

北京化工大学

国际教育学院机械设计制造及其自动化专业

课 程 设 计

题 目 带式输送机的传动装置 —

二级圆柱齿轮减速器的设计

说 明 书 34 页

图 纸 3 页

教研室主任 张莉彦

指导教师 么鸣涛

学 生 蔣骥昊

2023年 6月 27日 于北京



扫描全能王 创建

《机械设计基础课程设计》
设计计算说明书

题目：带式输送机的传动装置 — 二级圆柱齿轮减速器的设计

学院：国际教育学院

班级：国机2002

姓名：蔺骥昊

学号：2020090007

同组人：王静远、王奕翔

提交日期：2023年6月28日



扫描全能王 创建

目录

第一章 设计任务书

1. 课程设计日期
2. 同组学生
3. 设计目的
4. 原始数据
5. 设计内容
6. 设计任务

第二章 机械运动方案设计

1. 机构运动示意图

第三章 机械传动系统方案设计

1. 传动类型选择
2. 电动机选择与传动比分配
3. 计算各轴转速、转矩及功率

第四章 机械传动装置设计

1. 主要传动零部件的设计计算
 - (1) 带传动设计计算
 - (2) 高速级齿轮传动设计计算
 - (3) 低速级齿轮传动设计计算
 - (4) 传动比校核
 - (5) 高速轴及轴上零件的设计计算与校核
 - (6) 中间轴及轴上零件的设计计算与校核
 - (7) 低速轴及轴上零件的设计计算与校核

2. 减速器的设计

- (1) 齿轮的设计
- (2) 减速器附件的选择及说明
- (3) 润滑和密封的选择

第五章 设计总结

第六章 参考文献



扫描全能王 创建

第一章 设计任务书

1. 课程设计日期

2023年6月12日至2023年6月30日

2. 同组学生

王静远、王奕翔

3. 设计目的

为带式输送机设计减速器

4. 原始数据

带式输送机工作条件：连续单向运转，工作时有轻微振动，使用年限10年，
小批量生产，单班制工作，运输带速度误差为±5%。

工作拉力：300N

工作速度：1.2m/s

卷筒直径：360mm

5. 设计内容

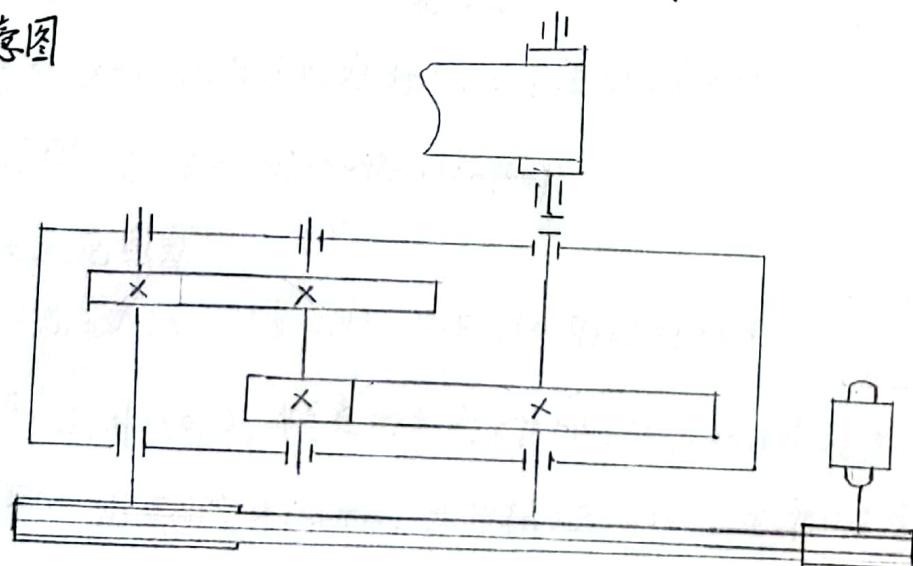
展开式二级圆柱齿轮减速器

6. 设计任务

设计说明书一份，A3装配图一份，A3零件图二份（大齿轮、低速轴）

第二章 机械运动方案设计

1. 机构运动示意图



第三章 机械传动系统方案设计

1. 传动类型选择

展开式二级圆柱齿轮减速器，普通V带传动，低速级为直齿，高速级为斜齿。

2. 电动机的选择与传动比分配

(1) 电动机的选型

型号：Y系列三相异步电动机：一般用全封闭自扇冷式笼型三相异步电动机。

(2) 额定功率

$$\text{输送带所耗功率 } P = \frac{FV}{1000} = \frac{300 \times 1.2}{1000} = 0.36 \text{ kW}$$

据表6-15，卷筒效率0.96，联轴器效率0.96，球轴承0.99，齿轮传动效率0.97。
V带效率0.96

$$\eta_{\text{总}} = \eta_z \cdot \eta_{\text{轴}} \cdot \eta_{\text{齿}} \cdot \eta_{\text{联}} \cdot \eta_{\text{V}} = 0.96 \cdot 0.99 \cdot 0.97 \cdot 0.99 \cdot 0.96 = 0.825$$

所需工作功率

$$P_0 = \frac{P_w}{\eta_{\text{总}}} = \frac{0.36}{0.825} = 0.44 \text{ kW}$$

(3) 额定转速

$$\text{带轮工作转速 } n_w = \frac{1000 \times 60 \times v}{\pi R} = \frac{1000 \times 60 \times 1.2}{\pi \cdot 360} = 63.66 \text{ r/min}$$

由表7-5 齿轮传动单级传动比为3~6，V带传动比为2~4

$$\text{总传动比范围 } i_{\text{总}} = (9 \sim 36)(2 \sim 4) = (18 \sim 144)$$

电动机转速范围

$$n_0 = n_w \cdot i_{\text{总}} = 63.66 \times (18 \sim 144) = 1145.88 \sim 9167.04 \text{ r/min.}$$

由表6-145，选用Y80L-2，额定功率为0.75kW，满载转速为2875r/min。

由表6-147，电机中心高H=80mm，外伸轴长E=40mm，电机轴径D=19mm

(4) 传动比分配

$$\text{总传动比 } i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{2875}{63.66} = 44.367$$



据 P_{1b} , 高速级传动比 $i_1 = (1.1 \sim 1.5)i_2$, i_2 为低速传动比, 取系数 1.35
据表 2-5, 取 V 带传动比为 2.5

$$\text{高速级传动比 } i_1 = \sqrt{1.35 \cdot \frac{i_2}{i_V}} = \sqrt{1.35 \cdot \frac{4.9}{2.5}} = 4.9,$$

$$\text{低速级传动比 } i_2 = \frac{i_1}{1.35} = \frac{4.9}{1.35} = 3.62$$

$$\text{减速器总传动比 } i_b = i_1 \cdot i_2 = 4.9 \cdot 3.62 = 17.738$$

3 计算各轴转速、转矩及功率

$$\text{输入轴 } n_1 = \frac{n_m}{i_V} = \frac{2825}{2.5} = 1130.00 \text{ r/min.}$$

$$\text{中间轴 } n_2 = \frac{n_1}{i_1} = \frac{1130}{4.9} = 230.61 \text{ r/min.}$$

$$\text{输出轴 } n_3 = \frac{n_2}{i_2} = \frac{230.61}{3.62} = 63.70 \text{ r/min.}$$

$$\text{工作机轴 } n_4 = n_3 = 63.70 \text{ r/min.}$$

各轴输入功率, 据表 6-15

$$\text{输入轴 } P_1 = P_d \cdot \eta_V \cdot \eta_{轴} = 0.44 \times 0.96 \times 0.99 = 0.42 \text{ kW}$$

$$\text{中间轴 } P_2 = P_1 \cdot \eta_{轴} \cdot \eta_{带} = 0.42 \times 0.99 \times 0.97 = 0.40 \text{ kW}$$

$$\text{输出轴 } P_3 = P_2 \cdot \eta_{轴} \cdot \eta_{带} = 0.40 \times 0.97 \times 0.99 = 0.38 \text{ kW}$$

$$\text{工作机轴 } P_4: P_3 \cdot \eta_{轴} \cdot \eta_{联} = 0.38 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.96 = 0.36 \text{ kW}$$

各轴输入转矩

$$\text{电机轴 } T_d = 9550000 \times \frac{P_d}{n_m} = 9550000 \times \frac{0.44}{2825} = 1487.43 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{输入轴 } T_1 = T_d \cdot \eta_V \cdot \eta_{轴} \cdot i_V = 1487.43 \times 2.5 \times 0.96 \times 0.99 = 3569.83 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{中间轴 } T_2 = T_1 \cdot i_1 \cdot \eta_{轴} \cdot \eta_{带} = 3569.83 \times 4.9 \times 0.97 \times 0.99 = 16197.73 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{输出轴 } T_3 = T_2 \cdot i_2 \cdot \eta_{轴} \cdot \eta_{带} = 16197.73 \times 3.62 \times 0.97 \times 0.99 = 58393.71 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{工作机轴 } T_4 = T_3 \cdot \eta_{轴} \cdot \eta_{联} = 58393.71 \times 0.99 \times 0.96 \times 0.99 = 54942.41 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

