

DOI: 10.7652/xjtuxb201906007

Ease-off 拓扑修形准双曲面齿轮齿面 多目标优化设计方法

蒋进科^{1,2}, 方宗德³, 刘钊^{1,2}

(1. 长安大学汽车学院, 710064, 西安; 2. 长安大学汽车运输安全保障技术交通行业
重点实验室, 710064, 西安; 3. 西北工业大学机电学院, 710072, 西安)

摘要: 为了提高汽车驱动桥综合传动性能,提出基于 ease-off 拓扑修形准双曲面齿轮齿面多目标优化设计方法。预置传动误差参数及抛物线修形参数设计小轮法向 ease-off 曲面,小轮修形齿面表示为大轮的共轭齿面叠加 ease-off 曲面。结合齿面接触分析(TCA)、齿面承载接触分析(LTCA)方法及齿轮摩擦理论最新进展,得到接触线离散点的滑动速度、啮合承载变形、载荷分布及局部摩擦系数,进而确定齿面瞬时啮合效率和 Block 闪温。以承载传动误差幅值(ALTE)最小、齿面闪温最小和平均啮合效率最大进行多目标优化,获得最佳修形齿面,并分析齿面滑动速度与综合曲率半径的变化及重合度对啮合性能的影响。算例表明:最优 ease-off 修形齿面在啮入、啮出端有足够的抛物线传动误差,可有效减小 ALTE 并降低安装误差的敏感性;在整个齿高方向有一定的齿廓修形且接触迹线角较小时,齿轮副则有较大重合度,且齿顶、齿根载荷向节线附近集中,而节线附近的滑动速度较小,导致接触线平均摩擦系数下降,因此,啮合效率增加,齿面闪温下降;齿面适配量过大时,接触线载荷增加,摩擦功耗增大,啮合效率减小。

关键词: 准双曲面齿轮;ease-off 拓扑修形;齿面闪温;啮合效率;承载传动误差;承载接触分析
中图分类号: TH132 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)06-0044-10

Design of Multi-Objective Tooth Optimization for Hypoid Gear with Ease-off Topological Modification

JIANG Jinke^{1,2}, FANG Zongde³, LIU Zhao^{1,2}

(1. School of Automotive, Chang'an University, Xi'an 710064, China; 2. Key Laboratory of Automotive
Transportation Safety Techniques of Ministry of Transport, Chang'an University, Xi'an 710064, China;
3. School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A design approach of multi-objective tooth optimization for hypoid gears with ease-off topological modification is proposed to improve comprehensive meshing performances of automobile drive axle. Firstly, the modified pinion is represented by a sum of two vector functions that determine the conjugate tooth of gear and the pinion normal ease-off surfaces, respectively, and are expressed by both predesigned transmission error function and tooth profile modification curves. Secondly, based on tooth contact analysis (TCA), loaded tooth contact analysis (LTCA) and the latest friction theory of gear, the bearing deformations, sliding velocity, distribution of loads and local friction coefficient of the discrete points on contact line of gears are obtained, and the instantaneous meshing efficiency and Block flash temperature are

further determined. Thirdly, the best ease-off surfaces are obtained by solving a multi-objective optimization problem with minimal amplitude of loaded transmission error (ALTE), minimal instantaneous flash temperature and maximal average meshing efficiency. Moreover, the distribution of sliding velocity, the radius of curvature on tooth, and the influences of contact ratio on meshing performances are explored. Numerical results show that the best ease-off modification has enough parabola transmission errors at the meshing start and the meshing end, which can effectively reduce the sensitivity of installation error and ALTE. In addition, profile modification and small inclination of contact path contribute to a greater contact ratio, and the loads at top and root concentrate near the pitch line, while the sliding speed near the pitch line is smaller, as a result the meshing efficiency increases and the flash temperature decreases. However, when the tooth surface mismatch is too large, the loads and friction power consumption will increase, and the meshing efficiency will decrease.

Keywords: hypoid gear; ease-off topological modification; tooth flash temperature; meshing efficiency; loaded transmission error; loaded tooth contact analysis

准双曲面齿轮广泛应用于车辆主减速器,其齿面复杂,加工难度大,为了减小安装误差与变形引起的齿面边缘应力集中现象,实际设计与加工均采取齿面修形。例如,局部综合法^[1]、高阶传动误差齿面设计方法^[2-3]、主动设计方法^[4-5]、全局综合法^[6]、双螺旋切齿法^[7]等,主要集中于修正摇台型机床运动参数的抛物线传动误差齿面,有效地解决了齿面边缘应力集中问题,但造成了齿轮副失配量过大,降低了有效重合度。为了控制齿面失配量,一种新颖的 ease-off 齿面拓扑修形方法,即相对共轭齿面的修形方法已成为螺旋锥齿轮齿面设计与加工的研究热点^[8-13],目前,该修形方法主要应用于轻载下的齿面接触分析(TCA)仿真验证。

准双曲面齿轮的整个齿面都有相对滑动速度,易产生较高的齿面摩擦,引起齿面磨损、齿面胶合、功耗增加以及振动与噪声等问题,因此传统的单一传动误差修形设计已经不能从根本上满足高性能齿轮传动装置的要求,研究高承载能力、抗胶合能力、低振动与噪声、高传动效率等诸多方面的齿面修形设计方法具有重要意义。

齿轮静态承载传动误差幅值(ALTE)已被证实是产生振动、噪声的重要因素^[14]。文献[15-16]基于齿轮承载接触分析(LTCA)方法,优化 ALTE 最小进行准双曲面齿轮修形设计;文献[17]基于弹流润滑理论,结合 LTCA 方法对弧齿锥齿轮热摩擦进行了分析;文献[18-19]基于有限元软件的 LTCA 方法和传热学原理,分析了干运行齿面温度场分布及其随时间变化的规律;文献[20-21]结合弧齿锥齿轮几何接触特性与承载接触特性,计算齿面接触点

