

濟南大學

畢業設計

題 目 汽車電動助力轉向系統設計

學 院 機械工程學院

專 業 機械工程及自動化

班 級 機自 0708

學 生 劉 雷

學 號 20070403109

指導教師 門 秀 花

二〇一一年五月二十九日

1 前言

汽车转向系统是实现汽车的准确操控，保证汽车驾驶安全的关键。因此，对电动助力转向系统的设计，必须保证其安全可靠。这就要求设计者对汽车转向原理充分的了解，并具有扎实的机械设计理论知识。

1.1 选题背景和意义

转向系统作为汽车的非常重要的组成部分是决定汽车行驶安全的关键。如何设计汽车的转向系统，让汽车操纵起来更加灵活方便，一直都是各汽车公司和研发单位的重要研究项目。特别是在车辆速度越来越快、驾驶人员非职业化、车流越来越密集的今天。如今面对驾驶层次不同的人群，如何使汽车的转向系统更人性化就显得特别重要。汽车电动助力转向系统已经经历了机械式转向系统、液压式转向系统、电控液压式转向系统等阶段。随着转向系统的发展、电子控制技术的不断成熟以及制造成本的不断降低，EPS 越来越引起人们的关注，而且电动助力转向系统具有传统转向系统无法比拟的优点，因此，电动助力转向系统快速应用到了实用领域，并在逐步的取代传统转向系统

1.2 国内外研究现状

1953 年，通用汽车公司率先给别克轿车装配了液压动力转向系统，液压动力转向系统使汽车发生了巨大的转变，之后几十年不断的技术革新使液压动力转向系统不断的发展并迅速完善，后来电控式液压助力转向系统也被开发成功。1999 年奔驰与西门子公司联合投入巨资研发电动助力转向系统，之后 EPS 进入了飞速发展的阶段。在国外，EPS 系统经过多年的研发已经逐步发展成熟，而在国内绝大部分的汽车上仍在使用机械式或液压式转向系统，EPS 的研发仍很不成熟，尚处于起步阶段。

经过多年的发展，电动助力转向系统最初只能装配到前轴负荷较小微型轿车上，经过多年的发展，前轴负荷较大的商用客车、大型轿车、货车也已逐步采用了 EPS 系统，EPS 系统的助力形式也在不断发展，从低速、转向柱助力型向全速、齿条助力型转化。EPS 具有节能、环保等许多优点，因此，EPS 取代 HPS 将是今后汽车转向系统发展的趋势。

1.3 主要设计工作

本文是对汽车电动助力转向系统进行设计，重点设计转向器及其控制系统。本次设计旨在提高汽车转向系统的性能，使得汽车具有更好的操控性能，确保汽车的行驶安全。

2 EPS 系统工作原理及特点

2.1 EPS 系统的工作原理

电动助力转向系统的发展是以传统机械式转向系统为基础的。驾驶员可以靠电动机产生的动力更好的进行转向操作，电动助力转向系统主要由信号传感装置(包括扭矩传感器、转角传感器和车速传感器)，转向助力机构(电机、离合器、减速传动机构)及电子控制装置三大部分构成。汽车点火启动后，ECU 通电开启并对 EPS 系统进行自我检测，自我检测通过之后，继电器和离合器闭合，EPS 系统便开始工作，方向盘转动时，通过转向轴上的转角传感器以及扭矩传感器把测得的方向盘转过的角位移和作用在方向盘上的力矩传递给 ECU，ECU 根据这些个信号并结合车速等一系列信息，控制电机产生正确的助力，使得汽车在最佳控制状态：汽车处于低速时，使转向力减小，确保汽车灵活、轻便的转向，汽车处于高速时，增加适当的阻尼控制，确保方向盘操作起来稳重、可靠。其结构示意图如下。

