

---

# 第 1 章 变速器主要参数的选择与计算

## 1.1 设计初始数据

最高车速： $u_{\text{amax}} = 200\text{Km/h}$

发动机最大功率： $P_{\text{emax}} = 120\text{KW}$

最大扭矩： $T_{\text{emax}} = 238\text{N} \cdot \text{m}$

整备质量： $m_{\text{a}} = 1700\text{Kg}$

最大扭矩转速： $n_{\text{T}} = 3500\text{r/min}$

车轮：215/55R17

## 1.2 变速器各挡传动比的确定

①满足最大爬坡度

$$i_{g1} = \frac{Gr \cdot f \cos \alpha + G \sin \alpha}{T_{\text{emax}} \cdot i_{\text{T}}} \quad (1.1)$$

式中： $G$ —作用在汽车上的重力， $G = mg$ ， $m$ —汽车质量， $g$ —重力加速度，

$G = mg = 20090\text{N}$ ;

$T_{\text{emax}}$ —发动机最大扭矩， $T_{\text{emax}} = 238\text{Nm}$ ;

$\eta_{\text{T}}$ —传动系效率， $\eta_{\text{T}} = 90\%$ ;

$r$ —车轮半径， $r = 0.3334\text{m}$ ;

$f$ —滚动阻力系数，取  $f = 0.015$ ;

$\alpha$ —爬坡度，取  $\alpha = 20^\circ$

带入数值计算得  $i_{g1} = 11.59$

②满足附着条件:

---

$$\frac{T_{emax} i_{g1} i_0}{r} = F_{z2} \cdot \Phi \quad (1.2)$$

$\Phi$  为附着系数，取值范围为  $0.5 \sim 0.6$ ，取为  $0.6$

$F_{z2}$  为汽车满载静止于水平面，驱动桥给地面的载荷，这里取  $70\%mg$ ；

计算得  $i_{g1} i_0 \leq 18.35$ ； ②

由①②得  $11.59 \leq i_{g1} \leq 18.35$ ；取  $i_{g1} = 3.0$ ， $i_0 = 4.0$ ； $i_{g1} i_0 = 12.0$  在计算范围内。

$U_{min} = 0.377 \frac{n_{min} r}{i_{g1} i_0} = 7.96 \text{ km/h} < 10 \text{ km/h}$ ，检验最低稳定车速合格，故传动比合适。

其他各挡传动比的确定：

按等比级数原则，一般汽车各挡传动比大致符合如下关系：

$$\frac{i_{g1}}{i_{g2}} = \frac{i_{g2}}{i_{g3}} = \frac{i_{g3}}{i_{g4}} = \frac{i_{g4}}{i_{g5}} = q \quad (1.3)$$

式中： $q$ —常数，也就是各挡之间的公比；五档设置为直接挡故  $i_{g5} = 1$ ，因此，各挡的传动比为：

$$q = \sqrt[4]{i_{g1} / i_{g5}} = \sqrt[4]{3.0} = 1.32 \quad (1.4)$$

所以其他各挡传动比为：

$$i_{g1} = 3.0, \quad i_{g2} = q^3 = 2.27, \quad i_{g3} = q^2 = 1.72, \quad i_{g4} = 1.30, \quad i_{g5} = 1$$

### 1.3 变速器传动方案的确定

图 2-1a 为常见的倒挡布置方案。图 2-1b 所示方案的优点是换倒挡时利用了中间轴上的一挡齿轮，因而缩短了中间轴的长度。但换挡时有两对齿轮同时进入啮合，使换挡困难。图 2-1c 所示方案能获得较大的倒挡传动比，缺点是换挡程序不合理。图 2-1d 所示方案针对前者的缺点做了修改，因而取代了图 2-1c 所示方案。图 2-1e 所示方案是将中间轴上的一挡倒挡齿轮做成一体，将其齿宽加长。图 2-1f 所示方案适用于全部齿轮副均为常啮合齿轮，换挡更为轻便。为了充分利用空间，缩短变速器轴向长度，有的货车倒挡传动采用图 2-61 所示方案。其缺点是一，倒挡须各用一根变速器拨叉轴，致使变速器上盖中的操纵机构复杂一些 [18]。

本设计采用图2-1f所示的传动方案。

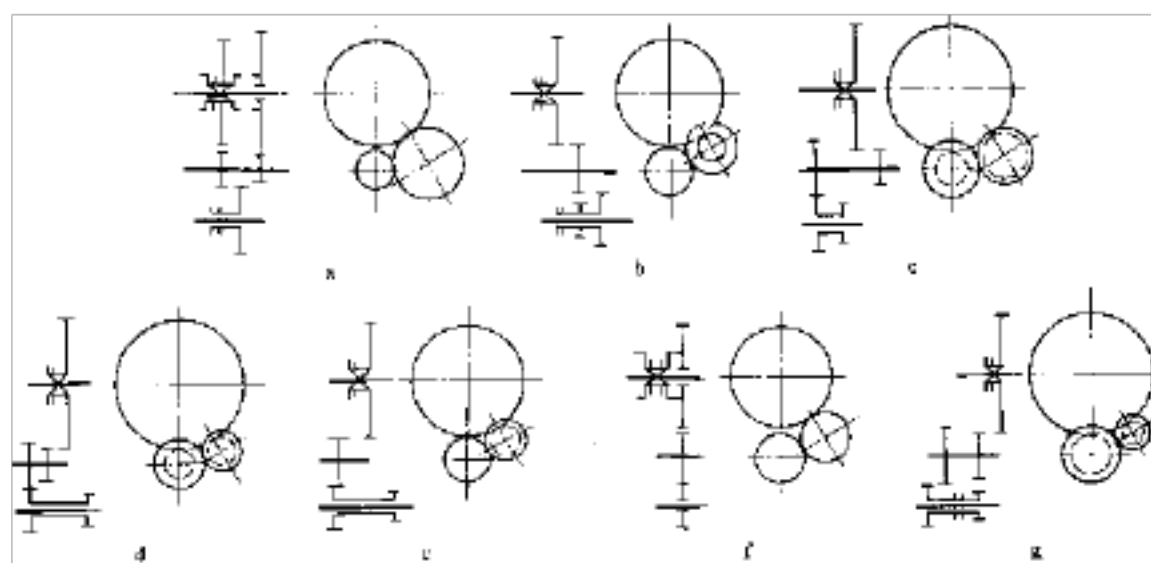


图 1-1 变速器倒档传动方案

因为变速器在一挡和倒挡工作时有较大的力，所以无论是两轴式变速器还是中间轴式变速器的低挡与倒挡，都应当布置在靠近轴的支承处，以减少轴的变形，保证齿轮重合度下降不多，然后按照从低挡到高挡顺序布置各挡齿轮，这样做既能使轴有足够大的刚性，又能保证容易装配。倒挡的传动比虽然与一挡的传动比接近，但因为使用倒挡的时间非常短，从这点出发有些方案将一挡布置在靠近轴的支承处。

