

文章编号: 1000-8055(2010)12-2846-05

混合弹流润滑下弧齿锥齿轮齿面闪温研究

谷建功¹, 方宗德¹, 扶碧波^{1,2}, 祝小元¹

(1. 西北工业大学 机电学院, 西安 710072;

2. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 株洲 412002)

摘 要: 在布洛克闪温公式的基础上, 计算了混合弹流润滑下的齿面平均摩擦因数, 提高了公式的计算精度. 结合弧齿锥齿轮几何与承载接触分析, 通过计算沿齿面啮合点的曲率半径和切向速度, 提出了实际润滑状态下沿接触路径的闪温公式. 经算例分析表明, 弧齿锥齿轮闪温的最大值位于啮入轨迹的中部, 随着接触路径的倾斜度和长度的增加, 实际重合度增大, 啮合点处的载荷减小, 闪温的最大值明显减小, 其胶合承载能力显著提高.

关 键 词: 混合弹流润滑; 平均摩擦因数; 弧齿锥齿轮; 闪温; 接触路径

中图分类号: TH132.4

文献标识码: A

Study on surface flash temperature for spiral bevel gears under condition of mixed elasto-hydrodynamic lubrication

GU Jian-gong¹, FANG Zong-de¹, FU Bi-bo^{1,2}, ZHU Xiao-yuan¹

(1. School of Mechanical Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. China Aviation Powerplant Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: The average friction coefficient in the mixed elasto-hydrodynamic lubrication state was derived from Block flash temperature formula, and the calculation precision was improved. In combination with tooth contact and loaded tooth contact analysis of spiral bevel gears, the flash temperature formula under the condition of actual lubrication state was proposed by calculating the surface curvature radiuses and tangential velocities along the contact point. The results show that, its maximum flash temperature locates in the middle of the approach path, but decreases obviously and the scuffing load capacity is enhanced significantly as the inclination and length of the contact path increase, the actual coincidence degree rises and the load at the contact point reduces.

Key words: mixed elasto-hydrodynamic lubrication; average friction coefficient; spiral bevel gears; flash temperature; contact path

弧齿锥齿轮多用于航空和汽车中高速、重载的工况, 胶合失效容易发生^[1], 因此准确计算弧齿锥齿轮的胶合承载能力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. 目前国内外计算齿轮的胶合承载能力有“闪温法”和“积分温度法”两种方法, “积分温度法”对齿轮

收稿日期: 2009-11-12; 修订日期: 2010-01-18

基金项目: 国家自然科学基金(50875211)

作者简介: 谷建功(1980—), 男, 山西朔州人, 博士生, 主要从事齿轮啮合理论及可靠性研究.

啮合过程中存在局部温度峰值的情况不太敏感,而“闪温法”能较准确地计算齿轮啮合过程中的局部温度,更符合齿轮在工程实际应用中胶合承载能力计算的要求^[2].

布洛克闪温公式为“闪温法”中计算齿轮胶合承载能力的核心公式.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,事实上,Martin^[3]发现,齿轮的实际润滑状态为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空间曲面,几何特性复杂,利用布洛克闪温公式计算其齿面闪温有一定的难度.针对以上情况,本文将推导混合弹流润滑下弧齿锥齿轮的齿面平均摩擦因数,小轮和大轮齿面沿啮合点的切向速度和曲率半径的计算方法,得出混合弹流润滑下弧齿锥齿轮沿接触路径的闪温公式,并分析接触路径的倾斜度和长度对沿接触路径的闪温的影响.

1 布洛克闪温公式

布洛克闪温公式的基本形式为

$$\Theta_{\text{H}} = 0.62 C_{\text{m}} \mu_{\text{m}} \omega_{\text{bn}}^{3/4} \left[E_{\text{r}} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \right]^{1/4} \cdot \frac{|v_{1s} - v_{2s}|}{B_{\text{m1}} \sqrt{v_{1s}} + B_{\text{m2}} \sqrt{v_{2s}}} \quad (1)$$

式中 Θ_{H} 为啮合点处闪温($^{\circ}\text{C}$), $C_{\text{m}} = 1.5$ 为加权数, μ_{m} 为各啮合点处局部摩擦因数的平均值, ω_{bn} 为齿宽单位载荷(N/mm), E_{r} 为约化弹性模量(N/mm^2), ρ_1, ρ_2 为小轮和大轮齿面在啮合点处的曲率半径(mm), v_{1s}, v_{2s} 为小轮和大轮齿面在啮合点的切向速度(mm/s), $B_{\text{m1}}, B_{\text{m2}}$ 为小轮和大轮的热接触系数($\text{N}/(\text{mm} \cdot \text{s}^{1/2} \cdot ^{\circ}\text{C})$).

