文章编号：1672-3961(2024)06-0182-09 DOI：10.6040/j.issn.1672-3961.0.2023.215

重型车桥十字轴-齿轮转动副传动特性

刘迪[1]，纪建奕[2]，孙建英[3]，江京亮[1,2*]，高玉飞[4]
（1.青岛理工大学机械与汽车工程学院，山东 青岛 266520；2.青特集团有限公司，山东 青岛 266106；3.青岛中汽特种汽车有限公司，山东 青岛 266109；4.山东大学机械工程学院，山东 济南 250061）

摘要：为了解决车桥产品十字轴-齿轮转动副随车辆里程增加容易磨损的难题，从十字轴-齿轮转动副传动特性出发，基于阿克曼转向原理，建立重型汽车差速器十字轴-行星齿轮相对转速、理论扭矩计算模型；基于理论扭矩建立十字轴-齿轮赫兹接触模型；在 MATLAB 中分析十字轴轴颈表面局部磨损和均匀磨损产生的曲率变化对赫兹接触应力的影响。结果表明，在整个赫兹接触区域，均匀磨损下赫兹接触应力分布更集中，增加了轴颈进一步磨损的可能性；局部磨损下赫兹接触分布更均匀。

关键词：差速器；十字轴-齿轮；阿克曼原理；赫兹接触模型；磨损；曲率变化
中图分类号：TH13 **文献标志码**：A
引用格式：刘迪，纪建奕，孙建英，等.重型车桥十字轴-齿轮转动副传动特性[J].山东大学学报(工学版)，2024，54(6)：182-190.
LIU Di，JI Jianyi，SUN Jianying，et al. Transmission characteristics of heavy axle cross shaft-gear rotating pair[J]. Journal of Shandong University（Engineering Science），2024，54(6)：182-190.

Transmission characteristics of heavy axle cross shaft-gear rotating pair

LIU Di[1]，JI Jianyi[2]，SUN Jianying[3]，JIANG Jingliang[1,2*]，GAO Yufei[4]
（1. College of Mechanical and Automotive Engineering，Qingdao University of Technology，Qingdao 266520，Shandong，China；2. Qingte Group Co.，Ltd.，Qingdao 266106，Shandong，China；3. Qingdao Zhongqi Special Vehicles Co.，Ltd.，Qingdao 266109，Shandong，China；4. School of Mechanical Engineering，Shandong University，Jinan 250061，Shandong，China）

Abstract：In order to solve the problem that the axle product cross shaft-gear rotation pair was easy to wear with the increase of vehicle mileage，this study started from the transmission characteristics of the cross shaft-gear rotation pair，based on Ackerman condition，differential cross shaft-planetary gear relative speed and the theoretical torque calculation model of heavy-duty vehicle were established. The Hertz contact model of the cross shaft-gear was established based on the theoretical torque. The influence of curvature changes caused by local and uniform wear on the Hertz contact stress on the surface of the cross shaft was analyzed in MATLAB. The results showed that in the entire Hertz contact area，the Hertz contact stress distribution was more concentrated under uniform wear，increasing the possibility of further wear of the shaft；Under local wear，the Hertz contact distribution was more uniform.
Keywords：differential；cross shaft-gear；Ackerman principle；Hertz contact model；wear；curvature change

0 引言

重型车桥差速器作为保证车辆机动性的核心传动部件，其工作性能关系到车辆传动特性乃至行车安全[1]。差速器运转过程中，十字轴-行星齿轮承担整车扭矩并传递到车轮，转动副承载较大压力，且两者间

收稿日期：2023-09-04
基金项目：山东省自然科学基金面上资助项目(ZR2022ME192)
第一作者简介：刘迪(2000—)，男，山东聊城人，硕士研究生，主要研究方向为车桥传动系统传动特性分析及优化。
E-mail：ld1347588@163.com
*通信作者简介：江京亮(1982—)，男，山东济南人，副教授，硕士生导师，博士，主要研究方向为驱动桥传动系统优化设计及故障诊断。
E-mail：cba1981@126.com

相对运动形式为滑动摩擦,基于以上两种原因,十字轴-行星齿轮非常容易磨损,进而影响到差速器性能。因此深入探究十字轴-行星齿轮间传动特性,对提升差速器乃至整个车桥传动性能都有重要意义。国内外学者对行星齿轮差速器差速机理、转矩分配特性已经建立了完善的理论基础[2]。当前,差速器研究方向转变为通过 ADAMS 动力学仿真分析[3-4]、动态模型分析及优化[5]、振动分析[6]、动态啮合刚度缺陷分析[7]、控制系统优化[8-9]、新型结构设计[10-11]、润滑分析[12-13]、搅油损失分析[14]等方式提升差速器性能。同时,文献[15]通过考虑齿轮啮合间的间隙啮合以及刚度的时变特性研究了汽车差速器的振动特性;文献[16-19]对变传动比的非圆行星差速器进行了设计和深入研究,该结构差速器通过变比例的分配轮端转矩提高车辆通过性。综上所述,当前阶段的差速器研究重点集中在结构优化和运动特性分析,在影响差速器传动性能的十字轴-行星齿轮间传动特性方面研究较少。本文从重型车辆的阿克曼转向原理入手,探究十字轴-行星齿轮真实接触工况,并分析 2 种磨损形式对赫兹接触应力的影响。研究结果为差速器试验设定、差速器耐磨性研究等方面提供理论依据。