的滑动摩擦功率和 Block 闪温,可为设计提供参考;文献[22]将弧齿锥齿轮等效为当量直齿圆柱齿轮,进行摩擦功率损失简单计算;文献[23-24]考虑接触几何、卷吸夹角、表面粗糙度、流变特性等因素,通过数值方法计算了重载下准双曲面齿轮啮合点油膜厚度、压力、闪温、啮合效率等,然而其润滑分析模型中载荷的计算有待商榷,其啮合点的最大接触载荷分配系数接近 1,重载准双曲面齿轮不存在单齿啮合区;文献[25]结合有限元软件分析其瞬态热特性,表明齿面最高闪温出现在小轮齿顶、大轮齿根;文献[26]通过 TCA、LTCA 方法获得啮合点速度、曲率半径、载荷,结合润滑理论分析获得不同润滑状态下的齿面摩擦系数,并分析转速、载荷、偏置距、油温对准双曲面传动效率影响。以上研究主要是针对传统摇台型机床加工弧齿锥齿轮的传动性能分析,由于准双曲面齿轮几何的复杂性,特别是 ease-off 修形齿面的精确几何表达与齿面润滑问题的复杂性,使齿面速度、载荷、摩擦系数的确定十分困难,其啮合效率、齿面闪温研究较少,未见涉及 ease-off 齿面的多目标优化设计。

为了进一步提高汽车驱动桥品质,本文基于齿间间隙和齿面法向间隙产生原理对刀倾半展成切齿(HFT)法小轮齿面进行拓扑 ease-off 曲面设计,并叠加于共轭齿面表达修形齿面;结合 TCA、LTCA 方法及齿轮摩擦理论的最新进展,得到齿面离散点滑动速度、载荷分布、局部摩擦系数和承载变形,并计算齿面瞬时啮合效率和 Block 闪温;以 ALTE 最小、齿面瞬时闪温最小和平均啮合效率最大进行多目标优化,设计最佳修形齿面,分析齿面滑动速度、

综合曲率半径的变化及重合度对啮合性能的影响,为高性能准双曲面齿轮的设计提供理论基础。

1 小轮 ease-off 拓扑修形齿面表达

小轮齿面与大轮齿面完全共轲,传动比等于齿轮副的名义传动比。将大轮齿面视为假想齿轮刀具,基于空间啮合理论和坐标变换转换到小轮齿面坐标系中,可得到与大轮完全共轲的小轮齿面。

修形改变共轲齿面的齿间间隙和齿面法向间隙,可以根据齿间间隙与齿面法向间隙产生原理进行自由 ease-off 修形曲面的设计。图 1a、图 1b 为传动误差(齿间间隙)设计曲线,仅包含齿间间隙修形设计时,需要考虑啮入、啮出端有足够的传动误差以减小啮合冲击,且啮合周期内同时接触齿对的齿间

间隙应相差不大以减小承载变形幅值,因此需要考虑抛物线传动误差或中部可能形成内凹形状的传动误差。

通过图 1c 所示的接触线修形曲面进行法向间隙设计,齿面法向间隙修形设计需要考虑齿根、齿顶有一定的齿廓修形以避免边缘应力集中,且接触迹线也应避免齿顶及两齿侧的边缘接触,因此啮入、啮出端修形量应有一定的扭曲,该修形曲面可表示为 $\delta_1(x_1, y_1)$, x_1 、 y_1 为小轮齿面轴向和径向参数。为了方便表达,通过图 1d 的齿廓修形曲线,经旋转变换映射得到齿面法向间隙即 $\delta_1(x_1, y_1) = f(\zeta(y_1), \theta_a)$, ζ 为齿廓修形量。图 1 中 $\epsilon_1 \sim \epsilon_4$ 及 λ_1 、 λ_2 为齿间接触间隙参数, d_1 、 d_2 、 q_1 、 q_2 及 θ_a 为齿面法向接触间隙参数。

在仅包含传动误差的小轮齿面上,叠加齿面法向修形曲面 $\delta_1(x_1, y_1)$, 得到修形小轮的解析齿面,其 ease-off 曲面表达式为

$$\delta(u, \beta) = (\mathbf{R}_{1\gamma}(u, \beta) - \mathbf{R}_{10}(u, \beta)) \mathbf{N}_{10}(u, \beta) \quad (1)$$

$$\mathbf{R}_{1\gamma}(u, \beta) = \delta_1(x_1(u, \beta), y_1(u, \beta)) \mathbf{N}_1(u, \beta) + \mathbf{R}_1(u, \beta) \quad (2)$$

式中: $\mathbf{R}_{10}$ 、 $\mathbf{N}_{10}$ 为与大轮完全共轲的小轮齿面位矢、法矢; $\mathbf{R}_1$ 、 $\mathbf{N}_1$ 为仅包含传动误差的小轮齿面位矢、法矢; $\mathbf{R}_{1\gamma}$ 为小轮 ease-off 齿面位矢; u 、 β 为小轮理论齿面参数。

2 齿面局部摩擦系数

齿面摩擦系数受工作载荷、啮合点速度、接触面综合曲率、粗糙度、润滑油的黏度、温度及润滑状态等因素影响。国内外学者对接触齿面摩擦已经有了较为深入的研究,获得了大量基于实验或半经验的摩擦系数计算公式^[27-30],其大多面向弹流润滑,假设齿面的工作载荷理想分布,而忽略轮齿修形对齿面载荷和润滑状态的影响。然而,由于润滑油不可压缩,应用弹流润滑理论计算齿面摩擦时,接触椭圆上的载荷必须是准确已知的,如图 2 所示,该载荷受齿面初始间隙影响大小不同。此外,沿接触线上初始间隙的变化,导致油膜厚度不相等,修形量与轮齿表面的油膜厚度数量级相同,其对润滑行为的影响不可忽略。因此,准确计算实际接触点的中心油膜厚度,判断润滑状态,再选取合理的摩擦系数计算公式是齿面胶合、啮合效率计算的前提。如何选取摩擦系数计算模型,学术界并没有定论,齿面摩擦模型的研究有赖于摩擦学发展。大量研究表明,轮齿处在边界润滑条件下其摩擦系数一般为 0.07~0.15,

