

弧齿锥齿轮齿面闪温分布特性分析*

谷建功 方宗德 杨小芳
(西北工业大学机电学院, 西安 710072)

【摘要】 在 Blok 闪温公式的基础上,计算混合弹流润滑下的齿面平均摩擦因数,修正了公式中的齿面平均摩擦因数,提高了计算精度。同时,通过计算弧齿锥齿轮沿齿面啮合点的切向速度、赫兹接触带半宽和载荷分配系数,提出了混合弹流润滑下弧齿锥齿轮沿接触轨迹和全齿面的闪温公式。经算例分析表明,非正交弧齿锥齿轮副沿接触轨迹闪温的最大值位于啮出轨迹中部,全齿面闪温的最大值在大轮节锥与齿根之间的齿面中部,这些部位最容易发生胶合。

关键词: 混合弹流润滑 弧齿锥齿轮 平均摩擦因数 胶合 闪温
中图分类号: TH132.41 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)02-0207-05

Analysis of Distribution Characteristics of Gear Surface
Flash Temperature for Spiral Bevel

Gu Jiangong Fang Zongde Yang Xiaofang
(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract

The mean friction coefficient on tooth surface was calculated under mixed elastohydrodynamic lubrication based on Blok's flash temperature formula. Furthermore, the mean friction coefficient of the formula was modified, and the formula was improved. Meanwhile, through calculating the tangential velocity, half width of Hertz contact zone and load distribution factor along the meshing point of spiral bevel gears, the formulas to calculate the flash temperatures along the contact path and whole tooth surface of spiral bevel gears under mixed elastohydrodynamic lubrication were proposed respectively, which provided a comprehensive and accurate method for its calculation of scuffing load capacity. The results of analyzing the calculation example indicated that the maximum flash temperature along the contact path located in the middle recess path, and the one of the whole tooth surface was between the pitch cone and dedendum of gear, where the scuffing failure showed the most possibly.

Key words Mixed elastohydrodynamic lubrication, Spiral bevel gears, Mean friction coefficient, Scuffing, Flash temperature

引言

弧齿锥齿轮多用于机械、航空和汽车中高速、重载的工况,而齿轮的胶合失效多在这种工况下发生^[1],因此准确计算弧齿锥齿轮的胶合承载能力是其设计的必要步骤,对提高弧齿锥齿轮的寿命和保证整个传动系统的高可靠性具有重要意义。闪温法

是一种国内外广泛采用的属于 ISO 标准的胶合承载能力计算方法,是基于 Blok 的接触温度概念(即闪温温度)发展而形成的^[2]。

Blok 闪温公式主要包括齿面平均摩擦因数、沿齿面啮合点的切向速度、赫兹接触带半宽和载荷分配系数的计算。公式中的齿面平均摩擦因数为完全弹流润滑下沿接触轨迹的局部摩擦因数的平均值,

收稿日期: 2010-03-05 修回日期: 2010-04-20
* 国家自然科学基金资助项目(50875211)
作者简介: 谷建功,博士生,主要从事基于摩擦学的齿轮性能研究,E-mail: agunwpu@hotmail.com

忽略了齿轮实际润滑状态这一重要因素的影响。而 Martin^[3]发现,齿轮的润滑状态包括了完全弹流润滑和边界润滑的混合弹流润滑。因此,齿面平均摩擦因数应由完全弹流润滑下和边界润滑下的齿面平均摩擦因数两部分组成。另外,弧齿锥齿轮的齿面为复杂曲面,几何特性不同于其他类型的齿轮,公式中没有给出弧齿锥齿轮的闪温求解在其他方面的具体算法。

本文将推导混合弹流润滑下的齿面平均摩擦因数、弧齿锥齿轮沿齿面啮合点的切向速度、赫兹接触带半宽和载荷分配系数的计算公式,并综合得出混合弹流润滑下弧齿锥齿轮沿接触轨迹和全齿面的闪温公式,求解弧齿锥齿轮沿接触轨迹以及全齿面的闪温分布情况。

1 Blok 闪温公式

对于具有带状赫兹接触区和齿面啮合点切向速度平行的锥齿轮,Blok 闪温公式的表达形式为^[2]

$$\Theta_{fl} = 1.11 \frac{\mu_m X_J X_S \omega_{Bn}}{\sqrt{2b}} \frac{|v_{g1} - v_{g2}|}{B_{M1} \sqrt{v_{g1}} + B_{M2} \sqrt{v_{g2}}} \quad (1)$$