1　基于阿克曼转向原理的重型汽车理论扭矩计算模型

为探究重型车桥差速器在不同转弯工况下十字轴-行星齿轮相对运动规律以及相对作用力,以重型汽车双前桥转向为例,基于阿克曼转向原理[20],建立了重型车桥理论扭矩计算模型,模型示意图如图 1 所示。图 1 中,O 为旋转中心,S 为车前轴中心,T 为车后轴中心,δ 为第一前桥中心与旋转中心夹角,δ_i、δ_0 为第一前桥内外轮端偏转角,δ_2、δ_1 为第二前桥内外轮端偏转角,w 为轮距,l 为车身轴距,d_1 为两前桥轴距,d_2 为中后桥轴距,R_l 为中后桥基线与旋转中心距离。

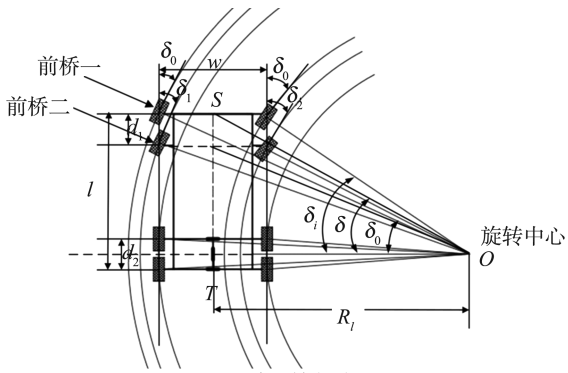


图 1　阿克曼转向原理图

Fig.1　Schematic diagram of vehicle turning based on the Ackerman condition

1.1　汽车偏转角分配及轮端转弯半径的计算

首先对车辆各轮端转弯半径进行探究。基于阿克曼转向原理[20],建立双前桥偏转角与车身尺寸的关系式为:

$$\begin{cases}\cot\delta-\cot\delta_i=\dfrac{w}{l-\dfrac{d_2}{2}}\\ \cot\delta_1-\cot\delta_2=\dfrac{w}{l-\dfrac{d_2}{2}-d_1}\end{cases}。\tag{1}$$

第一、二前桥中心与旋转中心夹角 δ、δ_3 和第一前桥偏转角满足如下关系:

$$\begin{cases}\cot\delta=\dfrac{(\cot\delta_0+\cot\delta_1)}{2}\\ \cot\delta_3=\dfrac{(\cot\delta_1+\cot\delta_2)}{2}\end{cases}。\tag{2}$$

R_l 与轴距及 δ、δ_3 的关系为:

$$\begin{cases}R_l=\left(l-\dfrac{d_2}{2}\right)\cot\delta\\ R_l=\left(l-\dfrac{d_2}{2}-d_1\right)\cot\delta_3\end{cases}。\tag{3}$$

根据公式(1)~(3),可建立双前桥各轮端偏转角间的关系:

$$\begin{cases}\delta_i=\operatorname{arccot}\left(\cot\delta_0-\dfrac{w}{l-\dfrac{d_2}{2}}\right)\\ \delta_1=\operatorname{arccot}\left(\dfrac{l-\dfrac{d_2}{2}}{l-d_1-\dfrac{d_2}{2}}\cot\delta_0\right)\\ \delta_2=\operatorname{arccot}\left(\dfrac{l-\dfrac{d_2}{2}}{l-d_1-\dfrac{d_2}{2}}\left(\cot\delta_0-\dfrac{w}{l-\dfrac{d_2}{2}}\right)\right)\end{cases}。\tag{4}$$

基于以上参数关系，可得到不同轮端转弯半径。第一、第二前桥左右轮端转弯半径分别为 $R_{1,2}$、$R_{3,4}$，计算公式为：

$$\begin{cases}R_{1,2}=\sqrt{\left(R_l\pm\dfrac{w}{2}\right)^2+\left(l-\dfrac{d_2}{2}\right)^2}\\ R_{3,4}=\sqrt{\left(R_l\pm\dfrac{w}{2}\right)^2+\left(l-d_1-\dfrac{d_2}{2}\right)^2}\end{cases}。\tag{5}$$

转弯工况下，轴间差速器不处于工作状态，即中后桥对应轮端转弯半径一致。因此在后续分析中，只以后桥为例探讨，后桥内外轮端转弯半径

$$R_{5,6}=\sqrt{\left(R_l\pm\frac{w}{2}\right)^2+\left(\frac{d_2}{2}\right)^2}。\tag{6}$$

