



華 滄 大 學

# 机电及自动化学院

## 课程设计说明书

设计题目：用于链式运输机的圆锥-圆柱二级齿轮减速器

专 业：车辆工程

班 级：09 车辆工程

姓 名：

指导老师：

设计时间：2011年12月29日——2012年1月7日

# 目 录

第一章	设计任务	3
第二章	电动机的选择	4
第三章	计算传动装置的运动和动力参数	6
第四章	传动件设计计算	9
第五章	轴的设计计算	27
第六章	链连接的选择与校核计算	44
第七章	滚动轴承的选择与计算及联轴器的选择	46
第八章	润滑与密封	53
附录:	参考资料目录	57

## 前 言

### （一）设计目的：

通过本课程设计将学过的基础理论知识进行综合应用，培养结构设计、计算能力以及熟悉一般的机械装置设计过程。

### （二）传动方案的分析：

机器一般由原动机、传动装置和工作机三部分组成。传动装置是用来传递原动机的运动和动力、变换运动形式以满足工作需要的装置，是机器的重要组成部分。传动装置的设计是否合理将直接影响机器的工作性能、重量和成本。合理的传动方案除工作装置的功能外，还要求结构简单，制造方便、成本低廉以及使用与维护方便。

本设计中，原动机为电动机，工作机为链式输送机。传动方案采用了三级传动，第一级传动为圆锥-圆柱二级齿轮减速器，第二级传动为开式齿轮传动，第三级传动为链传动。链传动能够保证准确的传动比，传动效率较高，无弹性滑动和整体打滑现象，工作可靠，两轴相距较远，适宜低速重载，工作环境恶劣等场合，因此布置在低速级。开式齿轮传动的工作环境较差，润滑条件不好，磨损较重，寿命较短，应布置在低速级。

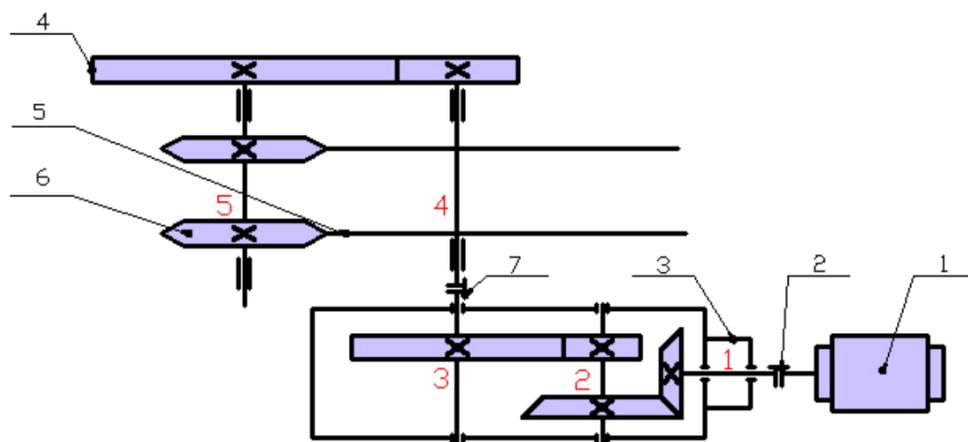
圆锥-圆柱齿轮二级减速器的传动效率高，适用功率和速度范围广，使用寿命长，是现代机器中较为常用的机构之一。

# 第一章 设计任务书

题目：设计一用于链式运输机传动装置中的圆锥-圆柱二级齿轮减速器

## 一. 总体布置简图

1—电动机 2、7—联轴器 3—圆锥—圆柱二级齿轮减速器 4—开式齿轮传动  
5—运输机 6—链轮



二.

图 1

三. 工作情况:

二班制、连续单向运动、有轻微振动、室内工作、无灰尘

四. 原始数据

链条总拉力  $F$  (N): 4000N

链条节距  $P$  (mm): 80mm

链条速度  $V$  (m/s): 0.25 (运输链速度允许误差: 5%)

链轮齿数  $Z$ : 16

开式齿轮传动比  $i_2$ : 无

使用期限: 20 年、大修期一年

生产规模: 少批量 (40 台)

生产条件: 中等规模机械厂, 可加工 7-8 级精度齿轮及蜗轮

动力来源: 电力、三相交流、电压 380/220 伏

## 第二章 电动机的选择

### 1. 电动机类型和结构的选择

由题目所知传动机构类型为：圆锥-圆柱二级齿轮减速器。

工作机链轮的转速为

$$n_w = v \times 60 \times 1000 / (P \times Z) = 0.25 \times 60 \times 1000 / (80 \times 16) = 11.72 \text{ r/min}$$

$$n_w = 11.72 \text{ r/min}$$

按图 1 所示的传动方案进行设计

Y 系列三相异步电动机

电动机的类型根据动力源和工作条件，选用 Y 系列三相异步电动机

，电压 380V。

### 2. 电动机容量的选择

$$P_w = 1 \text{ kW}$$

工作机所需的有效功  $P_w = Fv/1000 = (4000 \times 0.25/1000) \text{ kW} = 1 \text{ kW}$

电动机的输出功率

为了计算电动机的所需功率  $P_d$ ，先要确定从电动机到工作机的

总效率  $\eta$ 。设  $\eta_1$ 、 $\eta_2$ 、 $\eta_3$ 、 $\eta_4$ 、 $\eta_5$ 、 $\eta_6$  分别为弹性联轴器（高

