

鼓形齿联轴器鼓度曲线选型优化比较分析

赵世银¹ 姚远¹ 李业明²

(1 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

(2 中国铁道科学研究院 机车车辆研究所, 北京 100081)

摘要 外齿鼓度曲线的选型及参数对鼓形齿联轴器啮合特性有着重要的影响, 其决定了鼓形齿联轴器的最大允许轴间倾角及啮合性能。采用几何分析方法, 建立了 4 种不同类型的鼓度曲线即圆弧曲线、椭圆曲线、双曲线和三段圆弧曲线, 计算不同轴间倾角对应的内外齿齿面的最小间隙、接触点位置、允许最大轴间倾角和重合度, 比较 4 种不同类型的鼓度曲线即圆弧曲线、椭圆曲线、双曲线和三段圆弧曲线的啮合特性。结果表明, 各种鼓度曲线中间曲率半径分别在 50 mm ~ 90 mm 和 90 mm ~ 130 mm 的取值范围内, 每增加 20 mm, 相应的最大允许轴间倾角差值分别减小 0.2° 和 0.1° 左右; 三段圆弧曲线可允许轴间倾角最大且对应接触点轴向位移量最小。轴间倾角大于 1.3°, 中间位置曲率半径相同时, 三段圆弧对应的齿面法向最小间隙曲线明显更平缓, 啮合重合度更高。

关键词 鼓形齿联轴器 鼓度曲线 啮合分析 轴间倾角

Optimization and Contrast Analysis of Different Crown Profile for Crown Gear Coupling

Zhao Shiyin¹ Yao Yuan¹ Li Yeming²

(1 State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

(2 Locomotive Vehicle Research Institute, China Academy of Railway Science, Beijing 100081, China)

Abstract The selection and parameter of external tooth crowning curve have important influence on the meshing characteristic of the crown gear coupling, which determines the maximum allowable inter-axial angle and meshing performance of the crown gear coupling. The four types of crowning curves of circular, elliptic, hyperbolic and three-segment circular arcs are established by using geometric analysis, the minimum clearance, the contact position, the maximum inter-axial inclination and the contact ratio between the internal and external tooth surfaces at different inclination angles are calculated. The meshing characteristics of four crowning curves are compared. The results show that when the mid-point curvature radius of each crowning curve change respectively in the range of 50 ~ 90 mm and 90 ~ 130 mm, the corresponding maximum allowable inter-axial angle decreases by 0.2° and 0.1° for every 20 mm increase of curvature radius, the three-section arc curve allows the largest inter-axial angle and the smallest axial displacement at the corresponding maximum allowable inter-axial angle. When the inter-axial angle is greater than 1.3° and the curvature radius of the intermediate position is the same, the three-section arc corresponds to the tooth surface normal minimum clearance curve is obviously more gentle, meshing coincidence degree is higher.

Key words Crown gear coupling Crowning curve Meshing analysis Inter-axial angle

0 引言

鼓形齿联轴器因结构和装配特点能够补偿联结两轴之间的轴向位移、径向位移和角位移 3 种位移偏差, 且具有承载力高、运转平稳、工作可靠等优点, 普遍运用在铁路车辆中, 目前国内大部分地铁、

轻轨车辆和高速动车组均采用鼓形齿联轴器。由于车辆振动, 需补偿电机输出轴与齿轮箱输入轴之间的各向位移和偏角。目前国内技术还不是很成熟, 尤其用于高速动车组的鼓形齿联轴器几乎全都依赖进口。国内外在鼓形齿结构及轮齿参数优化方面做了大量的工作, 纽海彦^[1]通过对比分析国内外轨道

公式均不变。类似的,其余曲线修形下鼓形齿外齿齿面各节点径向坐标公式如下所述。

1.2.2 椭圆曲线

在坐标系 S_1 下,外齿齿面各节点径向坐标计算公式为

$$x_{hki}^{(1)} = r_{hkmi} \cos \frac{\beta_{hki}}{2} - \left[b - \sqrt{b^2 - \left(\frac{z_{hki}}{a} \right)^2} \right] \quad (4)$$

式中, a 、 b 分别为椭圆曲线长、短半轴。

1.2.3 双曲线

在坐标系 S_1 下,外齿齿面各节点径向坐标计算公式为

$$x_{hki}^{(1)} = r_{hkmi} \cos \frac{\beta_{hki}}{2} - \left\{ a \sqrt{\left[1 + \left(\frac{z_{hki}}{b} \right)^2 \right]} - a \right\} \quad (5)$$