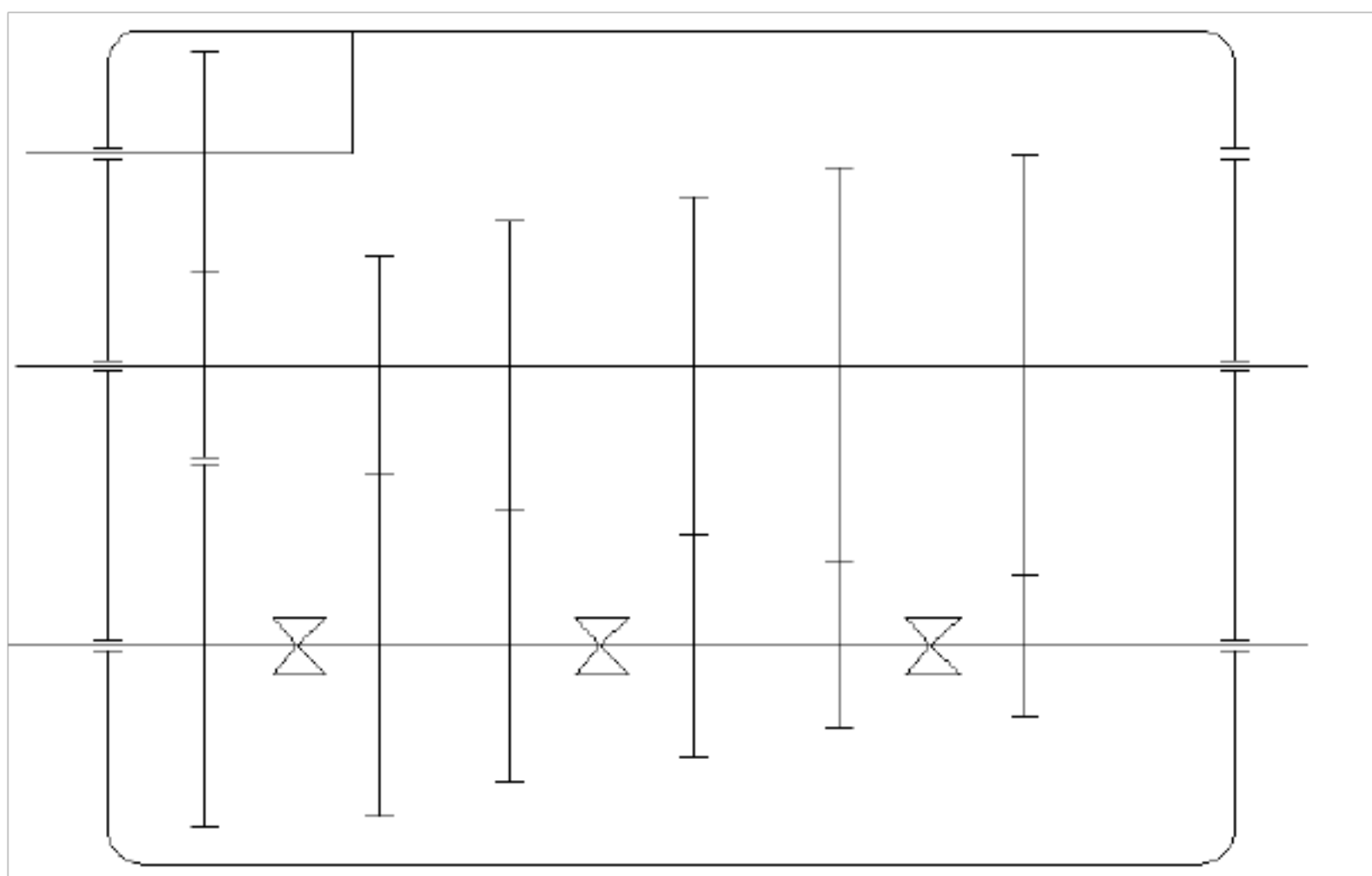


图 1.2 变速器传动示意图

---

## 1.4 中心距 A 的确定

初选中心距：发动机前置前驱的乘用车变速器中心距根据发动机排量与变速器中心距的统计数据初选 $A=76\text{mm}$

## 1.5 齿轮参数

### 1.5.1 模数

对货车，减小质量比减小噪声更重要，故齿轮应该选用大些的模数；从工艺方面考虑，各挡齿轮应该选用一种模数。

啮合套和同步器的接合齿多数采用渐开线。由于工艺上的原因，同一变速器中的接合齿模数相同。其取值范围是：乘用车和总质量在 $1.8\sim 14.0\text{t}$ 的货车为 $2.0\sim 3.5\text{mm}$ ，总质量 $m_a$ 大于 $14.0\text{t}$ 的货车为 $3.5\sim 5.0\text{mm}$ 。选取较小的模数值可使齿数增多，有利于换挡。

表 1.1 汽车变速器齿轮法向模数

车型	乘用车的发动机排量 V/L		货车的最大总质量 $m_a$ /t	
	$1.0 \leq V \leq 1.6$	$1.6 < V \leq 2.5$	$6.0 < m_a \leq 14$	$m_a > 14.0$
模数 $m_n$ /mm	2.25~2.75	2.75~3.00	3.50~4.50	4.50~6.00

表 1.2 汽车变速器常用齿轮模数

一系列	1.00	1.25	1.50	2.00	2.50	3.00	4.00	5.00	6.00
二系列	1.75	2.25	2.75	3.25	3.50	3.75	4.50	5.50	——

发动机排量为 $2.5\text{L}$ ，根据表 2.2.1 及 2.2.2，齿轮的模数定为 $2.75\sim 3.00\text{mm}$ 。

### 1.5.2 压力角 和螺旋角

理论上对于乘用车，为加大重合度降低噪声应取用 $14.5^\circ$ 、 $15^\circ$ 、 $16^\circ$ 、 $16.5^\circ$ 等小些的压力角；对商用车，为提高齿轮承载能力应选用 $22.5^\circ$ 或 $25^\circ$ 等大些的压力角。

国家规定的标准压力角为 $20^\circ$ ，所以变速器齿轮普遍采用的压力角为 $20^\circ$ 。

实验证明：随着螺旋角的增大，齿的强度也相应提高。在齿轮选用大些的螺旋角

---

---

时，使齿轮啮合的重合度增加，因而工作平稳、噪声降低。斜齿轮传递转矩时，要产生轴向力并作用到轴承上。

乘用车两轴式变速器螺旋角： $20^{\circ} \sim 25^{\circ}$

### 1.5.3 齿宽 $b$

直齿 $b = k_c m_c$ ， $k_c$ 为齿宽系数，取为4.5~8.0，取7.0；

斜齿 $b = k_{cn} m_c$ ， $k_c$ 取为6.0~8.5。

采用啮合套或同步器换挡时其接合齿的工作宽度初选时可取为 $2 \sim 4$ mm，取4mm。

一档和倒档齿宽 $b=3 \times 7=21$ mm 二档到五档齿宽 $b=2.5 \times 7=17.5$ mm

### 1.5.4 齿顶高系数

在齿轮加工精度提高以后，包括我国在内，规定齿顶高系数取为1.0。

---

## 第2章 齿轮的设计计算与校核

### 2.1 齿轮的设计与计算

#### 2.1.1 各挡齿轮齿数的分配

一档齿轮为斜齿轮，模数为3.0，初选 $\alpha_{9-10} = 20^\circ$

$$\text{一档传动比为 } i_{g1} = \frac{Z_{10}}{Z_9} \quad (2.1)$$

为了求 $Z_9$ ， $Z_{10}$ 的齿数，先求其齿数和 $Z_h$ ，

$$\begin{aligned} \text{斜齿 } Z_h &= \frac{2A \cos \alpha_{9-10}}{m_n} \\ &= \frac{2 \cdot 76 \cos 20}{3.0} = 47.61 \text{ 取整为 } 48 \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\text{取 } Z_9 = 13 \quad Z_{10} = 48 - 13 = 35$$