速级）、闭式圆锥齿轮传动（7 级精度）、闭式圆柱齿轮传动（7 级）、开

式圆柱齿轮传

动、滚动轴承、开式链传动，由课程设计指导书表 1 和 P12 页查  $\eta_1=0.99$ ，

$\eta_2=0.96$ ， $\eta_3=0.96$

$\eta_4=0.99$ ， $\eta_5=0.96$ ， $\eta_6=0.92$ 。

$$\eta = 0.766$$

传动装置总效率为：

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_6 = 0.766$$

$$P_d = 1.31 \text{ kW}$$

电机所需功率为： $P_d = P_w / \eta = 1.31 \text{ kW}$

## 1. 电动机转速的选择

根据机械设计课程设计指导书表 1:

取圆锥-圆柱齿轮二级减速器的传动比范围:  $i_1=10\sim 25$ , 又已知

开式齿轮传动的传动比  $i_2=3\sim 7$

故总传动比  $i$  的范围:  $i = i_1 \times i_2 = 30 \sim 175$

故电动机转速的可选范围:

$$n_d = i \times n = (30 \sim 175) \times 11.72 = 351.6 \sim 2051 \text{ r/min}$$

因此选择同步转速为 1000r/min 和 1500r/min 两种。

## 2. 电动机型号的确定

根据电动机所需功率, 查机械设计手册可知, 电动机型号为 Y90L-4、Y100L-6。

根据电动机的满载转速  $n_m$  和链轮转速  $n_w$  可算出总传动比。现将此

种电动机的数据和总的传动比列于下表中。

### 电动机的数据及总的传动比

方案号	电动机 型号	额定功 率 /kW	同步转速 /(r/min)	满载转速 /(r/min)	总传动 比
1	Y100L-6	1.5	1000	940	80.
2	Y90L-4	1.5	1500	1400	19.45

选择电机型号为 Y100L-6

由上表可知, 进行转速、总传动等方面的比较, 决定选 Y100L-6。

## 第三章 计算传动装置的运动和动力参数

### 1. 传动装置的总传动比及其分配

装置的总传动比  $i = n_m/n = 940/11.72 = 80.2$   $i = 80.2$

初步开式齿轮传动比  $i_2 = 6.8$   $i_2 = 6.8$

则减速器的总传动比为

$i_1 = i / i_2 = 80.2 / 6.8 = 11.79$  取  $i_1 = 11.8$ ,  $i_1 = 11.8$

高速级锥齿轮传动比  $i_3 = 0.25i_1 = 0.25 \times 11.8 = 2.95$   $i_3 = 2.95$

低级传动比为  $i_4 = i_1 / i_3 = 11.8 / 2.95 = 3.99$

圆整后取  $i_4 = 4.0$   $i_4 = 4$

则  $i = i_3 \cdot i_4 = 2.95 \times 4.0 = 11.8$   $i = 11.8$

则取定各传动比后，当前的总传动比为

$$i' = i_3 \times i_4 \times i_2 = 11.8 \times 6.8 = 80.24 \quad i' = 80.24$$

传动后运输链速度误差为 $\Delta$ ：

$$\Delta = (n - n_m / i') / n = (11.72 - 960 / 80.24) / 11.72 \approx 2.08\%$$

在运输链速度允许

(在运输链速度允许误差 $\pm 5\%$ 范围内)

误差 $\pm 5\%$ 范围内

### 2. 各轴的转速计算：

$$n_1 = n_m = 940 \text{ r/min}$$

$$n_1 = 940 \text{ r/min}$$

$$n_2 = n_1 / i_3 = (940 / 2.95) \text{ r/min} = 318.64 \text{ r/min}$$

$$n_2 = 318.64 \text{ r/min}$$

$$n_3 = n_2 / i_4 = (318 / 4.0) \text{ r/min} = 79.86 \text{ r/min}$$

$$n_3 = 79.86 \text{ r/min}$$

$$n_4 = n_3 = 79.86 \text{ r/min}$$

$$n_4 = 79.86 \text{ r/min}$$

$$n_5 = n_4 / i_2 = 79.86 / 6.8 = 11.74 \text{ r/min}$$

$$n_5 = 11.74 \text{ r/min}$$

1.各轴的输入功率计算:

P

$$P_1 = P_d \eta_1 = 1.31 \times 0.99 = 1.3 \text{ kW}$$

$$1 = 1.3 \text{ kW}$$

$$P_2 = P_1 \eta_4 \eta_2 = 1.3 \times 0.99 \times 0.96 = 1.24 \text{ kW}$$

$$P_3 = P_2 \eta_4 \eta_3 = 1.24 \times 0.96 \times 0.99 = 1.18 \text{ kW}$$

P

$$P_4 = P_3 \eta_4 \eta_1 = 1.18 \times 0.99 \times 0.99 = 1.16 \text{ kW}$$

$$2 = 1.24 \text{ kW}$$

$$P_5 = P_4 \eta_5 \eta_4 = 1.16 \times 0.99 \times 0.96 = 1.1 \text{ kW}$$

2.各轴的输入转矩计算:

P

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \times 1.3 / 940$$

$$3 = 1.18 \text{ kW}$$

$$= 13.18 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_2 = 9550 P_2 / n_2 = 9550$$

P

$$\times 1.24 / 318.64 = 36.95 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$4 = 1.16 \text{ kW}$$

$$T_3 = 9550 P_3 / n_3 = 9550 \times$$

$$1.18 / 79.86 = 140.12 \text{ N}\cdot\text{m}$$

P

$$T_4 = 9550 P_4 / n_4 = 9550 \times$$

$$5 = 1.1 \text{ kW}$$

$$1.16 / 79.86 = 133.17 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_5 = 9550 P_5 / n_5 = 9550$$

$$T_1 = 13.18 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$\times 1.1 / 11.74 = 860.64 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T_2 = 36.95 \text{ N}\cdot\text{m}$$