式中, a 、 b 分别为双曲线实半轴、虚半轴。

1.2.4 三段圆弧曲线

在坐标系 S_1 下,外齿齿面各节点径向坐标计算公式为

$$x_{hki}^{(1)} = \begin{cases} r_{hkmi} \cos \frac{\beta_{hki}}{2} - (r_c - \sqrt{r_c^2 - z_{hki}^2}) & (\text{中段弧}) \\ x_{hki} - \left[r_{cf} - \sqrt{r_{cf}^2 - \left(k_f \frac{B - B_1}{2(n_{sf})} \right)^2} \right] & (\text{左侧弧}) \\ x_{hki} - \left[r_{cf} - \sqrt{r_{cf}^2 - \left(k_f \frac{B - B_1}{2(n_{sf})} \right)^2} \right] & (\text{右侧弧}) \end{cases} \quad (6)$$

式中, r_c 和 r_{cf} 分别为中段弧和侧段弧半径; x_{hki} 为中段弧对应齿面第一列节点径向坐标; k_f 为侧段弧对应齿面节点所在列; n_{sf} 为侧段弧网格划分列数; B_1 为中段弧对应齿宽。

将上述各鼓度曲线对应外齿齿面节点分别从 S_1 坐标系向 S_{20} 坐标系投影。

$$\begin{bmatrix} x_{ki}^{(20)} \\ y_{ki}^{(20)} \\ z_{ki}^{(20)} \end{bmatrix} = M_{20,10} M_{10,1} \begin{bmatrix} x_{ki}^{(1)} \\ y_{ki}^{(1)} \\ z_{ki}^{(1)} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\text{式中, } M_{10,1} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, M_{20,10} =$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \text{ 分别为 } S_1 \text{ 到 } S_{10} \text{ 与 } S_{10} \text{ 到 } S_{20} \text{ 的变}$$

换矩阵; φ_1 为外齿轮相对于外齿静坐标系转过的角度; θ 为内外齿轮轴线的夹角,即轴间倾角。

根据内外齿啮合条件,如果在外齿面节点(i , k)处发生接触,则此时该节点到内齿轴线的距离 r_{ski} 应等于内齿面上相应接触点到内齿轴线的距离。

$$r_{ski} = \sqrt{(x_{ki}^{(20)})^2 + (y_{ki}^{(20)})^2} \quad (8)$$

$$\beta_{ski} = \frac{T_{sp}}{r_p} - 2(\text{inv } \alpha_{ski} - \text{inv } \alpha) \quad (9)$$

$$\alpha_{ski} = \arccos \frac{r_b}{r_{ski}} \quad (10)$$

内齿对应节点在坐标系 S_2 下的坐标为

$$\begin{cases} x_{ski}^{(2)} = r_{ski} \cos \frac{\beta_{ski}}{2} \\ y_{ski}^{(2)} = r_{ski} \sin \frac{\beta_{ski}}{2} \\ z_{ski}^{(2)} = z_{ki}^{(20)} \end{cases} \quad (11)$$

通过坐标变换得到其在坐标系 S_{20} 上的坐标为

$$\begin{bmatrix} x_{ski}^{(20)} \\ y_{ski}^{(20)} \\ z_{ski}^{(20)} \end{bmatrix} = M_{20,2} \begin{bmatrix} x_{ski}^{(2)} \\ y_{ski}^{(2)} \\ z_{ski}^{(2)} \end{bmatrix} \quad (12)$$

计算节点(i , k)处的内外齿面沿周向的齿面间隙为

$$\text{cle}(i, k, \varphi_1) = r_{ski} \left(\arctan \frac{y_{ski}^{(20)}}{x_{ski}^{(20)}} - \arctan \frac{y_{ki}^{(20)}}{x_{ki}^{(20)}} + \frac{mx_{\tau 2}}{r_{sp}} \right) \quad (13)$$