对中心距A进行修正

因为计算齿数和 $Z_h$ 后，经过取整数使中心距有了变化，所以应根据取定的 $Z_h$ 和齿轮变位系数重新计算中心距A，再以修正后的中心距A作为各挡齿轮齿数分配的依据。

$$A_0 = \frac{m_n Z_h}{2 \cos \alpha} = \frac{3.0 (13 + 35)}{2 \cos 20} = 76.59 \text{ mm} \quad (2.3)$$

对一档齿轮进行角度变位：

$$\begin{aligned} \text{端面啮合角 } \alpha_t : \quad \tan \alpha_t &= \tan \alpha_n / \cos \alpha_{9-10} = 0.392 \\ &= 21.42^\circ \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$\text{啮合角 } \alpha_t : \quad \cos \alpha_t = \frac{A_0}{A} \cos \alpha = 0.93 \quad (2.5)$$

---

$$\beta_t = 21.29^\circ$$

变位系数之和 
$$u_n = \frac{z_9 \cdot z_{10} \cdot \text{inv} \beta_t + \text{inv} \beta_t}{2 \tan \beta_t} \quad (2.6)$$

$$= 0.03$$

查变位系数线图得: 
$$u = \frac{z_{10}}{z_9} = 2.69 \quad u_9 = 0.02 \quad u_{10} = 0.01$$

计算一档齿轮 9、10 参数:

分度圆直径 
$$d_9 = m_n z_9 / \cos \beta_{9-10} = 3.0 \times 13 / \cos 20^\circ = 45.22 \text{mm}$$

$$d_{10} = m_n z_{10} / \cos \beta_{9-10} = 3.0 \times 35 / \cos 20^\circ = 106.59 \text{mm}$$

齿顶高 
$$h_{a9} = h_{an9} + y_n m_n = 3.95 \text{mm}$$

$$h_{a10} = h_{an10} + y_n m_n = 3.23 \text{mm}$$

式中: 
$$y_n = (A - A_0) / m_n = (76 - 76.59) / 3.0 = -0.197$$

$$y_n = y_n + y_n = 0.0254 + 0.197 = 0.2224$$

齿根高 
$$h_{f9} = h_{an9} - c_9 m_n = 3.39 \text{mm}$$

$$h_{f10} = h_{an10} - c_{10} m_n = 4.11 \text{mm}$$

齿顶圆直径 
$$d_{a9} = d_9 + 2h_{a9} = 52.22 \text{mm}$$

$$d_{a10} = d_{10} + 2h_{a10} = 111.99 \text{mm}$$

齿根圆直径 
$$d_{f9} = d_9 - 2h_{f9} = 38.44 \text{mm}$$

$$d_{f10} = d_{10} - 2h_{f10} = 98.37 \text{mm}$$

当量齿数 
$$z_{v9} = z_9 / \cos^3 \beta_{9-10} = 15.66$$

$$z_{v10} = z_{10} / \cos^3 \beta_{9-10} = 42.17$$

二挡齿轮为斜齿轮, 模数为 2.5, 初选  $\beta_{78} = 21^\circ$

$$i_{g2} = \frac{Z_8}{Z_7}$$

$$A = \frac{m_n Z_7 + Z_8}{2 \cos \alpha_n}$$

$$Z_8 = Z_7 \frac{2A \cos \alpha_n}{m_n} = \frac{2 \cdot 76 \cos 21^\circ}{2.5} = 56.76 \text{ 取整为 } 57$$

$$Z_7 = 18 \quad Z_8 = 39 \text{ 则, } i_{g2} = \frac{Z_8}{Z_7} = \frac{39}{18} = 2.17 \approx i_{g2} = 2.27$$

对二挡齿轮进行角度变位:

理论中心距  $A_o = \frac{m_n Z_7 + Z_8}{2 \cos \alpha_n} = 76.28 \text{mm}$

端面压力角  $\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \alpha_n$   
 $\alpha_t = 21.31^\circ$

端面啮合角  $\cos \alpha_t = \frac{A_o}{A} \cos \alpha_n = \frac{76.28}{76} \cos 21.31^\circ$   
 $\alpha_t = 20.31^\circ$

变位系数之和  $u_n = \frac{Z_7 \operatorname{inv} \alpha_t + Z_8 \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \tan \alpha_n}$   
 $= 0$

查变位系数线图得:  
 $u = \frac{Z_8}{Z_7} u_n = 2.17 \cdot 0 = 0$   
 $u_8 = u_n = 0.09$

二挡齿轮参数:

分度圆直径  $d_7 = \frac{Z_7 m_n}{\cos \alpha_n} = 48.06 \text{mm}$

$$d_8 = \frac{Z_8 m_n}{\cos \alpha_n} = 104.13 \text{mm}$$

齿顶高  $h_{a7} = h_{an7} y_{n7} m_n = 3.7 \text{mm}$

$$h_{a8} = h_{an8} y_{n8} m_n = 3.3 \text{mm}$$



式中：
$$y_n = (A - A_0) / m_n = 0.11$$

$$y_n = -0.11$$

齿根高 
$$h_{f7} = h_{an7} - c_n = 2.8\text{mm}$$

$$h_{f8} = h_{an8} - c_n = 3.4\text{mm}$$

齿顶圆直径 
$$d_{a7} = d_7 + 2h_{a7} = 55.46\text{mm}$$

$$d_{a8} = d_8 + 2h_{a8} = 110.73\text{mm}$$

齿根圆直径 
$$d_{f7} = d_7 - 2h_{f7} = 42.46\text{mm}$$

$$d_{f8} = d_8 - 2h_{f8} = 97.33\text{mm}$$

当量齿数 
$$z_{v7} = z_7 / \cos^3 \gamma_{78} = 22.14$$

$$z_{v8} = z_8 / \cos^3 \gamma_{78} = 47.97$$

三挡齿轮为斜齿轮，初选  $\gamma_{56} = 22^\circ$  模数为 2.5

$$i_3 = \frac{Z_6}{Z_5} = 1.72$$

$$A = \frac{m_n Z_5 Z_6}{2 \cos \gamma_{56}}$$

$$Z_h = Z_5 Z_6 = 56.37, \text{取整为 } 57$$

得  $Z_5 = 20.96$  取整为 21,  $Z_6 = 36$

$$i_{g3} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{36}{21} = 1.71 \approx i_{g3} = 1.72$$