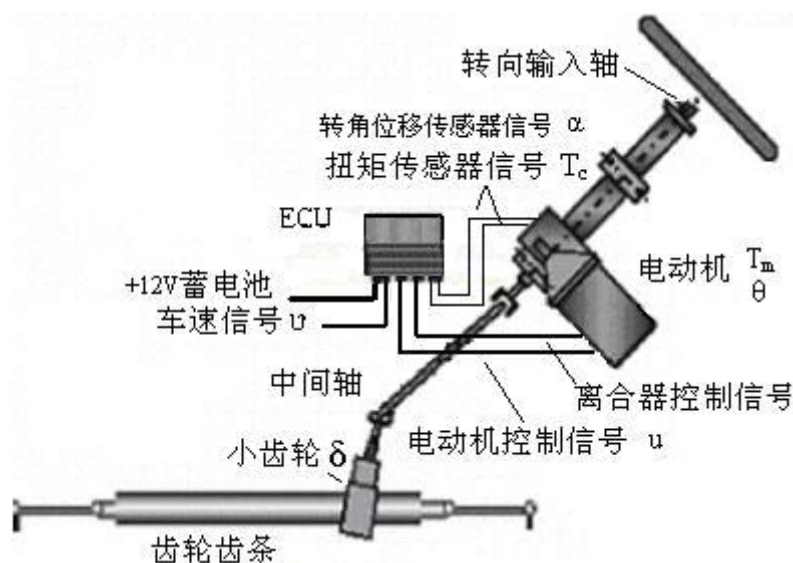


图 2.1 EPS 系统结构图

2.2 EPS 系统的特点

汽车助力转向系统从最初的机械式、液压式到后来的电控液压式，再到现在的电动助力式，经过这多个阶段的发展，已经逐步解决了最初结构复杂、耗能多、不易操控等缺点。尤其是电动助力转向系统，更能使汽车具有良好的操控性能。

同传统的转向系统相比，EPS 系统具有许多无可比拟的优点：耗能量少；以电力作能源

，绿色无污染，同时消除了噪声污染；转向跟随性强，抗干扰能力强，系统反应快，无迟滞；回正性能增强，电机的动作由软件控制，能够及时在最大限度内调整设计参数使其获得最好的回正性能；操纵稳定性高，系统能使车轮自动调整回正；该系统结构简单，体积小，易安装，制造成本低。

3 EPS 系统转向器的设计

3.1 转向器的选取

与其它形式的转向器相比, 齿轮齿条式转向器具有结构简单、紧凑, 转向器的质量较小, 传动效率高, 可自动消除齿间间隙, 体积小, 制造成本低等许多优点。所以本设计中选用齿轮齿条式转向器。齿轮齿条式转向器一转向齿轮和齿条组成, 齿轮与转向轴一体, 齿条与转向横拉杆一体。

3.2 齿轮齿条式转向器的工作原理

当汽车方向盘转动时, 带动与转向轴连在一起的齿轮转动, 在齿轮的带动下, 与齿轮啮合的齿条来回运动, 转向器齿条的动作, 通过转向器齿条端头和转向拉杆端头, 传递到转向节臂上, 从而使车轮转动。

3.3 齿轮齿条式转向器的设计和计算

3.3.1 确定转向系计算载荷

为了确保汽车行驶安全, 组成转向系的各个零件需要有足够的强度。要验算转向系各零件的强度, 首先要确定作用在各个零件上的力。影响这些力的因素主要有转向轴的负荷、路面的阻力以及轮胎气压等。

想要精确地计算出这些力非常困难。因此可以用足够精确的半经验公式来计算。

(1) 计算原地转向阻力矩 M_R

$$M_R = \frac{f}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{p}} \quad (3.1)$$

式中 f ——轮胎与路面间的滑动摩擦因数 (取 $f=0.7$);

G_1 ——转向轴负荷, 单位为 N ($G_1=10902.5N$);

P ——轮胎气压, 单位为 MPa (取 $p=0.179 MPa$)。

可解得

$$M_R = \frac{f}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{p}} = \frac{0.7}{3} \sqrt{\frac{10902.5^3}{0.179}} = 627826.2N \cdot mm \quad (3.2)$$

