

自己加个封面

目录

第一章 前言.....	3
1.1 背景.....	3
1.2 设计参数.....	3
1.3 设计任务.....	3
第二章 结构形式.....	4
2.1 驱动桥形式.....	4
2.1 主减速器.....	4
2.2 差速器.....	0
2.3 半轴.....	0
2.4 桥壳.....	1
第三章 主减速器设计.....	3
3.1 传动比计算.....	3
3.2 计算载荷.....	4
3.3 主减速器基本参数.....	5
3.4 锥齿轮尺寸汇总.....	7
3.5 强度计算.....	8
3.6 输入轴直径的计算.....	10
3.6 主减速器轴承计算.....	11
第四章 差速器齿轮计算.....	16
4.1 差速器齿轮基本参数.....	16
4.2 差速器齿轮尺寸汇总.....	18
4.3 强度计算.....	19
第五章 半轴的设计.....	20
5.1 计算载荷的确定.....	20
5.2 半浮式半轴的强度计算.....	20
5.3 半轴花键的选择.....	21
5.4 半轴花键的强度计算.....	21
结 论.....	25
参考文献.....	26

第一章 前言

1.1 背景

多元化是中国汽车市场的一大特点。同时，国民经济的发展离不开汽车工业的发展。2012 年至今，中国汽车市场进入繁荣阶段，汽车年产量增长 20%。这种增长速度属于井喷型。如今，我国汽车产量已居世界第一，而此后的增速也在意料之中，并逐步进入平稳增长期。目前，面对国内外汽车行业的复杂环境，依靠中美汽车市场的支持，一些知名汽车品牌并没有受到太大的影响，但这种情况不能一直保持下去。

目前，国产轿车的总体设计制造水平比欧洲轿车和日本轿车落后很多，这是一个普遍存在的事实。突出表现车身、底盘和发动机。缺乏优秀产品，过度抄袭他国品牌。国内大品牌都是与国外合资，利用别人的技术。国产车低价高配来吸引消费者。国内汽车新星，如奇瑞、华晨、一汽红旗等。质量不断提高。

1.2 设计参数

原始数据：

总质量 kg	1735	发动机最大功率 kw	125
驱动桥载荷 kg	867.5	发动机最大转速 rpm	5000
轮胎型号	215/50R17	发动机最大扭矩 Nm	250
最大爬坡%	30	最高时速 km/h	225

1.3 设计任务

为给定的基本参数设计汽车驱动桥，包括但不限于设计主减速器、差速器、半轴和桥壳等；绘制总成装配图和部分零件图。

第二章 结构形式

2.1 驱动桥形式

驱动桥的结构形式与驱动车轮的悬架形式密切相关。当采用非独立悬架时，驱动桥应为整体式，即驱动桥壳是一根链接左右驱动车轮的刚性空心梁，二主减速器、差速器及车轮传动装置都装在它里面。当采用独立悬架时，为保证运动协调，驱动桥应为断开式。这种驱动桥无刚性外壳，主减速器及其壳体装在车架或者车身上，两侧驱动车轮则与车架或车身作为弹性联系，并可彼此独立地分别相对于车架或车身做上下摆动，车轮传动装置采用万向节传动。为了防止运动干涉，应采用滑动花键轴或一种允许两轴能有适量轴向移动的万象传动机构。

考虑到本次设计的车型参数，选用断开式驱动桥。

2.1 主减速器

主减速器的结构形式，主要是根据其齿轮类型、主动齿轮和从动齿轮的安装方法。

(1) 齿轮的类型在现代汽车驱动桥中，主减速器采用得最广泛的是螺旋锥齿轮和双曲面齿轮。

(2) 主动锥齿轮的支承形式及安装方式的选择，现在汽车主减速器主动锥齿轮的支承形式有如下两种：

① 悬臂式 悬臂式支承结构如图所示，其特点是在锥齿轮大端一侧采用较长的轴径，其上安装两个圆锥滚子轴承。为了减小悬臂长度 a 和增加两端的距离 b ，以改善支承刚度，应使两轴承圆锥滚子向外。悬臂式支承结构简单，支承刚度较差，多用于传递转矩较小的轿车、轻型货车的单级主减速器及许多双级主减速器中。

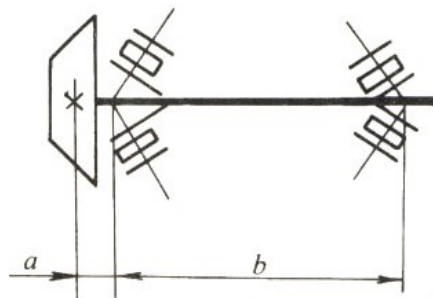


图 2-1 锥齿轮悬臂式支承

② 骑马式 骑马式支承结构如图所示，其特点是在锥齿轮的两端均有轴承支承，这样可大大增加支承刚度，又使轴承负荷减小，齿轮啮合条件改善，在需要传递较大

转矩情况下，最好采用骑马式支承。

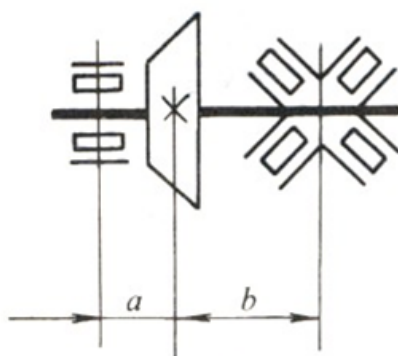


图 2-2 主动锥齿轮骑马式支承

(3) 从动锥齿轮的支承方式和安装方式的选择，从动锥齿轮的两端支承多采用圆锥滚子轴承，安装时应使它们的圆锥滚子大端相向朝内，而小端相向朝外。为了防止从动锥齿轮在轴向载荷作用下的偏移，圆锥滚子轴承应用两端的调整螺母调整。主减速器从动锥齿轮采用无辐式结构并用细牙螺钉以精度较高的紧配固定在差速器壳的凸缘上。

(4) 主减速器的轴承预紧及齿轮啮合调整，支承主减速器的圆锥滚子轴承需预紧以消除安装的原始间隙、磨合期间该间隙的增大及增强支承刚度。分析可知，当轴向力于弹簧变形呈线性关系时，预紧使轴向位移减小至原来的 $1/2$ 。预紧力虽然可以增大支承刚度，改善齿轮的啮合和轴承工作条件，但当预紧力超过某一理想值时，轴承寿命会急剧下降。主减速器轴承的预紧值可取为以发动机最大转矩时换算所得轴向力的 30%。主动锥齿轮轴承预紧度的调整采用套筒与垫片，从动锥齿轮轴承预紧度的调整采用调整螺母。