对三挡齿轮进行角度变为：

理论中心距 
$$A_o = \frac{m_n Z_5 Z_6}{2 \cos \gamma_{56}} = 76.86\text{mm}$$

端面压力角 
$$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \gamma_{56} = 0.389$$

$$=21.25$$

端面啮合角

$$\cos \alpha_t = \frac{A}{A_0} \cos \alpha = \frac{76.86}{76} \cos 21.52 = 0.941$$

$$\alpha_t = 19.78$$

变位系数之和

$$x_n = \frac{z_5 x_5 + z_6 x_6 + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha_n}$$

$$= -0.31$$

查变位系数线图得：

$$u = \frac{z_5}{z_6} = 1.649 \quad x_5 = 0.19 \quad x_6 = -0.50$$

三挡齿轮 5、6 参数：

分度圆直径

$$d_5 = \frac{z_5 m_n}{\cos \alpha_n} = 65.56 \text{mm}$$

$$d_6 = \frac{z_6 m_n}{\cos \alpha_n} = 86.42 \text{mm}$$

齿顶高

$$h_{a5} = h_{an} + y_n m_n = 2.87 \text{mm}$$

$$h_{a6} = h_{an} + y_n m_n = 2.64 \text{mm}$$

式中：

$$y_n = (A - A_0) / m_n = -0.344$$

$$y_n = x_n - x_n' = 0.034$$

齿根高

$$h_{f5} = h_{an} - c_n - m_n = 3.48 \text{mm}$$

$$h_{f6} = h_{an} - c_n - m_n = 4.02 \text{mm}$$

齿顶圆直径

$$d_{a5} = d_5 + 2h_{a5} = 71.3 \text{mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2h_{a6} = 91.7 \text{mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f5} = d_5 - 2h_{f5} = 58.92 \text{mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2h_{f6} = 79.32 \text{mm}$$

当量齿数

$$z_{v5} = z_5 / \cos^3 \alpha_n = 26.35$$

$$z_{v6} = z_6 / \cos^3 \delta_{56} = 45.17$$

四挡齿轮为斜齿轮，初选  $\delta_{34} = 23^\circ$  模数  $m_n = 2.5$

$$i_{g4} = \frac{Z_4}{Z_3} = 1.30$$

$$A = \frac{m_n Z_3 Z_4}{2 \cos \delta_{34}}$$

$$Z_3 Z_4 = 55.96 \text{ 取整为 } 56$$

$$Z_3 = 23.34, \text{ 取整为 } 24 \quad Z_4 = 32$$

则：

$$i_{g4} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{32}{24} = 1.33 \quad i_{g4} = 1.30$$

对四挡齿轮进行角度变位：

理论中心距

$$A_o = \frac{m_n Z_3 Z_4}{2 \cos \delta_{34}} = 76.09 \text{mm}$$

端面压力角

$$\tan \alpha_t = \tan \alpha_n / \cos \delta_{34} = 0.396$$

$$\alpha_t = 21.60^\circ$$

端面啮合角

$$\cos \alpha_t = \frac{A_o}{A} \cos \alpha_n = \frac{76.09}{76} \cos 21.60 = 0.930$$

$$\alpha_t = 21.56^\circ$$

变位系数之和

$$u_n = \frac{z_3 \alpha_4 - z_4 \alpha_3}{2 \tan \alpha_n} = -0.05$$

查变位系数线图得：  $u_3 = \frac{z_4}{z_3} 1.33 = -0.02$   $u_4 = -0.03$

四挡齿轮3、4 参数：

分度圆直径

$$d_3 = \frac{z_3 m_n}{\cos \delta_{34}} = 74.5 \text{mm}$$

$$d_4 = \frac{z_4 m_n}{\cos \delta_{34}} = 77.48 \text{mm}$$

齿顶高

$$h_{a3} = h_{an3} y_{n3} m_n = 2.82 \text{mm}$$

$$h_{a4} = h_{an4} y_{n4} m_n = 2.71 \text{mm}$$

式中：

$$y_n = (A - A_0) / m_n = -0.04$$

$$y_{n3} = y_{n4} = 0.01$$

齿根高

$$h_{f3} = h_{an3} c_{n3} m_n = 3.38 \text{mm}$$

$$h_{f4} = h_{an4} c_{n4} m_n = 3.49 \text{mm}$$

齿顶圆直径

$$d_{a3} = d_3 + 2h_{a3} = 80.14 \text{mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_{a4} = 82.9 \text{mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f3} = d_3 - 2h_{f3} = 67.74 \text{mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_{f4} = 70.5 \text{mm}$$

当量齿数

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3 \delta_{34}} = 30.77$$

$$z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3 \delta_{34}} = 41.03$$

五挡齿轮为斜齿轮，初选  $\delta_{12} = 24^\circ$  模数  $m_n = 2.5$

$$i_{g5} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$= 1.0$$

$$A = \frac{m_n z_1 z_2}{2 \cos \delta_{12}}$$

$$z_1 z_2 = 55.54 \text{ 取整为 } 56$$

$$z_1 = 28, \text{ 取 } 29 \quad z_2 = 27$$

$$\begin{aligned} \text{则: } i_{g5} &= \frac{Z_2}{Z_1} \\ &= \frac{24}{31} \\ &= 0.93 \approx 1.0 \end{aligned}$$

对五挡齿轮进行角度变位:

$$\text{理论中心距 } A_o = \frac{m_n Z_1 + Z_2}{2 \cos \alpha_{n12}} = 76.63 \text{mm}$$

$$\begin{aligned} \text{端面压力角 } \alpha_t &= \alpha_n / \cos \alpha_{34} = 0.398 \\ &= 21.70^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{端面啮合角 } \alpha_t &= \frac{A}{A_o} \cos \alpha_t = \frac{76.63}{76} \cos 21.70 = 0.936 \\ &= 20.61 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{变位系数之和 } x_n &= \frac{z_3 \operatorname{inv} \alpha_t + \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \tan \alpha_n} \\ &= -0.05 \end{aligned}$$

$$\text{查变位系数线图得: } u = \frac{Z_1}{Z_2} = 0.93 \quad x_1 = -0.02 \quad x_2 = -0.03$$