基于以上方法，前轮外侧转角 δ_0 与各轮端转弯半径的关系图如图 2 所示。

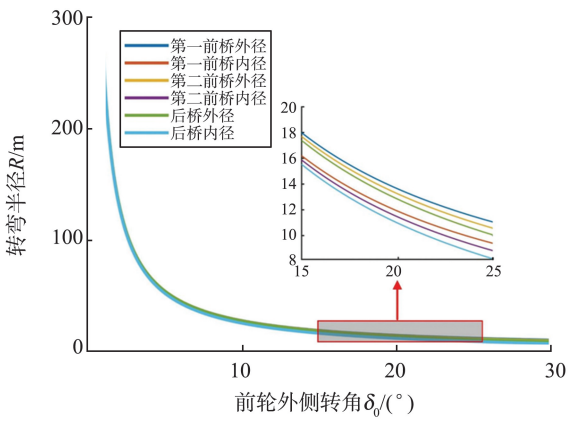


图 2 前轮外侧转角 δ_0 与转弯半径的关系

Fig.2 Relationship between front wheel outside angle δ_0 and turning radius

计算所需参数来源于典型车桥产品参数及整车数据，如表 1 所示。

表 1 产品参数

Table 1 Product parameters

行星齿轮齿数 Z_g	半轴齿轮齿数 Z_a	前轮外侧转角 δ_0/(°)	轮胎滚动半径 r/m	轴距 l/m	车身宽度 w/m	双前桥轴距 d_1/m	中后桥轴距 d_2/m	发动机最大输出功率 P/kW	行驶速度 v_c/(km·h^{-1})
9	14	10、20、30	0.527	6.63	1.86	1.3	1.35	350	5、10、15、20、25

1.2 差速器十字轴–行星齿轮相对转速计算

车辆在转弯过程中，车身各部分实际是围绕旋转中心 O 做圆周转动，即具有相同的转动角速度。因此可根据车速及车速传感器的位置求出车身的旋转角速度

$$\omega=\frac{v_c}{R}=\frac{v_c}{\sqrt{\left(\left(l-\dfrac{d_2}{2}\right)\left(\dfrac{\cot\delta_0+\cot\delta_i}{2}\right)\right)^2+\left(\dfrac{d_2}{2}\right)^2}},\tag{7}$$

式中，R 为车速传感器位置转弯半径，v_c 为车辆行驶速度。

再根据 1.1 节求出的后桥轮端转弯半径，后桥内外轮端行驶速度 v_0、v_i 为：

$$\begin{cases} v_0=\omega R_5=\omega\sqrt{\left(R_l-\dfrac{w}{2}\right)^2+\left(\dfrac{d_2}{2}\right)^2} \\ v_i=\omega R_6=\omega\sqrt{\left(R_l+\dfrac{w}{2}\right)^2+\left(\dfrac{d_2}{2}\right)^2} \end{cases}。\tag{8}$$

所得后桥内外轮端行驶速度即其转动线速度，进而求得内外半轴齿轮转速 n_0、n_i 为：

$$\begin{cases} n_0=\dfrac{v_0}{2\pi r} \\ n_i=\dfrac{v_i}{2\pi r} \end{cases},\tag{9}$$

式中 r 为轮胎滚动半径。联立式(9)可得差速器十字轴-行星齿轮相对转速

$$n_1=\frac{(n_0-n_i)Z_a}{4Z_g}=\frac{(v_0-v_i)Z_a}{8\pi rZ_g},\tag{10}$$

式中，Z_a、Z_g 分别为半轴齿轮、行星齿轮齿数。前轮外侧转角 δ_0 对十字轴-行星齿轮相对转速影响规律如图 3 所示。

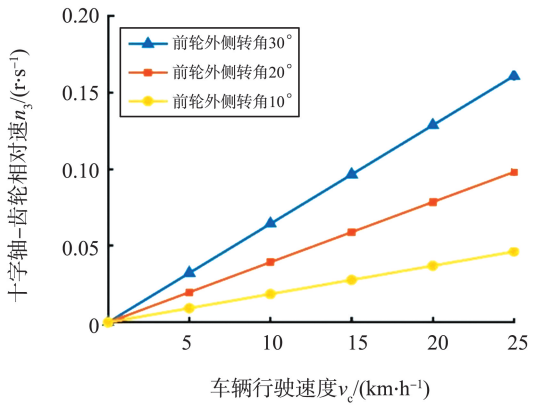


图 3　前轮外侧转角 δ_0 对相对转速影响规律

Fig.3　Influence law of front wheel outside angle δ_0 on relative speed

1.3　基于阿克曼原理的理论扭矩计算

根据式(9)，可得阿克曼转向原理下十字轴转速

$$n_2=\frac{n_0+n_i}{2}。\tag{11}$$

变速箱输出端转速即凸缘输入端转速

$$n_3=n_2\frac{Z_2}{Z_1},\tag{12}$$

式中，Z_1、Z_2 分别为主、从动锥齿轮齿数。结合式(1)~(3)、(7)~(9)、(11)~(12)，可得变速箱输出端扭矩

$$T=\frac{9\ 550P}{n_3}=\frac{38\ 200\pi PrZ_1}{\omega\left(\sqrt{\left(\left(l-\dfrac{d_2}{2}\right)\left(\dfrac{\cot\delta_0+\cot\delta_i}{2}\right)+\dfrac{w}{2}\right)^2+\left(\dfrac{d_2}{2}\right)^2}+\sqrt{\left(\left(l-\dfrac{d_2}{2}\right)\left(\dfrac{\cot\delta_0+\cot\delta_i}{2}\right)-\dfrac{w}{2}\right)^2+\left(\dfrac{d_2}{2}\right)^2}\right)Z_2}。\tag{13}$$