式中 Θ_{fl} ——齿面啮合点闪温,℃
 μ_m ——完全弹流润滑时齿面平均摩擦因数
 X_J ——啮入系数^[2]
 X_S ——载荷分配系数
 ω_{Bn} ——端面单位载荷,N/mm
 b ——赫兹接触带半宽,mm
 v_{g1} ——小轮在啮合点切向速度,mm/s
 v_{g2} ——大轮在啮合点切向速度,mm/s
 B_{M1} ——小轮热接触系数,N/(mm·s^{1/2}·℃)
 B_{M2} ——大轮热接触系数,N/(mm·s^{1/2}·℃)

2 混合弹流润滑下弧齿锥齿轮的闪温

在弧齿锥齿轮齿面展成与接触分析^[4](tooth contact analysis,简称 TCA)和轮齿承载接触分析^[5](loaded tooth contact analysis,简称 LTCA)基础上,推导混合弹流润滑下弧齿锥齿轮的闪温公式。

2.1 混合弹流润滑下的齿面平均摩擦因数

Castro^[6]建立的混合弹流润滑模型认为,轮齿间总法向力 F_n 和总切向力 F_t 都由两部分合成,一部分为完全弹流润滑下齿间弹流润滑膜的承载;另一部分为边界润滑下齿面微凸体的直接作用力。即

$$F_n = F_{en} + F_{bn} \quad (2)$$

$$F_t = F_{et} + F_{bt} \quad (3)$$

式中下标 n 指法向, t 指切向, e 指完全弹流润滑, b 指边界润滑。

轮齿间完全弹流润滑下的法向力 F_{en} 与法向合力 F_n 的关系由 Zhu 等^[7]根据膜厚比 h 得出

$$\lambda = \frac{F_{en}}{F_n} = \frac{1.21h^{0.64}}{1 + 0.37h^{1.26}} \quad (4)$$

其中 $h = l_{min}/(\mu_1^2 + \mu_2^2)^{0.5}$
式中 h ——最小油膜厚度 l_{min} 和两齿面综合粗糙度的比值^[8]

根据式(2)、(4)有

$$F_{en} = F_n \lambda \quad (5)$$

$$F_{bn} = F_n (1 - \lambda) \quad (6)$$

根据库伦摩擦第一定律,由式(3)、(5)和(6)得

$$F_{et} = \mu_{ei} F_{en} = \mu_{ei} F_n \lambda \quad (7)$$

$$F_{bt} = \mu_{bi} F_{bn} = \mu_{bi} F_n (1 - \lambda) \quad (8)$$

式中 μ_{ei} 、 μ_{bi} ——混合弹流润滑中完全弹流润滑、边界润滑下齿面平均摩擦因数

根据式(3)、(7)和(8)得到混合弹流润滑下齿面的平均摩擦因数为

$$\mu_i = \frac{F_t}{F_n} = \mu_{bi} (1 - \lambda) + \mu_{ei} \lambda \quad (9)$$

大量的研究^[7,9~14]表明,边界润滑下齿面的摩擦因数受润滑油特性、齿面粗糙度和运行条件(载荷、滚动速度和滑动速度)的影响,在小范围(0.07~0.15)内变化。忽略运行条件的影响,在润滑油特性和齿面粗糙度相同时,混合弹流润滑中边界润滑下齿面的平均摩擦因数 μ_{bi} 为常数(一般取平均值 0.11)。

Winter 等^[15]认为,轮齿间润滑状态为完全弹流润滑时,齿面的平均摩擦因数 μ_m 与法向力 F_n 的关系为

$$\mu_m \propto F_n^{0.2} \quad (10)$$

同理,在混合弹流润滑中,完全弹流润滑下齿面的平均摩擦因数 μ_{ei} 与其对应的法向力 F_{en} 也符合关系

$$\mu_{ei} \propto F_{en}^{0.2} \quad (11)$$

根据式(5)、(10)和(11)可得

$$\frac{\mu_{ei}}{\mu_m} = \frac{F_{en}^{0.2}}{F_n^{0.2}} = \frac{(F_n \lambda)^{0.2}}{F_n^{0.2}} = \lambda^{0.2}$$