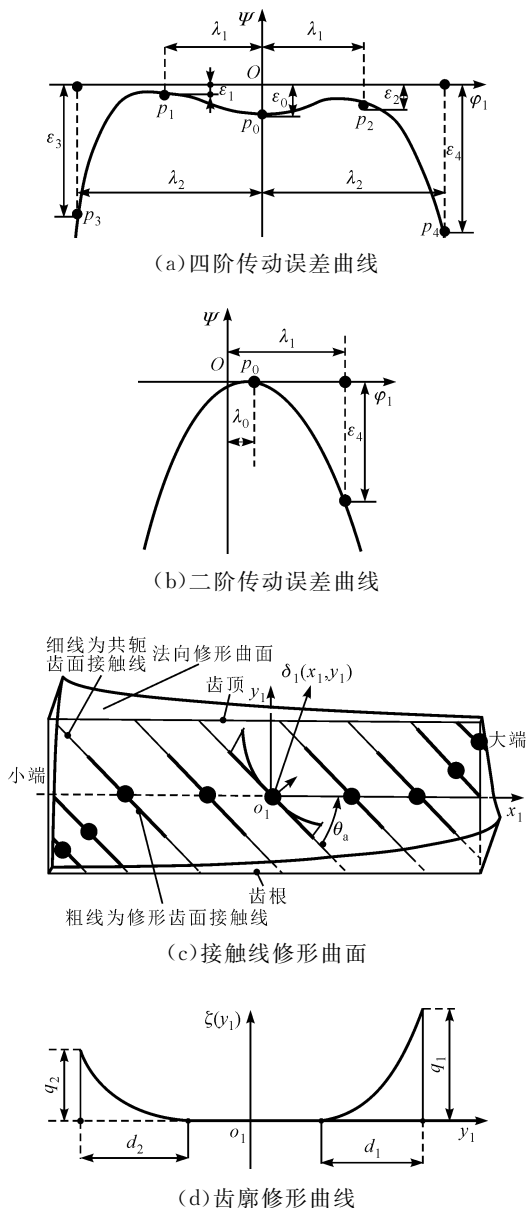


图 1 ease-off 修形曲面的设计

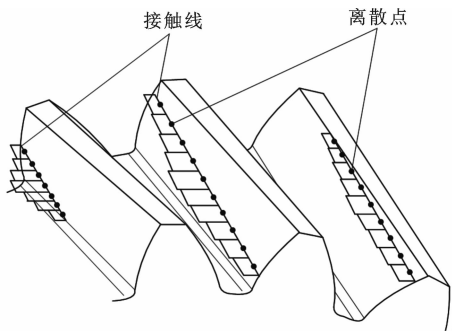


图 2 修形齿面载荷分布

弹流润滑时摩擦系数小于 0.04,混合润滑在二者之间。考虑齿面受力变形和润滑油的黏压效应,油膜厚度选用 Dowson-Higginson 计算式^[31],润滑状态用膜厚比表示为

$$h_m = 2.69\alpha_1^{0.53}(\eta u)^{0.67}\rho^{0.397}(1 - 1.61e^{-0.73\kappa^{0.64}}) \cdot E'^{-0.073}\omega^{-0.067} \quad (3)$$

$$\lambda = h_m / \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (4)$$

式中: λ 为油膜比厚; h_m 为中心油膜厚度; σ_1 、 σ_2 为两接触表面轮廓的均方根偏差; ρ 为综合曲率半径; α_1 为润滑油黏压系数; u 为接触点滚动速度; η 为润滑油环境动态黏滞度; E' 为当量弹性模量; ω 为接触点载荷密度; κ 为椭球率。

混合弹流润滑条件下瞬时齿面摩擦系数^[32]可表示为

$$\left. \begin{aligned} \mu_m &= a\mu_e + (1-a)\mu_b \\ a &= 1.21\lambda^{0.64} / (1 + 0.37\lambda^{1.26}) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中: μ_m 为混合润滑条件下摩擦系数; μ_e 为全膜润滑条件下摩擦系数; μ_b 为边界润滑条件下摩擦系数,这里取 0.15; a 为在混合润滑状态下点接触载荷分布百分比。全膜润滑状态下摩擦系数^[28]为

$$\left. \begin{aligned} \mu_e &= e^{f(S_r, P_h, \eta_s, S, |v_e|)} P_{h_2}^{b_2} |S_r|^{b_3} v_e^{b_6} \eta R^{b_8} \\ f &= b_1 + b_4 |S_r| P_h \lg \eta + b_4 e^{|S_r P_h \lg \eta|} + b_9 e^s \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: S_r 为齿面速度滑滚比; P_h 为齿面接触点赫兹压力; v_e 为卷吸速度矢量; $b_1 \sim b_9$ 为系数; R 为接触面啮合点综合曲率半径。修形齿轮的接触区为椭圆形,该点的主曲率和主方向可根据 TCA 方法得到,该点综合曲率半径为

$$R = \frac{1}{k_{1a} \sin^2 Q_1 + k_{1b} \cos^2 Q_1} + \frac{1}{k_{2a} \sin^2 (Q_1 + \varepsilon_{12}) + k_{2b} \cos^2 (Q_1 + \varepsilon_{12})} \quad (7)$$

式中: k_{1a} 、 k_{1b} 、 k_{2a} 、 k_{2b} 为小轮齿面在啮合点沿第 1、第 2 主方向的主曲率; Q_1 为小轮第 1 主方向与接触椭圆

长轴的夹角; ε_{12} 为小轮与大轮第 1 主方向的夹角。

接触点卷吸速度、滑滚比按照下式计算

$$\left. \begin{aligned} S_r &= |v_e| / |v_s| \\ v_e &= (v_1 + v_2) / 2; v_s = v_1 - v_2 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中: v_1 、 v_2 为啮合坐标系下小、大轮接触点绝对速度矢量; v_s 为相对滑动速度矢量,且

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \omega_1 e_1 \times R_h \\ v_2 &= (z_1 / z_2 - m') \omega_1 e_2 \times (R_h - E) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: R_h 为啮合坐标系下接触点的位矢; e_1 、 e_2 为小、大轮轴线方向单位矢量; E 为参考坐标系原点至 e_2 作用线任一点的位置矢量(偏置距矢量); ω_1 为小轮角速度数值; z_1 、 z_2 为齿轮副齿数; m' 为传动误差 1 阶导数。

接触点的赫兹压力计算如下

$$P_h = \sqrt{\omega E' / (2\pi R)} \quad (10)$$

通过轮齿 TCA、LTCA 方法获得齿面瞬时接触线离散点的载荷、综合曲率半径、相对滑动速度等,再结合摩擦系数模型获得局部摩擦系数。

3 多目标优化修形模型

通过 TCA、LTCA 方法计算得到接触线上离散点的载荷分布 p_{ij} 及一个啮合周期轮齿法向位移,将法向位移转换为啮合线位移对应的大轮转角,即承载传动误差,则一个啮合周期的 ALTE 表示为

$$t_e = (180/\pi)(Z_{\max} - Z_{\min})(R_2 \times e_2 \cdot N_2) \quad (11)$$

式中: R_2 、 N_2 分别为被动大轮接触点位矢、单位法矢; $Z_{\max}$ 、 $Z_{\min}$ 为啮合周期内最大、最小法向位移。

根据锥齿轮胶合承载能力的 Block 闪温公式^[20],齿面离散点的闪温为

$$T_{ij} = 1.11 X_J X_s \mu_{ij} \frac{w_{ij}}{\sqrt{2b_i B_1} \sqrt{v_{1,ij}} + B_2 \sqrt{v_{2,ij}}} \quad (12)$$

