



**大连理工大学**  
**Dalian University Of Technology**

## 机械设计 2 课程作业设计报告

### 减速器设计

学 院 (系): 机械工程学院

专 业: 机械设计制造及其自动化

学 生 姓 名: 黄屹

学 号: 201861041

指 导 教 师: 毛范海

完 成 日 期: 2021.6.18

**大连理工大学**

Dalian University of Technology

2021/6/18 Friday

大连理工大学机械工程学院

# 目 录

1. 减速器设计需求与总体方案.....	5
1.1 设计需求.....	5
1.2 工作条件.....	5
1.3 机械运动方案.....	5
1.4 总体设计思路.....	7
2. 机器方案设计.....	8
2.1 机器传动方案设计.....	8
2.1.1 传动方案.....	8
2.1.2 最终传动方案.....	11
2.1.3 计算传动装置总效率.....	11
2.2 减速器结构方案设计.....	12
2.2.1 装配方案.....	12
2.2.2 结构布局.....	13
2.2.3 支承方案.....	13
2.2.4 连接方案.....	14
2.3 减速器电机选择与传动设计.....	15
2.3.1 电机型号.....	15
2.3.2 传动的总传动比和分配传动比.....	15
2.3.3 各轴运动参数及动力参数.....	16
3. 轮系设计及校核.....	19
3.1 高速级齿轮传动的设计计算.....	19
3.1.1 齿轮选精度等级、材料及齿数.....	19
3.1.2 按齿面接触疲劳强度设计.....	19
3.1.3 几何尺寸计算.....	22
3.1.4 校核齿根弯曲疲劳强度.....	23
3.1.5 齿轮参数总结和计算.....	25
3.2 低速级齿轮传动的设计计算.....	26
3.2.1 选精度等级、材料及齿数.....	26
3.2.2 按齿面接触疲劳强度设计.....	26
3.2.3 几何尺寸计算.....	29
3.2.4 校核齿根弯曲疲劳强度.....	30
3.2.5 齿轮参数总结和计算.....	32
3.3 开式齿轮传动的设计.....	33
3.3.1 选精度等级、材料及齿数.....	33
3.3.2 按齿根弯曲疲劳强度设计.....	33
3.3.3 几何尺寸计算.....	36
3.3.4 主要设计结论.....	37
3.3.5 齿轮参数总结和计算.....	37
4. 支承装置性能设计.....	38
4.1 支承方案设计.....	38
4.1.1 双支点单向固定.....	38

4.1.2 单支点双向固定.....	38
4.1.3 两端游动支承.....	39
4.1.4 最终选定支承方案.....	40
4.2 支承轴系结构设计.....	41
4.2.1 轴的材料及热处理.....	41
4.2.2 轴的扭转强度.....	41
4.2.3 轴系及轴的结构设计.....	42
4.3 轴性能分析与校核.....	48
4.3.1 轴力学模型.....	48
4.3.2 输出轴的弯扭合成强度计算.....	54
4.3.3 输出轴的疲劳强度计算.....	54
4.3.4 输出轴的刚度计算.....	57
4.4 基于 ABAQUS 对轴进行有限元分析.....	59
4.4.1 输出轴模型建立.....	59
4.4.2 输出轴材料及截面参数设置.....	60
4.4.3 边界条件设置.....	61
4.4.4 输出轴网格划分.....	63
4.4.5 输出轴载荷设置.....	64
4.4.6 有限元分析结果.....	65
4.4.7 基于有限元分析结果的分析以及优化方案.....	65
4.5 轴承分析与校核.....	68
4.5.1 输入轴的轴承计算与校核.....	68
4.5.2 中间轴的轴承计算与校核.....	68
4.5.3 输出轴的轴承计算与校核.....	69
4.6 键分析与校核.....	70
4.6.1 输入轴键选择与校核.....	70
4.6.2 中间轴键选择与校核.....	70
4.6.3 输出轴键选择与校核.....	70
5.连接设计 .....	72
10.1 输入轴处联轴器.....	72
10.2 输出轴处联轴器.....	72
6. 减速器的润滑与密封 .....	73
6.1 减速器的齿轮润滑 .....	73
6.2 减速器的密封 .....	73
7. 减速器附件及箱体主要结构尺寸 .....	74
7.1 减速器附件的设计与选取 .....	74
7.1.1 检查孔和视孔盖.....	74
7.1.2 放油螺塞.....	75
7.1.3 油标（油尺） .....	75
7.1.4 通气器.....	76
7.1.5 起吊装置.....	77
7.1.6 起盖螺钉.....	78
7.1.7 定位销.....	78
7.2 减速器箱体主要结构尺寸 .....	79

8.基于 Solidworks 对减速器进行建模 .....	82
8.1 对减速器齿轮进行建模.....	82
8.2 对减速器轴进行建模.....	83
8.3 对减速器箱体进行建模.....	85
8.4 减速器零件装配.....	86
8.5 减速器整体装配.....	88
8.6 基于 Solidworks 对减速器进行运动仿真 .....	91
8.6.1 运动仿真的前期准备.....	91
8.6.2 运动仿真分析结果.....	93
9.设计总结 .....	97
参考文献.....	99
附件 .....	100
附件一（总体装配图） .....	100
附件二（轴类零件图） .....	101
附件三（齿轮零件图） .....	102

# 1. 减速器设计需求与总体方案

## 1.1 设计需求

减速器在我们生活中无处不在，它是利用齿轮传动的特点，作为设计原理，可以将输入和输出的速度进行转换，同时还可以传递动力，减速器将电动机的输入至内部齿轮传动然后利用其减速到所要的角速度，并可以传动获得转矩的机构。它可以起到降速同时提高输出扭矩和转速并获得较低的负载惯性。生产过程中常用到的减速器有斜齿轮、行星齿轮、摆线针轮、蜗轮蜗杆减速器以及行星摩擦式机械无级变速机等等。通过减速器中齿轮传动的传动比的不同，达到调整转速和传递转矩的作用。在现代生活中的各个领域，减速机产品得到了广泛的应用，甚至对国防力量的建设有着重要意义。产品服务领域涉及工程机械、建材、船舶、电力、水利及石化等行业。

## 1.2 工作条件

设计展开式二级直齿圆柱齿轮减速器，初始数据  $F = 15000N$ ,  $V = 0.25m/s$ ,  $D = 450mm$ , 设计年限(寿命): 10 年, 每天工作班制(8 小时/班): 2 班制, 每年工作天数: 300 天, 三相交流电源, 电压 380/220V。

## 1.3 机械运动方案

机械运动方案包括工作机、圆柱齿轮减速器和原动机。传动带通过原动机的带动下通过传动机构和减速器驱动传动带运动，通过传送带的摩擦实现物品传递的功能。

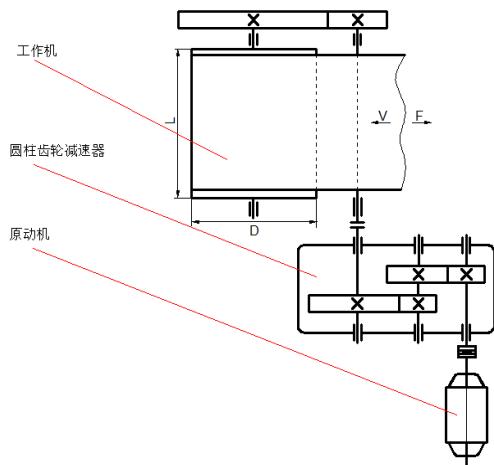


图 1-1 机械运动方案

## 1.4 总体设计思路

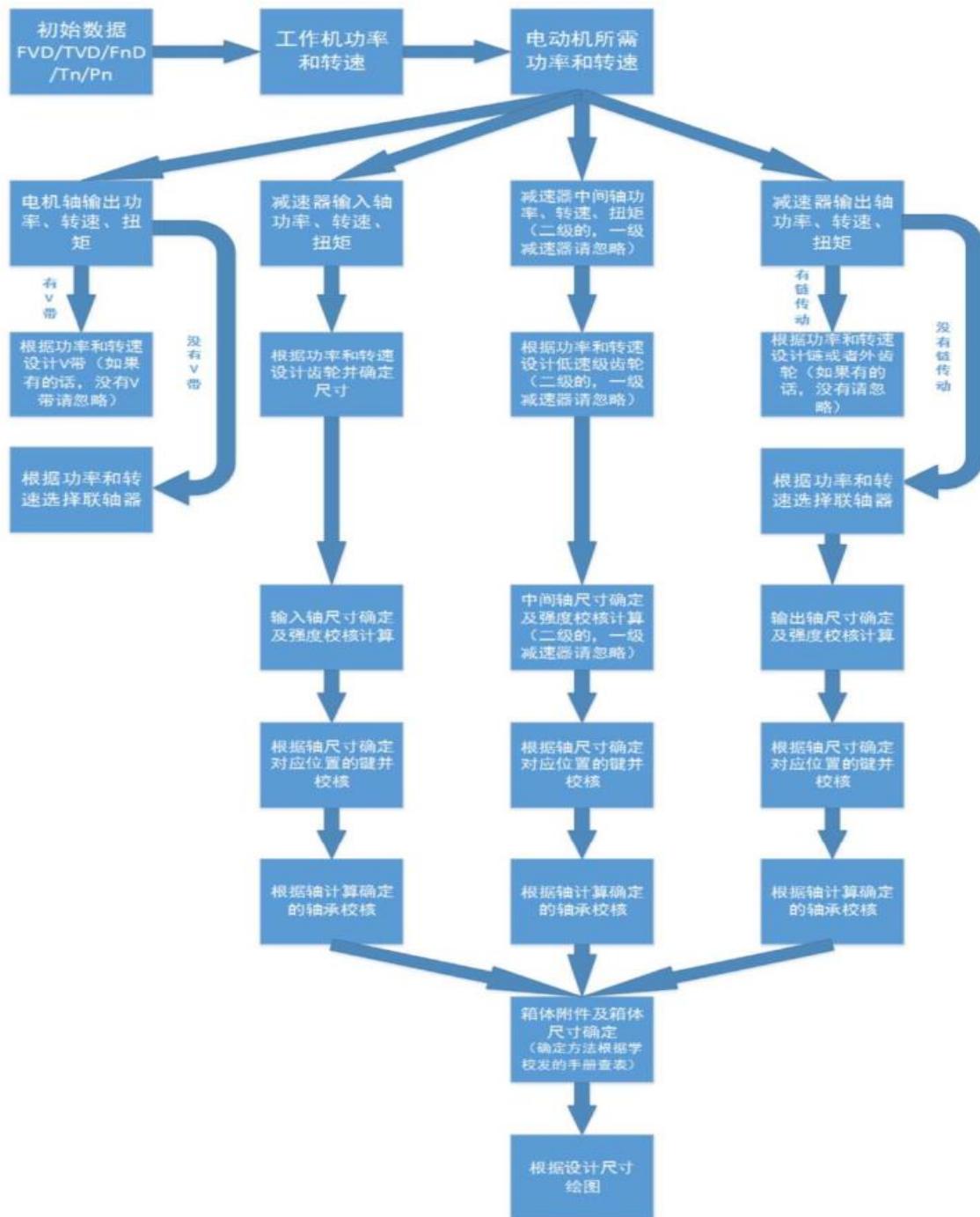


图 1-2 减速箱整体设计思路

## 2. 机器方案设计

### 2.1 机器传动方案设计

#### 2.1.1 传动方案

##### 2.1.1.1 摩擦型带传动

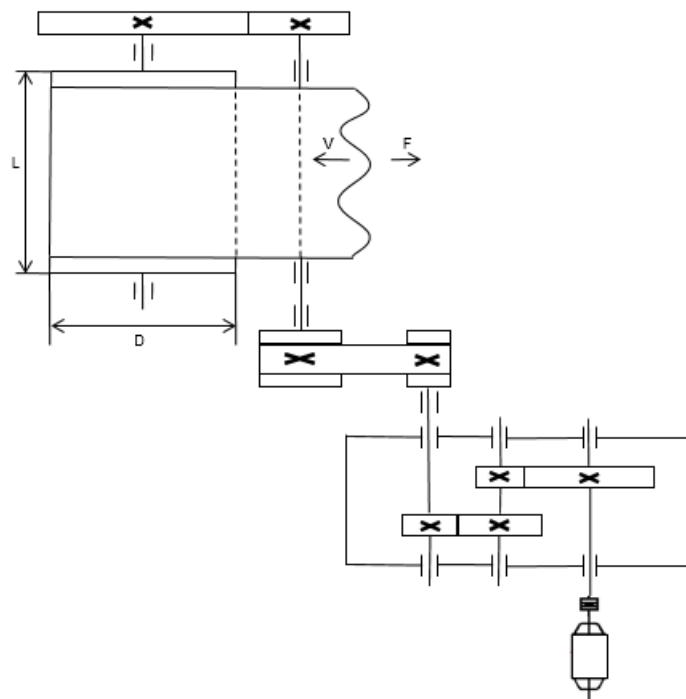


图 2-1 带传动机械运动方案

1. 组成：传动装置由电机、减速器、带、带轮和工作机组成。
2. 特点：
  - 1) 优点：结构简单、传动平稳、造价低廉，具有缓冲吸振和过载保护特性。
  - 2) 缺点：传动比不稳定，所需要的空间大，使用寿命短。
3. 传动方案：选择电动机-展开式二级直齿圆柱齿轮减速器-带传动-工作机。

### 2.1.1.2 开式圆柱齿轮传动

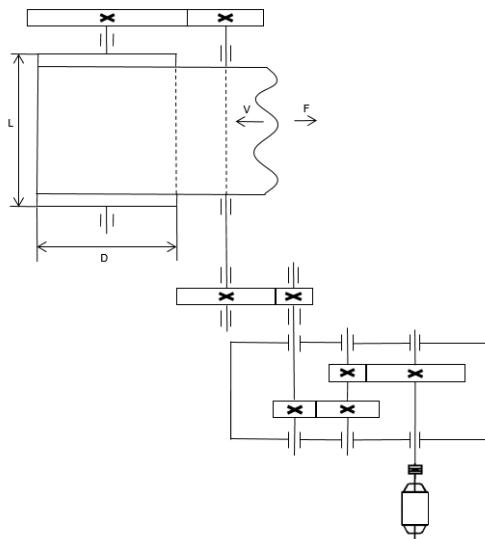


图 2-2 开式圆柱齿轮传动机械运动方案

1. 组成：传动装置由电机、减速器、开式齿轮和工作机组成。
2. 特点：
  - 1) 优点：传动精度高；齿轮传动传递的功率范围极宽；可以实现平行轴、相交轴、交错轴等空间任意两轴间的传动；工作可靠，使用寿命长；传动效率较高。
  - 2) 缺点：制造和安装要求较高，因而成本也较高；对环境条件要求较严，要防尘防垢，还需要重视润滑；不适用于相距较远的两轴间的传动；减振性和抗冲击性不如带传动等柔性传动好。
3. 确定传动方案：选择电动机-展开式二级直齿圆柱齿轮减速器-开式齿轮传动-工作机。

### 2.1.1.3 蜗轮蜗杆传动

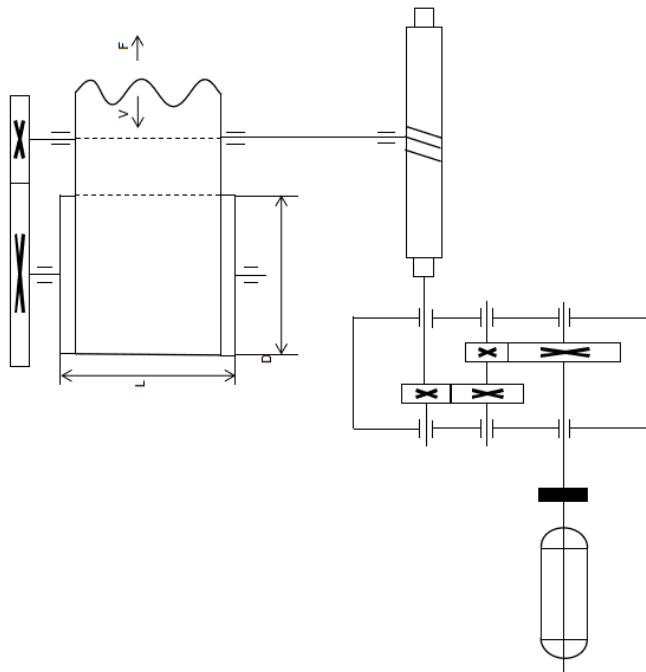


图 2-3 蜗轮蜗杆传动机械运动方案

1. 组成：传动装置由电机、减速器、蜗轮、蜗杆和工作机组成。
2. 特点：
  - 1) 优点：传动比大，结构紧凑；传动平稳，无噪音；蜗杆传动具有自锁性。
  - 2) 缺点：蜗杆传动效率低；发热量大，齿面容易磨损，成本高；蜗杆的轴向力较大。
3. 确定传动方案：选择电动机-展开式二级直齿圆柱齿轮减速器-蜗轮蜗杆传动-工作机。

### 2.1.2 最终传动方案

1. 组成：传动装置由电机、减速器、开式齿轮和工作机组成。
2. 特点：与轴承相比，齿轮的分布是不对称，因此沿轴向载荷分布同样也是不均匀，因此对轴的刚度有较高的要求。
3. 确定传动方案：选择电动机-展开式二级直齿圆柱齿轮减速器 -开式齿轮传动-工作机。

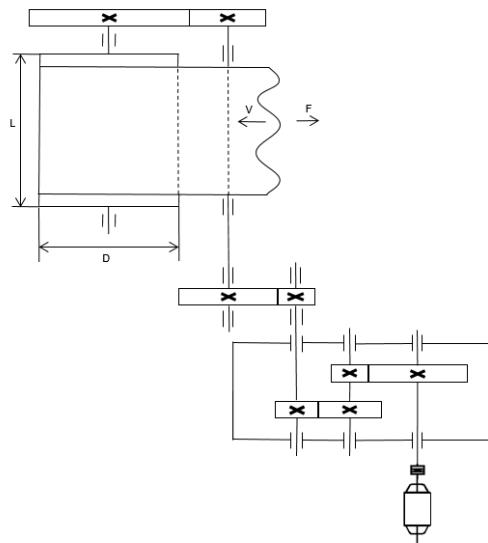


图 2-4 最终传动方案

### 2.1.3 计算传动装置总效率

$$\eta_a = \eta_1^2 \eta_2^5 \eta_3^2 \eta_4 \eta_5 = 0.99^2 \times 0.99^5 \times 0.97^2 \times 0.95 \times 0.96 = 0.8$$

$\eta_1$  为联轴器的效率,  $\eta_2$  为轴承的效率,  $\eta_3$  为齿轮传动的效率,  $\eta_4$  为开式齿轮传动的效率,  $\eta_5$  为工作装置的效率。

## 2.2 减速器结构方案设计

### 2.2.1 装配方案

两级圆柱齿轮减速器零件多，装配关系复杂，通过以下装配图装配可实现快速安装，两级圆柱齿轮减速器装配图如下：

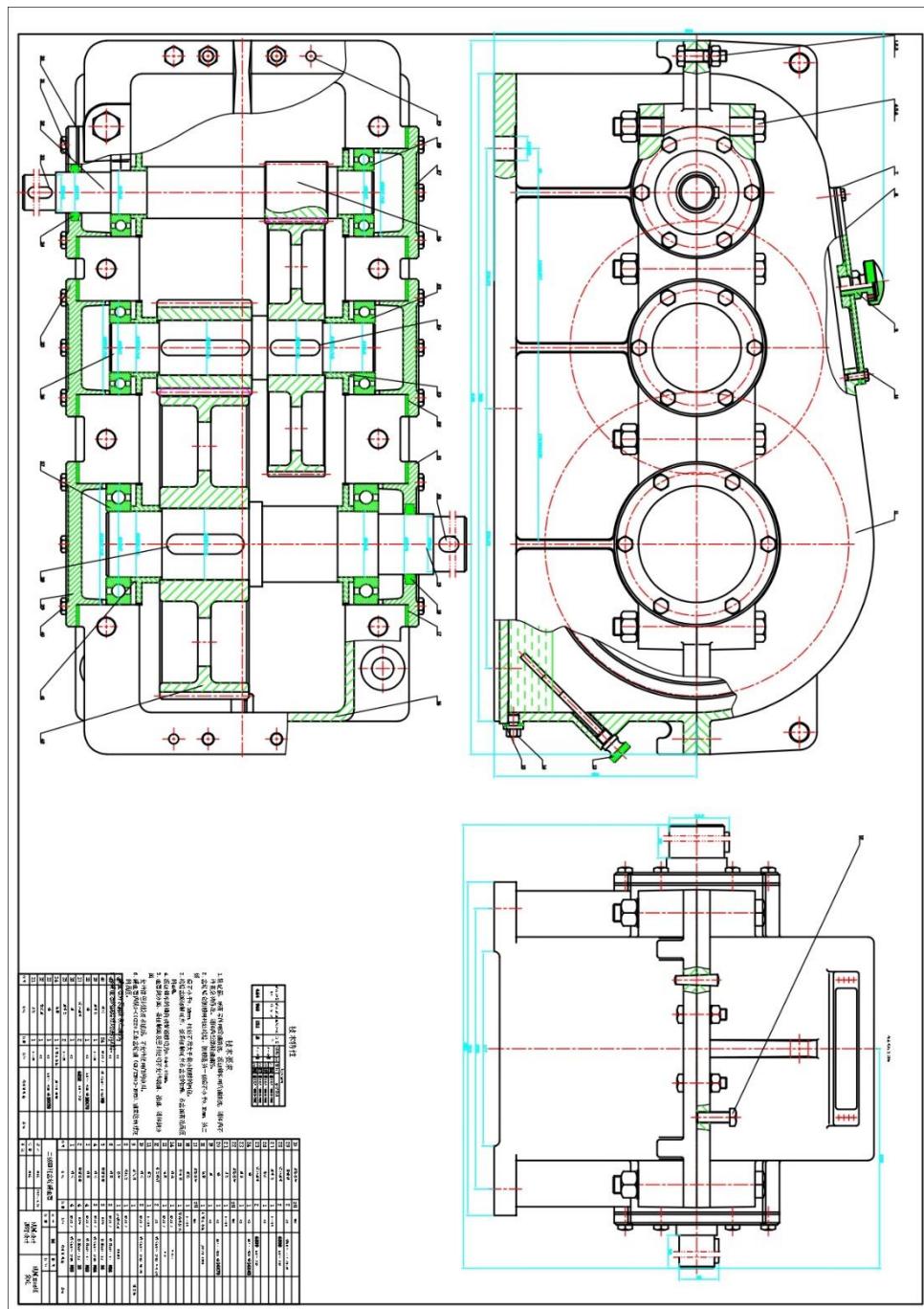


图 3-1 两级圆柱齿轮减速器装配图

## 2.2.2 结构布局

本次课程设计两级圆柱齿轮减速器采用共面展开布置：两级定轴齿轮传动机构依次展开，轴线在一个平面内

两级圆柱齿轮减速器结构布局分解图

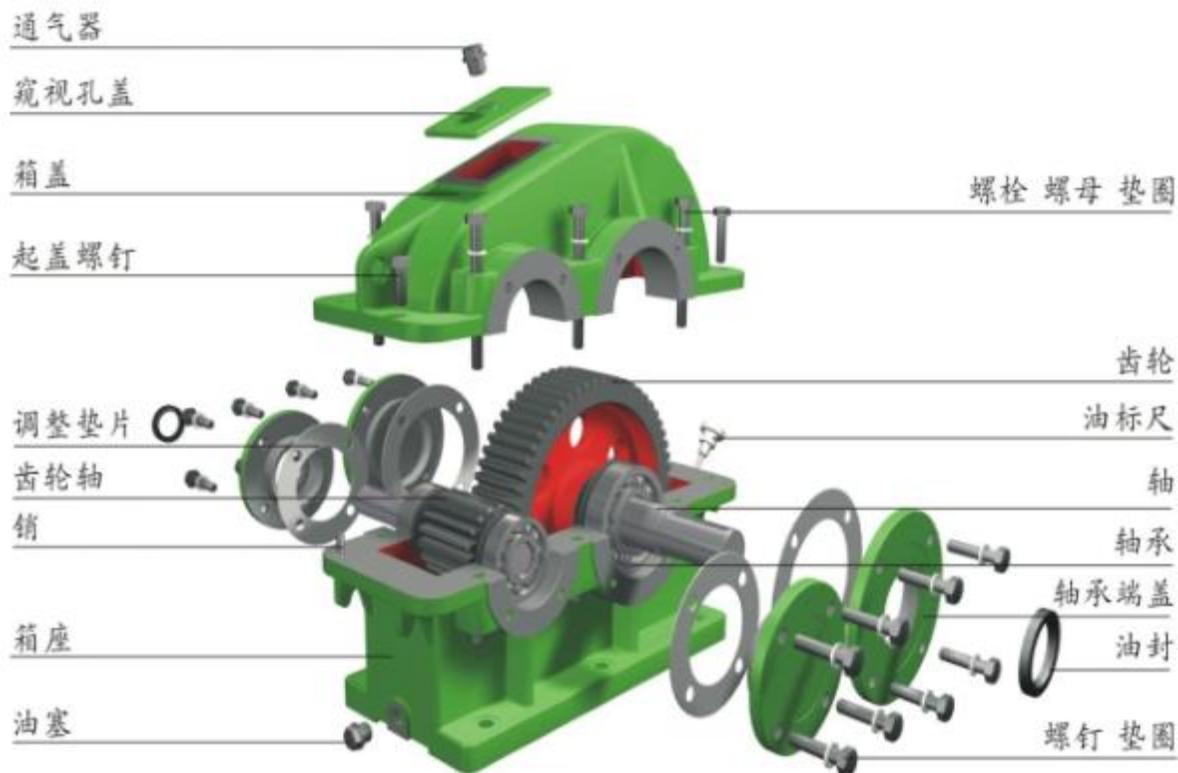


图 3-2 两级圆柱齿轮减速器结构布局

## 2.2.3 支承方案

本次课程设计两级圆柱齿轮减速器的支撑件有：轴承和机架。轴与安装并固定在其上的齿轮构成一个整体组件，其与轴承构成转动副，与机架相连起支撑作用，其主要作用有支撑零件并使其保持确定的位置、传递运动与动力。机架负责将整机的重量及机器工作时所承受的各种作用力传递给基础，使机器稳定在基础上。

在本次课程设计中，计划采用可以承受弯矩和转矩，既支撑零件又传递动力的转轴，帮助减速器接受和输出动力，计划采用两个转轴在大齿轮和小齿轮间传递动力。

机架的结构形式采用箱体类结构，箱体类结构可以很好的满足减速器中支撑和容纳绝大多数零件的需求。

## 2.2.4 连接方案

本次课程设计的两级圆柱齿轮减速器连接方案负责多样，大体可分为动连接与静连接。

动连接主要有：滚动轴承与齿轮副连接。通过滚动轴承连接箱体与轴，传动和输出动力；通过齿轮副连接起到减速作用。

静连接主要有：键与销连接和螺纹连接。轴与齿轮之间通过键连接实现圆周方向的固定并传递转矩，在一定情况下还可以实现轴向固定并传递一定的轴向载荷；通过销连接，为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；减速器箱体与箱盖采用螺纹连接固定，便于起箱盖，减速器箱体与地基之间采用地脚螺栓固定。

## 2.3 减速器电机选择与传动设计

### 2.3.1 电机型号

圆周速度 v:

$$v=0.25\text{m/s}$$

工作机的功率  $P_w$ :

$$P_w = \frac{F \times V}{1000} = \frac{15000 \times 0.25}{1000} = 3.75\text{Kw}$$

电动机所需工作功率为:

$$P_d = \frac{P_w}{\eta_a} = \frac{3.75}{0.8} = 4.69\text{Kw}$$

工作机的转速为:

$$n = \frac{60 \times 1000V}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 0.25}{\pi \times 450} = 10.6\text{r/min}$$

经查表按推荐的传动比合理范围, 开式齿轮传动的传动比范围为  $i_0 = 2 \sim 6$ , 二级圆柱齿轮减速器传动比  $i = 8 \sim 40$ , 则总传动比合理范围为  $i_a = 16 \sim 240$ , 电动机转速的可选范围为  $n_d = i_a \times n = (16 \times 240) \times 10.6 = 169.6 \sim 2544\text{r/min}$ 。经过对需求的分析以及减速器相关装置的尺寸要求、重量要求、经济角度和减速器的传动比, 选定型号为 Y132M2-6 的三相异步电动机, 额定功率为 5.5KW, 满载转速  $n_m = 960\text{r/min}$ , 同步转速 1000r/min。

### 2.3.2 传动的总传动比和分配传动比

1) 总传动比:

由选定的电动机满载转速  $n$  和工作机主动轴转速  $n$ , 可得传动装置总传动比为:

$$i_a = \frac{n_m}{n} = \frac{960}{10.6} = 90.57$$

(2) 分配传动装置传动比:

$$i_a = i \times i_k$$

式中  $i_k$ ,  $i$  分别为开式齿轮传动和减速器的传动比。为使开式齿轮传动外廓尺寸不致过大, 选取  $i_k = 6$ , 则减速器传动比为:

$$i = \frac{i_a}{i_k} = \frac{90.57}{6} = 15.1$$

取两级圆柱齿轮减速器高速级的传动比为：

$$i_{12} = \sqrt{1.3i} = \sqrt{1.3 \times 15.1} = 4.43$$

则低速级的传动比为：

$$i_{23} = \frac{i}{i_{12}} = \frac{15.1}{4.43} = 3.41$$

### 2.3.3 各轴运动参数及动力参数

1) 各轴转速：

输入轴：

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

中间轴：

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{12}} = \frac{960}{4.43} = 216.7 \text{ r/min}$$

输出轴：

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{23}} = \frac{216.7}{3.41} = 63.55 \text{ r/min}$$

开式小齿轮轴：

$$n_{IV} = n_{III} = 63.55 \text{ r/min}$$

工作机轴：

$$n_V = \frac{n_{IV}}{i_k} = \frac{63.55}{6} = 10.59 \text{ r/min}$$

(2) 各轴输入功率：

输入轴：

$$P_I = P_d \times \eta_1 = 4.69 \times 0.99 = 4.64 \text{ kW}$$

中间轴：

$$P_{II} = P_I \times \eta_2 \times \eta_3 = 4.64 \times 0.99 \times 0.97 = 4.46 \text{ kW}$$