各轴的运动及动力参数

$$T_3 = 140.12 \text{ N}\cdot\text{m}$$

输入

转速

$$T_4 = 133.17 \text{ N}\cdot\text{m}$$

名

效率 P kw

转矩 T Nm

r/min

$$T_5 = 860.64 \text{ N}\cdot\text{m}$$

电动机轴

1.31

13.31

940

1 轴	1.3	1.29	13. 18	13 05	940
2 轴	1.24	.23	36.95	36.58	318.64
3 轴	1.18	1.17	140.12	138.72	79.86
4 轴	1.16	1.15	133.17	31.84	79.86
5 轴	1.1	1.09	860.64	852.03	11.74

第

## 第四章 传动件设计计算

### 一) 高速级齿轮的传动设计

#### 1. 选齿轮材料、热处理方式及计算许用应力

##### 1) 材料及热处理

按使用条件，属中速、轻载，重要性和可靠性一般的齿轮传动。可选用软齿面齿轮，且小齿轮的硬度比大齿轮大 30~50HBS，具体选择如下：

小圆锥齿轮：45Cr，调质处理，硬度为 241~286HBS

大圆锥齿轮：45 钢，调质处理，硬度为 217~255HBS

因此取小圆锥齿轮的硬度为 280HBS，大圆锥齿轮的硬度为 230HBS。

##### 2) 确定许用应力

① 由“机械设计”书中的图 10—21 (P209)，按齿面硬度查得

$$\delta_{H \lim 1} = 580 \text{ MPa} ,$$

$$\delta_{H \lim 2} = 550 \text{ MPa} .$$

由“机械设计书”中的图 10—21 (P209)，按齿面硬度

查得  $\delta_{FE1} = 620 \text{ MPa} ,$

$$\delta_{FE2} = 570 \text{ MPa} .$$

② 计算应力循环次数，确定寿命系数  $K_{FN}$  和  $K_{HN}$ 。

$$N_1 = 60 j n_1 L_h = 60 \times 1 \times 940 \times 20 \times 16 \times 300 = 5.4144 \times 10^9$$

$$N_2 = N_1 / i^4 = 5.4144 \times 10^9 / 2.95 = 1.8354 \times 10^9$$

再根据“机械设计书”中图 10—18 和图 10—19，分别查得

$$K_{FN1} = 0.9 \quad K_{FN2} = 0.95,$$

$$K_{HN1} = 0.9, \quad K_{HN2} = 0.95$$

③ 计算大小锥齿轮的各项许用应力：

小齿轮硬度为  
280HBS

大齿轮硬度为  
230HBS

$$\delta_{H \lim 1} = 580 \text{ MPa}$$

$$\delta_{H \lim 2} = 550 \text{ MPa}$$

$$\delta_{FE1} = 620 \text{ MPa}$$

$$\delta_{FE2} = 570 \text{ MPa}$$

$$N_1 = 5.4144 \times 10^9$$

$$N_2 = 1.8354 \times 10^9$$

10<sup>9</sup>

$$K_{HN1} = 0.9$$

$$K_{HN2} = 0.95$$

$$K_{FN1} = 0.9 \quad K_{FN2} = 0.95$$

由“机械设计书”（P206）查得

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,$$

$$S_{F1} = S_{F2} = 1.4 \quad (1.25 \sim 1.5)$$

$$[\sigma_H]_1 = \sigma_{H \lim 1} \times K_{HN1} / S_{H1} = 750 \times 0.9 / 1.0 = 675 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_{H \lim 2} \times K_{HN2} / S_{H2} = 570 \times 0.95 / 1.0 = 541.5 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{F \lim 1} \times K_{FN1} / S_{F1} = 620 \times 0.9 / 1.4 \approx 398.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{F \lim 2} \times K_{FN2} / S_{F2} = 570 \times 0.95 / 1.4 = 386.78 \text{ MPa}$$

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,$$

$$S_{F1} = S_{F2} = 1.4$$

$$[\sigma_H]_1 = 675 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = 541.5 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_1 = 398.57 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = 386.78 \text{ MPa}$$

## 2. 分析失效形式，确定设计原则

由于设计的减速器属于闭式的，而此对锥齿轮采用的是软齿面啮合，其主要失效形式是疲劳点蚀，但若模数过小也会造成轮齿的疲劳折断。故此，该齿轮的参数按接触疲劳强度设计，按弯曲疲劳强度较核。

## 3. 初步确定锥齿轮的基本参数和主要尺寸

① 由前面的计算可知小锥齿轮的名义转矩

$$T = 13.05 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$T = 13.05 \text{ N}\cdot\text{m}$$

② 选择齿轮的传动精度

根据“机械设计”书（P210）中图 10—22（b）和已知条件，初步选定锥齿轮的传动精度为 7 级。

③ 初选参数

$$Z_1 = 20, Z_2 = Z_1 \times i = 20 \times 2.95 = 59$$

$$X_1 = X_2 = 0 \quad K_t = 1.3 \quad \alpha = 20^\circ$$

（根据“课程指导书”（P35）中，小圆锥齿轮齿数取值范围：

$$Z_1 = 17 \sim 25)$$

$$Z_1 = 20$$

$$Z_2 = 59, \alpha = 20^\circ$$

$$10$$

$$K_t = 1.3$$

④ 初算锥齿轮的主要尺寸

1) 按齿面接触疲劳强度设计

根据“机械设计书”中 (P224), 由式 (10—25)

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{4KT}{\phi_R \mu_R} \left( \frac{Z_1 Z_2}{\delta_H} \right)^2}$$