式中: X_J 、 X_s 为啮入、载荷系数,均取 1.0; B_1 、 B_2 为小、大齿轮热接触系数; b 为接触椭圆短半轴长度; w_{ij} 的计算方法为

$$\left. \begin{aligned} w_{ij} &= 2p_{ij} / (|L_{i,j+1} - L_{ij}| + |L_{i,j-1} - L_{ij}|) \\ &\quad (1 < j < n, 1 \leq i \leq m) \\ w_{ij} &= p_{ij} / |L_{i,j+1} - L_{ij}| \quad (j = 1, 1 \leq i \leq m) \\ w_{ij} &= p_{ij} / |L_{i,j-1} - L_{ij}| \quad (j = n, 1 \leq i \leq m) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

其中 L_{ij} 为旋转投影面坐标系下第 i 条接触线上第 j 个点至原点的距离, p_{ij} 为接触点载荷,可通过 TCA 方法得到, n 为接触线上离散点数, m 为接触线数。

主要考虑滑动摩擦功耗,将一个啮合周期 s 分

成 8 等份,根据同时接触的齿对数 K 的齿面接触情况,计算啮合周期内某瞬时时刻 $t=0,s/8,\cdots,s$ 时,啮合效率为

$$\eta_k = 1 - \frac{\sum_{k=1}^{k-1+K} \sum_{j=1}^n \mu_{k+8(K-1)j} \mathcal{U}_{s,k+8(K-1)j} p_{k+8(K-1)j}}{T_1 \omega_1}$$

(14)

式中: k 为 1 个啮合周期均分后接触时刻的标记序号;变量下标为 $k+8(K-1)$ 、 j 分别为齿面第 $k+8(K-1)$ 条接触线上第 j 个离散接触点; T_1 为主动轮扭矩。平均啮合效率表示为

$$\eta_a = \sum_{k=1}^8 \eta_k / 8$$

(15)

以一个啮合周期的 ALTE 最小、齿面局部闪温最小、平均啮合效率最大为优化目标进行多目标优化,归一化后的目标函数表示为

$$G(y) = \min \left\{ c_1 \frac{t_e}{t_{e0}} + c_2 \frac{T_p}{T_{p0}} + c_3 \frac{\eta_a}{\eta_{a0}} \right\}$$

(16)

式中: y 为优化变量,表示齿间间隙参数($\epsilon_1 \sim \epsilon_4$ 及 λ_1, λ_2)和接触线法向间隙参数(d_1, d_2, q_1, q_2 及 θ_a); $t_{e0}, \eta_{a0}, T_{p0}$ 为共轭齿面 ALTE、平均啮合效率、接触线最大闪温; t_e, η_a, T_p 为对应修形齿面考核数值。考虑到局部摩擦系数、载荷下降均导致齿面闪温及摩擦功耗降低,局部摩擦系数与齿面载荷大小、位置、滑动速度等有很强的非线性关系,啮合效率的改善空间较小,局部摩擦系数对闪温影响更为敏感,因此取权系数 c_1, c_2, c_3 分别为 0.5、0.4、0.1。

优化过程是改变齿面初始间隙并进行 TCA、LTCA 计算的一个非线性迭代过程,且存在多个局部解,因此需要寻找一种高效的优化方法。粒子群算法具有全局收敛性,可以求解具有多个局部极值的非线性优化问题,这里通过该方法进行优化,具体算法不再赘述。

4 算例与分析

为了增加高精度齿轮副受载后的实际重合度,主要考虑接触路径大倾斜时的设计优化。以一对弧齿准双曲面齿轮副的工作面为例,基本几何参数见表 1,大轮额定扭矩为 $600 \text{ N} \cdot \text{m}$,小轮输入转速为 $2\,000 \text{ r/min}$;润滑油环境黏度为 $0.02 \text{ Pa} \cdot \text{s}$,黏压系数为 11.4 GPa^{-1} ,油温为 $70 \text{ }^\circ\text{C}$,大小轮热接触系数为 $13.8 \text{ N}/(\text{mm} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{s}^{0.5})$,当量弹性模量 $E'=226 \text{ GPa}$,接触齿面粗糙度均方差为 $0.35 \text{ }\mu\text{m}$ 。准双曲面齿面加工参数见表 2。优化表明二阶传动误差

较内凹四阶传动误差在降低闪温方面效果良好,因此采用二阶抛物线传动误差改变齿间间隙。获得的最优 ease-off 拓扑修形曲面如图 3b 所示,参数见表 3。

表 1 准双曲面齿轮副几何参数

参数	数值	
	小轮	大轮
齿数	8	41
中点螺旋角/ $^\circ$	48.93	30.63
旋向	左旋	右旋
齿顶高/mm	5.77	1.05
齿根高/mm	1.16	5.73
节锥角/ $^\circ$	12.53	76.82
面锥角/ $^\circ$	17.45	77.73
根锥角/ $^\circ$	11.67	71.68
外锥距/mm	97.19	84.72
齿宽/mm	28	24
节锥顶点到交叉点距离/mm	13.84	-1.43
偏置距/mm	23	

表 2 准双曲面齿面加工参数

参数	数值	
	小轮(凹面)	大轮(凸面)
刀倾角/ $^\circ$	16.7	0
刀转角/ $^\circ$	346.7	0
刀盘半径/mm	80.5	75.4
刀盘齿形角/ $^\circ$	20	22.5
径向刀位/mm	73.95	74.04
角向刀位角/ $^\circ$	83.6	-66.3
垂直轮位/mm	19.6	0
轴向轮位/mm	2.4	0.6
床位/mm	2.7	0
轮坯安装角/ $^\circ$	-2	70.9
滚比	5.064 418	