五挡齿轮 1、2 参数:

$$\text{分度圆直径 } d_1 = \frac{Z_1 m_n}{\cos \alpha_{12}} = 86.42 \text{mm}$$

$$d_2 = \frac{Z_2 m_n}{\cos \alpha_{12}} = 65.56 \text{mm}$$

$$\text{齿顶高 } h_{a1} = h_{an1} + y_n m_n = 2.82 \text{mm}$$

$$h_{a2} = h_{an2} + y_n m_n = 2.71 \text{mm}$$

$$\text{式中: } y_n = (A - A_o) / m_n = -1.50$$

$$y_n = y_n = 1.45$$

---

齿根高  $h_{f1} = h_{an} - c_n = m_n = 3.38\text{mm}$

$h_{f2} = h_{an} - c_n = m_n = 3.49\text{mm}$

齿顶圆直径  $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 92.06\text{mm}$

$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 70.96\text{mm}$

齿根圆直径  $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 79.66\text{mm}$

$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 58.8\text{mm}$

当量齿数  $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \delta_1 = 38.04$

$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \delta_2 = 35.41$

### 确定倒挡齿轮齿数

倒挡齿轮选用的模数与一档相同，倒挡齿轮 $Z_{12}$ 的齿数一般在21~23之间，初选

$Z_{12}$ 后，可计算出中间轴与倒挡轴的中心距 $A$ 。 $Z_{12}=23$ ， $Z_{11}=14$ ，则：

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{2} m (Z_{12} + Z_{11}) \\ &= \frac{1}{2} \times 3 \times (14 + 23) \\ &= 55.5\text{mm} \text{ 取 } 56\text{mm} \end{aligned}$$

为保证倒挡齿轮的啮合和不产生运动干涉，齿轮12和11的齿顶圆之间应保持有0.5mm以上的间隙，则齿轮11的齿顶圆直径 $D_{e11}$ 应为

$$\begin{aligned} \frac{D_{e13}}{2} - 0.5 &= \frac{D_{e11}}{2} - A \\ D_{e13} &= 2A - D_{e11} + 1 \\ &= 2 \times 76 - 48 - 1 \\ &= 103\text{mm} \text{ 取 } 102\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{e13} &= m Z_{13} + 2 \\ Z_{13} &= \frac{D_{e13} - 2}{m} = 32 \end{aligned}$$

为了保证齿轮11和12的齿顶圆之间应保持有0.5mm以上的间隙，取 $Z_{13}=27$

---

---

计算倒挡轴和第二轴的中心距

$$A_{..} = \frac{m z_{13} z_{12}}{2} = 82.5 \text{ mm}$$

计算倒挡传动比

$$i_{\text{倒}} = \frac{z_{12}}{z_{11}} = 1.64$$

分度圆直径

$$d_t = m z$$

$$d_{11} = 42 \text{ mm}$$

$$d_{12} = 69 \text{ mm}$$

$$d_{13} = 96 \text{ mm}$$

齿顶高  $h_a = m = 3 \text{ mm}$

齿根高  $h_f = h_a + c = 3.75 \text{ mm}$

尺顶圆直径  $d_a = d + 2h_a$

$$d_{a11} = 48 \text{ mm} \quad d_{a12} = 75 \text{ mm} \quad d_{a13} = 102 \text{ mm}$$

尺根圆直径  $d_f = d - 2h_f$

$$d_{f11} = 34.5 \text{ mm} \quad d_{f12} = 61.5 \text{ mm} \quad d_{f13} = 88.5 \text{ mm}$$

变位系数的齿轮  $Z_{11}$ 、 $Z_{12}$ 、 $Z_{13}$  确立

齿轮  $Z_{11}$ 、 $Z_{12}$  当量齿数比  $U = \frac{z_{12}}{z_{11}} = 1.64$

根据当量齿数比，查《机械设计手册》小齿轮变位系数为  $_1 0.1$ ，则大齿轮变为系数为  $_2 0.1$

齿轮  $Z_{13}$ 、 $Z_{12}$  当量齿数比  $U = \frac{z_{13}}{z_{12}} = 1.39$

根据当量齿数比，查《机械设计手册》小齿轮变位系数为  $_1 0.12$ ，则大齿轮变为系数为  $_2 0.12$

---

---

## 2.1.2 齿轮材料的选择原则

### 1、满足工作条件的要求

不同的工作条件，对齿轮传动有不同的要求，故对齿轮材料亦有不同的要求。但是对于一般动力传输齿轮，要求其材料具有足够的强度和耐磨性，而且齿面硬，齿芯软。

### 2、合理选择材料配对

如对硬度 $\leq 350\text{HBS}$ 的软齿面齿轮，为使两轮寿命接近，小齿轮材料硬度应略高于大齿轮，且使两轮硬度差在 $30\sim 50\text{HBS}$ 左右。为提高抗胶合性能，大、小轮应采用不同钢号材料。

### 3、考虑加工工艺及热处理工艺

变速器齿轮渗碳层深度推荐采用下列值：

$$m_{\text{法}} \quad 3.5 \text{ 渗碳层深度 } 0.8\sim 1.2$$

$$m_{\text{法}} \quad 3.5 \text{ 吋渗碳层深度 } 0.9\sim 1.3$$

$$m_{\text{法}} \quad 5 \text{ 吋渗碳层深度 } 1.0\sim 1.3$$

表面硬度 HRC58~63；心部硬度 HRC33~48

对于氰化齿轮，氰化层深度不应小于 0.2；表面硬度 HRC 48 ~ 53<sup>[12]</sup>。

对于大模数的重型汽车变速器齿轮，可采用 25CrMnM<sub>0</sub>，20CrNiM<sub>0</sub>，12Cr3A 等钢材，这些低碳合金钢都需随后的渗碳、淬火处理，以提高表面硬度，细化材料晶面粒<sup>[13]</sup>。

## 2.1.3 计算各轴的转矩

发动机最大扭矩为192Nm，齿轮传动效率99%，离合器传动效率98%，轴承传动效率 96%。

$$\text{输入轴} \quad T_1 = T_{\text{emax}} = 238\text{Nm}$$

$$\text{输出轴} \quad T_2 = T_{1 \text{ 承 齿}} = 150 \times 96\% \times 99\% = 226.19\text{Nm}$$

$$\text{输出轴一档} \quad T_{21} = T_{21 \text{ 承 齿}} = 226.19 \times 2.69 \times 0.96 \times 0.99 = 578.27\text{Nm}$$

$$\text{输出轴二档} \quad T_{22} = T_{22 \text{ 承 齿}} = 226.19 \times 2.17 \times 0.96 \times 0.99 = 466.48\text{Nm}$$

$$\text{输出轴三档} \quad T_{23} = T_{23 \text{ 承 齿}} = 226.19 \times 1.71 \times 0.96 \times 0.99 = 367.60\text{Nm}$$

---



输出轴四挡  $T_{24} = T_{24} i_{24} = 226.19 \times 1.33 \times 0.96 \times 0.99 = 285.91 \text{N.m}$

输出轴五挡  $T_{25} = T_{25} i_{25} = 226.19 \times 0.93 \times 0.96 \times 0.99 = 199.93 \text{N.m}$

倒挡  $T_{倒} = T_{1} i_{倒} = 226.19 \times 0.96 \times 0.99 \times 2.85 = 612.67 \text{N.m}$