2　差速器十字轴-行星齿轮的赫兹接触模型

车辆行驶过程中，差速器十字轴-行星齿轮实际处在重载的接触工况下。因此建立了十字轴-行星齿轮赫兹接触模型，探究十字轴-行星齿轮间的接触应力，以及十字轴轴颈磨损对接触应力的影响。

2.1　周向赫兹接触应力分布

首先建立周向赫兹应力分布模型，模型示意图如图 4。图中 R_1、R_2 为十字轴、行星齿轮接触区的曲率半径，μ_1、μ_2 为十字轴、行星齿轮泊松比，E_1、E_2 为十字轴、行星齿轮弹性模量，F 为十字轴-行星齿轮的相对作用力。

基于 1.3 节求出的输出端扭矩，得 F 计算公式为：

$$F=\frac{TZ_2}{4Z_1r_k},\tag{14}$$

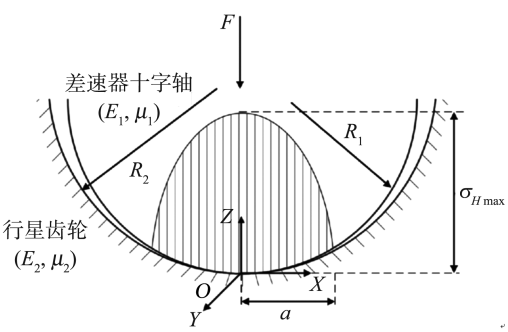


图 4　十字轴-齿轮周向赫兹应力分布

Fig.4　Circumferential Hertz stress distribution of cross shaft-gear

式中,Z_1、Z_2 为主、从动锥齿轮齿数,r_k 为半轴齿轮节圆半径。

基于建立的相对作用力公式(14),结合赫兹接触理论,得到赫兹接触最大应力

$$\sigma_{\mathrm{H,max}}=\sqrt{\frac{TZ_2\left(\frac{1}{R_1}-\frac{1}{R_2}\right)}{4\pi br_kZ_1\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1}+\frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}},\tag{15}$$

式中 b 为行星齿轮孔宽度。

十字轴-行星齿轮赫兹接触面半宽

$$a=\sqrt{\frac{TZ_2\left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1}+\frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right)}{\pi br_kZ_1\left(\frac{1}{R_1}-\frac{1}{R_2}\right)}}。\tag{16}$$

结合式(15)、(16),得到十字轴-齿轮周向赫兹接触应力分布模型为:

$$\sigma(x)=\sigma_{\mathrm{H,max}}\sqrt{1-\left(\frac{x}{a}\right)^2}=\sqrt{\frac{TZ_2\left(\frac{1}{R_1}-\frac{1}{R_2}\right)}{4\pi br_kZ_1\left(\frac{1-\mu_1{}^2}{E_1}+\frac{1-\mu_2{}^2}{E_2}\right)}\left[1-\left(\frac{x}{a}\right)^2\right]}。\tag{17}$$

2.2 十字轴轴向作用力分布

为建立十字轴-行星齿轮赫兹接触模型,还需求出沿十字轴轴向的作用力分布。通过式(14),计算十字轴表面所承受载荷,进而通过有限元分析得到悬臂梁形式的十字轴轴向作用力。

结合工况筛选一组速度及输出功率的参数,代入式(13)(14),得到的理论扭矩和载荷数据如表 2。

表 2 理论扭矩及载荷数据

Table 2 Theoretical torque and load data

速度 v/(km·h^{-1})	输出功率 P/kw	理论扭矩 T/(N·m)	载荷 F/N
25	350	6 000	93 000

将该载荷代入有限元分析中,得到的有限元分析模型和轴向作用力分布如图 5、6 所示。

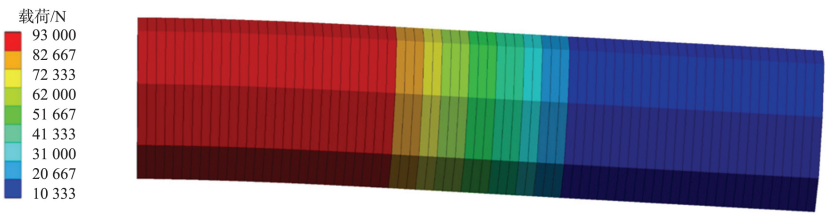


图 5 简化十字轴模型有限元分析

Fig.5 Finite element analysis of simplified cross shaft model

根据分析结果建立十字轴轴向作用力分布表达式为:

$$F(x)=\frac{F_1}{b}x+F_1=\frac{TZ_2}{4brZ_1}x+\frac{TZ_2}{4rZ_1},\tag{18}$$

式中 F_1 为十字轴-齿轮相对作用力。

2.3 赫兹接触模型建立

结合 2.1、2.2 节建立的周向赫兹接触应力分布、轴向作用力分布计算模型,在 MATLAB 中建立十字轴-齿轮赫兹接触模型。模型参数来源典型产品,如表 3 所示。