主减速器的减速形式的选择，主减速器的减速形式分为单级减速、双级减速、单级贯通、双级贯通、主减速及轮边减速等。按主减速比的变化可分为单速主减速器和双速主减速器两种。减速形式的选择与汽车的类型及使用条件有关，有时也与制造厂的产品系列及制造条件有关，但它主要取决于由动力性、经济性等整车性能所要求的主减速比 i_0 的大小及驱动桥下的离地间隙、驱动桥的数目及布置形式等。通常单极减速器用于主减速比 $i_0 \leq 7$ 的各种中小型汽车上，双级主减速器的传动比一般为 7-12。

结合本次设计的车型参数。本设计选用单级主减速器、主动锥齿轮悬臂式支承，从动锥齿轮两端采用圆锥滚子轴承。

2.2 差速器

根据汽车行驶运动学的要求和实际的车轮、道路以及它们之间的相互联系表明：汽车在行驶过程中左右车轮在同一时间内所滚过的行程往往是有差别的。例如，拐弯时外侧车轮行驶总要比内侧长。即使汽车作直线行驶，也会由于左右车轮在同一时间内所滚过的路面垂向波形的不同，或由于左右车轮轮胎气压、轮胎负荷、胎面磨损程度的不同以及制造误差等因素引起左右车轮外径不同或滚动半径不相等而要求车轮行程不等。在左右车轮行程不等的情况下，如果采用一根整体的驱动车轮轴将动力传给左右车轮，则会由于左右车轮的转速虽然相等而行程却又不同的这一运动学上的矛盾，引起某一驱动车轮产生滑转或滑移。这不仅会是轮胎过早磨、无益地消耗功率和燃料及使驱动车轮轴超载等，还会因为不能按所要求的瞬时中心转向而使操纵性变坏。此外，由于车轮与路面间尤其在转弯时有大的滑转或滑移，易使汽车在转向时失去抗侧滑能力而使稳定性变坏。为了消除由于左右车轮在运动学上的不协调而产生的这些弊病，汽车左右驱动轮间都有差速器，后者保证了汽车驱动桥两侧车轮在行程不等时具有以下不同速度旋转的特性，从而满足了汽车行驶运动学的要求。

差速器的结构型式选择，应从所设计汽车的类型及其使用条件出发，以满足该型汽车在给定的使用条件下的使用性能要求。

差速器的结构型式有多种，大多数汽车都属于公路运输车辆，对于在公路上和市区行驶的汽车来说，由于路面较好，各驱动车轮与路面的附着系数变化很小，因此几乎都采用了结构简单、工作平稳、制造方便、用于公路汽车也很可靠的普通对称式圆锥行星齿轮差速器，作为安装在左、右驱动车轮间的所谓轮间差速器使用；对于经常行驶在泥泞、松软土路或无路地区的越野汽车来说，为了防止因某一侧驱动车轮滑转而陷车，则可采用防滑差速器。后者又分为强制锁止式和自然锁止式两类。自锁式差速器又有多种结构式的高摩擦式和自由轮式的以及变传动比式的。

本设计选用普通对称式圆锥行星齿轮差速器。

2.3 半轴

驱动车轮的传动装置位于汽车传动系的末端，其功用是将转矩由差速器半

轴齿轮传给驱动车轮。在断开式驱动桥和转向驱动桥中，驱动车轮的传动装置包括半轴和万向接传动装置且多采用等速万向节。在一般非断开式驱动桥上，驱动车轮的传动装置就是半轴，这时半轴将差速器半轴齿轮与轮毂连接起来。在装有轮边减速器的驱动桥上，半轴将半轴齿轮与轮边减速器的主动齿轮连接起来。

半浮式半轴的结构特点是半轴外端支撑轴承位于半轴套管外端的内孔，车轮装在半轴上。除传递扭矩外，其外端还承受由路面对车轮的反力所引起的大部分力和力矩。具有结构简单、质量小、尺寸紧凑、造价低廉等优点。主要用于质量较小，使用条件好，承载负荷也不大的轿车和轻型载货汽车。

3/4 浮式半轴的结构特点是半轴外端仅有一个轴承并装在驱动桥壳半轴套管的端部，直接支撑着车轮轮毂，而半轴则以其端部凸缘与轮毂用螺钉联接。该形式半轴受载荷情况与半浮式相似只是载荷有所减轻，一般用在轿车和轻型货车上。

全浮式半轴的结构特点是半轴外端的图元用螺钉和轮毂相联，而轮毂又借用两个圆锥滚子轴承支撑在驱动桥壳的半轴套管上。理论上来说，半轴只承受扭矩，作用于驱动轮上的反力和弯矩全由桥壳承受。由于桥壳变形、轮毂和差速器半轴齿轮不同心、半轴法兰平面相对其轴线不垂直等因素，会引起半轴的弯曲变形，由此引起的弯曲应力为 5-70Mpa。全浮式半轴主要用于中、重型货车上。

结合本次设计的车型参数，本设计选用半浮式半轴。

2.4 桥壳

驱动桥桥壳是汽车上的主要零件之一，非断开式驱动桥的桥壳起着支承汽车荷重的作用，并将载荷传给车轮。作用在驱动车轮上的牵引力、制动力、侧向力和垂向力也是经过桥壳传到悬挂及车架或车厢上。因此桥壳既是承载件又是传力件，同时它又是主减速器、差速器及驱动车轮传动装置（如半轴）的外壳。

在汽车行驶过程中，桥壳承受繁重的载荷，设计时必须考虑在动载荷下桥壳有足够的强度和刚度。为了减小汽车的簧下质量以利于降低动载荷、提高汽车的行驶平顺性，在保证强度和刚度的前提下应力求减小桥壳的质量。桥壳还应结构简单、制造方便以利于降低成本。其结构还应保证主减速器的拆装、调整、维修和保养方便。在选择桥壳的结构型式时，还应考虑汽车的类型、使用要求、制造条件、材料供应等。

可分式桥壳由一个垂直接合面分为左右两部分，两部分通过螺栓链接成一体。每一部分均由一制造壳体和—个压入其外端的半轴套管组成，轴管和壳体用铆钉连接，这种壳体结构简单，制造工艺性好，主减速器支撑刚度好。但拆装、调整、维修很不方便，桥壳的强度和刚度受结构限制，曾用于轻型汽车上，现在已经很少使用。

整体式桥壳的特点是整个桥壳是一个空心梁，桥壳和主减速器壳为两体。它具有强度和刚度较大，主减速器拆装、调整方便等优点。按制造工艺不同，整体式桥壳可分为铸造式、钢板冲压焊接式和扩张形式三种。铸造式桥壳的强度和刚度较大，但质量大，加工面多，制造工艺复杂，主要用于中重型货车上。钢板冲压焊接和扩张成型的桥壳质量小，材料利用率高，制造成本低，适于大量生产，广泛应用于轿车和中小型货车及部分重型货车上。

组合式桥壳是将主减速器壳与部分桥壳铸为一体，而后用无缝钢管分别压入壳体两端，两者间用塞焊或销钉固定。他的优点是从动齿轮轴承的支承刚度较好，主减速器的装配、调整比可分式桥壳方便，然而要求有较高的加工精度，常用于轿车、轻型货车中。

结合本次设计的车型参数，由于选择的是断开式驱动桥因此没有桥壳。

第三章 主减速器设计

3.1 传动比计算

在选择驱动桥主减速器传动比 i_0 时, 首先可根据汽车的最高车速、发动机参数、车轮参数来确定, 其值可按下式计算:

$$i_0 = 0.377 \frac{r n_v}{v_{\max} i_g} = 0.377 \times \frac{0.323 \times 5000}{225 \times 1} = 4.500$$

式中:

v_{\max} -- 汽车的最高车速, 已知 225km/h;

n_v -- 最高车速时发动机的转速, 5000r/min;

r -- 车轮静半径, $r=0.323\text{m}$.

