



新疆大学
Xinjiang University

机械设计基础课程设计

说明书

设计题目： 带式运输机（二）
学生姓名： 田欣洋
学 号： 20192000226
所属院系： 机械工程学院
专 业： 机械工程
班 级： 材料 19-1 班
指导老师： 巴吾东·依不拉音
日 期： 2021.06.24

摘要

本文为机械设计基础的课程设计说明书文档，以蜗轮蜗杆减速器为例，从原动机的选择开始到主要零部件的设计，一步步系统完备地设计出了减速器，本文采取了 L^AT_EX 排版，并使用了自动计算的命令，进一步简化了设计的繁琐步骤。

本文的源码可在[github](#)上获得

目 录

第一章 机械装置总体设计	3
1.1 任务书与方案拟定	3
1.2 原动机选择	3
1.2.1 电动机的选择	3
1.2.2 传动比的分配	4
1.2.3 传动系统运动与动力参数计算	5
第二章 传动零件的设计计算	6
2.1 传动类型选择	6
2.2 材料选择	6
2.3 参数选择与强度计算	6
2.3.1 传动比计算	6
2.3.2 强度计算	6
2.3.3 参数确定	7
2.4 参数校核	8
2.4.1 强度校核	8
2.4.2 传动效率校核	9
2.4.3 热平衡计算	9
第三章 主要零部件设计	10
3.1 轴的设计	10
3.1.1 蜗杆的结构设计	10
3.1.2 蜗杆轴的校核	11
3.1.3 蜗轮轴的结构设计	14
3.1.4 蜗轮轴的校核	16
第四章 减速器箱体及附件的设计	19
4.1 检查孔和视孔盖	20
4.2 放油螺塞	20
4.3 油标	20

4.4 通气器	21
4.5 起吊装置	21
4.6 起盖螺钉	21
4.7 定位销	22
参考文献	24

第一章 机械装置总体设计

1.1 任务书与方案拟定

本传动装置用于带式运输机, 其工作参数如下: 运输带工作拉力 2200 N , 运输带工作速度 1.0 m/s , 运输带滚筒直径 380 mm 两班制工作, 连续单向运转, 工作中有轻微振动. 运输带速度允许误差为 $\pm 5\%$ 使用期限为十年, 检修期间隔为三年, 根据工作要求, 本设计拟采用蜗轮蜗杆减速器, 具体的传动装置简图如下:

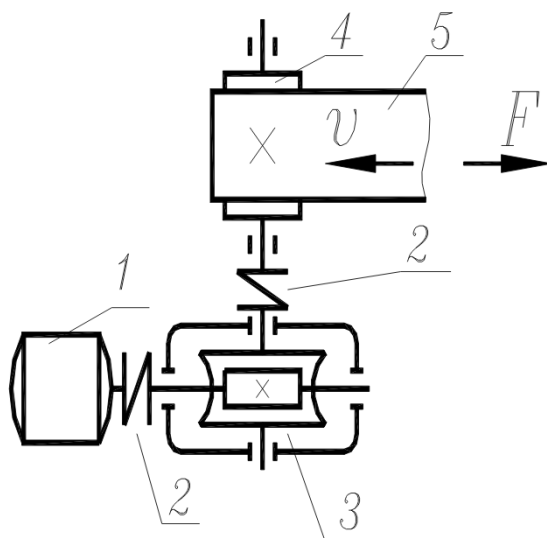


图 1.1: 传动简图

其中 1: 电动机, 2: 弹性联轴器, 3: 蜗杆减速器, 4: 滚筒, 5: 带式运输机

1.2 原动机选择

1.2.1 电动机的选择

- (1) 按照工作要求, 选择一般用途的 YE3 系列超高功率三相异步电动机, 电压 380V

(2) 选择电动机功率工作机所需效率为:

$$P_w = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{2200 \cdot 1.0}{1000} = 2.20 \text{ kW}$$

传动装置总效率为:

$$\eta = \eta_{\text{滚筒}} \cdot \eta_{\text{联轴器}} \cdot \eta_{\text{球轴承}} \cdot \eta_{\text{蜗轮蜗杆}} = 0.96^1 \cdot 0.98^3 \cdot 0.99^2 \cdot 0.84 = 0.74$$

所需电动机功率为:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta} = 2.96 \text{ kW} \implies P_{ed} = 3 \text{ kW}$$

因为载荷平稳, 电动机额定功率 P_{ed} 略大于 P_d 即可, 查表后, 选择电动机的额定功率 P_{ed} 为 3 kW.

(3) 确定电动机转速滚筒轴的工作转速为

$$n_w = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 1.0}{\pi \cdot 380} = 50.26 \text{ m/s}$$

一级蜗轮蜗杆减速器的传动比通常为 $10 \sim 20$, 即 $i_{a'} = 10 \sim 20$, 故电动机转速可选范围为:

$$n_{d'} = i_{a'} \cdot n_w = (10 \sim 20) \cdot n_w = 502.59 \sim 1005.19 \text{ m/s}$$

符合这一范围的同步转速有 750 r/min , 1000 r/min , 查阅相关标准^[1], 根据功率, 转速, 挑选出以下两种型号电机, 并进行比较.

方案	电动机型号	额定功率 /kW	同步转速/满载转速 n_m	重量	噪声	效率
1	YE3-132S-6	3	1000/960(/ r/min)	63kg	69dB	85.6%
2	YE3-132M-8	3	750/730(/ r/min)	61kg	64dB	82.5%

表 1.1: 电动机型号比较表

为了使传动装置结构紧凑稳固, 噪声更小, 效率更高, 选择方案 1, 确定电机型号为 YE3-132S-6, 其主要参数: 满载转速 $n_m = 960 \text{ r/min}$, 中心高 $H = 132 \text{ mm}$, 轴伸部分 $D = 38 \text{ mm}$

1.2.2 传动比的分配

$$\text{总传动比: } i_a = \frac{n_m}{n_w} = \frac{960}{50.26} = \text{各个轴的传动比: } i_{01} = 1, i_{12} = 19.10$$

1.2.3 传动系统运动与动力参数计算

0 轴 (电动机轴)

$$p_0 = p_d = 2.96 \text{ kW}$$

$$n_0 = n_m = 960 \text{ r/min}$$

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_0} = 9550 \times \frac{2.96}{960} = 29.42 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1 轴 (蜗杆轴)

$$p_1 = p_0 \eta_1 = 2.957491774667032 \times 0.9702 = 2.87 \text{ kW}$$

$$n_1 = \frac{n_0}{i_{01}} = \frac{960}{1} = 960 \text{ r/min}$$

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{2.87}{960} = 28.54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2 轴 (蜗轮轴)

$$p_2 = p_1 \eta_2 = 2.87 \times 0.84 = 2.41 \text{ kW}$$

$$n_2 = \frac{n_0}{i_{12}} = \frac{960}{19.10} = 50.26 \text{ r/min}$$

$$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} = 9550 \times \frac{2.41}{50.26} = 457.98 \text{ N} \cdot \text{m}$$