第四章 机械传动装置设计

1. 主要传动零部件的设计计算

① 带传动设计计算



选择V带带型

由表13-9可得 $K_A = 1.0$

计算功率 $P_C = K_A \cdot P = 1.0 \times 0.44 = 0.44 \text{ kW}$

由图13-15，根据 P_C, n_1 可选用I型

确定带轮基准直径并验算带速 V

由表13-4 初选V带I型 小带轮基准直径 $d_1 = 50 \text{ mm}$

$$\text{由 } P_{0.1} \text{ 验算带速 } V = \frac{\pi d_1 m}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 50 \times 2825}{60 \cdot 1000} = 7.4 \text{ m/s}$$

对于普通V带， $5 < 7.4 < 30 \text{ m/s}$, 合适

计算大带轮基准直径 $d_2 = i d_1 = 2.5 \times 50 = 125 \text{ mm}$

由表13-10注无需圆整

确定V带中心距 a_0 ，基准长度 L_d

由 $P_{0.1}$ 例题 $0.7(d_1+d_2) < a_0 < 2(d_1+d_2)$

$$122.5 < a_0 < 350$$

初选 $a_0 = 300 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} \text{由式13-2} \quad L_d &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_1+d_2) + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 300 + \frac{\pi}{2}(50+125) + \frac{(125-50)^2}{4 \times 300} \\ &= 880 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表13-2 圆整为 $L_d = 920 \text{ mm}$

由式13-15 实际中心距为

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - l_0}{2} = 300 + \frac{920 - 880}{2} \approx 320 \text{ mm}$$

中心距变化范围为

$$(a - 0.015L_d) \sim (a + 0.03L_d)$$

$$306.2 \sim 347.6 \text{ mm}$$

验算小带轮包角 α_1



$$\text{由式 13-1. } \alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{(125-50)}{320} \times 57.3^\circ \\ = 166.57^\circ > 120^\circ$$

计算带的根数 \beth

由表 13-4, $d_1 = 50 \text{ mm}$, $n_1 = 2825 \text{ r/min}$

$$\text{得 } P_b = 0.26 \text{ kW}$$

由表 13-6, $n_1 = 2825 \text{ r/min}$, $i = 2.5$, Z 型

$$\Delta P_b = 0.04 \text{ kW}$$

由表 13-8, $\alpha_1 = 166.57^\circ$

$$k_a = 0.98$$

由表 13-2, Z 型, $L_d = 920 \text{ mm}$

$$k_L = 1.04$$

$$\text{由式 13-14. } z = \frac{P_c}{(\Delta P_b + P_b) k_a k_L} = \frac{0.44}{(0.26 + 0.04) \times 0.98 \times 1.04} = 1.48$$

取 2 根带

计算单根 V 带初拉力

由表 13-1, $q = 0.060 \text{ kg/m}$

$$\begin{aligned} \text{由式 13-16 } F_o &= \frac{500 P_c}{2V} \left(\frac{2.5}{k_a} - 1 \right) + qV^2 \\ &= \frac{500 \times 0.44}{2 \times 7.4} \left(\frac{2.5}{0.98} - 1 \right) + 0.06 \times 7.4^2 \\ &= 27.54 \text{ N} \end{aligned}$$

计算压轴力 由式 13-17 $F_\alpha = 2zF_o \sin \frac{\alpha_1}{2}$

$$\begin{aligned} &= 2 \times 2 \times 27.54 \times \sin \frac{166.57^\circ}{2} \\ &= 109.4 \text{ N} \end{aligned}$$



带轮设计结果

带型	Z	V带中心距	320mm
小齿轮基准直径	50mm	包角	166.57°
大齿轮基准直径	125mm	带长	920mm
带根数	2	初拉力	27.54N
带速	7.4m/s	压轴力	109.4N

(1) 高级速齿轮传动设计计算

由P179, $\beta = 8^\circ \sim 20^\circ$, 由P56, 标准压力角为 $\alpha = 20^\circ$

$\alpha = 20^\circ$, 初选 $\beta = 13^\circ$

由表11-2, 选8级精度

由表11-1, 选择 小齿轮 40Cr(调质), 硬度 217~286HBW

大齿轮 45(调质), 硬度 197~286HBW

选择 小齿轮齿数 $z_1 = 22$, 大齿轮齿数 $z_2 = z_1 \cdot i = 22 \times 4.9 = 109$

按齿面接触疲劳强度设计

$$\text{由式11-9} \quad d_1 \geq 2.32 \sqrt{\frac{kT_1}{\phi_d} \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{z_E z_B}{[G_H]}\right)^2}$$

由表11-4, $z_E = 189.8 \sqrt{\text{mpa}}$, $z_B = \sqrt{\cos \beta}$

由表11-6, $\phi_d = 0.6$ 由表11-3, $k=1$

由表11-5, $S_{H\min} = 1.0$.

$$[G_{H1}] = \frac{6H1m_1}{S_{H1}} = \frac{585}{1} = 585 \text{ MPa}$$

$$[G_{H2}] = \frac{6H1m_2}{S_{H1}} = \frac{700}{1} = 700 \text{ MPa}.$$

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt{\frac{1 \times 3569.83}{0.6} \times \frac{\frac{109}{22} + 1}{\frac{109}{22}} \times \left(\frac{189.8 \times \sqrt{\cos 13^\circ}}{700}\right)^2}$$

$$\geq 40.6 \text{ mm}$$



$$d_2 > 2.32 \sqrt{\frac{1 \times 3569.83}{0.6} \times \frac{109+1}{22} \times \left(\frac{189.8 \times \sqrt{109}}{700}\right)^2}$$

$$\Rightarrow 48.3 \text{ mm}$$

$$d_1 \text{ 取 } 45 \text{ mm}$$

$$d_2 \text{ 取 } 225 \text{ mm}$$

$$\text{模数 } m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{45 \times \cos 13^\circ}{22} = 1.99$$

$$\text{由表 4-1, 取 } m_n = 2 \text{ mm}$$

$$\text{中心距 } a = \frac{m_n(z_1+z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2 \times (22+109)}{2 \times \cos 13^\circ} = 134.45 \text{ mm}$$

圆整为 135 mm

确定螺旋角

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n(z_1+z_2)}{2a}\right) = \arccos\left(\frac{2 \times (22+109)}{2 \times 135}\right) = 13.9823^\circ \\ = 13^\circ 58' 56''$$

大小齿轮分度圆直径.

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \times 22}{\cos 13^\circ 58' 56''} = 45.34 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \times 109}{\cos 13^\circ 58' 56''} = 224.66 \text{ mm}$$

$$\text{齿宽 } b = \varphi d_1 = 27.2 \text{ mm}$$

$$\text{取 } B_1 = 35 \text{ mm}, B_2 = 30 \text{ mm}$$

校验齿根弯曲疲劳强度设计

$$\text{公式 11-10, } G_F = \frac{2K_T I}{bd_1 m_n} Y_{Fa} Y_{Sa}$$

$$\text{计算 } \frac{Y_{Fa} \times Y_{Sa}}{G_F} \quad \text{小齿轮当量齿数 } Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{22}{\cos^3(13^\circ 58' 56'')} = 23.782$$

$$\text{大齿轮当量齿数 } Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{109}{\cos^3(13^\circ 58' 56'')} = 117.83$$

$$\text{由图 11-8 得 } Y_{Fa1} = 2.66, Y_{Fa2} = 2.17$$

$$\text{由图 11-9 得 } Y_{Sa1} = 1.58, Y_{Sa2} = 1.8$$

$$\text{由表 11-1 得 } G_{Fe1} = 440 \text{ MPa}, G_{Fe2} = 590 \text{ MPa}, \text{ 由表 11-5 得 } S_F = 1.75$$



$$G_{F_1} = \frac{2K T_1}{B_1 d_1 m_n} Y_{Fa1} Y_{Sa1} = \frac{2 \times 1 \times 3569.83}{35 \times 45.34 \times 2} \times 2.66 \times 1.58 = 9.45 \text{ MPa} < 560 \text{ MPa}$$

$$G_{F_2} = \frac{2K T_1}{B_2 d_2 m_n} Y_{Fa2} Y_{Sa2} = \frac{2 \times 1 \times 3569.83}{30 \times 224.66 \times 2} \times 2.17 \times 1.8 = 2.07 \text{ MPa} < 410 \text{ MPa}$$

合格。

齿轮圆周速度

$$V = \frac{\pi d_1 n}{600 \times 1000} = \frac{\pi \times 45.34 \times 1130}{60 \times 1000} = 1.91 \text{ m/s} \quad \text{选用8级精度合适}$$

齿顶高系数1.0，顶隙系数0.25

齿顶高、齿根高与齿全高

$$ha = m_n h_a^* = 2 \text{ mm}$$

$$hf = m_n (h_a^* + c_n^*) = 2.5 \text{ mm}$$

$$h = ha + hf = 4.5 \text{ mm}$$

小大齿轮齿顶圆直径。

$$d_{a1} = d_1 + 2ha = 45.34 + 2 \times 2 = 49.34 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2hf = 224.66 + 2 \times 2.5 = 228.66 \text{ mm}$$

小大齿轮齿根圆直径。

$$df_1 = d_1 - 2hf = 45.34 - 2 \times 2.5 = 40.34 \text{ mm}$$

$$df_2 = d_2 - 2hf = 224.66 - 2 \times 2.5 = 219.66 \text{ mm}$$

齿轮主要结构尺寸

	小齿轮	大齿轮
中心距a	135	135
齿数z	22	109
模数m _n	2	2
齿宽B	35	30
螺旋角β	13°58'56"	13°58'56"
齿顶高ha	2	2
齿根高hf	2.5	2.5
全齿高h	4.5	4.5
分度圆直径d	45.34	224.66



齿顶圆直径 d_a	49.34	228.66
齿根圆直径 d_f	40.34	219.66

(3) 低速级齿轮传动设计计算

由 P_{56} , 标准压力角 $\alpha = 20^\circ$, 由表 11-2, 8 级精度

由表 11-1, 小齿轮选用 40Cr(调质)

大齿轮选用 45 (调质)

小齿轮齿数 $Z_1 = 24$, 大齿轮齿数 $Z_2 = Z_1 \cdot i = 24 \cdot 3.62 = 89$.