2 混合弹流润滑下弧齿锥齿轮的齿面闪温

以布洛克闪温公式为基础,结合弧齿锥齿轮 TCA^[4] (tooth contact analysis) 和 LTCA^[5] (loaded tooth contact analysis), 计算混合弹流润滑下弧齿锥齿轮的齿面闪温.

2.1 混合弹流润滑下的平均摩擦因数

通过计算或测量来几何确定局部摩擦因数的变化是很困难的.因此,用摩擦因数的平均值来代替局部摩擦因数的值^[2].根据 Castro 等建立的齿轮传动的混合弹流润滑模型^[6],齿面法向载荷 F_{n}

包括完全弹流润滑下和边界润滑下的齿面法向载荷 $F_{\text{n}}^{\text{e}}, F_{\text{n}}^{\text{b}}$, 齿面摩擦力(切向力) F_{t} 包括完全弹流润滑下和边界润滑下的齿面摩擦力 $F_{\text{t}}^{\text{e}}, F_{\text{t}}^{\text{b}}$

$$F_{\text{n}} = F_{\text{n}}^{\text{e}} + F_{\text{n}}^{\text{b}} \quad (2)$$

$$F_{\text{t}} = F_{\text{t}}^{\text{e}} + F_{\text{t}}^{\text{b}} \quad (3)$$

根据 Zhu 和 Hu^[7] 的研究,在混合弹流润滑中,有

$$F_{\text{n}}^{\text{e}} = \frac{1.21 \epsilon^{0.64}}{1 + 0.37 \epsilon^{1.26}} F_{\text{n}} = \sigma F_{\text{n}} \quad (4)$$

式中 ϵ 为膜厚比,即啮合点处的修正润滑膜厚度 t_{ch} 与当量齿面平均粗糙度 μ 之比($t_{\text{ch}} = x t_{\text{h}}$, $\mu = (\mu_1^2 + \mu_2^2)^{0.5}$), μ_1 和 μ_2 为两轮齿面粗糙度, x 为考虑齿轮啮入端润滑油温度变化对厚度影响的热修正系数^[8], t_{h} 为润滑膜平均厚度^[9].

则存在如下关系:

$$F_{\text{n}}^{\text{b}} = (1 - \sigma) F_{\text{n}} \quad (5)$$

根据库伦摩擦第一定律有

$$F_{\text{t}}^{\text{e}} = f_{\text{e}} F_{\text{n}}^{\text{e}} \quad (6)$$

$$F_{\text{t}}^{\text{b}} = f_{\text{b}} F_{\text{n}}^{\text{b}} \quad (7)$$

式中 f_{e} 和 f_{b} 为在混合弹流润滑中,完全弹流润滑和边界润滑对应的平均摩擦因数.

根据式(3),(4),(5),(6)和(7)获得混合弹流润滑下的平均滑动摩擦因数为

$$f = \sigma f_{\text{e}} + (1 - \sigma) f_{\text{b}} \quad (8)$$

Winter 和 Michaelis^[10] 推导了完全弹流润滑下的平均滑动摩擦因数 f_{n} .

对于相同的齿轮副,在不同的润滑状态中包含的完全弹流润滑对应的平均滑动摩擦因数之比只与齿宽单位载荷 W_{I} 有关,而 W_{I} 由齿面法向载荷和齿宽决定,则有

$$\frac{f_{\text{n}}}{f_{\text{e}}} = \frac{F_{\text{n}}^{0.2}}{(F_{\text{n}}^{\text{e}})^{0.2}} = \frac{F_{\text{n}}^{0.2}}{(\sigma F_{\text{n}})^{0.2}} = \frac{1}{\sigma^{0.2}} \quad (9)$$

因此得 f_{e} 为

$$f_{\text{e}} = \sigma^{0.2} f_{\text{n}} \quad (10)$$

大量的研究^[7,11-16] 表明,边界润滑下的滑动摩擦因数在小范围内(0.07~0.15)变化.忽略载荷,滚动速度和滑动速度的影响,在润滑油特性和齿面粗糙度相同时,认为混合弹流润滑中边界润滑下的平均滑动摩擦因数 f_{b} 为常数(一般取平均值 0.11).