输出轴：

$$P_{III} = P_{II} \times \eta_2 \times \eta_3 = 4.46 \times 0.99 \times 0.97 = 4.28 \text{ kW}$$

开式小齿轮轴：

$$P_{IV} = P_{III} \times \eta_1 \times \eta_2 = 4.28 \times 0.99 \times 0.99 = 4.19 \text{ kW}$$

工作机轴：

$$P_V = P_{IV} \times \eta_4 = 4.19 \times 0.95 = 3.98 \text{Kw}$$

则各轴的输出功率：

输入轴：

$$P'_I = P_I \times \eta_2 = 4.64 \times 0.99 = 4.59 \text{Kw}$$

中间轴：

$$P'_{II} = P_{II} \times \eta_2 = 4.46 \times 0.99 = 4.42 \text{Kw}$$

输出轴：

$$P'_{III} = P_{III} \times \eta_2 = 4.28 \times 0.99 = 4.24 \text{Kw}$$

开式小齿轮轴：

$$P'_{IV} = P_{IV} = 4.19 \text{Kw}$$

工作机轴：

$$P'_V = P_V \times \eta_2 = 3.98 \times 0.99 = 3.94 \text{Kw}$$

(3) 各轴输入转矩：

电动机轴输出转矩：

$$T_d = 9550 \times \frac{P_d}{n_m} = 9550 \times \frac{4.69}{960} = 46.66 \text{Nm}$$

输入轴：

$$T_I = 9550 \times \frac{P_I}{n_I} = 9550 \times \frac{4.64}{960} = 46.16 \text{Nm}$$

中间轴：

$$T_{II} = 9550 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \times \frac{4.46}{216.7} = 196.55 \text{Nm}$$

输出轴：

$$T_{III} = 9550 \times \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \times \frac{4.28}{63.55} = 643.18 \text{Nm}$$

开式小齿轮轴：

$$T_{IV} = 9550 \times \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \times \frac{4.19}{63.55} = 629.65 \text{Nm}$$

工作机轴：

$$T_{IV} = 9550 \times \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \times \frac{3.98}{10.59} = 3589.14 \text{Nm}$$

各轴输出转矩为：

输入轴：

$$T'_I = T_I \times \eta_2 = 46.16 \times 0.99 = 45.7 \text{Nm}$$

中间轴：

$$T'_{II} = T_{II} \times \eta_2 = 196.55 \times 0.99 = 194.58 \text{Nm}$$

输出轴：

$$T'_{III} = T_{III} \times \eta_2 = 643.18 \times 0.99 = 636.75 \text{Nm}$$

开式小齿轮轴：

$$T'_{IV} = T_{IV} = 629.65 \text{Nm}$$

工作机轴：

$$T'_{V} = T_V \times \eta_2 = 3589.14 \times 0.99 = 3553.25 \text{Nm}$$

### 3.轮系设计及校核

#### 3.1 高速级齿轮传动的设计计算

##### 3.1.1 齿轮选精度等级、材料及齿数

1. 材料选择：通过查阅资料选 40Cr 并且经过调质热处理作为小齿轮材料，通过查阅资料齿轮硬度范围取为 280HBS，选用经过调质热处理的 45 号钢作为大齿轮材料，通过查阅资料齿轮硬度范围取为 240HBS。
2. 一般工作机器，选用 8 级精度。
3. 选小齿轮齿数  $Z_1 = 26$ ，大齿轮齿数  $Z_2 = 26 \times 4.43 = 115.18$ ，取  $Z_2 = 115$ 。
4. 压力角  $\alpha = 20^\circ$ 。

##### 3.1.2 按齿面接触疲劳强度设计

1. 由式试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\Phi_d} \frac{u+1}{u} \left( \frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式中的各参数值。

①试选载荷系数  $K_{Ht} = 1.3$ 。

②计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^3 \times \frac{4.64}{960} = 46.16 \text{ Nm}$$

③选取齿宽系数  $\Phi_d = 1$ 。

④由图查取区域系数  $Z_H = 2.5$ 。

⑤查表得材料的弹性影响系数  $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

⑥计算接触疲劳强度用重合度系数  $Z_\varepsilon$ 。

端面压力角：

$$\alpha_{a1} = \arccos \left[ \frac{Z_1 \cos \alpha}{Z_1 + 2h_a^*} \right] = \arccos \left[ \frac{26 \times \cos 20^\circ}{26 + 2 \times 1} \right] = 29.249^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left[ \frac{Z_2 \cos \alpha}{Z_2 + 2h_a^*} \right] = \arccos \left[ \frac{115 \times \cos 20^\circ}{115 + 2 \times 1} \right] = 22.54^\circ$$

端面重合度:

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= \frac{1}{2\pi} [Z_1 (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + Z_2 (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')] \\ &= \frac{1}{2\pi} [26 \times (\tan 29.249^\circ - \tan 20^\circ) + 115 \times (\tan 22.54^\circ - \tan 20^\circ)] \\ &= 1.745\end{aligned}$$

重合度系数:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.745}{3}} = 0.867$$

⑦计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

通过查阅资料确定大齿轮和小齿轮两个齿轮的各个接触疲劳极限分

别为 $\sigma_{H\lim 1} = 600 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{H\lim 2} = 550 \text{ MPa}$ 。

计算应力循环次数:

$$\begin{aligned}N_1 &= 60n_1 j L_h = 60 \times 960 \times 1 \times 10 \times 2 \times 8 \times 300 = 2.76 \times 10^9 \\ N_2 &= \frac{N_1}{i_{12}} = \frac{2.76 \times 10^9}{4.43} = 6.24 \times 10^8\end{aligned}$$

查取接触疲劳寿命系数: $K_{HN1} = 0.87$ 、 $K_{HN2} = 0.89$ 。

取失效概率为 1%，安全系数 S=1，得：

$$\begin{aligned}[\sigma_{H1}] &= \frac{\sigma_{H\lim 1} K_{HN1}}{S} = \frac{600 \times 0.87}{1} = 522 \text{ MPa} \\ [\sigma_{H2}] &= \frac{\sigma_{H\lim 2} K_{HN2}}{S} = \frac{550 \times 0.89}{1} = 489.5 \text{ MPa}\end{aligned}$$

取 $[\sigma_H]_1$  和 $[\sigma_H]_2$  中的较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力，即

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 489.5 \text{ MPa}$$

2) 试算小齿轮分度圆直径

$$\begin{aligned}
 d_1 &\geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 u + 1}{\phi_d} \left( \frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \\
 &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1000 \times 1.3 \times 46.16}{1} \times \frac{4.43 + 1}{4.43} \times \left( \frac{189.8 \times 2.5 \times 0.867}{489.5} \right)^2} \\
 &= 47.013\text{mm}
 \end{aligned}$$

## 2. 调整小齿轮分度圆直径

### 1) 计算实际载荷系数前的数据准备

①圆周速度  $v$

$$v = \frac{\pi \times d_{1t} \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 47.013 \times 960}{60 \times 1000} = 2.36\text{m/s}$$

②齿宽  $b$

$$b = \varphi_d d_{1t} = 1 \times 47.013 = 47.013\text{mm}$$

### 2) 计算实际载荷系数 $K_H$

①由表查得使用系数  $K_A = 1.25$ 。

②根据  $v = 2.36\text{ m/s}$ 、8 级精度，由图查得动载系数  $K_V = 1.12$ 。

③齿轮的圆周力

$$\begin{aligned}
 F_{t1} &= \frac{2T_1}{d_{1t}} = \frac{2 \times 1000 \times 46.16}{47.013} = 1963.712\text{N} \\
 \frac{K_A F_{t1}}{b} &= \frac{1.25 \times 1963.712}{47.013} = 52.21\text{N/mm} < 100\text{ N/mm}
 \end{aligned}$$

查表得齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha} = 1.2$ 。

④由表用插值法查得 8 级精度、小齿轮相对支承非对称布置时， $K_{H\beta} = 1.452$ 。

由此，得到实际载荷系数

$$K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.452 = 2.439$$

3) 可得按实际载荷系数算的分度圆直径

$$d_1 = d_{1t} \times^3 \sqrt{\frac{K}{K_t}} = 47.013 \times^3 \sqrt{\frac{2.439}{1.3}} = 57.984 \text{mm}$$

及相应的齿轮模数

$$m = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{57.984}{26} = 2.23 \text{mm}$$

模数取为标准值  $m = 2 \text{ mm}$ 。

### 3.1.3 几何尺寸计算

1. 计算分度圆直径

$$d_1 = mZ_1 = 2 \times 26 = 52 \text{mm}$$

$$d_2 = mZ_2 = 2 \times 115 = 230 \text{mm}$$

2. 计算中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{52 + 230}{2} = 141 \text{mm}$$

3. 计算齿轮宽度

$$b = \varphi_d d_1 = 1 \times 52 = 52 \text{mm}$$

取  $b_2 = 52$ 、 $b_1 = 57$ 。

### 3.1.4 校核齿根弯曲疲劳强度

#### 1. 齿根弯曲疲劳强度条件

$$\sigma_F = \frac{2KT_1Y_{Fa}Y_{Sa}Y_\varepsilon}{\varphi_d m^3 Z_1^2}$$

1) 确定公式中各参数值

①计算弯曲疲劳强度用重合度系数  $Y_\varepsilon$

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.745} = 0.68$$

②由齿数，查图得齿形系数和应力修正系数

$$Y_{Fa1} = 2.58 \quad Y_{Fa2} = 2.17$$

$$Y_{Sa1} = 1.61 \quad Y_{Sa2} = 1.83$$

③计算实际载荷系数  $K_F$

由表查得齿间载荷分配系数  $K_{Fa} = 1.2$

根据  $K_{H\beta} = 1.452$ ，结合  $b/h = 11.56$  查图得  $K_{F\beta} = 1.422$

则载荷系数为

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.12 \times 1.2 \times 1.422 = 2.389$$

④计算齿根弯曲疲劳许用应力 [ $\sigma_F$ ]

查得小齿轮和大齿轮的弯曲疲劳极限分别为  $\sigma_{Flim1} = 500 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{Flim2} = 380 \text{ MPa}$ 。

由图查取弯曲疲劳寿命系数  $K_{FN1} = 0.83$ 、 $K_{FN2} = 0.85$

取安全系数  $S=1.4$ ，得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{K_{FN1}\sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.83 \times 500}{1.4} = 296.43 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{K_{FN2}\sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.85 \times 380}{1.4} = 230.71 \text{ MPa}$$

## 2) 齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_1Y_{Fa1}Y_{Sa1}Y_e}{\phi_d m^3 Z_1^2} = \frac{2 \times 1000 \times 2.389 \times 46.16 \times 2.58 \times 1.61 \times 0.68}{1 \times 2^3 \times 26^2}$$

$$= 115.194 \text{ MPa} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2KT_1Y_{Fa2}Y_{Sa2}Y_e}{\phi_d m^3 Z_1^2} = \frac{2 \times 1000 \times 2.389 \times 46.16 \times 2.17 \times 1.83 \times 0.68}{1 \times 2^3 \times 26^2}$$

$$= 110.127 \text{ MPa} \leq [\sigma_{F2}]$$

齿根弯曲疲劳强度满足要求。

## 主要设计结论

齿数  $Z_1 = 26$ 、 $Z_2 = 115$ ，模数  $m = 2 \text{ mm}$ ，压力角  $\alpha = 20^\circ$ ，中心距  $a = 141 \text{ mm}$ ，齿宽  $b_1 = 57 \text{ mm}$ 、 $b_2 = 52 \text{ mm}$ 。

### 3.1.5 齿轮参数总结和计算

代号名称	计算公式	高速级小齿轮	高速级大齿轮
模数 $m$		2mm	2mm
齿数 $z$		26	115
齿宽 $b$		57mm	52mm
分度圆直径 $d$		52mm	230mm
齿顶高系数 $ha$		1.0	1.0
顶隙系数 $c$		0.25	0.25
齿顶高 $ha$	$m \times ha$	2mm	2mm
齿根高 $hf$	$m \times (ha+c)$	2.5mm	2.5mm
全齿高 $h$	$ha+hf$	4.5mm	4.5mm
齿顶圆直径 $da$	$d+2 \times ha$	56mm	234mm
齿根圆直径 $df$	$d-2 \times hf$	47mm	225mm

表 5-1 高速齿轮参数

## 3.2 低速级齿轮传动的设计计算

### 3.2.1 选精度等级、材料及齿数

1. 材料选择：通过查阅资料选 40Cr 并且经过调质热处理作为小齿轮材料，通过查阅资料齿轮硬度范围取为 280HBS，选用经过调质热处理的 45 号钢作为大齿轮材料，通过查阅资料齿轮硬度范围取为 240HBS。
2. 一般工作机器，选用 8 级精度。
3. 选小齿轮齿数  $Z_3 = 27$ ，大齿轮齿数  $Z_4 = 27 \times 3.41 = 92.07$ ，取  $Z_4 = 92$ 。
4. 压力角  $\alpha = 20^\circ$ 。

### 3.2.2 按齿面接触疲劳强度设计

1. 由式试算小齿轮分度圆直径，即

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_2u+1}{\Phi_d} \left( \frac{Z_E Z_H Z_\epsilon}{[\sigma_H]} \right)^2}$$

1) 确定公式中的各参数值。

①试选载荷系数  $K_{ht} = 1.3$ 。

②计算小齿轮传递的转矩

$$T_2 = 9.55 \times 10^3 \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^3 \times \frac{4.46}{216.7} = 196.55 \text{ Nm}$$

③选取齿宽系数  $\Phi_d = 1$ 。

④由图查取区域系数  $Z_H = 2.5$ 。

⑤查表得材料的弹性影响系数  $Z_E = 189.8\sqrt{\text{MPa}}$

⑥计算接触疲劳强度用重合度系数  $Z_\epsilon$ 。

端面压力角:

$$\alpha_{a1} = \arccos \left[ \frac{Z_3 \cos \alpha}{Z_3 + 2h_a^*} \right] = \arccos \left[ \frac{27 \times \cos 20^\circ}{27 + 2 \times 1} \right] = 28.977^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left[ \frac{Z_4 \cos \alpha}{Z_4 + 2h_a^*} \right] = \arccos \left[ \frac{92 \times \cos 20^\circ}{92 + 2 \times 1} \right] = 23.121^\circ$$

端面重合度:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} \left[ Z_3 \left( \tan \alpha_{a1} - \tan \alpha' \right) + Z_4 \left( \tan \alpha_{a2} - \tan \alpha' \right) \right]$$

$$= \frac{1}{2\pi} [27 \times (\tan 28.977^\circ - \tan 20^\circ) + 92 \times (\tan 23.121^\circ - \tan 20^\circ)]$$

$$= 1.738$$

重合度系数:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1.738}{3}} = 0.868$$

⑦计算接触疲劳许用应力 $[\sigma_H]$

通过查阅资料确定大齿轮和小齿轮两个齿轮的各个接触疲劳极限分别为 $\sigma_{Hlim1} = 600 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{Hlim2} = 550 \text{ MPa}$ 。

计算应力循环次数:

$$N_1 = 60n_2jL_h = 60 \times 216.7 \times 1 \times 10 \times 2 \times 8 \times 300 = 6.24 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i_{23}} = \frac{6.24 \times 10^8}{3.41} = 1.83 \times 10^8$$

查取接触疲劳寿命系数:  $K_{HN1} = 0.89$ 、 $K_{HN2} = 0.92$ 。

取失效概率为 1%, 安全系数 S=1, 得:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{Hlim1} K_{HN1}}{S} = \frac{600 \times 0.89}{1} = 534 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{Hlim2} K_{HN2}}{S} = \frac{550 \times 0.92}{1} = 506 \text{ MPa}$$

取 $[\sigma_H]_1$  和 $[\sigma_H]_2$  中的较小者作为该齿轮副的接触疲劳许用应力, 即

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 506 \text{ MPa}$$

2) 试算小齿轮分度圆直径

$$\begin{aligned}
 d_3 &\geq \sqrt[3]{\frac{2KT_2}{\phi_d} \frac{u+1}{u} \left( \frac{Z_E Z_H Z_\varepsilon}{[\sigma_H]} \right)^2} \\
 &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1000 \times 1.3 \times 196.55}{1} \times \frac{3.41+1}{3.41} \times \left( \frac{189.8 \times 2.5 \times 0.868}{506} \right)^2} \\
 &= 75.936\text{mm}
 \end{aligned}$$

## 2. 调整小齿轮分度圆直径

### 1) 计算实际载荷系数前的数据准备

①圆周速度  $v$

$$v = \frac{\pi \times d_{3t} \times n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 75.936 \times 216.7}{60 \times 1000} = 0.86\text{m/s}$$

②齿宽  $b$

$$b = \varphi_d d_{3t} = 1 \times 75.936 = 75.936\text{mm}$$

### 2) 计算实际载荷系数 $K_H$

①由表查得使用系数  $K_A = 1.25$ 。

②根据  $v = 0.86\text{ m/s}$ 、8 级精度，由图查得动载系数  $K_v = 1.05$ 。

③齿轮的圆周力

$$\begin{aligned}
 F_{t1} &= \frac{2T_2}{d_{3t}} = \frac{2 \times 1000 \times 196.55}{75.936} = 5176.728\text{N} \\
 \frac{K_A F_{t1}}{b} &= \frac{1.25 \times 5176.728}{75.936} = 85.22\text{N/mm} < 100\text{ N/mm}
 \end{aligned}$$

查表得齿间载荷分配系数  $K_{H\alpha} = 1.2$ 。

④由表用插值法查得 8 级精度、小齿轮相对支承非对称布置时， $K_{H\beta} = 1.462$ 。

由此，得到实际载荷系数

$$K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.05 \times 1.2 \times 1.462 = 2.303$$

3) 可得按实际载荷系数算的的分度圆直径

$$d_3 = d_{3t} \times \sqrt{\frac{K}{K_t}} = 75.936 \times \sqrt{\frac{2.303}{1.3}} = 91.882 \text{ mm}$$

及相应的齿轮模数

$$m = \frac{d_3}{Z_3} = \frac{91.882}{27} = 3.403 \text{ mm}$$

模数取为标准值  $m = 3 \text{ mm}$ 。

### 3.2.3 几何尺寸计算

1. 计算分度圆直径

$$d_3 = mZ_3 = 3 \times 27 = 81 \text{ mm}$$

$$d_4 = mZ_4 = 3 \times 92 = 276 \text{ mm}$$

2. 计算中心距

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{81 + 276}{2} = 178.5 \text{ mm}$$

3. 计算齿轮宽度

$$b = \varphi_d d_3 = 1 \times 81 = 81 \text{ mm}$$

取  $b_4 = 81$ 、 $b_3 = 86$ 。

### 3.2.4 校核齿根弯曲疲劳强度

#### 1. 齿根弯曲疲劳强度条件

$$\sigma_F = \frac{2KT_2Y_{Fa}Y_{Sa}Y_\varepsilon}{\varphi_d m^3 Z_3^2}$$

1) 确定公式中各参数值

①计算弯曲疲劳强度用重合度系数  $Y_\varepsilon$

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha} = 0.25 + \frac{0.75}{1.738} = 0.682$$

②由齿数，查图得齿形系数和应力修正系数

$$Y_{Fa1} = 2.56 \quad Y_{Fa2} = 2.21$$

$$Y_{Sa1} = 1.62 \quad Y_{Sa2} = 1.8$$

③计算实际载荷系数  $K_F$

由表查得齿间载荷分配系数  $K_{F\alpha} = 1.2$

根据  $K_{H\beta} = 1.462$ ，结合  $b/h = 12$  查图得  $K_{F\beta} = 1.432$

则载荷系数为

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.05 \times 1.2 \times 1.432 = 2.255$$

④计算齿根弯曲疲劳许用应力 [ $\sigma_F$ ]

查得小齿轮和大齿轮的弯曲疲劳极限分别为  $\sigma_{Flim1} = 500 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{Flim2} = 380$

$\text{MPa}$ 。

由图查取弯曲疲劳寿命系数  $K_{FN1} = 0.85$ 、 $K_{FN2} = 0.88$

取安全系数  $S=1.4$ ，得

$$[\sigma_{F1}] = \frac{K_{FN1}\sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.85 \times 500}{1.4} = 303.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{K_{FN2}\sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.86 \text{ MPa}$$

## 2) 齿根弯曲疲劳强度校核

$$\sigma_{F1} = \frac{2KT_2Y_{Fa1}Y_{Sa1}Y_\varepsilon}{\phi_d m^3 Z_3^2} = \frac{2 \times 1000 \times 2.255 \times 196.55 \times 2.56 \times 1.62 \times 0.682}{1 \times 3^3 \times 27^2}$$

$$= 127.379 \text{ MPa} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2KT_2Y_{Fa2}Y_{Sa2}Y_\varepsilon}{\phi_d m^3 Z_3^2} = \frac{2 \times 1000 \times 2.255 \times 196.55 \times 2.21 \times 1.8 \times 0.682}{1 \times 3^3 \times 27^2}$$

$$= 122.182 \text{ MPa} \leq [\sigma_{F2}]$$

齿根弯曲疲劳强度满足要求。

## 主要设计结论

齿数  $Z_3 = 27$ 、 $Z_4 = 92$ ，模数  $m = 3 \text{ mm}$ ，压力角  $\alpha = 20^\circ$ ，中心距  $a = 178.5 \text{ mm}$ ，齿宽  $b_1 = 86 \text{ mm}$ 、 $b_2 = 81 \text{ mm}$ 。

### 3.2.5 齿轮参数总结和计算

代号名称	计算公式	低速级小齿轮	低速级大齿轮
模数 $m$		3mm	3mm
齿数 $z$		27	92
齿宽 $b$		86mm	81mm
分度圆直径 $d$		81mm	276mm
齿顶高系数 $ha$		1.0	1.0
顶隙系数 $c$		0.25	0.25
齿顶高 $ha$	$m \times ha$	3mm	3mm
齿根高 $hf$	$m \times (ha+c)$	3.75mm	3.75mm
全齿高 $h$	$ha+hf$	6.75mm	6.75mm
齿顶圆直径 $da$	$d+2 \times ha$	87mm	282mm
齿根圆直径 $df$	$d-2 \times hf$	73.5mm	268.5mm

表 5-2 低速齿轮参数

### 3.3 开式齿轮传动的设计

#### 3.3.1 选精度等级、材料及齿数

1. 材料选择。通过查阅资料选 40Cr 并且经过调质热处理作为小齿轮材料，通过查阅资料齿轮的齿面硬度为 280HBS，选用经过调质热处理的 45 号钢作为大齿轮材料，通过查阅资料齿轮硬度范围取为 240HBS。
2. 一般工作机器，选用 8 级精度。
3. 选小齿轮齿数  $z_1 = 23$ ，大齿轮齿数  $z_2 = 23 \times 6 = 138$ ，取  $z_2 = 137$ 。
4. 压力角  $\alpha = 20^\circ$ 。

#### 3.3.2 按齿根弯曲疲劳强度设计

1. 由式试算齿轮模数，即

$$m_{nt} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ft}T_4Y_\varepsilon}{\psi_d^2 Z_1} \times \left( \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma_F]} \right)}$$

1) 确定公式中的各参数值。

①试选载荷系数  $K_{Ft} = 1.3$ 。

②计算小齿轮传递的转矩

$$T_4 = 629.65 \text{ N/m}$$

③选取齿宽系数  $\Phi_d = 1$ 。

④计算弯曲疲劳强度用重合度系数  $Y_\varepsilon$ 。

$$\alpha_{a1} = \arccos[z_1 \cos \alpha / (z_1 + 2h_{an}^*)]$$

$$= \arccos[23 \times \cos 20^\circ / (23 + 2 \times 1)] = 30.181^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \arccos[z_2 \cos \alpha / (z_2 + 2h_{an}^*)]$$

$$= \arccos[137 \times \cos 20^\circ / (137 + 2 \times 1)] = 22.156^\circ$$

端面重合度:

$$\begin{aligned}\varepsilon_a &= [z_1(\tan\alpha_{a1}-\tan\alpha)+z_2(\tan\alpha_{a2}-\tan\alpha)]/2\pi \\ &= [23 \times (\tan 30.181^\circ - \tan 20^\circ) + 137 \times (\tan 22.156^\circ - \tan 20^\circ)]/2\pi = 1.739\end{aligned}$$

重合度系数:

$$Y_\varepsilon = 0.25 + 0.75/\varepsilon_a = 0.25 + 0.75/1.739 = 0.681$$

⑤由齿数查图得齿形系数和应力修正系数

$$Y_{Fa1} = 2.66 \quad Y_{Fa2} = 2.16$$

$$Y_{Sa1} = 1.59 \quad Y_{Sa2} = 1.83$$

⑥计算齿根弯曲疲劳许用应力[ $\sigma_F$ ]

通过查阅资料确定大齿轮和小齿轮两个齿轮的各个接触疲劳极限分别为 $\sigma_{Flim1} = 500 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{Flim2} = 380 \text{ MPa}$ 。

计算应力循环次数:

小齿轮应力循环次数:  $N_1 = 60nkt_h = 60 \times 63.55 \times 1 \times 10 \times 300 \times 2 \times 8 = 1.83 \times 10^8$

大齿轮应力循环次数:  $N_2 = 60nkt_h = N_1/u = 1.83 \times 10^8 / 6 = 3.05 \times 10^7$

由图查取弯曲疲劳寿命系数  $K_{FN1} = 0.88$ 、 $K_{FN2} = 0.91$

取安全系数  $S=1.4$ , 得

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{Flim1}}{S} = \frac{0.88 \times 500}{1.4} = 314.29 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{Flim2}}{S} = \frac{0.91 \times 380}{1.4} = 247 \text{ MPa}$$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.66 \times 1.59}{314.29} = .0135$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.16 \times 1.83}{247} = .016$$

因为大齿轮的  $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma F]}$  大于小齿轮，所以取

$$\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma F]} = \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma F]2} = .016$$

## 2) 试算齿轮模数

$$m_{nt} \geq \sqrt[3]{\frac{2K_{Ft} T_1 Y_e}{\psi_d Z_1^2} \times \left( \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma F]} \right)}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1000 \times 1.3 \times 629.65 \times 0.681}{1 \times 23^2} \times .016} = 3.231 \text{ mm}$$

### 2. 调整齿轮模数

#### 1) 计算实际载荷系数前的数据准备

##### ①圆周速度 v

$$d_1 = m_{nt} z_1 = 3.231 \times 23 = 74.313 \text{ mm}$$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 74.313 \times 63.55}{60 \times 1000} = .25 \text{ m/s}$$

##### ②齿宽 b

$$b = \phi_d d_1 = 1 \times 74.313 = 74.313 \text{ mm}$$

##### ③齿高 h 及宽高比 b/h

$$h = (2h_{an}^* + c_n^*) m_{nt} = (2 \times 1 + 0.25) \times 3.231 = 7.27 \text{ mm}$$

$$b/h = 74.313 / 7.27 = 10.22$$

#### 2) 计算实际载荷系数 K\_F

##### ①由表查得使用系数 K\_A = 1.25。

##### ②根据 $v = .25 \text{ m/s}$ 、8 级精度，由图查得动载系数 $K_v = 1.02$ 。

③齿轮的圆周力

$$F_{t1} = 2T_4/d_1 = 2 \times 1000 \times 629.65 / 74.313 = 16945.891 \text{ N}$$

$$K_A F_{t1}/b = 1.25 \times 16945.891 / 74.313 = 285.04 \text{ N/mm} > 100 \text{ N/mm}$$

查表得齿间载荷分配系数  $K_{F\alpha} = 1.1$ 。

④由表用插值法查得  $K_{H\beta} = 1.171$ , 结合  $b/h = 10.22$  查图, 得  $K_{F\beta} = 1.141$ 。

则载荷系数为:

$$K_F = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.02 \times 1.1 \times 1.141 = 1.6$$

3) 可得按实际载荷系数算得的齿轮模数

$$m_n = m_{nt} \sqrt[3]{\frac{K_F}{K_{Ft}}} = 3.231 \times \sqrt[3]{\frac{1.6}{1.3}} = 3.463 \text{ mm}$$

模数取为标准值  $m = 3.5 \text{ mm}$ 。

### 3.3.3 几何尺寸计算

1. 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 23 \times 3.5 = 80.5 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 137 \times 3.5 = 479.5 \text{ mm}$$

2. 计算中心距

$$a = (d_1 + d_2)/2 = (80.5 + 479.5)/2 = 280 \text{ mm}$$

3. 计算齿轮宽度

$$b = \sigma_d \times d_1 = 1 \times 80.5 = 80.5 \text{ mm}$$

取  $b_2 = 81 \text{ mm}$ 、 $b_1 = 86 \text{ mm}$ 。

### 3.3.4 主要设计结论

齿数  $z_1 = 23$ 、 $z_2 = 137$ ，模数  $m = 3.5 \text{ mm}$ ，压力角  $\alpha = 20^\circ$ ，中心距  $a = 280 \text{ mm}$ ，齿宽  $b_1 = 86 \text{ mm}$ 、 $b_2 = 81 \text{ mm}$ 。

### 3.3.5 齿轮参数总结和计算

代号名称	计算公式	高速级小齿轮	高速级大齿轮
模数 $m$		3.5mm	3.5mm
齿数 $z$		23	137
齿宽 $b$		86mm	81mm
分度圆直径 $d$		80.5mm	479.5mm
齿顶高系数 $ha$		1.0	1.0
顶隙系数 $c$		0.25	0.25
齿顶高 $ha$	$m \times ha$	3.5mm	3.5mm
齿根高 $hf$	$m \times (ha+c)$	4.375mm	4.375mm
全齿高 $h$	$ha+hf$	7.875mm	7.875mm
齿顶圆直径 $da$	$d+2 \times ha$	87.5mm	486.5mm
齿根圆直径 $df$	$d-2 \times hf$	71.75mm	470.75mm

表 5-3 开式齿轮参数

## 4. 支承装置性能设计

### 4.1 支承方案设计

#### 4.1.1 双支点单向固定

双支点单向固定又称为全固式，是指轴的两个支承端各限制一个方向的轴向位移的支承结构形式，两个支承组合可限制轴的双向移动。如图 2-1 所示，利用内圈的轴肩、外圈和轴承盖实现轴承的定位和固定。