式中, $x_{\tau 2}$ 为内齿切向变位系数; r_{sp} 为内齿节圆半径。

齿面间隙值 cle 最小时,对应节点的位置即为此时内外齿最易接触的位置。

2 鼓度曲线优化分析

2.1 各鼓度曲线介绍

选取国内某型高速动车组动力车采用的鼓形齿联轴器作为分析对象,其主要参数如表 2 所示。

表 2 齿轮主要结构参数

参数	数值	参数	数值
模数 m/mm	3	压力角 $\alpha/(\circ)$	20
齿数 z	60	外齿切向变位系数 $x_{\tau 1}$	0
齿宽 B/mm	20	内齿切向变位系数 $x_{\tau 2}$	0.03

以下对 4 种鼓度曲线中影响啮合特性参数进行介绍,如图 4 所示。

如图 4(a) 所示,圆弧曲线由半径 r_c 决定,通过改变半径大小分析其对啮合传动影响;图 4(b) 所示,椭圆曲线由长、短轴 $2a$ 和 $2b$ 确定,取短轴顶点处曲率半径 ρ ,通过 a 、 b 、 ρ 分析其对椭圆曲线鼓形齿啮合传动影响;图 4(c) 所示,双曲线由实、虚轴 $2a$ 和 $2b$ 确定,取任一顶点处曲率半径 ρ ,改变 a 、 b 、 ρ 分析其对双曲线鼓形齿啮合传动影响;图 4(d) 所示,三段圆弧曲线由中段弧 r_c 和侧段弧 r_{cf} 半径组成,通过改变 r_c 、 r_{cf} 以及中段弧所占轴向宽度之半 c 值,分析其对三段圆弧鼓形齿啮合传动的影响。

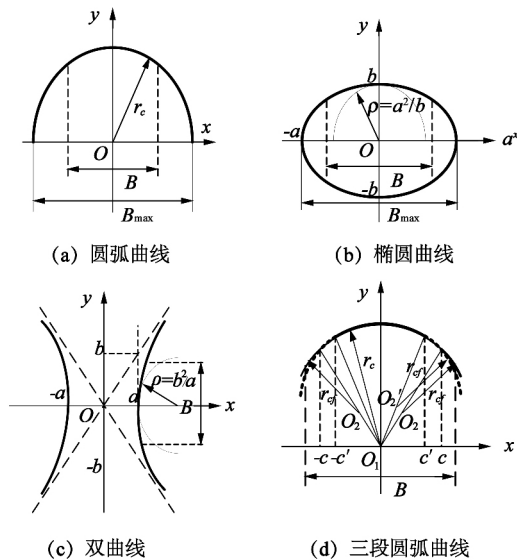


图 4 各鼓度曲线参数图

2.2 啮合分析

2.2.1 圆弧曲线

半径从 50 mm ~ 130 mm 进行取值分析。如图 5 所示, 图 5(a) 为不同圆弧半径下对应的最大允许轴间倾角曲线图; 图 5(b) 为不同圆弧半径下对应的内外齿接触点轴向位移量。从中可看出, 最大允许轴间倾角随圆弧半径增大而减小, 当小于 90 mm 时, 相应允许最大轴间偏角变化较大, 增大 20 mm, 相应最大轴间偏角减小 0.2° 左右, 当大于 90 mm 时, 相应最大轴间偏角变化则很小; 内外齿接触点轴向位移量亦随圆弧半径增大而增大, 且当圆弧半径取为 90 mm, 内外齿接触达到外齿面边缘, 即棱边接触; 当半径小于 90 mm, 内外齿在最大轴间倾角下产生的接触均为非棱边接触。

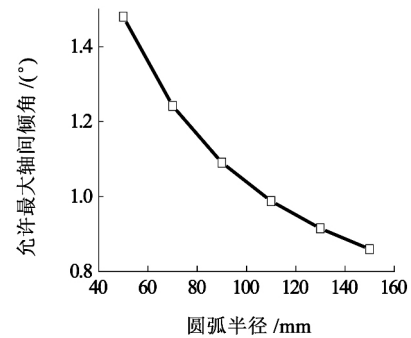
2.2.2 椭圆曲线

长半轴 a 从齿宽之半开始取值。由图 6 所示, 图 6(a) 为不同曲率半径下长半轴 a 取不同值对应的最大允许轴间倾角; 图 6(b) 为不同曲率半径下长半轴 a 取不同值对应内外齿接触点轴向位移量。从中可见, 长轴取为齿宽(即 $a = B/2$) 时, 允许最大轴间倾角最大且相应接触点轴向位移量最小; 曲率半径小于 90 mm 变化时, 增加 20 mm, 相应最大轴间偏角减小 0.2° , 大于 90 mm, 相应最大轴间偏角变化则很小。接触点轴向位移量随曲率半径增大而增大, 随长半轴 a 取值增大而增大, 并在曲率半径为 130 mm、长半轴 a 为 18 mm 时, 产生棱边接触; 在较大的偏转角度范围内, 可满足良好的啮合性能。