(2) 计算方向盘上的手力 F_h

有公式
$$F_h = \frac{2L_1 M_R}{L_2 D_{SW} i_w \eta_+} \quad (3.3)$$

式中 L_1 ——转向摇臂长, 单位为 mm;

M_R ——原地转向阻力矩, 单位为 N·mm ($M_R=627826.2 N \cdot mm$)

L_2 ——转向节臂长, 单位为 mm;

D_{SW} ——为转向盘直径, 单位为 mm ($D_{SW}=400mm$);

i_w ——转向器角传动比 ($i_w=15$);

η_+ ——转向器正效率 ($\eta_+=90\%$)。

因为齿轮齿条式转向传动机构没有转向摇臂和转向节臂, 所以 L_1 、 L_2 不代入数值。

可解得
$$F_h = \frac{2L_1 M_R}{L_2 D_{SW} i_w \eta_+} = \frac{2 \times 627826.2}{320 \times 15 \times 90\%} = 290.7 N \quad (3.4)$$

(3) 计算梯形臂长度 L_2

轮辋直径 $R_{LW} = 16in = 16 \times 25.4 = 406.4mm$

梯形臂长度 $L_2 = R_{LW} \times 0.8/2 = 406.4 \times 0.8/2 = 162.6mm$, 取 $L_2 = 160mm$

(4) 计算轮胎的直径 R_T

$$R_T = R_{LW} + 0.55 \times 205 = 406.4 + 0.55 \times 205 = 518.75mm \quad (3.5)$$

取 $R_T = 520mm$

(5) 计算转向横拉杆直径

有公式
$$d \geq \sqrt{\frac{4 M_R}{a \pi [\sigma]}} \quad (3.6)$$

由 $a = L_2$; $[\sigma] = 216MPa$; $M_R = 627.83 N \cdot m$ 可解得

$$d \geq \sqrt{\frac{4 M_R}{a \pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 627.83}{0.16 \times \pi \times 216}} \times 10^{-3} m = 4.811 mm \quad (3.7)$$

取 $d_{min} = 15mm$

(6) 初步估算主动齿轮轴的直径

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 Mn \max}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 290.7 \times 0.16}{\pi \times 140}} \times 10^{-2} m = 11.9 mm \quad (3.8)$$

$$[\tau] = 140 \text{MPa}$$

$$\text{取 } d_{\min} = 18 \text{mm}$$

3.3.2 齿轮齿条式转向器重要零件的初步设计

1. 齿条

齿条是加工有齿形的金属条，能在金属壳体内来回滑动。齿条横向运动推动或拉动转向横拉杆，使得前轮转向，如图 3.1 所示。

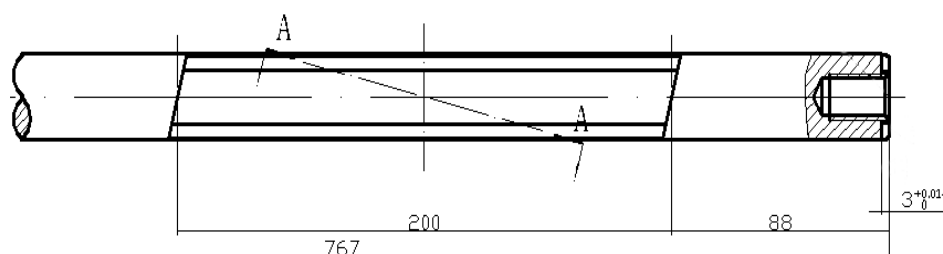


图 3.1 齿条

齿条尺寸参数设计：

总长 $L = 767 \text{mm}$

直径 $\Phi = 30 \text{mm}$

齿数 $Z_2 = 20$

法向模数 $Mn_2 = 3 \text{mm}$

2. 齿轮

齿轮实际是一个切有齿形的轴，齿轮与齿条上的齿相互啮合。齿轮齿条上的齿既可以是直齿也可以是斜齿。齿轮轴与转向轴相连。因此，转向盘的旋转可以使齿条横向移动来操纵前轮。