在确定变速器一档传动比 i_{g1} 时, 需要考虑驱动条件和附着条件。为了满足驱动条件, 其值应符合下式子:

$$i_{g1} \geq \frac{m_a g (f \cos i_{\max} + \sin i_{\max}) r}{T_{\text{emax}} i_0 \eta_T} = \frac{1735 \times 10 \times (0.012 \times \cos 16.70 + \sin 16.70) \times 0.323}{250 \times 4.500 \times 0.849} = 1.75$$

式中:

i_{\max} -- 最大爬坡度, $i_{\max}=16.70^\circ$

f -- 滚动阻力系数, 取 0.012

η_T -- 传动系效率, 0.849

同时一档传动比还应满足:

$$i_{g1} \leq \frac{m_a g \Phi r}{T_{\text{emax}} i_0 \eta_T} = \frac{1735 \times 10 \times 0.85 \times 0.323}{250 \times 4.500 \times 0.849} = 4.99$$

Φ -- 道路附着系数, 取 0.8.

本次设计取 $i_{g1}=4.628$.

3.2 计算载荷

1、按发动机最大转矩和最低挡传动比确定从动锥齿轮的计算转矩 T_{ce}

从动锥齿轮计算转矩 T_{ce}

$$T_{ce} = \frac{k_d T_{em1} k_i i_1 i_f i_0 \eta}{n} = \frac{1 \times 250 \times 1.5 \times 4.628 \times 1 \times 4.500 \times 0.86}{1} = 6716.28 \text{ Nm}$$

式中:

T_{em1} —发动机最大转矩; $T_{em1} = 250 \text{ Nm}$

n —计算驱动桥数, 1;

i_1 —为变速器 1 挡传动比 4.628 ;

η —发动机到万向轴传动效率, 取 $\eta = 0.86$;

k —液力变矩器变距关系, $k = [(k_0 - 1) / 2] + 1$, k_0 最大变距系数取 2, 因此 $k = 1.5$;

i_0 —主减速比 4.500 ;

i_f —分动器传动比, 取 1;

k_d —动载系数, 取 1

2、按驱动轮打滑转矩确定从动锥齿轮的计算转矩 T_{cs}

$$T_{cs} = \frac{G_2 m'_2 \phi r}{i_m \eta_m} = \frac{8675 \times 1.3 \times 0.85 \times 0.323}{1 \times 0.96} = 3225.25 \text{ Nm}$$

式中: G_2 —驱动桥载荷 8675N;

m'_2 —后轴负荷转移系数, 取 1.3;

ϕ —附着系数, 取 0.85

r —车轮的滚动半径为 0.323m;

i_m 、 η_m —主减速器从动锥齿轮到驱动车轮之间的传动比和传动效率, 分别取 1 和 0.96.

3、按汽车日常行驶平均转矩确定从动锥齿轮的计算转矩 T_{cf}

对于公路车辆来说, 使用条件较非公路车辆稳定, 其正常持续的转矩根据所谓的平均牵引力的值来确定:

$$T_{cf} = \frac{F_r r}{i_m \eta_m n} = \frac{5625.56 \times 0.323}{1 \times 0.96 \times 1} = 1892.77 \text{ Nm}$$

式中: F_r —日常汽车行驶平均牵引力;

按照日常行驶 80km/h 计算, 车轮换算 $v = 22.22 \text{ m/s}$ 。

$$F_r = \frac{P}{V} = \frac{125}{22.22} \times 1000 = 5625.56N$$

3.3 主减速器基本参数

主减速器锥齿轮的主要参数有主、从动齿轮的齿数 z_1 和 z_2 、从动锥齿轮大端分度圆直径 D_2 、端面模数 m_t 、主从动锥齿轮齿面宽 b_1 和 b_2 、中点螺旋角 β 、法向压力角 α 等。

1、主、从动锥齿轮齿数 z_1 和 z_2

选择主、从动锥齿轮齿数时应考虑如下因素：

(1) 为了磨合均匀， z_1 ， z_2 之间应避免有公约数。

(2) 为得到理想齿面重合度和高轮齿弯曲强度，主、从动齿轮齿数和不少于 40。

(3) 为了啮合平稳，噪声小和具有高的疲劳强度 z_1 一般不小于 6。

(4) 主传动比 i_0 较大时， z_1 尽量取得小一些，以便得到满意的离地间隙。

(5) 对于不同的主传动比， z_1 和 z_2 应有适宜的搭配。

根据以上要求，这里取 $z_1=15$, $z_2=68$ 。

2、从动锥齿轮大端分度圆直径 D_2 和端面模数 m_t

对于单级主减速器，增大尺寸 D_2 会影响驱动桥壳的离地间隙，减小 D_2 会影响悬置式主动齿轮的前支承座的安装空间和差速器的安装。

D_2 可根据经验公式初选，即

$$D_2 = K_{D2} \sqrt[3]{T_c} = 13 \times \sqrt[3]{3225.25} = 192.07 \text{ mm}$$

式中：

K_{D2} —直径系数，一般取 13.0~16.0，取 13

T_c —从动锥齿轮的计算转矩， $N \cdot m$ ，为 T_{ce} 和 T_{cs} 中的较小者。

计算 $m_t = D_2 / z_2 = 2.82 \text{ mm}$ ，同时 m_t 还应满足：

$$m_t \geq K_m \sqrt[3]{T_c} = 0.3 \times \sqrt[3]{3225.25} = 4.43 \text{ mm}$$

式中：

K_m —模数系数，0.3~0.4，取 0.3

选 $m_t=4.5$ ， $D_2=306\text{mm}$ 。

3、主、从动锥齿轮齿面宽 b

锥齿轮齿面过宽并不能增大齿轮的强度和寿命,反而会导致因锥齿轮轮齿小端齿沟变窄引起的切削刀头顶面过窄及刀尖圆角过小,这样不但会减小了齿根圆角半径,加大了集中应力,还降低了刀具的使用寿命。此外,安装时有位置偏差或由于制造、热处理变形等原因使齿轮工作时载荷集中于轮齿小端,会引起轮齿小端过早损坏和疲劳损伤。另外,齿面过宽也会引起装配空间减小。但齿面过窄,轮齿表面的耐磨性和轮齿的强度会降低。