由表 11-5, $S_H = 1$, $S_F = 1.75$

由表 11-1, $G_{FE1} = 440 \text{ MPa}$ $G_{FE2} = 590 \text{ MPa}$ $G_{H1} = 700 \text{ MPa}$, $G_{H2} = 585 \text{ MPa}$

$$[G_{H1}] = \frac{G_{H1}}{S_H} = \frac{700}{1} = 700 \text{ MPa}$$

$$[G_{H2}] = \frac{G_{H2}}{S_H} = \frac{585}{1} = 585 \text{ MPa}$$

$$[G_{F1}] = \frac{G_{FE1}}{S_F} = \frac{440}{1.75} = 320 \text{ MPa}$$

$$[G_{F2}] = \frac{G_{FE2}}{S_F} = \frac{590}{1.75} = 472 \text{ MPa}$$

按齿面接触强度设计, 由例 11-1

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{kZ_1}{\phi d} \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_2}{[G_{H1}]} \right)}$$

$$T_1 = 16797.73 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\text{由表 11-6, } \phi_d = 0.6$$

$$\text{由表 11-4, } Z_2 = 189.8 \text{ MPa}$$

$$\text{由表 11-3, } k = 1$$

取较小 $[G_{H1}] = 585 \text{ MPa}$.

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{16797.73}{0.6} \times \frac{\frac{89}{24} + 1}{\frac{89}{24}} \times \left(\frac{189.8}{585} \right)} = 25.608 \text{ mm}$$

$$\text{模数 } m: \frac{d_1}{Z_1} = \frac{25.608}{24} = 1.061.$$

由表 4-1, 圆整为 3

$$\text{中心距 } a = \frac{m}{2} (Z_1 + Z_2) = \frac{3}{2} (24 + 89) = 170 \text{ mm}$$

$$d_1 = Z_1 m = 24 \times 3 = 72 \text{ mm}$$

$$1. - \rightarrow m - 0.4 \times 3 = 26.100 \text{ mm}$$



$$\text{齿宽 } b = \varphi d_1 = 43.2 \text{ mm}$$

$$B_1 = 50 \text{ mm}, B_2 = 45 \text{ mm}$$

校核齿根弯曲疲劳强度

由图11-8, $\gamma_{Fa1} = 2.65, \gamma_{Fa2} = 2.2$

由图11-9, $\gamma_{Sa1} = 1.58, \gamma_{Sa2} = 1.78$

由11-3, $k=1$

$$G_{F1} = \frac{\gamma_k T_1 \gamma_{Fa1} \gamma_{Sa1}}{b m^2 z_1} = \frac{2 \times 1 \times 16797.73 \times 2.65 \times 1.58}{45 \cdot 3^2 \cdot 24} = 14.5 \text{ MPa} < [G_{F1}]$$

$$G_{F2} = G_{F1} \frac{\gamma_{Sa2} \gamma_{Fa2}}{\gamma_{Sa1} \gamma_{Fa1}} = 14.5 \times \frac{1.78 \times 2.2}{2.65 \times 1.58} = 13.6 \text{ MPa} < [G_{F2}]$$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} : \frac{\pi \times 72 \times 30.61}{60 \times 1000} = 0.869 \text{ m/s.}$$

根据表11-2, 8级精度合适

$$\text{齿顶高 } ha = m h_a^* = 3 \times 1 = 3 \text{ mm}$$

$$\text{齿根高 } hf = m(h_a^* + c_n^*) = 3 \times 1.25 = 3.75 \text{ mm}$$

$$\text{全齿高 } h = ha + hf = 6.75 \text{ mm.}$$

小大齿轮齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2ha = 72 + 2 \times 3 = 78.00 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2ha = 267 + 2 \times 3 = 273.00 \text{ mm}$$

小大齿轮齿根圆直径.

$$d_{f1} = d_1 - 2hf = 72 - 2 \times 3.75 = 64.50 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2hf = 267 - 2 \times 3.75 = 259.50 \text{ mm.}$$

齿轮主要结构尺寸

	小齿轮	大齿轮
中心距a	170	170
齿数z	24	89
模数m	3	3
齿宽B	50	45



齿顶高 ha	3	3
齿根高 hf	3.75	3.75
全齿高 h	6.75	6.75
分度圆直径 d	72	267
齿顶圆直径 da	78	273
齿顶圆直径 df	64.5	259.5

(4) 传动比校核

实际传动比

$$i' = \frac{125}{50} \times \frac{109}{22} \times \frac{89}{24} = \cancel{125} 45.93$$

误差

$$e = \frac{i' - i}{i} \times 100\% = \frac{45.93 - 44.37}{44.37} = 3.5\% < 5\%$$

合适



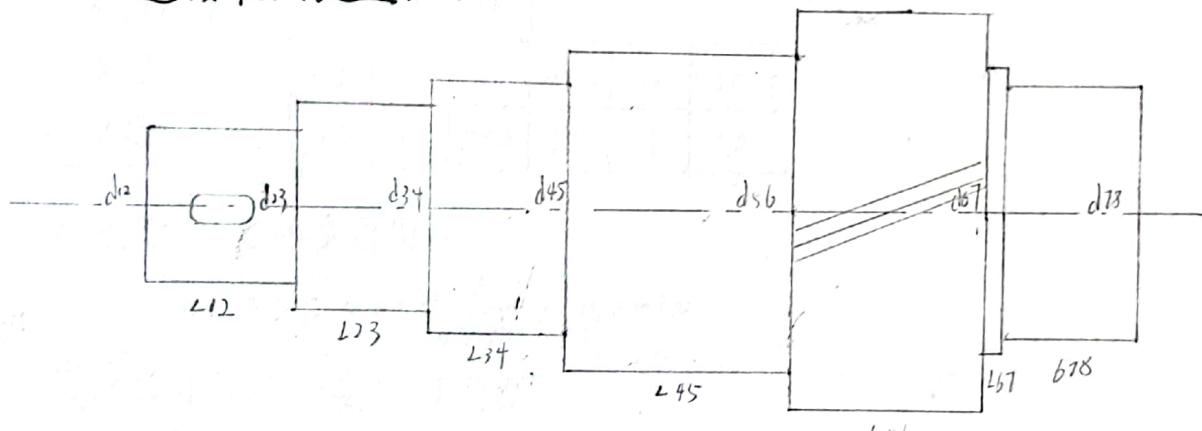
(5) 高速轴及轴上零件的设计计算与校核

初算轴最细处直径

$$d_{min} \geq C \sqrt{\frac{P}{n}} = 116 \times \sqrt{\frac{0.42}{1130}} = 9.85 \text{ mm}$$

$$d_{min}(+0.05) = 10.34 \text{ mm}$$

选轴最细处直径为 20 mm



$d_{12} = 20 \text{ mm}$, 为了满足大带轮轴向定位, 留一轴肩, 故取 $d_{23} = 25 \text{ mm}$
 L_{12} 应比大带轮轮毂宽度 $L = 40 \text{ mm}$ 短, 使轴端挡圈只压在
 大带轮上, $L_{12} = 38 \text{ mm}$

初选滚动轴承,

因同时承受轴向力与径向力, 故选用角接触球轴承

根据 $d_{23} = 25 \text{ mm}$, 选用 7206AC

由表 b-56, 尺寸 $\delta \times D \times B = 30 \times 62 \times 16 \text{ mm}$, 故 $d_{34} = d_{78} = 30 \text{ mm}$

安装尺寸 $d_a = 36 \text{ mm}$, 定位轴肩高度 3 mm

故 $d_{45} = 36 \text{ mm}$

齿轮直径较小, 将轴做成齿轮轴

$$L_{56} = 35 \text{ mm}, d_{56} = 49.34 \text{ mm}$$

取挡油环宽度 12 mm,

$$L_{54} = L_{78} = B + 3 = 16 + 12 = 28 \text{ mm}$$

为了使轴承端盖便于装拆, 端盖外端面与传动件有一定距离

$$L_{23} = 65 \text{ mm}$$



小齿轮与箱体内壁距离为10mm，高速级大齿轮与低速级小齿轮15mm，
箱体有铸造误差，轴承与内壁距离为10mm，十字轴宽度50mm

$$l_{45} = 50 + 15 + 10 - 2.5 - 2 = 70.5 \text{ mm},$$

$$l_{67} = 10 - 2 = 8 \text{ mm}.$$

轴的直径与长度 (mm)

轴段	1	2	3	4	5	6	7
直径	20	25	30	36	49.34	36	30
长度	38	65	28	70.5	35	8	28

高速级小齿轮所受圆周力

$$F_{t1} = 2 \times \frac{\tau}{d_1} = 2 \times \frac{3569.83}{45.34} = 157.47 \text{ N}$$

高速级小齿轮所受的径向力

$$F_{r1} = F_{t1} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 157.47 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 13.9823^\circ} = 59.06 \text{ N}.$$