这种固定方式结构简单、便于安装、调整容易，适用于工作温度变化不大的短轴。

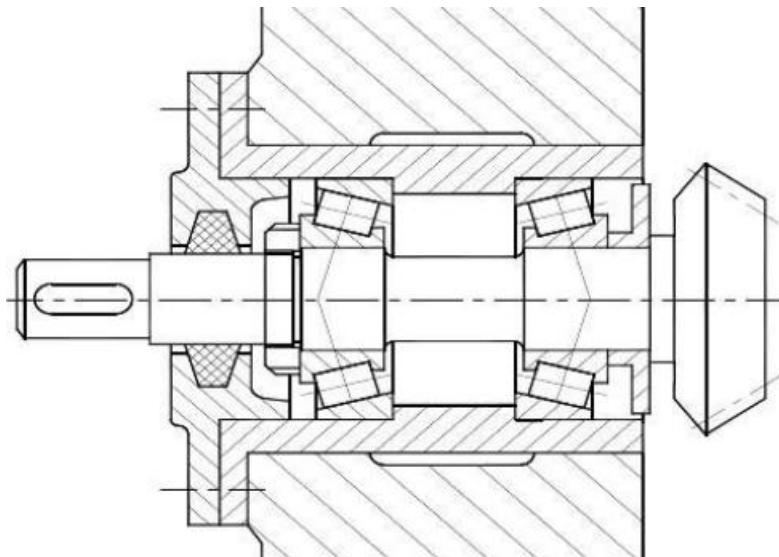


图 2-1 双支点单向固定

#### 4.1.2 单支点双向固定

单支点双向固定又称为固游式，是指轴的一个支承端限制轴的双向移动（固定端）、另一个支承端游动，如图 2-2 所示。固定支承的轴承内、外圈在轴向都要固定，游动端轴承与轴或轴承座孔间可以相对移动（游动端），以补偿轴因热变形及制造安装误差所引起的长度变换。

这种结构比较复杂，但工作稳定性好，适用于工作温度变化较大的长轴。

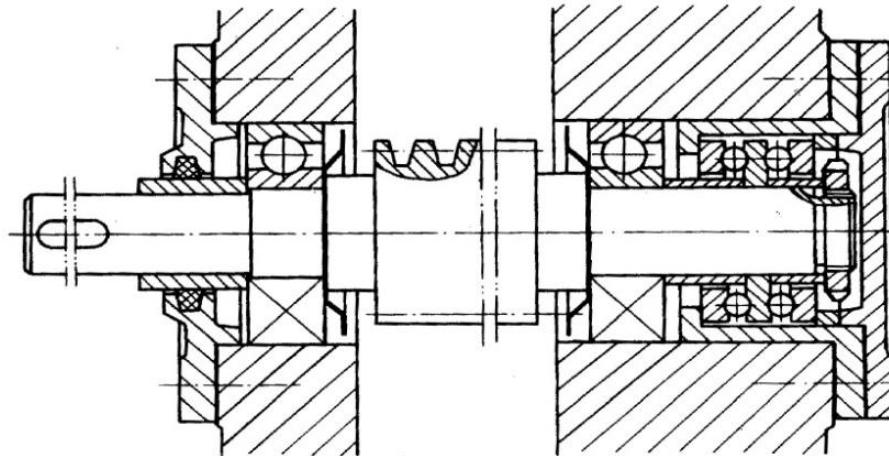


图 2-2 单支点双向固定

### 4.1.3 两端游动支承

两端游动支承又称全游式，是指轴的两个支承端轴承均为游动支承，如图 2-3 所示人字齿轮轴支承。由于人字齿轮自身具有相互轴向限位作用，且齿轮左、右螺旋角加工存在偏差，这就要求两个齿轮应有较准确的轴向相对位置。为此，人字齿轮的组合通常设计为一个轴的位置相对机架轴向固定，另一个轴的轴向位置可相对游动。

一般用于人字齿轮的轴的支承。对于支承人字齿轮的轴系部件，其位置可通过人字齿轮的几何形状确定，这时必须将两个支点设计为游动支承，但用于其啮合的人字齿轮所在轴系部件必须时两端固定的，以便两轴得到轴向定位。

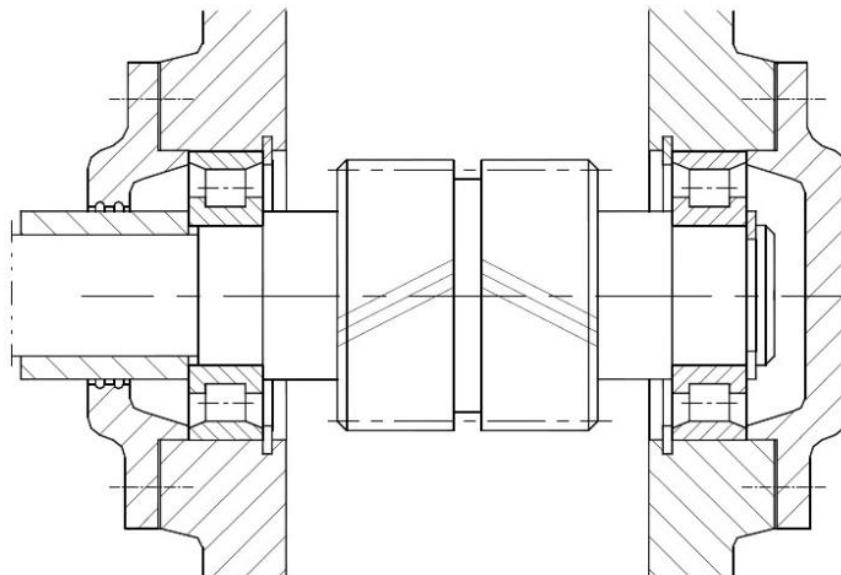


图 2-3 两端游动支承

#### 4.1.4 最终选定支承方案

根据已知条件和功能需求，最终选定采用双支点单向固定，这种固定方式结构简单、便于安装、调整容易，适用于工作温度变化不大的短轴。对于用滚动轴承制成的滚动轴来说，轴的轴向定位就是滚动轴承相对于机架的定位，一般情况下都是用两个轴承盖分别在两端固定，即两端单向固定形式。

**轴承：**主要靠与轴承座孔和与轴的配合来完成周向固定，靠套筒，挡油板，轴肩和轴承盖完成轴向固定。

**齿轮：**主要靠键与轴连接完成轴向固定，靠轴肩，套筒，挡油板完成轴向固定。其他简单的零件也是类似。

轴承端盖的作用一是轴向固定轴承，二是起密封掩护作用，防止轴承进入尘土等进入轴承造成损坏。

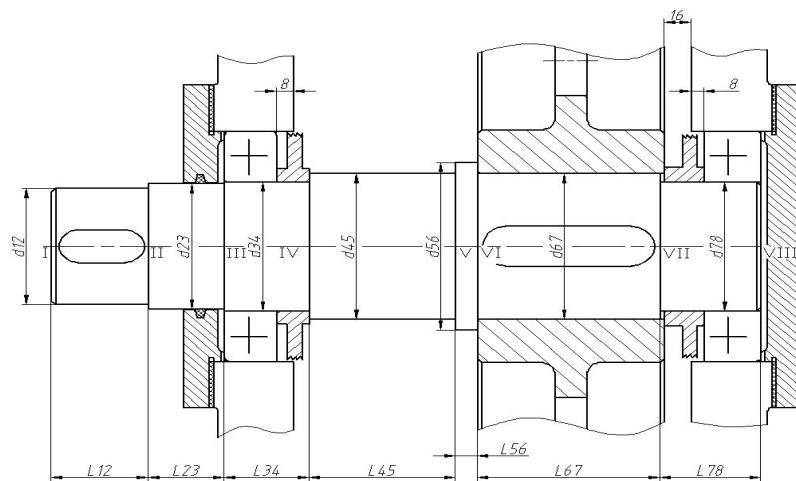


图 2-4 最终支承方案

## 4.2 支承轴系结构设计

### 4.2.1 轴的材料及热处理

输入轴、中间轴、输出轴的材料都选用 45 钢。

输入轴、中间轴、输出轴都需经过调质处理。

### 4.2.2 轴的扭转强度

初步确定轴的直径。

#### 4.2.2.1 输入轴的最小直径初步确定

先初步估算轴的最小直径。用 45 号钢作为轴的材料，调质处理，根据表，取： $A_0 = 112$ ，于是得

$$d_{\min} = A_0 \times^3 \sqrt{\frac{P_1}{n_1}} = 112 \times^3 \sqrt{\frac{4.64}{960}} = 18.9 \text{mm}$$

容易得出，我们可以将输入安装联轴器处轴的直径  $d_{12}$  作为轴的最小直径，为了让联轴器的孔径和前文所用轴直径  $d_{12}$  与相配合，因此需要对联轴器的型号进行选择。

联轴器的计算转矩  $T_{ca} = K_A T_1$ ，查表，考虑转矩变化小，故取  $K_A = 1.5$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T_1 = 1.5 \times 46.16 = 69.2 \text{Nm}$$

依照计算转矩  $T_{ca}$  应小于联轴器公称转矩的前提，同时兼顾电机轴直径 38mm，查标准 GB/T 4323-2002 或手册，选用 LT5 型联轴器。半联轴器的孔径为 32 mm 故取  $d_{12} = 32 \text{ mm}$ ，半联轴器 2 与轴配合的毂孔长度为 60 mm。

#### 4.2.2.2 中间轴的最小直径初步确定

先初步估算轴的最小直径。用 45 号钢作为轴的材料，调质处理，根据表，取： $A_0 = 107$ ，得：

$$d_{\min} = A_0 \times^3 \sqrt{\frac{P_2}{n_2}} = 107 \times^3 \sqrt{\frac{4.46}{216.7}} = 29.3 \text{mm}$$

### 4.2.2.3 输出轴的最小直径初步确定

先初步估算轴的最小直径。用 45 号钢作为轴的材料，调质处理，根据表，取： $A_0 = 112$ ，于是得

$$d_{\min} = A_0 \times^3 \sqrt{\frac{P_3}{n_3}} = 112 \times^3 \sqrt{\frac{4.28}{63.55}} = 45.6\text{mm}$$

容易得出，我们可以将输入安装联轴器处轴的直径  $d_{12}$  作为轴的最小直径，为了让联轴器的孔径和前文所用轴直径  $d_{12}$  与相配合，因此需要对联轴器的型号进行选择。

联轴器的计算转矩  $T_{ca} = K_A T_3$ ，查表，考虑转矩变化小，故取  $K_A = 1.5$ ，则：

$$T_{ca} = K_A T_3 = 1.5 \times 643.18 = 964.8\text{Nm}$$

依据计算转矩  $T_{ca}$  应小于联轴器公称转矩的前提，查标准 GB/T 4323-2002 或手册，选用 LT9 型联轴器。半联轴器的孔径为 50 mm 故取  $d_{12} = 50\text{ mm}$ ，半联轴器与轴配合的毂孔长度为 84 mm。

## 4.2.3 轴系及轴的结构设计

### 4.2.3.1 输入轴的结构设计

#### 一、 输入轴的尺寸设计

1) 根据联轴器对轴向定位精度需求，轴的 I-II 段的右侧需设计一轴肩，故取 II=III 段的直径  $d_{23} = 37\text{ mm}$ ；左端用轴端挡圈定位，按轴端直径取挡圈直径  $D = 42\text{ mm}$ 。半联轴器与轴配合的毂孔长度  $L = 60\text{ mm}$ ，为了保证轴端挡圈不会压在轴的端面上，同时保证轴端挡圈只会对联轴器产生力的作用，故 I-II 段的长度应比  $L$  略短一些，现取  $l_{12} = 58\text{ mm}$ 。

2) 初步选用滚动轴承。因轴承只受径向力的作用，故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据  $d_{23} = 37\text{ mm}$ ，根据资料选择深沟球轴承 6208，其尺寸为  $d \times D \times T = 40 \times 80 \times 18\text{ mm}$ ，故  $d_{34} = d_{78} = 40\text{ mm}$ ，取挡油环的宽度为 15，则  $l_{34} = l_{78} = 18 + 15 = 33\text{ mm}$ 。

轴承采用挡油环进行轴向定位。由手册上查得 6208 型轴承的定位轴肩高度  $h = 3.5\text{ mm}$ ，因此，取  $d_{45} = d_{67} = 47\text{ mm}$ 。

3) 由于齿轮的直径较小, 为了保证齿轮轮体的强度, 应将齿轮和轴做成一体而成为齿轮轴。所以  $l_{56} = B = 57 \text{ mm}$ ,  $d_{56} = d_1 = 52 \text{ mm}$

4) 为了保证装拆轴承端盖简便性, 应保证大带轮右端面与轴承端盖的外端面有间隔一段距离, 取  $l_{23} = 50 \text{ mm}$ 。

5) 取齿轮距箱体内壁之距离  $\Delta = 16 \text{ mm}$ , 低速小齿轮和高速小齿轮之间的距离  $c = 12 \text{ mm}$ 。考虑箱体的铸造误差, 在确定滚动轴承位置时, 应距箱体内壁一段距离  $s$ , 取  $s = 8 \text{ mm}$ , 已知低速小齿轮的宽度  $b_3 = 86 \text{ mm}$ , 则

$$l_{45} = b_3 + c + \Delta + s - 15 = 86 + 12 + 16 + 8 - 15 = 107 \text{ mm}$$

$$l_{67} = \Delta + s - 15 = 9 \text{ mm}$$

至此, 已初步确定了轴的各段直径和长度。

## 二、输入轴的结构设计图

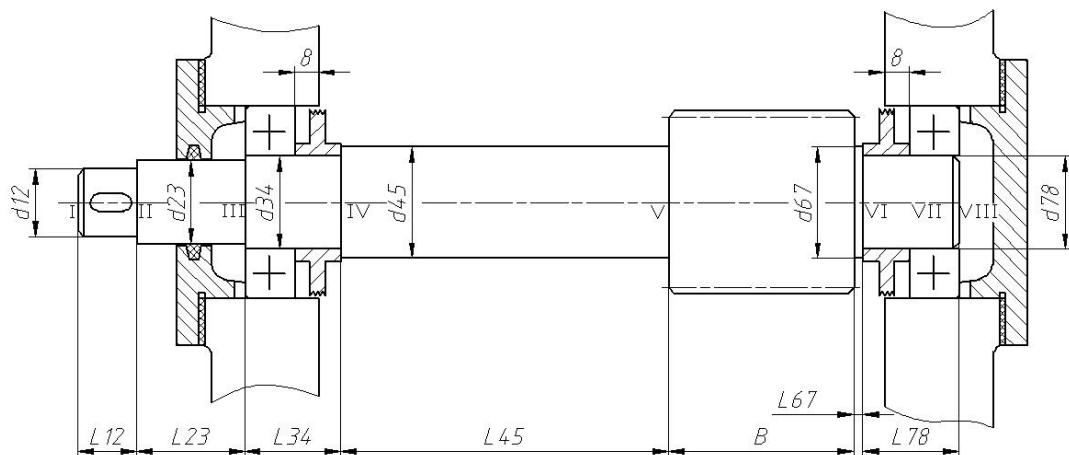


图 3-1 输入轴的结构设计图

### 4.2.3.2 中间轴的结构设计

#### 一、中间轴的尺寸设计

1) 初步选择滚动轴承。中间轴最小直径是安装滚动轴承的直径  $d_{12}$  和  $d_{56}$ , 因轴承只受径向力的作用, 故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据  $d_{min} = 29.3$  mm, 由轴承产品目录中选取深沟球轴承 6209, 其尺寸为  $d \times D \times T = 45 \times 85 \times 19$  mm, 故  $d_{12} = d_{56} = 45$  mm。

2) 取安装大齿轮处的轴段 V-VI 的直径  $d_{45} = 50$  mm; 齿轮的右端与右轴承之间采用挡油环定位。已知高速大齿轮齿轮轮毂的宽度  $B = 52$  mm, 为了可靠的压紧齿轮, 此轴段应略短于轮毂宽度, 故取  $l_{45} = 50$  mm。齿轮的左端采用轴肩定位, 轴肩高度  $h = (2\sim 3)R$ , 由轴径  $d_{45} = 50$  mm 查表, 得  $R = 1.6$  mm, 故取  $h = 4$  mm, 则轴环处的直径  $d_{34} = 58$  mm。轴环宽度  $b \geq 1.4h$ , 取  $l_{34} = 14.5$  mm。

3) 左端滚动轴承采用挡油环进行轴向定位。由手册上查得 6209 型轴承的定位轴肩高度  $h = 3.5$  mm, 因此, 取  $d_{23} = 50$  mm。

4) 考虑材料和加工的经济性, 应将低速小齿轮和轴分开放设计与制造。已知低速小齿轮的轮毂宽度为  $B = 86$  mm, 为了使挡油环端面可靠地压紧齿轮, 此轴段应略短于轮毂宽度, 故取  $l_{23} = 84$  mm。

5) 取齿轮距箱体内壁之距离  $\Delta = 16$  mm, 高速小齿轮和低速小齿轮之间的距离  $c = 12$  mm。考虑箱体的铸造误差, 在确定滚动轴承位置时, 应距箱体内壁一段距离  $s$ , 取  $s = 8$  mm, 已知滚动轴承宽度  $T = 19$  mm, 则

$$l_{12} = T + \Delta + s + 2 = 19 + 16 + 8 + 2 = 45 \text{ mm}$$

$$l_{67} = T_2 T + s + \Delta + 2.5 + 2 = 19 + 8 + 16 + 2.5 + 2 = 47.5 \text{ mm}$$

至此, 已初步确定了轴的各段直径和长度。

## 二、中间轴的结构设计图

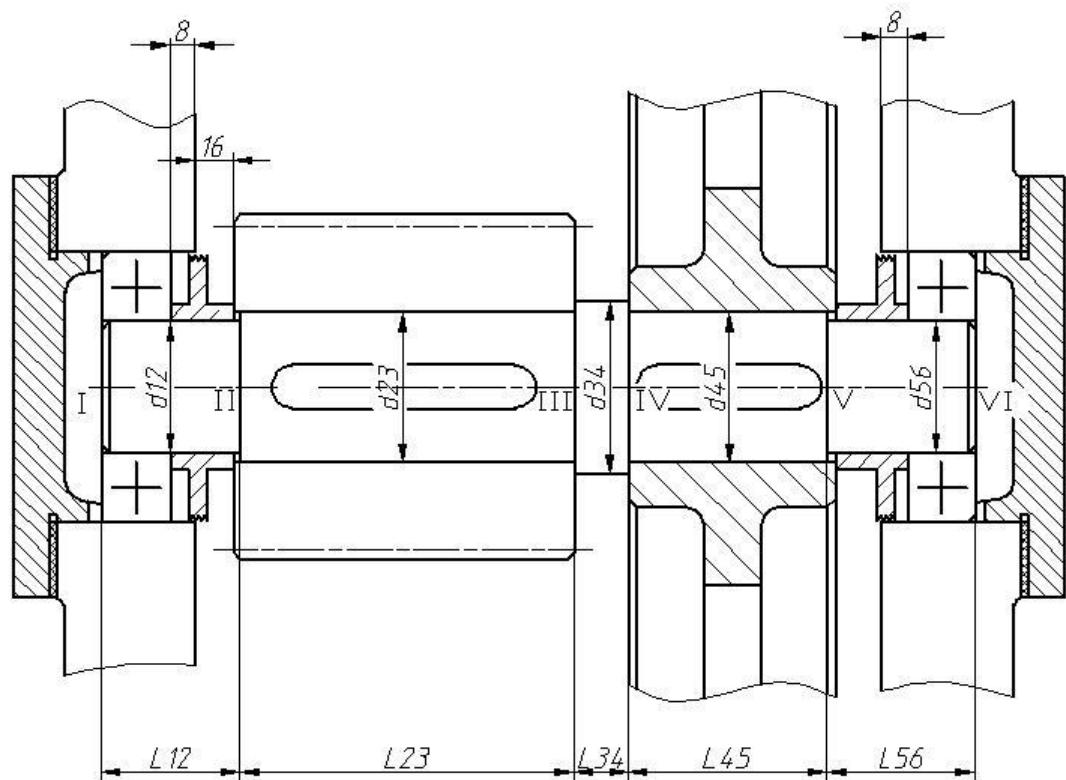


图 3-2 中间轴的结构设计图

### 4.2.3.3 输出轴的结构设计

#### 一、输出轴的尺寸设计

1) 为了满足半联轴器的轴向定位要求, I-II 轴段右端需制出一轴肩, 故取 II-III 段的直径  $d_{23} = 55 \text{ mm}$ ; 左端用轴端挡圈定位, 按轴端直径取挡圈直径  $D = 60 \text{ mm}$ 。半联轴器与轴配合的毂孔长度  $L = 84 \text{ mm}$ , 为了保证轴端挡圈只压在半联轴器上而不压在轴的端面上, 故 I-II 段的长度应比  $L$  略短一些, 现取  $l_{12} = 82 \text{ mm}$ 。

2) 初步选择滚动轴承。因轴承只受径向力的作用, 故选用深沟球轴承。参照工作要求并根据  $d_{23} = 55 \text{ mm}$ , 由轴承产品目录中选取深沟球轴承 6212, 其尺寸为  $d \times D \times T = 60\text{mm} \times 110\text{mm} \times 22\text{mm}$ , 故  $d_{34} = d_{78} = 60 \text{ mm}$ , 取挡油环的宽度为 15, 则  $l_{34} = 22+15 = 37 \text{ mm}$

左端滚动轴承采用挡油环进行轴向定位。由手册上查得 6212 型轴承的定位轴肩高度  $h = 4.5 \text{ mm}$ , 因此, 取  $d_{45} = 69 \text{ mm}$ 。

3) 取安装齿轮处的轴段 VI-VII 段的直径  $d_{67} = 65 \text{ mm}$ ; 齿轮的右端与右轴承之间采用挡油环定位。已知低速大齿轮轮毂的宽度为  $B = 81 \text{ mm}$ , 为了使挡油环端面可靠地压紧齿轮, 此轴段应略短于轮毂宽度, 故取  $l_{67} = 79 \text{ mm}$ 。齿轮的左端采用轴肩定位, 轴肩高度  $h = (2\sim 3)R$ , 由轴径  $d_{67} = 65 \text{ mm}$  查表, 得  $R = 2 \text{ mm}$ , 故取  $h = 6 \text{ mm}$ , 则轴环处的直径  $d_{56} = 77 \text{ mm}$ 。轴环宽度  $b \geq 1.4h$ , 取  $l_{56} = 12 \text{ mm}$ 。

4) 根据轴承端盖便于装拆, 保证轴承端盖的外端面与半联轴器右端面有一定距离, 取  $l_{23} = 50 \text{ mm}$ 。

5) 取齿轮距箱体内壁之距离  $\Delta = 16 \text{ mm}$ , 低速小齿轮和高速小齿轮之间的距离  $c = 12 \text{ mm}$ 。考虑箱体的铸造误差, 在确定滚动轴承位置时, 应距箱体内壁一段距离  $s$ , 取  $s = 8 \text{ mm}$ , 已知滚动轴承的宽度  $T = 22 \text{ mm}$  高速大齿轮轮毂宽度  $B_2 = 52 \text{ mm}$ , 则

$$l_{45} = B_2 + c + 5 + 2.5 + \Delta + s - l_{56} - 15 = 52 + 12 + 5 + 2.5 + 16 + 8 - 12 - 15 = 68.5 \text{ mm}$$

$$l_{78} = T + s + \Delta + 2.5 + 2 = 22 + 8 + 16 + 2.5 + 2 = 50.5 \text{ mm}$$

至此, 已初步确定了轴的各段直径和长度。

## 二、输出轴的结构设计图

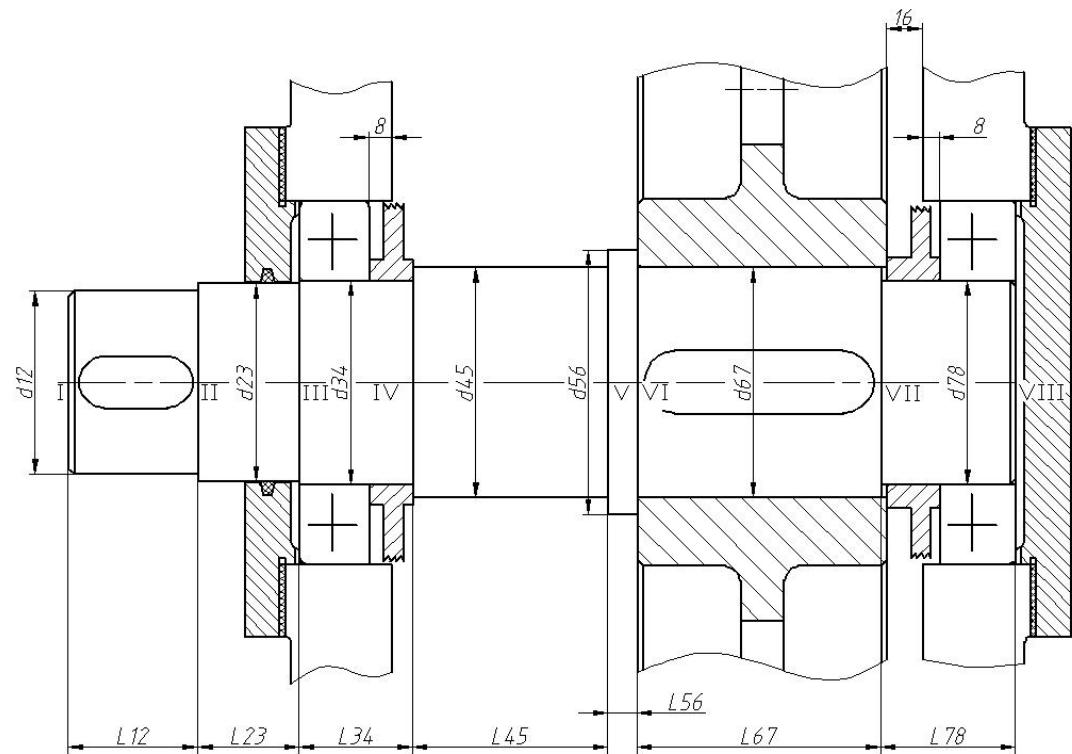


图 3-3 输出轴的设计图

## 4.3 轴性能分析与校核

### 4.3.1 轴力学模型

#### 4.3.1.1 输入轴的力学模型

##### 一、 输入轴的长度模型

根据 6208 型轴承查手册得  $T = 18 \text{ mm}$

输入轴第一段中点距左支点距离  $L_1 = 58/2 + 50 + 18/2 = 88 \text{ mm}$

齿宽中点距左支点距离  $L_2 = 57/2 + 33 + 107 - 18/2 = 159.5 \text{ mm}$

齿宽中点距右支点距离  $L_3 = 57/2 + 9 + 33 - 18/2 = 61.5 \text{ mm}$

##### 二、 计算输入轴的支反力:

水平面支反力 (见图 b):

$$F_{NH1} = \frac{F_t L_3}{L_2 + L_3} = \frac{1775.4 \times 61.5}{159.5 + 61.5} = 494.1 \text{ N}$$

$$F_{NH2} = \frac{F_t L_2}{L_2 + L_3} = \frac{1775.4 \times 159.5}{159.5 + 61.5} = 1281.3 \text{ N}$$

垂直面支反力 (见图 d):

$$F_{NV1} = \frac{F_r L_3}{L_2 + L_3} = \frac{645.8 \times 61.5}{159.5 + 61.5} = 179.7 \text{ N}$$

$$F_{NV2} = \frac{F_r L_2}{L_2 + L_3} = \frac{645.8 \times 159.5}{159.5 + 61.5} = 466.1 \text{ N}$$

##### 三、 计算输入轴的弯矩，并做弯矩图:

截面 C 处的水平弯矩:

$$M_H = F_{NH1} L_2 = 494.1 \times 159.5 = 78809 \text{ Nmm}$$

截面 C 处的垂直弯矩:

$$M_V = F_{NV1} L_2 = 179.7 \times 159.5 = 28662 \text{ Nmm}$$

分别作水平面弯矩图 (图 c) 和垂直面弯矩图 (图 e)。

截面 C 处的合成弯矩:

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{78809^2 + 28662^2} = 83859 \text{ Nmm}$$