式中

$$Z_H = \frac{2}{\sin \alpha \cos \alpha} = \frac{2}{\cos 20^\circ \sin 20^\circ} = 2.5$$

$$Z_H = 2.5$$

$\phi_R$  的选择, 根据已知条件, 可知小锥齿轮的支承方式

为悬臂布置, 查“机械设计手册 (软件版) V3.0”, 可得

$$\phi_R = 0.3$$

$$\phi_R = 1 / 3.5 \approx 0.3$$

查“机械设计”书中表 10—6 (P201),  $Z_E = 189.8 MPa$

$$Z_E = 189.8 MPa$$

而  $\mu_1 = i_1 = 2.95$ ,

$$\mu_1 = i_1 = 2.95$$

$$[\delta_H] = [\delta_{H2}] = 675 MPa$$

小圆锥齿轮的模数以及平均分度圆半径:

$$m_{1t} = 2.56 mm$$

$$m_{1t} = d_{1t} / z_1 = 37.66 / 20 = 1.883 mm \approx 2.56 mm$$

$$d_{m1} = 32.199 mm$$

$$d_{m1} = d_{1t} \times (1 - 0.5\phi_R) = 37.66 \times (1 - 0.5 \times 0.3) = 32.199 mm$$

计算圆锥齿轮的分度圆锥角:

由公式  $\tan \sigma_1 = 1 / i_1$  和  $\tan \sigma_2 = i_1$  解得

$$\sigma_1 = 18^\circ 43' 33''$$

$$\sigma_1 = 18^\circ 43' 33''$$

$$\sigma_2 = 71^\circ 16' 27''$$

$$\sigma_2 = 71^\circ 16' 27''$$

计算小圆锥齿轮平均分度圆处的速度：

$$v_{m1} = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 32.199 \times 940}{60 \times 1000} = 1.585 \text{ m/s}$$

$$v_{m1} = 1.585 \text{ m/s}$$

根据“机械设计书”中图 10-8 查得  $K_v = 1.05$  (P194)

再根据已知工作条件及环境以及“机械设计书”中

(P193) 表 10-2 查得  $K_A = 1.25$

$$K_A = 1.25$$

齿向载荷分布系数可按下式计算

$$K_{\beta} = K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.5 K_{H\beta e}$$

其中  $K_{H\beta e}$  根据已知条件大小圆锥齿轮的支承方式

和“机械设计书”表 10-9 查得  $K_{H\beta e} = 1.25$

$$K_{H\beta e} = 1.25$$

而齿间载荷分配系数可取  $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.0$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.0$$

故载荷系数：

$$K = K_A K_v K_{\beta} K_{\alpha} = 1.25 \times 1.05 \times (1.25 \times 1.5) \times 1.0 = 2.46$$

$$K = 2.46$$

$K = 2.46$  与  $K_t = 1.3$  相差较大须进行修正

$$d'_1 = d_1 \sqrt[3]{\frac{k}{k_t}} = 37.66 \times \sqrt[3]{\frac{2.46}{1.3}} \approx 46.58 \text{ mm} \quad (46.581224)$$

$$d'_1 = 46.58 \text{ mm}$$

$$m'_1 = m_1 \sqrt[3]{\frac{k}{k_t}} = 1.883 \times \sqrt[3]{\frac{2.46}{1.3}} = 2.3 \text{ mm}$$

$$M = 2.3 \text{ mm}$$

2) 按照齿根弯曲疲劳强度设计

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT \cdot Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi_R (1 - 0.5\phi_R)^2 Z_1^2 u^2 + 1} \cdot [\sigma_F]}$$

## (1) 确定公式内的各计算数值

### (一) 弯曲强度载荷系数

$$K = K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.05 \times 1 \times 1.875 = 2.46$$

$$K=2.46$$

当量齿数

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 18^\circ 43' 33''} = 20.06$$

$$Z_{v1}=20.6$$

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{59}{\cos 71^\circ 16' 27''} = 174.43$$

$$Z_{v2}=174.3$$

$$Y_{Fa1} = 2.7552$$

应力校正系数分别是

$$Y_{Fa1} = 2.7552$$

$$Y_{Fa2} = 2.1264$$

$$Y_{Fa2} = 2.1264$$

$$Y_{Sa1} = 1.5612$$

$$Y_{Sa2} = 1.8536$$

$$Y_{Sa1} = 1.5612$$

大、小齿轮的  $Y_{Fa} Y_{Sa}$  并加以比较，取较大值计算。  
 $[\sigma_F]$

$$Y_{Sa2} = 1.8536$$

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma_F]_1} = \frac{2.7552 \times 1.5612}{398.57} = 0.01079$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma_F]_2} = \frac{2.1264 \times 1.8536}{386.78} = 0.01019$$

### 2) 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT \cdot Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi (1-0.5\phi)_R^2 z_1^2 u^2 + 1} \cdot [\sigma_F]} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 2.46 \times 13050 \times 0.01079}{0.3 \times (1-0.5 \times 0.3)^2 \times 20^2 \times 3^2 + 1}} = 1.74 \text{ mm}$$

$$m \geq 1.74$$

结合  $m=2$

之前算得的  $m=2.3\text{mm}$ , 取  $m=2\text{mm}$ 。为了同时满足接触疲劳强度算得的分度圆直径

$$Z_1=24$$

$d=46.58\text{mm}$ ,  $z_1=46.58 \div 2=23.3$ , 选齿数为 24, 则  $z_2=24 \times 2.95=70.8$ , 取  $z_2=71$

$$Z_2=71$$

### 3) 齿轮主要参数及几何尺寸计算

$$Z_1=24, Z_2=71, \mu=i_1=2.95, m_1=2mm$$

$$d_1 = m_1 \times z_1 = 2 \times 24 = 48 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_2 \times z_2 = 2 \times 71 = 142 \text{ mm}$$