斜齿的弯曲可以增加参与啮合的啮合齿轮的齿数。相对于直齿，斜齿运转更加平稳，而且能传递更大的动力。

齿轮轴尺寸参数设计：

总长 $L = 198 \text{mm}$

齿宽 $B_1 = 60 \text{mm}$

齿数 $Z_1 = 7$

法向模数 $Mn_1 = 3 \text{mm}$

螺旋角 $\beta = 14^\circ$

螺旋方向：左旋

3. 转向横拉杆及其端部

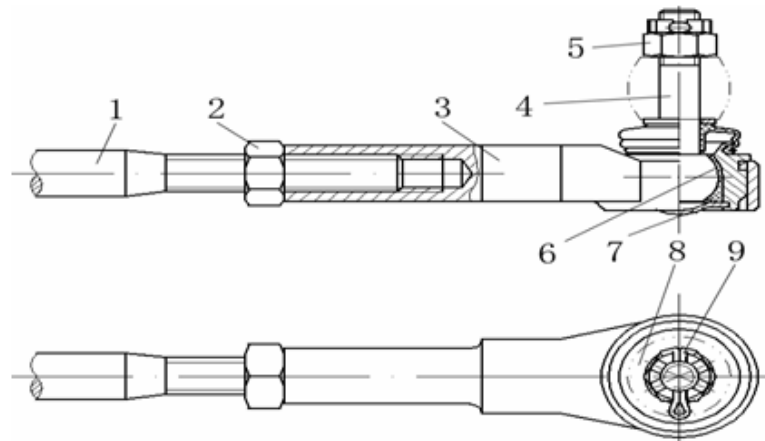


图 3.2 转向横拉杆外接头

1.横拉杆 2.锁紧螺母 3.外接头壳体 4.球头销 5.六角开槽螺母 6.球碗 7.端盖 8.梯形臂 9.开口销

如图 3.2 所示，转向横拉杆及接头的尺寸参数设计：

横拉杆总长 $L_a=281\text{mm}$

横拉杆直径 $\Phi_{La}=15\text{mm}$

螺纹长度 $L_M=60\text{mm}$

外接头总长 $L_w=120\text{mm}$

球头销总长 $L_{qx}=62\text{mm}$

球头销螺纹公称直径 $d_{qx}=M10\times 1\text{mm}$

外接头螺纹公称直径 $d_w=M12\times 1.5\text{mm}$

内接头总长 $L_N=65.3\text{mm}$

内接头螺纹公称直径 $d_n=M16\times 1.5\text{mm}$

4.齿条间隙调整装置设计

在齿条光滑的一面安装着一个齿条导向座。调节螺塞 3 与壳体螺纹连接，齿条导向座 1 与调节螺塞 3 间有一弹簧 2。调节螺塞 3 由锁紧螺母 4 固定。通过齿条导向座的调节可以使齿轮、齿条间存在一定的预紧力，此预紧力能够影响转向冲击、噪声以及反馈。

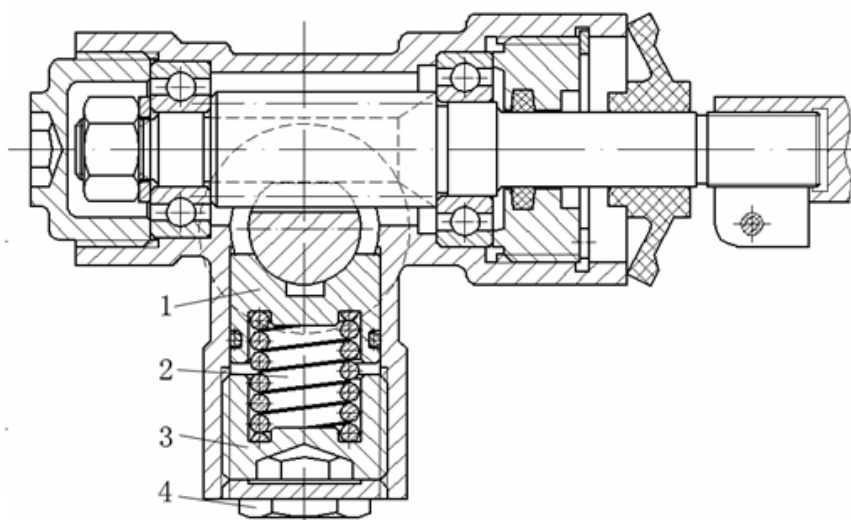


图 3.2 齿条间隙调整装置

齿条调整装置的尺寸参数设计:

导向座外径 $L=40\text{mm}$

导向座高度 $B_1=29\text{mm}$

弹簧总圈数 $n=6.43$

弹簧节距 $t=7.92\text{mm}$

弹簧外径 $D=29\text{mm}$

弹簧工作高度 $H_2=34.59\text{mm}$

螺塞螺纹公称直径 $d_s=M44\times 2\text{mm}$

螺塞高度 $H_s=28\text{mm}$

锁止螺塞高度 $H_{ss}=10\text{mm}$

转向器壳体总长/高 $L_k / H_k=615/146.5\text{mm}$

转向器壳体内/外径 $\Phi_{nk} / \Phi_{wk}=40/56\text{mm}$

5. 转向传动比设计

当方向盘从一个锁点转向另一个锁点时，每只前轮约从其正前方开始转动 30° ，因此，前轮从左到右转动共计大约 60° 。假如传动比是 1:1，当方向盘旋转 1° ，前轮也将转向 1° ，方向盘向任一个方向转动 30° 将会使得前轮从一个锁点转向另一个锁点。这样的传动比太小，因为方向盘的一个很轻微的运动将会使车辆突然大幅度改变方向。转向角传动比的存在必须能够使前轮转过一定角度时让方向盘需要转过更大的角度。

15:1 的传动比是较为合理的。在这样的传动比下，每当方向盘转动 15° ，前轮会转向 1° 。计算传动比时，可以将方向盘从一个锁点到另一个锁点的过程中转过的角度除以同一时刻前轮转过的角度。

6. EPS 系统中齿轮齿条转向器的安装

齿轮齿条式转向器可以安装在发动机后部的前围板上或前横梁上，如图 3.4 所示。转向器外包有橡胶隔振套，橡胶隔振套固定在前围板上或横梁上。对于齿轮齿条式转向器的正确安装高度，应使转向横拉杆与悬架下摆臂平行安装。齿轮齿条式转向系统更加轻便紧凑，因为系统中磨擦点的数目减少了。齿轮齿条式转向机构普遍应用于承载式车身前轮驱动的汽车上。因为齿条与梯形臂直接连接，所以这种转向机构能够供好更好的路感。