作合成弯矩图 (图 f)。

作输入轴转矩图 (图 g)。

## 四、 输入轴的弯扭受力图

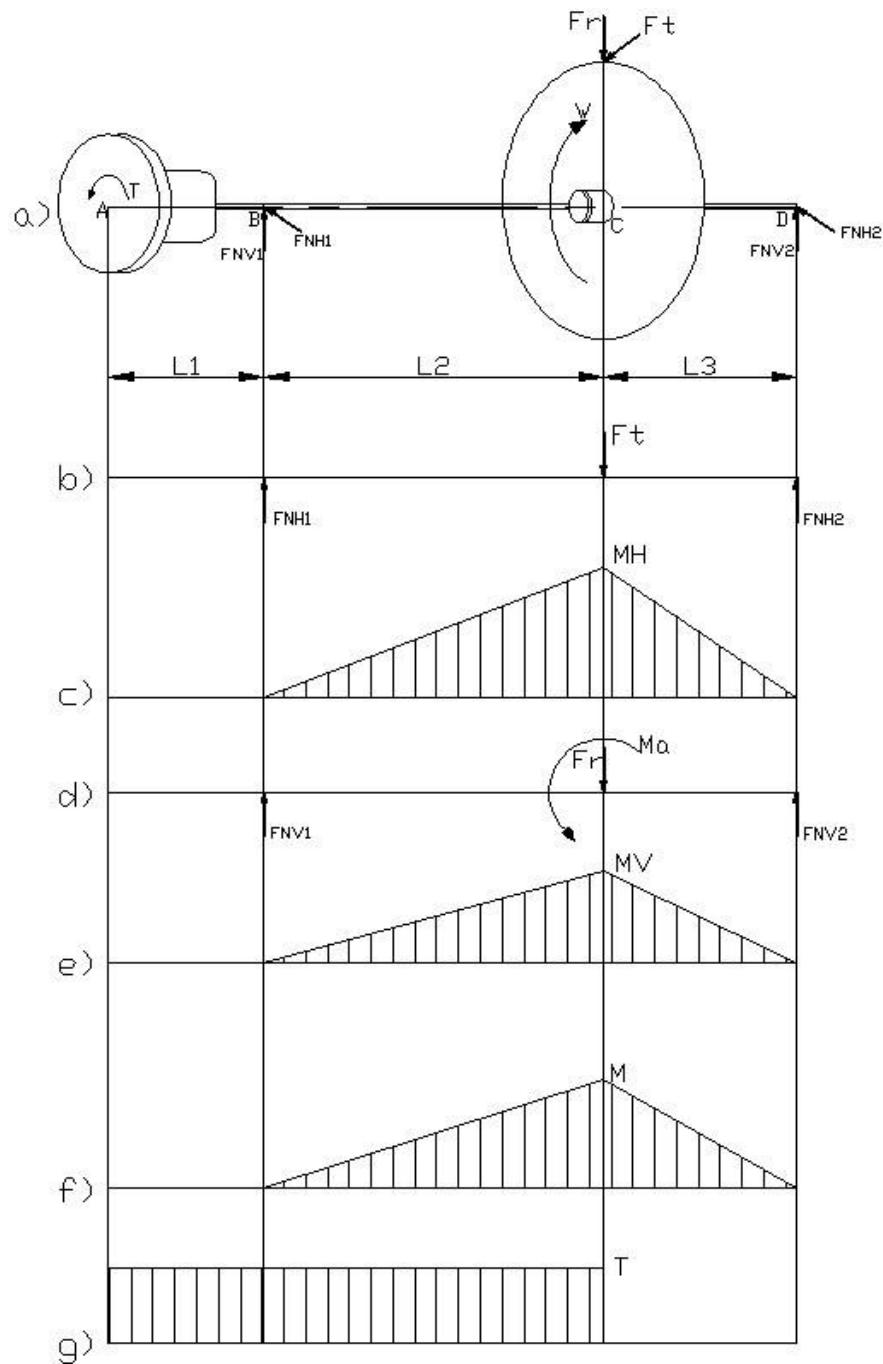


图 4-1 输入轴的弯扭受力图

### 4.3.1.2 中间轴的力学模型

#### 一、中间轴的长度模型

根据 6209 型轴承查手册得  $T = 19 \text{ mm}$

高速大齿轮齿宽中点距左支点距离  $L_1 = (52/2-2+47.5-19/2)\text{mm} = 62 \text{ mm}$

中间轴两齿轮齿宽中点距离  $L_2 = (52/2+14.5+86/2)\text{mm} = 83.5 \text{ mm}$

低速小齿轮齿宽中点距左支点距离  $L_3 = (86/2-2+45-19/2)\text{mm} = 76.5 \text{ mm}$

#### 二、计算中间轴的支反力:

水平面支反力 (见图 b):

$$F_{NH1} = \frac{F_{t1}(L_2 + L_3) + F_{t2}L_3}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{1709.1 \times (83.5 + 76.5) + 4853.1 \times 76.5}{62 + 83.5 + 76.5} \\ = 2904.1\text{N}$$

$$F_{NH2} = \frac{F_{t1}L_1 + F_{t2}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{1709.1 \times 62 + 4853.1 \times (62 + 83.5)}{62 + 83.5 + 76.5} = 3658.1\text{N}$$

垂直面支反力 (见图 d):

$$F_{NV1} = \frac{F_{r1}(L_2 + L_3) - F_{r2}L_3}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{621.7 \times (83.5 + 76.5) - 1765.4 \times 76.5}{62 + 83.5 + 76.5} \\ = -160.3\text{N}$$

$$F_{NV2} = \frac{F_{r1}L_1 - F_{r2}(L_1 + L_2)}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{621.7 \times 62 - 1765.4 \times (62 + 83.5)}{62 + 83.5 + 76.5} = -983.4\text{N}$$

#### 三、计算中间轴的弯矩，并做弯矩图:

截面 B、C 处的水平弯矩:

$$M_{H1} = F_{NH1}L_1 = 2904.1 \times 62 = 180054\text{Nmm}$$

$$M_{H2} = F_{NH2}L_3 = 3658.1 \times 76.5 = 279845\text{Nmm}$$

截面 B、C 处的垂直弯矩:

$$M_{V1} = F_{NV1}L_1 = -160.3 \times 62 = -9939\text{Nmm}$$

$$M_{V2} = F_{NV2}L_3 = -983.4 \times 76.5 = -75230\text{Nmm}$$

分别作水平面弯矩图 (图 c) 和垂直面弯矩图 (图 e)。

截面 B、C 处的合成弯矩:

$$M_1 = \sqrt{M_{H1}^2 + M_{V1}^2} = \sqrt{180054^2 + -9939^2} = 180328\text{Nmm}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{H2}^2 + M_{V2}^2} = \sqrt{279845^2 + -75230^2} = 289781\text{Nmm}$$

作合成弯矩图 (图 f)。

作中间轴转矩图(图g)。

#### 四、 中间轴的弯扭受力图

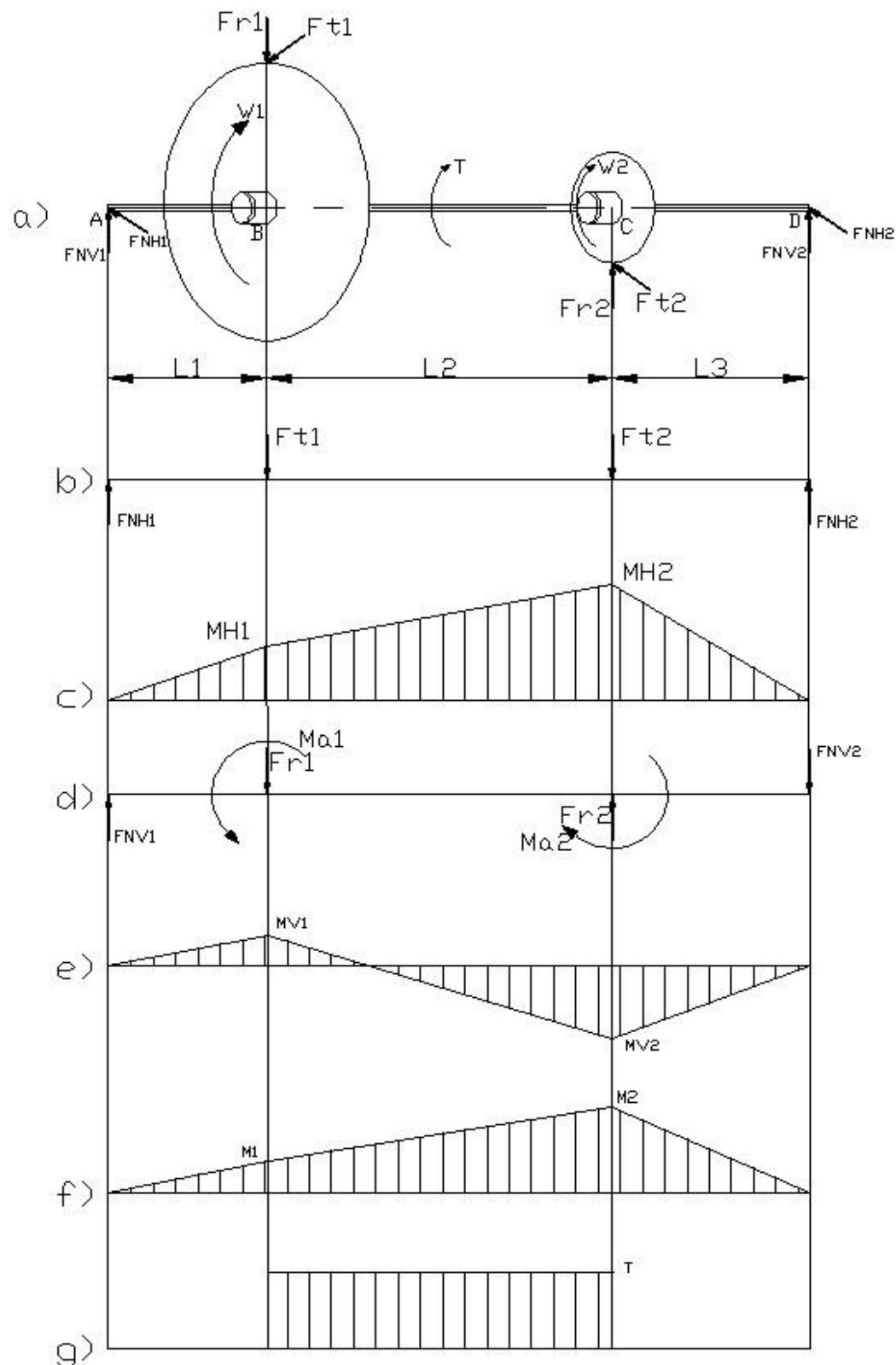


图 4-2 中间轴的弯扭受力图

### 4.3.1.3 输出轴的力学模型

#### 一、 输出轴的长度模型

作轴的计算简图（见图 a）：

根据 6212 型轴承查手册得  $T = 22 \text{ mm}$

第一段轴中点距左支点距离  $L_1 = (82/2+50+22/2)\text{mm} = 102 \text{ mm}$

齿宽中点距左支点距离  $L_2 = (81/2+12+68.5+37-22/2)\text{mm} = 147 \text{ mm}$

齿宽中点距右支点距离  $L_3 = (81/2-2+50.5-22/2)\text{mm} = 78 \text{ mm}$

#### 二、 计算输出轴的支反力：

水平面支反力（见图 b）：

$$F_{NH1} = \frac{F_t L_3}{L_2 + L_3} = \frac{4660.7 \times 78}{147 + 78} = 1615.7 \text{ N}$$

$$F_{NH2} = \frac{F_t L_2}{L_2 + L_3} = \frac{4660.7 \times 147}{147 + 78} = 3045 \text{ N}$$

垂直面支反力（见图 d）：

$$F_{NV1} = \frac{F_r L_3}{L_2 + L_3} = \frac{1695.4 \times 78}{147 + 78} = 587.7 \text{ N}$$

$$F_{NV2} = \frac{F_r L_2}{L_2 + L_3} = \frac{1695.4 \times 147}{147 + 78} = 1107.7 \text{ N}$$

#### 三、 计算输出轴轴的弯矩，并做弯矩图：

截面 C 处的水平弯矩：

$$M_H = F_{NH1} L_2 = 1615.7 \times 147 = 237508 \text{ Nmm}$$

截面 C 处的垂直弯矩：

$$M_V = F_{NV1} L_2 = 587.7 \times 147 = 86392 \text{ Nmm}$$

分别作水平面弯矩图（图 c）和垂直面弯矩图（图 e）。

截面 C 处的合成弯矩：

$$M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2} = \sqrt{237508^2 + 86392^2} = 252732 \text{ Nmm}$$

作合成弯矩图（图 f）。

作输出轴转矩图（图 g）。

## 四、输出轴的弯扭受力图

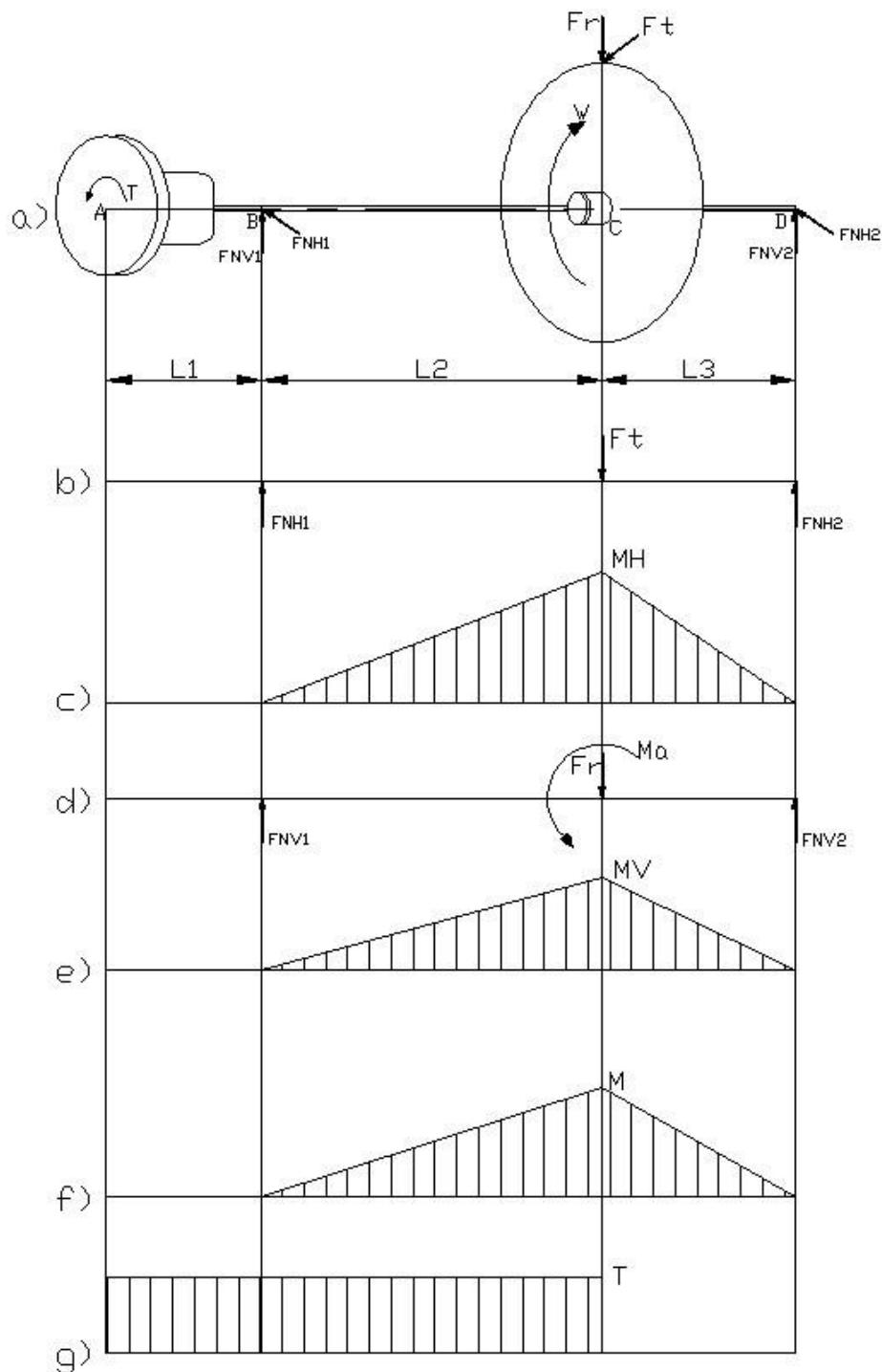


图 4-3 输出轴的弯扭受力图

### 4.3.2 输出轴的弯扭合成强度计算

通常只校核轴上承受最大弯矩和转矩的截面（即危险截面 C）的强度。必要时也对其他危险截面（转矩较大且轴颈较小的截面）进行强度校核。根据公式，取 $\alpha = 0.6$ ，则有：

$$\sigma_{ca} = \frac{M_{ca}}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T_3)^2}}{W} = \frac{\sqrt{252732^2 + (0.6 \times 643.18 \times 1000)^2}}{0.1 \times 65^3} = 16.8 \text{ MPa}$$

$$\leq [\sigma] = 60 \text{ MPa}$$

故设计的轴有足够的强度，并有一定的裕度（注：计算 W 时，忽略单键槽的影响）。

### 4.3.3 输出轴的疲劳强度计算

通常只校核轴上承受最大弯矩和转矩的截面（即危险截面 C）的强度。必要时也对其他危险截面（转矩较大且轴颈较小的截面）进行疲劳强度校核。

#### 4.3.3.1 危险截面的左侧校核

1) 抗弯截面系数

$$W = 0.1d^3 = 0.1 * 77^3 = 45653.3$$

2) 抗扭截面系数

$$W_T = 0.2d^3 = 0.2 * 77^3 = 91303.6$$

3) 弯曲应力

$$\sigma = \frac{M_{cad}}{0.1d^3} = 0$$

4) 扭转切应力

$$r = \frac{T}{0.2d^3} = \frac{643180}{91306.6} = 7.04 \text{ MPa}$$

5) 疲劳影响系数

a) 应力集中系数、尺寸系数

由表 3-2 到 3-4 知  $k_\sigma \approx 2.08$ ,  $k_\tau \approx 1.61$ ,  $\varepsilon_\sigma \approx 0.82$ ,  $\varepsilon_\tau \approx 0.85$

b) 表面质量系数

$$\beta_\tau = \beta_\sigma \approx 0.92$$

取值  $\beta_q = 1$

c) 综合影响系数

$$K_\sigma = \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 \right) \frac{1}{\beta_4} = 2.95$$

$$K_\tau = \left( \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} = 2.01$$

$$\varphi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

6) 弯曲疲劳极限

由表 12-2 知,  $\sigma_{-1} = 270$ ,  $\tau_{-1} = 157.6$

7) 弯曲安全系数

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} \quad (\sigma_a = \sigma, \sigma_m = 0)$$

8) 扭转安全系数

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \varphi_\tau \tau_m} = 22.08 \quad (\tau_a = \tau_m = \tau)$$

9) 危险截面的计算安全系数

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 0 > S = 1.5$$

因此危险截面的左侧安全。

#### 4.3.3.2 危险截面的右侧校核

1) 抗弯截面系数

$$W = 0.1d^3 = 0.1 * 65^3 = 27462.5$$

2) 抗扭截面系数

$$W_T = 0.2d^3 = 0.2 * 65^3 = 54925$$

3) 弯曲应力

$$\sigma = \frac{M_{cad}}{0.1d^3} = 0$$

4) 扭转切应力

$$r = \frac{T}{0.2d^3} = \frac{643180}{54925} = 11.71 MPa$$

5) 疲劳影响系数

d) 应力集中系数、尺寸系数

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon} = 3.73, \frac{k}{\tau} = 0.8 \times 3.73 = 2.984$$

由表 3-2 到 3-4 知

e) 表面质量系数

$$\beta_\tau = \beta_\sigma \approx 0.92$$

取值  $\beta_q = 1$

f) 综合影响系数

$$K_\sigma = \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \frac{1}{\beta_\sigma} - 1 \right) \frac{1}{\beta_4} = 3.82$$

$$K_\tau = \left( \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1 \right) \frac{1}{\beta_q} = 3.07$$

$$\varphi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

6) 弯曲疲劳极限

由表 12-2 知,  $\sigma_{-1} = 270$ ,  $\tau_{-1} = 157.6$

7) 弯曲安全系数

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \varphi_\sigma \sigma_m} \quad (\sigma_a = \sigma, \sigma_m = 0)$$

8) 扭转安全系数

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \varphi_\tau \tau_m} = 8.92 \quad (\tau_a = \tau_m = \tau)$$

9) 危险截面的计算安全系数

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 0 > S = 1.5$$

因此危险截面的右侧安全。

### 4.3.4 输出轴的刚度计算

由 4.1.3 对输出轴的力学分析知, 水平方向  $F_t$  比垂直方向  $F_r$  受力大, 因此只要水平方向上轴的刚度满足需求, 则轴的总体刚度满足需求。

#### 4.3.4.1 输出轴的弯曲刚度

计算阶梯轴的当量直径:

$$d_v = \sqrt[4]{\frac{L}{\sum_{i=1}^z \frac{l_i}{d_i^4}}} = 51.813$$

易知, 载荷作用于两支承之间时,  $L=1$  ( $l$  为支承跨距), 做出输出轴的载荷简图:

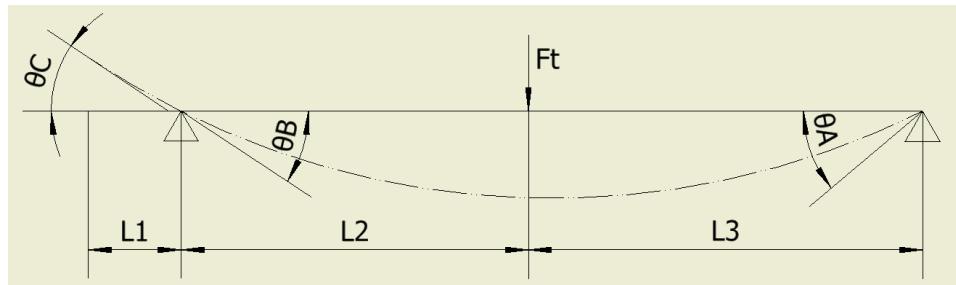


图 4-4 轴的载荷简图

通过已知参数, 计算偏转角:

$$\theta_A = -\frac{F_t a L_2 L_3}{6 \times 10^4 d_v^4} \left(1 + \frac{b}{l}\right) = -0.00022296$$

$$\theta_B = \theta_C = \frac{F_t L_2 L_3}{6 \times 10^4 d_v^4} \left(1 + \frac{a}{l}\right) = 0.00018162$$

$$\theta_D = -\frac{F_r L_2 L_3}{3 \times 10^4 d_v^4} \left(1 - 2 \times \frac{a}{l}\right) = -0.00002757$$

通过已知参数, 计算挠度:

$$y_C = \theta_B c = 0.01854$$

$$y_D = -\frac{F_t a^2 b^2}{6 \times 10^4 l d_v^4} = -0.006873$$

$$y_{\max}^* = 0.384 l \theta_A \sqrt{1 - (L_2/(L_2 + L_3))^2} = -0.00489$$

通过表 12-9 得出许用挠度  $y$  (mm) 和许用偏转角  $\theta$  (rad) 为:

$$m_n = 3mm$$

$$[y] = (0.01 - 0.03) \quad m_n = (0.03 - 0.09)$$

$$[\theta] = 0.0025$$

易知，轴的最大挠度与轴许用挠度的关系、轴的最大偏转角与轴许用偏转角的关系为：

输出轴最大偏转角发生在 A 处：

$$|\theta_A| = 0.00007432 < [\theta] = 0.0025$$

输出轴最大挠度为  $y_c$ ：

$$y_c = 0.00618 < [y] = 0.03$$

综上所述，所设计输出轴满足弯曲刚度要求。

#### 4.3.4.2 输出轴的扭转刚度

圆形阶梯轴的单位长度扭转角为：

$$\varphi = 5.73 \times 10^4 \frac{1}{LG} \sum_{i=1}^z \frac{T_i l_i}{I_{pi}} = 0.000509$$

轴单位长度的许用扭转角为：

$$[\varphi] = 0.25 - 0.5^\circ/m$$

易知，圆形阶梯轴的单位长度扭转角与轴单位长度的许用扭转角的关系为：

$$\varphi = 0.000509 < [\varphi] = 0.25^\circ/m$$

综上所述，所设计的输出轴满足扭转刚度需求。

由 4.4.1 与 4.4.2 对输出轴的弯曲刚度和扭转刚度校核知，所设计的输出轴满足轴的刚度需求。

## 4.4 基于 ABAQUS 对轴进行有限元分析

### 4.4.1 输出轴模型建立

基于图 3-3 输出轴的结构设计，利用 Inventor 软件对输出轴进行建模。

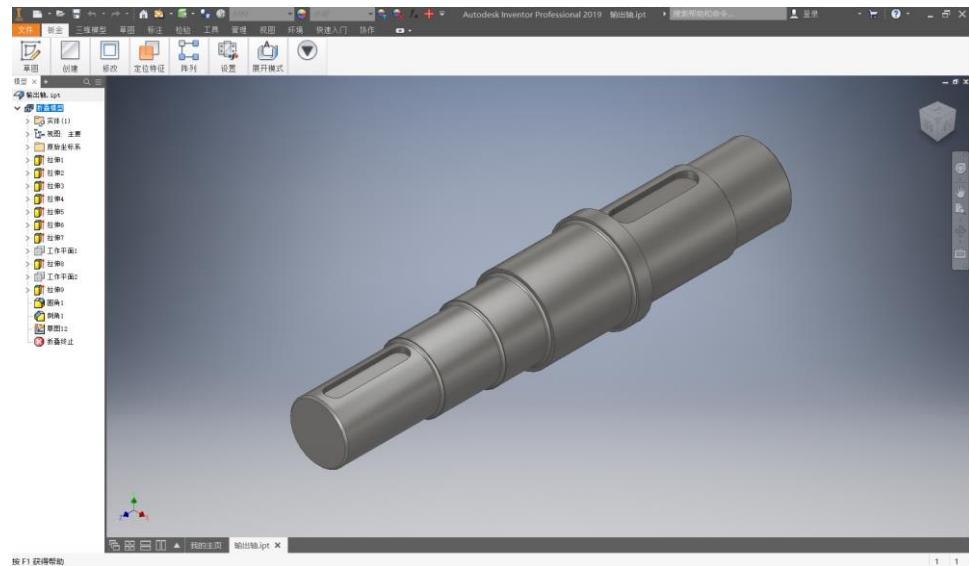


图 7-1 Inventor 构件输出轴模型

以.igs 文件导出 Inventor 模型，以字母命名，以便导入 ABAQUS 中。

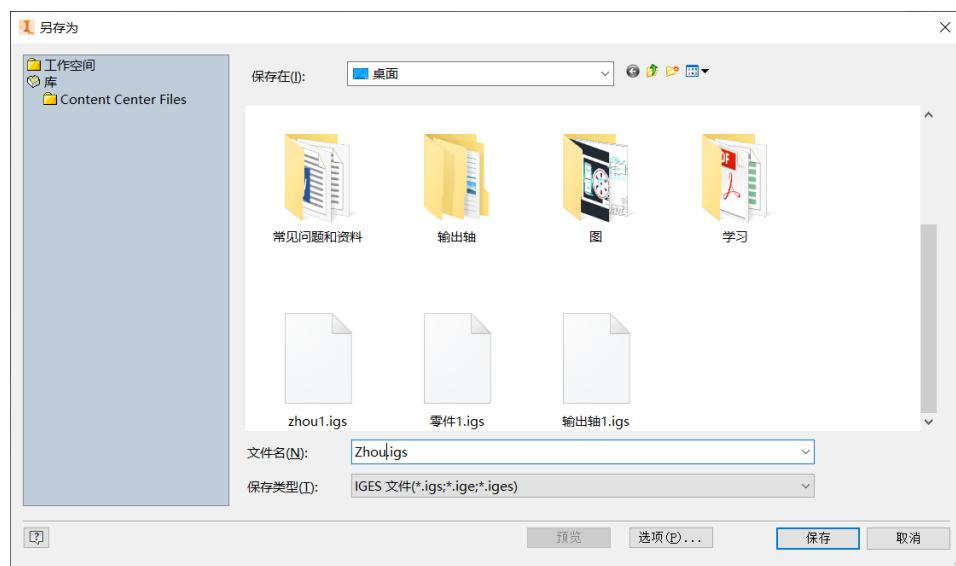


图 7-2 导出 Inventor 模型

根据保存目录，将.igs 文件以部件导入 ABAQUS 中。

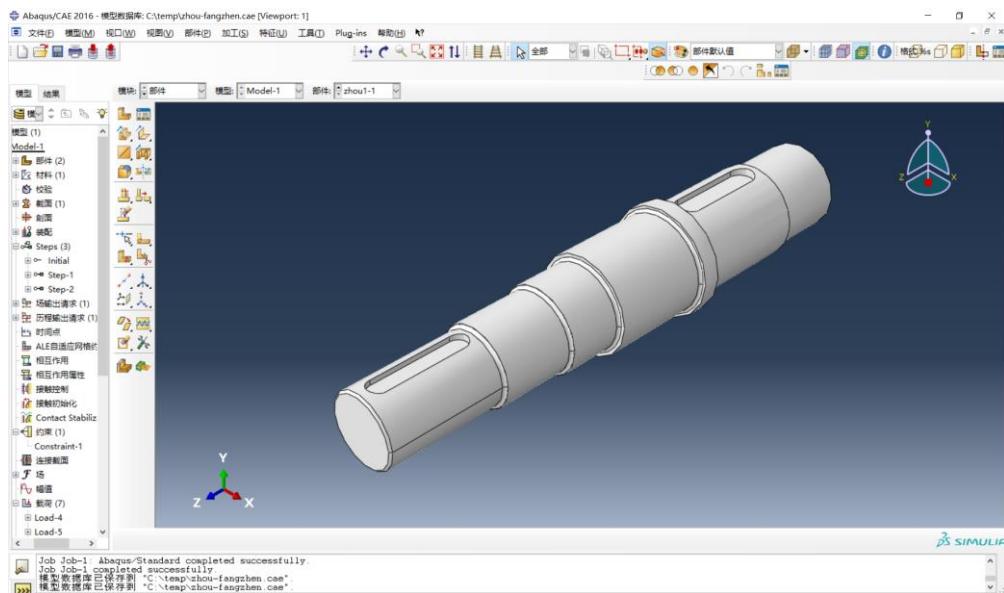


图 7-3 ABAQUS 中导入模型

#### 4.4.2 输出轴材料及截面参数设置

设置输出轴材料，通过查表可知 45 号钢为弹性材料，并且其杨氏模量和泊松比分别为 206GPa 和 0.3，设置材料为各向同性，其余参数默认不变。

◆ 编辑材料

名称: Steel

描述:

材料行为

弹性

通用(G) 力学(M) 热学(I) 电/磁 其它(O)

**弹性**

类型: 各向同性

使用与温度相关的数据

场变量个数:

模量时间尺度 (用于粘弹性): 长期

无压缩

无拉伸

数据

杨氏模量	泊松比
1 206000	0.3

◆ 创建截面

名称: Section-3

类别

实体

壳

梁

流体

其它

类型

均质

广义平面应变

欧拉

复合

◆ 编辑截面

名称: Section-3

类型: 实体, 均质

材料: Steel

平面应力/应变厚度: 1

图 7-4 输出轴材料设置

图 7-5 输出轴截面设置

设置截面为均质实体截面，材料为以上创建材料，平面应力/应变厚度为 1。

设置装配。

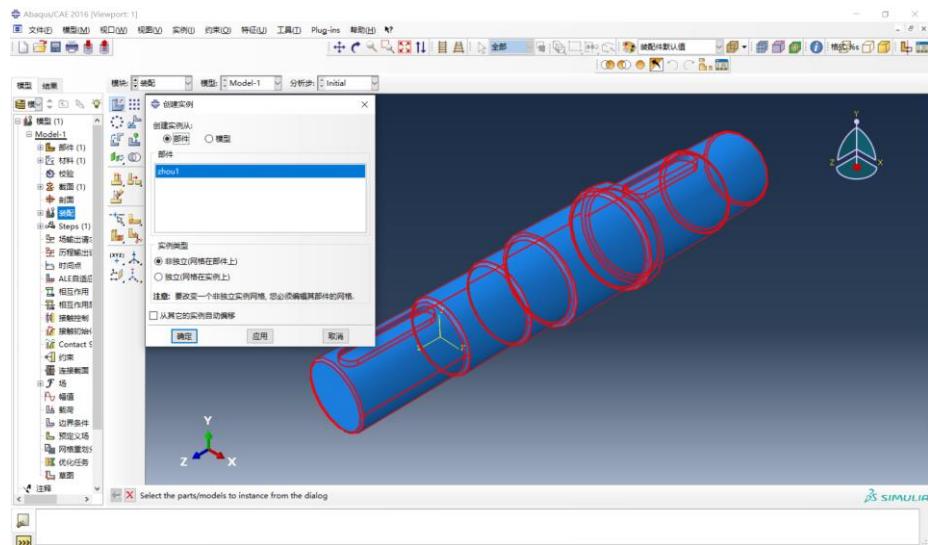


图 7-5 输出轴装配设置

设置分析步，原始分析步 Initial 一般用于设置边界条件，通过 Step-1 在轴上加载荷及力矩。

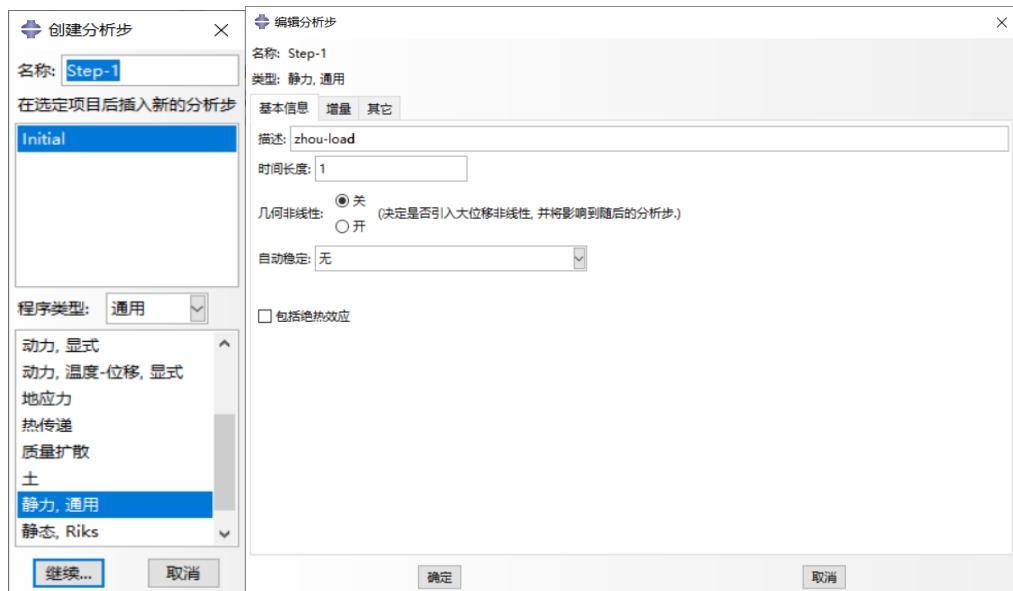


图 7-6 设置分析步

#### 4.4.3 边界条件设置

设置边界条件。通过装配图和上述设计，确定输出轴的固定端，在 Initial 分析步中创建力学型边界条件。



图 7-7 创建边界条件

选择固定表面以及固定方式，由于本次有限元分析主要分析输出轴在静态时的受力情况，因此选择完全固定。

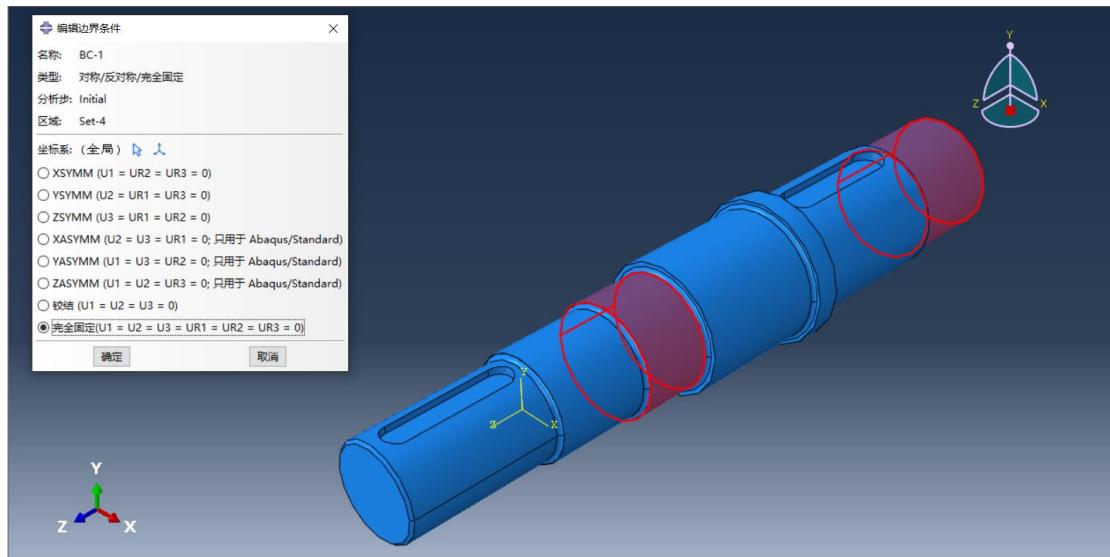


图 7-8 选择固定表面以及固定方式

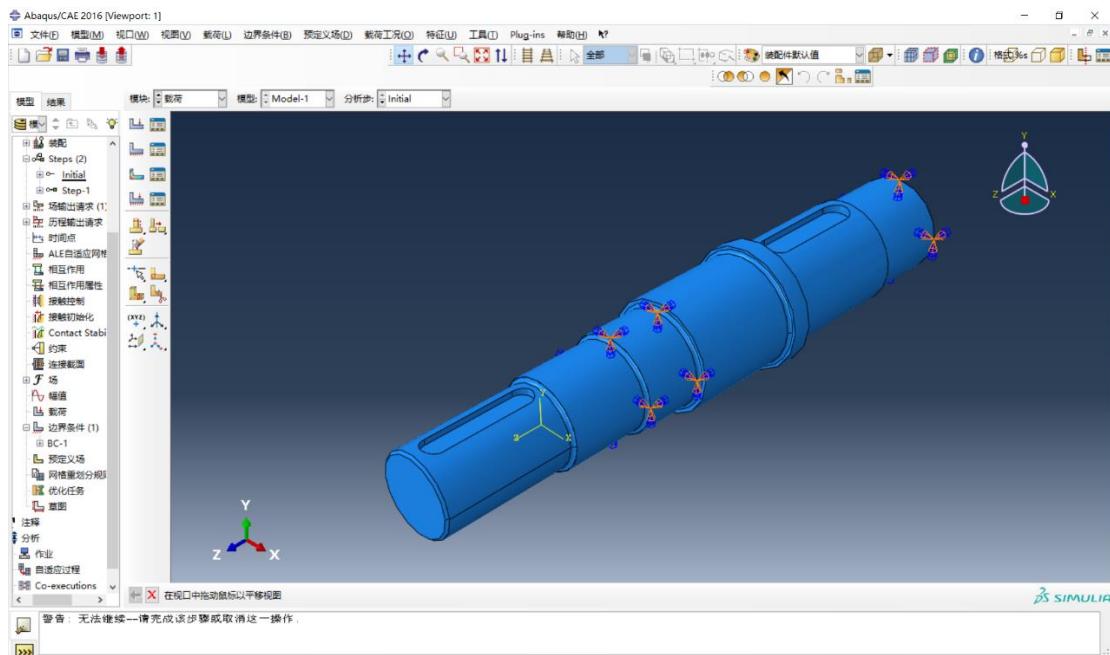


图 7-9 最终边界条件设置

#### 4.4.4 输出轴网格划分

划分网格。设置网格划分对象为部件，设置网格单元形状为四面体，其余参数默认。

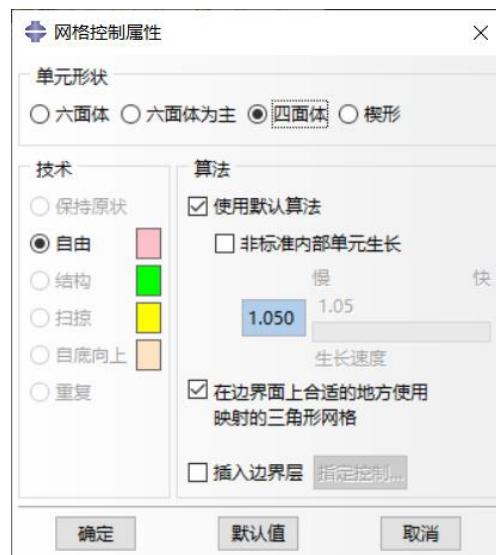


图 7-10 设置网格单元形状

```
Total number of nodes: 59914
Total number of elements: 40566
40566 quadratic tetrahedral elements of type C3D10
```

图 7-11 网格划分数量及参数

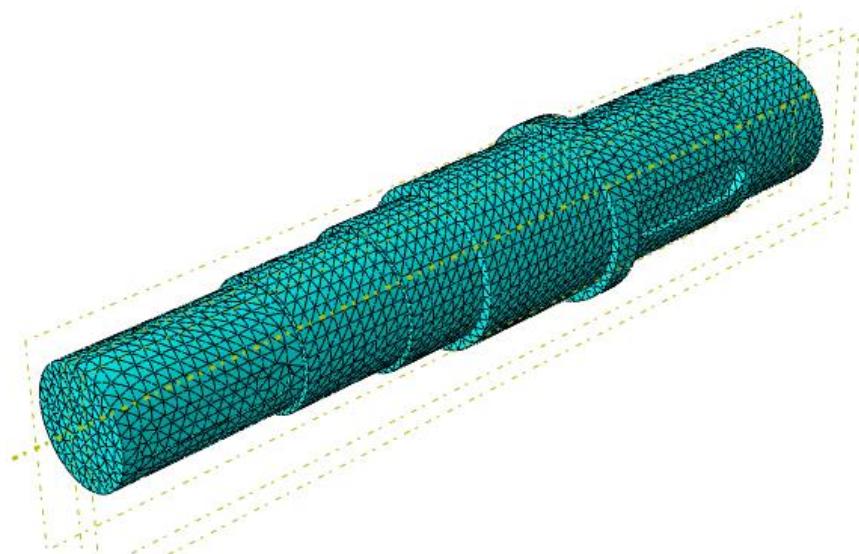


图 7-12 网格划分效果图

#### 4.4.5 输出轴载荷设置

施加载荷。根据对轴的受力分析，水平方向受力  $F_t=4660.7\text{N}$ ，竖直方向受力  $F_r=1695.4\text{N}$ ，转矩  $T=643.18\text{N/m}$ ，由于已经设计边界条件，无需设置支反力。在分析步 Step-1 中，根据以上参数施加载荷。

Printed using Abaqus/CAE on: Sun May 23 21:10:36 ?????? 2021

SIMULIA

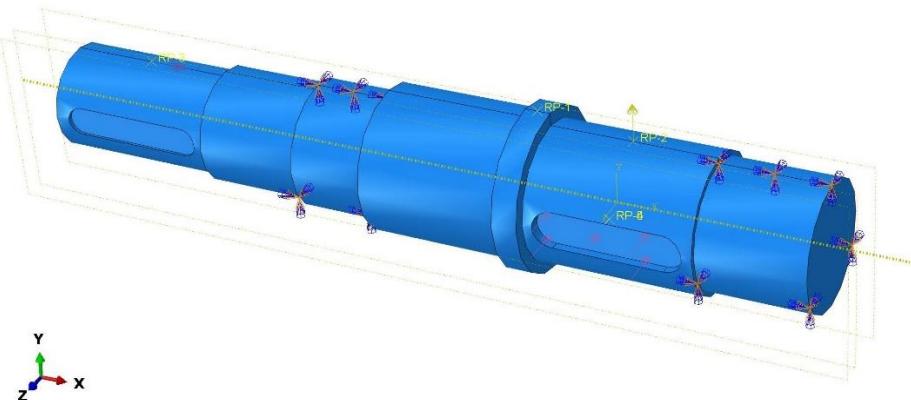


图 7-13 载荷以及边界条件图

#### 4.4.6 有限元分析结果

有限元仿真分析。施加完载荷后，选择 Job 模块，创建 Job，并在 Job Manager 中提交 Job，待其分析完后显示结果。

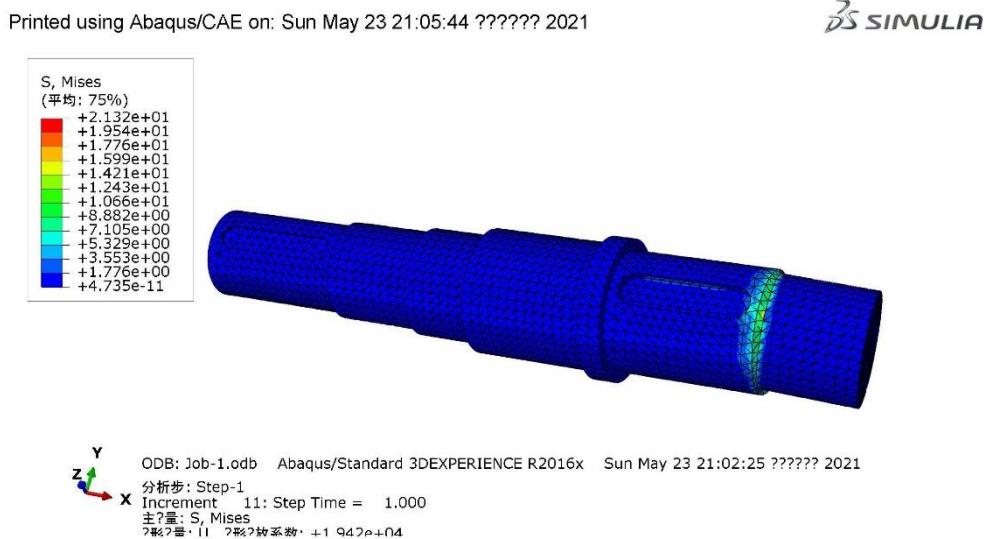


图 7-14 von Mises 应力云图

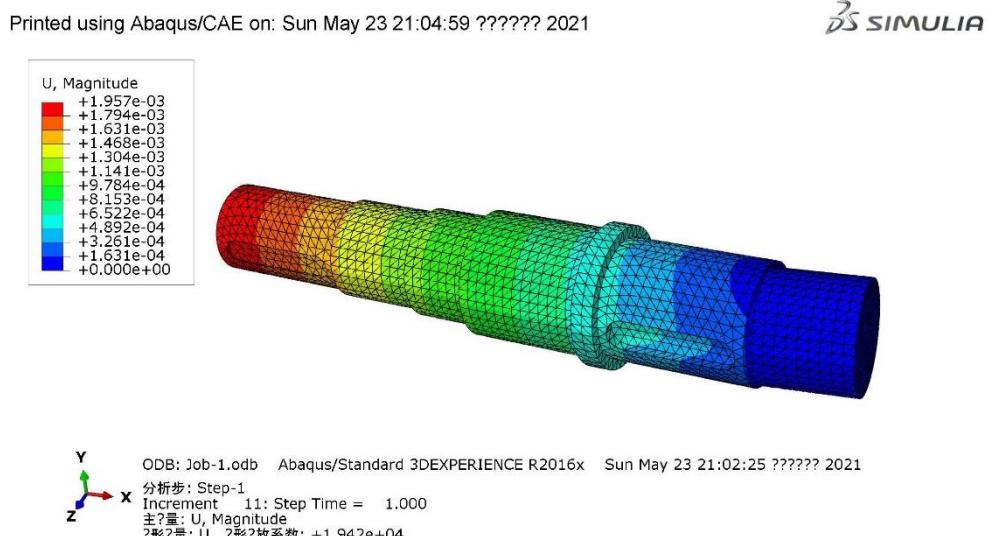


图 7-15 合位移云图

#### 4.4.7 基于有限元分析结果的分析以及优化方案

应力分布云图，应力最大值 21.32MPa，远小于材料屈服强度，轴强度满足要求，所设计的输出轴符合要求，并且合位移最大值为 0.001957mm 同样符合功能需求。

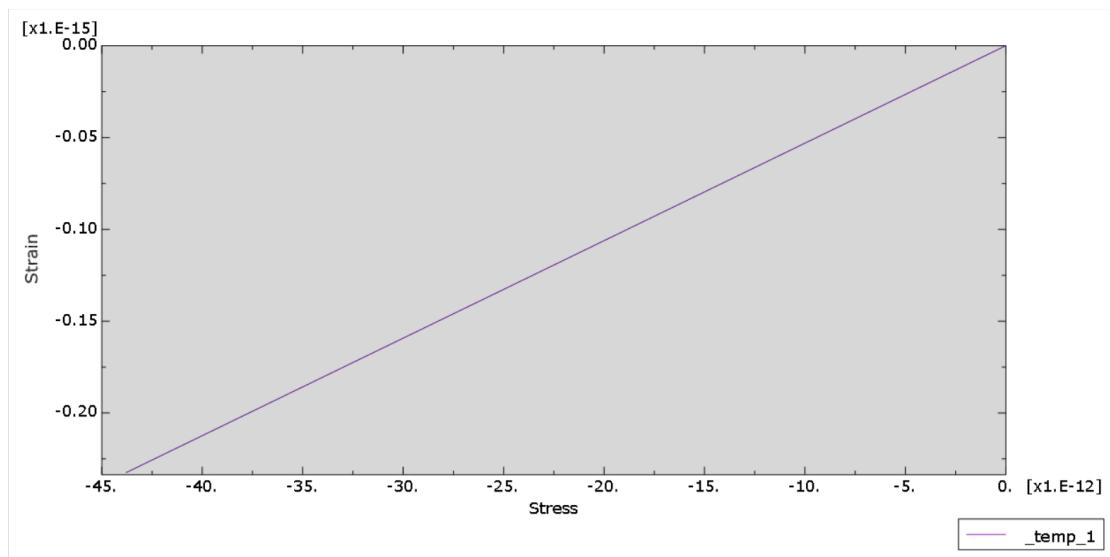


图 7-16 最大变形区网格应力-应变关系图

同时为分析材料应力应变关系，利用 ABAQUS 自有功能，调出输出轴最大变形区网格的应力应变关系图，通过图 7-16，我们很容易发现应力应变呈线性关系，即说明材料仍然处在弹性变形状态，即不会发现塑性变形，通过图 7-17 输出轴塑性变形分量图可以看出输出轴不存在塑性变形分量，因此所设计的输出轴以及整个减速器的受力情况符合功能需求。

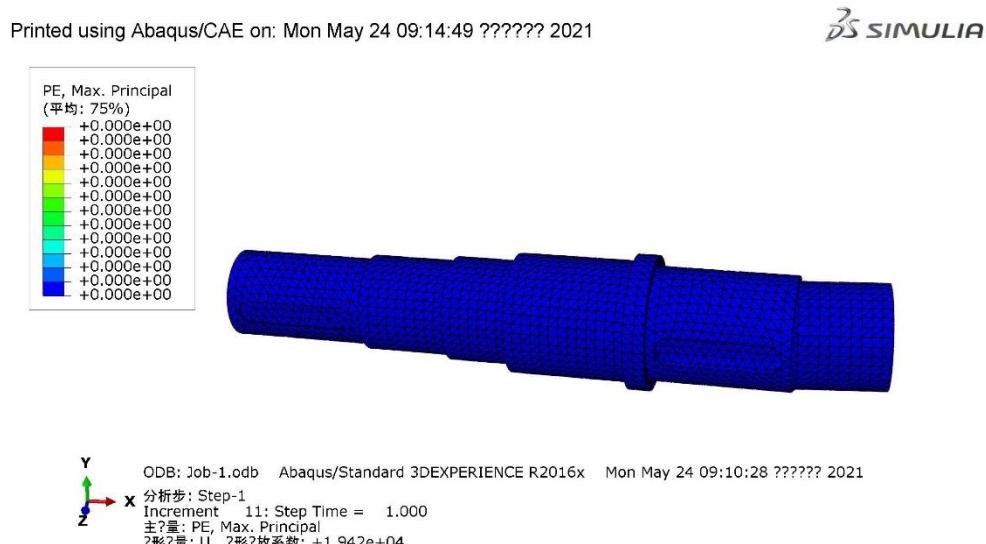


图 7-17 输出轴塑性变形分量图

通过以上分析，本次课程设计所设计的轴在其形状尺寸设计以及其力学模型设计等都满足其强度及刚度需求，并且通过有限元分析，我们可以看到其最大变形区的应变应力关系图仍处于弹性变形区，不会在工作过程中发生塑性变形，因此符合功能和安全需求。

轴上所安装零件的参数；轴上零件的安装布置方案、固定及定位方式；轴的制造工艺；轴上零件的受力情况等是轴结构的主要影响因子，在未来对输出轴的优化方面，我们应从设计合理的零件装配方案，方便其装配、调整和拆卸需求；精准固定以及定位轴上零件；提升其加工及装配工艺性；减轻输出轴的整体质量，采用强度外形尺寸相等、均布或者截面形状具有较大截面系数的截面等方面出现优化整体装配、支承方案，对轴的截面形状创新，减速器中轴上零件的安装等方案。

## 4.5 轴承分析与校核

根据条件，轴承预计寿命：

$$L_h = 10 \times 2 \times 8 \times 300 = 48000\text{h}$$

### 4.5.1 输入轴的轴承计算与校核

1) 初步计算当量动载荷 P:

因该轴承只受径向力，由表查得径向动载荷系数 X 和轴向动载荷系数 Y 分别为：X = 1，Y = 0 所以：

$$P = XF_r + YF_a = 1 \times 645.8 + 0 \times 0 = 645.8\text{N}$$

2) 求轴承应有的基本额定载荷值 C 为：

$$C = P \times^3 \sqrt{\frac{60n_1 L_h}{10^6}} = 645.8 \times^3 \sqrt{\frac{60 \times 960 \times 48000}{10^6}} = 9064\text{N}$$

3) 选择轴承型号：

由表查得，选择：6208 轴承， $C_r = 29.5\text{ KN}$ ，由公式有：

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 960} \left( \frac{29.5 \times 1000}{645.8} \right)^3 = 1.65 \times 10^6\text{h} \geq L_h$$

所以轴承预期寿命足够。

### 4.5.2 中间轴的轴承计算与校核

1) 初步计算当量动载荷 P:

因该轴承只受径向力，由表查得径向动载荷系数 X 和轴向动载荷系数 Y 分别为：X = 1，Y = 0 所以：

$$P = XF_r + YF_a = 1 \times 621.7 + 0 \times 0 = 621.7\text{N}$$

2) 求轴承应有的基本额定载荷值 C 为：

$$C = P \times^3 \sqrt{\frac{60n_2 L_h}{10^6}} = 621.7 \times^3 \sqrt{\frac{60 \times 216.7 \times 48000}{10^6}} = 5313\text{N}$$

3) 选择轴承型号：

由表查得，选择：6209 轴承， $C_r = 31.5\text{ KN}$ ，由公式有：

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 216.7} \left( \frac{31.5 \times 1000}{621.7} \right)^3 = 1 \times 10^7 h \geq L_h$$

所以轴承预期寿命足够。

### 4.5.3 输出轴的轴承计算与校核

1) 初步计算当量动载荷 P:

因该轴承只受径向力, 由表查得径向动载荷系数 X 和轴向动载荷系数 Y 分别为:  $X = 1$ ,  $Y = 0$  所以:

$$P = XF_r + YF_a = 1 \times 1695.4 + 0 \times 0 = 1695.4N$$

2) 求轴承应有的基本额定载荷值 C 为:

$$C = P \times^3 \sqrt{\frac{60n_3L_h}{10^6}} = 1695.4 \times^3 \sqrt{\frac{60 \times 63.55 \times 48000}{10^6}} = 9626N$$

3) 选择轴承型号:

由表查得, 选择: 6212 轴承,  $C_r = 47.8 KN$ , 由公式有:

$$L_h = \frac{10^6}{60n_3} \left( \frac{C}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \times 63.55} \left( \frac{47.8 \times 1000}{1695.4} \right)^3 = 5.88 \times 10^6 h \geq L_h$$

所以轴承预期寿命足够。

## 4.6 键分析与校核

### 4.6.1 输入轴键选择与校核

校核联轴器处的键连接:

该处选用普通平键尺寸为:  $b \times h \times l = 10\text{mm} \times 8\text{mm} \times 50\text{mm}$ , 接触长度: $l' = 50 - 10 = 40\text{ mm}$ , 则键联接所能传递的转矩为:

$$T = 0.25hl' d[\sigma_F] = 0.25 \times 8 \times 40 \times 32 \times \frac{120}{1000} = 307.2\text{Nm}$$

$T \geq T_1$ , 故键满足强度要求。

### 4.6.2 中间轴键选择与校核

#### 1) 中间轴与高速大齿轮处键

该处选用普通平键尺寸为:  $b \times h \times l = 14\text{mm} \times 9\text{mm} \times 45\text{mm}$ , 接触长度: $l' = 45 - 14 = 31\text{ mm}$ , 则键联接所能传递的转矩为:

$$T = 0.25hl' d[\sigma_F] = 0.25 \times 9 \times 31 \times 50 \times \frac{120}{1000} = 418.5\text{Nm}$$

$T \geq T_2$ , 故键满足强度要求。

#### 2) 中间轴与低速小齿轮处键

该处选用普通平键尺寸为:  $b \times h \times l = 14\text{mm} \times 9\text{mm} \times 80\text{mm}$ , 接触长度: $l' = 80 - 14 = 66\text{ mm}$ , 则键联接所能传递的转矩为:

$$T = 0.25hl' d[\sigma_F] = 0.25 \times 9 \times 66 \times 50 \times \frac{120}{1000} = 891\text{Nm}$$

$T \geq T_2$ , 故键满足强度要求。

### 4.6.3 输出轴键选择与校核

#### 1) 输出轴与低速大齿轮处的键

该处选用普通平键尺寸为:  $b \times h \times l = 18\text{mm} \times 11\text{mm} \times 70\text{mm}$ , 接触长度: $l' = 70 - 18 = 52\text{ mm}$ , 则键联接所能传递的转矩为:

$$T = 0.25hl' d[\sigma_F] = 0.25 \times 11 \times 52 \times 65 \times \frac{120}{1000} = 1115.4\text{Nm}$$

$T \geq T_3$ , 故键满足强度要求。

#### 2) 输出轴与联轴器处键

该处选用普通平键尺寸为:  $b \times h \times l = 14\text{mm} \times 9\text{mm} \times 70\text{mm}$ , 接触长度: $l' = 70 - 14 = 56$  mm, 则键联接所能传递的转矩为:

$$T = 0.25hl' d[\sigma_F] = 0.25 \times 9 \times 56 \times 50 \times \frac{120}{1000} = 756\text{Nm}$$

$T \geq T_3$ , 故键满足强度要求。

## 5. 连接设计

### 10.1 输入轴处联轴器

#### 1. 载荷计算

公称转矩:

$$T = T_1 = 46.16 \text{ Nm}$$

由表查得  $K_A = 1.5$ , 故得计算转矩为:

$$T_{ca} = K_A T_1 = 1.5 \times 46.16 = 69.2 \text{ Nm}$$

#### 2. 型号选择

选用 LT5 型联轴器, 联轴器许用转矩为  $T = 125 \text{ Nm}$ , 许用最大转速为  $n = 4600 \text{ r/min}$ , 轴孔直径为 32 mm, 轴孔长度为 60 mm。

$$T_{ca} = 69.2 \text{ Nm} \leq T = 125 \text{ Nm}$$

$$n_1 = 960 \text{ r/min} \leq n = 4600 \text{ r/min}$$

联轴器满足要求, 故合用。

### 10.2 输出轴处联轴器

#### 1. 载荷计算

公称转矩:

$$T = T_3 = 643.18 \text{ Nm}$$

由表查得  $K_A = 1.5$ , 故得计算转矩为:

$$T_{ca} = K_A T_3 = 1.5 \times 643.18 = 964.8 \text{ Nm}$$

#### 2. 型号选择

选用 LT9 型联轴器, 联轴器许用转矩为  $T = 1000 \text{ Nm}$ , 许用最大转速为  $n = 2850 \text{ r/min}$ , 轴孔直径为 50 mm, 轴孔长度为 84 mm。

$$T_{ca} = 964.8 \text{ Nm} \leq T = 1000 \text{ Nm}$$

$$n_3 = 63.55 \text{ r/min} \leq n = 2850 \text{ r/min}$$

联轴器满足要求, 故合用。

## 6. 减速器的润滑与密封

### 6.1 减速器的齿轮润滑

对于本次课程设计中的闭式齿轮传动，应该按照前文计算的齿轮的圆周速度大小确定润滑方法。因为低速大齿轮的圆周速度  $v \leq 13 \text{ m/s}$ ，应该用浸油润滑，即大齿轮的轮齿放在油池中浸泡达到。这样，齿轮在传动时，就可以将润滑油带到啮合的齿面上，同时在工作中通过将油的飞溅，达到散热的目的。

齿轮浸入油中的深度通常不宜超过一个齿高，但一般亦不应小于 10mm。为了避免齿轮转动时将沉积在油池底部的污物搅起，造成齿面磨损，大齿轮齿顶距油池底面距离不小于 30mm，取齿顶距箱体内底面距离为 30mm。由于低速大齿轮全齿高  $h = 6.75 \text{ mm} \leq 10 \text{ mm}$ ，取浸油深度为 10mm，则油的深度  $H$  为

$$H = 30 + 10 = 40 \text{ mm}$$

根据齿轮圆周速度查表选用中负荷工业齿轮油（GB 5903-2011），牌号为 220 润滑油，粘度荐用值为 177 cSt。

### 6.2 减速器的密封

为防止箱体内润滑剂漏出和保护减速器不被外部环境或杂质干扰内部箱体工作，在组成箱体的各零部件间，如减速器的箱盖与基座、外伸轴的输出、输入轴与轴承盖间，需要通过设计合适的形式对其进行密封处理。例如没有相对运动的结合面，常用耐油橡胶垫圈、密封胶等；对于做周转运动的零部件如外伸轴的密封，需要依据具体情况和具体的运动速度和功能对密封的要求考虑不同的密封件和结构。本设计中所需要封面的横截面的相对速度较小，因此采用接触式密封。输入轴与轴承盖间  $v < 3 \text{ m/s}$ ，输出轴与轴承盖间  $v < 3 \text{ m/s}$ ，故均采用半粗羊毛毡密封圈。