$$R = \frac{m}{2} \sqrt{(z_1^2 + z_2^2)} = \frac{3.5}{2} \sqrt{(24^2 + 71^2)} \approx 74.76 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m_1 \cos \sigma_1 = 48 + 2 \times 2 \times \cos 18^\circ 43' 33'' = 51.79 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_2 \cos \sigma_2 = 142 + 2 \times 2 \times \cos 71^\circ 16' 27'' = 143.3 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2.4m_1 \cos \sigma_1 = 48 - 2.4 \times 2 \times \cos 18^\circ 43' 33'' \approx 43.45 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.4m_2 \cos \sigma_2 = 142 - 2.4 \times 2 \times \cos 71^\circ 16' 27'' \approx 140.5 \text{ mm}$$

$$b = 21.68 \text{ mm} \quad \text{圆整后知 } b_1 = b_2 = 22 \text{ mm}$$

$$d_1=48\text{mm}$$

$$d_2=142\text{mm}$$

$$R=74.76\text{mm}$$

$$d_{a1}=51.79\text{mm}$$

$$d_{a2}=143.3\text{mm}$$

$$d_{f1}=43.45\text{mm}$$

$$d_{f2}=140.5\text{mm}$$

$$b_1=22\text{mm}$$

#### 4) 结构设计

大小圆锥齿轮的大端直径都小于 160mm,因此采用实心结构式

## (二) 低速级齿轮的传动设计

## 低速级齿轮设计条件:

$$\text{功率 } P_2 = 1.241 \text{ kW}$$

$$\text{主动轮转速: } n_2 = 318.64 \text{ r/min}$$

$$P_2 = 1.241 \text{ kW}$$

$$\text{传动比: } i_2 = 4.0$$

$$\text{转矩: } T_2 = 36580 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_2 = 36580 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

### 1. 选齿轮材料、热处理方式及计算许用应力

#### 1) 材料及热处理

按使用条件, 属中速、轻载, 重要性和可靠性一般的齿轮传动。可选用软

齿面齿轮, 且小齿轮的硬度比大齿轮大 30~50HBS, 具体选择如下:

小斜齿轮: 45Cr, 调质处理, 硬度为 241~286HBS

大斜齿轮: 45 钢, 调质处理, 硬度为 217~255HBS

因此取小斜齿轮的硬度为 280HBS, 大斜齿轮的硬度为 230HBS。

#### 2) 确定许用应力

① 由“机械设计”书中的图 10—21 (P209), 按齿面硬度查得

$$\delta_{H \lim 1} = 750 \text{ MPa},$$

$$\delta_{H \lim 2} = 570 \text{ MPa}。$$

由“机械设计书”中的图 10—21 (P209), 按齿面硬度

$$\text{查得 } \delta_{FE1} = 620 \text{ MPa},$$

$$\delta_{FE2} = 570 \text{ MPa}。$$

② 计算应力循环次数, 确定寿命系数  $K_{FN}$  和  $K_{HN}$ 。

$$N_1 = 60 j n L_{1h} = 60 \times 1 \times 318.64 \times 20 \times 16 \times 300 \approx 1.835 \times 10^9$$

小斜齿轮的硬度为 280HBS

大斜齿轮的硬度为 230HBS

。

$$\delta_{H \lim 1} = 750 \text{ MPa}$$

$$\delta_{H \lim 2} = 570 \text{ MPa}$$

$$\delta_{FE1} = 620 \text{ MPa}$$

$$\delta_{FE2} = 570 \text{ MPa}$$

$$N_1 = 1.835 \times 10^9$$

$$N_2 = N_1 / i = 1.835 \times 10^9 / 4 = 0.45999 \times 10^9$$

$$N_2 = 0.45999 \times 10^9$$

再根据“机械设计书”中图 10—18 和图 10—19，分别查得

$$K_{FN1} = 0.9 \quad K_{FN2} = 0.95$$

$$K_{FN1} = 0.9$$

$$, K_{HN1} = K_{HN2} = 0.95$$

$$K_{FN2} = 0.95$$

③ 计算大小斜齿轮的各项许用应力：

由“机械设计书”（P206）查得

$$K_{HN1} = K_{HN2} = 0.9$$

$$S_{H1} = S_{H2} = 1, \quad S_{F1} = S_{F2} = 1.3 \quad (1.25 \sim 1.5)$$

5

$$[\sigma_H]_1 = \sigma_{H \lim 1} \times K_{HN1} / S_{H1} = 75 \times 0.95 / 1.0 = 712.5 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_1 = 712.5 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_{H \lim 2} \times K_{HN2} / S_{H2} = 570 \times 0.95 / 1.0 = 541.5 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = 541.5 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{F \lim 1} \times K_{FN1} / S_{F1} = 620 \times 0.9 / 1.3 \approx 429.23 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_1 = 429.23 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{F \lim 2} \times K_{FN2} / S_{F2} = 570 \times 0.95 / 1.3 = 416.54 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_F]_2 = 416.54 \text{ MPa}$$

## 2. 分析失效形式，确定设计原则

由于设计的减速器属于闭式的，而此对斜齿轮采用的是软齿面啮合，其主要失效形式是疲劳点蚀，但若模数过小也会造成轮齿的疲劳折断。故此，该齿轮的参数按接触疲劳强度设计，按弯曲疲劳强度校核。

## 3. 初步确定斜齿轮的基本参数和主要尺寸

① 由前面的计算可知小斜齿轮的名义转矩以及转速

$$T = 36580 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$n_2 = 318.64 \text{ r/min}$$