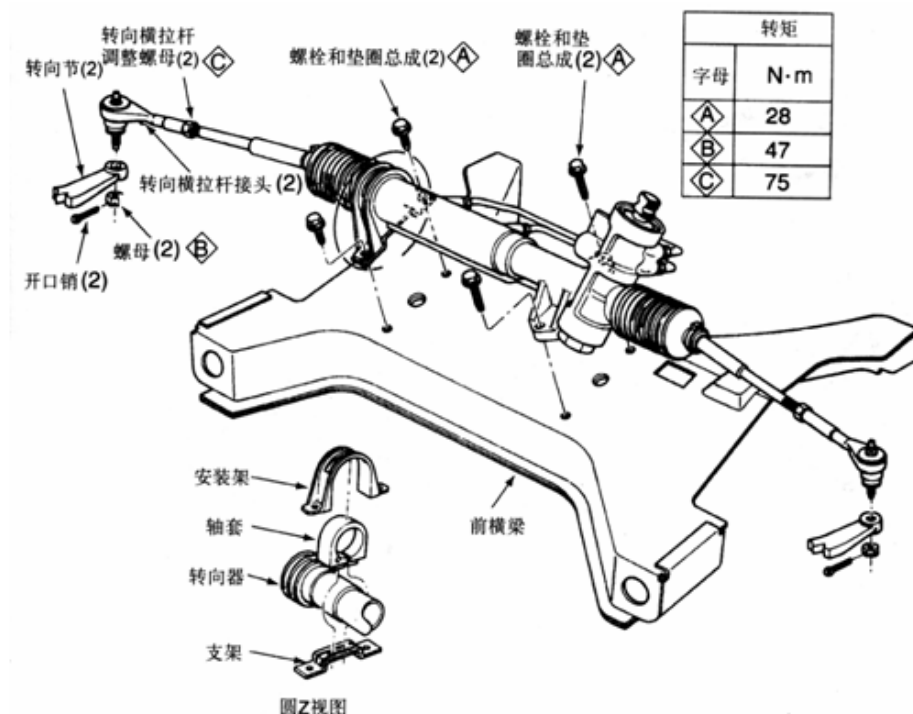


图 3.4 转向器的安装位置

转向器和支承托架之间安装有大的橡胶隔振垫，这些橡胶隔振衬垫能有效减少路面的噪声、振动通过转向器传递到底盘和车厢。转向器安装在正确位置对于确保转向横拉杆和悬架下摆臂的平行有很重要的作用。因此，为确保转向器能一直处在正确的位置，在转向器安装位置处，前围板应做加固。

7. 齿轮齿条式转向器的设计要求

齿轮齿条式转向器的齿轮一般采用斜齿圆柱齿轮。齿轮模数的取值范围大多处于 $2\sim 3\text{mm}$ 之间。主动小齿轮齿数大多数处于 $5\sim 7$ 个齿的范围变化内，压力角为 20° ，齿轮螺旋角的取值范围一般为 $9^\circ\sim 15^\circ$ 。齿条齿数可根据当转向轮达到最大偏转角时，齿条移动行程可达到的值来确定。此外，设计时还要验算齿轮的接触强度和抗弯强度。

为减轻质量，壳体一般采用铝合金压铸。主动小齿轮用 15CrNi6 或 16MnCr5 材料制造，而齿条制造材料为 45 钢。

3.3.3 齿条和齿轮轴的设计计算

1. 齿轮材料、热处理方式的选择及许用应力的计算

(1) 选择材料和热处理方式

小齿轮选用 16MnCr5 采用渗碳淬火，齿面硬度 56-62HRC；

大齿轮选用 45 钢 采用表面淬火，齿面硬度 56-56HRC。

(2) 许用应力的确定

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_{H\min}} \quad (3.9)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_N}{S_{F\min}} \quad (3.10)$$

a) 确定 $\sigma_{H\lim}$ 和 $\sigma_{F\lim}$

$$\sigma_{H\lim 1} = 1500MPa$$

$$\sigma_{H\lim 2} = 1300MPa$$

$$\sigma_{F\lim 1} = 425MPa$$

$$\sigma_{F\lim 2} = 375MPa$$

b) 应力循环次数 N 的计算，寿命系数 Z_N 、 Y_N 的确定。

$$N_1 = 60an_1t = 60 \times 1 \times 15 \times (10 \times 8 \times 300) = 2.16 \times 10^7 = N_2 \quad (3.11)$$

$$Z_{N1} = 1.32 \quad Y_{N1} = 1 = Y_{N2}$$

c) 许用应力的计算

取 $S_{H\min} = 1$ $S_{F\min} = 1.4$ 则有

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1}}{S_{H\min}} = \frac{1500 \times 1.32}{1} = 1980MPa \quad (3.12)$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{N2}}{S_{H\min}} = \frac{1300 \times 1.32}{1} = 1716MPa \quad (3.13)$$

应力修正系数 $Y_{ST} = 2$ 则

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \lim 1} Y_{ST} Y_{N1}}{S_{Fmin}} = \frac{425 \times 2 \times 1}{1.4} = 607.14 MPa \quad (3.14)$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \lim 2} Y_{ST} Y_{N2}}{S_{Fmin}} = \frac{375 \times 2 \times 1}{1.4} = 535.7 MPa \quad (3.15)$$