轴向力

$$F_{a1} = F_{t1} \times \tan \beta = 157.47 \times \tan 13.9823^\circ = 39.21 \text{ N}$$

T206AC角接触压力中心 $a = 18.7 \text{ mm}$

轴中点到轴承压力中心

$$l_1 = \frac{L_{12}}{2} + L_{23} + a = \frac{38}{2} + 65 + 18.7 = 102.7 \text{ mm}$$

轴承压力中心到齿轮支点

$$l_2 = L_{34} + \frac{B}{2} + L_{45} - a = 28 + \frac{35}{2} + 70.5 - 18.7 = 97.3 \text{ mm}$$

齿轮中点到轴承压力中心

$$l_3 = L_{67} + \frac{B}{2} + L_{78} - a = 8 + \frac{35}{2} + 28 - 18.7 = 34.8 \text{ mm}$$

水平支反力

$$F_{NH1} = \frac{F_{t1} l_3}{l_2 + l_3} = \frac{157.47 \times 34.8}{97.3 + 34.8} = 41.48 \text{ N}.$$

$$F_{NH2} = \frac{F_{t1} l_2}{l_2 + l_3} = \frac{157.47 \times 97.3}{97.3 + 34.8} = 115.99 \text{ N}$$

垂直支反力



$$F_{NV1} = \frac{FrL_3 + \frac{Fad}{2}}{L_2 + L_3} = \frac{59.06 \times 34.8 + \frac{39.21 \times 45.34}{2}}{97.3 + 34.8} = 22.29 N$$

$$F_{NV2} = \frac{FrL_2 - \frac{Fad}{2}}{L_2 + L_3} = \frac{59.06 \times 97.3 - \frac{39.21 \times 45.34}{2}}{97.3 + 34.8} = 36.77 N$$

计算弯矩，并做弯矩图

$$\text{水平弯矩 } M_{H1} = F_{NH1} L_3 = 41.48 \times 97.3 = 4036.00 N\cdot mm$$

$$\text{垂直弯矩 } M_{H2} = F_{NH2} L_2 = 22.29 \times 97.3 = 2168.82 N\cdot mm$$

$$M_{H3} : M_{H1} - \frac{Fad}{2} = 2168.82 - \frac{39.21 \times 45.34}{2} = 1279.93 N\cdot mm$$

$$\text{合成弯矩 } M_H = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{H3}^2} = \sqrt{4036^2 + 1279.93^2} = 4581.82 N\cdot mm$$

$$M_Q = \sqrt{M_{Q1}^2 + M_{Q2}^2} = \sqrt{4036^2 + 1279.93^2} = 4534.09 N\cdot mm$$

$$\text{转矩 } T = 3569.83 N\cdot mm$$

校验轴的强度 (左侧弯矩大，有转矩，为危险剖面)

$$\text{抗弯截面系数 } W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 36^3}{32} = 4580.44 mm^3$$

$$\text{抗扭截面系数 } W_T = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 36^3}{16} = 9160.88 mm^3$$

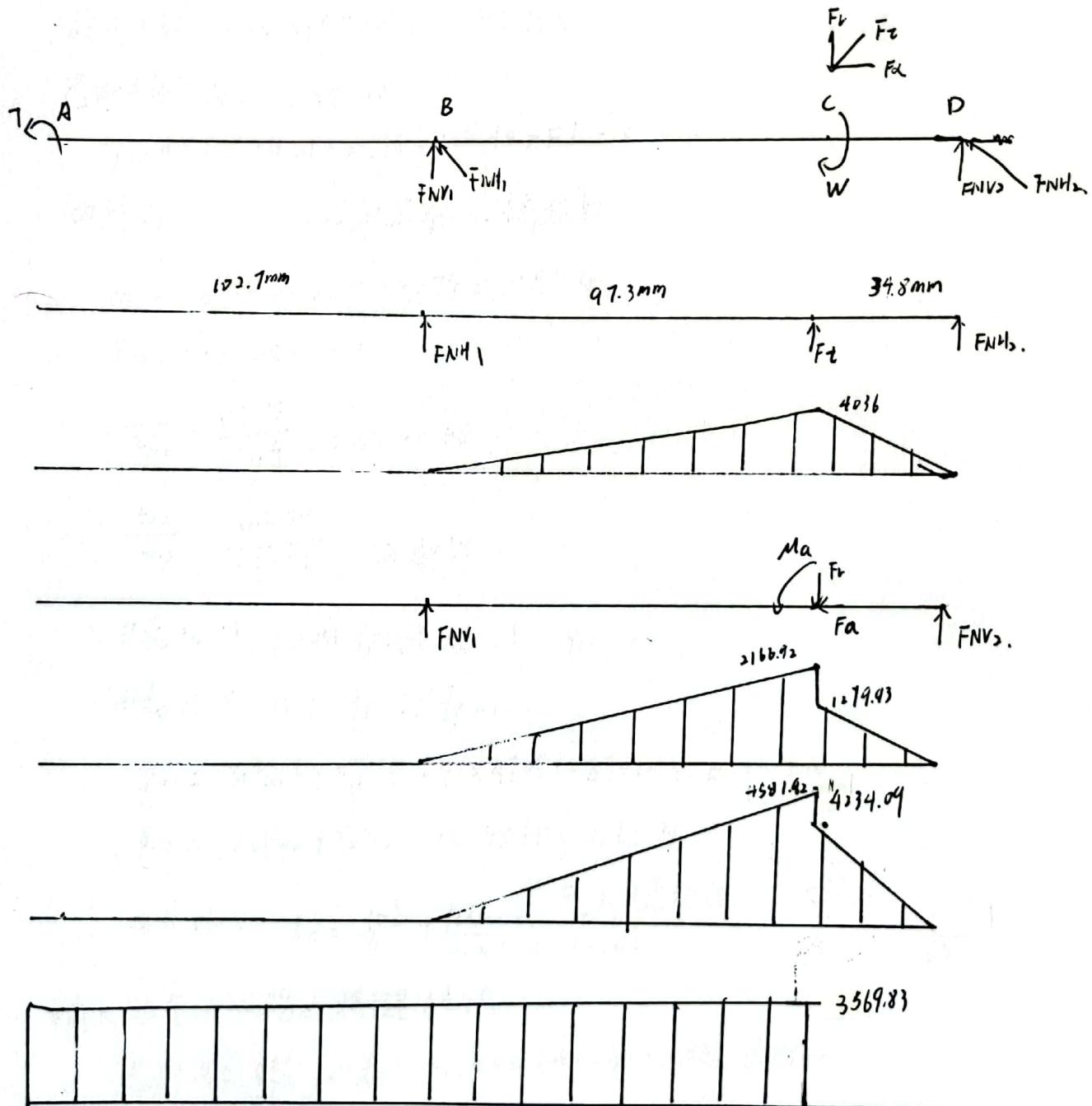
$$\text{最大弯曲应力 } \sigma = \frac{M}{W} = \frac{4581.82}{4580.44} = 1 MPa.$$

$$\text{剪切应力 } \tau = \frac{T}{W_T} = \frac{3569.83}{9160.88} = 0.39 MPa$$

弯扭合成强度校核

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\tau z)^2} = \sqrt{1 + 4(0.39 \times 0.39)^2} = 1.1 MPa < [\sigma_{cb}] = 70 MPa. \text{ 合格}$$





轴承寿命计算

7206 AC, 由表 6.56, 额定动载荷 $C_r = 22 \text{ kN}$, 额定静载荷 $C_0 = 14.2 \text{ kN}$ 正装
合成支反力

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NH3}^2} = \sqrt{41.48^2 + 22.9^2} = 47.09 \text{ N}$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NH3}^2} = \sqrt{115.99^2 + 36.77^2} = 121.68 \text{ N}$$

内部轴向力

$$F_{d1} = 0.68 F_{N1} = 0.68 \times 47.09 = 32.02 \text{ N}$$



$$F_{d2} = 0.68 \times F_{N2} = 0.68 \times 121.68 = 82.74 N$$

已知轴向力 $F_{ae} = 39.21 N$

$$F_{ae} + F_{d2} = 39.21 + 82.74 = 121.95 > F_{d1} = 30.09 N$$

由计算可知，一端轴承压紧，一端放松

$$F_{a1} = F_{ae} + F_{d2} = 39.21 + 82.74 = 121.95 N$$

$$F_{a2} \neq F_{d2} = 82.74 N$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{N1}} = \frac{121.95}{47.09} = 2.59 > 0.68$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{N2}} = \frac{82.74}{263.39} = 0.31 < 0.68$$

由表 1b-11, $x_1=0.41, Y_1=0.87, x_2=1, Y_2=0$

由表 1b-8, 1b-9, $f_t=1, f_p=1$

$$P_{r1} = x_1 F_{N1} + Y_1 F_{a1} = 0.41 \times 47.09 + 0.87 \times 121.95 = 135.4 N$$

$$P_{r2} = x_2 F_{N2} + Y_2 F_{a2} = 121.68 + 0 = 121.68 N$$

由式 1b-4, $L_n = \frac{10^6}{f_{ppr}} \left(\frac{f_t(r)}{f_p p_r} \right)^2 = 103643.66 h > 24000 h$ 合格

输入轴与大带轮连接键柱核

选用 A 型键，由表 b-51, $b \times h = 6mm \times 6mm$, 键长 28mm

$$\text{工作长度 } l = L - b = 22 mm$$

由表 10-11, 大带轮铸铁 $[S]_p = 60 MPa$

$$\text{挤压应力 } \sigma_p = \frac{4T}{h^2 d} = \frac{4 \times 3569.83}{6 \times 28 \times 20} = 5 MPa < 60 MPa$$