在 MATLAB 中计算的理论扭矩为 6 kN·m 时的十字轴-齿轮赫兹接触模型如图7所示。

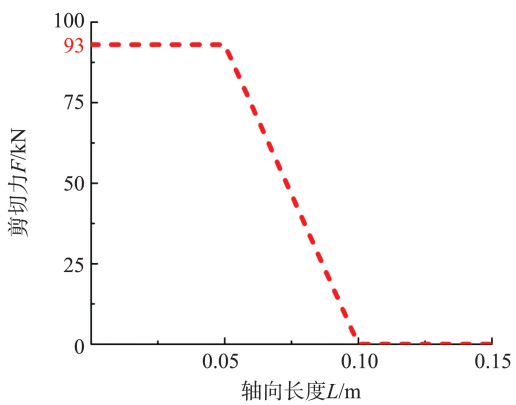


图 6 轴向作用力分布

Fig.6 Axial force distribution

表 3　产品参数
Table 3　Product parameters

十字轴弹性模量 E_1/(N·m^{-2})	行星齿轮弹性模量 E_1/(N·m^{-2})	十字轴泊松比 μ_1	行星齿轮泊松比 μ_2	十字轴半径 R_1/m	行星齿轮半径 R_2/m
2.07×10^{11}	2.07×10^{11}	0.25	0.25	0.017	0.017
接触面长度 b/m	**半轴齿轮节圆半径 r_k/m**	**主动锥齿轮齿数 Z_1**	**从动锥齿轮齿数 Z_2**	**发动机最大输出功率 P/kW**	**行驶速度 v_c/(km·h^{-1})**
0.033	0.066 5	9	37	350	25

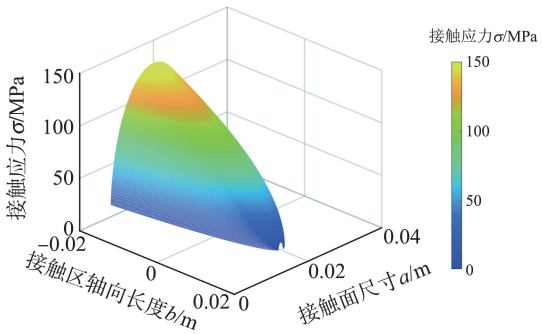


图 7　赫兹接触模型示例
Fig.7　Hertz contact model example

3　磨损对赫兹接触的影响分析

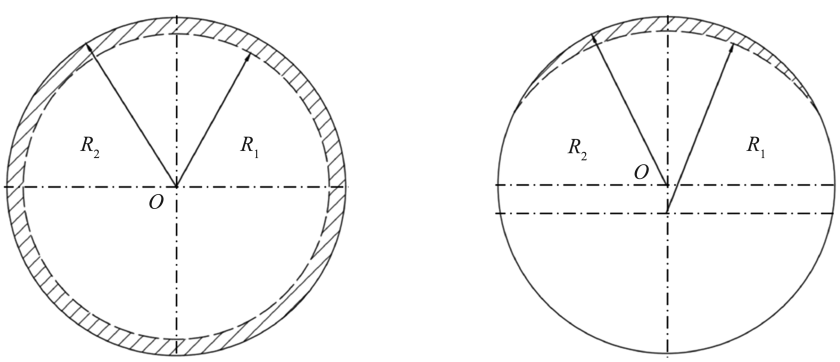
随车辆行驶里程增加及十字轴-齿轮相对运动形式的限制，所造成的十字轴局部磨损和均匀磨损会对十字轴-行星齿轮的赫兹接触应力产生影响。因此，为避免应力变化影响车桥传动性能，有必要从磨损入手进行分析。

3.1　十字轴磨损原因及表现形式

由 2.3 节的分析结果可知，十字轴-齿轮转动副承载巨大压强和滑动摩擦，十字轴极易磨损。由十字轴磨损形貌表征发现，磨损形式多为沿十字轴-齿轮相对滑动方向产生沟痕、凹坑为主的微观磨损。磨损原因与高接触应力的工况及润滑油中存在的杂质颗粒有关。

通过观察大量十字轴磨损样件，其主要磨损类型为均匀磨损和局部磨损，与车辆行驶工况密切相关。在恶劣行驶条件下，如频繁转弯、打滑或高负载时，十字轴-齿轮间的摩擦损失加剧，主要导致沿轴颈圆周方向的均匀磨损；而在良好路况下，磨损则更多表现为局部性，即仅在十字轴承载区域出现。

磨损示意图（R_1 和 R_2 分别为十字轴及行星齿轮内孔半径）如图 8 所示，其中实线代表未磨损的轴颈，虚线则表示磨损后的情况。在均匀磨损发生时，十字轴轴颈尺寸缩小，导致其曲率半径减小；而局部磨损则会造成赫兹接触区域内的十字轴曲率半径增大。基于这些曲率变化，可以深入分析磨损对赫兹接触应力的具体影响。