对于汽车主减速器圆弧齿轮推荐采用:

$B_2=0.155D_2=48\text{mm}$ 为满足齿轮强度要求在此取 48mm , B_1 比 B_2 大 10% 。取 $B_1=53\text{mm}$ 。

4、中点螺旋角 β

螺旋角沿齿宽是变化的,轮齿大端的螺旋角最大,轮齿小端螺旋角最小。弧齿锥齿轮副的中点螺旋角是相等的,选 β 时应考虑它对齿面重合度 ε , 轮齿强度和轴向力大小的影响, β 越大, 则 ε 也越大, 同时啮合的齿越多, 传动越平稳, 噪声越低, 而且轮齿的强度越高, ε 在 $1.5\sim 2.0$ 时效果最好, 但 β 过大, 会导致轴向力增大。

汽车主减速器弧齿锥齿轮的平均螺旋角为 $35^\circ \sim 40^\circ$, 轿车选用较大的 β 以保证较大的齿面重合度, 火车选用较小的 β 以防止轴向力过大。结合本次设计车型参数, 螺旋角 β 选 39° 。

5、螺旋方向

主、从动锥齿轮的螺旋方向是相反的。螺旋方向与锥齿轮的旋转方向影响其所受的轴向力的方向。当变速器挂前进挡时, 应使主动锥齿轮的轴向力离开锥顶方向。这样可使主、从动齿轮有分离的趋势, 防止轮齿因卡死而损坏。

所以主动锥齿轮选择为左旋, 从锥顶看为逆时针运动, 这样从动锥齿轮为右旋, 从锥顶看为顺时针, 驱动汽车前进。

6、法向压力角

法向压力角大一些可以提高齿轮的强度, 减少齿轮不产生根切的最小齿数, 但对于尺寸小的齿轮, 大压力角易使齿顶变尖及刀尖宽度过小, 并使齿轮的端面重合度下降。轿车通常选取 19° 或 20° , 货车通常选取的 α 为 20° 或 $22^\circ 30'$ (22.5°)。结合本次设计车型参数, 取 $\alpha = 20^\circ$ 。

3.4 锥齿轮尺寸汇总

项目	计算公式	计算结果
主动齿轮齿数	Z_1	15
从动齿轮齿数	Z_2	68
端面模数	m	4.5
齿面宽	B	$B_1=53, B_2=48$
法向压力角	α	$\alpha = 20^\circ$
轴交角	Σ	$\Sigma = 90^\circ$
分度圆直径	$d = mz$	$d_1=67.5, d_2=306$
分锥角	$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}$ $\gamma_2 = 90 - \gamma_1$	$\gamma_1=12.44^\circ, \gamma_2=77.56^\circ$
节锥距	$A_0 = \frac{d_1}{2\sin\gamma_1} = \frac{d_2}{2\sin\gamma_2}$	$A_0=156.68$
齿顶圆直径	$d_a = d + 2h_a\gamma$	$d_{a1}=76.50, d_{a2}=315.00$
螺旋角	β	39°
齿顶高	$h_a = m$	4.5
齿根高	$h_f = 1.25m$	5.4
齿根角	$\theta_f = \arctan \frac{h_f}{R}$	1.97°
顶锥角	$\theta_a = \gamma + \theta_f$	$\theta_{a1}=14.41^\circ, \theta_{a2}=79.53^\circ$
根锥角	$\theta_f = \gamma - \theta_f$	$\theta_{f1}=10.47^\circ, \theta_{f2}=75.59^\circ$

表 3-1 锥齿轮参数表

3.5 强度计算

在选好主减速器齿轮的主要参数后，应根据所选的齿形计算锥齿轮的几何尺寸，对其强度进行计算，以保证其有足够的强度和寿命。在进行强度计算之前应首先了解齿轮的破坏形式及其影响因素。

1、单位齿长圆周力

在汽车主减速器齿轮的表面耐磨性，

按发动机最大转矩计算时：

$$P = \frac{2k_d T_{\text{emax}} k_i g_i \eta}{n D_1 b_2} \times 10^3 = \frac{2 \times 1 \times 250 \times 1.5 \times 4.628 \times 1 \times 0.86}{1 \times 67.5 \times 48} \times 10^3 = 921.30 \text{ Nmm} - 1 \quad (3-1)$$

式中：

T_{emax} —发动机输出的最大转矩，在此取 250Nm；

i_g —变速器的传动比，按照 1 档计算 4.628；

D_1 —主动齿轮节圆直径，在此取 67.5mm。

按驱动轮打滑的转矩计算时：

$$P = \frac{2G_2 m_2^2 \phi r}{D_2 b_2 i_m \eta_m} \times 10^3 = \frac{2 \times 8675 \times 1.3 \times 0.85 \times 0.323}{306 \times 48 \times 1 \times 0.96} \times 10^3 = 439.17 \text{ Nmm} - 1 \quad (3-2)$$

	一档按发动机最大转矩 计算时的 [p]/Nmm-1	按驱动轮打滑转矩计算 时的 [p]/Nmm-1
轿车	893	893
货车	1429	1429

表 3-2 单位圆周力的许用值

根据计算结果对比表格要求可知单位齿长圆周力符合要求。

2、齿轮弯曲强度

锥齿轮轮齿的齿根弯曲应力为：

$$\sigma_w = \frac{2T_c k_0 k_s k_m}{k_v m^2 b z j} \times 10^3 \quad (3-3)$$

式中

σ_w —锥齿轮轮齿的齿根弯曲应力，MPa；

T_c —齿轮的计算转矩 3225.25 Nm

k_0 —过载系数，一般取 1；

k_s —尺寸系数，当端面模数 $\geq 1.6\text{mm}$ 时， $k_s = (m_t/25.4)^{0.25}$ ，此处取 $k_s = 0.65$

k_m —齿面载荷分配系数，取 $k_m = 1$ ；

k_v —质量系数，取 1；

b —所计算的齿轮齿面宽主动齿轮 53，从动齿轮 48；

J —齿轮的轮齿弯曲应力综合系数， $J=0.165$ 。对于从动齿轮 $J=0.2252$ ；

当按 $T_c=\min[T_{ce}, T_{cs}]=3225.25 \text{ Nm}$ 中较小的一个计算时，对于主动齿轮还要进行换算，换算关系如下：

$$T_z = \frac{T_c}{i_0 \eta_G} = \frac{3225.25}{4.500 \times 0.95} = 754.44 \text{ Nm} \quad (3-4)$$