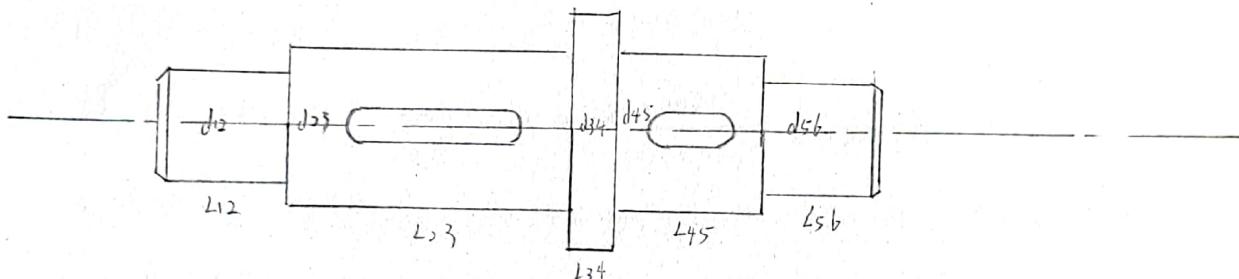


(b) 中间轴及轴上零件的设计计算与校核

初选轴最小直径。

$$d_{min} \geq C \sqrt{\frac{P_0}{n_2}} = 116 \times \sqrt{\frac{0.4}{230.61}} = 13.94 \text{ mm}$$

$$d_{min}(1+0.1) = 15.334 \text{ mm}$$



初选滚动轴承

受轴向力作用，选用 7206AC， $d \times D \times B = 30 \times 62 \times 16 \text{ mm}$ ，
故 $d_{12} = d_{56} = 30 \text{ mm}$ 。

取大齿轮轴段直径 33mm，齿轮右端由挡油环定位。

$B_2 = 30 \text{ mm}$ ，为了可靠压紧齿轮，轴段应短于轮毂宽度

$l_{45} = 29 \text{ mm}$ ，齿轮左段轴肩定位，取 $h = 5 \text{ mm}$ ，则 $d_{34} = 43 \text{ mm}$ 。

轴环宽度 $\geq 1.4h$ ，取 $l_{34} = 15 \text{ mm}$

左侧滚动轴承采用挡油环轴向定位，7206AC 轴肩高度为

$h = 1.5 \text{ mm}$ ， $d_{23} = 34 \text{ mm}$

小齿轮宽度 $B_3 = 50 \text{ mm}$ ，为使挡油环压紧齿轮， l_{23} 应大于 50mm

$l_{23} = 48.5 \text{ mm}$

低速级小齿轮距内壁 10mm，高速级大齿轮距内壁 12.5mm，

高速级齿轮与低速级齿轮相距 15mm，滚动轴承距箱体内壁 $s = 10 \text{ mm}$ ，高速齿轮倒角 1mm，低速齿轮倒角 1.5mm。

$$l_{12} = 16 + 10 + 10 + 1.5 = 37.5 \text{ mm}$$

$$l_{56} = 16 + 10 + 12.5 + 1 = 39.5 \text{ mm}$$



轴直径与长度 (mm)

轴段	1	2	3	4	5
直径	30	34	43	34	36
长度	37.5	48.5	15	29	39.5

高速级大齿轮

$$\text{圆周力 } F_{t2} = 2 \times \frac{T_2}{d_2} = 2 \times \frac{16797.73}{324.66} = 149.54 N$$

$$\text{径向力 } F_{r2} = F_{t2} \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 149.54 \times \frac{\tan 20^\circ}{\cos 13.9823^\circ} = 56.09 N$$

$$\text{轴向力 } F_{a2} = F_{t2} \times \tan \beta = 149.54 \times \tan 13.9823^\circ = 37.24 N$$

低速级小齿轮

$$\text{圆周力 } F_{t3} = 2 \times \frac{T_3}{d_3} = 2 \times \frac{16797.73}{72} = 466.6 N$$

$$\text{径向力 } F_{r3} = F_{t3} \tan \alpha = 466.6 \times \tan 20^\circ = 169.83 N$$

7206AC压力中心 $a = 18.7 \text{ mm}$, 大齿轮侧角为 1 mm , 小齿轮侧角 1.5 mm .

轴承中心到低速级小齿轮中点

$$l_1 = L_{12} - 1.5 + \frac{B_3}{2} - a = 37.5 - 1.5 + \frac{50}{2} - 18.7 = 42.3 \text{ mm}$$

低速级小齿轮中点到高速级大齿轮中点

$$l_2 = \frac{B_2 + B_3}{2} + L_{34} = \frac{30 + 50}{2} + 15 = 55 \text{ mm}$$

高速级大齿轮中点到轴承压力中心

$$l_3 = L_{56} - 1 + \frac{B_2}{2} \cdot a = 39.5 - 1 + \frac{30}{2} - 18.7 = 34.8 \text{ mm.}$$

水平支反力

$$F_{N41} = \frac{F_{t3}(l_2 + l_3) + F_{t2}l_3}{l_2 + l_1 + l_3} = \frac{466.6 \times (55 + 34.8) + 149.54 \times 34.8}{55 + 42.3 + 34.8} = 356.58 N$$

$$F_{N42} = \frac{F_{t3}l_1 + F_{t2}(l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{466.6 \times 42.3 + 149.54 \times (42.3 + 55)}{42.3 + 55 + 34.8} = 259.56 N$$

垂直支反力

$$F_{NVI} = \frac{F_{r3}l_3 - F_{r2}(l_2 + l_3) + \frac{F_{a2}d_2}{2}}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{56.09 \times 34.8 - 169.83 \times (55 + 34.8) + \frac{37.24 \times 324.66}{2}}{42.3 + 55 + 34.8} = -69.01 N$$



$$F_{NV2} = F_r_2 - F_{NV1} - F_r_3 = 50.09 + 69.01 - 169.83 = -44.73 \text{ N}$$

B 水平弯矩 $M_{BH1} = F_{NH1}l_1 = 356.58 \times 42.3 = 15088.33 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$$M_{Brl_2} = M_{BH1}$$

垂直弯矩 $M_{BV1} = F_{NV1}l_1 = (-69.01) \times 42.3 = -2919.12 \text{ N}\cdot\text{mm}$

合成弯矩 $M_B1 = \sqrt{M_{BH1}^2 + M_{BV1}^2} = \sqrt{15088.33^2 + 2919.12^2} = 15363.21 \text{ N}\cdot\text{mm}$

C 水平弯矩

$$M_{CH1} = F_{NV1}l_3 = 259.56 \times 34.8 = 9032.69 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{CH2} = M_{CH1}$$

垂直弯矩

$$M_{CV1} = F_{NV2}l_3 + \frac{F_{ax}d_2}{2} = (-44.73) \times 34.8 + \frac{37.24 \times 22.466}{2} = 2626.57 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{CV2} = F_{NV2}l_3 = (-44.73) \times 34.8 = -1556.60 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

合成弯矩

$$M_{C1} = \sqrt{M_{CH1}^2 + M_{CV1}^2} = 9406.83 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_{C2} = \sqrt{M_{CH2}^2 + M_{CV2}^2} = 9165.83 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

转矩 $T = 16797.73 \text{ N}\cdot\text{mm}$

校核轴的强度

抗弯截面系数 $W = \pi \frac{d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \pi \frac{33^3}{32} - \frac{10 \times 5(33-5)^2}{2 \times 33} = 2934.17 \text{ mm}^3$