由式(8)和(10)得到 f 为

$$f = \sigma^{1.2} f_{\text{n}} + (1 - \sigma) f_{\text{b}} \quad (11)$$

2.2 啮合点处的曲率半径

弧齿锥齿轮的接触区为椭圆形,接触椭圆长轴长远大于短轴长,则两轮齿面在啮合点处沿长轴方向的曲率很小,可忽略不计,该点的曲率为沿短轴方向的曲率. 设 e_{11} , e_{12} 为小轮齿面在啮合点处的主曲率 K_{11} , K_{12} 对应的主方向, e_{21} , e_{22} 为大轮齿面在啮合点处的主曲率 K_{21} , K_{22} 对应的主方向, α_1 为 e_{11} 与接触椭圆长轴的夹角, ϵ^{12} 为 e_{21} 与 e_{11} 的夹角. 上述参数可根据弧齿锥齿轮 TCA 得到,则由欧拉公式求出小轮齿面和大轮齿面在啮合点 M_0 处的曲率,其倒数即为小轮和大轮齿面该点处的曲率半径 ρ_1 和 ρ_2

$$\rho_1 = \frac{1}{K_{11} \sin^2 \alpha_1 + K_{12} \cos^2 \alpha_1} \quad (12)$$

$$\rho_2 = \frac{1}{K_{21} \sin^2 (\alpha_1 + \epsilon^{12}) + K_{22} \cos^2 (\alpha_1 + \epsilon^{12})} \quad (13)$$

2.3 啮合点处的切向速度

根据弧齿锥齿轮 TCA,可得到固定于小轮的坐标系 S_1 中啮合点的位矢 r_1 (mm),单位法矢 n_1 ,固定于大轮的坐标系 S_2 中啮合点的位矢 r_2 (mm),单位法矢 n_2 . 设坐标系 S_1 中小轮的角速度矢量为 ω_1 (rad/s),坐标系 S_2 中大轮的角速度矢量为 ω_2 (rad/s). 则坐标系 S_1 中小轮齿面在啮合点处的绝对速度 v_1 (mm/s)与坐标系 S_2 中大轮齿面在啮合点处的绝对速度 v_2 (mm/s)为

$$v_1 = \omega_1 \times r_1 \quad (14)$$

$$v_2 = \omega_2 \times r_2 \quad (15)$$

小轮和大轮齿面在啮合点处的切向速度 v_{1t} , v_{2t} 为对应的绝对速度矢量与其在法向投影的速度矢量之差

$$v_{1t} = v_1 - (v_1 \cdot n_1) n_1 \quad (16)$$

$$v_{2t} = v_2 - (v_2 \cdot n_2) n_2 \quad (17)$$

通过坐标变换,得到固定于机床的坐标系 S_h 中小轮和大轮齿面在啮合点的切向速度 v_{1h} , v_{2h} . 齿宽单位载荷可由弧齿锥齿轮 LTCA 求得,这样根据式(1)就能够计算出弧齿锥齿轮沿接触轨迹的闪温.

3 算例分析

以一对弧齿锥齿轮为例,其参数见表1,计算并分析接触路径倾斜度和长度不同时沿接触路径

的闪温分布情况,小轮转速 6 000 r/min,功率 667 kW,本体温度 100 °C,本体温度下润滑油动力黏度 10 m·Pa·s,约化弹性模量 225 694.4 N/mm^{1/2},跑合前小轮和大轮齿面粗糙度 0.35 μm,小轮和大轮的热接触系数 13.8 N/(mm·s^{1/2}·°C).

表1 齿轮参数

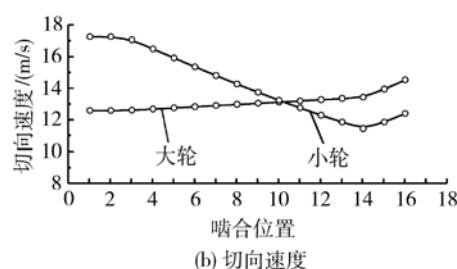
Table 1 Gear geometric parameters

参数	小轮	大轮
齿数 Z	23	65
大端模数 m /mm	3.9	3.9
齿宽 B /mm	37	37
法向压力角 α (°)	22.5	22.5
中点螺旋角 β (°)	35	35
轴交角 δ (°)	90	
螺旋方向	右旋	左旋
工作齿高 h_w /mm	6.63	6.63
外锥距 A_w /mm	134.45	134.45
节锥角 γ	19°29'	70°31'
面锥角 γ_f	21°7'	71°13'
根锥角 γ_r	18°47'	68°53'
齿顶高 h_a /mm	4.65	1.98
齿根高 h_f /mm	2.72	5.38
顶隙 h_c /mm	0.73	0.73