## 2.2 轮齿的校核

### 2.2.1 轮齿弯曲强度计算

#### 1、倒档直齿轮弯曲应力

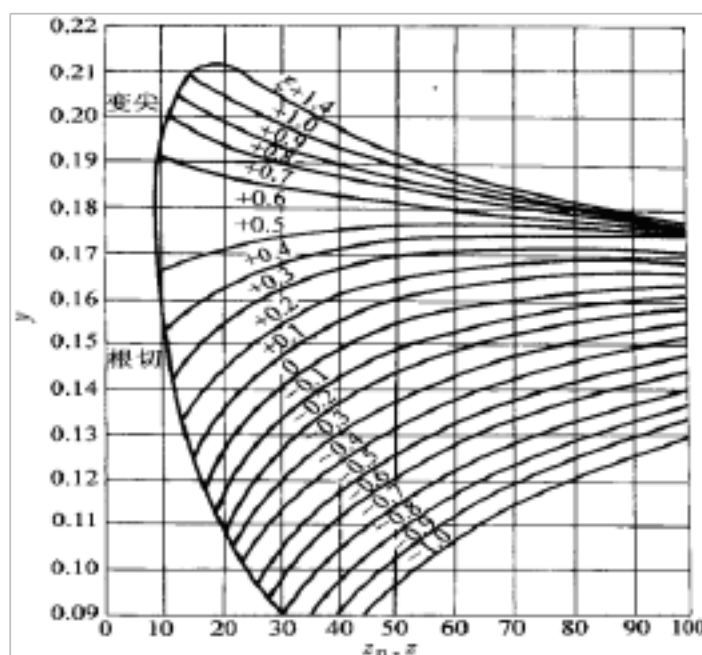


图 2.1 齿形系数图

$$\sigma_w = \frac{2T_g K_g K_f}{m^3 z K_c y} \quad (2.7)$$

式中：  $\sigma_w$  — 弯曲应力 (MPa)；

$T_g$  — 计算载荷 (N.mm)；

$K_g$  — 应力集中系数，可近似取  $K_g = 1.65$ ；

$K_f$  — 摩擦力影响系数，主、从动齿轮在啮合点上的摩擦力方向不同，对弯曲应力的影响也不同；主动齿轮  $K_{f1} = 1.1$ ，从动齿轮  $K_{f2} = 0.9$ ；

$b$  — 齿宽 (mm)；

$m$  — 模数；

$y$  — 齿形系数，如图 3.1。

当计算载荷  $T_g$  取作用到变速器第一轴上的最大转矩  $T_{e\max}$  时，一、倒挡直齿轮许用弯曲应力在  $400\sim 850\text{MPa}$ ，货车可取下限，承受双向交变载荷作用的倒挡齿轮的许用应力应取下限。

计算倒挡齿轮 11, 12, 13 的弯曲应力  $w_{11}$ ,  $w_{12}$ ,  $w_{13}$

$$z_{11}=21, z_{12}=13, z_{13}=37, y_{11}=0.125, y_{12}=0.142, y_{13}=0.138, T_{\text{倒}}=612.67\text{N}\cdot\text{m},$$

$$T_2=226.19\text{N}\cdot\text{m}$$

$$w_{11} = \frac{2T K_f K_c}{m^3 z_{11} K_y y_{11}} = 719.114\text{MPa} < 400\sim 850\text{MPa}$$

$$w_{12} = \frac{2T K_f K_c}{m^3 z_{12} K_y y_{12}} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 1.65 \cdot 1.1}{2.5^3 \cdot 13 \cdot 8 \cdot 0.145} \cdot 10^3 = 735.948\text{MPa} < 400\sim 850\text{MPa}$$

$$w_{13} = \frac{2T K_f K_c}{m^3 z_{13} K_y y_{13}} = \frac{2 \cdot 372.849 \cdot 1.65 \cdot 0.9}{2.5^3 \cdot 34 \cdot 8.0 \cdot 0.162} \cdot 10^3 = 512.219\text{MPa} < 400\sim 850\text{MPa}$$

## 2、斜齿轮弯曲应力 $w$

$$w = \frac{2T_g \cos \beta K_c K_f}{z_n^3 y K_c K_f} \quad (2.8)$$

式中：  $T_g$  — 计算载荷，  $\text{N}\cdot\text{mm}$ ；

$m_n$  — 法向模数，  $\text{mm}$ ；

$z$  — 齿数；

$\beta$  — 斜齿轮螺旋角，  $^\circ$ ；

$K_c$  — 应力集中系数，  $K_c = 1.50$ ；

$y$  — 齿形系数，可按当量齿数  $z_n = z/\cos\beta$  在图中查得；

---

$K_c$  — 齿宽系数

$K$  — 重合度影响系数,  $K = 2.0$

当计算载荷  $T_g$  取作用到变速器第一轴上的最大转矩  $T_{e\max}$  时, 对乘用车常啮合齿轮和高挡齿轮, 许用应力在  $180 \sim 350 \text{MP}_a$  范围, 对货车为  $100 \sim 250 \text{MP}_a$ 。

(1) 计算一档齿轮 9, 10 的弯曲应力  $w_9$ ,  $w_{10}$

$$z_9 = 13, z_{10} = 35, y_9 = 0.16, y_{10} = 0.12, T_{21} = 578.27 \text{N}\cdot\text{m}, T_1 = 226.19 \text{N}\cdot\text{m},$$

$$\begin{aligned} w_9 &= \frac{2T_1 \cos \alpha}{z_9 m^3 y_9 K_c K} \\ &= \frac{2 \cdot 226.19 \cdot \cos 20^\circ \cdot 1.50}{13 \cdot 3^3 \cdot 0.16 \cdot 7.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\ &= 344.38 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w_{10} &= \frac{2T_{21} \cos \alpha}{z_{10} m^3 y_{10} K_c K} \\ &= \frac{2 \cdot 578.27 \cdot \cos 20^\circ \cdot 1.50}{35 \cdot 3^3 \cdot 0.12 \cdot 8.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\ &= 245.26 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a \end{aligned}$$

(2) 计算二挡齿轮 7, 8 的弯曲应力

$$z_7 = 18, z_8 = 39, y_7 = 0.16, y_8 = 0.12, T_{22} = 466.48 \text{N}\cdot\text{m}, T_1 = 226.19 \text{N}\cdot\text{m},$$

$$\begin{aligned} w_7 &= \frac{2T_1 \cos \alpha}{z_7 m^3 y_7 K_c K} \\ &= \frac{2 \cdot 226.19 \cdot \cos 21^\circ \cdot 1.50}{18 \cdot 2.5^3 \cdot 0.16 \cdot 7.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\ &= 318.79 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w_8 &= \frac{2T_{22} \cos \alpha}{z_8 m^3 y_8 K_c K} \\ &= \frac{2 \cdot 466.48 \cdot \cos 21^\circ \cdot 1.50}{39 \cdot 2.5^3 \cdot 0.12 \cdot 7.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\ &= 345.72 \text{MP}_a < 180 \sim 350 \text{MP}_a \end{aligned}$$