最优 ease-off 修形齿面的特征是啮入、啮出端有一定的修形量,在整个齿高方向有齿廓修形,最优 ease-off 修形齿面接触迹线在靠近大端时,沿节圆分布,齿面接触印痕为对角接触,如图 3a 所示。理论齿面接触印痕为内对角接触,在啮合转换点有一定的传动误差幅值,如图 3c 所示,可以降低安装误差的敏感性,齿面适配量较大;最优 ease-off 修形齿面和理论齿面的 ease-off 修形量如图 3b、图 3d 所示,分别与接触区域匹配,传动误差越大,对应的齿面偏差也较大。全共轭齿面 TCA 仿真如图 3e 所

示,对小轮进行了齿廓抛物线修形,最大修形量为 1 μm 。

表 3 最优 ease-off 曲面参数

间隙	参数	数值
齿间	$\varepsilon_0/10^{-3} (^{\circ})$	-2.78
	$\lambda_0/ (^{\circ})$	-1.07
	$\lambda_1/ (^{\circ})$	0.13
齿面法向	d_1/mm	2.235
	d_2/mm	2.501
	q_1/mm	0.005
	q_2/mm	0.005
	$\theta_a/ (^{\circ})$	8.5

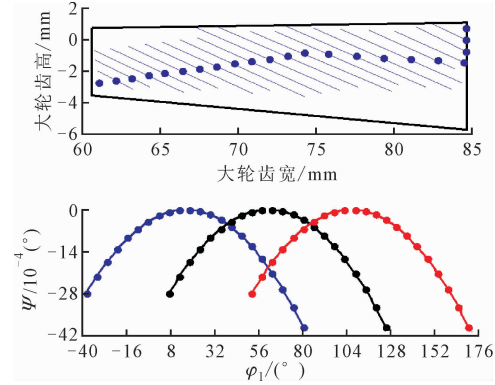
多载荷承载传动误差幅值仿真如图 3f 所示,共轭齿面实际重合度不变,随载荷增加 ALTE 不断增加;当齿面适配量过大、椭圆长轴较短时,随载荷增加实际重合度增加程度不同,因此 ALTE 出现多个极值;齿面适配量较小、椭圆长轴较长时,随载荷增加重合度增加直至不变,在重合度转换点($600\text{ N}\cdot\text{m}$)处出现最小极值点。承载传动误差如图 3g 所示,TCA 接触点为 22,理论重合度略大于 $(22-1)/8=2.6$,则第 1~6 啮合位置为 3 齿啮合区,在第 7、8 啮合位置为 2 齿啮合区,对于共轭齿面 3 齿啮合区变形小于 2 齿啮合区,ease-off 修形后 ALTE 降低到了 $6.39\times10^{-4} (^{\circ})$ 。如图 3h 所示,最优 ease-off 修形齿面相对理论齿面为增加材料,主要特征为对角误差,通过校正加工参数和修正刀具刃形可实现最优 ease-off 齿面修正。

啮合效率如图 4a、图 4c 所示,理论齿面适配量过大,重合度降低,接触线载荷增加,摩擦功耗增大,啮合效率减小;共轭齿面次之,最优 ease-off 修形齿面啮合效率最大,因为优化齿面主要是进行了齿廓修形,齿顶、齿根载荷向节线附近集中,而节线附近的滑动速度最小,齿面平均摩擦系数下降,因此啮合效率最高为 0.975 2,增加了 1%。齿面闪温如图 4b~图 4f 所示,同样的原因,齿面闪温也降低,齿根(大轮)由于相对滑动速度较大,闪温较大,修形后有所改善,最大闪温出现在共轭齿面大轮啮入端第 7、8 接触位置靠近齿根处,该处为双齿啮合区,闪温为 110°C ,ease-off 修形后为 71°C ,理论齿面为 94°C 。

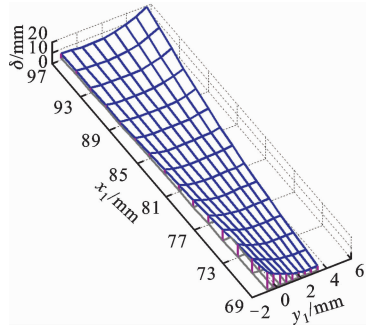
齿面综合曲率半径如图 5g 所示,沿齿向方向自大端至小端逐渐减小,沿齿高方向自齿顶(大轮)向齿根逐渐增大;齿面赫兹压力如图 5a、5d 所示,受曲率半径影响,自齿顶向齿根逐渐减小;理论齿面适配