即 $\mu_{ei} = \mu_m \lambda^{0.2}$ (12)

根据式(9)、(12)得到混合弹流润滑的平均摩擦因数

$$\mu_i = \mu_{bi} (1 - \lambda) + \mu_m \lambda^{0.2} \quad (13)$$

2.2 弧齿锥齿轮沿齿面啮合点的切向速度、赫兹接触带半宽和载荷分配系数

弧齿锥齿轮的赫兹接触区为椭圆形,相对于接触椭圆的长轴较长,短轴较短,而且加工的齿面凹凸不平,因此认为弧齿锥齿轮瞬时的啮合为沿接触椭

圆长轴上多个离散点的接触,小轮和大轮沿齿面啮合点的切向速度分解为小轮和大轮齿面沿接触椭圆长轴上各离散点的切向速度。

2.2.1 接触椭圆长轴上离散点位矢与法矢

图1为接触椭圆长轴上离散点的示意图。在固定于机床的坐标系 S_h 中, Σ_1 和 Σ_2 分别为小轮齿面和大轮齿面, M_0 为瞬时接触点(啮合点), $\mathbf{n}_h^{(M_0)}$ 为该点处小轮齿面 Σ_1 和大轮齿面 Σ_2 的单位公法矢, M_j 是接触椭圆长轴上的离散点, M_j 处的位矢 $\mathbf{r}_h^{(M_j)}$ 为

$$\mathbf{r}_h^{(M_j)} = (x_j, y_j, z_j)^T = \mathbf{r}_h^{(M_0)} + \mathbf{M}_j - \mathbf{M}_0 \quad (14)$$

式中 $\mathbf{r}_h^{(M_0)}$ ——瞬时接触点 M_0 位矢

其中, $\mathbf{M}_j - \mathbf{M}_0$ 为 M_0 指向 M_j 的向量。

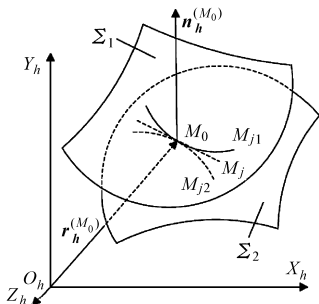


图1 接触椭圆长轴离散点示意图

Fig.1 Discrete points on the long axis of contact ellipse

过点 M_j 平行于矢量 $\mathbf{n}_h^{(M_0)}$ 的直线方程为

$$\frac{x - x_j}{n_x} = \frac{y - y_j}{n_y} = \frac{z - z_j}{n_z} \quad (15)$$

式中 x, y, z ——该直线上一点的坐标

n_x, n_y, n_z ——矢量 $\mathbf{n}_h^{(M_0)}$ 的分量

该直线与小轮齿面 Σ_1 的交点 $M_{j1}(x_{j1}, y_{j1}, z_{j1})$ 满足方程组

$$\begin{cases} [y_{j1}(\theta_p, \phi_p) - y_j]n_z = [z_{j1}(\theta_p, \phi_p) - z_j]n_y \\ [x_{j1}(\theta_p, \phi_p) - x_j]n_z = [z_{j1}(\theta_p, \phi_p) - z_j]n_x \end{cases} \quad (16)$$

式中矢量 $\mathbf{r}_h^{(M_0)}$ 、 $\mathbf{n}_h^{(M_0)}$ 和向量 $\mathbf{M}_j - \mathbf{M}_0$ 可由弧齿锥齿轮TCA求出, (θ_p, ϕ_p) 为固连于小轮的坐标系 S_1 中点 M_{j1} 的坐标参数,经坐标变换得到坐标系 S_h 中的点 $M_{j1}(x_{j1}, y_{j1}, z_{j1})$ ^[4]。利用离散牛顿法解非线性方程组(16),得到接触椭圆长轴上离散点 M_j 在小轮齿面 Σ_1 上的对应点 M_{j1} 在坐标系 S_1 中的坐标参数 (θ_p, ϕ_p) ,经坐标变换获得坐标系 S_1 中点 M_{j1} 的位矢 $\mathbf{r}_1^{(M_{j1})}$,代入式(17)求出单位法矢 $\mathbf{n}_1^{(M_{j1})}$ 。

$$\begin{cases} \mathbf{N}_1^{(M_{j1})} = \frac{d\mathbf{r}_1^{(M_{j1})}}{d\theta_p} \times \frac{d\mathbf{r}_1^{(M_{j1})}}{d\phi_p} \\ \mathbf{n}_1^{(M_{j1})} = \mathbf{N}_1^{(M_{j1})} / |\mathbf{N}_1^{(M_{j1})}| \end{cases} \quad (17)$$