## 7. 减速器附件及箱体主要结构尺寸

### 7.1 减速器附件的设计与选取

#### 7.1.1 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。视孔盖示意图及相关尺寸计算如下：

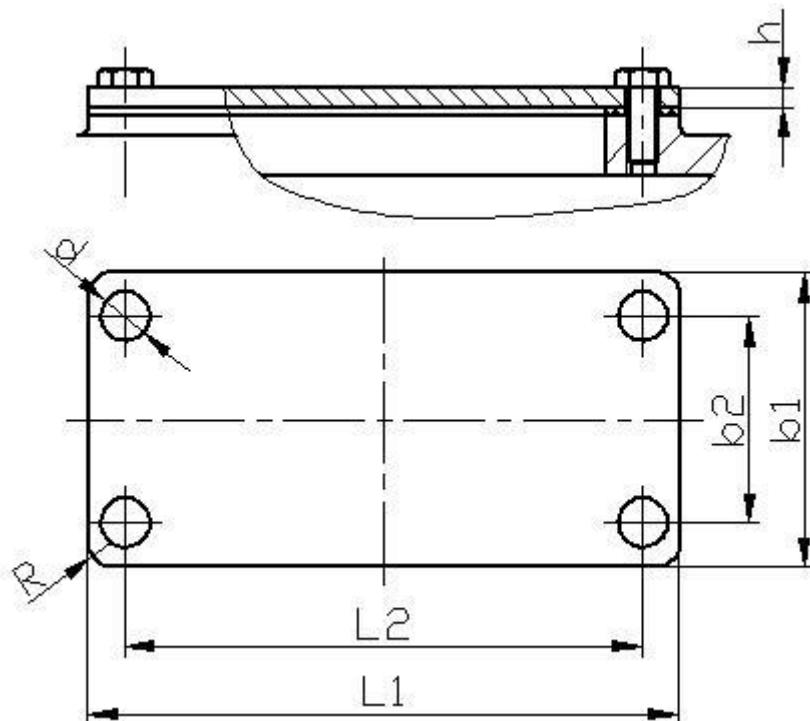


图 7-1 视孔盖及其尺寸

查辅导书手册得具体尺寸如下：

$$L_1 = 180 ; \quad L_2 = 165 ; \quad b_1 = 140 ; \quad b_2 = 125 ; \quad d = 7 ; \quad R = 5 ; \quad h = 4$$

### 7.1.2 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：

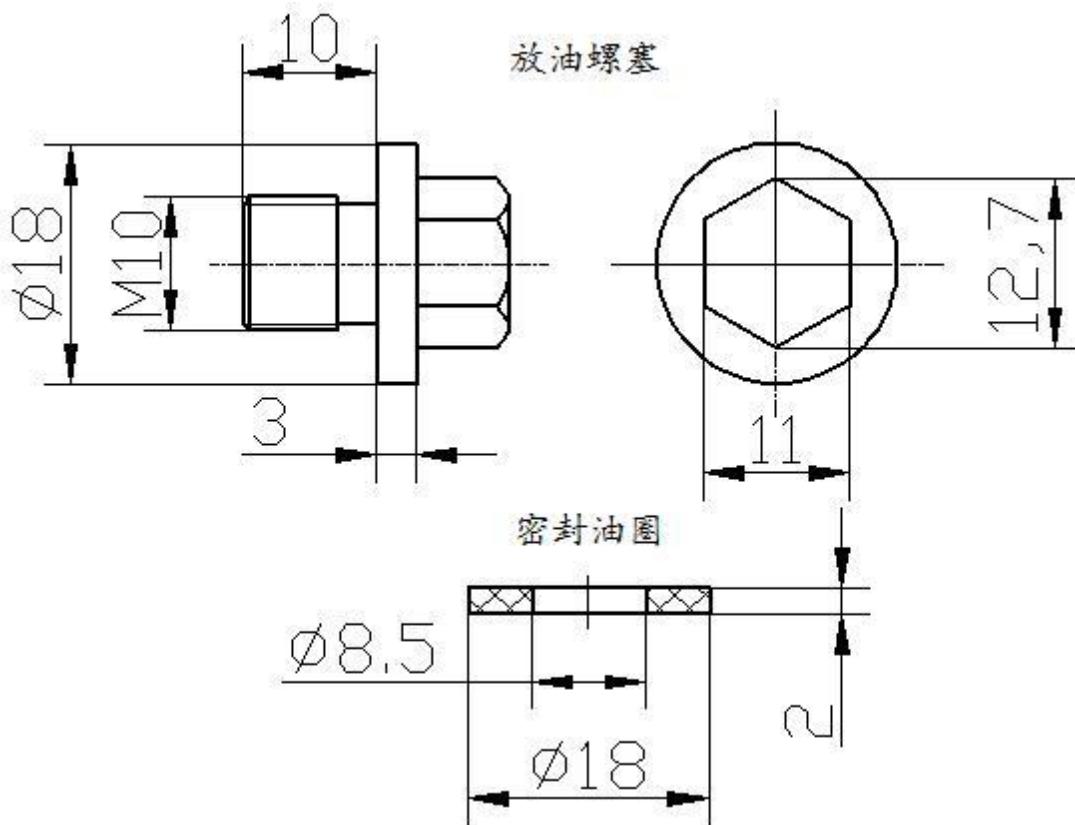


图 7-2 放油螺塞和对应油封圈及其尺寸

### 7.1.3 油标（油尺）

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：

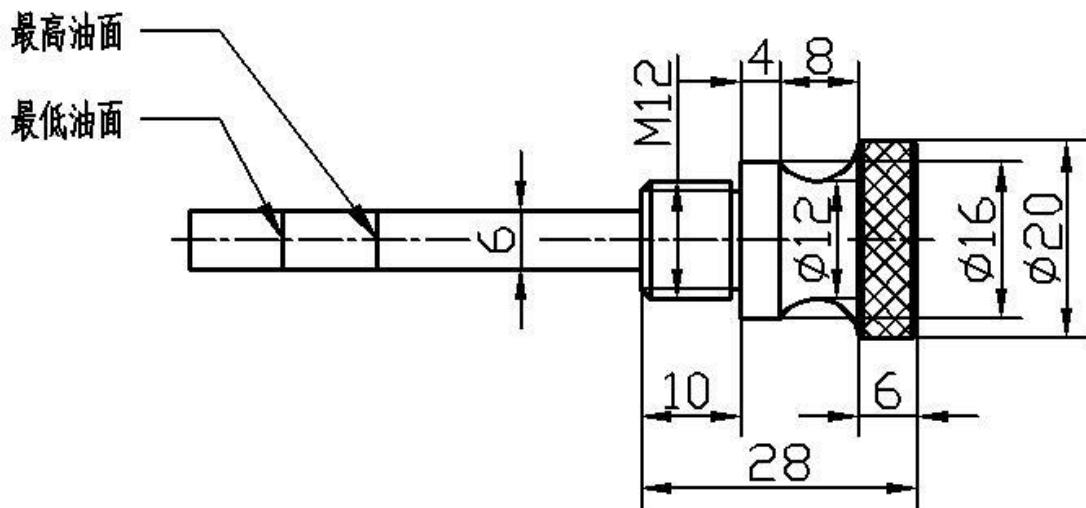


图 7-3 杆式油标及其尺寸

#### 7.1.4 通气器

通气器通过让箱体内部和外部两端的气压保持一致达到通气的目的，同时可以防止因为减速器工作时箱体内温度升高，内压增大，而产生减速器内部的润滑油的外漏的情况。通常丁字形孔是最常用的通气器钻，常设置在检查孔盖或箱顶上，用于环境质量较好的工作环境下。具有过滤网及通气曲路是质量较高的通气器，可减少外部杂质进入。查辅导书手册，本设计采用通气器型号及尺寸如下：

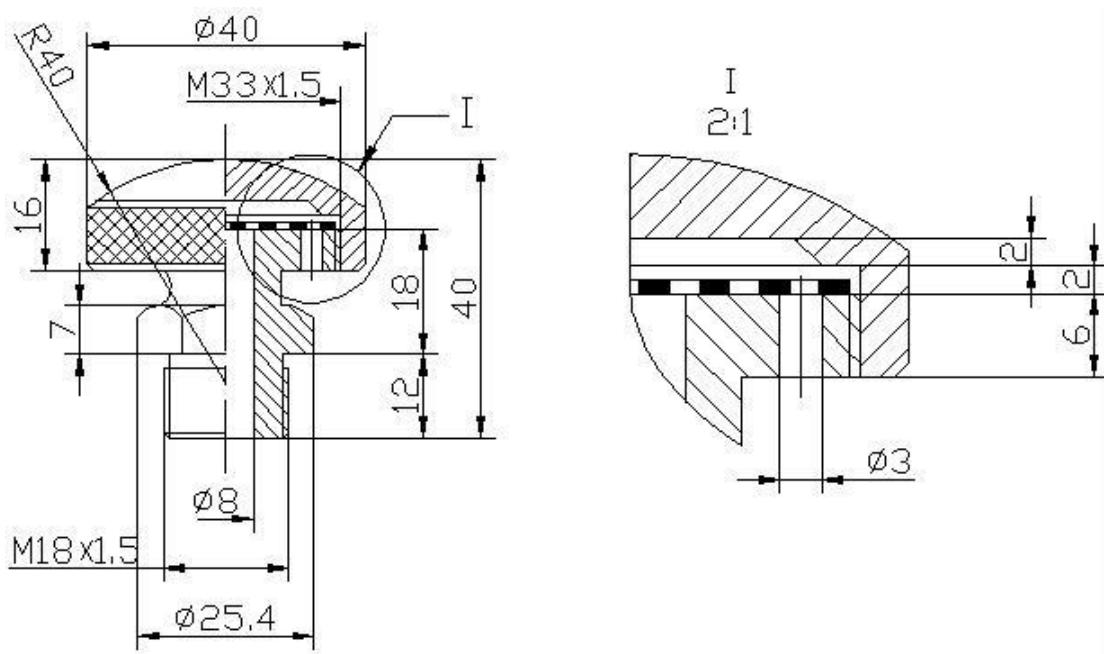


图 7-5 通气器及其尺寸

### 7.1.5 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：

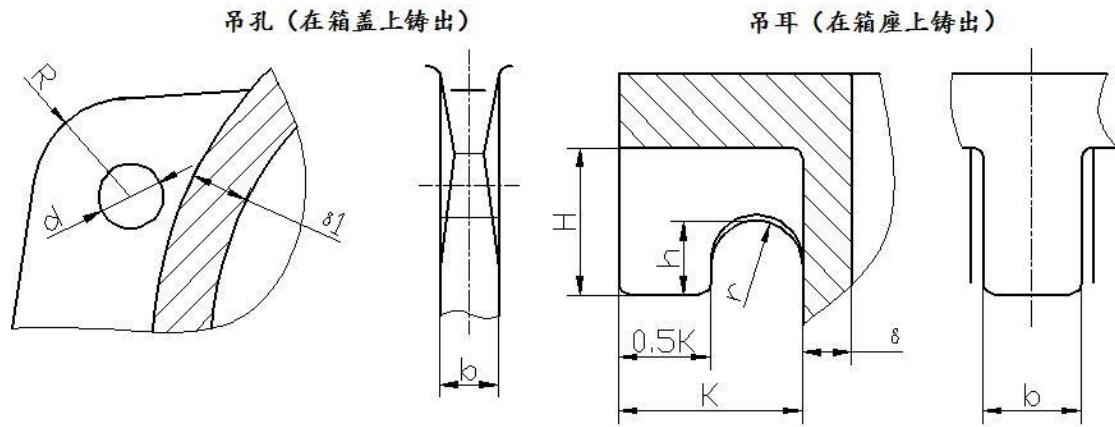


图 7-5 吊孔（或吊环）和吊耳及其尺寸

吊孔尺寸计算：

$$b \approx (1.8-2.5) \delta_1 = (1.8-2.5) \times 8 = 16 \text{ mm}$$

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

$$R \approx (1-1.2)d = (1-1.2) \times 16 = 16 \text{ mm}$$

吊耳尺寸计算：

$$K = C_1 + C_2 = 16 + 14 = 30 \text{ mm}$$

$$H = 0.8 \times K = 0.8 \times 30 = 24 \text{ mm}$$

$$h = 0.5 \times H = 0.5 \times 24 = 12 \text{ mm}$$

$$r = 0.25 \times K = 0.25 \times 30 = 8 \text{ mm}$$

$$b = (1.8-2.5) \delta = (1.8-2.5) \times 8 = 16 \text{ mm}$$

### 7.1.6 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：

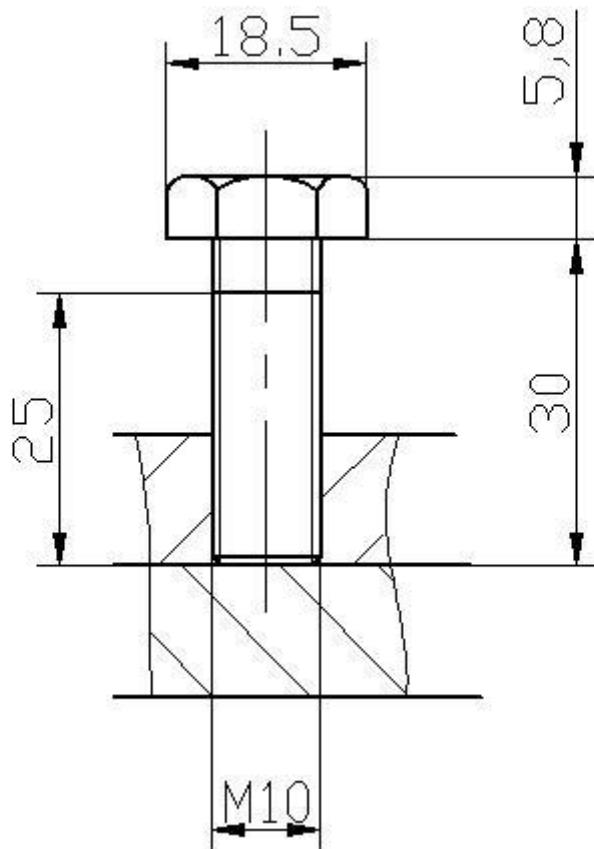


图 7-6 起盖螺钉及其尺寸

### 7.1.7 定位销

为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：

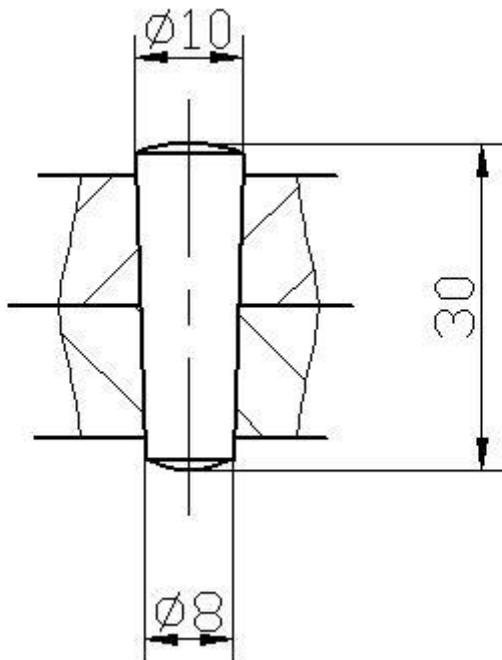


图 7-7 定位销及其尺寸

## 7.2 减速器箱体主要结构尺寸

名称	符号	公式与计算	结果取值
箱座壁厚	$\delta$	$0.025a+3=0.025 \times 178.5+3=7.5$	取 8mm
箱盖壁厚	$\delta_1$	$0.02a+3=0.02 \times 178.5+3=6.6$	取 8mm
箱盖凸缘厚度	b1	$1.5 \delta_1 = 1.5 \times 8 = 12$	取 12mm
箱座凸缘厚度	b	$1.5 \delta = 1.5 \times 8 = 12$	取 12mm
箱座底凸缘厚度	b2	$2.5 \delta = 2.5 \times 8 = 20$	取 20mm

地脚螺钉直 径	df	$0.036a+12=0.036 \times 178.5+12=18.4$	取 M20
地脚螺钉数 目	n	$a \leq 250$ 时, 取 $n=4$	取 4
轴承旁连接 螺栓直径	d1	$0.75df=0.75 \times 20=15$	取 M16
盖与座连接 螺栓直径	d2	$(0.5-0.6)df=(0.5-0.6) \times 20=10-$ 12	取 M10
连接螺栓 d2 的间距	l	150-200	取 150
轴承端盖螺 钉直径	d3	$(0.4-0.5)df=(0.4-0.5) \times 20=8-10$	取 M8
视孔盖螺钉 直径	d4	$(0.3-0.4)df=(0.3-0.4) \times 20=6-8$	取 M6
定位销直径	d	$(0.7-0.8)d2=(0.7-0.8) \times 10=7-8$	取 8mm
df、d1、d2 至外箱壁距 离	C1	根据螺栓直径查表	取 26、22、 16
df、d1、d2 至凸缘边缘 距离	C2	根据螺栓直径查表	取 24、20、 14

轴承旁凸台半径	R1	=20	取 20
凸台高度	h	根据低速级轴承座外径确定，以便于扳手操作为准	
外箱壁至轴承座端面距离	L1	$C1+C2+(5-10)=22+20+(5-10)$	取 47
大齿轮顶圆与内箱壁距离	$\Delta 1$	$>1.2 \delta =1.2 \times 8=9.6$	取 12
齿轮端面与内箱壁距离	$\Delta$	$> \delta =8$	取 16
箱盖、箱座肋厚	$m1、m$	$\approx 0.85 \delta =0.85 \times 8=6.8$	取 7