量过大,重合度最小,齿面压力最大;共轭齿面重合度最大,齿面压力最小。

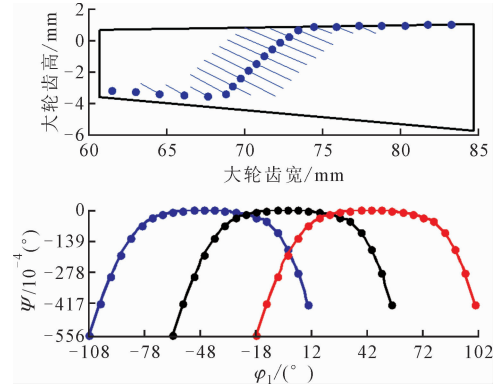
滑动速度如图 5b、5e 所示,节线附近齿面滑动



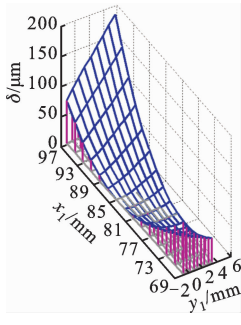
(a) 最优 ease-off 修形齿面 TCA 仿真



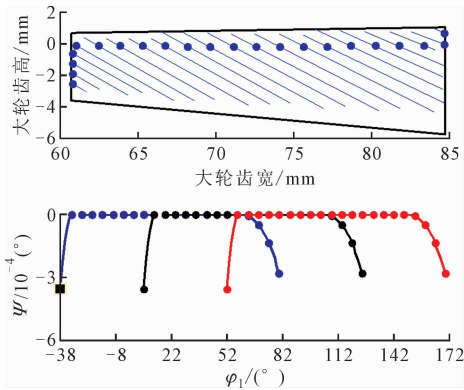
(b) 最优 ease-off 修形量



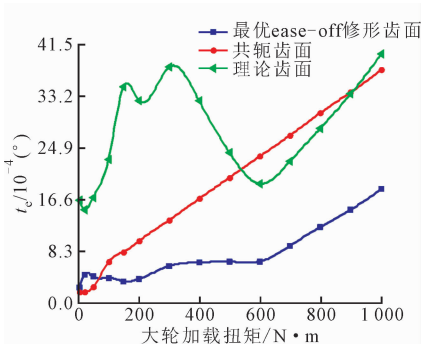
(c) 理论齿面 TCA 仿真



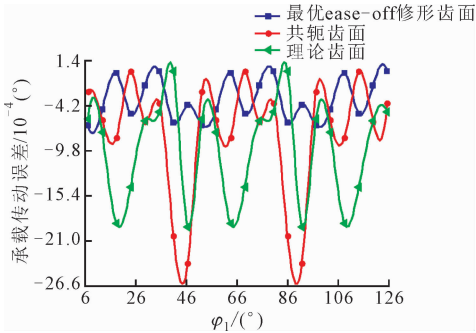
(d) 理论齿面的 ease-off 修形量



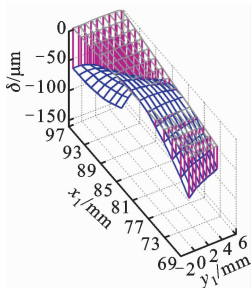
(e) 共轲齿面 TCA 仿真



(f) 多载荷承载传动误差幅值仿真



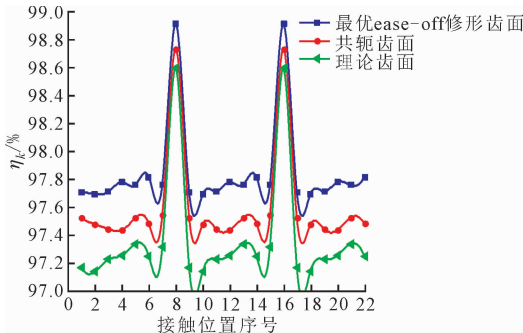
(g) 承载传动误差仿真



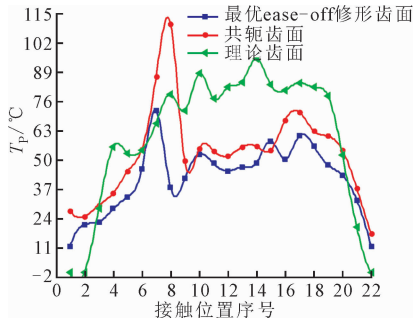
(h) 最优 ease-off 修形齿面相对理论齿面修形量

图 3 理论齿面、共轲齿面、最优 ease-off 修形曲面的修形量、传动误差幅值及 TCA 仿真

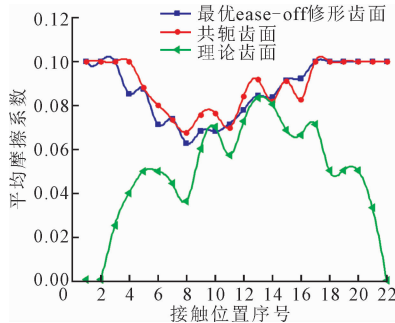
所示,修形后齿面油膜厚度有所改善,理论齿面适配量最大,油膜平均厚度最大,有利于润滑和散热,但是由于齿面压力过大,其最小油膜厚度相对最小。



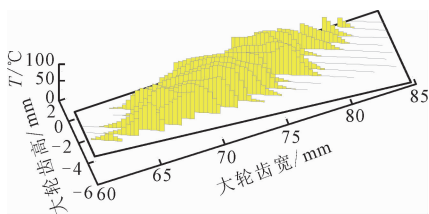
(a) 齿面瞬时啮合效率



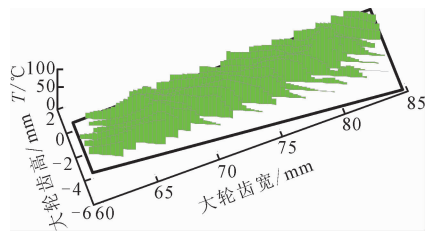
(b) 齿面接触线最大闪温



(c) 齿面接触线平均摩擦系数

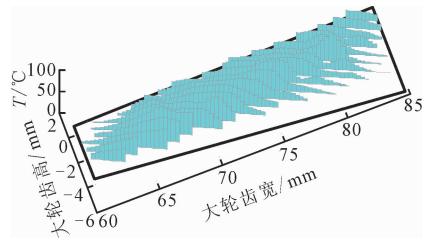


(d) 理论齿面闪温分布



(e) 共轲齿面闪温分布

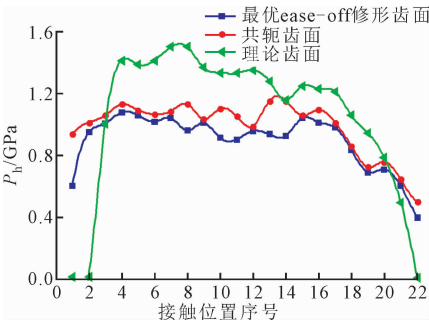
速度较小但不为零,沿齿向方向自大端至小端逐渐增大,沿齿高方向自齿顶(大轮)向齿根逐渐增大,齿面接触路径点也反映该特点。油膜厚度如图 5c、5f



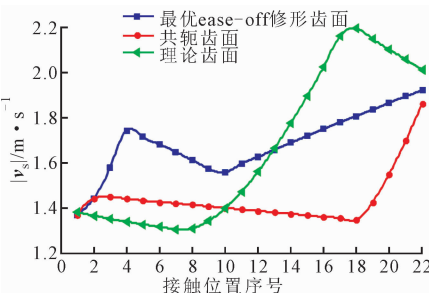
(f)最优 ease-off 修形齿面闪温分布

图 4 齿面闪温与啮合效率仿真

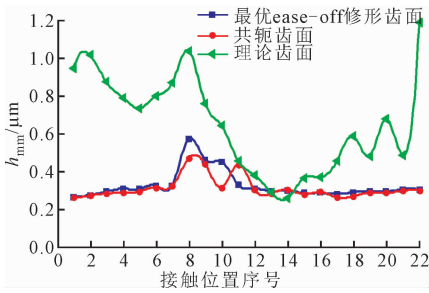
齿轮副参数与文献[26]的齿轮副参数较接近,图 4、5 中的齿面滑动速度($1\text{ m/s}<|v_s|<3\text{ m/s}$)、