2. 齿轮基本参数以及主要尺寸的初步确定

(1) 齿轮类型的选择

由齿轮传动的工作条件确定传动方案为斜齿圆柱齿轮与斜齿齿条相啮合。

(2) 齿轮传动精度等级的选择

选用 7 级精度

(3) 初选参数

初选参数为 $K_t = 1.4$, $\beta = 14^\circ$, $Z_1 = 8$, $Z_2 = 20$, $\Phi_d = 0.8$, $Y_\varepsilon = 0.7$, $Y_\beta = 0.89$

按当量齿数 $Z_v = Z / \cos^3 \beta = 8 / \cos^3 14^\circ = 8.76$, $Y_{FS1} = 5.6$

(4) 齿轮模数 m_n 的初步计算

有转矩 $T_1 = 290.7 \times 0.16 = 46.51 N \cdot m = 46510 N \cdot mm$

根据闭式硬齿面传动，可按齿根弯曲疲劳强度设计。

可得

$$m_{nt} = \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1 \cos^2 \beta Y_\varepsilon Y_\beta}{\phi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{FS}}{[\sigma_F]}} \quad (3.16)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.4 \times 46510 \times \cos^2 14^\circ \times 0.7 \times 0.89}{0.8 \times 8^2} \cdot \frac{5.6}{607.14}}$$

$$= 2.396 mm$$

(5) 载荷系数 K 的确定

取 $K_A = 1$ ，由

$$v_t = \frac{\pi m_{nt} z_1 n_1}{60 \times 1000 \cos \beta} = 0.0155 m/s, \quad (3.17)$$

$v Z_1 / 100 = 0.00124$, $K_v = 1$ ；对称布置，取 $K_\beta = 1.06$ ；

取 $K_\alpha = 1.3$

则有 $K = K_A \cdot K_v \cdot K_\beta \cdot K_\alpha = 1 \times 1 \times 1.06 \times 1.3 = 1.378$

(6) 法向模数的修正

$$m_n = m_m \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 2.396 \times \sqrt[3]{\frac{1.378}{1.4}} = 2.383 \quad (3.18)$$

取标准值 $m_n = 3 \text{ mm}$

3.确定齿轮传动的主要参数及几何尺寸

(1) 分度圆直径 d

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \times 8}{\cos 14^\circ} = 24.73 \text{ mm} \quad (3.19)$$

(2) 齿顶圆直径 d_{a1}

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d + 2ha = 24.73 + 2m_n(h_{an}^* + Xn) \\ &= 24.73 + 2 \times 3(1+0) = 30.73 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.20)$$

(3) 齿根圆直径 d_f

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d - 2h_f = 24.73 - 2m_n(h_{an}^* + C_n^* - Xn) \\ &= 24.73 - 2 \times 3 \times 1.25 = 17.23 \text{ mm} \end{aligned} \quad (3.21)$$

(4) 齿宽 b

$$b = \Phi_d d_1 = 0.8 \times 24.73 = 19.784 \text{ mm} \quad (3.22)$$

由于相互啮合齿轮的基圆齿距须相等，即 $P_{b1} = P_{b2}$ 。

而有齿轮法面基圆齿距为 $P_{b1} = \pi m_{n1} \cos \alpha_1$

齿条法面基圆齿距为 $P_{b2} = \pi m_{n2} \cos \alpha_2$

所以取齿条法向模数 $m_{n2} = 3$

(5) 齿条齿顶高 ha_2

$$ha_2 = m_n(h_{an}^* + Xn) = 3 \times (1+0) = 3 \text{ mm} \quad (3.23)$$

(6) 齿条齿根高 h_{f2}

$$h_{f2} = m_n(h_{an}^* + C_n^* - Xn) = 3(1+0.25-0) = 3.75 \text{ mm} \quad (3.24)$$

(7) 法面齿距 S_{n2}

$$S_{n2} = (\pi/2 + 2Xn \tan \alpha_n) m_n = 4.7 \text{ mm} \quad (3.25)$$

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/548025130120006073>