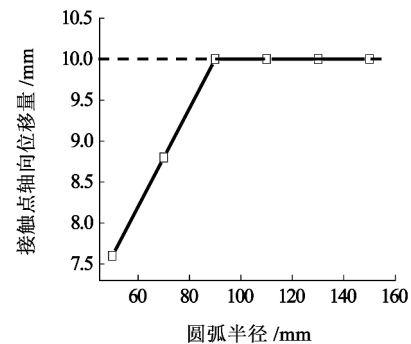
2.2.3 双曲线

虚半轴 b 从齿宽之半开始取值。如图 7 所示,

图 7(a) 为不同曲率半径下虚半轴 b 取值不同对应允许最大轴间倾角; 图 7(b) 为不同曲率半径下虚半轴

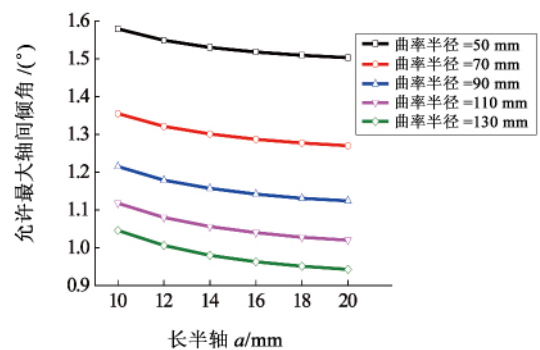


(a) 圆弧半径对应允许最大轴间倾角

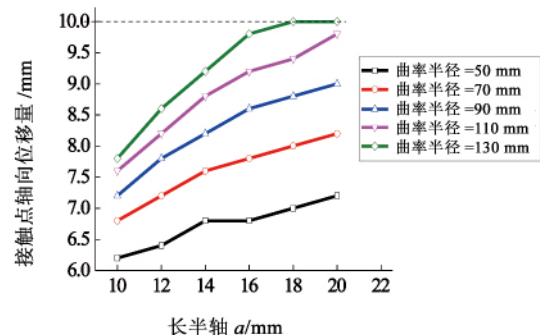


(b) 圆弧半径对应接触点轴向位移量

图 5 圆弧不同鼓度半径对应啮合特性



(a) 允许最大倾角变化曲线



(b) 接触点轴向位移量变化曲线

图 6 不同曲率半径及参数对相关啮合特性影响

b 取值不同对应内外齿接触点轴向位移量。可见其最大允许轴间倾角随曲率半径增大而减小, 随虚半轴 b

增大而逐渐增大至平缓; 曲率半径在 50 mm ~ 130 mm 变化时, 最大允许轴间倾角相较于圆弧曲线和椭圆曲线更小。当虚半轴 b 取到齿宽之半, 接触点发生在齿端; 随着虚半轴 b 逐渐增大, 即外齿修形曲线越集中于双曲线顶点时, 允许最大轴间倾角逐渐增大, 接触点也开始由齿端向齿宽中心移动, 所以为了避免棱边接触, 虚半轴 b 应尽量取到齿宽值以上, 但其允许偏转的角度较小。