(a) 均匀磨损　　(b) 局部磨损

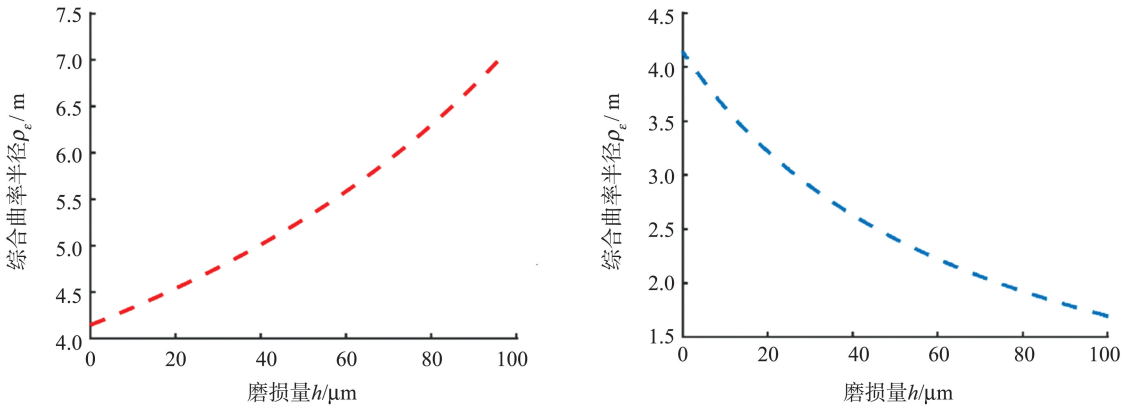
图 8　十字轴磨损示意图
Fig.8　Schematic diagram of cross shaft wear

3.2 磨损量对赫兹接触具体参数的影响

综合曲率半径计算公式为：

$$\rho_{\varepsilon}=\frac{R_1R_2}{R_2-R_1}。\tag{19}$$

磨损量对综合曲率半径的影响如图 9 所示。局部磨损下，随十字轴磨损，综合曲率半径呈上升趋势；均匀磨损下，综合曲率半径逐步下降。

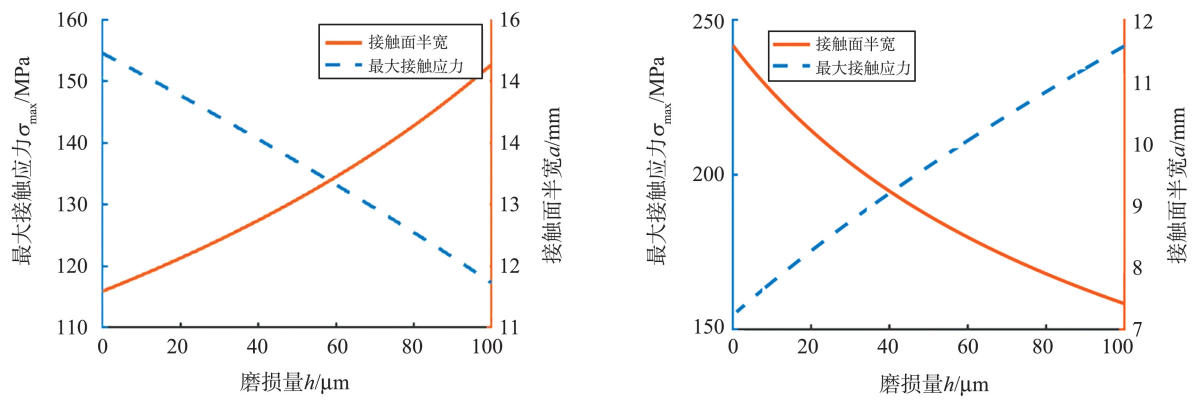


(a) 局部磨损 (b) 均匀磨损

图 9 两种磨损形式下综合曲率变化

Fig.9 Comprehensive curvature change under two forms of wear

两种磨损形式下磨损量对赫兹接触中的参数接触面半宽及最大接触应力的影响如图 10 所示。在理论扭矩 6 kN·m 条件下探究。



(a) 局部磨损 (b) 均匀磨损

图 10 两种磨损形式下赫兹接触具体参数变化

Fig.10 Changes in specific parameters of Hertz contact under two wear form

3.3 两种磨损形式下的曲率变化对赫兹接触的影响

在理论扭矩 6 kN·m 条件下研究磨损引起的曲率变化对赫兹接触的影响，选取的 3 种磨损量分别为 3、10、100 μm。2 种磨损形式下赫兹接触应力的分布情况如图 11 所示。局部磨损下，随磨损量增大，赫兹接触区域的综合曲率半径增大，此时求解的赫兹接触应力分布更均匀。而在均匀磨损下，磨损在整个圆周方向上产生，此时赫兹接触区域的综合曲率半径减小，求解得到的赫兹接触应力分布更加集中。

两种磨损形式下的赫兹接触模型如图 12 所示。相较于局部磨损，在整个接触区域，均匀磨损下赫兹接触应力分布更集中，在十字轴-齿轮滑动摩擦的相对运动形式下，将增大轴颈进一步磨损的可能性；轴颈的进一步磨损又反过来作用于接触应力，对车桥传动性能产生不利影响。在后续研究中，应基于十字轴-行星齿轮的赫兹接触模型探究十字轴表面减磨手段，减小十字轴磨损量。