---

(3) 计算三挡齿轮5, 6的弯曲应力

$$z_5 = 21, \quad z_6 = 36, \quad y_5 = 0.15, \quad y_6 = 0.12, \quad T_{23} = 367.60 \text{ N.m}, \quad T_1 = 226.19 \text{ N.m}$$

$$\begin{aligned} w_5 &= \frac{2T_1 \cos \alpha}{z_5 m^3 y_{5c} K_c K} \\ &= \frac{2 \cdot 226.19 \cdot \cos 22^\circ \cdot 1.50}{21 \cdot 2.5^3 \cdot 0.15 \cdot 7.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\ &= 290.79 \text{ MPa} < 180 \sim 350 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w_6 &= \frac{2T_{23} \cos \alpha}{z_6 m^3 y_{6c} K_c K} \\ &= \frac{2 \cdot 376.60 \cdot \cos 22^\circ \cdot 1.50}{36 \cdot 2.5^3 \cdot 0.12 \cdot 7.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\ &= 317.25 \text{ MPa} < 180 \sim 350 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(4) 计算四挡齿轮 3, 4 的弯曲应力

$$z_3 = 24, \quad z_4 = 32, \quad y_3 = 0.14, \quad y_4 = 0.12, \quad T_{24} = 285.91 \text{ N.m}, \quad T_1 = 226.19 \text{ N.m}$$

$$\begin{aligned} w_3 &= \frac{2T_1 \cos \alpha}{z_3 m^3 y_{3c} K_c K} \\ &= \frac{2 \cdot 226.19 \cdot \cos 23^\circ \cdot 1.50}{24 \cdot 2.5^3 \cdot 0.14 \cdot 7.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\ &= 270.65 \text{ MPa} < 180 \sim 350 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w_4 &= \frac{2T_{24} \cos \alpha}{z_4 m^3 y_{4c} K_c K} \\ &= \frac{2 \cdot 285.91 \cdot \cos 23^\circ \cdot 1.50}{32 \cdot 2.5^3 \cdot 0.12 \cdot 7.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\ &= 261.95 \text{ MPa} < 180 \sim 350 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(5) 计算五挡齿轮 1, 2 的弯曲应力

$$z_1 = 29, \quad z_2 = 27, \quad y_1 = 0.16, \quad y_2 = 0.15, \quad T_1 = 226.19 \text{ N.m}, \quad T_{25} = 199.93 \text{ N.m}$$

$$w_1 = \frac{2T_1 \cos \alpha}{z_1 m^3 y_{1c} K_c K}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{2 \cdot 226.19 \cdot \cos 24^\circ \cdot 1.50}{29 \cdot 2.5^3 \cdot 0.16 \cdot 7.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\
&= 194.50 \text{ MPa} < 180 \sim 350 \text{ MPa} \\
&w_2 = \frac{2T_g \cos \alpha}{z_2 m^3 y_{K_2} K_{c_2}} \\
&= \frac{2 \cdot 199.93 \cdot \cos 24^\circ \cdot 1.50}{27 \cdot 2.5^3 \cdot 0.15 \cdot 7.0 \cdot 2.0} \cdot 10^3 \\
&= 176.81 \text{ MPa} < 180 \sim 350 \text{ MPa}
\end{aligned}$$

### 2.2.2 轮齿接触应力 $\sigma_j$

$$\sigma_j = 0.418 \sqrt{\frac{T_g E}{bd \cos \alpha \cos \beta} \frac{1}{z} \frac{1}{b}} \quad (2.9)$$

式中:  $\sigma_j$  — 轮齿的接触应力, MPa;

$T_g$  — 计算载荷, N·mm;

$d$  — 节圆直径, mm;

$\alpha$  — 节点处压力角, °,  $\beta$  — 齿轮螺旋角, °;

$E$  — 齿轮材料的弹性模量, MPa;

$b$  — 齿轮接触的实际宽度, mm;

$r_z$ 、 $r_b$  — 主、从动齿轮节点处的曲率半径, mm, 直齿轮  $r_z = r_z \sin \alpha$ 、 $r_b = r_b \sin \alpha$ ,

斜齿轮  $r_z = r_z \sin \alpha / \cos^2 \beta$ 、 $r_b = r_b \sin \alpha / \cos^2 \beta$ ;

$r_z$ 、 $r_b$  — 主、从动齿轮节圆半径 (mm)。

将作用在变速器第一轴上的载荷  $T_{e_{\max}}/2$  作为计算载荷时, 变速器齿轮的许用接触应力  $\sigma_j$  见表 3.2。

弹性模量  $E = 210000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$ , 齿宽  $b = K_{m_c} K_{m_n}$

表 2.2 变速器齿轮的许用接触应力

齿轮	$\sigma_j / \text{MPa}$	
	渗碳齿轮	液体碳氮共渗齿轮

一档和倒挡	1900~2000	950~1000
常啮合齿轮和高挡	1300~1400	650~700

(1) 计算一档齿轮9, 10的接触应力

$$T_{21} = 578.27 \text{ N.m}, T_1 = 226.19 \text{ N.m}, z_9 = 13, z_{10} = 35, u_{910} = 20$$

$$d_9 = 2A / (u + 1) = 41.42 \text{ mm},$$

$$d_{10} = u d_9 = 111.41 \text{ mm}$$

$$\frac{d_9}{z_9} \sin \alpha / \cos^2 20 = 8.02 \text{ mm}$$

$$\frac{d_{10}}{z_{10}} \sin \alpha / \cos^2 20 = 21.58 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j9} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{b d_9 \cos \alpha \cos^2 20} \frac{1}{b_{10}} \frac{1}{z_9}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{226.19 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{7 \cdot 3 \cdot 36.19 \cos 20 \cos^2 20} \frac{1}{8.02} \frac{1}{21.58}} \cdot 10^3 \\ &= 1453.01 < 1900 \sim 2000 \text{ MPa} \\ \sigma_{j10} &= 0.418 \sqrt{\frac{T_{21} E}{b d_{10} \cos \alpha \cos^2 20} \frac{1}{b_{10}} \frac{1}{z_9}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{578.27 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{8 \cdot 3 \cdot 115.82 \cos 20 \cos^2 20} \frac{1}{8.02} \frac{1}{21.58}} \cdot 10^3 \\ &= 1285.46 \text{ MPa} < 1900 \sim 2000 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(2) 计算二挡齿轮 7, 8 的接触应力

$$T_{22} = 466.48 \text{ N.m}, T_1 = 226.19 \text{ N.m}, z_7 = 18, z_8 = 39, u_{78} = 21$$

$$d_7 = 2A / (u + 1) = 47.95 \text{ mm},$$

$$d_8 = u d_7 = 104.05 \text{ mm}$$

$$\frac{d_7}{z_7} \sin \alpha / \cos^2 21 = 9.41 \text{ mm}$$

$$z_8 \frac{d_8}{2} \sin \alpha / \cos^2 21 = 20.42 \text{mm}$$

$$\begin{aligned}
 j_7 & 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{b d_7 \cos^3 \alpha \cos^2 24} \frac{1}{z_8} \frac{1}{b_7}} \\
 = & 0.418 \sqrt{\frac{226.19 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{7 \cdot 2.5 \cdot 47.95 \cos^3 20 \cos^2 21} \frac{1}{9.41} \frac{1}{20.42}} \cdot 10^3 \\
 = & 1274.57 \text{MPa} < 1300 \sim 1400 \text{MPa} \\
 j_8 & 0.418 \sqrt{\frac{T_2 E}{b d_8 \cos^3 \alpha \cos^2 24} \frac{1}{b_8} \frac{1}{z_7}} \\
 = & 0.418 \sqrt{\frac{466.48 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{2.5 \cdot 8 \cdot 104.05 \cos^3 20 \cos^2 21} \frac{1}{9.41} \frac{1}{20.42}} \cdot 10^3 \\
 = & 1369.03 \text{MPa} < 1300 \sim 1400 \text{MPa}
 \end{aligned}$$

