

带式运输机传动装置设计

王瀚

2022 年 1 月 6 日

机械设计课程设计

计算说明书

设计题目：带式运输机传动装置设计

焊接技术与工程 专业 1929101 班

设计者 王 瀚

指导教师 赵永强

2022 年 1 月 6 日

哈尔滨工业大学

目录

1	传动装置的总体设计	5
1.1	电动机的选择	5
1.1.1	选择电动机的类型	5
1.1.2	选择电动机的容量	5
1.1.3	确定电动机转速	5
1.2	计算传动装置总传动比并分配传动比	6
1.3	计算传动装置各轴的运动及动力参数	7
1.3.1	各轴的转速	7
1.3.2	各轴的输入功率	7
1.3.3	各轴的输出转矩	7
2	传动件设计	8
2.1	选择齿轮材料、热处理方式和精度等级	8
2.2	齿轮相关参数的选择	8
2.3	按照齿面接触疲劳强度设计齿轮并确定其它参数	9
2.4	校核齿根弯曲疲劳强度	10
3	减速器装配草图的设计	10
3.1	草图准备	10
3.1.1	选定联轴器类型	10
3.1.2	确定滚动轴承类型	11
3.1.3	确定滚动轴承的润滑和密封方式	11
3.1.4	确定轴承端盖的结构形式	11
3.1.5	确定减速器机体的结构方案	11
3.2	草图第一阶段	12
3.2.1	间距确定	12
3.2.2	I 轴系部件设计	12
3.2.3	II 轴轴系部件设计	14
3.2.4	III 轴轴系部件设计	15

目 录	4
3.2.5 轴系部件校核计算	17
3.3 草图第二阶段	28
3.3.1 传动件的结构设计	28
3.3.2 轴承端盖设计	29
3.3.3 套筒设计	30
3.4 草图第三阶段	30
3.4.1 减速器机体的结构设计	30
3.4.2 减速器的附件设计	31
4 结语和参考文献	32

1 传动装置的总体设计

在该小节中, 功率的单位是 kW, 扭矩的单位是 $\text{N} \cdot \text{m}$, 转速的单位是 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。

1.1 电动机的选择

1.1.1 选择电动机的类型

根据设计要求和条件选用 Y 系列三相笼型异步电动机, 其结构为全封闭自扇冷式结构, 电压为 380 V。

1.1.2 选择电动机的容量

根据设计数据, 工作机的有效功率为

$$P_W = \frac{Fv}{1000} = \frac{1900 \times 1.1}{1000} = 2.09$$

从电动机到工作机输送带之间的总效率为:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1^2 \cdot \eta_2^4 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4$$

式中,

η_1 ——联轴器效率;

η_2 ——滚动轴承效率;

η_3 ——齿轮传动效率;

η_4 ——卷筒的传递效率。

由参考文献 [2] 的表 9.1 取 $\eta_1 = 0.99$ 、 $\eta_2 = 0.98$ 、 $\eta_3 = 0.97$ 、 $\eta_4 = 0.96$, 则

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1^2 \cdot \eta_2^4 \cdot \eta_3^2 \cdot \eta_4 = 0.817$$

所以电动机所需工作功率为

$$P_d = \frac{P_W}{\eta_{\Sigma}} = 2.56$$

1.1.3 确定电动机转速

按参考文献 [2] 表 9.2 推荐的传动比合理范围, 二级圆柱齿轮减速器传动比 $i_{\Sigma}' = 8 \sim 40$, 而工作机卷筒轴的转速为

$$n_W = \frac{60 \times 1000v}{\pi d} = \frac{60 \times 1000 \times 0.85}{\pi \times 250} \approx 65$$

所以电动机转速的可选范围为

$$n_d = i_{\Sigma} n_W = (8 \sim 40) \times 85 = 680 \sim 3400$$

符合这一范围的同步转速有 750、1000、1500 和 3000 四种。综合考虑电动机和传动装置的尺寸、质量、及价格等因素，为使传动装置结构紧凑，决定选用同步转速为 1500 的电动机。

根据电动机类型、容量和转速，查参考文献 [2] 表 15.1 选定电动型号为 Y100L2-4，其主要性能如下表：

表 1.1: Y100L2-4 型电动机的主要性能

电动机型号	额定功率	满载转速	起动转矩/额定转矩	最大转矩/额定转矩
Y100L2-4	3.2	1420	2.2	2.2

表 1.2: Y100L2-4 型电动机的主要性能

型号	<i>H</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i> × <i>GD</i>	<i>G</i>
Y100L	100	160	140	63	28	60	8 × 7	24
<i>K</i>	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>b</i> ₂	<i>h</i>	<i>AA</i>	<i>BB</i>	<i>HA</i>	<i>L</i> ₁
12	205	180	105	245	40	176	14	380

1.2 计算传动装置总传动比并分配传动比

总传动比 i_{Σ} 为

$$i_{\Sigma} = \frac{n_M}{n_W} = \frac{940}{85} = 16.71$$

分配传动比

$$i_{\Sigma} = i_I i_{II}$$

考虑润滑条件，为使结构紧凑，各级传动比均在推荐值范围内，取 $i_I = 1.4 i_{II}$ ，故

$$i_I = \sqrt{1.4 i_{\Sigma}} = 4.9$$

$$i_{II} = \frac{i_{\Sigma}}{i_I} = 3.41$$

1.3 计算传动装置各轴的运动及动力参数

1.3.1 各轴的转速

I 轴:

$$n_I = n_M = 1420$$

II 轴:

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_I} = 289.8$$

III 轴:

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_I} = 85$$

卷筒轴:

$$n = n_{III} = 85$$

1.3.2 各轴的输入功率

I 轴:

$$P_I = P_d \eta_1 = 2.5344$$

II 轴:

$$P_{II} = P_I \eta_2 \eta_3 = 2.41$$

III 轴:

$$P_{III} = P_{II} \eta_2 \eta_3 = 2.29$$

卷筒轴:

$$P = P_{III} \eta_2 \eta_1 = 2.22$$

1.3.3 各轴的输出转矩

电动机的输出转矩:

$$T_d = 9550 \frac{P_d}{n_M} = 17.22$$

I 轴:

$$T_I = T_d \eta_1 = 17.04$$

II 轴:

$$T_{II} = T_I \eta_2 \eta_3 i_I = 79.39$$

III 轴:

$$T_{III} = T_{II} \eta_2 \eta_3 i_{II} = 257.36$$

卷筒轴:

$$T = T_{\text{III}}\eta_2\eta_1 = 249.69$$

将以上结果汇总到表, 如下:

表 1.3: 带传动装置动力和运动数据

轴名	功率	转矩	转速	传动比	η
电机轴	2.56	17.32	1420	—	0.99
I 轴	2.5344	17.04	1420	1	0.99
II 轴	2.41	29.39	289.8	4.9	0.95
III 轴	2.29	257.30	85	3.41	0.95
卷筒轴	2.22	249.69	85	1	0.97

2 传动件设计

这里我们的工作主要集中在齿轮的选择上。这里我们不妨将 I 轴上的主动轮叫做齿轮 a, 将 II 轴上的从动轮叫做齿轮 b, 将 II 轴上的主动轮叫做齿轮 c, 将 III 轴上的从动轮叫做齿轮 d。