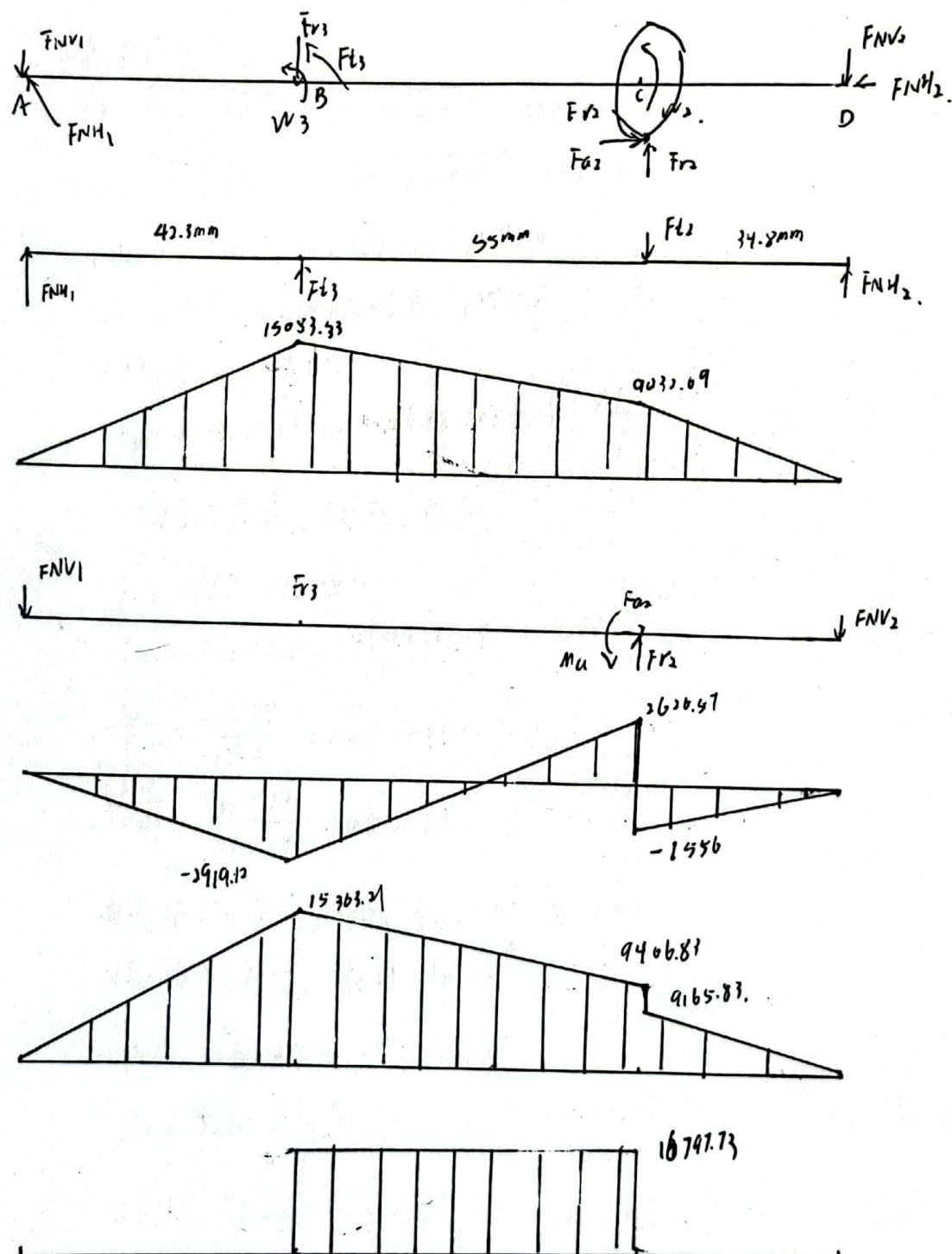
抗扭截面系数 $W_T = \pi \frac{d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \pi \frac{33^3}{16} - \frac{10 \times 5(33-5)^2}{2 \times 33} = 6462.27 \text{ mm}^3$

最大弯曲应力 $\sigma = \frac{M}{W} = \frac{15363.21}{2934.17} = 5.24 \text{ MPa}$

剪切应力 $\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{16797.73}{6462.27} = 2.6 \text{ MPa}$

当量应力 $\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\tau L)^2} = \sqrt{5.24^2 + 4 \times (2.6 \times 6)^2} = 6.1 \text{ MPa} < [6] = 60 \text{ MPa}$





轴承寿命 7206AC, 由表6-56, 额定动载荷 $C_r = 22kN$, 额定静载荷 $C_0r = 14.2kN$ 正常

合成支反力

$$F_{N1} = \sqrt{F_{N1x}^2 + F_{N1y}^2} = \sqrt{356.58^2 + 69.01^2} = 363.20N$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{N2x}^2 + F_{N2y}^2} = \sqrt{259.56^2 + 94.73^2} = 263.39N$$

$$F_{d1} = 0.68 F_{N1} = 0.68 \times 363.2 = 246.96N$$

$$F_{d2} = 0.68 F_{N2} = 0.68 \times 263.39 = 179.11N$$

轴向力 $F_{ae} = 37.24N$

$$F_{ae} + F_{d1} = 37.24 + 246.98 = 284.22 > F_{d2}$$

轴承2压紧，轴承1放松

$$F_{a1} = F_{d1} = 246.98N$$

$$F_{a2} = F_{d1} - F_{ae} = 246.98 - 37.24 = 209.74N$$

$$\frac{F_{a1}}{F_{N1}} = \frac{246.98}{363.2} = 0.68 < 0.68$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{N2}} = \frac{209.74}{263.39} = 0.8 > 0.68$$

由表16-11, $x_1=1$, $y_1=0$, $x_2=0.41$, $y_2=0.87$

由表16-8, 16-9, $f_L=1$, $f_p=1$

$$P_{r1} = x_1 F_{N1} + y_1 F_{a1} = 363.2N$$

$$P_{r2} = x_2 F_{N2} + y_2 F_{a2} = 0.41 \times 263.39 + 0.87 \times 209.74 = 290.46N$$

取单量动载荷较大值

$$\text{由式16-4. } L_n = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_L C_r}{f_p P_r} \right)^3 = 40062.06h > 24000h \quad \text{合格}$$

中间轴与低速级小齿轮连接键核算

选用A型键, 由表6-51, $b \times h = 10mm \times 8mm$, 键长40mm

工作长度 $l = L - b = 30mm$.

由表16-11, $40Cr [G]_p = 120MPa$.

$$G_p = \frac{47}{h l d} = \frac{4 \times 16197.13}{8 \times 30 \times 33} = 8MPa < [G]_p = 120MPa \quad \text{合格}$$



高速级大齿轮键联接

A型键，由表6-51， $b \times h = 10 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}$ ，键长 70 mm

工作长度 $l = L - b = 70 \text{ mm}$

弯曲 $10-11$, 45, $[G]_p = 120 \text{ MPa}$

$$\sigma_p : \frac{4T}{nl_d} = \frac{4 \times 16797.73}{8 \times 10 \times 33} = 5 \text{ MPa} < [G]_p = 120 \text{ MPa}. \text{ 合格.}$$

(1) 低速轴及轴上零件的设计计算与校核

初选最小直径

$$d_{min} \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 116 \times \sqrt[3]{\frac{0.38}{63.7}} = 21.04 \text{ mm}$$

$$d_{min} \times (1+0.1) = 23.144 \text{ mm}$$

联轴器选择

由表17-1, $k_A = 1.5$

$$T_c = k \times T = 1.5 \times 58.39 = 87.59 \text{ N}\cdot\text{m}$$

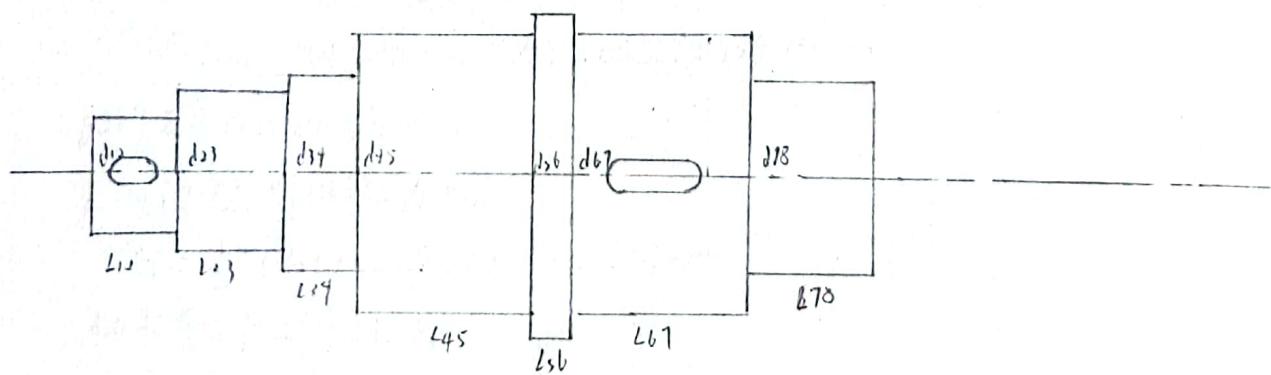
据6-68 选用 TL5 弹性套柱销联轴器

$T_n = 125 \text{ N}\cdot\text{m}$, 许用转速 4600 r/min .

孔径 25 mm , 轴孔长度 62 mm .

$$87.59 < 125 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$67.3 < 4600 \text{ r/min. 合格}$$



联轴器轴向定位应有一轴肩，由上文 $d_{12} = 25 \text{ mm}$ ，取 $d_{23} = 30 \text{ mm}$ 。

为保证轴端挡圈压在联轴器上， L_{12} 应短于 62 mm ， $L_{12} = 60 \text{ mm}$

选用深沟球轴承6207，由表6-56, $D \times D \times B = 35 \times 72 \times 17 \text{ mm}$

$$\text{故 } d_{34} = d_{78} = 35 \text{ mm}$$



b207 轴肩定位高度 $h = 3.5\text{mm}$, 故 $d_{45} = 42\text{mm}$

取安装齿轮处直径 $d_{61} = 38\text{mm}$, 齿轮右侧与右轴承采用挡油环定位, 轴段宽度应小于大齿轮宽度 45mm , 取 $l_{61} = 43.5\text{mm}$, 齿轮左侧采用轴肩定位, $d_{61} = 38\text{mm}$, 取 $h = 6\text{mm}$, 故 $d_{56} = 50\text{mm}$, $b \geq 1.4h$, $l_{56} = 10\text{mm}$

轴承端盖厚度 10 , 垫片厚度 2mm , 扳手空间 $C_1 = 22\text{mm}$, $C_2 = 20\text{mm}$, 盒厚 8mm

轴承座宽

$$L = 8 + 22 + 20 + 5 = 55\text{mm}$$

$$l_{23} = 55 + 2 + 10 + 24 - 17 - 10 = 64\text{mm}$$

低速级大齿轮距内壁 12.5mm , 大小齿轮相距 15mm ,
滚动轴承距内壁 10mm , 低速齿轮倒角 1.5mm

$$l_{18} = 1.5 + 17 + 10 + 12.5 = 41\text{mm}$$

$$l_{45} = 30 + 15 + 12.5 + 10 + 2.5 - 10 - 22.5 = 37.5$$

轴直径与长度 (mm)

轴段	1	2	3	4	5	6	7
直径	25	30	35	42	50	38	35
长度	60	64	39.5	37.5	10	43.5	41

低速级大齿轮

圆周力 $F_{t4} = 2 \times \frac{\pi}{d_4} = 2 \times \frac{\pi \times 58393.71}{367} = 437.41\text{N}$

径向力 $F_{r4} = F_{t4} \tan \alpha = 437.41 \times \tan 20^\circ = 159.2\text{N}$

b207 压力中心 $a = 8.5\text{mm}$.