表 7-1 减速器箱体主要结构尺寸

## 8.基于 Solidworks 对减速器进行建模

本章将综合前文对减速器的设计，利用 Solidworks 软件对减速器进行整体建模，并进行运动仿真，以检测设计的合理性。

为简化设计，本章对箱体外形进行了改装，具体建模过程如下。

### 8.1 对减速器齿轮进行建模

齿轮是实现减速功能的关键零件，通过对减速器齿轮的建模和装配可以为减速器的运动仿真打下基础。

下图为基于前文对齿轮设计的参数和形状，对高速级齿轮（图 8-2）以及低速级齿轮（图 8-1）进行的建模。

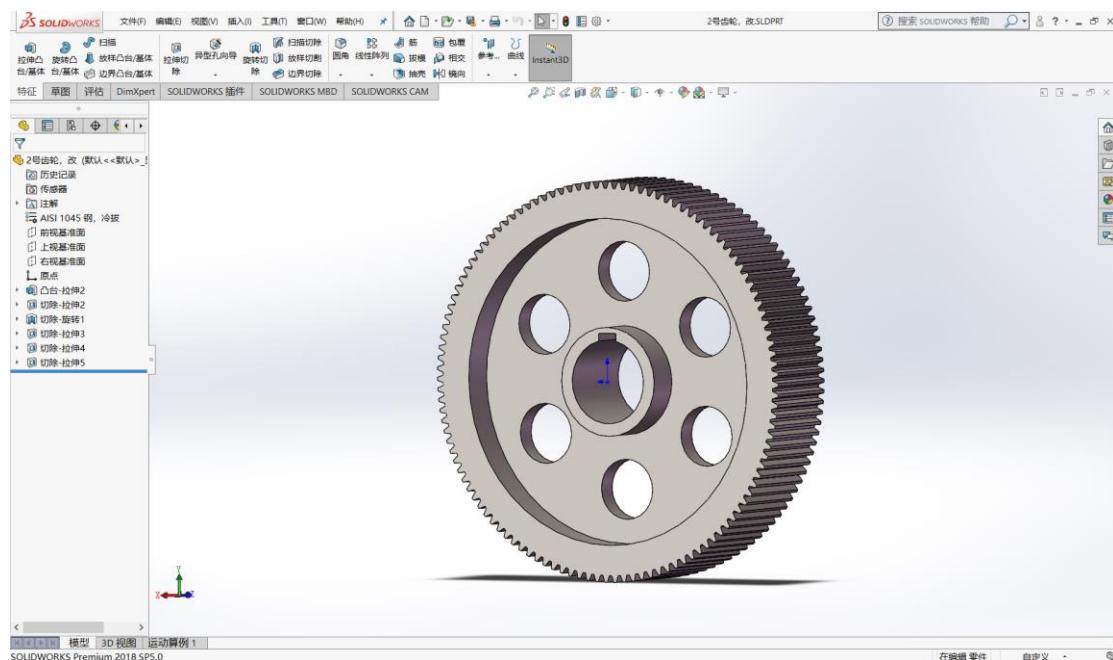


图 8-1 低速齿轮建模

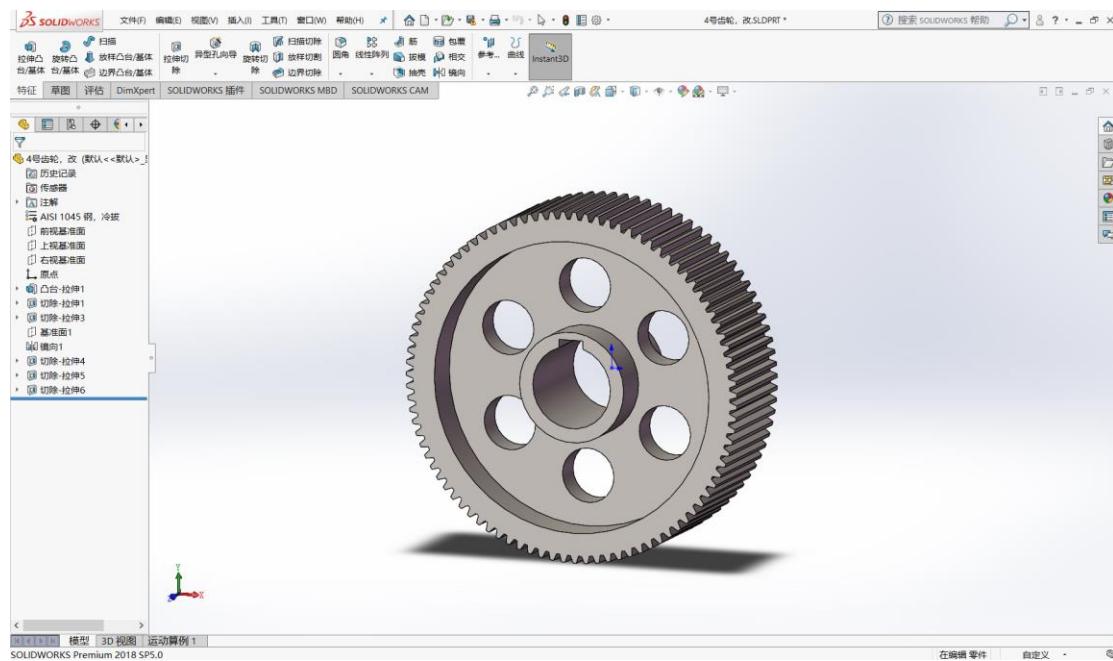


图 8-2 高速齿轮建模

## 8.2 对减速器轴进行建模

轴系是减速器的重要支承零件，同时减速器传动的部分齿轮直接安装与轴上，以下是对减速器中间轴（图 8-3）、低速轴（图 8-4）和高速轴（图 8-5）进行的建模。

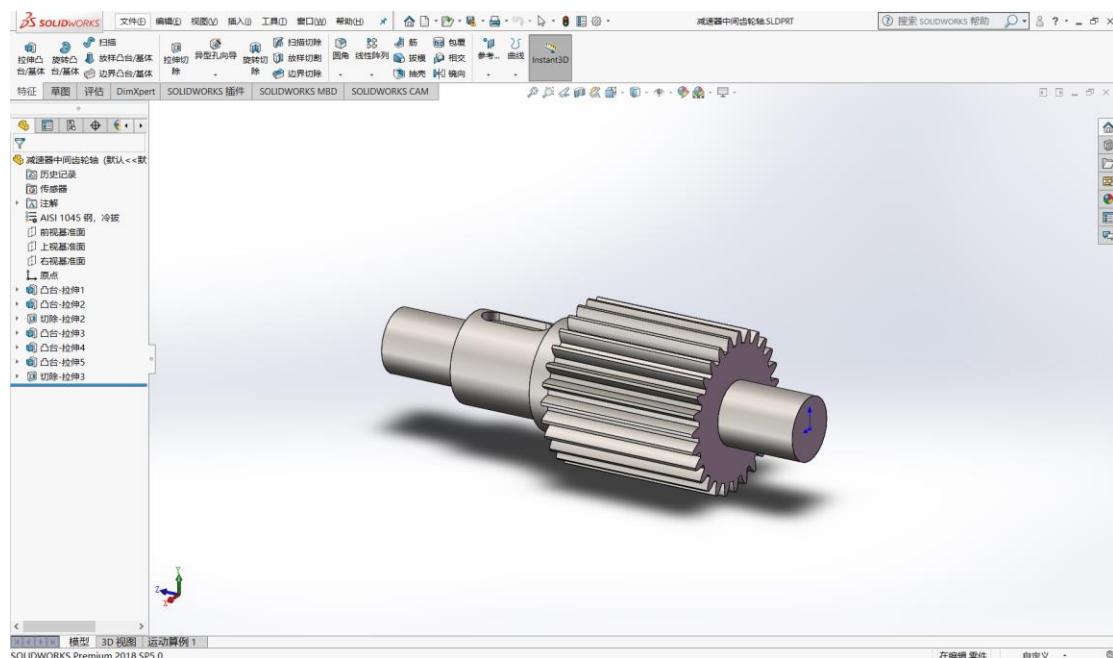


图 8-3 中间轴建模

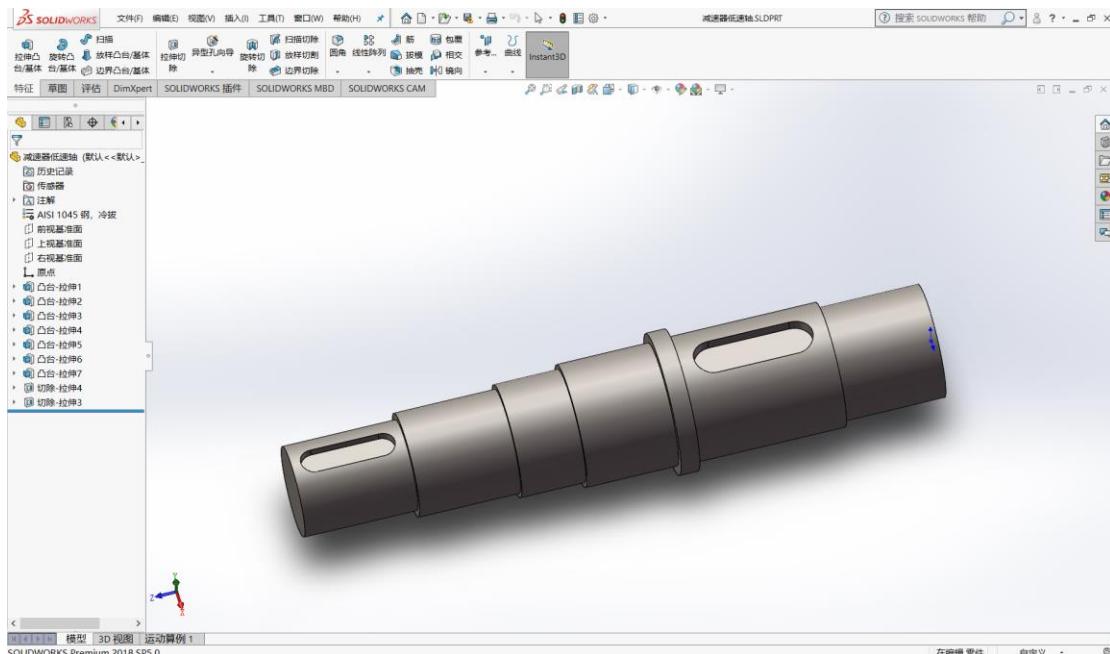


图 8-4 低速轴建模

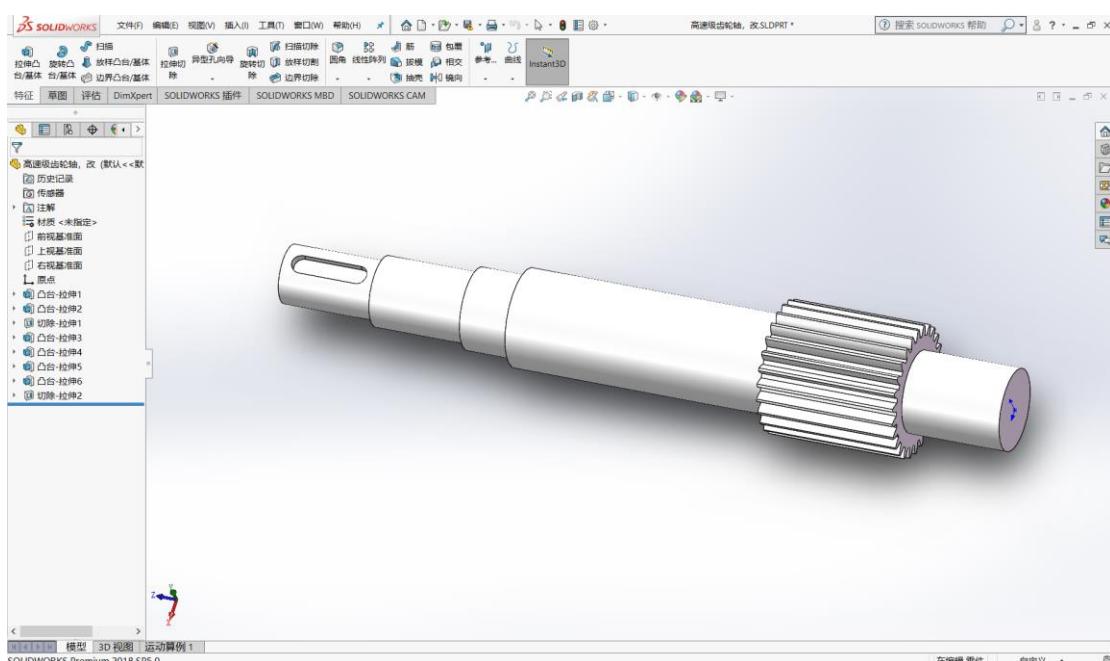


图 8-5 高速轴建模

### 8.3 对减速器箱体进行建模

箱体是保护减速器内部结构和密封的重要装置，以下是对上箱盖（图 8-6）以及下箱体的建模（图 8-7）。

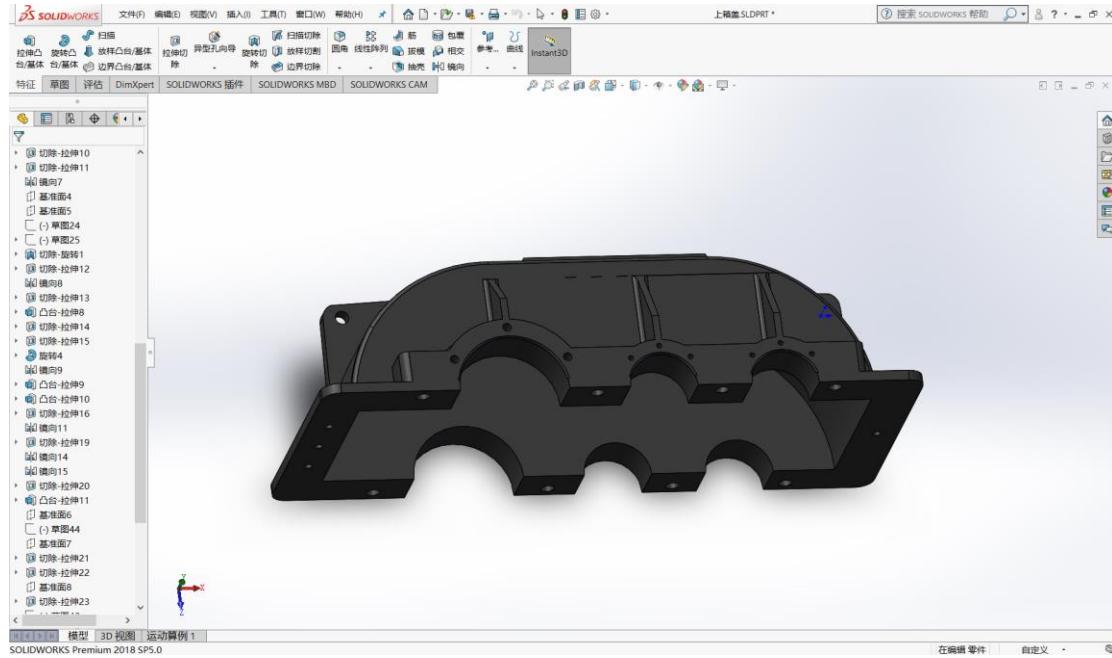


图 8-6 上箱盖建模

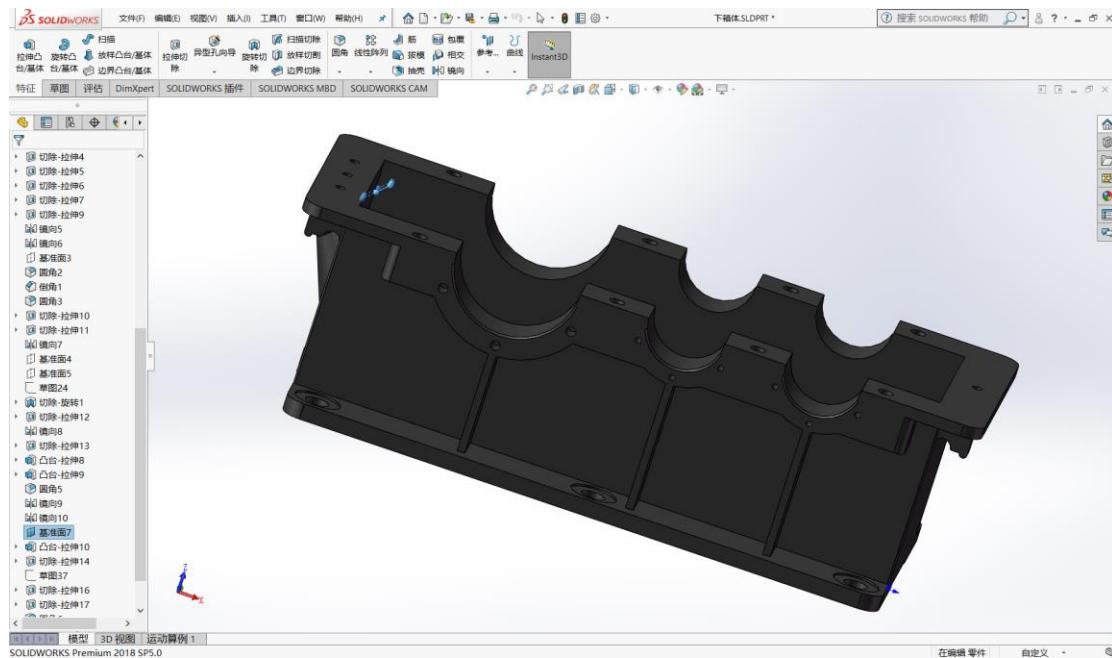


图 8-7 下箱体建模

## 8.4 减速器零件装配

为简化本章内容，省去对部分零件的建模。本节将对减速器关键零部件进行装配，对低速轴装配体建模（图 8-8）、低速轴与大齿轮装配（图 8-9）、低速轴与中间轴装配（图 8-10），并最终完成对内部结构装配（图 8-11）。

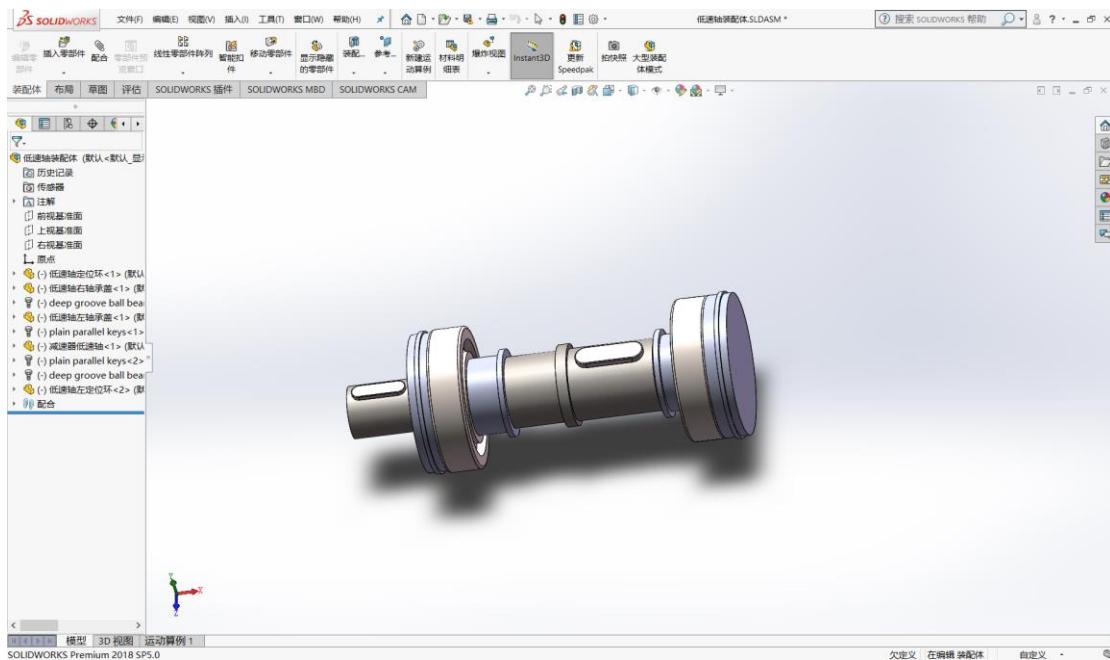


图 8-8 低速轴装配体建模

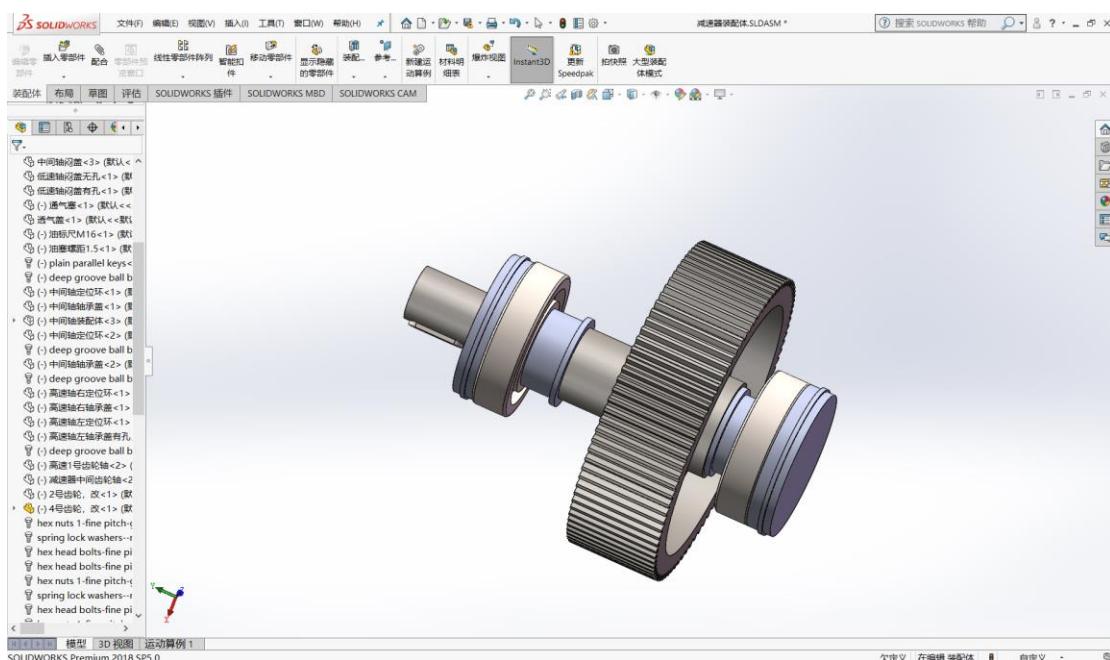


图 8-9 低速轴与大齿轮装配

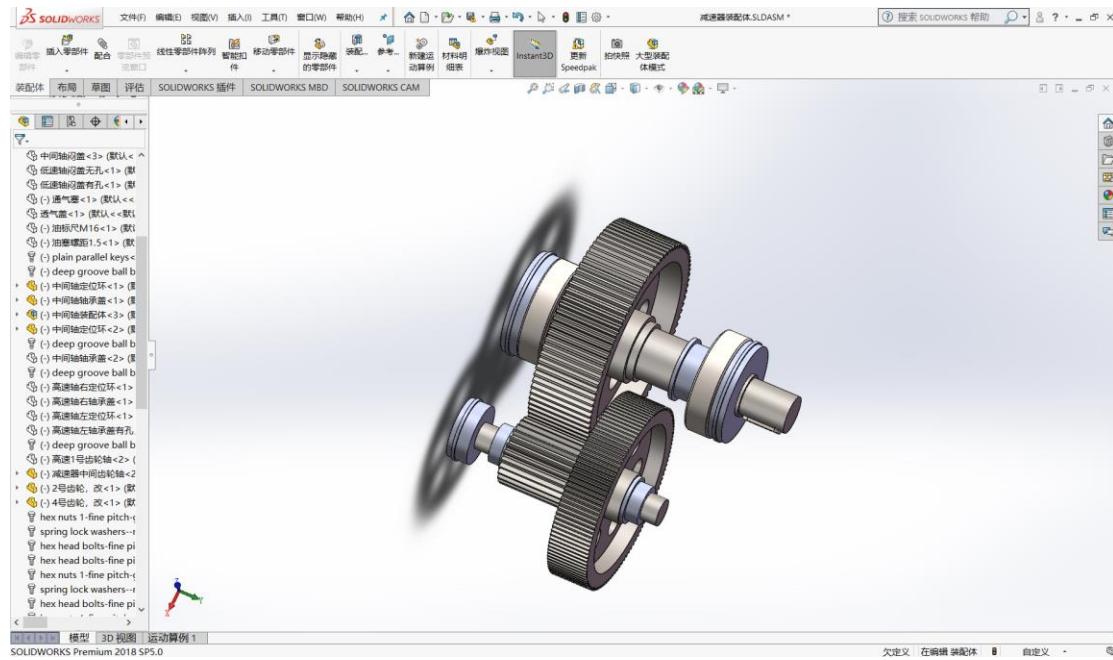


图 8-10 低速轴与中间轴装配

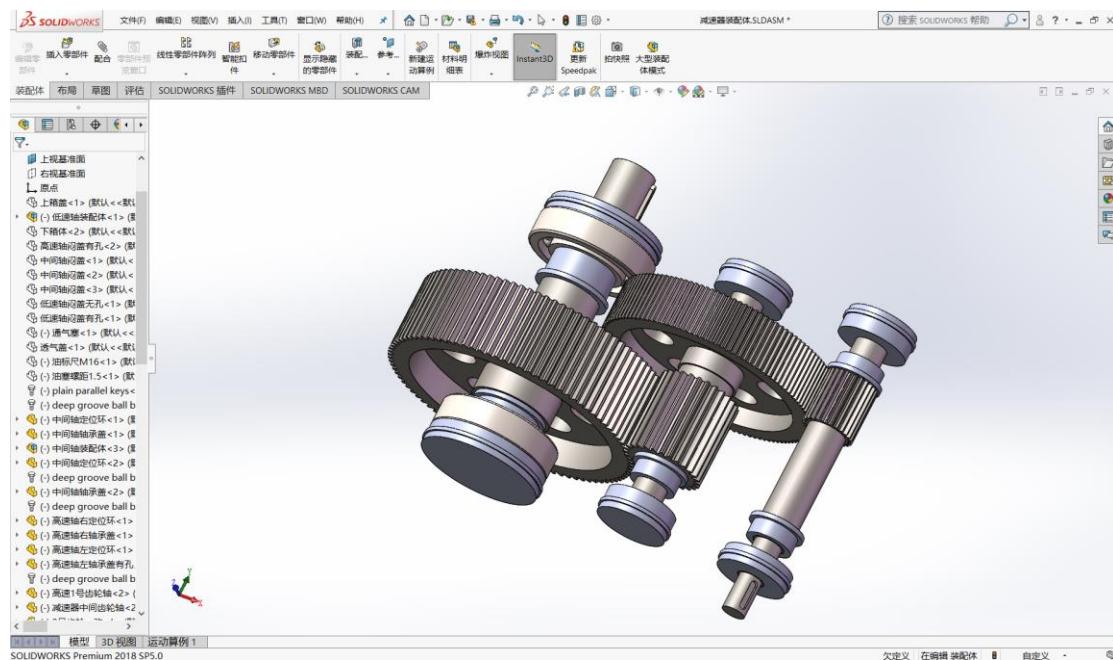


图 8-11 内部结构装配

## 8.5 减速器整体装配

本节将完成对减速器所有零部件的整体装配。在完成对内部结构的装配后，基于内部结构完善减速器结构建模，并最终完成对减速器的模型建立，并通过内部结构视图检测装配的合理性，最后制作减速器的爆炸装配图和运动仿真，通过对内部结构视图，对减速器运动时的工作情况进行检查，完成最终合理的减速器三维建模。

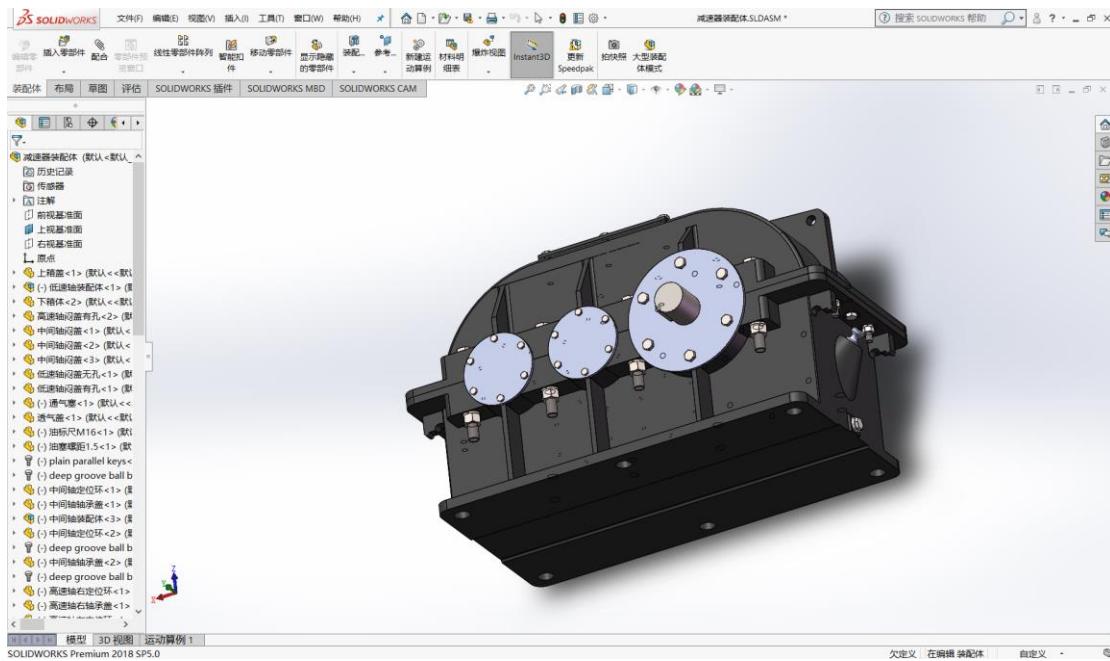


图 8-12 减速器建模效果图

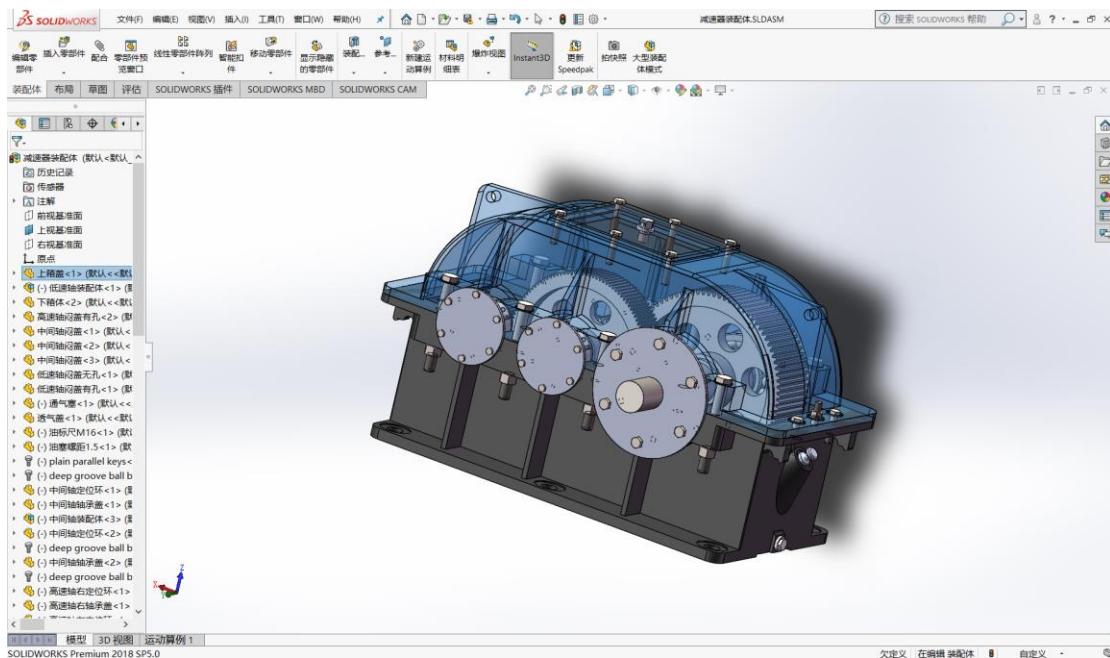


图 8-13 减速器内部视图 (一)

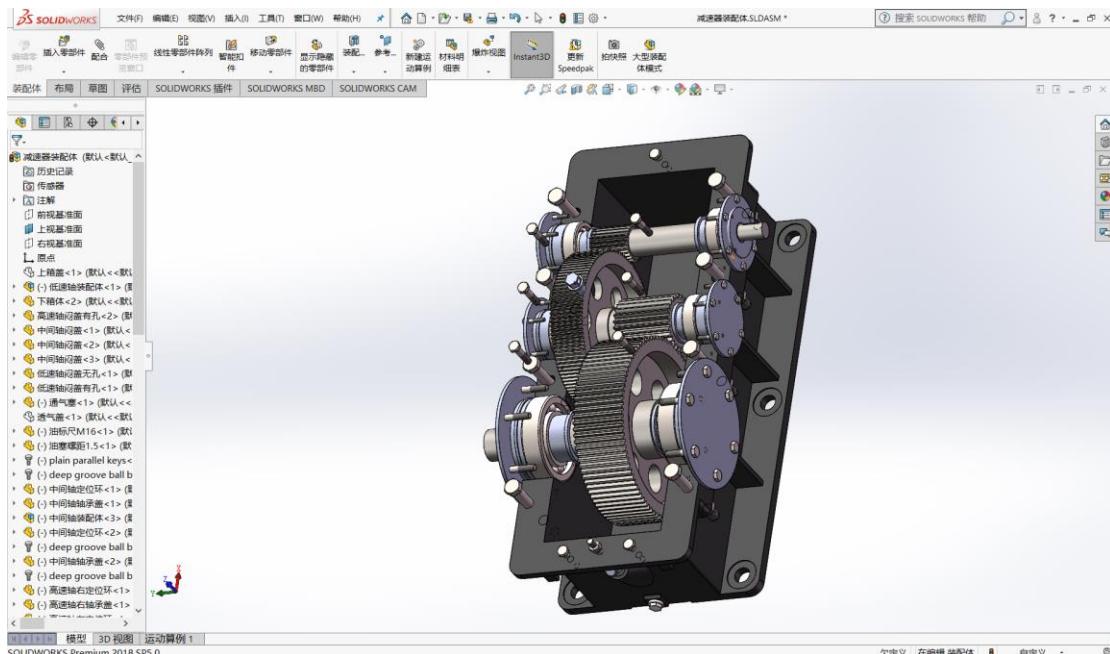


图 8-14 减速器内部视图 (二)

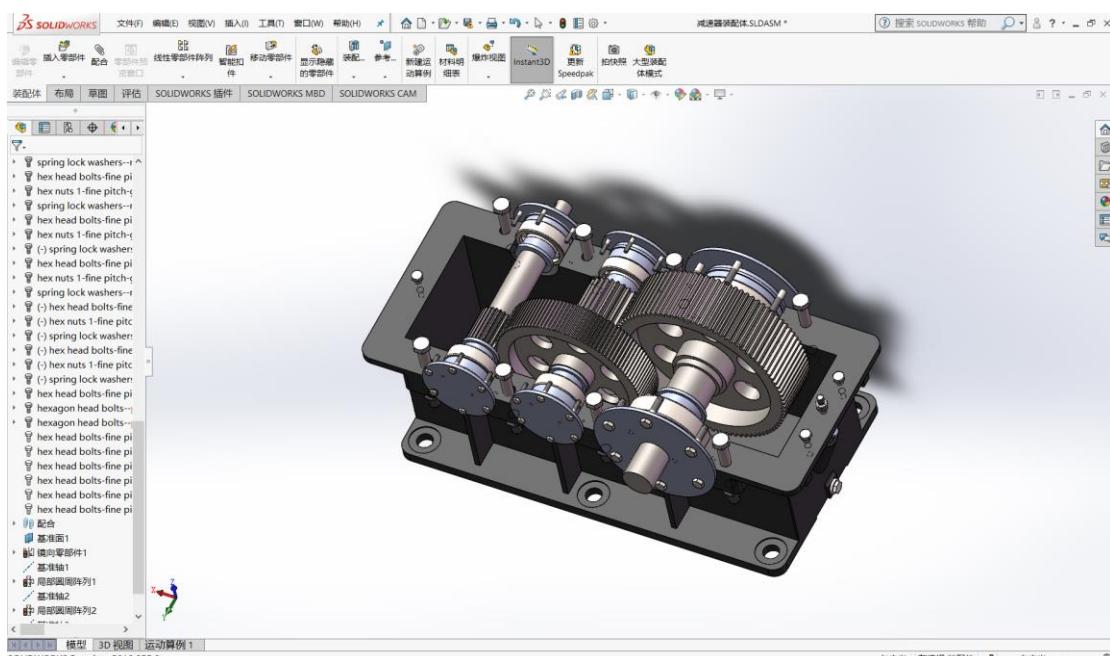


图 8-15 减速器内部视图 (三)