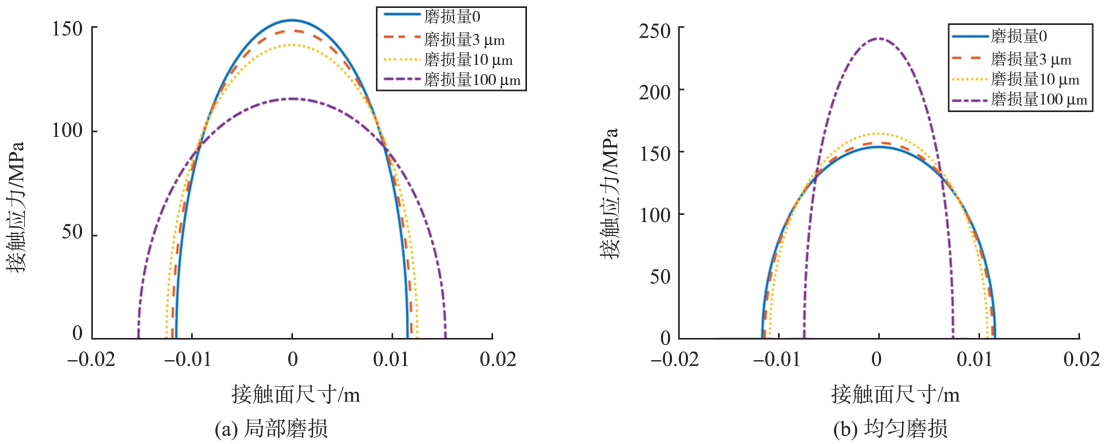


图 11　两种磨损形式下最大赫兹接触应力分布

Fig.11　Hertz contact stress distribution under two wear form

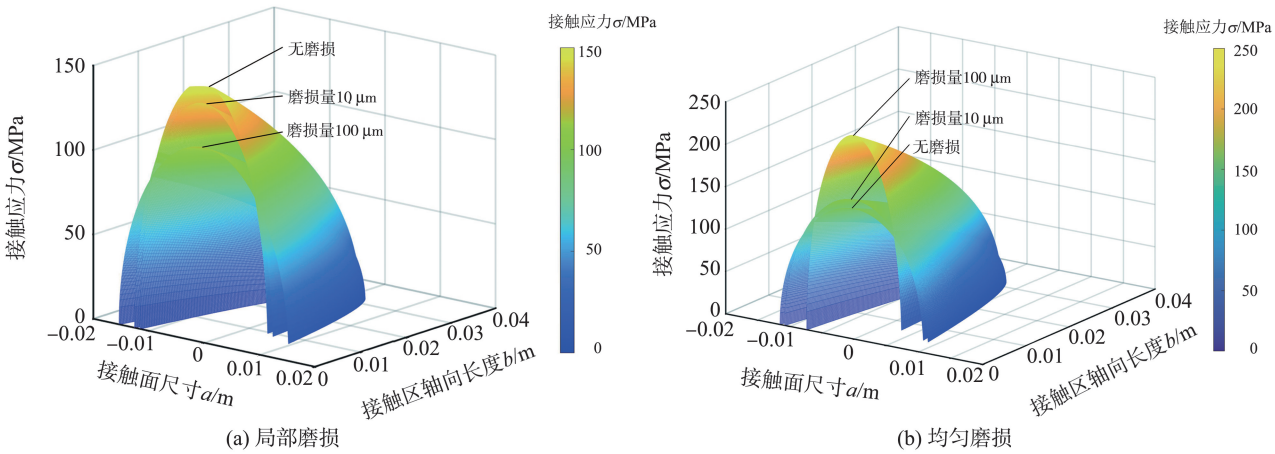


图 12　两种磨损形式下赫兹接触模型

Fig.12　Hertz contact model under two wear forms

4　结论

(1)基于阿克曼转向原理建立了重型汽车的理论扭矩计算模型。并基于理论扭矩计算模型对十字轴-行星齿轮接触应力进行探究。

(2)基于建立的赫兹接触模型，分析了十字轴磨损引起的曲率变化对接触应力的影响。结果表明，相对于局部磨损，均匀磨损下的综合曲率半径减小，赫兹接触应力分布更集中，将进一步增加轴颈磨损的可能性。

(3)从差速器十字轴-齿轮真实接触工况出发，研究了差速器十字轴-齿轮间传动特性，包括十字轴-齿轮相对转速及赫兹接触应力。研究结果为差速器试验设定、差速器耐磨性研究等方面提供理论依据。

参考文献：

[1] 杨明政，陈长征，金毓林，等. 直联电驱动桥壳模态灵敏度分析及优化设计[J]. 机械设计与制造，2023(12)：297-300.
YANG Mingzheng，CHEN Changzheng，JIN Yulin，et al. Modal sensitivity analysis and optimization design of direct-connected electric drive axle housing[J]. Machinery Design & Manufacture，2023(12)：297-300.

[2] 张利鹏，祁炳楠. 对称式行星齿轮差速器的转矩转速分配特性研究[J]. 机械设计与制造，2012(9)：138-140.
ZHANG Lipeng，QI Bingnan. Torque and speed distribution characteristic of symmetrical planetary gear differential[J]. Machinery Design & Manufacture，2012(9)：138-140.