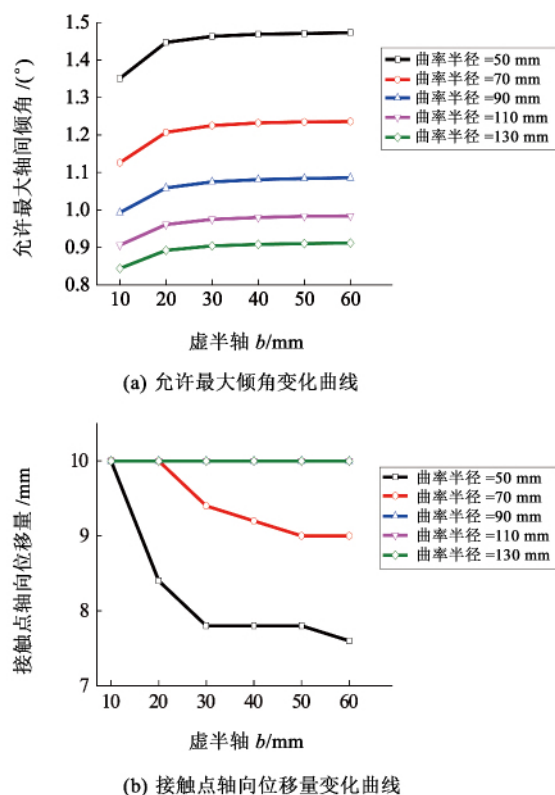


图7 不同曲率半径及参数对最大轴间偏角影响

2.2.4 三段圆弧

如图8所示, 图8(a)为不同圆弧半径、中段弧所占轴向宽度之半 c 不同取值对应允许最大轴间倾角; 图8(b)为允许最大轴间倾角对应接触点轴向位移量。由图可见, 允许最大轴间倾角随中段圆弧半径增大而减小、随侧弧半径减小而增大、随 c 值增大而减小; 中段弧半径在 50 mm ~ 90 mm 取值时, 最大轴间倾角变化与椭圆曲线和圆弧曲线基本相同。对应接触点轴向位移量随侧段圆弧半径增大而增大, 随 c 值增大而增大, 但当 c 值使得中段弧占齿宽 $4/5$ 时, 改变侧弧半径的大小对上述两种特性几乎无影响; 同时所有圆弧半径组合对应 c 不同取值时, 接触点均发生在侧段弧上, 只有中段弧为 50 mm、侧段弧为 30/40 mm 且 c 取在 7 mm ~ 8 mm 之间某个值时, 接触由侧段弧转移至中段弧; 在不产生棱边接触条件下, 可允许偏转的角度较大。

2.3 各曲线鼓形齿实例对比分析

根据以上各曲线影响参数对啮合状态的影响, 以允许轴间倾角足够大同时接触点尽量靠近齿宽中心的选取原则, 在图5~图8中分别取出较优且方便计算的参数为例做各曲线鼓形齿啮合传动性能对比分析, 参数如表3所示。

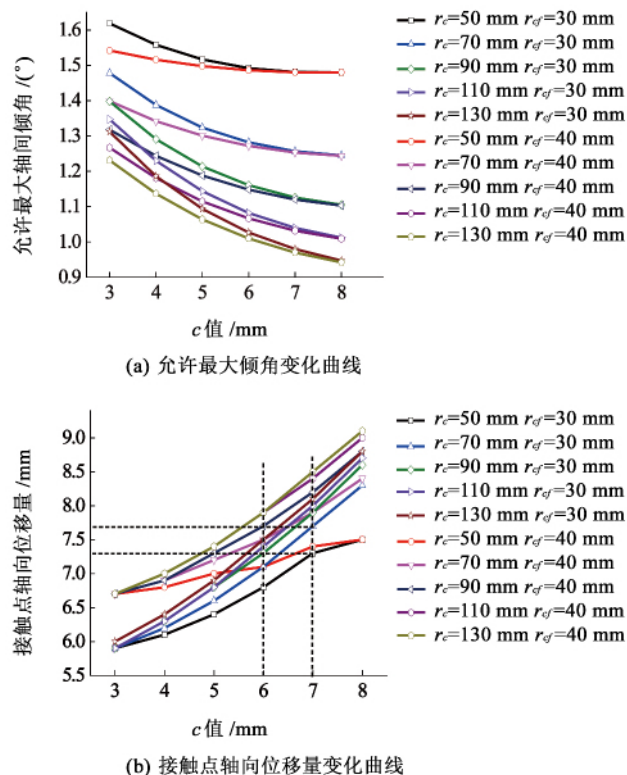
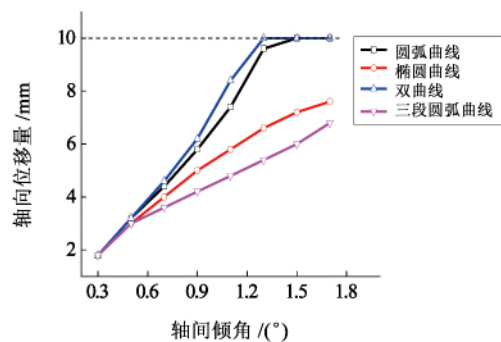