根据以上计算结果, 列出各轴运动和动力参数表如下:

轴名	功率 P/kW		转矩 $T/\text{N} \cdot \text{m}$		转速 $n/(\text{r/min})$	传动比 i	效率 η
	输入	输出	输入	输出			
电动机轴	3	2.96		29.42	960		
1 轴	2.87	2.84	28.54	28.26	960	1	0.97
2 轴	2.41	2.31	457.98	439.66	50.26	19.10	0.84

表 1.2: 各轴动力参数表

第二章 传动零件的设计计算

根据第一章计算的数据: 电动机功率 $P_{ed} = 3 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 传动比 $i_{12} = 19.10$, 载荷平稳单向回转.

2.1 传动类型选择

根据 $GB/T10085 - 1998$ 为了加工简便, 易于更换维修, 选择常用的右旋渐开线蜗杆 (ZI 蜗杆), 精度等级为 7 级.

2.2 材料选择

根据工作要求, 蜗杆选择 45 号钢, 表面淬火处理, 硬度达到 $45 \sim 55 \text{ SRC}$, 蜗轮选择含锡量较低的 5-5-5 ZCuSn5Pb5Zn5 的锡青铜金属模制造, 轮芯采用灰铸铁 HT100 制造,

2.3 参数选择与强度计算

2.3.1 传动比计算

在较大的传动功率下, 为了提高效率, 采用多头蜗杆, 取 $Z_1 = 2$, 取传动比为 19, 则误差为 $\Delta = \frac{19.101-19}{19.101} \times 100\% = 0.53\%$, 在误差允许范围内. 再根据效率传动比与蜗杆头数, 蜗轮齿数的关系: $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$, 计算得到: $Z_2 = Z_1 \cdot i_{12} = 2 \cdot 19 = 38$, 查表 12-8, 估计 $\eta = 0.8$

2.3.2 强度计算

因为圆柱蜗杆传动的主要失效形式为蜗轮轮齿表面产生胶合, 点蚀, 磨损, 所以根据蜗轮齿面疲劳接触强度进行设计计算. 已知蜗轮所受的的转矩 $T_2 = 457.983$, 因为工作转速不大, 工作冲击不大, 环境温度不高, 故选择使用系数 $K_A = 1.20$. 因为蜗杆采用 45 号钢, 其硬度大于 45SRC, 蜗轮选择 ZCuSn5Pb5Zn5 的锡青铜金属模制造, 单向旋转, 根据表 12-2 选取综合弹性系数 $Z_e = 160$, 查表 12-4, 许用接触应力 $[\sigma_H] = 220 \text{ Mpa}$, 查表 12-6, 许用弯曲用力 $[\sigma_F] = 28 \text{ Mpa}$. Z_p 为

接触系数, 先假设蜗杆分度圆直径 d_1 和中心矩 a 的比值 $\frac{d_1}{a} = 0.37$, 查表得到 $Z_p = 2.8$.

根据赫兹公式, 得到蜗轮齿面疲劳接触强度的设计公式如下

$$a \geq \sqrt[3]{K_A T \left(\frac{Z_e Z_p}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

所以中心矩为:

$$a \geq \sqrt[3]{1.20 \times 447284.28 \times 10^3 \left(\frac{160 \times 2.8}{220} \right)^2} = 131.597 \text{ mm}$$

2.3.3 参数确定

1. 参数的估算与选择

$$d_1 \approx 0.68a^{0.875} = 0.68 \times 130.565^{0.875} = 48.62 \text{ mm}$$

$$m \approx \frac{2a - d_1}{Z_2} = \frac{2 \times 130.565 - 48.290}{38} = 5.646 \text{ mm}$$

$$a = 0.5m(q + Z_2) = 0.5 \times 6.3(10 + 38) = 151.2 \text{ mm} > 131.597 \text{ mm}$$

查表 12-1 选择 $m = 6.3 \text{ mm}$, $d_1 = 63 \text{ mm}$, $q = 10.00$, $d_2 = mZ_2 = 6.3 \cdot 38 = 239.4 \text{ mm}$ 因为 $a = 151.2 \text{ mm} > 131.597 \text{ mm}$ 故接触强度足够. 由蜗轮传动中心矩的标准系列 (... , 80, 100, 125, 160, 180, ...), 选取中心矩 $a = 160 \text{ mm}$, 但如果选取此值, 则会引起传动比变化, 而且对于模数 $m = 6.3$ 而言, 不存在任何整数齿数使得 $a = 160$, 在改变传动比的情况下, 要圆整中心矩会导致工作机转速达不到要求, 在不改变传动比的情况下要圆整, 需要在滚切蜗杆时将滚刀相对于蜗轮中心向外移动 8.8mm, 假设这样做引起的变位系数在正常范围内, 那么就采取变位传动方式.

2. 最终参数 根据以上计算结果, 蜗杆的具体参数如下表所示:

蜗杆参数	
分度圆直径	$d_1 = mq = 6.3 \cdot 10 = 63 \text{ mm}$
分度圆导程角	$\gamma = \arctan \frac{Z_1}{q} = \arctan(\frac{2}{10}) = 11.31^\circ$
齿顶高	$h_a = m = 6.3 \text{ mm}$
齿根高	$h_f = 1.2m = 1.2 \cdot 6.3 = 7.56 \text{ mm}$
齿顶圆直径	$d_{a1} = m(q + 2) = 6.3 \cdot (10 + 2) = 75.6 \text{ mm}$
齿根圆直径	$d_{f1} = m(q - 2.4) = 6.3 \cdot (10 - 2.4) = 47.88 \text{ mm}$
轴向齿距	$P_a = \pi m = 19.792 \text{ mm}$
轴向齿厚	$S_a = \frac{1}{2}\pi m = 9.896 \text{ mm}$
法向齿厚	$S_n = S_a \cdot \cos \gamma = 9.704 \text{ mm}$

表 2.1: 蜗杆轮齿参数表

蜗轮的具体参数如下表所示:

蜗轮参数	
分度圆直径	$d_2 = mZ_2 = 6.3 \cdot 38 = 239.4 \text{ mm}$
齿顶高	$h_a = m = 6.3 \text{ mm}$
齿根高	$h_f = 1.2m = 1.2 \cdot 6.3 = 7.56 \text{ mm}$
喉圆直径	$d_{a2} = m(Z_2 + 2) = 6.3 \cdot (38 + 2) = 252 \text{ mm}$
齿顶圆直径	$d_{e2} \leq d_{a2} + 1.5m = 261.45 \text{ mm}$
齿根圆直径	$d_{f2} = m(Z_2 - 2.4) = 6.3 \cdot (38 - 2.4) = 224.28 \text{ mm}$
轮缘宽度	$B \leq 0.75d_{a1} = 0.75 \cdot 75.6 = 56.7 \text{ mm}$
轮圈宽度	$C = 1.65m + 1.5 = 10.389 + 1.5 = 11.895 \text{ mm}$

表 2.2: 蜗轮参数表

2.4 参数校核

2.4.1 强度校核

根据以上的最终参数, 按齿根弯曲强度进行校核, 校核公式如下:

$$\sigma_F = \frac{1.53K_A T_2 Y_{Fa2}}{d_1 d_2 m \cos \lambda} \leq [\sigma_F]$$

当量齿数: $Z_{Y2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \lambda} = \frac{38}{\cos^3 11.31^\circ} = 40.303 \approx 41$ 齿形系数: 根据 $Z_{Y2} = 41$, 从图 11-9 中可以查得齿形系数 $Y_{Fa} = 2.45$ 螺旋角系数: $Y_\beta = 1 - \frac{\sigma}{140^\circ} = 1 - \frac{11.31^\circ}{140^\circ} = 0.9192$ 之前查表得: 许用弯曲用力 $[\sigma_F] = 30 \text{ Mpa}$ 蜗轮齿根弯曲应

力:

$$\sigma_F = \frac{1.53 K_A T_2 Y_{Fa2}}{d_1 d_2 m \cos \lambda} = \frac{1.53 \times 1.2 \times 457983 \times 2.45}{63 \times 239.4 \times 6.3 \times \cos 11.31^\circ} = 22.11 \text{ Mpa} < [\sigma_F] = 28 \text{ Mpa}$$

满足弯曲强度. 对 Z_p 校核: $\frac{d_1}{a} = \frac{63}{160} = 0.394$, 查表可得 $z_{p'} = 2.75 < 2.9$, 故以上计算过程有效.

2.4.2 传动效率校核

蜗杆转速: $V_1 = \pi n \frac{D_1}{60 \cdot 1000} = 3.12 \text{ m/s}$ 蜗轮转速: $V_2 = \frac{V_1}{\cos(\gamma)} = 3.23 \text{ m/s}$ 传动效率:

$$\eta = \frac{\tan \lambda}{\tan(\lambda + \rho')} = \frac{\tan 11.31^\circ}{\tan(11.31^\circ + 1.37^\circ)} = 0.88 > 0.84$$

效率大于之前的估计值, 可以使用.

2.4.3 热平衡计算

1. 估算散热面积 A $A = 0.33 \cdot \left(\frac{160}{100}\right)^{1.75} = 0.75 \text{ m}^2$

2. 验算油的工作温度 t_i 室温下 $t_0 = 20^\circ\text{C}$, 散热系数: $\alpha_t = 13 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 可以计算 Δt :

$$\Delta t = \frac{1000(1 - \eta)P_1}{\alpha_t A} = \frac{1000(1 - 0.84) \cdot 2.87}{\alpha_t A} = 47.1 < 60^\circ\text{C}$$

所以 $t_{max} = 20 + 47.1 = 67.1 < 90$, 没有超过温度允许值, 故不需要采取冷却措施.

第三章 主要零部件设计

3.1 轴的设计

3.1.1 蜗杆的结构设计

1. 方案确定 一级蜗轮蜗杆减速器可以将蜗杆安排在箱体中间, 两侧滚动轴承成对分布, 轴承用轴肩定位, 一段固定, 一端游离, 联轴器用平键连接定位. 蜗杆上的参数: 功率 $P_1 = 2.96 \text{ kW}$, 转速 $N_1 = 960 \text{ r/min}$, 转矩 $T_1 = 28.54 \text{ N} \cdot \text{m}$

2. 按纯扭转初步估算最小轴径 由于轴选择的是 45 号钢, 查表 14-2 得 $[t] = 30 \sim 40$, $C = 117 \sim 107$, 这里选取 $C = 110$, 对于只受转矩的轴而言, 其设计公式为:

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 110 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.181}{960}} = 15.85 \text{ mm}$$

由于轴上含有键槽, 故增大 3% 的直径: $d = 15.85 \cdot 103\% = 16.32 \text{ mm} \Rightarrow d = 20.00 \text{ mm}$

3. 轴上各段参数的确定

(1) I 端 (联轴器端) 联轴器的选取: 根据所受转矩 $T_1 = 28.54 \text{ N} \cdot \text{m}$, 则联轴器所受转矩为: $T_{ca} = K_A T_1 = 1.3 \times 28.54 = 37.11 \text{ N} \cdot \text{m}$, 根据电动机输入轴参数, 与公称直径的要求, 查表 6-96(P_{146}) 选取弹性套柱销联轴器 LT5 $\frac{ZC44 \times 28}{32 \times 82}$ GB/T 4323-2017, 考虑到联轴器的安装尺寸, 所以这里取 $d_1 = 32 \text{ mm}$, $L_1 = 82 + 6 = 88 \text{ mm}$

$|d_1 = 32$
 $|L_1 = 88$

键的选择: 根据轴的公称直径, 查表 6-54(P_{111}), 选取 A 型平键, 剖面尺寸为: 10×8 , 键长 l 取 $88 - 8 = 80 \text{ mm}$, 即 GB/T 1096 10×8

(2) II 端 (左侧轴承端盖端) 因为定位键高度 $h = 10 \text{ mm}$ 查表得嵌入到轴的深度为 5, 则伸出的高度为: 5 mm , $d_2 = d_1 + 2h = 42 \text{ mm}$, 选取凸缘式轴承盖, 其总长为 20 mm , 取轴承端盖外端面与联轴器内端面距离为 $L = 30 \text{ mm}$, 所以 $L_2 = 30 + 20 = 50 \text{ mm}$

$|d_2 = 42$
 $|L_2 = 50$

(3) III 端 (轴承端) 根据此轴的受力与轴的公称直径, 查表 6-64 P_{126} , 暂选圆

$|d_3 = 45$
 $|L_3 = 22$
 $|L_{3'} = 25$

锥滚子轴承, 根据要求选取 30208 GB/T 297-2015, 其参数为: $d \times D \times B = 45 \times 85 \times 20.75$ 长度取 $L_3 = 16 + 6 = 22 \text{ mm}$. 进而可以确定, 其用于定位的套筒直径为 50(<53), 轴肩的直径为 53(>52),