图1、图2和图3分别计算了接触路径与大轮根锥夹角为 60°, 35°和 18°时的齿面印痕,沿接触路径的大轮和小轮的切向速度,载荷分配以及齿面闪温. 在各图中接触路径与齿轮节锥的交点处,两轮齿面的切向速度大小相等,方向相反,闪温为 0 °C;闪温最大值(图1为 102.9 °C、图2为



(a) 齿面印痕



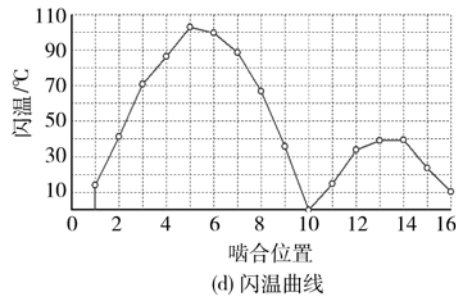
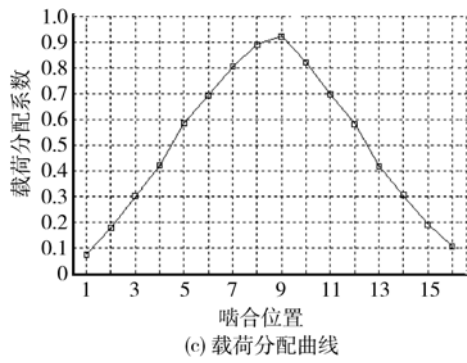


图 1 接触路径与大轮根锥夹角 60°
Fig. 1 Angle between contact path and gear root cone is 60°

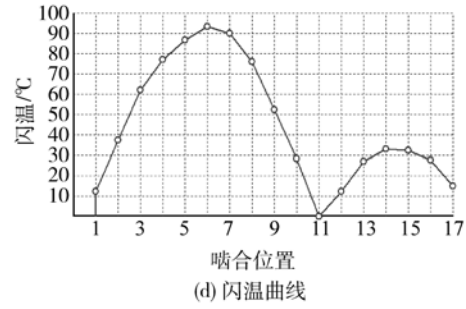
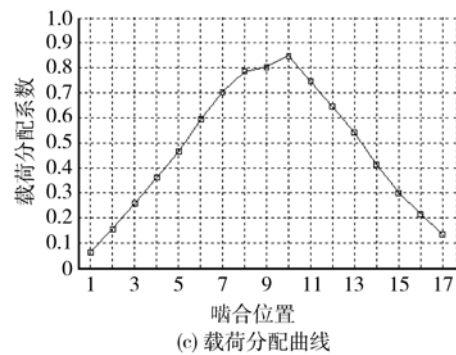
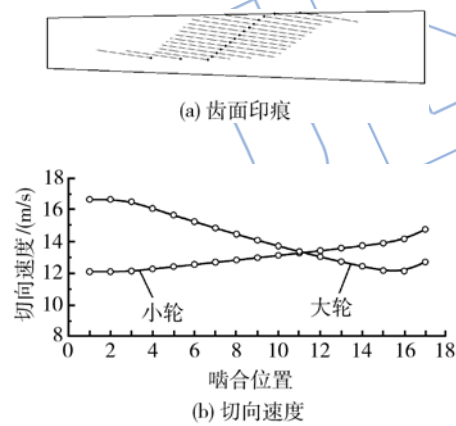


图 2 接触路径与大轮根锥夹角 35°
Fig. 2 Angle between contact path and gear root cone is 35°

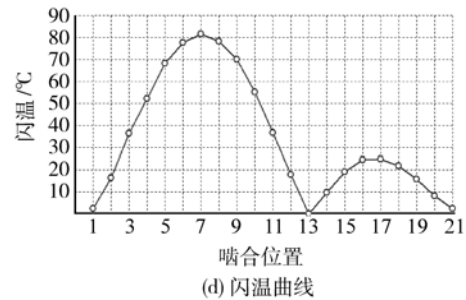
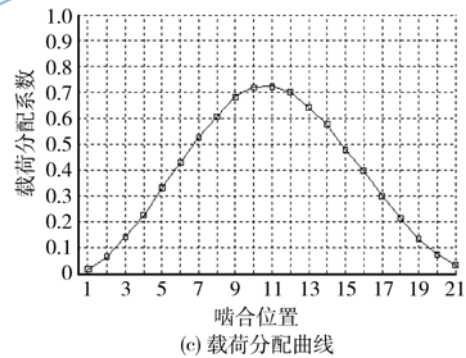
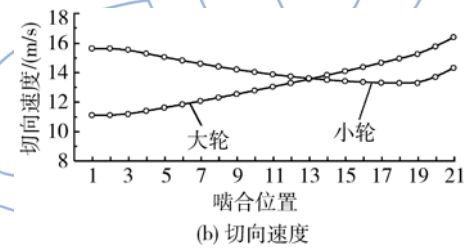
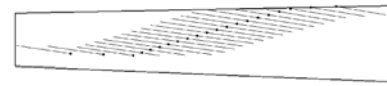