左端轴中点到轴承压力中心

$$l_1 = \frac{l_{12}}{2} + l_{23} + a = \frac{60}{2} + 64 + 8.5 = 102.5\text{mm}$$

轴承压力中心到齿轮支点

$$l_2 = \frac{B}{2} + l_{56} + l_{45} + l_{34} - a = \frac{45}{2} + 10 + 37.5 + 39.5 - 8.5 = 101\text{mm}$$

齿轮中点到轴承压力中心

$$l_3 = l_{18} - 1.5 + \frac{B}{2} - a = 41 - 1.5 + \frac{45}{2} - 8.5 = 53.5\text{mm}$$

水平支反力



$$\bar{F}_{NH_1} = \frac{\bar{F}_t l_3}{l_2 + l_3} = \frac{437.41 \times 53.5}{101 + 53.5} = 151.47 N$$

$$\bar{F}_{NH_2} = \frac{\bar{F}_t l_2}{l_2 + l_3} = \frac{437.41 \times 101}{101 + 53.5} = 285.94 N$$

垂直支反力

$$\bar{F}_{NV_1} = \frac{\bar{F}_r l_3}{l_2 + l_3} = \frac{159.2 \times 53.5}{101 + 53.5} = 55.13 N$$

$$\bar{F}_{NV_2} = \frac{\bar{F}_r l_2}{l_2 + l_3} = \frac{159.2 \times 101}{101 + 53.5} = 104.07 N$$

C 水平弯矩 $M_{CH_1} = F_{NH_1} l_3 = 151.47 \times 101 = 15298.47 N \cdot mm$

垂直弯矩 $M_{CV_1} = \bar{F}_{NV_1} l_2 = 55.13 \times 101 = 5568.13 N \cdot mm$

合成弯矩 $M_C = \sqrt{M_{CH_1}^2 + M_{CV_1}^2} = \sqrt{15298.47^2 + 5568.13^2} = 16280.27 N \cdot mm$

转矩 $T = 58393.7 N \cdot mm$

校核轴的强度

抗弯截面系数 $W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \pi \frac{38^3}{32} - \frac{10 \times 5 (38-5)^2}{2 \times 38} = 4670.6 mm^3$

抗扭截面系数 $W_T = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \pi \frac{38^3}{32} - \frac{10 \times 5 (38-5)^2}{2 \times 38} = 10057.64 mm^3$

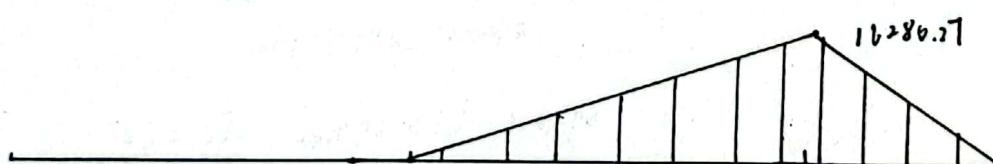
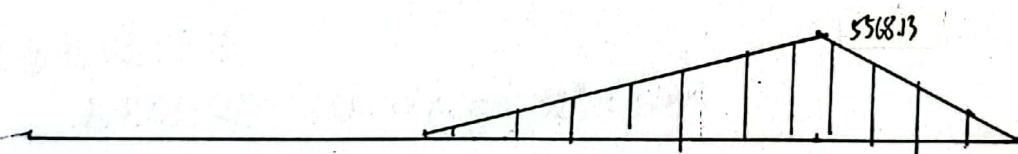
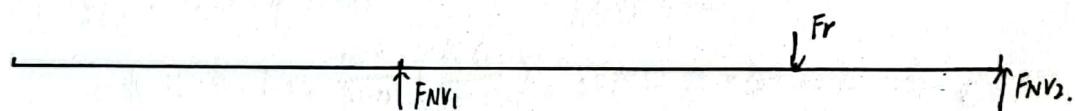
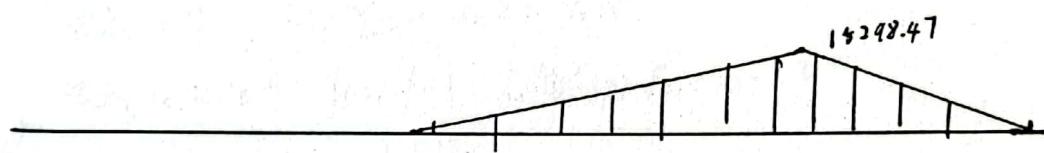
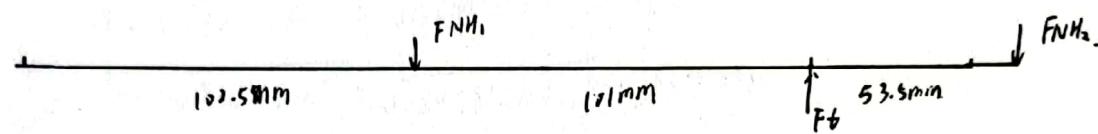
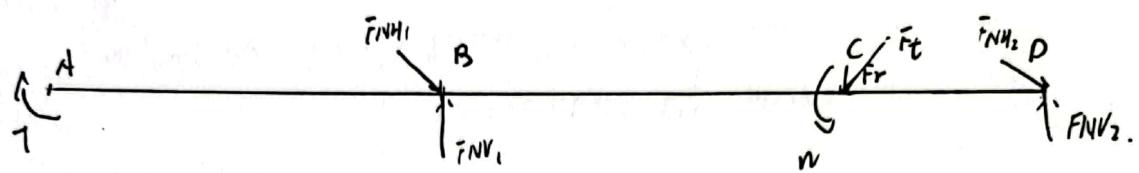
最大弯曲应力

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{16280.27}{4670.6} = 3.49 MPa.$$

剪切应力 $\tau = \frac{T}{W_T} = \frac{58393.71}{10057.64} = 5.81 MPa.$

强度应力 $\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 4(\tau)^2} = \sqrt{3.49^2 + 4 \times (0.6 \times 5.81)^2} = 7.8 MPa < [6.1b] = f_c = 10 MPa$ 合格





轴承寿命

由表 b-54, b207, $b \times D \times B = 35 \times 72 \times 17 \text{ mm}$
 $C_r = 25.5 \text{ kN}, C_{or} = 15.2 \text{ kN}$

合成支反力

$$F_{N1} = \sqrt{F_{NH1}^2 + F_{NV1}^2} = \sqrt{151.47^2 + 55.11^2} = 161.19 \text{ N}$$

$$F_{N2} = \sqrt{F_{NH2}^2 + F_{NV2}^2} = \sqrt{85.94^2 + 104.01^2} = 1304.29 \text{ N}$$

由式 b-17, $X_1 = 1, Y_1 = 0, X_2 = 1, Y_2 = 0$.

由表 b-8, b-9, $f_t = 1, f_p = 1$, 无轴向力 $F_{a1} = F_{a2} = 0$

当量动载荷

$$P_{H1} = X_1 F_{N1} + Y_1 F_{a1} = 161.19 \text{ N}$$

$$P_{H2} = X_2 F_{N2} + Y_2 F_{a2} = 1304.29 \text{ N} \text{ 取较大值}$$

$$\text{由式 b-5. Ln: } \frac{10^6}{60n} \left(\frac{f_t c_r}{f_p p_r} \right)^3 = 177980.89 > 24000 \text{ h 合格.}$$

大齿转键核

选用A型键， $b \times h = 10 \times 8 \text{ mm}$, 键长 32mm.

工作长度 $l = L - b = 22 \text{ mm}$.

$$45. [G]_p = 120 \text{ MPa}$$

$$G_p = \frac{47}{hbd} = 35 \text{ MPa} < [G]_p = 120 \text{ MPa}$$

小齿转键核

选用A型键 $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$, 键长 50mm

工作长度 $l = L - b = 42 \text{ mm}$

$$\text{挤压应力 } G_p = \frac{47}{hbd} = 35 \text{ MPa} < [G]_p = 120 \text{ MPa.}$$



2. 减速器的设计

① 箱体的设计

由表33.35 机座壁厚 $\delta = 0.025a + 3 = 0.025 \times 170 + 3 \leq 8$, $\delta = 8\text{mm}$

箱盖壁厚 $\delta_1 = 0.02a + 3 \leq 8$ $\delta_1 = 8\text{mm}$

箱座凸缘 $b = 1.5\delta = 12\text{mm}$

箱盖凸缘 $b_1 = 1.5\delta_1 = 12\text{mm}$

箱座底凸缘 $b_2 = 2.5\delta = 20\text{mm}$

箱盖箱座肋厚 $m_1 \approx 0.85 \cdot \delta_1 = 8\text{mm}$, $m_2 \approx 0.85 \cdot \delta = 8\text{mm}$

地脚螺栓直径 $d = 0.03ba + 2$, M20

轴承盖螺栓直径 $d_1 = 0.75d$, M16

盖座螺栓直径 $d_2 = (0.5 \sim 0.6)d$, M12

轴承端盖螺栓直径 $d_3 = (0.4 \sim 0.5)d$, M8

视孔盖螺孔直径 $d_4 = (0.3 \sim 0.4)d$, M6.