式中

η_G —主减速器传动效率，0.95；

将各参数代入式，有：

主动：

$$\sigma_w = \frac{2T_z k_0 k_s k_m}{k_v m^2 b z J} \times 10^3 = \frac{2 \times 754.44 \times 1 \times 0.65 \times 1}{1 \times 4.5^2 \times 53 \times 15 \times 0.165} \times 10^3 = 368.53 \text{ Mpa} \quad (3-5)$$

从动：

$$\sigma_w = \frac{2T_c k_0 k_s k_m}{k_v m^2 b z J} \times 10^3 = \frac{2 \times 3225.25 \times 1 \times 0.65 \times 1}{1 \times 4.5^2 \times 48 \times 68 \times 0.2252} \times 10^3 = 281.15 \text{ Mpa} \quad (3-6)$$

当按 T_{ce} ， T_{cs} 中较小的一个计算时，汽车主减速器齿轮的弯曲应力应该小于 700MPa；轮齿弯曲强度满足要求。

3、轮齿接触强度

锥齿轮轮齿的齿面接触应力为：

$$\sigma_J = \frac{c_p}{d_1} \sqrt{\frac{2T_z k_0 k_s k_m k_f}{k_v b J}} \times 10^3 = \frac{232.6}{67.5} \sqrt{\frac{2 \times 754.44 \times 1 \times 0.65 \times 1 \times 1}{1 \times 48 \times 0.165}} \times 10^3 = 1211.49 \text{ Mpa} \quad (3-7)$$

式中：

σ_J —锥齿轮轮齿的齿面接触应力，MPa；

d_1 —主动锥齿轮大端分度圆直径， $d_1=67.5\text{mm}$

b —主、从动锥齿轮齿面宽较小值； $b=48\text{mm}$

k_f —齿面品质系数，取 1；

c_p —综合弹性系数，对于钢制齿轮副取 232.6Nmm；

J—齿面接触强度的综合系数，取 0.165；

T_z —主动锥齿轮计算转矩 754.44 Nm

主、从动齿轮的接触应力式相同的。当按 T_{ce} ， T_{cs} 两者中之较小者计算时，接触应力应该小于 2800MPa。轮齿接触应力满足要求。

3.6 输入轴直径的计算

前面已知主减速器主动齿轮即输入轴的计算转矩为， $T_z=754.44$ Nmm。

先初步估算轴的最小直径。选取轴的材料为 40Cr（调质），硬度为 280HBW，根据表，取 $A_0=110$ ，于是得

$$d_{\min} \geq 17.2 \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_p}} \geq 17.2 \times \sqrt[3]{\frac{754.44}{55}} = 41.17 \text{ mm} \quad (3-8)$$

式中：

T—输入轴的计算转矩，754.44 Nm。

τ_p —需用扭转切应力，按照下表选取为 55Mpa。

材料	Q235-A,20	Q275,35	45	1Cr18Ni9Ti	40Cr, 35SiMn, 42SiMn, 40MnB, 38SiMnMo, 3Cr13
τ_p	15-25	20-35	25-45	15-25	35-55

表 3-3 扭转切应力许用值

3.6 主减速器轴承计算

锥齿轮在工作过程中，相互啮合的齿面上作用的有一法向力。该法向力可分解为沿齿轮切线方向的圆周力、沿齿轮轴线方向的轴向力及垂直于齿轮轴线的径向力。

齿宽中点的圆周力为

$$F = \frac{2T}{D_{m2}} = \frac{2 \times 3225247.53}{259.13} = 24893.19 \text{ N} \quad (3-9)$$

式中

T-作用在从动齿轮上的转矩

D_{m2} -为从动齿轮齿宽中点处的分度圆直径，由下式确定

$$D_{m2} = D_2 - b_2 \sin \gamma_2 = 306 - 48 \times \sin 77.56 = 259.13 \text{ mm} \quad (3-10)$$

式中

D_2 -为从动齿轮大端分度圆直径

b_2 -从动齿轮齿面宽

γ_2 -从动齿轮的节锥角

对于弧形锥齿轮副，作用在主从东齿轮上的圆周力是相等的。

根据前面主减速器齿轮的设计，已知主动齿轮是右旋，螺旋方向顺时针，从动齿轮左旋螺旋方向逆时针。计算主动齿轮的轴向力

$$F_{az} = \frac{F}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \gamma - \sin \beta \cos \gamma) = \frac{24893.19}{\cos 39} (\tan 20 \sin 14.41 - \sin 39 \cos 14.41) = -16621.60 \text{ N} \quad (3-11)$$

式中

γ -在计算主动齿轮受力时用顶锥角，在计算从动齿轮受力时用根锥角。

计算从动齿轮的轴向力

$$F_{ac} = \frac{F}{\cos \beta} (\tan \alpha \sin \gamma - \sin \beta \cos \gamma) = \frac{24893.19}{\cos 39} (\tan 20 \sin 75.59 - \sin 39 \cos 75.59) = 16309.30 \text{ N} \quad (3-12)$$

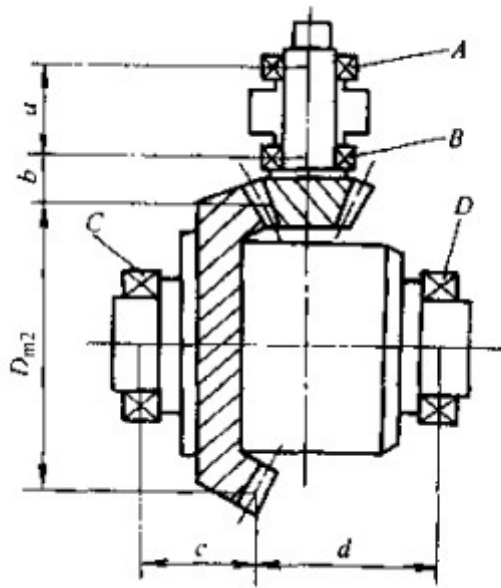
计算主动齿轮的径向力

$$F_{Rz} = \frac{F}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \gamma + \sin \beta \sin \gamma) = \frac{24893.19}{\cos 39} (\tan 20 \cos 14.41 + \sin 39 \sin 14.41) = 16309.30 \text{ N} \quad (3-13)$$

计算从动齿轮的径向力

$$F_{Rc} = \frac{F}{\cos \beta} (\tan \alpha \cos \gamma - \sin \beta \sin \gamma) = \frac{24893.19}{\cos 39} (\tan 20 \cos 75.59 - \sin 39 \sin 75.59) = -16621.60 \text{ N} \quad (3-14)$$

当锥齿轮的齿面上的受力计算确定好之后，根据主减速器齿轮轴承的布置尺寸，即可求出轴承所受的载荷。



根据前面计算的输入轴轴径 $d_{\min}=41.17$ ，选轴承端的直径为 45mm，输入轴圆锥滚子轴承型号 30209， $d=45\text{mm}$ ， $D=85\text{mm}$ ， $T=20.75\text{mm}$ ， $B=19\text{mm}$ ， $C_r=67.8$ ， $C_{or}=83.5$ ， $\alpha=18.6$