- (4) IV 端 (轴肩端) 起定位作用的轴肩, 高度 $d = d + (3 \sim 4)C = 45 + 2 \times 4 = 53 \text{ mm}$, 长度取 10 mm

$$|d_4 = 53$$

$$|L_4 = 10$$

- (5) V 端 (蜗杆端)

$$|d = 63$$

由之前的设计选取知道蜗杆的分度圆直径 $d = 63 \text{ mm}$, 齿顶圆直径 $d_{a1} = 75.6 \text{ mm}$, 蜗杆的喉圆直径 $d_{a2} = 252 \text{ mm}$. 所以, 蜗杆轴的长度 $b_1 = (11 + 0.06Z_2)m = (11 + 0.06 \times 38) \cdot 6.3 = 83.664 \text{ mm}$, 圆整到 85 mm .

$$|d_{a1} = 75.6$$

$$|b_1 = 84$$

- (6) VI 端 (蜗杆旁置端) 为保证蜗杆与箱体之间有一定间隙, 两侧各取 $L_6 = 25 \text{ mm}$, 直径取 $d_6 = d_3 + 5 = 48 \text{ mm}$

$$|d_6 = 58$$

$$|L_6 = 25$$

3.1.2 蜗杆轴的校核

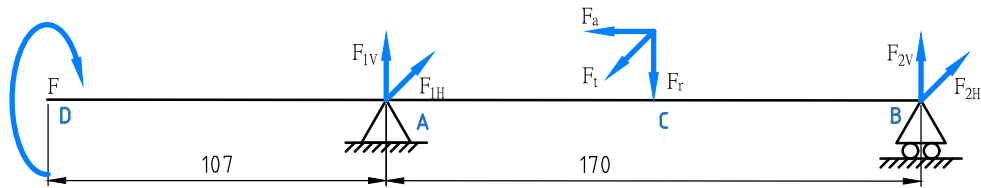


图 3.1: 蜗杆轴受力图

1. 受力分析 已知蜗杆的分度圆直径为 $d_1 = 63 \text{ mm}$. $L_1 = 170 \text{ mm}$, $K_1 = 107$ 经受力分析可得

$$\begin{cases} \text{切向力: } F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 28.54}{63} \cdot 1000 = 906.16 \text{ N} \\ \text{径向力: } F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha = 3826.09 \cdot 0.369 = 1392.58 \text{ N} \\ \text{轴向力: } F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 457.98}{239.4} \cdot 1000 = 3826.09 \text{ N} \end{cases}$$

由于切向力 F_t 只产生弯矩, 在铅垂平面上, 力 F_{a1} 产生弯矩 $M_{a1} = F_{a1} \times \frac{d_1}{2} = 103.51 \text{ N} \cdot \text{m}$, 分析受力, 分别对 A、B 点取矩, 可得:

$$\begin{cases} F_{1V} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{L_1}{2} + M_{a1}}{L_1} = 1305.18 \text{ N} \\ F_{2V} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{L_1}{2} - M_{a1}}{L_1} = 87.40 \text{ N} \end{cases}$$

所以铅垂面上最大扭矩为: $M_{Vmax} = F_{1V} \cdot \frac{L_1}{2} = 110.94 \text{ N} \cdot \text{m}$

在水平面上, 由平面力系平衡方程可得水平面的支撑反力:

$$\begin{cases} F_{1H} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{L_1}{2}}{L_1} = 453.08 \text{ N} \\ F_{1H} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{L_1}{2}}{L_1} = 453.08 \text{ N} \end{cases}$$

所以水平面上最大扭矩为: $M_{Hmax} = F_{1H} \times \frac{L_1}{2} = 38.51 \text{ N} \cdot m$

左侧的转矩为: $M_1 = 28.54$, 所以危险截面 C 的转矩为: $M_{max} = M_{Hmax} + M_{Vmax} + M_1 = 177.99 \text{ N} \cdot m$

2. 扭矩图 经过以上计算可以画出蜗杆轴的扭矩图如下:

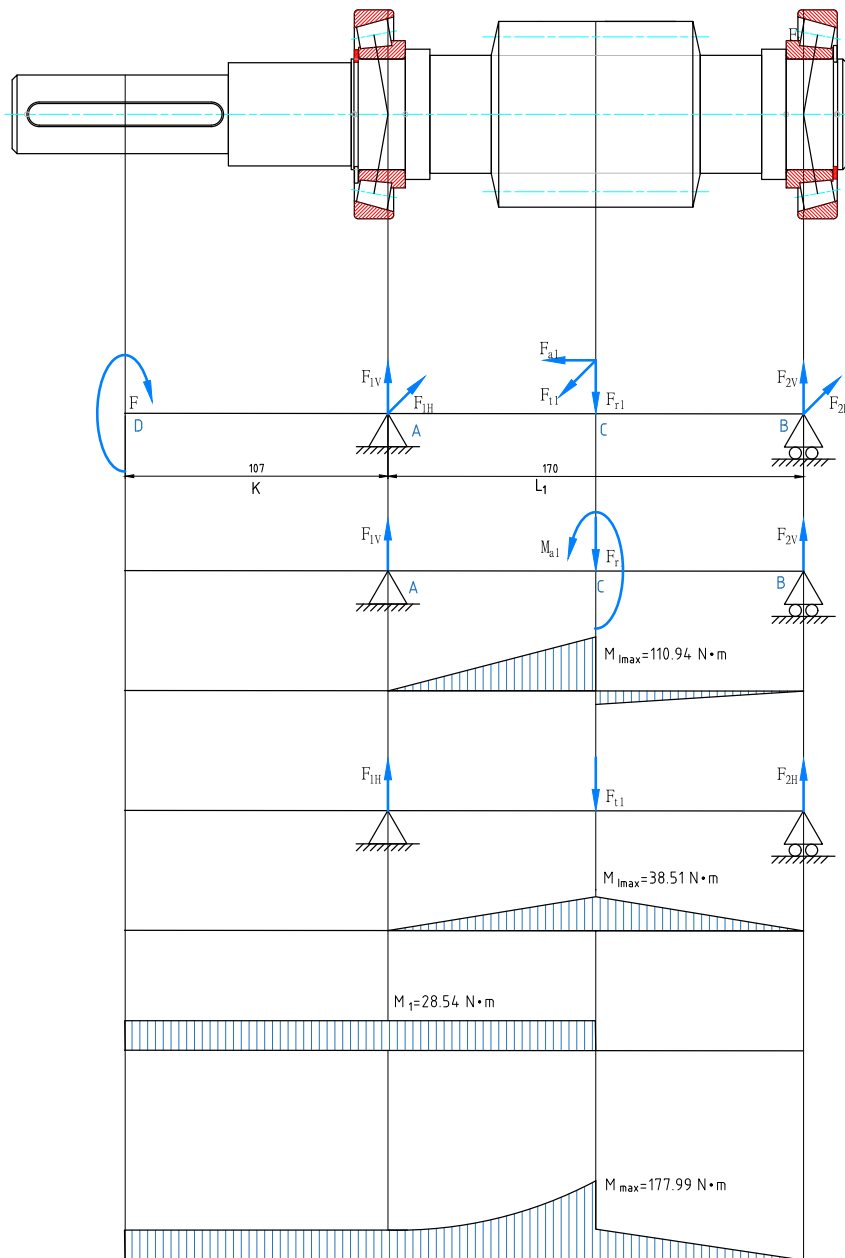


图 3.2: 蜗杆轴扭矩图

3. 危险截面强度校核 C 截面的应力 $\sigma_C = \frac{M_{max}}{0.1 \cdot d_1^3} = 7.11 < [\sigma_F] = 28 \text{ Mpa}$

4. 联轴器强度校核 此联轴器参数为:LT5 $\frac{ZC44 \times 28}{32 \times 82}$ GB/T 4323-2017, 其公称转矩为: $T_n = 224 \text{ N} \cdot \text{m} \geq T_{ca} = K_A T_1 = 1.3 \times 28.54 = 37.11 \text{ N} \cdot \text{m}$, 满足要求。

5. 轴上零件的定位与连接方式

- (1) 联轴器与轴采用 A 型平键定位连接, 参数为:GB/T 1096 键 20×70, 采用完全对称偏差配合.
- (2) 轴承端盖通过轴承套筒定位, 不与轴连接.
- (3) 套筒通过凸台, 轴肩定位, 与轴采用间隙配合 $\frac{H7}{h6}$
- (4) 滚动轴承用轴肩定位, 采用过盈配合 $\frac{P7}{h6}$,

6. 蜗杆轴 (高速轴) 键的校核 设载荷为均匀分布, 可以计算得到该平键的挤压强度条件:

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \cdot 28.54 \cdot 10^2}{20 \cdot 12 \cdot 70} = 6.80 \leq [\sigma_p] = 60 \text{ MPa}$$

选取 45 钢作为轮毂的材料, 由以上计算可知, 键的选取满足要求。

7. 轴承的校核 轴承选取 30208 GB/T 297-2015, 其参数为: $d \times D \times B = 45 \times 85 \times 20.75$ 长度为 $L_3 = 16 + 6 = 22 \text{ mm}$, 其额定动载荷为 $C_r = 63000 \text{ N}$ 极限转速为 5000, 寿命取 10000h 由受力分析易得左端为压紧端, 查表可得 f_t (温度系数) = 1, f_p (载荷系数) = 1.2, $\epsilon = \frac{3}{10}$ 由公式

$$C_r = \frac{f_p P}{f_t} \left(\frac{60n}{10^6} L_h \right)^{\frac{1}{\epsilon}}$$

$$63000 = \frac{1.2 \times P}{1} \left(\frac{60 \times 960}{10^6} \times 10^4 \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$P = F_r = \frac{52500}{576^{0.3}} = 7798 > 1392.58 \text{ N}$$

所以轴承满足要求。

3.1.3 蜗轮轴的结构设计

1. 方案确定 一级蜗轮蜗杆减速器可以将蜗轮安排在箱体中间, 两侧滚动轴承成对分布, 轴承用轴肩定位, 一段固定, 一端游离, 分别从左右两侧装入蜗轮左面用轴肩定位, 右面用轴端盖定位, 轴向采用键和过渡配合, 联轴器用平键连接定位.

蜗轮轴的参数:功率 $P_2 = 2.41 \text{ kW}$, 转速 $N_2 = 50.26 \text{ r/min}$, 转矩 $T_2 = 457.98 \text{ N} \cdot \text{m}$

2. 按纯扭转初步估算轴径 计算轴上受力: (1) 蜗轮轴向力 $F_{a2} = F_{t1} = 906.16 \text{ N}$ (2) 蜗轮周向力 $F_{t2} = F_{a1} = 3826.09 \text{ N}$ (3) 蜗轮径向力 $F_{r2} = F_{r1} = 1392.58 \text{ N}$ 由于轴选择的是 45 号钢, 查表 14-2 得 $[t] = 30 \sim 40$, $C = 117 \sim 107$, 这里选取 $C = 110$, 对于只受转矩的轴而言, 其设计公式为:

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{P_2}{n_2}} = 110 \cdot \sqrt[3]{\frac{2.41}{50.26}} = 39.96 \text{ mm}$$

由于轴上含有键槽, 故增大 3% 的直径: $d = 39.96 \cdot 103\% = 41.16 \text{ mm} \Rightarrow d = 46 \text{ mm}$

3. 轴上各段参数的确定

- (1) I 端 (联轴器端) 联轴器的选取: 根据所受转矩 $T_2 = 457.98 \text{ N} \cdot \text{m}$, 则联轴器所受转矩为: $T_{ca} = K_A T_1 = 1.3 \times 457.98 = 595.37 \text{ N} \cdot \text{m}$, 根据公称直径的要求, 查表选取弹性套柱销联轴器 LT8 $\frac{50 \times 84}{60 \times 142}$ GB/T 4323-2017(蜗轮轴为主动端,), 轴上键槽取 18×10 , $L = 70 \text{ mm}$.
 $|d_1 = 50$
 $|L_1 = 84$
 $|L = 70$
- (2) II 端 (左侧轴承端盖端) 取定位销键高度 $h = 10 \text{ mm}$, 轴肩高度 $d_2 = d_1 + 2 \times 6 = 62 \text{ mm}$ 轴承端盖总长为 20 mm , 取轴承端盖外端面与联轴器内端面距离为 $L = 20 \text{ mm}$, 所以 $L_2 = 35 + 20 = 55 \text{ mm}$
 $|d_2 = 62$
 $|L_2 = 55$
- (3) III 端 (轴承端) 根据此轴的受力情况, 暂选圆锥滚子轴承, 根据要求选取 30214 GB/T 297-2015, 其参数为: $d \times D \times B = 70 \times 125 \times 22$ 考虑到角接触球轴承右端用套筒来向轴肩定位, 轴承右端面距齿轮中心距离为 63 mm , 轴承宽度 $B = 22 \text{ mm}$, 左端伸出 2 mm , 所以 $d_{z1} = 24 - 2 = 20 \text{ mm}$, 凸台宽度 15 mm , 套筒长度 11 mm , 轮伸出 4 mm , 所以轴承端 $L_3 = 15 + 11 + 20 + 4 = 50 \text{ mm}$
 $|d_3 = 70$
 $|L_3 = 50$
- (4) V 端 (蜗轮端) 为了安装蜗轮, 选取 $d_4 = 66 \text{ mm}$, 蜗轮齿宽 $L = 0.75 \cdot 75.6 = 56.7 \text{ mm}$, 为了能压紧蜗轮, 取 $L_4 = 66 \text{ mm}$
 $|d_4 = 66$
 $|L_4 = 66$
- (5) V 轴肩端为了轴环的轴向定位, 取 $d_5 = 90 \text{ mm}$, $L_5 = 10 \text{ mm}$
 $|d_5 = 90$
 $|L_5 = 10$
- (6) 端盖端根据端盖的要求, 选取 $d_6 = 70 \text{ mm}$ 让两侧中心距一致, 取凸台宽度 13 , 轴承宽度 20 , 端盖上 $e = 12$, $m = 18$, $m - e_1 = 5$, $e_1 = 13$ (e), 所以 $L_6 = 5 + 20 + 13 = 38 \text{ mm}$
 $|d_6 = 70$
 $|L_6 = 38$