本节扭矩的单位是 $\text{N} \cdot \text{mm}$, 长度的单位为 mm , 应力的单位为 MPa

2.1 选择齿轮材料、热处理方式和精度等级

考虑到带式运输机的结构紧凑性, 四个齿轮均采用 40Cr, 采用软齿面。两个主动齿轮调质处理, 两个从动齿轮正火处理, 选用 8 级精度。

2.2 齿轮相关参数的选择

a) 四个齿轮的齿数

经过反复计算, 我们选择了如下参数: $z_a = 19$, $z_b = 93$, $z_c = 29$, $z_d = 99$, 满足 $i_{\text{I}} = 4.9$, $i_{\text{II}} = 3.41$ 。

b) 四个齿轮的齿宽系数的确定

参考 [3], 我们得到齿宽系数 $\phi_d = 1$ 。

c) 载荷系数的确定

机器在运行的过程中受到轻微冲击, 又是电机驱动, 故根据 [3] 可知, 载荷系数 $K = 1.2$

d) 齿数比 u_{ab} 和 u_{cd}

经过计算,

$$u_{ab} = \frac{z_b}{z_a} = 4.92$$

$$u_{cd} = \frac{z_d}{z_c} = 3.41$$

2.3 按照齿面接触疲劳强度设计齿轮并确定其它参数

a) 齿轮 a 和齿轮 b

$$T_1 = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 1.704 \times 10^4$$

$$[\sigma_H] = \min \left\{ [\sigma_H]_{a,c}, [\sigma_H]_{b,d} \right\} = 700$$

a 的分度圆直径

$$d_a \geq 76.6 \sqrt[3]{\frac{KT_1(u_{ab} + 1)}{\phi_d u_{ab} [\sigma_H]^2}} = 28.26$$

a、b 齿轮的模数 a、b 齿轮的分度圆直径经过计算, $m_{ab} \geq \frac{d_a}{z_a} \approx 1.48$, 为了取整令 $m_{ab} = 1.5$ 。由此得出 $d_a = 28.5$, $d_b = z_b m_{ab} = 139.5$ 。

a 和 b 齿轮的中心距

$$a_{ab} = \frac{m_{ab}(z_a + z_b)}{2} = 84$$

a 和 b 齿轮的齿宽

a 的齿宽 $b_a = \phi_d d_a = 28.5$, 故最终确定 $b_b = 25$, $b_a = 30$ 。

b) 齿轮 c 和齿轮 d

$$T_1 = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 7.939 \times 10^4$$

$$[\sigma_H] = \min \left\{ [\sigma_H]_{a,c}, [\sigma_H]_{b,d} \right\} = 700$$

a 的分度圆直径

$$d_c \geq 76.6 \sqrt[3]{\frac{KT_2(u_{cd} + 1)}{\phi_d u_{cd} [\sigma_H]^2}} = 28.95$$

c、d 齿轮的模数和 c、d 齿轮的分度圆直径经过计算, $m_{ab} \geq \frac{d_a}{z_a} \approx 1.43$, 由于是输出轴, 动力较大, 为了防止过载, 令 $m_{cd} = 2$ 。由此得出 $d_c = 62$, $d_d = z_d m_{cd} = 202$ 。

c 和 d 齿轮的中心距

$$a_{cd} = \frac{m_{cd}(z_c + z_d)}{2} = 128$$

c 和 d 齿轮的齿宽

c 的齿宽 $b_c = \phi_d d_c = 58$, 故最终确定 $b_c = 60$, $b_d = 55$ 。

2.4 校核齿根弯曲疲劳强度

a) 齿轮 a 和齿轮 b

由 [3], 得到 $\sigma_{\text{Flim}a,c} = 220$, $\sigma_{\text{Flim}b,d} = 170$, $[\sigma]_F = \frac{Y_N \sigma_{\text{Flim}}}{S_F}$, 查得安全系数 $S_F = 1.25$,

$Y_{Fa} = 1.97$, $Y_{Fb} = 2.22$ 。 $\sigma_{Fb} = \frac{2KT_1 Y_{Fb}}{b_b d_b m_{ab}} = 4.21 \ll [\sigma]_{Fb,d}$

在强度许用范围内, 故齿轮 a 和齿轮 b 能够安全工作。

b) 齿轮 c 和齿轮 d

由 [3], 得到 $\sigma_{\text{Flim}a,c} = 220$, $\sigma_{\text{Flim}b,d} = 170$, $[\sigma]_F = \frac{Y_N \sigma_{\text{Flim}}}{S_F}$, 查得安全系数 $S_F = 1.25$,

$Y_{Fc} = 1.97$, $Y_{Fd} = 2.22$ 。 $\sigma_{Fd} = \frac{2KT_1 Y_{Fd}}{b_d d_d m_{cd}} = 4.21 \ll [\sigma]_{Fb,d}$

在强度许用范围内, 故齿轮 c 和齿轮 d 能够安全工作。

综上所述, 最终四个齿轮的参数列于下表:

表 2.1: 齿轮 a、b、c、d 的相关参数

齿轮序号	模数 m	齿数 z	分度圆直径 d	齿顶圆直径 d_a	齿根圆直径 d_f	中心距 a
a	1.5	19	28.5	31.5	14.75	84
b		93	139.5	142.5	135.75	
c	2	29	58	62	57	128
d		99	198	202	193	

3 减速器装配草图的设计

在未特殊写明单位的情况下, 本节的默认长度单位是 mm, 扭矩单位是 N·mm, 转速的单位是 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$, 力的单位是 N。

3.1 草图准备

3.1.1 选定联轴器类型

对于连接电动机和减速器高速轴的联轴器, 为了减小启动转矩, 其联轴器类型应具有较小的转动惯量和较好的减震性能, 故采用弹性柱销联轴器, 对于低速轴和工作机相连的联轴器, 因其转速较低, 转矩较大, 考虑到本设计安装时不易保证同心度, 采用具有良好补偿位移偏差的凸缘联轴器。

3.1.2 确定滚动轴承类型

对于高速级斜齿圆柱齿轮传动，因有轴向力相比于径向力小很多，选择深沟球轴承；低速级也同样采用圆锥滚子轴承。

3.1.3 确定滚动轴承的润滑和密封方式

由前面计算可知高速级齿轮线速度，低速级齿轮线速度，故滚动轴承采用 L-AN68 润滑油润滑，并在轴上安装挡油板。考虑减速器工作环境有尘，轴颈圆周速度，故采用唇型圈密封。

3.1.4 确定轴承端盖的结构形式

凸缘式轴承端盖调整轴承间隙比较方便，密封性能也好，故选用凸缘式轴承端盖，采用铸铁铸造成型。

3.1.5 确定减速器机体的结构方案

考虑工艺性能、材料消耗和制造成本，选用剖分式机体，铸铁材料铸造成型。结构示例图如下图所示：

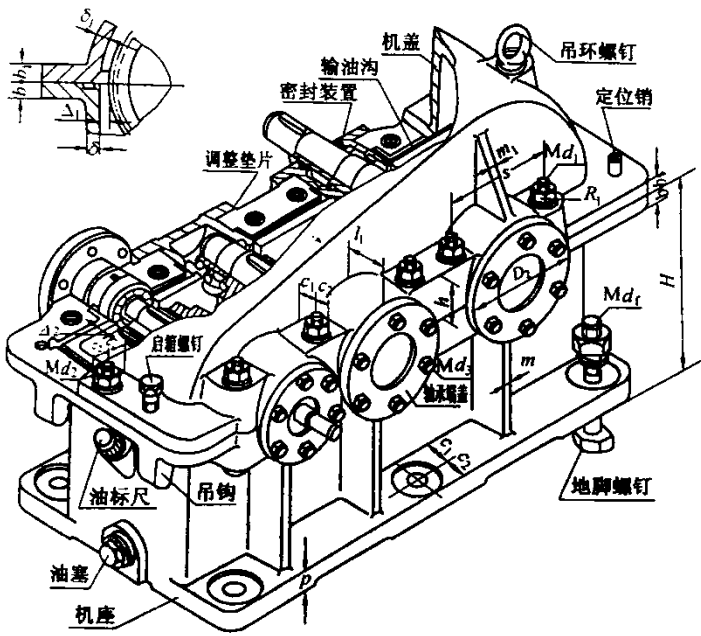


图 3.1: 减速器机体结构示意图

与机体有关零件的结构尺寸见下表：

表 3.1: 机体零件尺寸

名称	符号	尺寸关系	尺寸大小
基座壁厚	δ	$0.025a + 3 \geq 8$	8
机盖壁厚	δ_1	$0.02a + 3 \geq 8$	8
机座凸缘厚度	b	1.5δ	12
机盖凸缘厚度	b_1	$1.5\delta_1$	12
机座底凸缘厚度	p	2.5δ	20
地脚螺钉直径	d_f	$0.036a + 12$	16
地脚螺钉数目	n	$n = 6$	6
轴承旁连接螺栓直径	d_1	$0.75d_f$	M12
机盖与机座连接螺栓直径	d_2	$(0.5 \sim 0.6)d_f$	M10
轴承端盖螺栓直径	d_3	$(0.4 \sim 0.5)d_f$	M8
窥视孔盖螺栓直径	d_4	$(0.3 \sim 0.4)d_f$	M6
定位销直径	d	$(0.7 \sim 0.8)d_2$	8
d_f 、 d_1 、 d_2 至外壁距离	c_1	——	22
d_f 、 d_2 至凸缘距离	c_2	——	20
轴承旁凸台半径	R_1	c_2	20
凸台高度	H	根据低速轴的轴承外径确定	40
外机壁至轴承座端面距离	l_1	$c_1 + c_2 + (5 \sim 8)$	48
内机壁至轴承座端面距离	l_2	$\delta + c_1 + c_2 + (5 \sim 8)$	56
大齿轮顶圆与内机壁距离	Δ_1	$> 1.2\delta$	10
齿轮端面与内机壁距离	Δ_2	$\geq \delta$	10
机盖、机座肋厚	m_1 、 m	$m_1 \approx 0.85\delta_1$, $m \approx 0.85\delta$	7
轴承端盖外径	D_2	轴承座孔径 $+(5 \sim 5.5)d_3$	92, 132
轴承端盖凸缘厚度	e	$(1 \sim 1.2)d_3$	8
轴承旁连接螺栓距离	s	$s \approx D_2$	视具体轴承而定

