$

5.3.3 转矩，弯矩

C3 点垂直平面内的转矩：

$$M_{CV3} = -F_{AV3}L_1 = -1054.02 \times 92.5 = -97496.85N$$

C3 点水平面弯矩：

$$M_{CH3} = F_{AH3}L_1 = 2895.89 \times 92.5 = 267869.83N$$

C3 点合成弯矩：

$$M_{C3} = \sqrt{M_{CV3}^2 + M_{CH3}^2} = \sqrt{(97496.85)^2 + (267869.83)^2} = 285061.19N$$

5.3.4 转矩

低速轴的转矩：

$$T_3 = 678860N \cdot mm$$

综上所述，绘制低速轴的转矩弯矩图 5-12

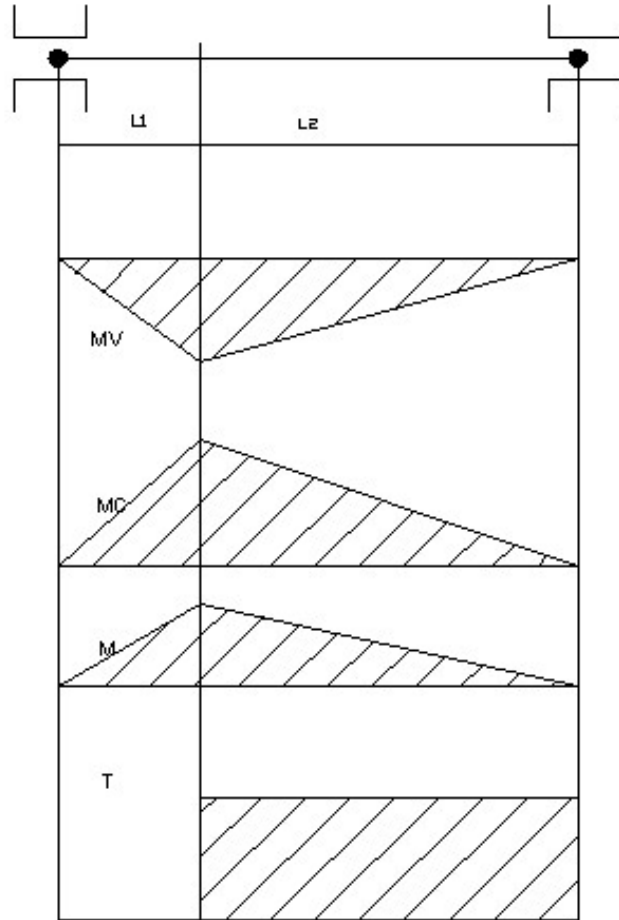


图 5-12 低速轴转矩弯矩图

5.3.5 弯矩强度校核

由上面可知 C1 处截面的转矩最大，是危险截面。据选定的轴材料 45 钢，调质处理，由^[1]表 15—1 查得 $[\sigma_{-1}] = 60MPa$

$$[\sigma_{C3a}] = \frac{M_{C3}}{0.1d^3} = \frac{303191.41}{0.1 \times 80^3} = 5.92MPa < [\sigma_{-1}] = 60MPa$$

5.3.6 安全系数法疲劳强度校核

由上面可知，所以 C3 处时危险截面

根据选定轴 45 钢，调质处理，查^[1]表 15—1 确定材料性能：

$$\sigma_B = 640MPa, \sigma_{-1} = 275MPa, \tau_{-1} = 155MPa$$

C3 处设一个键槽， $b \times h = 22 \times 14$ ， $t = 9$

抗弯矩系数：

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3.14 \times 80^3}{32} - \frac{22 \times 9(80-9)^2}{2 \times 80} = 44001.76mm^2$$

抗扭矩截面系数:

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3.14 \times 80^3}{16} - \frac{22 \times 9(80-9)^2}{2 \times 80} = 94241.76 \text{mm}^2$$

弯曲应力:

$$\sigma_a = \frac{M_{C3}}{W} = \frac{303191.41}{44001.76} = 6.890 \text{MPa}, \quad \sigma_m = 0$$

扭转应力:

$$\tau_a = \frac{T_3}{W_T} = \frac{678860}{94241.76} = 7.203 \text{MPa}, \quad \tau_m = \tau_a = 7.203 \text{MPa}$$