3.1.4 蜗轮轴的校核

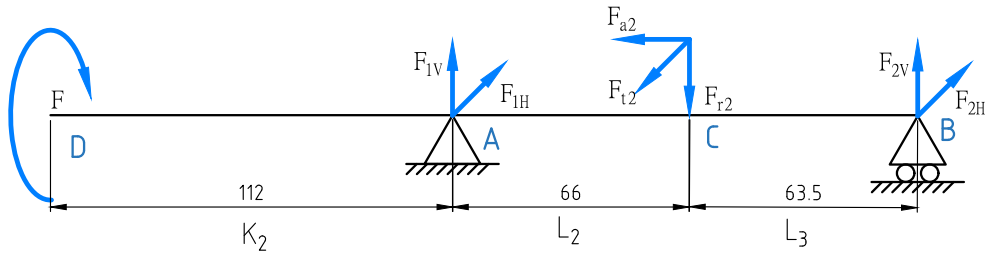


图 3.3: 蜗轮轴受力图

1. 受力分析 已知蜗轮的分度圆直径为 $d_2 = 239.4 \text{ mm}$, $L_1 = 170 \text{ mm}$, $K_1 = 107$ 经受力分析可得

$$\begin{cases} \text{切向力: } F_{a2} = F_{t1} = 906.16 \text{ N} \\ \text{径向力: } F_{r2} = F_{r1} = 1392.58 \text{ N} \\ \text{轴向力: } F_{t2} = F_{a1} = 3826.09 \text{ N} \end{cases}$$

由于切向力 F_t 只产生弯矩, 在铅垂平面上, 力 F_{a2} 产生弯矩 $M_{a2} = F_{a2} \times \frac{d_2}{2} = 108.47 \text{ N} \cdot \text{m}$, 分析受力, 分别对 A、B 点取矩, 可得:

$$\begin{cases} F_{1V} = \frac{F_{r2} \cdot L_3 + M_{a2}}{L_2 + L_3} = -154.76 \text{ N} \\ F_{2V} = \frac{F_{r2} \cdot L_2 - M_{a2}}{L_2 + L_3} = 1547.34 \text{ N} \end{cases}$$

所以铅垂面上最大扭矩为: $M_{Vmax} = F_{1V} \cdot L_2 = -10.21 \text{ N} \cdot \text{m}$

在水平面上, 由平面力系平衡方程可得水平面的支撑反力:

$$\begin{cases} F_{1H} = \frac{F_{t2} \cdot L_3}{L_2 + L_3} = 1876.12 \text{ N} \\ F_{2H} = \frac{F_{t2} \cdot L_2}{L_2 + L_3} = 1949.98 \text{ N} \end{cases}$$

所以水平面上最大扭矩为: $M_{Hmax} = F_{1H} \times L_2 = 123.82 \text{ N} \cdot \text{m}$

左侧的转矩为: $M_1 = 457.98$, 所以危险截面 C 的转矩为: $M_{max} = M_{Hmax} + M_{Vmax} + M_2 = 571.59 \text{ N} \cdot \text{m}$

2. 扭矩图 经过以上计算可以画出蜗轮轴的扭矩图如图 3.4 所示:

3. 危险截面强度校核 C 截面的应力 $\sigma_C = \frac{M_{max}}{0.1 \cdot d_2^3} = 7.11 < [\sigma_F] = 28 \text{ Mpa}$

4. 联轴器校核 此联轴器参数为: LT8 $\frac{50 \times 84}{60 \times 142}$ GB/T 4323-2017, 其公称转矩为: $T_n = 1120 \text{ N} \cdot \text{m} \geq T_{ca} = K_A T_1 = 1.3 \times 457.98 = 595.37 \text{ N} \cdot \text{m}$, 满足要求。