[3] 尹明睿，李学伟，井宸，等. 驱动桥传动系典型工况下的一体化动力学仿真[J]. 机械传动，2019，43(4)：133-138.
YIN Mingrui，LI Xuewei，JING Chen，et al. United dynamics simulation of driving axle under typical working condition[J]. Journal of Mechanical Transmission，2019，43(4)：133-138.

[4] 林超, 冉贵, 徐萍. 端曲面齿轮防滑差速器运动特性分析与仿真[J]. 机械传动, 2023, 47(1): 88-95.
LIN Chao, RAN Gui, XU Ping. Motion characteristics analysis and simulation of limited slip differential with curve-faced gear pair[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(1): 88-95.

[5] FATHI Djemal, WASSIM Lafi, DHOUHA Tounsi, et al. Effects of mass imbalance and eccentricity defects on the automotive differential dynamics[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2021, 43(9): 1-27.

[6] WASSIM Lafi, FATHI Djemal, DHOUHA Tounsi, et al. Dynamic modelling of differential bevel gear system in the presence of a defect[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019(139): 81-108.

[7] YASSINE Driss, AHMED Hammami, LASSAADWalha, et al. Effects of gear mesh fluctuation and defaults on the dynamic behavior of two-stage straight bevel system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014(82): 71-86.

[8] 王军年, 倪健土, 杨斌, 等. 电动汽车转矩定向分配差速器建模与动态仿真[J]. 汽车工程, 2020, 42(4): 491-497.
WANG Junnian, NI Jiantu, YANG Bin, et al. Modelling and dynamic simulation of torque vectoring differential for EV[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(4): 491-497.

[9] SMETANA Tomas, BIERMANN Thorsten, ROHE Marco, et al. E-drive with electrically controlled differential[J]. ATZelektronik Worldwide, 2011, 6(5): 4-9.

[10] PROVATIDIS Christopher, KALLIGEROS Christos, SPITAS Vasilios. Design considerations and simulation of a rolling-contact gearless automotive differential[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2023, 237(20): 4895-4910.

[11] 华星淇, 何锋. 基于二阶滑模算法的双电机后驱车辆差速系统设计[J]. 机械设计与制造, 2021(9): 115-119.
HUA Xingqi, HE Feng. Design of dual motor rear drive vehicle differential system based on second order sliding model algorithm[J]. Machinery Design & Manufacture, 2021(9): 115-119.

[12] 魏聪, 王优强, 周亚博, 等. 汽车差速器锥齿轮差速工况下的热弹流润滑分析[J]. 机械传动, 2019, 43(5): 110-115.
WEI Cong, WANG Youqiang, ZHOU Yabo, et al. Thermal elastohydrodynamic lubrication analysis of automotive differential bevel gear under differential condition[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(5): 110-115.

[13] 魏聪, 王优强, 周亚博, 等. 汽车差速器锥齿轮差速工况下的润滑特性研究[J]. 润滑与密封, 2019, 44(8): 74-80.
WEI Cong, WANG Youqiang, ZHOU Yabo, et al. Research on lubrication characteristics of differential gear bevel gears under differential operating conditions[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(8): 74-80.

[14] 黄丰云, 刘伟腾, 邹琳, 等. 汽车后桥准双曲面齿轮搅油损失数值模拟及其减阻研究[J]. 机械设计与制造, 2021(8): 265-269.
HUANG Fengyun, LIU Weiteng, ZOU Lin, et al. Numerical simulation of the churning losses in the automobile rear axle hypoid gear and the investigation on drag reduction[J]. Machinery Design & Manufacture, 2021(8): 265-269.

[15] FATHI Djemal, WASSIM Lafi, DHOUHA Tounsi, et al. Effects of mass imbalance and eccentricity defects on the automotive differential dynamics[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2021, 43(9): 1-27.

[16] 贾巨民, 高波, 赵德龙. 基于保测地曲率映射的非圆锥齿轮传动设计分析方法[J]. 机械工程学报, 2008(4): 53-57.
JIA Jumin, GAO Bo, ZHAO Delong. Analysis method for noncircular bevel gearing based on geodesic curvature preserving mapping[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2008(4): 53-57.

[17] 贾巨民, 高波, 索文莉, 等. 越野汽车新型变速比差速器的研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(23): 2844-2847.
JIA Jumin, GAO Bo, SUO Wenli, et al. Study on a new type of differential with variable ratio for off-road vehicles[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(23): 2844-2847.

[18] 贾巨民, 高波. 越野汽车双联非圆行星齿轮差速器的研究[J]. 中国机械工程, 2012, 23(3): 346-348.
JIA Jumin, GAO Bo. A novel noncircular planetary differential for off-road vehicles[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(3): 346-348.

[19] 贾巨民, 高波. 越野汽车分动器非圆行星差速器概念模型[J]. 中国机械工程, 2008, 19(24): 3003-3005.
JIA Jumin, GAO Bo. A conceptive noncircular planetary differential for off-road vehicles[J]. China Mechanical Engineering, 2008, 19(24): 3003-3005.

[20] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2005: 244-247.
CHEN Jiarui. Automobile construction[M]. 2nd ed. Beijing: China Machine Press, 2005: 244-247.

(编辑:郭少华)