图 3 接触路径与大轮根锥夹角 18°
Fig. 3 Angle between contact path and gear root cone is 18°

93.3℃、图3为81.4℃)位于啮入轨迹中部,这是由于各图中的载荷分配曲线对称,而啮入轨迹上两轮的切向速度差比啮出轨迹上要大.随着接触路径的倾斜度增大,其长度增加,虽然两轮齿面在啮合点处的切向速度减小,且两者之差变化不大,但齿面的实际重合度增加(图1为2.0、图2为2.2、图3为2.6),各啮合点处承受的载荷明显减小,因此沿接触路径的闪温最大值显著降低,其中接触路径与大轮根锥夹角为18°时的闪温最大值比夹角为35°时降低了12.75%,比夹角为60°时降低了20.89%.

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,得出了实际润滑状态下的齿面平均摩擦因数,从根本上提高了布洛克闪温公式的准确性.

2) 在布洛克闪温公式的基础上,结合弧齿锥齿轮TCA和LTCA,计算了弧齿锥齿轮沿齿面啮合点的切向速度和曲率半径,得到了混合弹流润滑下弧齿锥齿轮沿接触路径的闪温的计算方法.

3) 对于正交(轴交角为90°)的弧齿锥齿轮副,在接触路径与节锥的交点处,闪温为0℃,其最大值位于啮入轨迹的中部,此处最易发生胶合失效.随着接触路径的倾斜度和长度的增加,弧齿锥齿轮的实际重合度增大,啮合点处的载荷减小,闪温的最大值明显降低,齿面的抗胶合强度有了显著的改善.

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):9-14.
JIANG Qinyu, WANG Songnian. A study on calculation method for scuffing resistance of gears[J]. Lubrication Engineering, 2001(5):9-14. (in Chinese)
- [2] 王启义. 中国机械设计大典数据库[DB/CD]. 江西: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.
- [4] 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. (in Chinese)
- [5] 方宗德,邓效忠,任东锋. 考虑边缘接触的弧齿锥齿轮承载接触分析[J]. 机械工程学报,2002,38(9):69-72.
FANG Zongde, DENG Xiaozhong, REN Dongfeng. Loaded tooth contact analysis of spiral bevel gears considering edge contact[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(9):69-72. (in Chinese)
- [6] Castro J, Campos A, Sottomayor A, et al. Gear friction coefficient in mixed lubrication[C]//Proceedings of Tribology and Interface Engineering Series N48, Life Cycle Tribology. Leeds, UK: Elsevier, 2004:525-536.
- [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]. Tribology Transactions, 2001, 44(3):383-390.
- [8] Gohar R. Elastohydrodynamics, Ellis Horwood series in mechanical engineering[M]. New York: John Wiley & Sons, 1988.
- [9] Dowson D, Higginson G R. Elastohydrodynamic lubrication[M]. Oxford: Pergamon Press Ltd., 1997.
- [10] Winter H, Michaelis K. Scoring load capacity of gears lubricated with ep-oils[R]. Montreal, Canada: AGMA Fall Technical Meeting, 1983.
- [11] Hamrock B. Fundamentals of fluid film lubrications, mechanical engineering series[M]. New York: McGraw-Hill International, 1994.
- [12] Horng J. Contact analysis of rough surfaces under transaction conditions in sliding line lubrication[J]. Wear, 1998, 219(2):205-212.
- [13] Gelinck E, Shipper D. Calculation of stribeck curves for line contacts[J]. Tribology International, 2000, 33(3-4):175-181.
- [14] Williams J. Advanced in the modeling of boundary lubrication[J]. Tribology Series, 2002, 40:37-48.
- [15] Robbe-Valoire F. Theoretical prediction and experimental results for mixed lubrication between parallel surfaces[J]. Tribology Series, 2002, 40:129-137.
- [16] ASME Tribology Division Technical Commit. ISO 281/2 Life ratings for modern rolling bearings — a design guide for the application of international standard[S]. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2003.