主减速器左右圆锥滚子轴承选为 30210，
 $d=50\text{mm}$ ， $D=90\text{mm}$ ， $T=21.75\text{mm}$ ， $B=20\text{mm}$ ， $C_r=73.2$ ， $C_{or}=92$ ， $\alpha=20$

根据上面简图结合绘图结构，初步设计
 $a=44\text{mm}$ ， $b=58\text{mm}$ ， $c=105.6810285\text{mm}$ ， $d=162.3810285\text{mm}$ 。

轴承 A 的径向力

$$F_1 = \sqrt{\left[\frac{F(a+b)}{a}\right]^2 + \left[\frac{F_{Rz}(a+b)}{a} - \frac{F_{az}D_{m1}}{2a}\right]^2} =$$

$$\sqrt{\left[\frac{24893.19 \times (44+58)}{44}\right]^2 + \left[\frac{16309.30 \times (44+58)}{44} - \frac{-16621.60 \times 56.08}{2 \times 44}\right]^2} = 75317.67 \text{ N} \quad (3-15)$$

轴承 A 的轴向力

$$F_2 = F_{az} = -16621.60 \text{ N}$$

轴承 B 径向力

$$F_3 = \sqrt{\left(\frac{Fb}{a}\right)^2 + \left(\frac{F_{Rz}b}{a} - \frac{F_{az}D_{m1}}{2a}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{24893.19 \times 58}{44}\right)^2 + \left(\frac{16309.30 \times 58}{44} - \frac{-16621.60 \times 56.08}{2 \times 44}\right)^2} = 45897.95 \text{ N} \quad (3-16)$$

轴承 B 的轴向力

$$F_4=0$$

轴承 C 的径向力

$$F_5 = \sqrt{\left(\frac{F_d}{c+d}\right)^2 + \left(\frac{F_{Rcd}}{c+d} + \frac{F_{ac}D_{m2}}{2(c+d)}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{24893.19 \times 162.3810285}{105.6810285 + 162.3810285}\right)^2 + \left(\frac{-16621.60 \times 162.3810285}{105.6810285 + 162.3810285} + \frac{16309.30 \times 259.13}{2(105.6810285 + 162.3810285)}\right)^2} =$$

$$15236.88 \text{ N} \quad (3-17)$$

轴承 C 的轴向力

$$F_6 = F_{ac} = 16309.30 \text{ N}$$

轴承 D 的径向力

$$F_7 = \sqrt{\left(\frac{F_c}{c+d}\right)^2 + \left(\frac{F_{Rc}}{c+d} - \frac{F_{ac}D_{m2}}{2(c+d)}\right)^2} =$$

$$\sqrt{\left(\frac{24893.19 \times 105.6810285}{105.6810285 + 162.3810285}\right)^2 + \left(\frac{-16621.60 \times 105.6810285}{105.6810285 + 162.3810285} - \frac{16309.30 \times 259.13}{2(105.6810285 + 162.3810285)}\right)^2} =$$

$$17455.77 \text{ N} \quad (3-18)$$

轴承 D 的轴向力

$$F_8=0$$

按照下式分别计算 ABCD 四个轴承的当量动载荷

$$P = XF_r + YF_a$$

式中

X-镜像载荷系数

Y-轴向载荷系数

F_r -轴承的径向载荷

F_a -轴承的轴向载荷

	e	Fa/Fr > e		Fa/Fr ≤ e	
		X	Y	X	Y
圆锥滚子轴承	1.5tan α	0.4	0.4tan α	1	0

表 3-3 轴承轴/径向系数

轴承寿命按照下式计算

$$L_h = \frac{1000000}{60n} \left(\frac{f_t C}{P} \right)^3 \quad (3-19)$$

式中

f_t -温度系数取 1

n -齿轮转速

可以查的各个轴承的 X、Y 及当量载荷的计算如下表

	A	B	C	D
e	0.50	0.50	0.55	0.55
Fr (N)	75317.67	45897.95	15236.88	17455.77
Fa (N)	16621.60	0.00	16309.30	0.00
Fa/Fr	0.22	0.00	1.07	0.00
X	1	1	0.4	1
Y	0	0	0.145588094	0
P (N)	75317.67	45897.95	8469.19	17455.77
C(KN)	67.8	67.8	73.2	73.2
n (rpm)	1080.40	1080.40	240.09	240.09
Lh (h)	11252.89	49724.99	44821.39	5119.11

表 3-4 轴承寿命计算表

第四章 差速器齿轮计算

4.1 差速器齿轮基本参数

1、行星齿轮数目的选择

采用 4 个行星齿轮。

2、行星齿轮球面半径 R_B 的确定

圆锥行星齿轮差速器的结构尺寸，通常取决于行星齿轮的背面的球面半径 R_B ，它就是行星齿轮的安装尺寸，实际上代表了差速器圆锥齿轮的节锥距，因此在一定程度上也表征了差速器的强度。

球面半径 R_B 可按如下的经验公式确定：

$$R_B = K_B \sqrt[3]{T_C} = 2.5 \times \sqrt[3]{3225.25} = 36.94 \text{ mm} \quad (4-1)$$

式中： K_B —行星齿轮球面半径系数，取 2.5；

T_C —计算转矩，取 T_{ce} 和 T_{cs} 的较小值，3225.25 Nm.

根据上式 $R_B=36.94 \text{ mm}$ 取整 $R_B=42\text{mm}$ ，所以预选其节锥距 $A_0=0.98\sim 0.99R_B$ ，取 $A_0=41\text{mm}$ 。

3、行星齿轮与半轴齿轮的选择

为了获得较大的模数从而使齿轮有较高的强度，应使行星齿轮的齿数尽量少。但一般不少于 10。半轴齿轮的齿数采用 14~25，大多数汽车的半轴齿轮与行星齿轮的齿数比 z_1/z_2 在 1.5~2.0 的范围内。

差速器的各个行星齿轮与两个半轴齿轮是同时啮合的，因此，在确定这两种齿轮齿数时，应考虑它们之间的装配关系，在任何圆锥行星齿轮式差速器中，左右两半轴齿轮的齿数 z_{2L} ， z_{2R} 之和必须能被行星齿轮的数目所整除，以便行星齿轮能均匀地分布于半轴齿轮的轴线周围，否则，差速器将无法安装，即应满足的安装条件为：

$$\frac{z_{2L}+z_{2R}}{n} = I \quad (4-2)$$

式中：

z_{2L} ， z_{2R} —左右半轴齿轮的齿数，对称式圆锥齿轮差速器， $z_{2L}=z_{2R}$ ；

n —行星齿轮数目，取 4；

I—任意整数。

在此选取 $z_1=16$, $z_2=24$ 满足以上要求。

4、差速器圆锥齿轮模数及半轴齿轮节圆直径的初步确定

首先初步求出行星齿轮与半轴齿轮的节锥角 γ_1 , γ_2

$$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} = \arctan \frac{16}{24} = 33.69^\circ \quad (4-3)$$