同理可解得接触椭圆长轴上离散点 M_j 在大轮齿面 Σ_2 上的对应点 M_{j2} 在固连于大轮的坐标系 S_2 中的坐标参数 (θ_g, ϕ_g) 、位矢 $\mathbf{r}_2^{(M_{j2})}$ 和单位法矢 $\mathbf{n}_2^{(M_{j2})}$ ^[4]。

2.2.2 接触椭圆长轴上离散点的切向速度

在坐标系 S_1 中,小轮的角速度矢量为 $\boldsymbol{\omega}_1$,在坐标系 S_2 中,大轮的角速度矢量为 $\boldsymbol{\omega}_2$,则坐标系 S_1 中小轮齿面在点 M_{j1} 处的绝对速度 $\mathbf{v}_1^{(M_{j1})}$ 与坐标系 S_2 中大轮齿面在点 M_{j2} 处的绝对速度 $\mathbf{v}_2^{(M_{j2})}$ 为

$$\mathbf{v}_1^{(M_{j1})} = \boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r}_1^{(M_{j1})} \quad (18)$$

$$\mathbf{v}_2^{(M_{j2})} = \boldsymbol{\omega}_2 \times \mathbf{r}_2^{(M_{j2})} \quad (19)$$

则坐标系 S_1 中小轮齿面在点 M_{j1} 处的切向速度 $\mathbf{v}_{1t}^{(M_{j1})}$ 与坐标系 S_2 中大轮齿面在点 M_{j2} 处的切向速度 $\mathbf{v}_{2t}^{(M_{j2})}$ 为

$$\mathbf{v}_{1t}^{(M_{j1})} = |\mathbf{v}_1^{(M_{j1})} \times \mathbf{n}_1^{(M_{j1})}| \quad (20)$$

$$\mathbf{v}_{2t}^{(M_{j2})} = |\mathbf{v}_2^{(M_{j2})} \times \mathbf{n}_2^{(M_{j2})}| \quad (21)$$

2.2.3 赫兹接触带半宽和载荷分配系数

同一接触椭圆长轴上的离散点对应的赫兹接触带半宽 b 相等,等于接触椭圆短半轴长,可由TCA求得。离散点 M_j 处的载荷分配系数 $X_s^{(M_j)}$ 可通过LTCA得到。

由弧齿锥齿轮沿齿面啮合点的切向速度、赫兹接触带半宽和载荷分配系数可综合得到混合弹流润滑下弧齿锥齿轮在接触椭圆长轴上各离散点的闪温。

同理,可得到小轮、大轮齿面在坐标系 S_1, S_2 中瞬时接触点 M_0 的切向速度 $\mathbf{v}_{1t}^{(M_0)}, \mathbf{v}_{2t}^{(M_0)}$,载荷分配系数 $X_s^{(M_0)}$,也即得到混合弹流润滑下齿面沿接触轨迹的闪温。

3 算例

以一对弧齿锥齿轮为例,其参数见表1,计算其沿接触轨迹以及全齿面的闪温分布,其中小轮转速为8 000 r/min,输入功率为448 kW,本体温度为100℃,本体温度下润滑油动力粘度为10 mPa·s,磨合前小轮和大轮齿面粗糙度为0.35 μm,小轮和大轮的热接触系数为13.8 N/(mm·s^{1/2}·℃)^[2]。

图2为弧齿锥齿轮TCA中大轮齿面印痕。图3为各瞬时接触点的载荷分配系数 $X_s^{(M_0)}$ 和接触椭圆的短半轴长 b 。图4为小轮、大轮齿面沿各瞬时接触点的切向速度 $\mathbf{v}_{1t}^{(M_0)}, \mathbf{v}_{2t}^{(M_0)}$ 。图5为弧齿锥齿轮沿接触轨迹的闪温曲线,在接触轨迹与齿轮节锥的交点6处,两轮齿面的切向速度大小相等,方向相反,闪温为零;闪温最大值为42℃,且位于啮出轨迹中