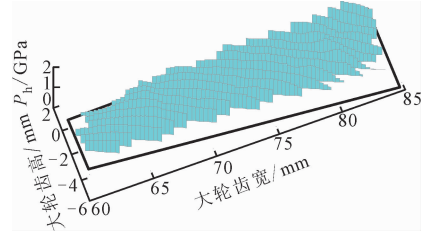
(a)齿面接触线最大赫兹压力



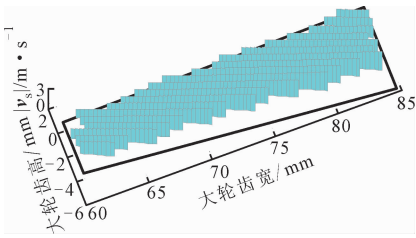
(b)齿面接触路径点滑动速度



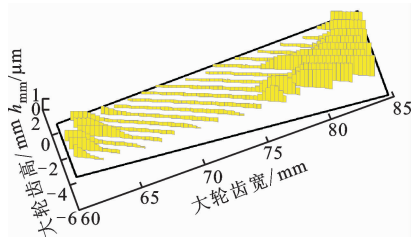
(c)齿面接触线平均油膜厚度



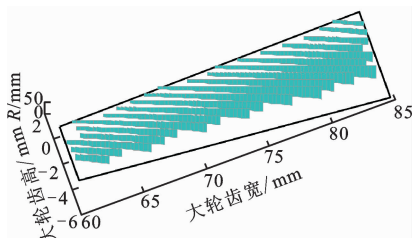
(d)最优 ease-off 修形齿面赫兹压力分布



(e)ease-off 修形优化齿面滑动速度分布



(f)理论齿面油膜厚度分布



(g)ease-off 修形优化齿面曲率半径分布

图 5 齿面闪温、压力、滑动速度、曲率半径及油膜厚度分布

综合曲率半径($20\text{ mm}<R<60\text{ mm}$)计算结果与文献[26]中相比较在数值和规律性上有一定的一致性;文中偏置距为 23,平均啮合效率为 97.5%,文献[26]中考虑了两种不同偏置距 30 mm 和 15 mm,平均啮合效率为 97.1%和 98.3%,这与随偏置距增大传动效率降低的规律是一致的。

5 结 论

为了提高汽车驱动桥综合传动性能,提出了基于 ease-off 拓扑修形准双曲面齿轮齿面多目标优化设计方法。

(1)根据齿间间隙与齿面法向间隙产生原理进行自由 ease-off 曲面设计,并与共轭齿面叠加表示修形齿面;结合 TCA、LTCA 方法得到齿面离散点载荷分布和承载变形,结合齿轮摩擦理论最新进展确定接触线上各离散点的局部摩擦系数。以 ALTE 最小、齿面瞬时闪温最小及平均啮合效率最大进行多目标优化,设计最佳修形齿面。

(2)齿面适配量对 ALTE 有很大影响,当齿面适配量较小,椭圆长轴较长时,随载荷增加重合度呈现增加至不变,传动误差幅值呈现减小至增加趋势。

(3)最优 ease-off 拓扑修形在啮入、啮出端有足够的抛物线传动误差,有效减小了 ALTE,并降低安装误差敏感性;此外,在整个齿高方向有一定的齿廓修形,接触迹线角较小时,齿轮副重合度较大,齿顶、齿根载荷向节线附近集中,而节线附近的滑动速度较小,齿面平均摩擦系数下降,因此啮合效率、齿面闪温下降;齿面适配量过大时,重合度降低,啮合效率减小。

(4)节线附近齿面滑动速度较小,沿齿向方向自大端至小端逐渐增大,沿齿高方向自齿顶(大轮)向齿根逐渐增大,共轭齿面最大闪温出现在齿根 2 齿啮合处。

参考文献:

- [1] LITVIN F L, ZHANG Y. Local synthesis and tooth contact analysis of face-milled spiral bevel gears; NASA contractor reports n4342 [R]. Chicago, Illinois, USA; NASA, 1991.
- [2] WANG Peiyu, FONG Zhonghua. Fourth-order kinematic synthesis for face-milling spiral bevel gears with modified radial motion (MRM) correction [J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128(2): 457-467.
- [3] 方宗德, 刘涛, 邓效忠. 基于传动误差设计的弧齿锥齿轮啮合分析 [J]. 航空学报, 2002, 23(3): 226-230. FANG Zongde, LIU Tao, DENG Xiaozhong. Tooth contact analysis of spiral bevel gears based on the design of transmission error [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2002, 23(3): 226-230.
- [4] 周凯红, 唐进元, 严宏志. 基于预定啮合特性的点啮合齿面设计方法 [J]. 航空动力学报, 2009, 24(11): 2612-2617. ZHOU Kaihong, TANG Jinyuan, YAN Hongzhi. Research on meshing characteristics-based design of point-contact tooth surface [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(11): 2612-2617.
- [5] 曹雪梅, 邓效忠, 聂少武. 基于共轭齿面修正的航空弧齿锥齿轮高阶传动误差齿面拓扑结构设计 [J]. 航空动力学报, 2015, 30(1): 195-200. CAO Xuemei, DENG Xiaozhong, NIE Shaowu. Ease-off flank topography design for aviation spiral bevel gears with higher-order transmission errors by modification of conjugate flank [J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(1): 195-200.
- [6] WANG Peng, ZHANG Yidu, WAN Min. Global synthesis for face milled spiral bevel gears with zero transmission errors [J]. Journal of Mechanical Design, 2016, 138(3): 033302.
- [7] ZHANG Yu, YAN Hongzhi. New methodology for determining basic machine settings of spiral bevel and hypoid gears manufactured by duplex helical method [J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 100: 283-295.
- [8] 邓效忠, 邓静, 谢君军, 等. 汽车驱动桥曲齿锥齿轮制造技术现状及发展趋势 [J]. 机械传动, 2015, 39(6): 182-186. DENG Xiaozhong, DENG Jing, XIE Junjun, et al. Manufacturing technology status and developmental trend for spiral bevel gear used in automotive drive axle [J]. Journal of Mechanical, 2015, 39(6): 182-186.
- [9] KOLIVAND M, KAHRAMAN A. An ease-off based method for loaded tooth contact analysis of hypoid gears having local and global surface deviations [J]. Journal of Mechanical Design, 2010, 132(7): 071004.
- [10] SHIH Y P. A novel ease-off flank modification methodology for spiral bevel and hypoid gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(8): 1108-1124.
- [11] 苏进展, 贺朝霞. 弧齿锥齿轮齿面的高精度修形方法 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2014, 42(4): 91-96. SU Jinzhan, HE Zhaoxia. High-precision modification of tooth surface for spiral bevel gears [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2014, 42(4): 91-96.
- [12] 张卫青, 马朋朋, 郭晓东. 基于共轭差曲面的螺旋锥齿轮接触特性控制方法 [J]. 北京工业大学学报, 2018, 44(7): 1024-1031. ZHANG Weiqing, MA Pengpeng, GUO Xiaodong. Contact characteristics control method of spiral bevel gears based on ease-off [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2018, 44(7): 1024-1031.
- [13] 魏冰阳, 邓效忠, 全昂鑫. 曲面综合法弧齿锥齿轮加工参数计算 [J]. 机械工程学报, 2016, 52(1): 20-25. WEI Bingyang, DENG Xiaozhong, TONG Angxin, et al. Surface synthesis method on generating parameters computation of spiral bevel-gears [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(1): 20-25.
- [14] STADTFELD H J, GAISER U. The ultimate motion graph [J]. Journal of Mechanical Design, 2000, 122(3): 317-322.
- [15] ARTONI A, KOLIVAND M, KAHRAMAN A. An ease-off based optimization of the loaded transmission error of hypoid gears [J]. Journal of Mechanical Design, 2010, 132(1): 011010.
- [16] 王星, 方宗德, 牟彦铭, 等. HGT 准双曲面齿轮承载传动误差的优化设计 [J]. 振动与冲击, 2017, 36(8):