影响系数

截面上由于轴肩引起的理论应力集中系数 α_σ 和 α_τ 按^[1]表 3—2 查取。由

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{80} = 0.0375, \quad \frac{D}{d} = \frac{95}{80} = 1.1875, \quad \text{取 } \alpha_\sigma = 2.01, \quad \alpha_\tau = 1.45$$

由^[1]附图 3—1 可得轴的材料敏感性系数 $q_\sigma = 0.82$, $q_\tau = 0.85$

故有效应力集中系数:

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0.82(2.01 - 1) = 1.828$$

$$K_\tau = 1 + q_\tau(\alpha_\tau - 1) = 1 + 0.85(1.45 - 1) = 1.383$$

由^[1]附图 3—2 得尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.71$, 由^[1]附图 3—4 得扭转系数 $\varepsilon_\tau = 0.76$

轴按磨削加工, 由^[1]附图 3—4 得表面质量系数 $\beta_\sigma = \beta_\tau = 0.92$

轴未经表面强化处理, 即 $\beta_q = 1$, 则可得综合系数:

$$K_\sigma = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 = \frac{1.828}{0.71} + \frac{1}{0.92} - 1 = 2.66$$

$$K_\tau = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 = \frac{1.383}{0.76} + \frac{1}{0.92} - 1 = 0.931$$

取钢的特性系数: $\varphi_\sigma = 0.1$, $\varphi_\tau = 0.05$

则安全系数 S_{ca} 如下:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}\sigma_a + \varphi_{\sigma}\sigma_m} = \frac{275}{2.66 \times 6.695 + 0.1 \times 0} = 14.97$$

$$S_{\tau} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\tau}\sigma_{\tau} + \varphi_{\tau}\sigma_{\tau}} = \frac{275}{0.931 \times 9.609 + 0.05 \times 9.609} = 29.176$$

$$S_{ca} = \frac{S_{\sigma}S_{\tau}}{\sqrt{S_{\tau}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{14.97 \times 29.17}{\sqrt{14.97^2 + 29.17^2}} = 13.31$$

$S_{ca} > S = 1.4$ ，故设计的轴安全

6. 键的选择和校核

6.1 高速轴上键的选择和校核

高速轴上只有安装大带轮的键。根据安装大带轮处直径 $d = 58\text{mm}$ ，查[1]附录 I，选择普通平键，选择键的尺寸： $b \times h \times l = 16 \times 10 \times 56$ ，（ $t = 6.0$ ， $r = 0.25$ ）。键的工作长度 $L = l - b = 65 - 16 = 49\text{mm}$ ，键的接触长度 $k = 0.5h = 0.5 \times 10 = 5\text{mm}$ ，传递的转矩 $T = T_1 = 53.08\text{N} \cdot \text{m}$ 。按[1]表 6—2 查得键静连接时需用应力

$[\sigma_p] < 100\text{MPa}$ ，则

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kLd} = \frac{2 \times 53.08 \times 10^3}{5 \times 49 \times 58} = 7.47 < [\sigma_p]$$

故高速轴上的键强度足够。

6.2 中间轴上键的选择和校核

中间轴上的键是用来安装齿轮的，因此选用圆头普通平键。高速轴上大齿轮的轮宽 $B = 60\text{mm}$ ，轴段直径 $d = 45\text{mm}$ ，所以选用 $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 45$ （ $t = 5.5$ ， $r = 0.25$ ）。短键的工作长度 $L = l - b = 45 - 14 = 31\text{mm}$ ，键的接触高度 $k = 0.5h = 0.5 \times 9 = 4.5\text{mm}$ ，传递的转矩 $T = T_2 = 216.11\text{N} \cdot \text{m}$ ，则

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kLd} = \frac{2 \times 216.11 \times 10^3}{4.5 \times 31 \times 45} = 68.8 < [\sigma_p]$$

故轴上的键强度足够。

6.3 低速轴上键的选择和校核

低速轴上有两个键，一个是用来安装低速级大齿轮，另一个是用来安装联

轴器。齿轮选用圆头普通平键，齿轮的轴段直径 $d = 80\text{mm}$ ，轮宽 $B = 90\text{mm}$ ，查表（机械设计课程设计）附录 I，选键的参数：

$b \times h \times l = 22 \times 14 \times 80$ ($t = 9.0$, $r = 0.4$)。键的工作长度

$L = l - b = 80 - 22 = 58\text{mm}$ ，键的接触高度 $k = 0.5h = 0.5 \times 14 = 7\text{mm}$ ，传递的转矩