(3) 计算三挡齿轮 5, 6 的接触应力

$$T_{23} = 367.60 \text{N.m}, T_1 = 226.19 \text{N.m}, z_5 = 21, z_6 = 36, z_{56} = 22$$

$$d_5 = 2A / (u - 1) = 56.09 \text{mm},$$

$$d_6 = u d_5 = 95.91 \text{mm}$$

$$b_6 \frac{d_6}{2} \sin \alpha / \cos^2 22 = 19.08 \text{mm}$$

$$z_5 \frac{d_5}{2} \sin \alpha / \cos^2 22 = 11.16 \text{mm}$$

$$\begin{aligned}
 j_5 & 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{b d_5 \cos^3 \alpha \cos^2 22} \frac{1}{b_6} \frac{1}{z_5}} \\
 = & 0.418 \sqrt{\frac{226.19 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{2.5 \cdot 7 \cdot 56.09 \cos^3 20 \cos^2 22} \frac{1}{11.16} \frac{1}{19.08}} \cdot 10^3 \\
 = & 1017.11 \text{MPa} < 1300 \sim 1400 \text{MPa} \\
 j_6 & 0.418 \sqrt{\frac{T_{23} E}{b d_6 \cos^3 \alpha \cos^2 22} \frac{1}{b_6} \frac{1}{z_5}}
 \end{aligned}$$

$$0.418 \sqrt{\frac{367.60 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{2.5 \cdot 8 \cdot 95.91 \cos 20 \cos 22} \cdot \frac{1}{11.16} \cdot \frac{1}{19.08}} \cdot 10^3$$

$$= 949.94 \text{MPa} < 1300 \sim 1400 \text{MPa}$$

(4) 计算四挡齿轮 3, 4 的接触应力

$$T_{24} = 285.91 \text{N.m}, T_1 = 226.19 \text{N.m}, z_3 = 24, z_4 = 32, u_{34} = 23$$

$$d_3 = 2A / (u - 1) = 65.24 \text{mm},$$

$$d_4 = u d_3 = 86.76 \text{mm}$$

$$b_{b4} = \frac{d_4}{2} \sin \alpha / \cos^2 24 = 17.51 \text{mm}$$

$$b_{z3} = \frac{d_3}{2} \sin \alpha / \cos^2 24 = 13.17 \text{mm}$$

$$j_3 = 0.418 \sqrt{\frac{T_1 E}{b d_3 \cos^2 \alpha \cos 24} \cdot \frac{1}{b_{b4}} \cdot \frac{1}{b_{z3}}}$$

$$= 0.418 \sqrt{\frac{226.19 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{7 \cdot 2.5 \cdot 65.24 \cos 20 \cos 23} \cdot \frac{1}{13.17} \cdot \frac{1}{17.51}} \cdot 10^3$$

$$= 1057.22 \text{MPa} < 1300 \sim 1400 \text{MPa}$$

$$j_4 = 0.418 \sqrt{\frac{T_{24} E}{b d_4 \cos^2 \alpha \cos 24} \cdot \frac{1}{b_{b4}} \cdot \frac{1}{b_{z3}}}$$

$$= 0.418 \sqrt{\frac{285.91 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{2.5 \cdot 8 \cdot 86.76 \cos 20 \cos 23} \cdot \frac{1}{13.17} \cdot \frac{1}{17.51}} \cdot 10^3$$

$$= 988.06 \text{MPa} < 1300 \sim 1400 \text{MPa}$$

(5) 五挡齿轮 1, 2 的接触应力

$$T_1 = 226.19 \text{N.m}, T_{25} = 199.93 \text{N.m}, z_1 = 29, z_2 = 27, u_{12} = 24$$

$$d_1 = 2A / (u - 1) = 78.76 \text{mm},$$

$$d_2 = u d_1 = 73.24 \text{mm}$$

$$b_{z1} = \frac{d_1}{2} \sin \alpha / \cos^2 22 = 16.14 \text{mm}$$



$$b_2 \frac{d_2}{2} \sin \alpha = 15.01 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j1} &= 0.418 \sqrt{\frac{T E}{b d_1 \cos^3 \alpha} \frac{1}{z_1} \frac{1}{b_2}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{226.19 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{2.5 \cdot 7 \cdot 78.76 \cos^3 20} \frac{1}{16.14} \frac{1}{15.01}} \cdot 10^3 \\ &= 951.23 \text{ MPa} < 1300 \sim 1400 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j2} &= 0.418 \sqrt{\frac{T E}{b d_2 \cos^3 \alpha} \frac{1}{z_1} \frac{1}{b_2}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{199.93 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{2.5 \cdot 8 \cdot 73.24 \cos^3 20} \frac{1}{15.01} \frac{1}{16.14}} \cdot 10^3 \\ &= 890.41 \text{ MPa} < 1300 \sim 1400 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(6) 计算倒挡齿轮 11, 12, 13 的接触应力

$$T_{\text{倒}} = 612.67 \text{ N.m}, T_1 = 226.19 \text{ N.m}, z_{11} = 21, z_{12} = 13, z_{13} = 37$$

$$d_{12} = 39 \text{ mm}$$

$$d_{13} = 117 \text{ mm}$$

$$d_{11} = 63 \text{ mm}$$

$$b_{12} \frac{d_{12}}{2} \sin 20 = 6.67 \text{ mm}$$

$$b_{13} \frac{d_{13}}{2} \sin 20 = 20.01 \text{ mm}$$

$$b_{11} \frac{d_{11}}{2} \sin 20 = 10.77 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{j11} &= 0.418 \sqrt{\frac{T E}{b d_{11} \cos^3 \alpha} \frac{1}{z_{12}} \frac{1}{b_{11}}} \\ &= 0.418 \sqrt{\frac{612.67 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{3 \cdot 8 \cdot 63 \cos^3 20} \frac{1}{6.76} \frac{1}{10.77}} \cdot 10^3 \\ &= 1952.72 \text{ MPa} < 1900 \sim 2000 \text{ MPa} \end{aligned}$$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/938005132013007010>