- 34-40.
- WANG Xing, FANG Zongde, MU Yanming, et al. Optimization design of loaded transmission error for HGT hypoid gear drives [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(8): 34-40.
- [17] 王延忠,周元子,陈聪慧,等. 弹流润滑螺旋锥齿轮热摩擦行为分析 [J]. *航空动力学报*, 2011, 26(10): 2382-2387.
- WANG Yanzhong, ZHOU Ziyuan, CHEN Conghui, et al. Thermal tribology analysis of spiral bevel gears in EHD lubrication [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2011, 26(10): 2382-2387.
- [18] 严宏志,周腾飞,黄国兵,等. 干运行弧齿锥齿轮齿面温升分析 [J]. *机械传动*, 2016, 40(7): 22-26.
- YAN Hongzhi, ZHOU Tengfei, HUANG Guobin, et al. Tooth surface temperature rise analysis of spiral bevel gear during dry running [J]. *Journal of Mechanical*, 2016, 40(7): 22-26.
- [19] 高洁,刘振侠,刘姝怡,等. 干运转下连轴弧齿锥齿轮的瞬态热分析 [J]. *推进技术*, 2018, 39(9): 2051-2058.
- GOU Jie, LIU Zhenxia, LIU Shuyi, et al. Transient thermal analysis of tooth-axle spiral bevel gear during dry running [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(9): 2051-2058.
- [20] 谷建功,方宗德,杨小芳. 弧齿锥齿轮齿面闪温分布特性分析 [J]. *农业机械学报*, 2011, 42(2): 207-211.
- GU Jiangong, FANG Zongde, YANG Xiaofang. Analysis of distribution characteristics of gear surface flash temperature for spiral bevel [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2011, 42(2): 207-211.
- [21] 谷建功,方宗德,苏进展,等. 混合弹流润滑下弧齿锥齿轮传动啮合效率计算方法 [J]. *农业机械学报*, 2010, 41(5): 188-192.
- GU Jiangong, FANG Zongde, SU Jinzhan, et al. Calculation of meshing efficiency for spiral bevel gears under the condition of mixed elastohydrodynamic lubrication [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2010, 41(5): 188-192.
- [22] 袁杰红,林泽锦. 弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算 [J]. *国防科技大学学报*, 2012, 34(5): 115-120.
- YUAN Jiehong, LIN Zejin. The calculation of friction power loss for spiral bevel gears [J]. *Journal of National University of Defense of Technology*, 2012, 34(5): 115-120.
- [23] 蒲伟,王家序,杨荣松,等. 重载下准双曲面齿轮传动界面润滑机理分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(11): 55-61.
- PU Wei, WANG Jiaxu, YANG Rongsong, et al. Analysis on lubrication performance of hypoid gears at heavy loads [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(11): 55-61.
- [24] 曹伟,蒲伟,任思,等. 弧齿锥齿轮摩擦系数与啮合效率研究 [J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(3): 248-255.
- CAO Wei, PU Wei, REN Si, et al. Friction coefficient and mesh efficiency in spiral bevel gears [J]. *Tribology*, 2018, 38(3): 248-255.
- [25] WANG Yanzhong, TANG Wen, CHEN Yanyan, et al. Investigation into the meshing friction heat generation and transient thermal characteristics of spiral bevel gears [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 119(C): 245-253.
- [26] KOLIVAND M. Development of tooth contact and mechanical efficiency models for face-milled and face-hobbed hypoid and spiral bevel gears [D]. Columbus, OH, USA: The Ohio State University, 2009: 158-168.
- [27] FERNANDES C M C G, MARYINS R C, SEABRA J H O. Coefficient of friction equation for gears based on a modified Hersey parameter [J]. *Tribology International*, 2016, 101: 204-217.
- [28] XU Hai. Development of a generalized mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs [D]. Columbus, OH, USA: The Ohio State University, 2005: 18-22.
- [29] 周长江,唐进元,钟志华,等. 齿轮传动齿面摩擦因数计算方法的研究 [J]. *润滑与密封*, 2006(10): 185-191.
- ZHOU Changjiang, TANG Jinyuan, ZHONG Zhihua, et al. Studies on the calculation of teeth surface friction coefficients in gear drive [J]. *Lubrication Engineering*, 2006(10): 185-191.
- [30] KAKAVAS I, OLVER A V, DINI D. Hypoid gear vehicle axle efficiency [J]. *Tribology International*, 2016, 101: 314-323.
- [31] GUPTA P K, CHENG H S, ZHU D, et al. Viscoelastic effects in MIL-L-7808-type lubricant: part I Analytical formulation [J]. *Tribology Transactions*, 1992, 35(2): 269-274.
- [32] ZHU Dong, HU Yuanzhong. A computer program package for the prediction of EHL and mixed lubrication characteristics, friction, subsurface stresses and flash temperatures based on measured 3-D surface roughness [J]. *Tribology Transactions*, 2001, 44(3): 383-390.

(编辑 武红江)