图8 三段圆弧曲线啮合分析

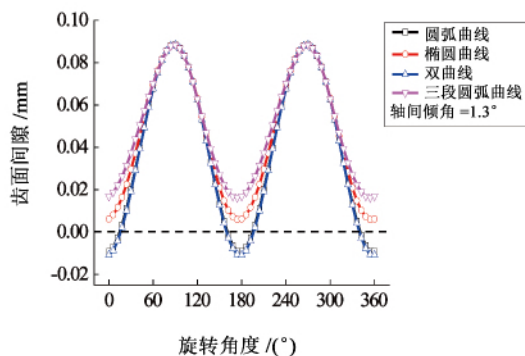
表3 各鼓度曲线参数

鼓度曲线	主要参数/mm
圆弧	$r_c = 70$
椭圆	$\rho = 70 \quad a = 10$
双曲线	$\rho = 70 \quad b = 50$
三段圆弧	$r_c = 70 \quad r_{cf} = 30 \quad c = 3$

由图9所示, 图9(a)为各曲线鼓形齿在不同轴间倾角下对应内外齿接触点轴向位移量, 其中在轴间倾角小于 0.5° 时, 各曲线对应接触点轴向位移量基本相同; 当轴间倾角大于 0.5° 时, 圆弧曲线和双曲线对应接触点轴向位移量曲线呈线性上升, 椭圆曲线和三段圆弧曲线则相对上升较缓, 其中三段圆弧曲线最容易产生棱边接触。图9(b)所示为各曲线鼓形齿在轴间倾角取 1.3° 时对应内外齿旋转一个周齿面最小间隙变化曲线, 其中双曲线和圆弧曲线极值跳跃大, 椭圆曲线和三段圆弧曲线相对较小, 其中三段圆弧曲线对应的齿面间隙极值差最小, 对应齿面最小间隙变化曲线最平缓。



(a) 各曲线鼓形齿对应接触点轴向位移量



(b) 各曲线鼓形齿对应最小齿面间隙

图 9 各曲线鼓形齿啮合特性比较

3 结论

(1) 圆弧曲线、椭圆曲线、双曲线和三段圆弧曲线 4 种鼓度曲线在中点位置曲率半径分别在 50 mm ~ 90 mm 和 90 mm ~ 130 mm 范围取值时, 每增加 20 mm, 最大允许轴间倾角减小 0.2° 和 0.1° 左右, 三段圆弧曲线最大允许轴间倾角最大且对应接触点轴向位移量最小。

(2) 当轴间倾角大于 0.5° 时, 各曲线对应最小齿面间隙值在齿摆区时都相同, 在齿翻区时, 三段圆弧鼓度曲线对应最小齿面间隙值最大, 相较其余曲线内外齿啮合重合度更高; 由于双曲线曲线中段曲率半径远小于两端, 故虚半轴值需取得足够大以避免棱边接触, 其相较于其余曲线在小轴间倾角下, 具有更好的重合度, 承载分布更均匀。

参 考 文 献

- [1] 纽海彦. 国内外轨道车辆鼓形齿式联轴节对比分析[J]. 机车车辆工艺, 2009(2): 32-34.
- [2] 万朝燕, 王欣欣, 张耘国. 鼓形齿联轴器的研究发展及应用现状[J]. 机械工程师, 2013(12): 1-2.
- [3] WILDHABER E. GEAR COUPLING: US 3292390 [P]. 1966-12-20.
- [4] 易传云, 肖来元, 杨元山, 等. 非共轭齿面鼓形齿联轴器鼓形齿轮鼓度曲线的优化[J]. 中国机械工程, 1995(S1): 4-6.
- [5] 袁伟瑾. 三段弧鼓形齿式联轴器的研究和设计[J]. 矿山机械, 2003(12): 79-81.
- [6] 魏家麒. 高速动车用鼓形齿联轴器研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2016: 51-57.
- [7] 易传云, 肖来元. 鼓形齿联轴器[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1999: 9-20, 62-71.
- [8] ALFARES M A, FALAH A H, ELKHOLY A H. Clearance distribution of misaligned gear coupling teeth considering crowning and geometry variations [J]. Mechanism and Machine Theory, 2006(41): 1258-1272.

收稿日期: 2016-12-17 收修改稿日期: 2017-02-08

作者简介: 赵世银(1989—), 男, 四川成都市人, 硕士。