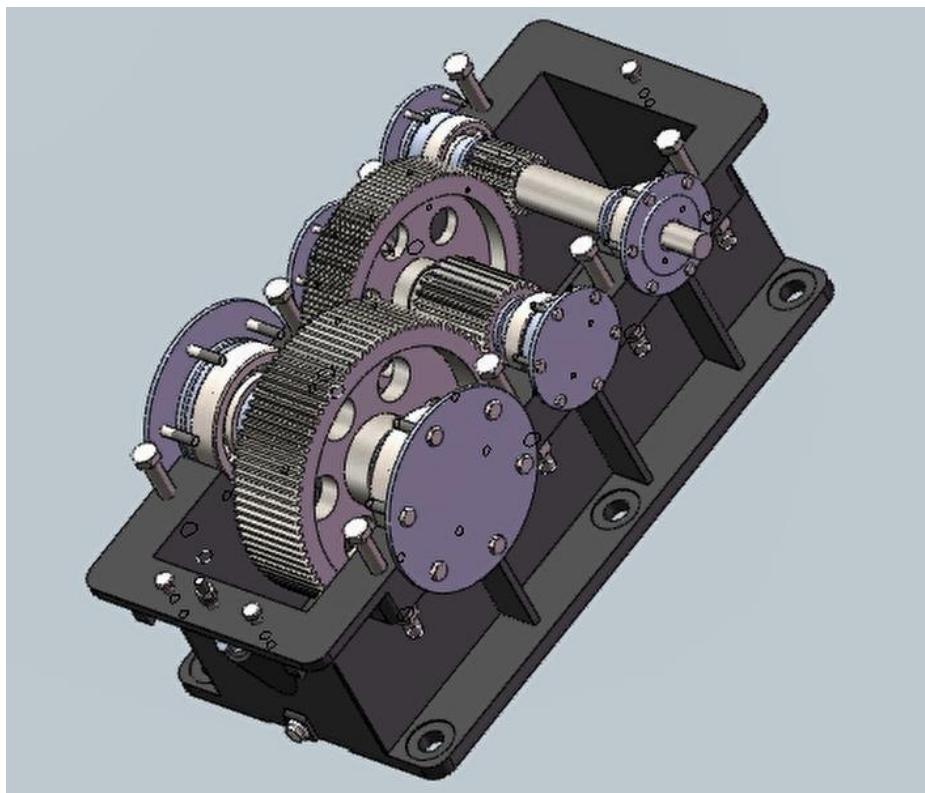


图 8-16 减速器运动仿真视频截图

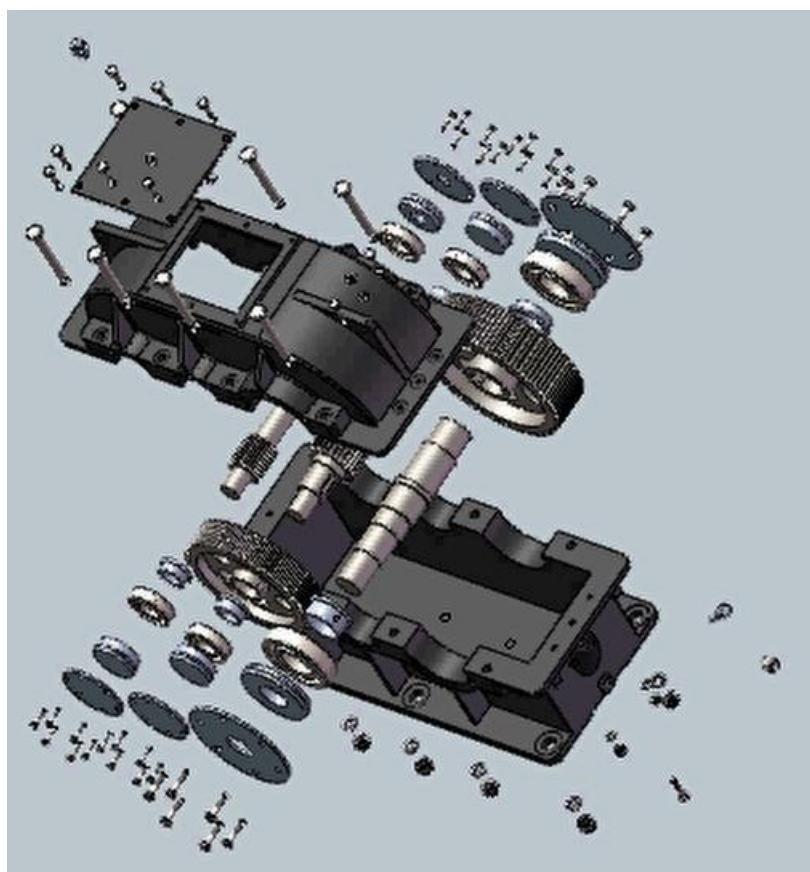


图 8-17 减速器爆炸视图

大连理工大学机械工程学院

## 8.6 基于 Solidworks 对减速器进行运动仿真

本节将基于 Solidworks 中的运动仿真模块，基于运动仿真进行分析得到相关的力的参数和图解。

### 8.6.1 运动仿真的前期准备



图 8-18 马达参数设置

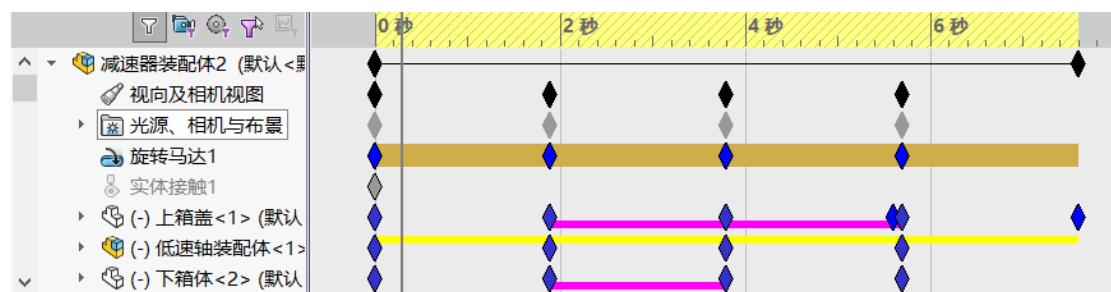


图 8-19 运动仿真关键节点动画设置（部分）

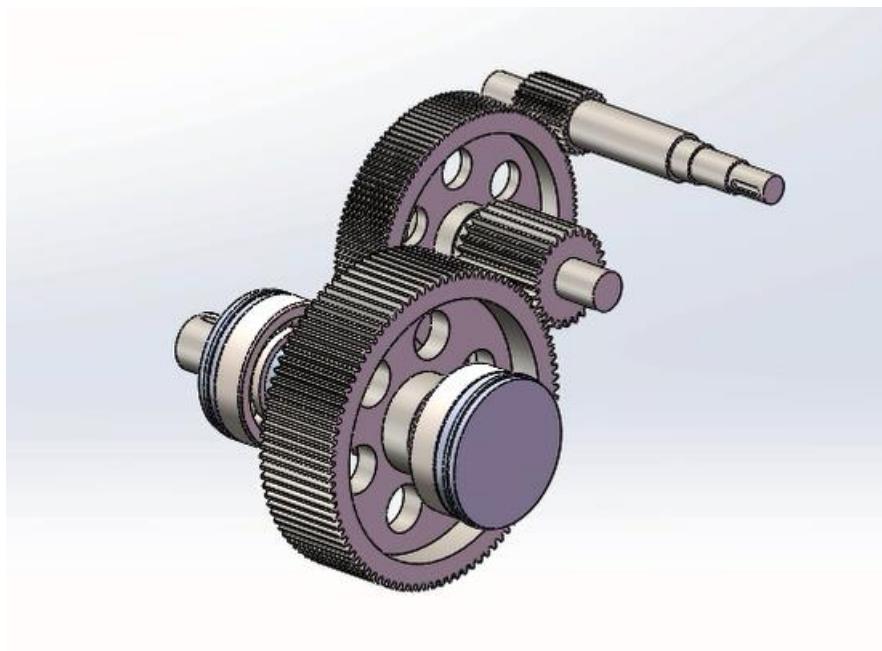


图 8-20 运动仿真图（一）

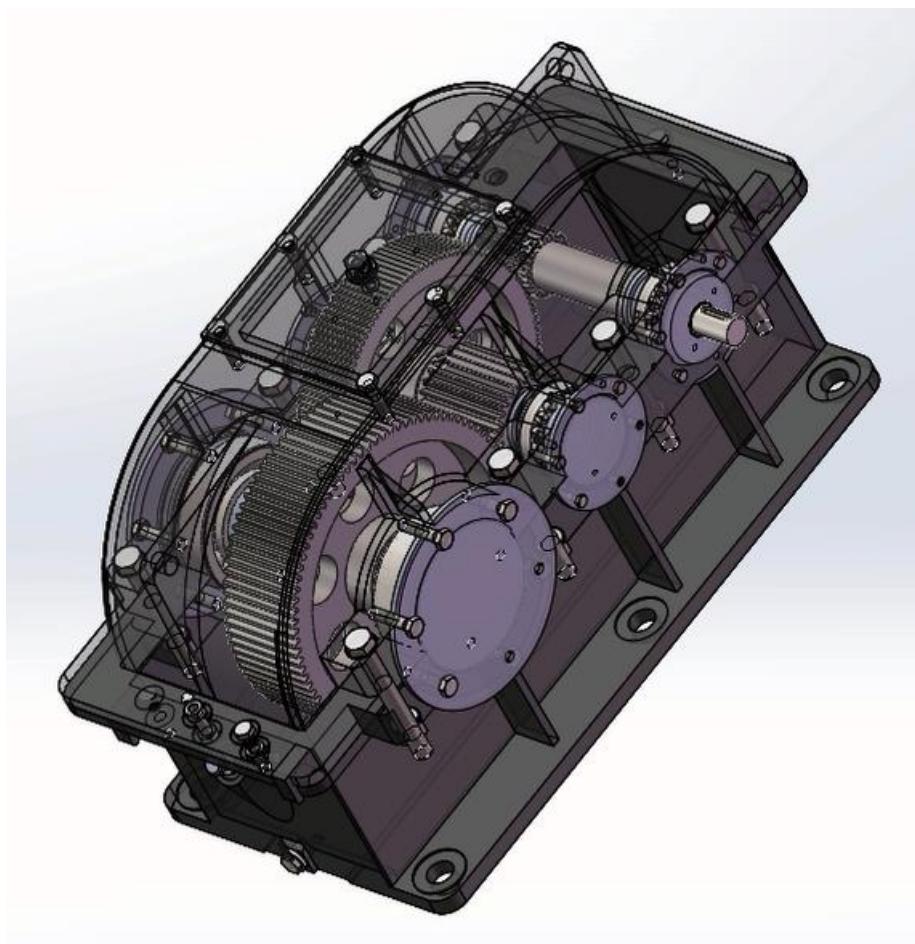


图 8-21 运动仿真图（二）

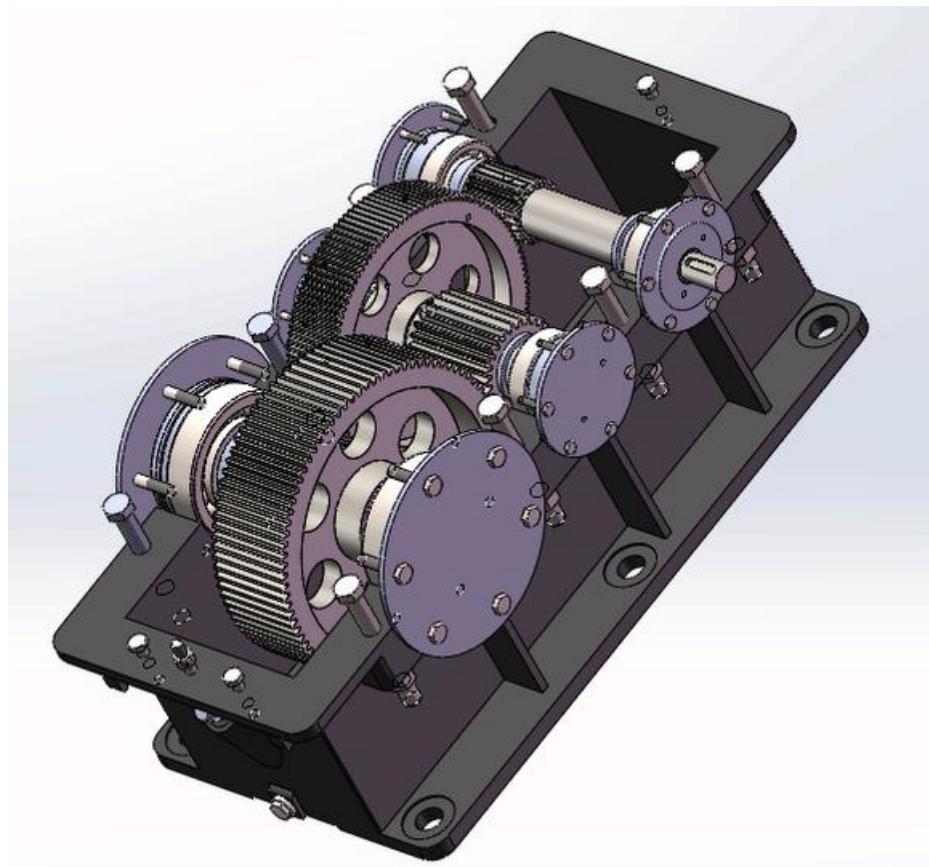


图 8-22 运动仿真图（三）

## 8.6.2 运动仿真分析结果

### 8.6.2.1 减速器运动参数分析结果

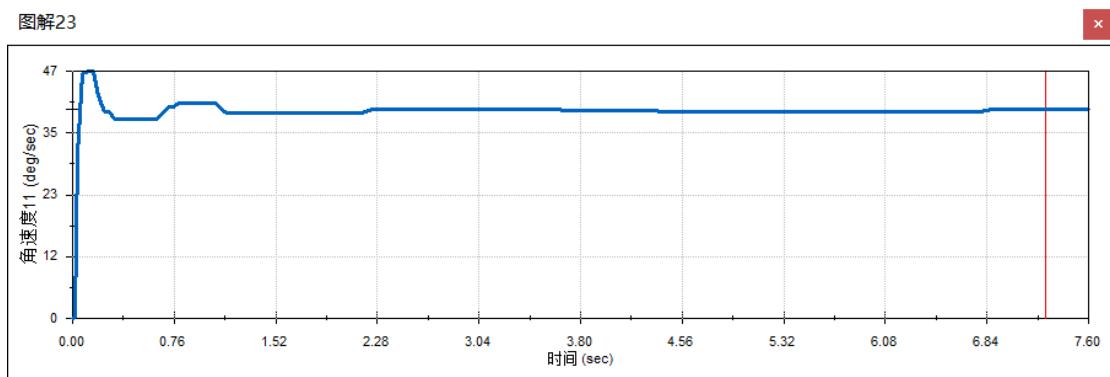


图 8-23 低速齿轮角速度图

图解22

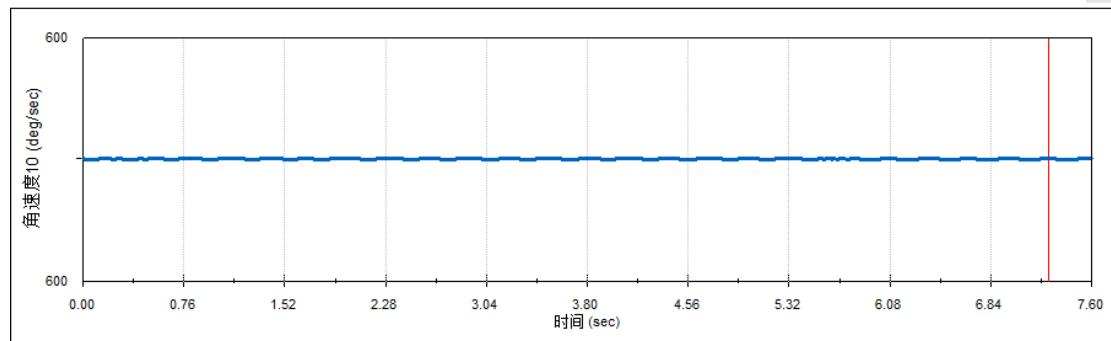


图 8-24 输入轴角速度

图解17

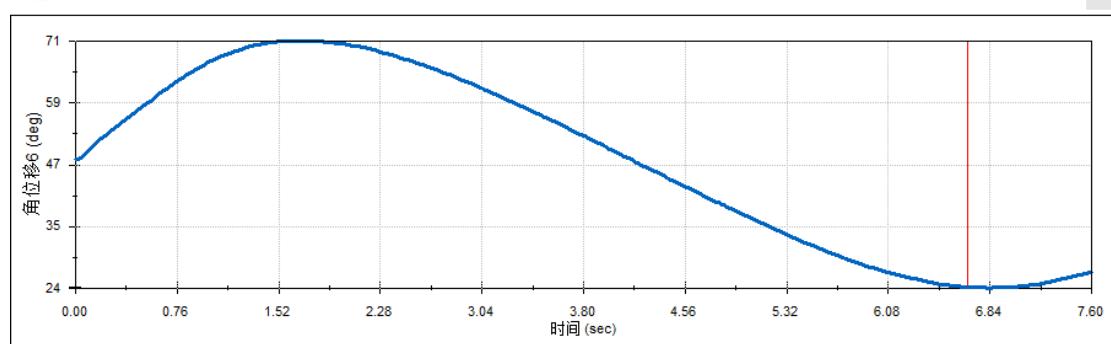


图 8-25 大齿轮相对基座角位移图

图解18

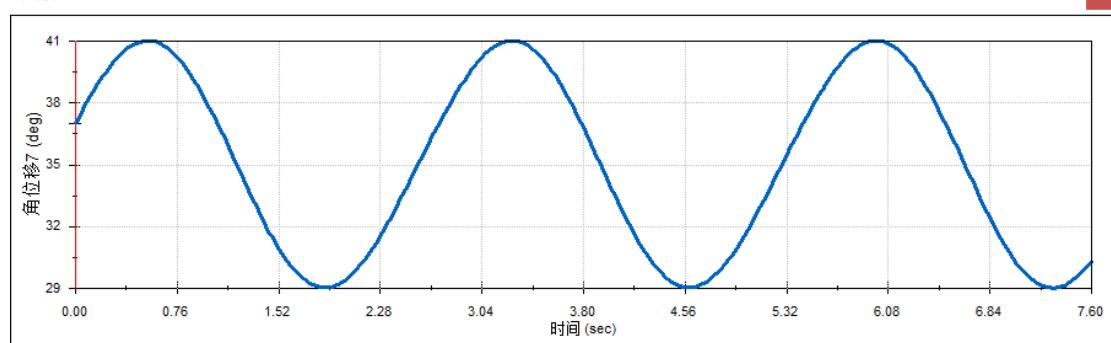


图 8-26 中间轴相对基座角位移图

图解19

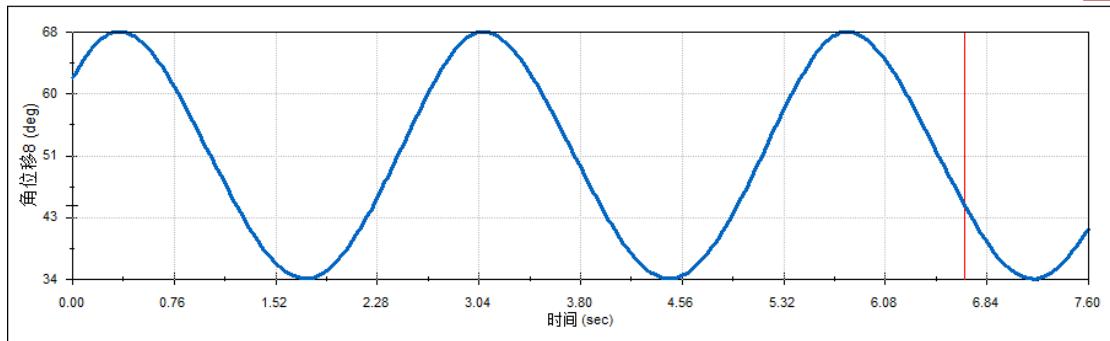


图 8-27 小齿轮相对基座角位移图

图解20

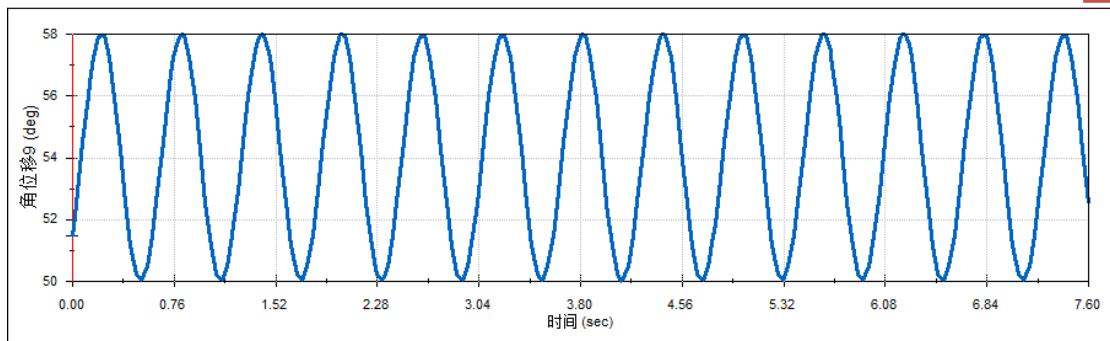


图 8-28 输入轴相对基座角位移图

通过对减速器各个轴和齿轮的仿真分析结果容易看出，输入轴的角速度明显大于输出轴速度，因此，减速器可以完成减速的功能，符合设计需求。

### 8.6.2.2 减速器力学仿真分析结果

图解9

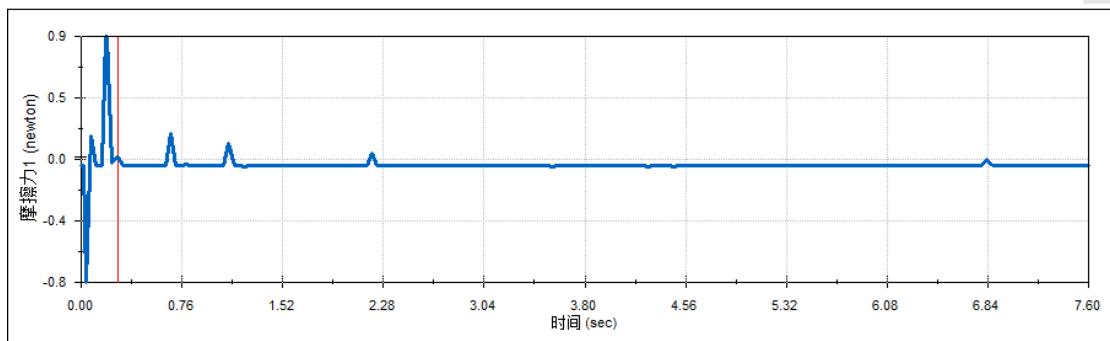


图 8-29 输出齿轮所受摩擦力

图解10

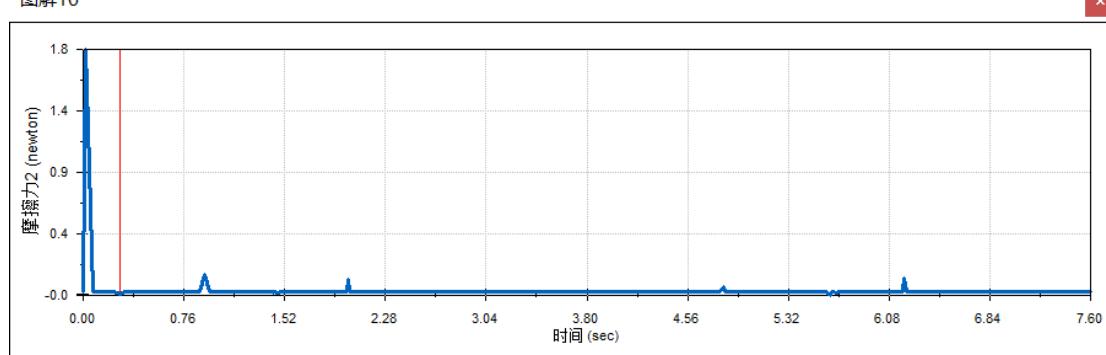


图 8-30 输入齿轮所受摩擦力

通过对齿轮所受摩擦力进行分析，并依据上文对齿轮所进行的校核，可以看出所设计的齿轮符合相应的要求。

通过 Solidworks 软件，我对自己所设计的减速器进行建模，从尺寸的角度上，对之前设计进行修改，同时基于运动仿真分析，判断所设计减速器能否满足功能和强度需求，所设计减速器合理，由此减速器的相关设计结束。

## 9.设计总结

本次课程设计是一次很好的将理论知识运用到实际的机会，让我对专业有了更深的认识，加深了我对专业的热爱，以及坚定了往后从事机械专业相关工作的决心。

机械设计这门课不仅仅只是将基础课程的理论和知识教给我们，我们还需要学习到机械工程中实际问题的解决能力，正如英语单词一样，死记硬背远不如实践中获得的牢固。机械设计这门课通过“以结构与性能设计为主线，整机方案设计为牵引，零部件及其连接技术设计为支撑”的体系，通过对机械系统中关键及基本零件结构尺寸进行设计，并且依据所设计的结构参数对其性能校核分析，加强机械系统总体结构与性能的技术方案设计，让我们从对典型零部件的学习延伸和发散到对整个机械系统的设计与分析，通过机械设计这门课，我学习到了机械设计课程与机械工程实际之间的联系，让我更加注重在求学阶段对理论和基础知识的巩固。机械设计是机械专业的一门主干技术基础课程，是学生从基础理论学习过渡到研究和解决机械工程技术问题的桥梁，因此学好这门课，利用好这门课和课程设计对我们日后的发展尤为重要。

本次课程设计，在选题之初，我对每个题目的需求和背景等相关信息进行了研究，最终选择两级圆柱齿轮减速器最为本次课程设计的课题，两级圆柱减速器结构紧凑，应用广泛，同时能够很好的将齿轮的知识应用于实际生产和设计中，巩固相关知识。依据所给的减速器参数和工作参数以及机械运动方案，我对后期工作做出规划，设计出总体设计思路。其次，从整体设计出发，对机器方案进行设计，通过对不同传动方案、装配方案、结构方案、支承方案以及连接方案进行列举，并分析不同方案的优缺点，选择最适合本次课程设计减速器的方案，同时通过查阅资料，对减速器的电机进行选择，并依据先前方案对传动的总传动比以及各轴的运动参数进行计算和确定。接着对减速器实现减速功能的关键部件——各级齿轮进行设计和校核，通过相关计算和资料的查阅，对高速级、低速级和开式齿轮进行设计，确定其材料、齿廓和相关参数，并对齿轮从疲劳强度方面进行校核，验证其可行性。设计完齿轮后，开始对减速器的支承装置进行设计，首先确定支承方案，通过对双点单向、单点双向固定以及两端游动这三种方案进行分析，确定最终使用的支承方案，其次对支承轴系结构进行设计，确定各轴的材料，并从扭转强度进行出发进行对轴进行初步设计，依据前期设计，建立输出轴的模型，并从弯扭强度、疲劳强度、刚度对所设计的轴进行理论校核，同时利用 ABAQUS 有限元软件，对输出轴进行有限元分析，进一步确定所设计轴的合理性，接着对轴承和键进行设计和分析。接着对减速器的连接方案进行设计，选择输入轴以及输出轴的联轴器，并对减速器的

润滑和密封进行设计。最后完善减速器的附件以及箱体的主要尺寸。为验证所设计减速器利用 Solidworks 对减速器各个零部件进行建模，并装配，建模出减速器的装配图和实体图，同时利用该软件的运动分析，对减速器的运动进行仿真，验证其工作的可行性。

在设计轴的齿轮以及形状进行设计后，基于设计尺寸，手绘减速器的草图，为后期的减速器建模打下基础；基于草图通过查阅资料，利用 CAD 画出减速器的最终装配图。

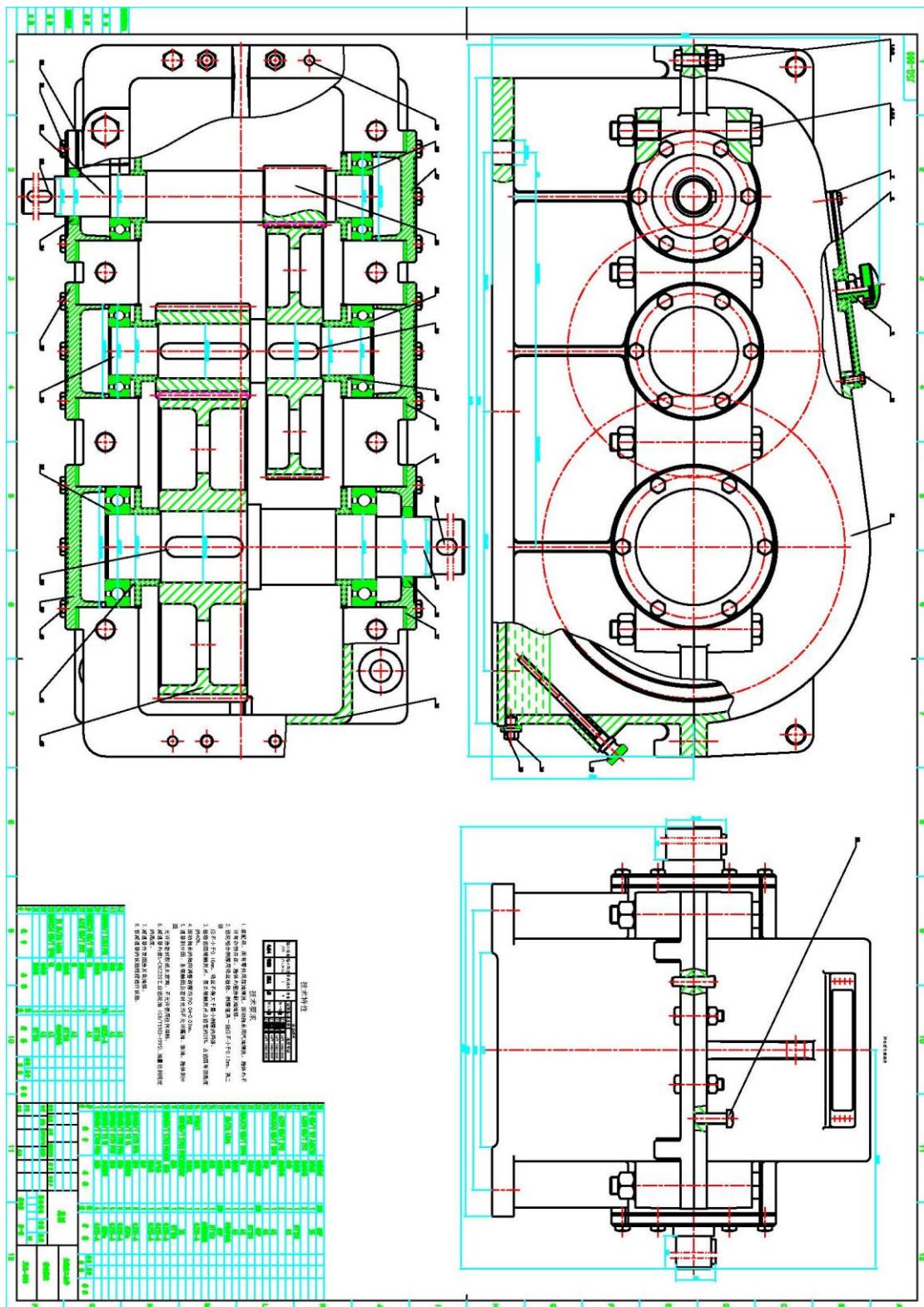
本次课程设计不仅加深了我对机械设计这门课程的学习和了解，还让我能主动的走出课本，发挥自己的主观能动性，通过查阅资料和相关教程，对 ABAQUS 有限元软件进行学习并入门，利用有限元分析对减速器相关零部件进行校核，并为日后的学习和科研打下基础，同时学习其他相关的技术和知识，更好的完成课程设计。最后感谢老师和助教的学长、学姐的耐心指导和答疑，通过老师对课程的讲解和答疑，让我深入课本，将所学实践到课程设计当中。

## 参考文献

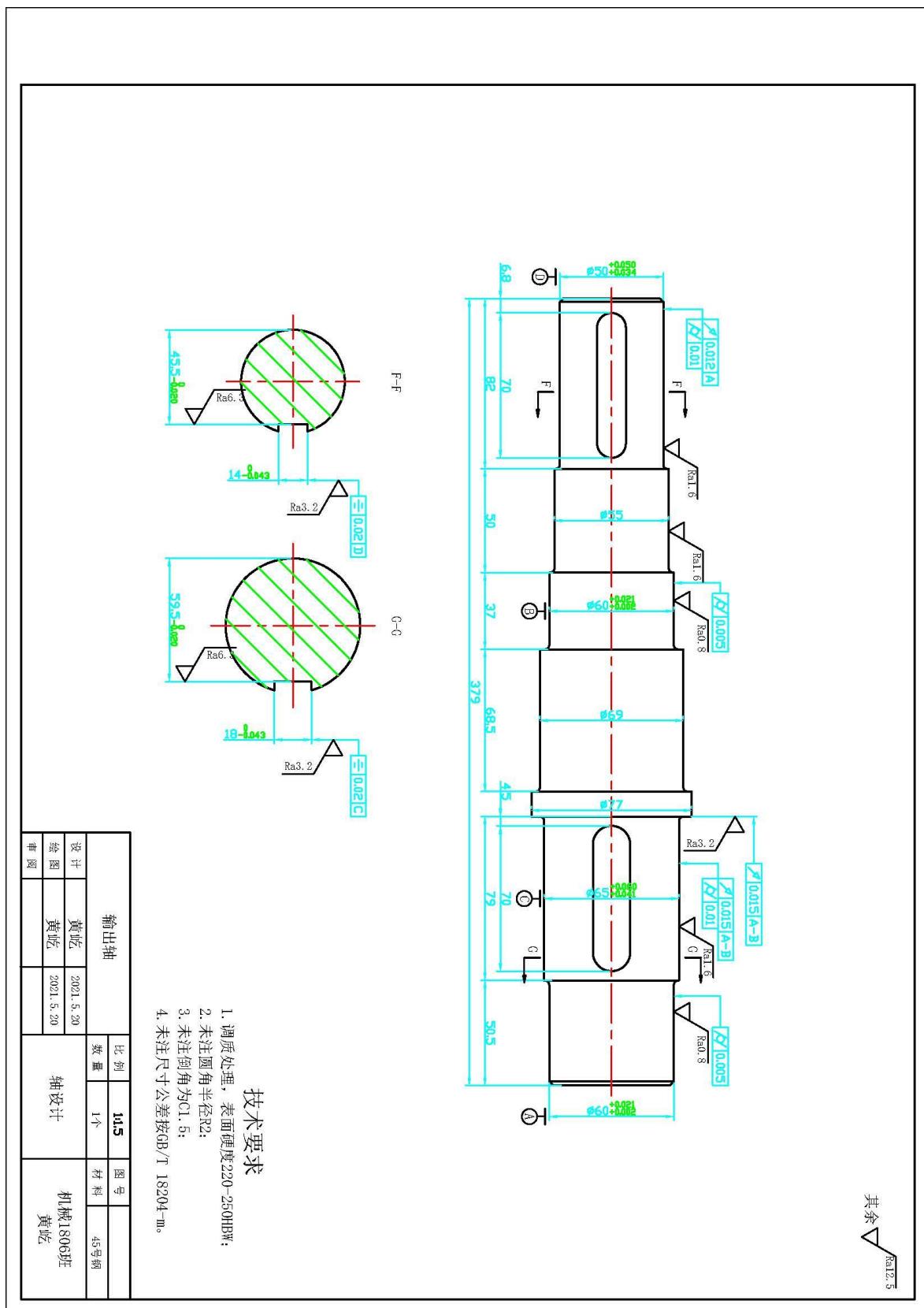
- [1] 王德伦、马雅丽. 机械设计. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2020. 7
- [2] 陈立德. 机械设计课程设计指导书
- [3] 龚桂义. 机械设计课程设计图册
- [4] 机械设计手册委员会. 机械设计手册(新版). 北京机械工业出版社, 2004

## 附件

附件一（总体装配图）



## 附件二（轴类零件图）



## 附件三（齿轮零件图）