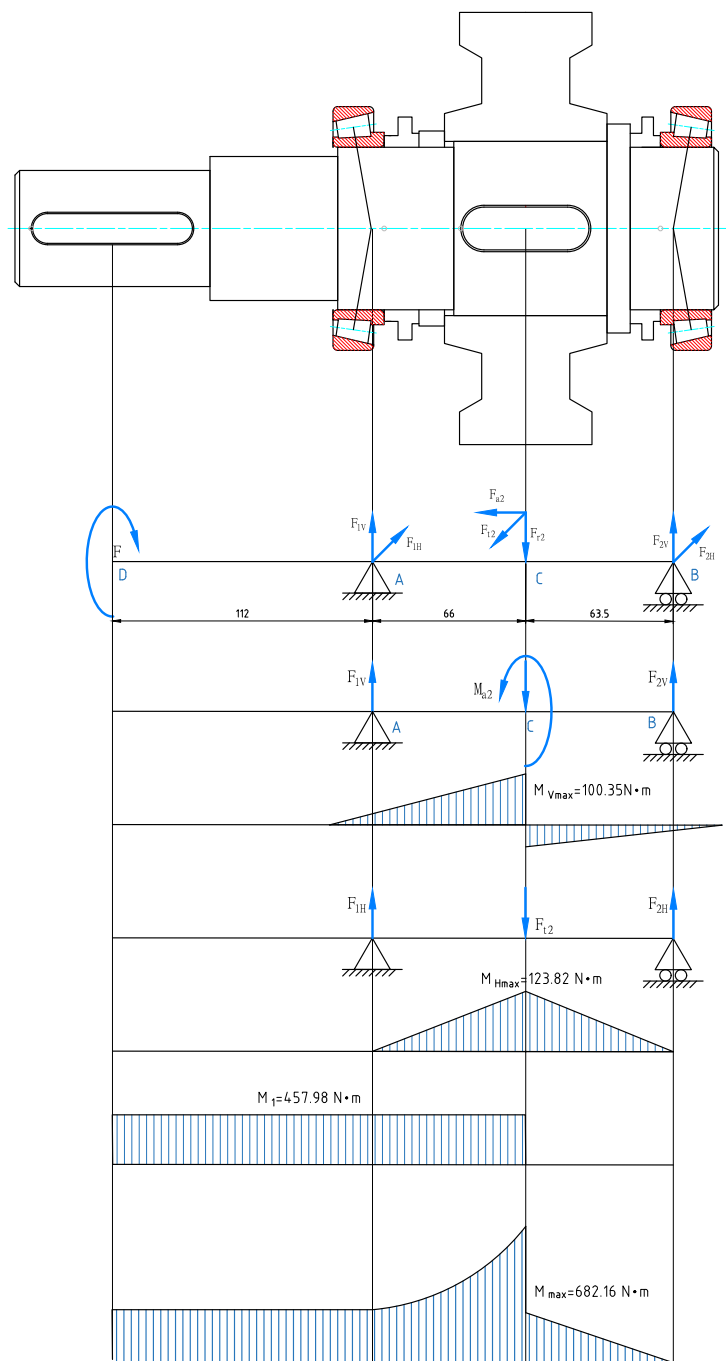


图 3.4: 蜗轮轴扭矩图

5. 轴上零件的定位与连接方式

- (1) 联轴器与轴的定位采用 A 型平键连接, 参数为:GB/T 1096 键 18×70, 也采用完全对称偏差配合.
- (2) 轴承端盖通过轴承套筒定位, 不与轴连接.
- (3) 套筒通过凸台, 轴肩定位, 与轴采用间隙配合 $\frac{H7}{h6}$

(4) 滚动轴承用轴肩定位, 采用过盈配合 $\frac{P7}{h6}$,

(5) 出轮轮毂与轴采用过盈配合 $\frac{H7}{r6}$

6. 蜗轮轴 (低速轴) 键的校核 设载荷为均匀分布, 可以计算得到该平键的挤压强度条件:

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4 \cdot 457.98 \cdot 10^2}{18 \cdot 10 \cdot 70} = 14.54 \leq [\sigma_p] = 60 \text{ MPa}$$

选取钢作为轮毂的材料, 由以上计算可知, 键的选取满足要求。

7. 轴承的校核 根据所选参数可知, 蜗轮轴上的滚动轴承参数为: 轴承选取 30214 GB/T 297-2015, 其参数为: $d \times D \times B = 70 \times 125 \times 22$ 长度为 $L_3 = 15 + 11 + 24 = 50 \text{ mm}$, 其额定动载荷为 $C_r = 132000 \text{ N}$ 极限转速为 3000, 寿命取 10000h 由受力分析易得右端为压紧端, 查表可得 f_t (温度系数) = 1, f_p (载荷系数) = 1, $\epsilon = \frac{3}{10}$ 由公式

$$C_r = \frac{f_p P}{f_t} \left(\frac{60n}{10^6} L_h \right)^{\frac{1}{\epsilon}}$$

$$132000 = \frac{1 \times P}{1} \left(\frac{60 \times 50}{10^6} \times 10^4 \right)^{\frac{3}{10}}$$

$$P = F_r = \frac{132000}{30^{0.3}} = 4785 > 3826.09 \text{ N}$$

所以轴承满足要求。

第四章 减速器箱体及附件的设计

根据计算的数据与经验, 求得箱体的推荐尺寸如下:

箱座壁厚	$\delta = 9.4 \text{ mm}$	$0.04a + 3 \geq 8 \text{ mm}$
箱盖壁厚	$\delta_1 = 9.4 \text{ mm}$	$\approx \delta$
箱座凸缘厚度	$b = 14.1 \text{ mm}$	1.5δ
箱盖凸缘厚度	$b_1 = 14.1 \text{ mm}$	$1.5\delta_1$
箱座底凸缘厚度	$b_2 = 23.5 \text{ mm}$	2.5δ
地脚螺栓直径	$d_f = 17.76 \text{ mm}$	$0.036a + 12$
地脚螺栓数目	$n = 4$	4
轴承旁联接螺栓直径	$d_1 = 13.32 \text{ mm}$	$0.75d_f$
箱盖与箱座联接螺栓直径	$d_2 = 8.88 \sim 10.66$	$(0.5 \sim 0.6)d_f$
联接螺栓 d_2 的间距	$l = 175 \text{ mm}$	150 ~ 200
轴承端盖螺钉直径	$d_3 = 7.10 \sim 8.88$	$(0.4 \sim 0.5)d_f$
窥视孔盖螺钉直径	$d_4 = 5.32 \sim 7.10$	$(0.3 \sim 0.4)d_f$
定位销直径	d	$(0.7 \sim 0.8)d_2$
轴承旁凸台半径	R_1	c_2
凸台高度	h	d_1
外箱壁到轴承座端面距离	l_1	$c_1 + c_2(5 \sim 8)$
蜗杆外圆与内壁距离	$\Delta_1 > 11.28$	$> 1.2\delta$
蜗轮轮毂端面与内壁距离	$\Delta_2 > 9.40$	$> \delta$
箱盖肋厚、拉拉	$m_1 = 7.99 \text{ mm}$	$m_1 \sim 0.85\delta_1$
箱座肋厚	$m_2 = 7.99 \text{ mm}$	$m_2 \sim 0.85\delta$
轴承端盖外径	D_2	$4D + (5 \sim 5.5)d_3$
轴承端盖凸缘厚度	t	$(1 \sim 1.2d_3)$
轴承旁联接螺栓距离	S	$S \sim D_2$

表 4.1: 箱体经验尺寸

4.1 检查孔和视孔盖

检查孔用于检查传动件的啮合情况、润滑状态、接触斑点及齿侧间隙，还可用来注入润滑油，故检查孔应开在便于观察传动件啮合区的位置，其尺寸大小应便于检查操作。

视孔盖可用铸铁、钢板制成，它和箱体之间应加密封垫，还可在孔口处加过滤装置，以过滤注入油中的杂质。参照表

4.2 放油螺塞

放油孔应设在箱座底面最低处或设在箱底。箱外应有足够的空间，以便于放容器，油孔下也可制出唇边，以利于引油流到容器内。放油螺塞常为六角头细牙螺纹，在六角头与放油孔的接触面处，应加封油圈密封。放油螺塞及对应油封圈尺寸如下图所示：