则

$$\gamma_2 = 90 - \gamma_1 = 56.31^\circ \quad (4-4)$$

再按下式初步求出圆锥齿轮的大端端面模数 m

$$m = \frac{2A_0}{z_1} \sin \gamma_1 = \frac{2 \times 41}{16} \sin 33.69 = 2.84 \quad (4-5)$$

由于强度的要求在此取 $m=3\text{mm}$, 则节锥距 $A_0=43.27\text{mm}$ 。

5、压力角 α

目前, 汽车差速器的齿轮大都采用 22.5° 的压力角, 齿高系数为 0.8。最小齿数可减少到 10, 并且在小齿轮 (行星齿轮) 齿顶不变尖的条件下, 还可以由切向修正加大半轴齿轮的齿厚, 从而使行星齿轮与半轴齿轮趋于等强度。由于这种齿形的最小齿数比压力角为 20° 的少, 故可以用较大的模数以提高轮齿的强度。在此选 20° 的压力角。

行星齿轮轴的直径 d 为

$$d = \sqrt{\frac{T_c \times 1000}{1.3[\sigma_\tau] n r_d}} = \sqrt{\frac{3225.25 \times 1000}{1.3 \times 98 \times 4 \times 41}} = 12.42 \text{ mm} \quad (4-6)$$

取整 $d=13\text{mm}$ 。

式中

T_c —差速器传递转矩, 3225.25 Nm

$[\sigma_\tau]$ —支撑面许用挤压应力, 取 98Mpa。

n —行星齿轮数, 取 4。

r_d —行星齿轮支撑面中点到锥顶的距离, 约为半轴齿轮齿宽中点处平均半径的一半, 取 41mm。

4.2 差速器齿轮尺寸汇总

项目	计算公式	计算结果
----	------	------

行星齿轮齿数	$z_1 \geq 10$, 应尽量取最小值	$z_1=16$
半轴齿轮齿数	$z_2=14 \sim 25$,	$z_2=24$
模数	m	$m=3$
齿面宽	$b=(0.25 \sim 0.30)A_0$	12
全齿高	$h=(1+1.2)m$	6.60
压力角	α	20°
轴交角	Σ	90°
节圆直径	$d=mz$	$d_1=48, d_2=72$
节锥角	$\gamma_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2}, \gamma_2 = 90 - \gamma_1$	$\gamma_1=33.69^\circ,$ $\gamma_2=56.31^\circ$
齿顶高	$h_a=m$	$h_{a1}=3.00, h_{a2}=3.00$
齿根高	$h_f=1.2m$	$h_{f1}=3.60, h_{f2}=3.60$
齿根角	$\delta = \arctan \frac{h_f}{A_0}$	$\delta_1=4.76^\circ,$ $\delta_2=4.76^\circ$
顶锥角	$\gamma_0 = \gamma + \delta$	$\gamma_{01}=38.45^\circ,$ $\gamma_{02}=61.07^\circ$
根锥角	$\gamma_R = \gamma - \delta$	$\gamma_{R1}=28.93^\circ,$ $\gamma_{R2}=51.55^\circ$

表 4-1 差速器齿轮参数表

4.3 强度计算

差速器齿轮的尺寸受结构限制,而且承受的载荷较大,它不像主减速器齿轮那样经常处于啮合状态,只有当汽车转弯或左右轮行驶不同的路程时,或一侧车轮打滑而滑转时,差速器齿轮才能有啮合传动的相对运动。因此对于差速器齿轮主要应进行弯曲强度校核。从动齿轮弯曲强度 σ_w 为

$$\sigma_w = \frac{2T k_s k_m k_0}{k_v m b d_2 J_n} \times 10^3 = \frac{2 \times 1935.15 \times 0.59 \times 1 \times 1}{1 \times 3 \times 12 \times 72 \times 0.225 \times 4} \times 10^3 = 97.26 \text{ Mpa} \quad (4-7)$$

式中：

T—半轴齿轮的转矩，其计算 $T=0.6T_c=1935.15 \text{ Nm}$ 齿轮的计算转矩；

k_s —尺寸系数，此处取 $k_s=0.59$

J_n —计算汽车差速器齿轮弯曲应力用的综合系数，查得 $J_n=0.225$ 。

其余参数跟前面主减速器齿轮一样，许用弯曲应力为 $[\sigma_w]=980\text{Mpa}$ ，故差速器的轮齿弯曲强度满足要求。

第五章 半轴的设计

设计半轴的主要尺寸是其直径,在设计时首先可根据对使用条件和载荷工况相同或相近的同类汽车同形式半轴的分析比较,大致选定从整个驱动桥的布局来看比较合适的半轴半径,然后对它进行强度校核。

5.1 计算载荷的确定

半浮式半轴当纵向力 F_{x2} 最大时,侧向力 F_{y2} 为 0,此时垂向力

$$F_{x2} = \frac{m_2' G_2}{2} = \frac{1.3 \times 867.5}{2} = 563.875 \text{ N} \quad (5-1)$$

纵向力最大值

$$F_{y2} = F_{x2} \phi = 563.875 \times 0.85 = 479.29 \text{ N} \quad (5-2)$$

汽车通过不平路面时,垂向力 F_{z2} 最大,纵向力 F_{x2} 为 0,侧向力 F_{y2} 为 0,此时垂直力最大值 F_{z2} 为

$$F_{z2} = \frac{k G_2}{2} = \frac{1.75 \times 867.5}{2} = 759.0625 \text{ N} \quad (5-3)$$

5.2 半浮式半轴的强度计算

初选半轴杆部直径 $d=27\text{mm}$

当纵向力最大时按照下式校核,弯曲应力

$$\sigma = \frac{32a \sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2}}{\pi d^3} = \frac{32 \times 100 \times \sqrt{563.875^2 + 479.29^2}}{\pi \times 15^3} = 223.46 \text{ Mpa} \quad (5-4)$$

式中

a -轮毂支撑轴承到车轮中心平面的距离,初选 100mm。

扭转切应力

$$\tau = \frac{16 F_{x2} r}{\pi d^3} = \frac{16 \times 563.875 \times 323}{\pi \times 15^3} = 274.98 \text{ Mpa} \quad (5-5)$$

此时合成应力为

$$\sigma_h = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{223.46^2 + 4 \times 274.98^2} = 593.63 \text{ Mpa} \leq 750 \text{ Mpa} \quad (5-6)$$

当垂向力 F_{z2} 最大时，只存在弯曲应力

$$\sigma = \frac{32F_{z2}a}{\pi d^3} = \frac{32 \times 759.0625 \times 100}{\pi \times 15^3} = 229.21 \leq 750 \text{ Mpa} \quad (5-7)$$