② 选择齿轮的传动精度

根据“机械设计书”（P210）中图 10—22（b）和已知条件，初步选定斜齿轮的传动精度为 7 级。

③ 初选参数

$$Z_1 = 20, Z_2 = Z_1 i = 20 \times 4.0 = 80$$

$$X_1 = X_2 = 0 \quad K_t = 1.6$$

$$\beta = 11^\circ (8^\circ \sim 15^\circ)$$

$$Z_1 = 20$$

$$Z_2 = 80$$

（根据“课程指导书”（P34）中，小斜齿轮齿数取值范围：

$$Z_1 = 17 \sim 30)$$

④ 初算锥齿轮的主要尺寸

1) 按齿面接触疲劳强度设计

根据“机械设计书”中（P218），由式（10—21）

$$d_t \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\phi_d \epsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_1 Z_2}{\delta_H} \right)^2}$$

式中

$$Z_H = \frac{2 \cos \beta_b}{\sin \alpha \cos \alpha}$$

$$Z_H = 2.452$$

根据“机械设计书”中图 10-30 选定  $Z_H = 2.452$

$\phi_d$  的选择，根据已知条件，可知小斜齿轮的支承方式为

悬臂布置，不对称布置，查“机械设计手册（软件版）

V3.0”，可得

$$\phi_d = 0.8$$

$$\phi_d = 0.8(0.7 \sim 1.15)$$

查“机械设计书”中表 10—6 (P201),  $Z_E = 189.8 MPa$

$$[\sigma_H] = 627 MPa$$

而  $\mu = i_2 = 4.0$ ,  $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_2 + [\sigma_H]_1}{2} = \frac{712.5 + 541.5}{2} = 627 MPa$

$\varepsilon_\alpha$  的选择, 根据已知条件  $Z_1=20$ 、 $Z_2=80$  以及  $\beta=11^\circ$ , 查

“机械设计书”中图 10-26 (P215), 可得:

$$\varepsilon_{\alpha 1} = 0.766 \quad (20), \quad \varepsilon_{\alpha 2} = 0.898 \quad (80)$$

$$\varepsilon_\alpha = 1.664$$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} = 0.766 + 0.898 = 1.664$$

代入上式

$$d_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2KT}{\phi_d \varepsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u} \left( \frac{Z_1 Z_2}{Z_E} \right)^2}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.6 \times 36580}{0.8 \times 1.664} \frac{4.0 + 1}{4.0} \left( \frac{2.452 \times 189.8}{627} \right)^2}$$

$$\approx 39.27 mm$$

$$d_{1t} = 39.27 mm$$

小斜齿轮的模数以及齿宽:

$$m_{nt} = 1.93 mm$$

$$m_{nt} = d_{1t} \cos \beta / z_1 = 39.27 \times \cos 11^\circ / 20 \approx 1.93 mm$$

$$b = 31.42 mm$$

$$b = \phi_d d_{1t} = 0.8 \times 39.27 \approx 31.42 mm$$

$$h = 4.34 mm$$

$$h = 2.25 m_{nt} = 2.25 \times 1.93 = 4.34 mm$$

$$b/h = 7.24 mm$$

$$b/h = 31.42 / 4.34 \approx 7.24$$

计算小斜齿轮分度圆处的速度:

$$v = 0.66 m/s$$

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 39.27 \times 318.64}{60 \times 1000} \approx 0.66 m/s$$

根据“机械设计书”中图 10-8 查得  $K_v = 1.05$  (P194)

再根据已知工作条件及环境以及“机械设计书”中

$$K_A = 1.25$$

(P193) 表 10-2 查得  $K_A = 1.25$

根据“机械设计书”中表 10-4 (P196) 查得

$$K_{H\beta} = 1.2796$$

齿向载荷分布系数:  $K_{H\beta} = 1.2796$

$$K_{F\beta} \approx 1.236$$

其中  $K_{F\beta}$  根据“机械设计书”图 10-9 查得  $K_{F\beta} \approx 1.236$

(插值法,  $b/h$ : (12: 1.258)、(6: 1.23))

根据“机械设计书”中表 10-3 (P195) 查得

齿间载荷分配系数可取  $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1.1$

故载荷系数:

$$K = 1.847$$

$$K = K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1.25 \times 1.05 \times 1.2796 \times 1.1 = 1.847$$

$K_t = 2.18$  与  $K_t = 1.6$  相差较大须进行修正

$$d'_1 \approx 41.19 \text{ mm}$$

$$d'_1 = d_{t3} \frac{k_t}{k_t} = 39.27 \times \frac{1.847}{1.6} \approx 41.19 \text{ mm}$$

$$m'_n = m_n \frac{k_t}{k_t} = 2.32 \times \frac{1.847}{1.6} = 2.43 \text{ mm}$$

$$m d'_n \approx 2.43 \text{ mm}$$

计算齿宽以及纵向重合度:

$$b \approx 33 \text{ mm}$$

$$b = \phi_d d'_1 = 0.8 \times 41.19 = 32.85 \approx 33 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_\beta \approx 1 \text{ mm}$$

$$\varepsilon_\alpha = 0.318 \phi_z \tan \beta = 0.318 \times 0.8 \times 20 \times \tan 11^\circ \approx 1.0$$

## 2) 按齿面接触疲劳强度设计

根据“机械设计书”中 (P216), 由式 (10-16)

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT Y_{1\beta} \cos^2 \beta Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi Z_1^2 \varepsilon_\alpha \left[ \frac{\sigma}{F} \right]}}$$

式中  $K=1.847$ ,  $b = 33 \text{ mm}$   $m_n = 2.43 \text{ mm}$ ,  $T = 36580 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$d_1 = 41.19 \text{ mm}, \quad \varepsilon_\alpha = 1.664$$