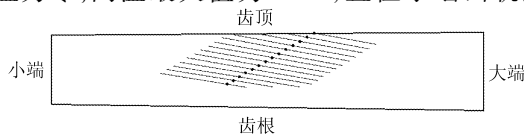


图2 大轮齿面印痕

Fig.2 Contact pattern of gear

部,这是由于啮出轨迹上的载荷和两轮的切向速度差最大。

表 1 齿轮参数
Tab.1 Gear geometric parameters

参数	小轮	大轮
齿数	23	86
大端模数/mm	4.25	4.25
齿宽/mm	43	43
法向压力角/(°)	20	20
中点螺旋角/(°)	25	25
轴交角/(°)	51.15	51.15
螺旋方向	左旋	右旋
全齿高/mm	7.8	7.8
外锥距/mm	278.35	278.35
节锥角/(°)	10.012	41.033
面锥角/(°)	10.095	41.400
根锥角/(°)	9.750	40.200
齿顶高/mm	4.89	2.11
齿根高/mm	2.91	5.69
顶隙/mm	0.80	0.80

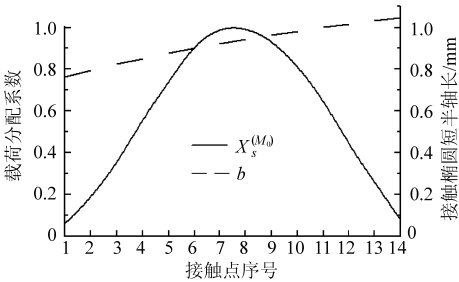


图 3 载荷分配系数与接触椭圆短半轴长
Fig.3 Load sharing factors and semi-lengths
for short axes of contact ellipses

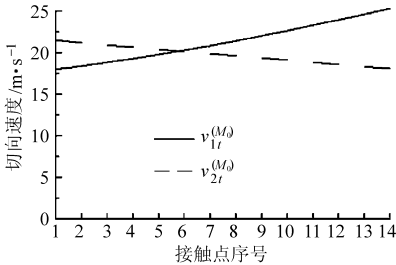


图 4 小轮、大轮齿面沿接触点的切向速度
Fig.4 Tangential velocities on the contact point
of pinion and gear tooth face

图 6 和图 7 为大轮沿各瞬时接触点的接触椭圆长轴的全齿面载荷分布和全齿面闪温分布。由于在齿轮节锥处两轮的切向速度差为零,各接触椭圆长

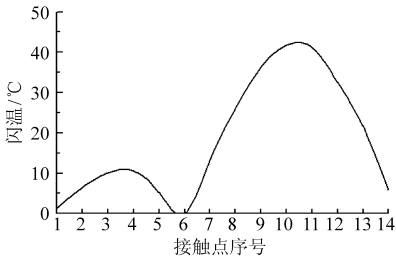


图 5 沿接触轨迹闪温曲线

Fig.5 Flash temperatures along contact line

轴与齿轮节锥交点处的闪温为零;齿根附近载荷大于齿顶附近,因此靠近齿根处齿面闪温高;由图 7 可知,距离接触轨迹上的瞬时接触点越近,齿面承载越大,并且距离齿轮节锥越近,两轮齿面切向速度差越小,在齿轮节锥与齿顶之间的啮入段和齿轮节锥与齿根之间的啮出段上,齿面总体闪温分布为中间高,两端低。

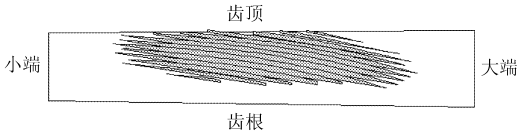


图 6 大轮全齿面载荷分布

Fig.6 Load distribution of gear tooth face

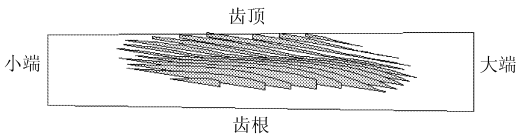


图 7 大轮全齿面闪温分布

Fig.7 Flash temperature distribution of gear tooth face

4 结论

(1)根据对齿轮的混合弹流润滑模型与边界润滑下和完全弹流润滑下的齿面平均摩擦因数的研究,得出了混合弹流润滑下的齿面平均摩擦因数,提高了 Blok 闪温公式计算的精度。