3.2 草图第一阶段

3.2.1 间距确定

取 II 轴上两齿轮轴向间距 $\Delta_4 = 10$, 取中间轴上齿轮 2 端面至机体内壁的距离 $\Delta_5 = 10$ 。

3.2.2 I 轴系部件设计

i 初选轴径 d_{min} , 并根据相配联轴器的尺寸确定轴径 d_1 和长度 L_1

对于转轴,按扭转强度初算轴径,由参考文献 [2] 表 9.4 得, $C=106\ 118$, 考虑轴端弯矩比转矩小, 取 $C=106$, 则

$$d_{\min} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \approx 12.86$$

由于电机输出轴直径是 28, 经过联轴器的选取确定 I 轴的最小轴径是 20。

ii 选择轴的材料

因齿轮和轴径相差不大, 所以制成齿轮轴, 轴的材料也是 40Cr。

iii 确定轴的轴向固定方式

因为齿轮减速器输出轴的跨距不大, 且工作温度变化不大, 故轴向固定采用两端固定方式。

iv 联轴器及轴段①

前面计算的 d_{\min} 即为轴段①的直径, 又考虑轴段①上安装联轴器, 因此轴段①的设计与联轴器的设计同时进行。

由前面设计可知, 选用弹性柱销联轴器。

由参考文献 [2] 表 13.1 查询可得 GB/T 5014-2003 中的 LX2 型弹性柱销联轴器符合要求, 其参数为: 公称转矩 $560\text{N}\cdot\text{m}$, 许用转速为 6300, 轴孔直径范围是 $20 \sim 35$ 。满足电动机轴径要求。取与电动机轴相连端轴径 28, 轴孔长度 62, J 型轴孔, 选用 A 型键, 联轴器主动端代号为 LX2 28×62 GB/T 5014。

相应的, 轴段①的直径 $d_1 = 20$, 轴段长度应该比联轴器略短, 故取其长度为 $l_1 = 61$

v 密封圈与轴段②

联轴器右端采用轴肩固定, 取轴肩高度 $h = 2.45 \sim 3.5$, 相应的轴段 的直径范围为 $24.9 \sim 27$, 查机械设计手册, 选用轴径为 25 的唇型圈油封中, 则轴段 的直径 $d_2 = 25$ 。

vi 轴承与轴段②及轴段⑥

由前面设计知, 轴承类型为深沟球轴承, 暂取轴承型号为 6205, 由参考文献 [2] 表 12.1 查得内径 $d = 25$, 外径 $D = 52$, 宽度 $B = 15$, 故轴段②的直径 $d_2 = 25$ 。轴段⑥的直径应与轴段②相同, 即 $d_6 = 25$ 。

vii 轴段③及轴段⑤

取过渡轴段 $d_3 = d_5 = 27$ 。

viii 机体与轴段②③⑤⑥的长度

因采用凸缘式轴承盖, 其凸缘厚度 $e = 8$ 。由于所选联轴器不影响轴承端盖螺栓的拆卸, 轴肩与轴承端盖之间的间隙取 $K = 18$ 。

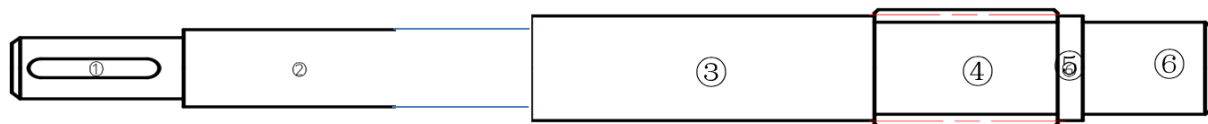
在确定齿轮、机体、轴承、轴承盖的相互位置与尺寸之后, 即可确定各轴段的长度。轴段②⑥的长度 $l_2 = 75$, $l_6 = 20$; 轴段③的长度 $l_3 = 75$; 轴段⑤的长度 $l_5 = 78$ 。

轴的各部分尺寸均确定。取联轴器轮毂中间位置为力的作用点, 可得跨距 $A_1 = 42.5$, $B_1 = 100.5$, $C_1 = 98.5$ 。

轴段④长度为 $l_4 = 30$, 由于是齿轮轴所以认为轴径为齿轮分度圆的尺寸。

完成的结构草图如下所示:

图 3.2: 轴 I 的结构草图



3.2.3 II 轴轴系部件设计

i 选择轴的材料

因传递功率不大, 且对质量与结构尺寸无特殊要求, 故选用 45 钢并进行调质处理。

ii 初选轴径 d_{min} , 并根据相配联轴器的尺寸确定轴径 d_1 和长度 L_1

对于转轴, 按扭转强度初算轴径, 由参考文献 [2] 表 9.4 得, $C=106\ 118$, 考虑轴端弯矩比转矩小, 取 $C=106$, 则

$$d_{min} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \approx 21.48$$

考虑键槽影响, 将计算值加大 5%, 取 $d_{min} = 25$ 。

iii 确定轴的轴向固定方式

因为齿轮减速器输出轴的跨距不大, 且工作温度变化不大, 故轴向固定采用两端固定方式。

iv 轴承与轴段①及轴段⑤

由前面设计知, 轴承类型为深沟球轴承, 取轴承型号为 6205, 由参考文献 [2] 表 12.4 表 12.1 查得内径 $d = 25$, 外径 $D = 52$, 宽度 $B = 15$, 故轴段①的直径 $d_1 = 25$ 。

轴段⑤的直径应与轴段①相同, 即 $d_5 = 25$ 。

v 齿轮 c 与轴段②

为了便于齿轮的安装, d_2 应略大于 d_1 , 取 $d_2 = 30$, 齿轮 c 左端用套筒固定, 则轴段②的长度应略小于齿轮 3 的宽度 b_c , 取 $l_2 = 58$ 。

vi 轴段③

齿轮 c 右端用轴肩固定, 轴肩高度 $h = 2.45 \sim 3.5$, 取相应的轴段③的直径范围为 $38.9 \sim 41$, 故 $d_3 = 36$ 。

vii 齿轮 b 与轴段④

齿轮 b 左端也用轴肩固定。可取 $d_4 = 30$ ，齿轮 b 右端用套筒固定，则轴段④的长度应略小于齿轮 b 的宽度 b_b ，取轴段④的长度 $l_4 = 23$ 。

viii 轴段①⑤的长度

由草图得 $l_1 = 37$ ， $l_5 = 40$ 。

轴的各部分尺寸均确定。取联轴器轮毂中间位置为力的作用点，可得跨距 $A_2 = 69$ ， $B_2 = 52.5$ ， $C_2 = 57.5$ 。完成的结构草图如下所示：