5.3 半轴花键的选择

为了使花键内径不小于其杆部直径，常常将加工花键的端部做得粗些，并适当地减小花键槽的深度，因此花键齿数必须相应地增加，通常取 10 齿（轿车半轴）至 18 齿（载货汽车半轴）。由于半轴传动动力较大，现代汽车半轴花键多采用渐开线花键。圆柱直齿渐开线花键分为四种基本齿廓。

对于圆柱直齿渐开线花键压力角为 30° 和 37.5° 的渐开线花键模数为 0.5~10 mm，压力角为 45° 的渐开线花键模数为 0.5~2.5 mm，根据承载要求，选用 45° 压力角圆齿根渐开线花键，选取花键齿数 $z=17$ ，为了使花键内径大于杆部直径，通过查阅资料，选取模数 $m=1.75\text{mm}$ ，外径 $D_{ee}=31.5\text{mm}$ 。

5.4 半轴花键的强度计算

在计算半轴在承受最大转矩时还应该校核其花键的剪切应力和挤压应力。

半轴花键的剪切应力为

$$\tau_b = \frac{4T \times 10^3}{z L_p b \phi (D_{ee} + D_{ii})} = \frac{4 \times 2686.51 \times 10^3}{17 \times 73.00 \times 2.75 \times 0.75 \times (31.5 + 28)} = 70.59 \text{ Mpa} \quad (5-8)$$

式中：

T —半轴承受的最大转矩， $T=2686.51 \text{ Nm}$ ；

D_{ee} —取半轴花键(轴)外径， $D_b=31.5\text{mm}$ ；

D_{ii} —取相配的花键孔内径， $d_A=28\text{mm}$ ；

z —花键齿数，在此取 17；

L_p —花键工作长度，取 $L_p=73.00 \text{ mm}$ ；

b —花键齿宽， $b=0.5 \pi m=2.75 \text{ mm}$ ；

ϕ —载荷分布的不均匀系数，取 0.75。

半轴花键的挤压应力为

$$\sigma_{17} = \frac{8T \times 10^3}{z L_p \phi (D_{ee} + D_{ii})(D_{ee} - D_{ii})} = \frac{8 \times 2686.51 \times 10^3}{17 \times 73.00 \times 0.75 \times (31.5 + 28)(31.5 - 28)} = 110.88 \text{ Mpa} \quad (5-9)$$

根据要求当传递的转矩最大时，半轴花键的切应力 $[\tau_b]$ 不应超过 73 MPa，挤压应力 $[\sigma_c]$ 不应超过 200 MPa，以上计算均满足要求。

半轴花键的尺寸数据见下表。

项目	代号	计算公式	计算结果
模数	m	—	.75 1
压力角	α	—	45°
齿数	Z	—	17
分度圆直径	D	$D=mz$.75 29
基圆直径	D_b	$D_b=mz\cos\alpha$	21.04
齿距	P	$P=\pi m$	5.50
内花键大径	D_{ei}	$D_{ei}=m(z+1.8)$	32.9
内花键小径	D_{ii}	$D_{ii}=m(z-1)$	28
外花键大径	D_{ee}	$D_{ee}=m(z+1)$.5 31
外花键小径	D_{ie}	$D_{ie}=m(z-1.8)$	26.6
齿形裕度	C_F	$C_F=0.1m$	0.175

表 5-1 花键尺寸参数表

5.5 万向节设计

球笼式万向节的失效形式主要是钢球与接触滚道表面的疲劳点蚀。在特殊情况下，因热处理不妥、润滑不良或温度过高等，也会造成磨损和损坏。由于行星套滚道接触点的纵向曲率半径小于外半轴滚道的纵向曲率半径，所以前者上的接触椭圆比后者上的要小，即前者的接触应力大于后者。因此，应该控制钢球与行

星套滚道表面的接触应力，并以此来确定万向节的承载能力。不过，由于影响接触应力的因素较多，计算较为复杂，目前还没有统一的计算方法。不过可以根据经验按照计算转矩从下表选取（MN 表示许用极限转矩）。

AC 万向节型号	A	E	S	G	B	d	R	MN
75	70	24	19.1	33.6	12.2	14.288	23.57	944
87	81	28	22.2	38.9	14.2	16.699	27.5	1499
95	90	30	23.8	42.2	15.3	18	29.7	1887
100	92	32	25.4	44.3	16.3	19.05	31.43	2237
113	103	36	28.6	49.7	18.2	21.431	35.36	3186
125	115	40	31.8	55.1	20.2	23.612	39.2	4365
150	137	48	38.1	65.9	24.4	28.575	47.15	7550
175	160	56	44.5	76.7	28.4	33.338	55	11480
200	182	64	50.8	87.4	32.5	38.1	62.87	17897
225	204	72	57.2	98.2	36.5	42.862	70.72	25483
250	227	80	63.5	109	40.6	47.625	78.58	34855

前文已知半轴的计算转矩 $T_d=1935.15 \text{ Nm}$ 。根据上表选择型号 100 万向节。

结 论

本文根据给定的汽车参数,结合同类车型的参数,进行了驱动桥的整体设计。首先选择了驱动桥的结构形式,分别计算校核主减速器、差速器、半轴和桥壳,最后绘制了驱动桥的整体装配图。

参考文献

- [1]陈佳瑞主编.汽车构造[M].北京:机械工业出版社,2000
- [2]许兰贵主编.车辆变速器及驱动桥设计[M].北京:中国水利水电出版社,2017
- [3]成大先主编.机械设计手册[M].北京:化学工业出版社,2004
- [4]王望予主编.汽车设计 第四版[M].北京:机械工业出版社,2004
- [5]余志生主编.汽车理论 第三版[M].北京:机械工业出版社,2000
- [6]吉林工业大学汽车教研室编.汽车设计[M].北京,机械工业出版社,1981
- [7]罗永革 冯樱主编.汽车设计[M].北京:机械工业出版社,2011
- [8]刘涛主编.汽车设计[M].北京:北京大学出版社,2008
- [9]《汽车工程手册》编辑委员会.汽车工程手册:设计篇[M].北京:人民交通出版社,2001
- [10]高维山.变速器[M].北京:人民交通出版社,1990
- [11]濮良贵 陈国定 吴立言主编.西北工业大学机械原理及机械零件教研室编著.机械设计 第九版[M].北京:高等教育出版社,2013
- [12]Piotr Bera. A design method of selecting gear ratios in manual transmissions of modern passenger cars[J].Mechanism and Machine Theory,2018(10):1-3.
- [13]S.Foulard,M.lchchou,S.Rinderknecht. Online and real-time monitoring system for remaining service life estimation of automotive transmission-Application to a manual transmission[J].Mechatronics,2015(06):2-3.