(2)在 Blok 闪温公式的基础上,通过计算弧齿锥齿轮沿齿面啮合点的切向速度、赫兹接触带半宽和载荷分配系数,推导出了混合弹流润滑下弧齿锥齿轮沿接触轨迹和全齿面的闪温计算方法。

(3)对于非正交(轴交角不等于 90°)的弧齿锥齿轮副,弧齿锥齿轮沿接触轨迹的闪温最大值位于啮出轨迹上,全齿面闪温的最大值位于啮出段上,且啮入轨迹和啮出轨迹的闪温峰值、啮入段和啮出段的闪温峰值均不相等。下一步应进行基于弧齿锥齿轮齿面闪温的优化设计,在降低沿接触轨迹和全齿面最高闪温的同时达到全齿面均衡的抗胶合性能。

参 考 文 献

- 1 江亲瑜, 王松年. 齿轮抗胶合强度计算方法研究[J]. 润滑与密封, 2001(5): 9~16.
Jiang Qinyu, Wang Songnian. A study on calculation method for scuffing resistance of gears[J]. Lubrication Engineering, 2001(5): 9~16. (in Chinese)
- 2 王启义. 中国机械设计大典数据库[M]. 南昌: 江西科学技术出版社, 2002.
- 3 Martin K F. A review of friction predictions in gear teeth[J]. Wear, 1978, 49(2): 201~238. (in Chinese)
- 4 田行斌. 弧齿锥齿轮啮合质量的计算仿真和控制[D]. 西安: 西北工业大学, 2000.
- 5 Castro J, Campos A, Sottomayor A, et al. Friction coefficient between gear teeth in mixed film lubrication[M]//Tribology and Interface Engineering Series, Life Cycle Tribology, Leeds, UK: Elsevier, 2004, 48: 525~536.
- 6 曲庆文, 钟振远, 刘原勇, 等. 齿轮啮合沿齿面油膜厚度的分布[J]. 润滑与密封, 2005(6): 39~41.
Qu Qingwen, Zhong Zhenyuan, Liu Yuanyong, et al. Distribution of film-thickness along the surface of meshing gear-tooth [J]. Lubrication Engineering, 2005(6): 39~41. (in Chinese)
- 7 Zhu D, Hu Y. 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]. STLE Tribol Trans, 2001, 44(3): 383~390.
- 8 高创宽, 齐秀梅, 宋建伟. 基于膜厚比选用齿轮润滑油粘度的再研究[J]. 太原理工大学学报, 1999, 30(3): 305~307.
Gao Chuangkuan, Qi Xiumei, Song Jianwei. A further study on choosing gear lubricant viscosity based on film thickness ratio [J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 1999, 30(3): 305~307. (in Chinese)
- 9 Hamrock B. Fundamentals of fluid film lubrications, mechanical engineering series [M]. New York: McGraw-Hill International, 1994.
- 10 Horng J. Contact analysis of rough surfaces under transaction conditions in sliding line lubrication[J]. Wear, 1998, 219(2): 205~212.
- 11 Gelinck E, Shipper D. Calculation of stribeck curves for line contacts[J]. Trlbology International, 2000, 33(3~4): 175~181.
- 12 Williams J A. Advanced in the modeling of boundary lubrication[M]//Dowson D, Priest M, et al. Boundary and Mixed Lubrication: Science and Applications, Elsevier, 2002: 37~48.
- 13 Robbe-Valoire F. Theoretical prediction and experimental results for mixed lubrication between parallel surfaces[M]//Dowson D, Priest M, et al. Boundary and Mixed Lubrication: Science and Applications, Elsevier, 2002: 129~137.
- 14 ISO 281/2. Life ratings for modern rolling bearings-a design guide for the application of international standard[S]. New York: ASME international, 2003.
- 15 Winter H, Michaelis K. Scoring load capacity of gears lubricated with ep-oils[C]//Fall Technical Meeting. Canada: AGMA, 1983.
- 16 Litvin F L. Gear geometry and applied theory[M]. NJ: Prentice Hall, 1994: 250~297.
- 17 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. (in Chinese)