$T = T_3 = 678.86\text{N} \cdot \text{m}$ ，则

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kLd} = \frac{2 \times 678.86 \times 10^3}{7 \times 58 \times 80} = 41.80 < [\sigma_p]$$

故安装齿轮的键强度足够。

由后面的联轴器选择可知，轴孔长度 $L_1 = 112\text{mm}$ ，因为轴直径 $d = 50\text{mm}$ ，所以选键 $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 100$ 。键的工作长度 $L = l - b = 100 - 14 = 86\text{mm}$ ，键的接触高度 $k = 0.5h = 0.5 \times 9 = 4.5\text{mm}$ ，传递的转矩 $T = T_3 = 678.86\text{N} \cdot \text{m}$ ，则

$$\sigma_p = \frac{2T \times 10^3}{kLd} = \frac{2 \times 678.86 \times 10^3}{4.5 \times 112 \times 50} = 53.87 < [\sigma_p]$$

故选的键强度足够。

7. 滚动轴承的选择和校核

7.1 高速轴轴承的选择和校核

7.1.1 滚动轴承的选择

根据载荷及速度情况，选用深沟球轴承。由高速轴的设计，根据 $d_{13} = d_{16} = 35\text{mm}$ ，选轴承型号为 6307，其基本参数： $C_r = 33.2$

7.2.2 滚动轴承的校核

1) 轴承受力

$$F_1 = F_{RA1} = 496.7\text{N}$$

$$F_2 = F_{RB1} = 1520.6\text{N}$$

2) 当量动载荷

根据工作情况（无冲击或轻微冲击），由表 13—6 查得载荷系数 $f_p = 1.1$

$$P_1 = f_p \cdot F_1 = 1.1 \times 496.7 = 546.37\text{N}$$

$$P_2 = f_p \cdot F_2 = 1.1 \times 1520.6 = 1672.66\text{N}$$

3) 验算轴承的寿命

因为 $P_2 > P_1$ ，所以只需验算轴承 2，轴承预期寿命与整机相同，

$$L = 15 \times 300 \times 16 = 72000h$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{f_t \cdot C_r}{P_2} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 376} \left(\frac{1 \times 33.2 \times 10^3}{1672.66} \right)^{\frac{10}{3}} = 938488.5h > L$$

所以，轴承寿命足够。

7.2 中间轴轴承的选择和校核

7.2.1 滚动轴承的选择

根据载荷及速度情况，选用深沟球轴承。由中间轴的设计，根据

$$d_{21} = d_{25} = 35mm，选轴承型号 6307，其基本参数 $C_r = 52.8$$$

7.2.2 滚动轴承的校核

1) 轴承受力

$$F_3 = F_{RA2} = 3754.59N$$

$$F_4 = F_{RB2} = 3065.82N$$

2) 当量动载荷

根据工作情况（无冲击或轻微冲击），由表 13—6 查得载荷系数 $f_p = 1.1$

$$P_3 = f_p \cdot F_3 = 1.1 \times 3754.59 = 4130.049N$$

$$P_4 = f_p \cdot F_4 = 1.1 \times 3065.82 = 3372.402N$$

3) 验算轴承的寿命

因为 $P_3 > P_4$ ，所以只需验算轴承 3，轴承预期寿命与整机相同

$$L = 15 \times 300 \times 16 = 72000h$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{f_t \cdot C_r}{P_3} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 88.38} \left(\frac{1 \times 52.8 \times 10^3}{4130.049} \right)^{\frac{10}{3}} = 921348.2h > L$$