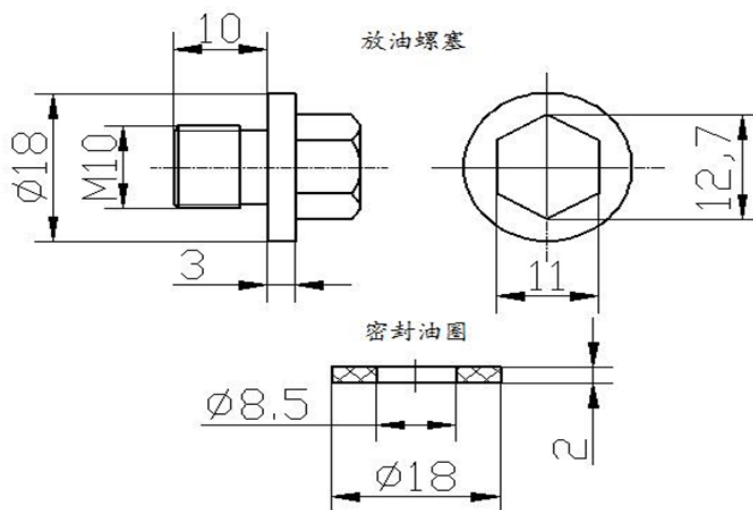


图 4.1: 放油螺塞

4.3 油标

油标用来指示油面高度，应设置在便于检查及油面较稳定之处。本设计采用杆式油标，杆式油标结构简单，其上有刻线表示最高及最低油面。油标安置的位置不能太低，以防油溢出。其倾斜角度应便于油标座孔的加工及油标的装拆。查辅导书手册，具体结构和尺寸如下：

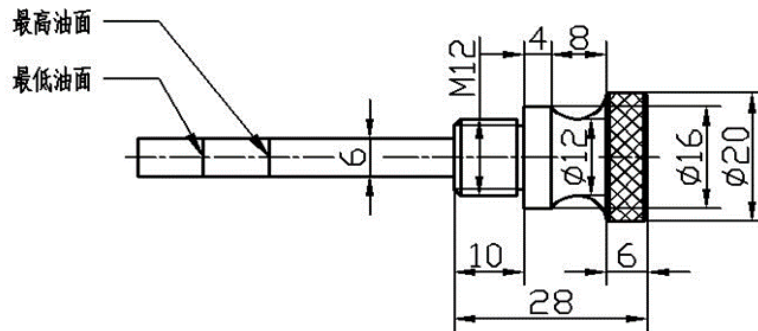


图 4.2: 油标

4.4 通气器

通气器用于通气，使箱体内外气压一致，以避免由于运转时箱体内温度升高，内压增大，而引起减速器润滑油的渗漏。简易的通气器钻有丁字形孔，常设置在箱顶或检查孔盖上，用于较清洁的环境。较完善的通气器具有过滤网及通气曲路，可减少灰尘进入。查辅导书手册，本设计采用通气器型号及尺寸如下：

4.5 起吊装置

起吊装置用于拆卸及搬运减速器。它常由箱盖上的吊孔和箱座凸缘下面的吊耳构成。也可采用吊环螺钉拧入箱盖以吊小型减速器或吊起箱盖。本设计中所采用吊孔（或吊环）和吊耳的示例和尺寸如下图所示：

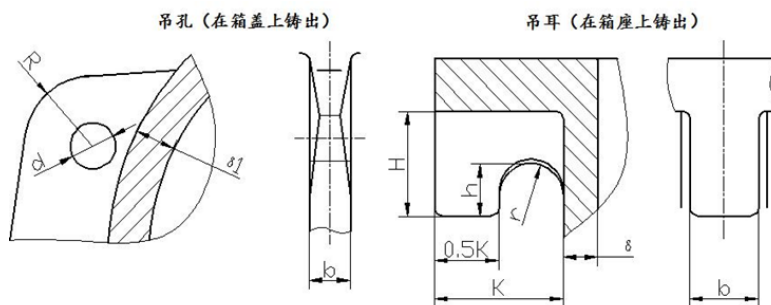


图 4.3: 吊耳

4.6 起盖螺钉

为便于起箱盖，可在箱盖凸缘上装设 2 个起盖螺钉。拆卸箱盖时，可先拧动此螺钉顶起箱盖。起盖螺钉钉头部位应为圆柱形，以免损坏螺纹。本设计起盖螺钉尺寸如下：

4.7 定位销

保证箱体轴承孔的加工精度与装配精度，应在箱体连接凸缘上相距较远处安置两个圆锥销，并尽量放在不对称位置，以使箱座与箱盖能正确定位。为便于装拆，定位销长度应大于连接凸缘总厚度。本设计定位销尺寸如下：

设计小结

这次关于蜗轮蜗杆减速器（闭式齿轮传动）的课程设计是我们真正理论联系实际、深入了解设计概念和设计过程的实践考验,对于提高我们机械设计的综合素质大有用处。通过两个星期的设计实践,使我对机械设计有了更多的了解和认识,为我们以后的工作打下了坚实的基础。

1. 机械设计是机械工业的基础,是一门综合性相当强的技术课程,它融《机械原理》、《机械设计》、《理论力学》、《材料力学》、《公差与配合》、《CAD 实用软件》、《机械工程材料》、《机械设计手册》等于一体。
2. 这次的课程设计,对于培养我们理论联系实际的设计思想;训练综合运用机械设计和有关先修课程的理论,结合生产实际关系和解决工程实际问题的能力;巩固、加深和扩展有关机械设计方面的知识等方面有重要的作用。
3. 在这次的课程设计过程中,综合运用先修课程中所学的有关知识与技能,结合各个教学实践环节进行机械课程的设计,一方面,逐步提高了我们的理论水平、构思能力、工程洞察力和判断力,特别是提高了分析问题和解决问题的能力,为我们以后对专业产品和设备的设计打下了宽广而坚实的基础
4. 设计中还存在不少错误和缺点,需要继续学习和掌握有关机械设计的知识,继续培养设计习惯和思维从而提高设计实践操作能力
5. 本次设计得到了指导老师的细心帮助和支持。衷心的感谢老师的指导和帮助。

参考文献

- [1] 《GB/T 28575-2012 YE3 系列 (IP55) 超高效率三相异步电动机技术条件》
- [2] 濮良贵、陈国定、吴立言.《机械设计第 9 版》. 北京, 高等教育出版社,
- [3] 龚桂义. 机械设计课程设计图册
- [4] 王之栎, 王大康. 机械设计综合课程设计 [M]. 机械工业出版社, 2009.
- [5] 陈云飞卢玉明. 机械设计基础 (第 7 版)[M]. 高等教育出版社, 2008.
- [6] 同济大学、上海交通大学等院校《机械制图》编写组. 机械制图. 第 6 版 [M]. 高等教育出版社, 2010.