根据“机械设计书”中图 10-28 (P217) 查得  $Y_\beta = 0.91$

计算当量齿数

$$Z_{v1} \approx 21 \text{ mm}$$

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{\cos^3 11^\circ} = 21.14415 \approx 21$$

$$Z_{v2} \approx 84.6 \text{ mm}$$

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{80}{\cos^3 11^\circ} \approx 84.6$$

根据当量齿数查“机械设计书”中表 10-5 (P200) 查得

$$Y_{Fa1} = 2.76, \quad Y_{Sa1} = 1.56$$

$$, Y_{Fa2} = 2.2108, \quad Y_{Sa2} = 1.7746$$

比较大小齿轮的  $Y_{Fa} Y_{Sa}$

$$\left[ \frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{Z_{v1}^2} \right]_{F1} = \frac{2.76 \times 1.56}{21^2} \approx 0.01$$

$$\left[ \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Z_{v2}^2} \right]_F = \frac{2.2108 \times 1.7746}{84.6^2} \approx 0.0094$$

由上可知小齿轮的数值比较大

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT Y_{2\beta} \cos^2 \beta Y_{Fa} Y_{Sa}}{\phi Z_1^2 \varepsilon_\alpha \left[ \frac{\sigma}{F} \right]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.847 \times 0.91 \times \cos^2 11^\circ \times 36580}{0.8 \times 20^2 \times 1.664} \times 0.01}$$

$$m_n = 1.31 \text{ mm}$$

$$\approx 1.31 \text{ mm}$$

对比计算结果，由齿面接触疲劳强度计算的法面模数大于

$$m_n = 15 \text{ mm}$$

由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数，因此选取  $m_n = 1.5 \text{ mm}$

已满足弯曲疲劳强度，但为了同时满足接触疲劳强度，需按

接触疲劳强度算得分度圆直径  $d_{1r} = 41.9 \text{ mm}$  来计算应有的

齿数，于是由

$$z_1 = 27.42 \text{ mm}$$

$$z_1 = d_{1r} \cos \beta / m_n = 41.9 \times \cos 11^\circ / 1.5 = 27.42 \text{ mm}$$

取  $Z_1 = 28$ ，则  $Z_2 = Z_1 \cdot i = 21 \times 4.0 = 112$ 。

计算中心距：

大齿轮：腹板式

$$a = \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(28 + 112) \times 1.5}{2 \times \cos 11^\circ} = 106.97 \text{ mm}$$

将中心距圆整为 107mm。

按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = 11^\circ 5' 43''$$

$$\beta = \arccos \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2a} = \arccos \frac{(28 + 112) \times 1.5}{2 \times 107} \approx 11^\circ 5' 43''$$

因螺旋角改变不多，故上述参数不必修正。

### 3) 计算几何参数

$$d_1 = m_n \times z_1 / \cos \beta = 1.5 \times 28 / \cos 11^\circ \approx 42.79 \text{ mm}$$

$$d_1 = 42.79 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_n \times z_2 / \cos \beta = 1.5 \times 112 / \cos 11^\circ \approx 171.14 \text{ mm}$$

$$d_2 = 171.14 \text{ mm}$$

$$b = \phi_d d_1 = 0.8 \times 42.79 = 34.23 \text{ mm}$$

$$d_3 = 34.23 \text{ mm}$$

将齿宽圆整后取  $b_2 = 35 \text{ mm}$ ，

$$b_1 = 35 \text{ mm}$$

$$b_2 = 40 \text{ mm} \circ$$

$$b_2 = 40 \text{ mm}$$

### 4) 结构设计

由于大斜齿轮直径大于 200mm，因此采用腹板式。小斜齿轮采用实心结构式

### (三) 开式齿轮的传动设计

#### 开式齿轮设计条件：

功率  $P = 1.15 \text{ kW}$                       主动轮转速： $n = 79.86 \text{ r/min}$

传动比： $i = 6.8$                       转矩： $T = 131840 \text{ N}\cdot\text{mm}$

#### 1. 选齿轮材料、热处理方式及计算许用应力

##### 1) 材料及热处理

按使用条件，属低速、轻载，重要性和可靠性一般的齿轮传动。选用软

齿面齿轮，开式齿轮一般较大，选用铸铁材料。具体选择如下：

大小齿轮均选用 QT600-3，正火处理，硬度为  $190 \sim 270 \text{ HBS}$

硬度均取  $250 \text{ HBS}$ 。

##### 2) 确定许用应力。

① 由“机械设计书”中的图 10—21 (P209)，按齿面硬 度

查得  $\delta_{H \lim 1} = 560 \text{ MPa}$ ， $\delta_{H \lim 2} = 560 \text{ MPa}$ 。

由“机械设计书”中的图 10—21 (P209)，按齿面硬度

查得  $\delta_{FE 1} = 220 \text{ MPa}$ ， $\delta_{FE 2} = 220 \text{ MPa}$ 。

② 计算应力循环次数，确定寿命系数  $K_{FN}$  和  $K_{HN}$ 。

$$N_1 = 60jnL_{1h} = 60 \times 1 \times 79.86 \times 20 \times 16 \times 300 \approx 4.6 \times 10^8$$

$$N_2 = N_1 / i = 4.6 \times 10^8 / 6.8 = 0.68 \times 10^8$$

$$\delta_{H \lim 1} = 560 \text{ MPa}$$

$$\delta_{H \lim 2} = 560 \text{ MPa}$$

$$\delta_{FE 1} = 220 \text{ MPa}$$

$$\delta_{FE 2} = 220 \text{ MPa}$$

$$N_1 = 4.6 \times 10^8$$

再根据“机械设计书”中图 10—18 和图 10—19 (P206), 分别查得:

$$N_2 = 0.68 \times 10^8$$

$$K_{FN1} = 1.0 \quad K_{FN2} = 1.0,$$

$$K_{FN1} = K_{FN2} = 1.0$$

$$K_{HN1} = K_{HN2} = 1.0$$

$$K_{HN1} = K_{HN2} = 1.0$$

③ 计算大小齿轮的各项许用应力:

由“机械设计书”(P206)查得

$$S_{H1} = S_{H2} = 1, \quad S_{F1} = S_{F2} = 1.4 \quad (1.25 \sim 1.5)$$

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{H \lim 1} \times K_{HN1} / S_{H1} = 560 \times 1.0 / 1.0 = 560 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H2} = \sigma_{H \lim 2} \times K_{HN2} / S_{H2} = 560 \times 1.0 / 1.0 = 560 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H1} = 560 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{F \lim 1} \times K_{FN1} / S_{F1} = 220 \times 1.0 / 1.4 \approx 157.14 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H2} = 560 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{F \lim 2} \times K_{FN2} / S_{F2} = 220 \times 1.0 / 1.4 \approx 157.14 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F1} = 157.14 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F2} = 157.14 \text{ MPa}$$

## 2. 分析失效形式, 确定设计准则

由于设计的是软齿面开式齿轮传动, 其主要失效形式是齿面磨损和轮齿折断。因此, 该齿轮传动主要按弯曲疲劳强度设计

## 3. 初步确定齿轮的基本参数和主要尺寸

① 根据前面计算可知齿轮的名义转矩:

$$T_1 = T_4 = 131840 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$T_1 = T_4 = 131840$$

② 选择齿轮的传动精度

N·mm

根据“机械设计书”(P210)中图 10—22 (b) 和已知条件

, 初步选定齿轮的传动精度为 8 级。

③ 初选参数

$$Z_1 = 23, \quad Z_2 = Z_1 \cdot i = 23 \times 6.8 = 156$$

$$X_1 = X_2 = 0, \quad K_t = 1.2, \quad \alpha = 20^\circ$$

(根据“机械设计书”(P205)中,小齿轮齿数取值范围:

$$Z_1 = 20 \sim 40)$$

④ 初算齿轮的主要尺寸

1) 按弯曲疲劳强度进行设计:

根据“机械设计书”中(P201),由式(10-5)

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{\phi_d Z_1^2 \left[ \frac{\sigma_F}{\sigma_{FE}} \right]}}$$

式中

$\phi_d$  的选择,根据已知条件,可知小斜齿轮的支承方式

为悬臂布置, , 可得

$$\phi_d = 0.6 (0.4 \sim 0.6)$$

查“机械设计书”中表 10—6 (P201),  $Z_E = 173.9 MPa$

根据齿数查得

$$Y_{Fa1} = 2.69,$$

$$Y_{Sa1} = 1.575,$$

$$Y_{Fa2} = 2.1376$$

$$Y_{Sa2} = 1.8342$$

初选参数

$$Z_1 = 23$$

$$Z_2 = 156$$

$$K_t = 1.2$$

$$\alpha = 20^\circ$$

查“机械设计书”  
中表 10-7(P205)

$$\phi_d = 0.6$$

$$Z_E = 173.9 MPa$$

“机械设计书”  
中表 10-5(P200)

$$Y_{Fa1} = 2.69$$

$$Y_{Sa1} = 1.575$$

$$Y_{Fa2} = 2.1376$$

$$Y_{Sa2} = 1.8342$$

比较大小齿轮的  $Y_{Fa} Y_{Sa}$

$$Y_{Fa1} Y_{Sa1} = \frac{2.69 \times 1.575}{157.14} \approx 0.02696$$

$$Y_{Fa2} Y_{Sa2} = \frac{2.1376 \times 1.8342}{157.14} \approx 0.02495$$

$$Y_{Fa1} Y_{Sa1} \approx 0.02696$$

$$Y_{Fa2} Y_{Sa2} = 0.02495$$

由上可知小齿轮的数值比较大

$$m_{1t} \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{\phi_d Z_1^2 [\sigma]_F}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.2 \times 131840}{0.6 \times 23^2} \times 0.02696}$$

$$\approx 2.995 \text{ mm}$$

$$m_{1t} \approx 2.995 \text{ mm}$$

计算齿轮的半径、齿宽以及圆周速度

$$d_{1t} = m_{1t} z_1 = 2.995 \times 23 = 68.885 \text{ mm}$$

$$b = \phi_d d_{1t} = 0.6 \times 68.885 = 41.331 \text{ mm}$$

$$h_{nt} = 2.25 m_{1t} = 2.25 \times 2.995 = 6.739 \text{ mm}$$

$$b/h = 41.331 / 6.739 \approx 6.133$$

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 68.885 \times 79.86}{60 \times 1000} \approx 0.288 \text{ m/s}$$

$$d_{1t} = 68.885 \text{ mm}$$

$$d_{1t} = 41.331 \text{ mm}$$

$$h_{nt} = 6.739 \text{ mm}$$

$$b/h = 6.133 \text{ mm}$$

$$v = 0.288 \text{ m/s}$$

根据“机械设计书”中图 10-8 查得  $K_V = 1.05$  (P194)

再根据已知工作条件及环境以及“机械设计书”(P193)表 10-2 查得  $K_A = 1.2$ ,

根据“机械设计书”中表 10-4 (P196) 查得齿向载荷分布系数:  $K_{H\beta} = 1.2413$   $K_H = 1.243$

其中  $K_{F\beta}$  根据“机械设计书”图 10-9 查得  $K_{F\beta} \approx 1.2$

(插值法,  $b/h$ : (6: 1.19)、(12: 1.24))

根据“机械设计书”中表 10-3 (P195) 查得

$$K_{F\beta} \approx 1.2$$