所以，轴承寿命足够。

7.3 低速轴轴承的选择和校核

7.3.1 滚动轴承的选择

根据载荷及速度情况，选用深沟球轴承。由低速轴的设计，根据

$$d_{31} = d_{35} = 70mm，选轴承型号为 6314，其基本参数， $C_r = 105$ 。$$

7.3.2 滚动轴承的校核

1) 轴承受力

$$F_5 = F_{RA3} = 3141.88N$$

$$F_6 = F_{RB3} = 1968.77N$$

2) 当量动载荷

根据工作情况（无冲击或轻微冲击），由表 13—6 查得载荷系数 $f_p = 1.1$

$$P_5 = f_p \cdot F_5 = 1.1 \times 3141.88 = 3456.068 N$$

$$P_6 = f_p \cdot F_6 = 1.1 \times 1968.77 = 2165.647 N$$

3) 验算轴承的寿命

因为 $P_5 > P_6$ ，所以只需验算轴承 5，轴承预期寿命与整机相同

$$L = 15 \times 300 \times 16 = 72000 h$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n_3} \left(\frac{f_t \cdot C_r}{P_5} \right)^\varepsilon = \frac{10^6}{60 \times 27.01} \left(\frac{1 \times 105 \times 10^3}{3456.068} \right)^{\frac{10}{3}} = 53994256 h > L$$

所以，轴承寿命足够。

8. 联轴器的选择

根据工作要求，载荷较平稳、启动频繁、对缓冲要求不高的中、低速轴系转动，输出轴（低速轴）选用弹性柱销联轴器，考虑到转矩变化小，取

$K_A = 1.3$ ，则

$$T_{ca} = K_A T_4 = 1.3 \times 644.72 = 838.136$$

按照计算转矩 T_{ca} 小于联轴器额定转矩的条件，查^[1]表 19—6，选用 HL4，额定转矩为 $1250 N \cdot mm$ ，孔径 $d = 50 mm$ ， $L = 112 mm$ 许用转速 $4000 r/min$ ，故使用。

9. 箱体的设计

箱体设计尺寸见表 9-1。

表 9-1

名称	符号	尺寸关系 mm
箱座壁厚	δ	8
箱盖壁厚	δ_1	8
箱盖凸缘厚度	b_1	12
箱座凸缘厚度	b	12
地脚螺钉直径	df	M20
地脚螺钉数量	n	4
轴承旁联结螺栓直径	d_1	M16
盖与座联接螺栓直径	d_2	M10
联接螺栓 d_2 的间距	L	10
轴承端盖螺钉直径	d_3	M10
检查孔盖螺钉直径	d_4	M5
定位销直径	d	14
大齿轮齿顶圆与箱体壁的距离	L_1	10
轴承座轴承盖外径	D_1	140
	D_2	150
	D_3	200
箱体外壁到轴承座端面的距离	L_2	50
凸缘尺寸	C_1	24
	C_2	20
沉头座直径	D	22
通气孔直径	D_4	18
箱坐上的肋厚	m_1	14

10. 润滑、密封的说明

10.1 润滑

因为齿轮的速度都小于 12m/s ，所以，减速器齿轮选用油池浸油的方式润滑。把齿轮浸再油中，通过齿轮的传动，将油池中的油带入啮合处进行润滑，同时也甩到箱壁上有助于散热。润滑时，浸油高度为高速齿轮的 0.7 个齿高；滚动轴承的润滑采用油润滑，通过齿轮的的快速转动，将油打到机箱内壁上，油沿着机箱内壁流到油沟里，然后沿着油沟流到滚动轴承那进行润滑和散热。可参见装配图。

10.2 密封

为了防止泄漏，减速器的箱盖与箱体接合处和外伸轴处必须采取适当的密封措施。箱体与箱盖的密封可以通过改善接合处的粗糙度，一般为小于或等于 6.3，另外就是连接箱体与箱盖的螺栓与螺栓之间不宜太大，安装时必须把螺栓拧紧。外伸轴处的密封根据轴的直径选用国家标注 U 型密封圈。

参考文献

- [1]. 濮良贵、纪名刚. 机械设计. 第七版. 北京: 高等教育出版社, 2005, 60-398.
- [2]. 胡家秀. 简明机械零件设计使用手册. 第五版. 北京: 机械工业出版社, 1999. 10
- [3]. 向敬忠、宋欣. 机械设计课程设计图册. 第一版. 北京. 化学工业出版社, 2009 年。
- [4]. 廖念钊、古莹菴、莫雨松. 互换性与技术测量. 第五版. 北京. 中国计量出版社, 2008 年。
- [5]. 大连理工大学工程画教研室. 机械制图. 北京. 高等教育出版社, 2006 年。
- [6] 朱辉、曹桃、唐保宁. 画法几何及工程制图. 第五版. 上海: 上海科学技术出版社, 2003, 164-372.
- [7]. 濮良贵、纪名刚. 机械设计. 第七版. 北京: 高等教育出版社, 2005, 60-398.