由 $a < 250$, 地脚螺栓数目 $n = 4$

	d_f	d_1	d_2	(mm) c_1 : d 距外箱壁距离
c_1	26	22	18	c_2 : d 距凸缘边缘距离
c_2	24	20	16	

凸台高度 h , 由草图 42mm

凸台半径 $R_1 = R_2 = 20\text{mm}$

外箱座距轴承端面 $h = c_1 + c_2 + (5 \sim 10) : 47\text{mm}$

$\Delta_4 = 10 \sim 15\text{mm}$

$\Delta_5 \geq 10\text{mm}$

大齿轮顶圆与内箱壁 $\Delta_1 \geq 1.2\delta = 12\text{mm}$

齿轮沟面与内箱壁 $\Delta_2 \geq \delta = 8\text{mm}$.

高速轴承端盖外径 $D_1 = D + (5 \sim 5.5)d_3 = 102\text{mm}$

中间轴承端盖外径 $D_2 = D + (5 \sim 5.5)d_3 = 102\text{mm}$

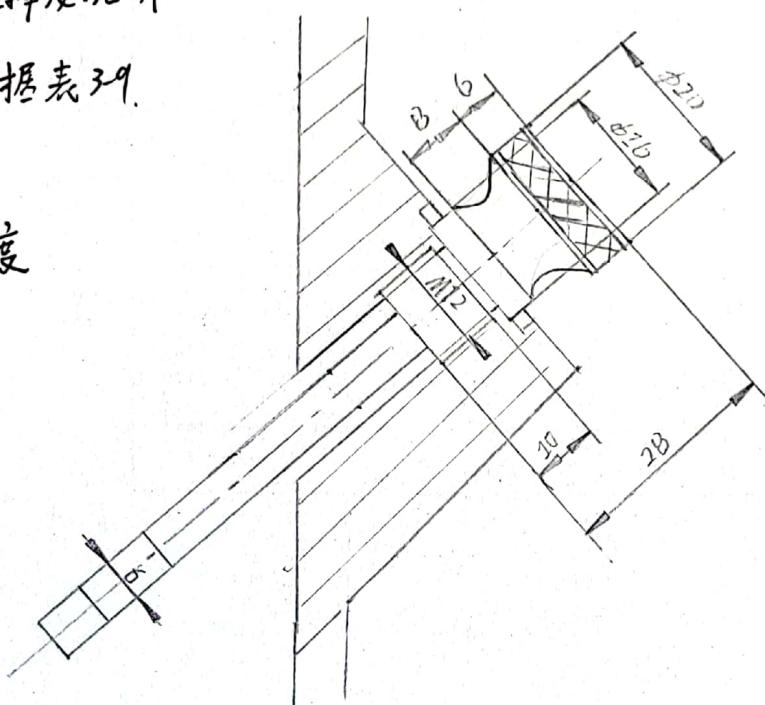
低速轴承端盖外径 $D_3 = D + (5 \sim 5.5)d_3 = 112\text{mm}$



(1) 减速器附件选择及说明

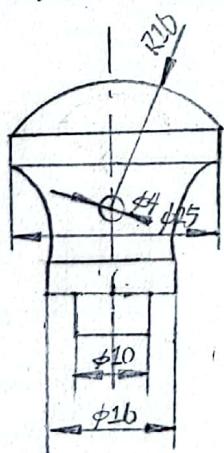
杆式油标，据表3-9。

显示油面高度

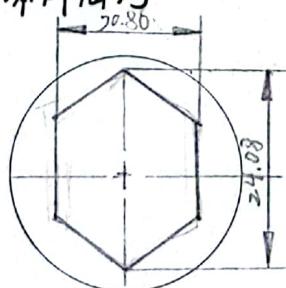
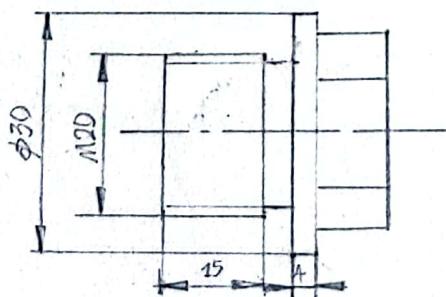


通气器

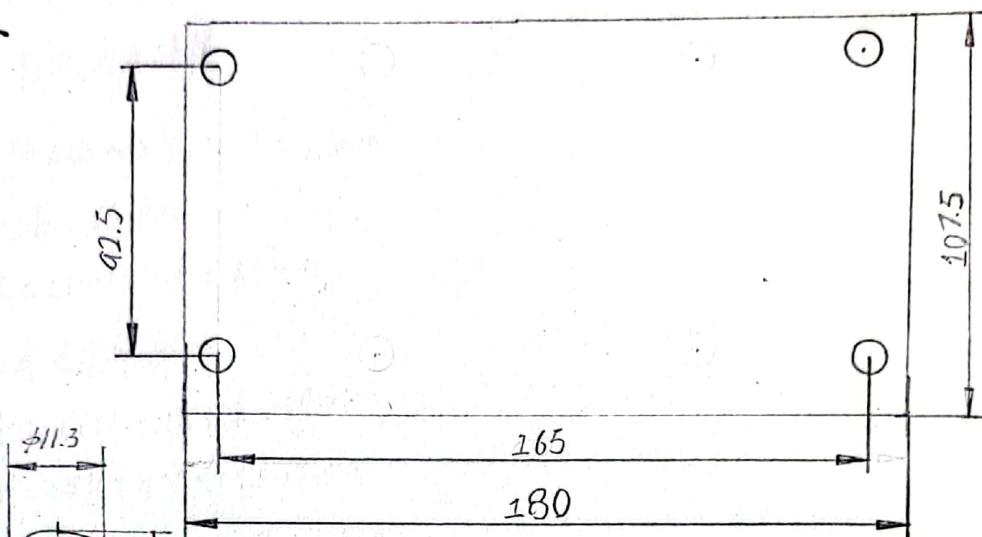
便于排气，在窥视孔上安装通气器，达到压力平衡



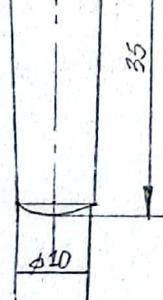
放油塞。便于清洗箱体内部及排清箱体内油污



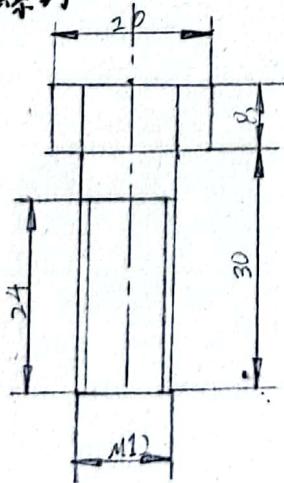
窥视孔盖



定位销



起盖螺钉



扫描全能王 创建

起吊装置 吊孔尺寸计算

$$\text{宽 } b \approx (1.8 \sim 2.5) \times 81 = 16\text{mm}$$

$$d = b = 16\text{mm}$$

$$R = (1 \sim 1.2) d = 16\text{mm}$$

吊耳尺寸计算

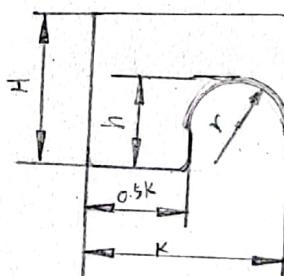
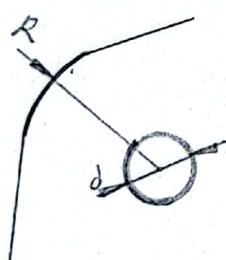
$$k = l_1 + l_2 = 18 + 16 = 34\text{mm}$$

$$H = 0.8k = 0.8 \times 34 = 27\text{mm}$$

$$h = 0.5H = 0.5 \times 27 = 13.5\text{mm}$$

$$r = 0.25k = 0.25 \times 34 = 8.5\text{mm}$$

$$\text{宽 } b \approx (1.8 \sim 2.5) \times 81 = 16\text{mm}$$



(3) 润滑与密封的选择

减速器密封，因密封界面相对较小，采用接触式密封

输入、输出轴与轴承盖 $V < 3m/s$ ，采用毡圈油封封油圈

齿轮的润滑

$$V = \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 72 \times 230.6}{60 \times 1000} = 0.869 m/s < 12 m/s$$

传动零件选用浸油润滑

由表3-4，油面高度 $H = 58 mm$

由表6-70，选用 L-C1C320

轴承润滑

$V_{\text{齿}} < 2 m/s$

采用脂润滑，由表6-71，选用锂基润滑脂 ZL-1



第五章 设计总结

通过此次实践课程，我学会了对机械整体的方案设计、强度计算、结构设计。我完了机械系统的方案设计，传动装置总体设计，传动件设计计算，装配图设计，零件工作图设计，编写说明书，总结与答辩等工作。

第六章 参考文献

- [1] 张莉芳. 机械设计综合课程设计 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2011.
- [2] 杨可桢. 机械设计基础 [M]. 北京: 高等教育出版社.