图 3.3: 轴 II 的结构草图



(9) 键连接设计 齿轮 b、齿轮 c 与轴之间采用 A 型普通平键连接，型号分别为：

键 8×20 GB/T 1096-2003， $h = 7$ ， $t = 4.0$

键 8×56 GB/T 1096-2003， $h = 7$ ， $t = 4.0$

3.2.4 III 轴轴系部件设计

i 选择轴的材料

因传递功率不大，且对质量与结构尺寸无特殊要求，故选用 45 钢并进行调质处理。

ii 初选轴径 d_{min} ，并根据相配联轴器的尺寸确定轴径 d_1 和长度 L_1

对于转轴，按扭转强度初算轴径，由参考文献 [2] 表 9.4 得， $C = 106 \sim 118$ ，考虑轴端弯矩比转矩小，取 $C = 106$ ，则

$$d_{min} = C \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \approx 31.78$$

iii 确定轴的轴向固定方式

因为齿轮减速器输出轴的跨距不大，且工作温度变化不大，故轴向固定采用两端固定方式。

iv 联轴器及轴段①

前面计算的 d_{min} 即为轴段①的直径，又考虑轴段①上安装联轴器，因此轴段①的设计与联轴器的设计同时进行。

由前面设计可知，选凸缘联轴器。由参考文献 [2] 表 13.4 查询可得 GB/T 5843-2003 中公称转矩 $500 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的凸缘联轴器满足要求，其许用转速为 8000，轴孔直径范围是 $30 \sim 42$ 。取

与轴相连端轴径 32, 轴孔长度为 $L_1 = 70 = 82$, J 型轴孔。相应的, 轴段①的直径 $d_1 = 32$, 取其长度为 $l_1 = 82$ 。

v 密封圈与轴段②

联轴器右端采用轴肩固定, 取轴肩高度 $h = 2.52 \sim 3.6$ 。查机械设计手册, 选用轴径为 35 的唇型密封圈, 则轴段 的直径 $d_2 = 35$ 。

vi 轴承与轴段②及轴段⑥

由前面设计知, 轴承类型为深沟球轴承, 取轴承型号为 6207, 由参考文献 [2] 表 12.1 查得内径 $d = 35$, 外径 $D = 72$, 宽度 $B = 17$ 。故轴段②的直径 $d_2 = 35$ 。

轴段⑥的直径应与轴段 ②相同, 即 $d_6 = 45$ 。

vii 轴段⑤

为了便于齿轮的安装, d_5 应略大于 d_6 , 取 $d_5 = 40$, 齿轮 c 右端用套筒固定, 则轴段⑤的长度应略小于齿轮 d 的宽度 b_d , 取 $l_5 = 53$ 。

viii 轴段④

齿轮 d 右端用轴肩固定, 取轴肩高度 $h = 3.36 \sim 4.8$, 取轴段④的直径 $d_4 = 46$ 。

ix 轴段③

取过渡轴段③直径 $d_3 = 40$ 。

x 机体与轴段②③④⑥的长度

因采用凸缘式轴承盖, 其凸缘厚度 $e = 8$ 。由于所选联轴器不影响轴承端盖螺栓的拆卸, 轴肩与轴承端盖之间的间隙取 $K = 14$ 。

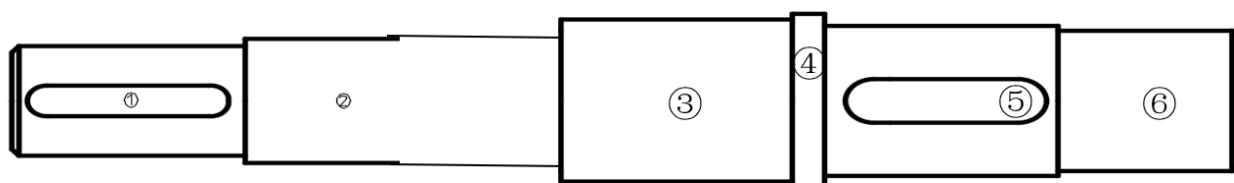
在确定齿轮、机体、轴承、轴承盖的相互位置与尺寸之后, 即可确定各轴段的长度。

取轴段②的长度 $l_2 = 65$; 由草图得: 轴段⑥的长度 $l_6 = 42$; 轴段③的长度 $l_3 = 53$ 。取轴段④的长度 $l_4 = 10$ 。

轴的各部分尺寸均确定。取联轴器轮毂中间位置为力的作用点, 可得跨距 $A_3 = 97.5$, $B_3 = 96$, $C_3 = 59$ 。

完成的结构草图如下所示。

图 3.4: 轴 III 的结构草图



xi 键连接设计

联轴器和齿轮 d 与轴之间采用 A 型普通平键连接，型号分别为：

键 10 × 80 GB/T 1096-2003， $h = 8$ ， $t = 5.0$

键 12 × 50 GB/T 1096-2003， $h = 8$ ， $t = 5.0$

3.2.5 轴系部件校核计算

i 对 I 轴的校核

A 轴的受力分析

a 画受力简图

圆周力

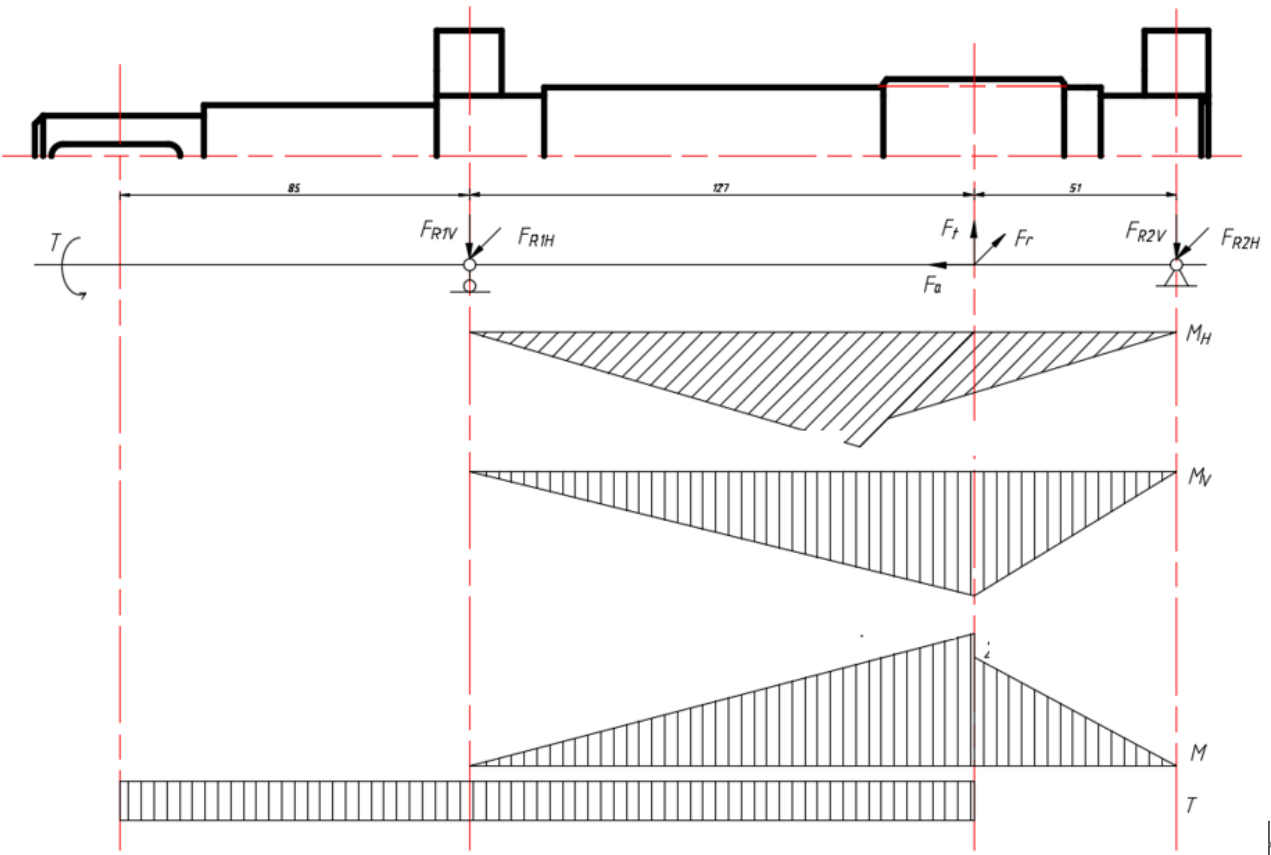
$$F_t = \frac{2T_1}{d} = 1215.44$$

径向力

$$F_r = F_t \tan 20^\circ = 442.38$$

b 计算支反力

图 3.5: 轴 I 的支反力图



在水平面上：

$$F_{R1H} = \frac{F_r \cdot C_1 + F_a \cdot \frac{d}{2}}{B_1 + C_1} = 218.97$$

$$F_{R2H} = F_r - F_{R1H} = 223.41$$

在垂直平面上:

$$F_{R1V} = \frac{F_t \cdot C_1}{B_1 + C_1} = 601.61$$

$$F_{R2V} = F_t - F_{R1V} = 613.83$$

轴承 1 的总的支反力为

$$F_{R1} = \sqrt{F_{R1H}^2 + F_{R1V}^2} = 640.22$$

轴承 2 的总的支反力为

$$F_{R2} = \sqrt{F_{R2H}^2 + F_{R2V}^2} = 653.22$$

c 画弯矩图

在水平面上

a-a 剖面线左侧

$$M_{aH} = F_{R1H} B_1 = 22006.49$$

a-a 剖面右侧

$$M'_{aH} = F_{R2H} C_1 = 22005.89$$

垂直面上, 弯矩为

$$M_{aV} = F_{R1V} B_1 = 60461.81$$

合成弯矩

a-a 剖面左侧

$$M_a = \sqrt{M_{aH}^2 + M_{aV}^2} = 64342.18$$

a-a 剖面右侧

$$M'_a = \sqrt{M'_{aH}^2 + M_{aV}^2} = 64341.97$$

d 画转矩图

$$T = 1.704 \times 10^4$$

B 校核轴的强度

a-a 剖面左侧的弯曲强度大, 有转矩, 为危险截面。

该截面抗弯模量为

$$W = 0.1d_5^3 - \frac{bt(d_5 - t)^2}{2d_5} = 2667.7$$

该截面的抗扭截面模量为

$$W_T = 0.2d_5^3 - \frac{bt(d_5 - t)^2}{2d_5} = 5335$$

弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = 24.12$$

$$\sigma_a = \sigma_b = 24.12$$

$$\sigma_m = 0$$

扭剪应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = 3.194$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_T}{2} = 1.60$$

调质处理的 45 钢, 由参考文献 [3] 表 9.3 可以查得 $\sigma_b = 650$, $\sigma_{-1} = 300$, $\tau_{-1} = 155$; 材料等效系数 $\psi_\sigma = 0.2$, $\psi_\tau = 0.1$ 。

因为是齿轮轴无键槽, 取 $K_\sigma = 1$, $K_\tau = 1$ 。

查参考文献 [3] 表 9.12 得 $\epsilon_\sigma = 0.88$, $\epsilon_\tau = 0.81$ 。

查参考文献 [3] 表 9.9 得 $\beta = 1$ 。

由此, 安全系数计算如下:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\epsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = 10.94$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta\epsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau\tau_m} = 72.59$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 10.82$$

由参考文献 [3] 表 9.13 得许用安全系数 $[S] = 1.3 \sim 1.5$, 显然 $S > [S]$, 故 a-a 截面安全。

C 校核键连接的强度

键连接的挤压应力

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl}$$

式中: d ——键连接处的轴径, mm;

T ——传递的转矩, N·mm;

h ——键的高度, mm;

l ——键连接长度, mm;

故联轴器处键连接的挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = 13.71$$

键、轴材料均为 45 钢, $[\sigma_p] = 120 \sim 150$ 。 $\sigma_p < [\sigma_p]$, 故强度满足需要。

D 校核轴承强度

由参考文献 [2] 表 12.4 查得 6205 轴承的 $C_r = 14000$, $C_0 = 7880$ 。

a 计算轴承的轴向力

由于是深沟球轴承和圆柱齿轮, 所以轴向力不予考虑。所以需要同时校核轴承 1 和 2。

b 计算当量动载荷

由于是深沟球轴承和圆柱齿轮, 所以无需计算当量动载荷, 只需计算轴承寿命。

c 校核轴承寿命

• 校核轴承 1 的寿命

轴承在 100°C 下工作, $f_T = 1$ 。根据其载荷性质, 取 $f_F = 1.2$ 。又由于是深沟球轴承、直齿轮, 故 $F_1 = F_{R1}$, $F_2 = F_{R2}$ 。

轴承寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{f_t C_r}{f_F F_{R1}} \right)^3 = 71025.30$$

已知减速器使用年限为五年两班工作制, 则预期寿命为

$$L_h' = 8 \times 2 \times 250 \times 5 = 20000$$

故轴承的寿命很充裕

• 校核轴承 2 的寿命

轴承在 100°C 下工作, $f_T = 1$ 。根据其载荷性质, 取 $f_F = 1.2$ 。

轴承寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{f_t C_r}{f_F F_{R2}} \right)^3 = 66868.62$$

已知减速器使用年限为五年两班工作制, 则预期寿命为

$$L_h' = 8 \times 2 \times 250 \times 5 = 20000$$

故轴承的寿命很充裕

ii 对 III 轴的校核

A 轴的受力分析

a 画受力简图

圆周力

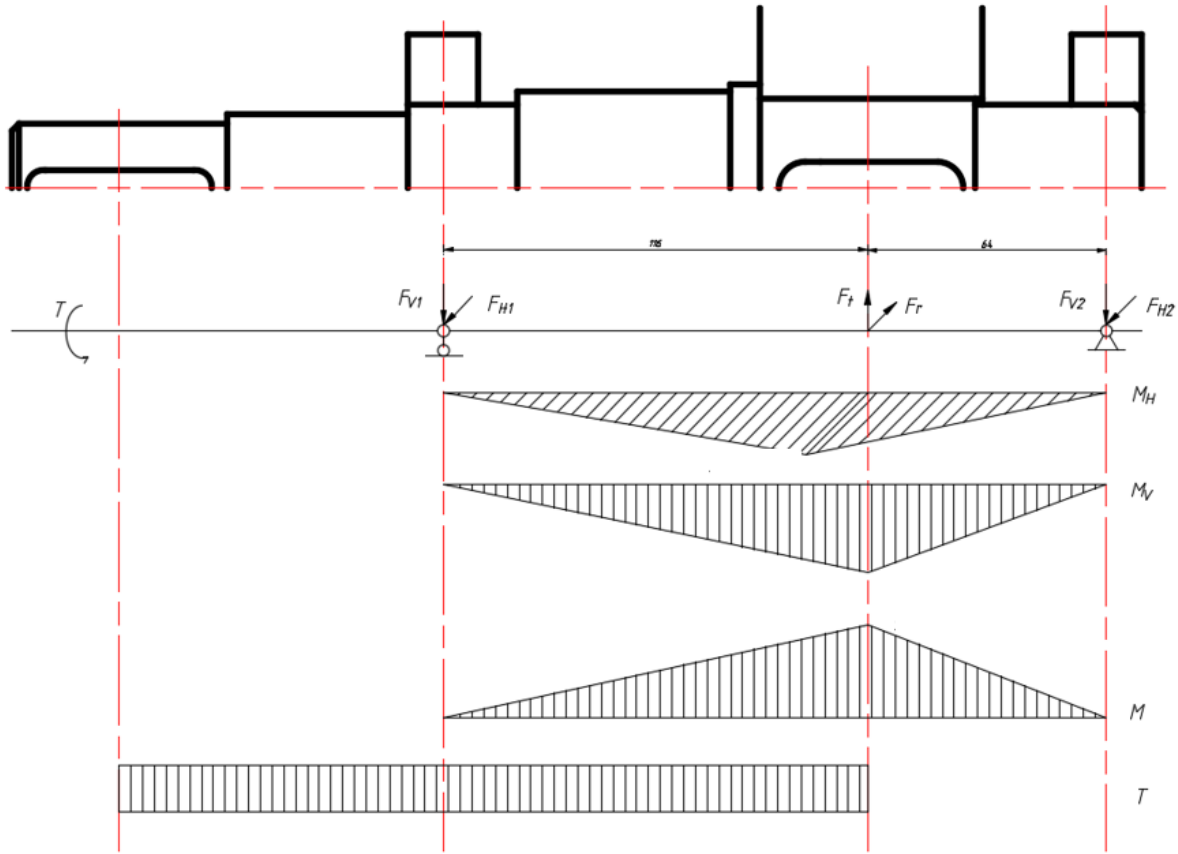
$$F_t = \frac{2T_1}{d} = 2598.99$$

径向力

$$F_r = F_t \tan 20^\circ = 945.95$$

b 计算支反力

图 3.6: 轴 III 的支反力图



在水平面上:

$$F_{R1H} = \frac{F_r \cdot C_3 + F_a \cdot \frac{d}{2}}{B_3 + C_3} = 360.07$$

$$F_{R2H} = F_r - F_{R1H} = 223.41$$

在垂直平面上:

$$F_{R1V} = \frac{F_t \cdot C_3}{B_3 + C_3} = 989.29$$

$$F_{R2V} = F_t - F_{R1V} = 1609.70$$

轴承 1 的总的支反力为

$$F_{R1} = \sqrt{F_{R1H}^2 + F_{R1V}^2} = 1052.88$$

轴承 2 的总的支反力为

$$F_{R2} = \sqrt{F_{R2H}^2 + F_{R2V}^2} = 1713.01$$

c 画弯矩图

在水平面上

$$M_{aH} = F_{R1H} B_3 = 34566.72$$

垂直面上, 弯矩为

$$M_{aH} = F_{R1V} B_3 = 94971.84$$

合成弯矩

$$M_a = \sqrt{M_{aH}^2 + M_{aV}^2} = 101066.85$$

d 画转矩图

$$T = 2.573 \times 10^5$$

B 校核轴的强度

a-a 剖面左侧的弯曲强度大, 有转矩, 为危险截面。

该截面抗弯模量为

$$W = 0.1d_5^3 - \frac{bt(d_5 - t)^2}{2d_5} = 9610.44$$

该截面的抗扭截面模量为

$$W_T = 0.2d_5^3 - \frac{bt(d_5 - t)^2}{2d_5} = 20669.64$$

弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = 10.52$$

$$\sigma_a = \sigma_b = 10.52$$

$$\sigma_m = 0$$

扭剪应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = 12.45$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_T}{2} = 6.22$$

调质处理的 45 钢, 由参考文献 [3] 表 9.3 可以查得 $\sigma_b = 650$, $\sigma_{-1} = 300$, $\tau_{-1} = 155$; 材料等效系数 $\psi_\sigma = 0.2$, $\psi_\tau = 0.1$ 。

键槽引起的应力集中系数可由参考文献 [3] 附表 9.11 得: $K_\sigma = 1.83$, $K_\tau = 1.63$ 。

查参考文献 [3] 表 9.12 得 $\epsilon_\sigma = 0.84$, $\epsilon_\tau = 0.78$ 。

查参考文献 [3] 表 9.9 得 $\beta = 1$ 。

由此, 安全系数计算如下:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\epsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = 13.09$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta\epsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau\tau_m} = 11.70$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 8.72$$

由参考文献 [3] 表 9.13 得许用安全系数 $[S] = 1.3 \sim 1.5$, 显然 $S > [S]$, 故 a-a 截面安全。

C 校核键连接的强度

键连接的挤压应力

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl}$$

式中：d——键连接处的轴径，mm；

T——传递的转矩，N·mm；

h——键的高度，mm；

l——键连接长度，mm；

故联轴器处键连接的挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = 89.29$$

齿轮处键连接的挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = 64.30$$

键、轴材料均为 45 钢， $[\sigma_p] = 120 \sim 150$ 。 $\sigma_p < [\sigma_p]$ ，故强度满足需要。

D 校核轴承强度

由参考文献 [2] 表 12.4 查得 6205 轴承的 $C_r = 14000$ ， $C_0 = 7880$ 。

a 计算轴承的轴向力

由于是深沟球轴承和圆柱齿轮，所以轴向力不予考虑。所以需要同时校核轴承 1 和 2。

b 计算当量动载荷

由于是深沟球轴承和圆柱齿轮，所以无需计算当量动载荷，只需计算轴承寿命。

c 校核轴承寿命

• 校核轴承 1 的寿命

轴承在 100°C 下工作， $f_T = 1$ 。根据其载荷性质，取 $f_F = 1.2$ 。又由于是深沟球轴承、直齿轮，故 $F_1 = F_{R1}$ ， $F_2 = F_{R2}$ 。

轴承寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n_{\text{III}}} \left(\frac{f_t C_r}{f_F F_{R1}} \right)^3 = 266843.9219$$

已知减速器使用年限为五年两班工作制，则预期寿命为

$$L_h' = 8 \times 2 \times 250 \times 5 = 20000$$

故轴承的寿命很充裕

• 校核轴承 2 的寿命

轴承在 100°C 下工作， $f_T = 1$ 。根据其载荷性质，取 $f_F = 1.2$ 。

轴承寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n_{\text{III}}} \left(\frac{f_t C_r}{f_F F_{R2}} \right)^3 = 61942.75$$

已知减速器使用年限为五年两班工作制，则预期寿命为

$$L_h' = 8 \times 2 \times 250 \times 5 = 20000$$

故轴承的寿命很充裕

iii 对 II 轴的校核

A 轴的受力分析

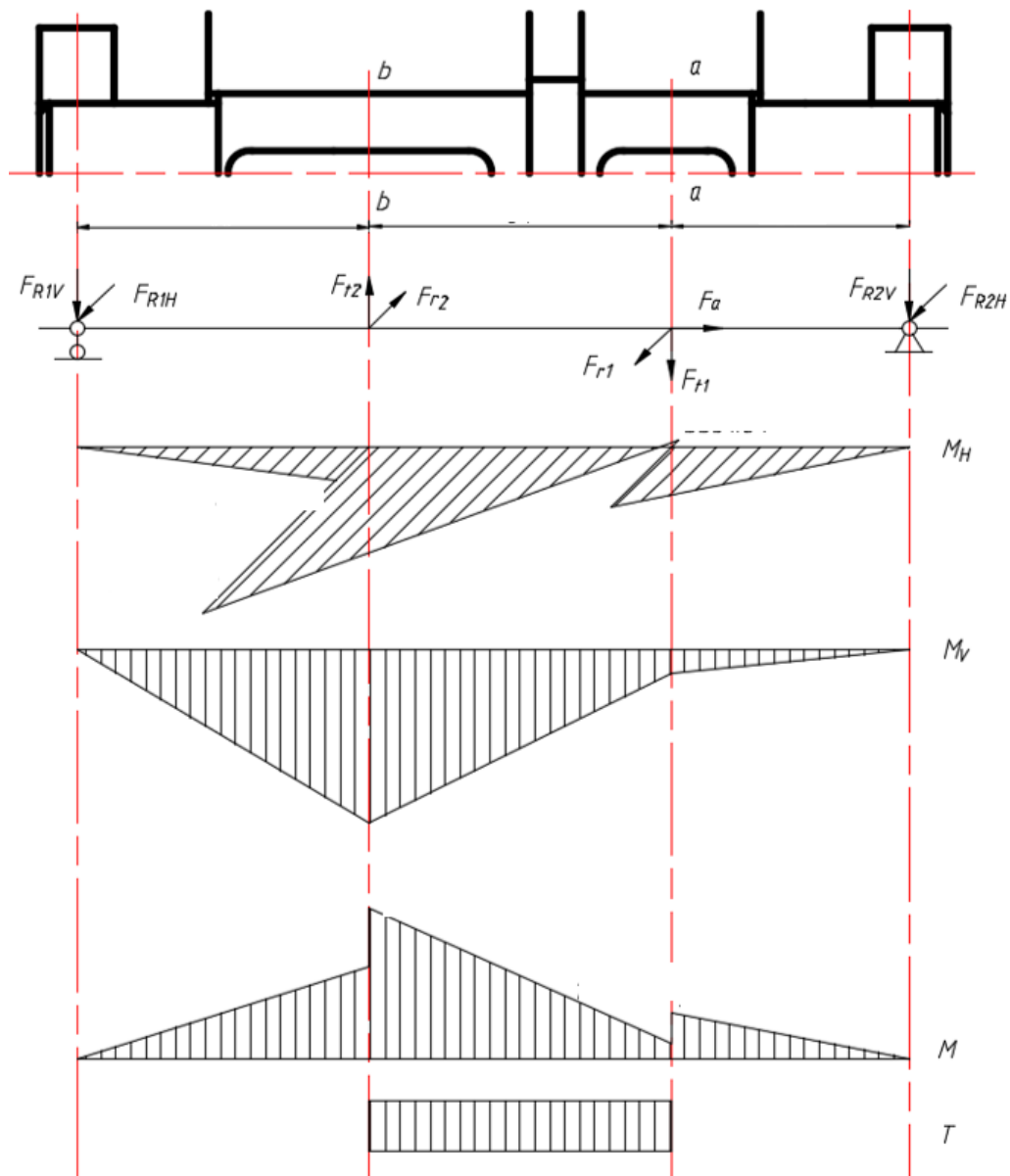
a 画受力简图

圆周力 $F_{t1} = 1215.44$, $F_{t2} = 2598.99$

径向力 $F_{r1} = 442.38$, $F_{r2} = 945.95$

b 计算支反力

图 3.7: 轴 II 的支反力图



在水平面上:

$$F_{R1H} = \frac{F_{r2} \cdot (B_2 + C_2) - F_{r1} \cdot C_2 - F_a \cdot \frac{d}{2}}{A_2 + B_2 + C_2} = 439.20$$

$$F_{R2H} = F_{r2} - F_{r1} - F_{R1H} = 64.37$$

在垂直平面上:

$$F_{R1V} = \frac{F_{t2} \cdot (B_2 + C_2) - F_{t1} \cdot C_2}{A_2 + B_2 + C_2} = 1206.71$$

$$F_{R2V} = F_{t2} - F_{Ft2} - F_{R1V} = 176.84$$

轴承 1 的总的支反力为

$$F_{R1} = \sqrt{F_{R1H}^2 + F_{R1V}^2} = 1284.15$$

轴承 2 的总的支反力为

$$F_{R2} = \sqrt{F_{R2H}^2 + F_{R2V}^2} = 188.19$$

c 画弯矩图

在水平面上

a-a 剖面线左侧

$$M_{aH} = F_{R1H} (A_2 + B_2) - F_{R2} B_2 = 43482.825$$

a-a 剖面右侧

$$M'_{aH} = F_{R2H} C_2 = 3710.275$$

b-b 剖面线左侧

$$M_{bH} = F_{R1H} A_2 = 30304.8$$

b-b 剖面右侧

$$M'_{bH} = F_{R2H} (B_2 + C_2) + F_{R1} B_2 = 77798.575$$

垂直面上, a-a 剖面

$$M_{aV} = F_{R2V} C_2 = 10168.3$$

b-b 剖面

$$M_{bV} = F_{R2V} A_2 = 83262.99$$

合成弯矩

a-a 剖面左侧

$$M_a = \sqrt{M_{aH}^2 + M_{aV}^2} = 44655.91$$

a-a 剖面右侧

$$M'_a = \sqrt{M'_{aH}{}^2 + M_{aV}{}^2} = 10820.99$$

b-b 剖面左侧

$$M_b = \sqrt{M_{bH}{}^2 + M_{bV}{}^2} = 88606.47$$

b-b 剖面右侧

$$M'_b = \sqrt{M'_{bH}{}^2 + M_{bV}{}^2} = 113953.2526$$

d 画转矩图

$$T = 2.939 \times 10^4$$

B 校核轴的强度

b-b 剖面右侧的弯曲强度大，有转矩，为危险截面。

该截面抗弯模量为

$$W = 0.1d_2^3 - \frac{bt(d_2 - t)^2}{2d_2} = 3312.02$$

该截面的抗扭截面模量为

$$W_T = 0.2d_2^3 - \frac{bt(d_2 - t)^2}{2d_2} = 7342.42$$

弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = 34.41$$

$$\sigma_a = \sigma_b = 34.41$$

$$\sigma_m = 0$$

扭剪应力

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = 4.06$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_T}{2} = 2.03$$

调质处理的 45 钢，由参考文献 [3] 表 9.3 可以查得 $\sigma_b = 650$ ， $\sigma_{-1} = 300$ ， $\tau_{-1} = 155$ ；材料等效系数 $\psi_\sigma = 0.2$ ， $\psi_\tau = 0.1$ 。

轴由两个键槽，取 $K_\sigma = 1.83$ ， $K_\tau = 1.63$ 。

查参考文献 [3] 表 9.12 得 $\epsilon_\sigma = 0.88$ ， $\epsilon_\tau = 0.81$ 。

查参考文献 [3] 表 9.9 得 $\beta = 1$ 。

由此，安全系数计算如下：

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\epsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = 4.19$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = 36.14$$

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 4.16$$

由参考文献 [3] 表 9.13 得许用安全系数 $[S] = 1.3 \sim 1.5$, 显然 $S > [S]$, 故 a-a 截面安全。

C 校核键连接的强度

键连接的挤压应力

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl}$$

式中: d ——键连接处的轴径, mm;

T ——传递的转矩, N·mm;

h ——键的高度, mm;

l ——键连接长度, mm;

故大齿轮处键连接的挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = 56.13$$

小齿轮处键连接的挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = 21.96$$

键、轴材料均为 45 钢, $[\sigma_p] = 120 \sim 150$ 。 $\sigma_p < [\sigma_p]$, 故强度满足需要。

D 校核轴承强度

由参考文献 [2] 表 12.4 查得 6205 轴承的 $C_r = 14000$, $C_0 = 7880$ 。

a 计算轴承的轴向力

由于是深沟球轴承和圆柱齿轮, 所以轴向力不予考虑。所以需要同时校核轴承 1 和 2。

b 计算当量动载荷

由于是深沟球轴承和圆柱齿轮, 所以无需计算当量动载荷, 只需计算轴承寿命。

c 校核轴承寿命

• 校核轴承 1 的寿命

轴承在 100°C 下工作, $f_T = 1$ 。根据其载荷性质, 取 $f_F = 1.2$ 。

轴承寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n_{\text{II}}} \left(\frac{f_t C_r}{f_F F_1} \right)^3 = 43126.4265$$

已知减速器使用年限为五年两班工作制, 则预期寿命为

$$L_h' = 8 \times 2 \times 250 \times 5 = 20000$$

故轴承的寿命很充裕

- 校核轴承 2 的寿命

轴承在 100°C 下工作, $f_T = 1$ 。根据其载荷性质, 取 $f_F = 1.2$ 。

轴承寿命为

$$L_h = \frac{10^6}{60n_{II}} \left(\frac{f_t C_r}{f_F F_1} \right)^3 = 13702541.01$$

已知减速器使用年限为五年两班工作制, 则预期寿命为

$$L_h' = 8 \times 2 \times 250 \times 5 = 20000$$

故轴承的寿命很充裕

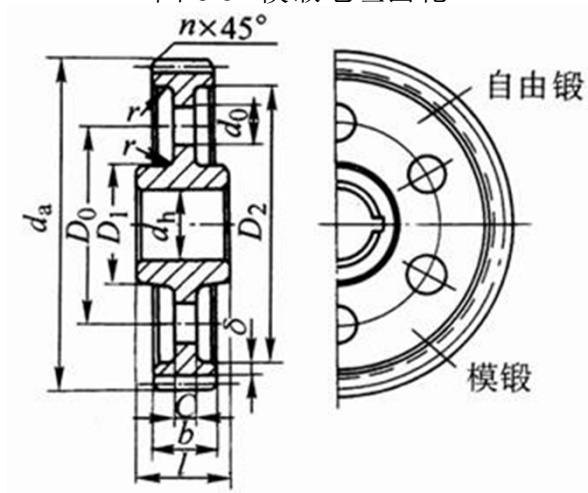
3.3 草图第二阶段

3.3.1 传动件的结构设计

a) 齿轮 b 结构设计

齿轮 b 齿顶圆直径 $d_{ab} = 142.5$, 为了减少质量和节约材料, 采用腹板式结构。考虑本设计生产批量较大, 采用模锻毛坯结构, 如下图所示。

图 3.8: 模锻毛坯齿轮



图中各尺寸如下:

$$d_h = 34$$

$$D_1 \approx 1.6d_h = 54.4$$

取 $D_1 = 54$

$$D_2 = d_a - 10 = 117.5$$

因为至少离齿根圆 10mm, 所以取 $D_2 = 120$ 。

$$c_2 = (0.2 \sim 0.3)b = 7.6 \sim 11.4$$

取 $c = 10$

$$r = 0.5c = 5$$

$$D_0 = 0.5(D_1 + D_2) = 87.2$$

$$d_0 \approx 0.25(D_2 - D_1) = 16.4$$

$$L = (1.2 \sim 1.5)d_h = 40.8 \approx 51$$

b) 齿轮 c 结构设计

齿轮 3 齿顶圆直径太小故做成实心式结构。

c) 齿轮 d 结构设计

齿轮 d 齿顶圆直径 $d_{a2} = 202$ ，为了减少质量和节约材料，采用腹板式结构。考虑本设计生产批量较大，采用模锻毛坯结构，如前图所示。

图中各尺寸如下：

$$d_h = 48$$

$$D_1 \approx 1.6d_h = 76.8$$

取 $D_1 = 77$

$$D_2 = d_a - 10 = 203.95$$

因为至少离齿根圆 10mm, 所以取 $D_2 = 200$ 。

$$c_2 = (0.2 \sim 0.3)b = 12 \sim 18$$

取 $c = 16$

$$r = 0.5c = 8$$

$$D_0 = 0.5(D_1 + D_2) = 138.5$$

$$d_0 \approx 0.25(D_2 - D_1) = 30.75$$

$$L = (1.2 \sim 1.5)d_h = 57.6 \approx 72$$

3.3.2 轴承端盖设计

a) I 轴轴承端盖设计

由前面设计可知，轴承外径 $D = 52$ ， $d_3 = 8$

$$D_2 = D + (5 \sim 5.5)d_3 = 92 \sim 96$$

，取 $D_2 = 94$ 。由参考文献 [1] 图 19 可知， $b = 8$ ，取 $s_3 = 6$ 。

b) II 轴轴承端盖设计

由前面设计可知, 轴承外径 $D = 52$, $d_3 = 8$

$$D_2 = D + (5 \sim 5.5) d_3 = 92 \sim 96$$

, 取 $D_2 = 94$ 。由参考文献 [1] 图 19 可知, $b = 8$, 取 $s_3 = 6$ 。

c) III 轴轴承端盖设计

由前面设计可知, 轴承外径 $D = 62$, $d_3 = 8$

$$D_2 = D + (5 \sim 5.5) d_3 = 98 \sim 102$$

, 取 $D_2 = 100$ 。由参考文献 [1] 图 19 可知, $b = 8$, 取 $s_3 = 6$ 。

3.3.3 套筒设计

a) I 轴套筒设计

内径 $d_1 = 30$, 外径 $d_2 = 38$, 长度 $l = 20$ 。

b) II 轴套筒设计

内径 $d_1 = 30$, 外径 $d_2 = 38$, 长度 $l = 20$ 。

c) III 轴套筒设计

内径 $d_1 = 40$, 外径 $d_2 = 50$, 长度 $l = 20$ 。

3.4 草图第三阶段

在本节中, 长度的单位是 mm。

3.4.1 减速器机体的结构设计

a) 机体中心高和油面位置的确定

为防止浸油齿轮将油池底部沉积物搅起, 大齿轮的齿顶圆到油池底面的距离应不小于 30 ~ 50。应保证齿轮浸入深度应不小于 10, 最高油面应比最低油面高出 10 ~ 15, 且齿轮浸油深度最多不超过齿轮半径的 $\frac{1}{4} \sim \frac{1}{3}$ 。按照以上原则, 选择机体中心高 $H=198$, 油面高度为 120, 满足以上要求。

验算油量: 单级减速器传递 1kW 功率需要油量为 0.35 ~ 0.7dm³, 本设计为二级齿轮减速器, 传递的需油量

$$V_0 = 2 \times (0.35 \sim 0.7) \times 1.34\text{kW} = (0.938 \sim 1.876) \times 10^6 \text{ mm}^3$$

油池容量

$$V = 104 \times 470 \times 141 \text{ mm}^3 = 6.892 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

$V > V_0$ ，满足设计，润滑条件较好。

b) 其他结构

其他结构设计详见 A0 图纸。

3.4.2 减速器的附件设计

a) 窥视孔盖和窥视孔

在机盖顶部开有窥视孔，能看到传动零件齿合区的位置，并有足够的空间，以便于能伸入进行操作，窥视孔有盖板，机体上开窥视孔与铸造的凸缘一块，有便于机械加工出支承盖板的表面并用垫片加强密封，盖板用钢板焊接制成，用 M6 螺栓紧固。

按要求选取 $D = 22$ ， $D_1 = 19.6$ ， $L = 23$ ， $l = 12$ ， $a = 2$ ， $d_1 = 5$ ，螺钉尺寸 M6 \times 16 螺钉数目为 4，具体尺寸见参考文献 [3]19 页。

b) 放油螺塞

放油孔位于油池最底处，并安排在减速器中部，以便放油，放油孔用螺塞堵住，并加皮油封垫圈加以密封。选用六角螺塞 M18（JB/ZQ 4450-1986）。

c) 油标指示器

选取 M12 的杆式油标。参数如下：

表 3.2: M12 的杆式油标相关参数

d	d_1	d_2	d_3	h	a	b	c	D	D_1
M12	4	12	6	28	10	6	4	20	16

具体尺寸见参考文献 [3]19 页。油标位置箱体中部。油尺安置的部位不能太低，以防油进入油尺座孔而溢出。

d) 通气孔

由于减速器运转时，机体内温度升高，气压增大，为便于排气，在机盖顶部的窥视孔改上安装通气器，以便达到体内为压力平衡。由于是在清洁无尘的环境下，只需使用简易通气孔。选取简易通气孔。具体尺寸选取查阅参考文献 [3]P19 页。

e) 吊钩和吊耳

在机盖上直接铸出吊耳和吊钩，用以起吊或搬运较重的物体。吊耳参数如下： $d = (1.8 \sim 2.5) \delta_1 = (14.4 \sim 20) \text{ mm}$ ，取 $d = 20 \text{ mm}$ ； $e = (0.8 \sim 1.0) d = (16 \sim 20)$ ，取 $e = 20 \text{ mm}$ ； $s = 2\delta_1 = 16 \text{ mm}$ ；取 $R = 20 \text{ mm}$ 。

吊钩参数如下： $B = c_1 + c_2 = 16 + 14 = 30 \text{ mm}$, $H = (0.8 \sim 1.2) B = (24 \sim 30) \text{ mm}$, 取 $H = 30 \text{ mm}$; $h = 0.5H = 0.5 \times 30 = 15 \text{ mm}$, $s = 2\delta = 16 \text{ mm}$; $r = 0.25B = 7.5 \text{ mm}$ 。

具体尺寸由参考文献 [3]20 页的经验公式选取。

f) 定位销:

为保证剖分式机体的轴承座孔的加工及装配精度,在机体联结凸缘的长度方向各安装一圆锥定位销,以提高定位精度。选取公称直径为 10 的圆锥销,采用非对称布置。具体尺寸见参考文献 [1] 表 11.30 圆锥销 (GB/T117-2000)。

g) 启盖螺钉

启盖螺钉上的螺纹长度要大于机盖联结凸缘的厚度。选取与机盖和机座连接螺栓相同规格的螺栓作为启盖螺栓。螺钉杆端部要做成圆柱形或大倒角,以免破坏螺纹。

4 结语和参考文献

机械设计基础这门课程让我们非机械类的同学了解和掌握了机械设计的基本流程和相关规定。本课程利于完善学生的知识结构,加强学生的能力培养。

通过课程设计——二级减速器的设计,我们在两周的时间内完成了对于机械设计的入门。在该过程中,我们在实践中了解了设计方法、设计步骤、计算原理、结构设计、制造工、数据的处理和查取、视图的表达、机械制图国家标准的执行和应用、尺寸公差的配合的选择和标注、材料和热处理规范的选择等方面。

通过个人的系统总结和答辩,是我们进一步发现设计计算和图纸中存在的问题,进一步搞懂尚未弄懂的、不甚理解的或者未曾考虑的问题,从而取得更大的收获,完美地达到课程设计的目的和要求。

感谢老师在两周以来的辛勤付出和悉心指导,使得笔者的画图任务能够如期完成。同时也感谢班级同学们的齐心协力和团结互助,我们是一个班集体,在两周的课设时间里面我们相互学习相互借鉴,大家都有提升。在这里也对共同课设的三十一位同学表示感谢。

本文全部使用 \LaTeX 排版。

鉴于笔者水平有限,难免出现笔误和纰漏,如有不足欢迎指正。

参考文献

- [1] 宋宝玉. 简明机械设计课程设计图册. 高等教育出版社, 2013.
- [2] 宋宝玉. 机械设计课程设计指导书. 高等教育出版社, 2016.
- [3] 宋宝玉张锋. 机械设计. 高等教育出版社, 2016.