

非牛顿大滑滚比工况的斜齿轮 热摩擦特性分析

陆凤霞, 朱如鹏, 顾俊杰, 杨剑飞
(南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016)

摘 要: 考虑啮合过程中接触线长度及齿面载荷的时变性, 结合沿接触线方向综合曲率半径及卷吸速度的瞬态特点, 建立满足航空传动润滑剂非牛顿流体及大滑滚比工况的有限长线接触斜齿轮热弹流润滑(TEHL)模型。采用多重网格法及逐列扫描法, 获得适用于宽泛工况范围的斜齿轮热弹流润滑完全数值解; 分析非牛顿及大滑滚比情形下的斜齿轮传动热摩擦特性。结果表明: 斜齿轮端部存在明显压力及温度尖峰, 且离入口愈近膜厚会略减小; 非牛顿特性对温度场影响显著, 且接触线过节点时温度分布呈“V”型分布; 摩擦因数沿啮合线方向在节点处接近于0且向两侧逐渐增大, 同时随滑滚比的增大而增大。

关 键 词: 斜齿轮; 弹性流体动力润滑(EHL); 非牛顿流体; 大滑滚比; 热特性; 摩擦因数

中图分类号: V232.8

文献标志码: A

Thermal friction characteristics analysis of helical gears under non-Newtonian fluid and big slide-roll ratio

LU Fengxia, ZHU Rupeng, GU Junjie, YANG Jianfei

(College of Mechanical and Electrical Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Considering the time-varying contact line length and gear tooth load during a meshing cycle, and combining the transient equivalent curvature and entrainment velocity along the contact line, a thermal elastohydrodynamic lubrication (TEHL) model of finite line contact for helical gears was developed under non-Newtonian fluid and big slide-roll ratio for the aerospace transmission. By employing multilevel method and sequential sweeping method, the complete TEHL numerical solution suitable to wide working conditions was obtained. The thermal friction performances for helical gears transmission were investigated in non-Newtonian fluid and big slide-roll ratio cases. Results showed that at the end of helical gears the obvious pressure and temperature peak existed, moreover the film thickness reduced slightly approaching to the engage-in position. Non-Newtonian characteristics exerted a significant influence on temperature, furthermore the temperature distribution behaved like a V-shape around the pitch point. The friction coefficient of the pitch point along the meshing line was close to zero, which gradually increased towards the two sides and with the going up of slide-roll.

收稿日期: 2016-10-13

基金项目: 国家自然科学基金(51475226)

作者简介: 陆凤霞(1972—), 女, 副教授, 博士生, 主要从事机械传动研究。E-mail: meefxlu@nuaa.edu.cn

引用格式: 陆凤霞, 朱如鹏, 顾俊杰, 等. 非牛顿大滑滚比工况的斜齿轮热摩擦特性分析[J]. 航空动力学报, 2018, 33(4): 999-1008.

LU Fengxia, ZHU Rupeng, GU Junjie, et al. Thermal friction characteristics analysis of helical gears under non-Newtonian fluid and big slide-roll ratio[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(4): 999-1008.

Key words: helical gear; elastohydrodynamic lubrication (EHL); non-Newtonian fluid; big slide-roll ratio; thermal characteristic; friction coefficient

斜齿轮传动以冲击载荷小、传动比稳定等特点被广泛应用于阿帕奇、虎式等直升机主减速器中,由于运行工况严苛,考虑轮齿微观界面特征的热摩擦性能、动力学特性及疲劳寿命预测正逐渐成为研究热点。

Simon^[1]采用有限差分法求解斜齿轮热弹流润滑问题,分析齿轮设计参数对压力及摩擦因数的影响,并拟合出摩擦因数、齿面压力及润滑油最大温升经验公式。林晓辉等^[2]采用广义 Reynolds 方程,获得渐开线齿轮啮合过程中的油膜压力、膜厚及表面剪应力,且分析非牛顿效应对最小膜厚的影响规律。Wang 等^[3]研究了直齿轮牛顿流体非稳态热弹流润滑模型,对比在等温条件下与考虑热效应的最小膜厚与摩擦因数,并分析了转速、扭矩对润滑性能的影响。YANG Ping 等^[4]将斜齿轮啮合等效为两个反向圆锥滚子接触,建立有限长线接触弹流润滑数学模型,为斜齿轮弹流润滑研究奠定了理论基础。孙浩祥等^[5]基于 Ree-Eyring 流变弹流润滑数学模型,采用多重网格法获得相交圆弧修形滚子的重载热弹流完全数值解。王文中等^[6]应用统一 Reynolds 方程获得斜齿轮轮齿在啮合周期内的瞬态弹流润滑数值解。王延忠等^[7]基于点接触热弹流润滑模型,结合螺旋锥齿轮轮齿承载接触分析求解齿面摩擦因素,且分析轮齿本体温度场和接触点瞬时闪温。Lugt 等^[8]总结了乏油及富油条件下弹流润滑的

分析方法。邹玉静等^[9]将直齿轮的动力学模型与弹流润滑模型相结合,研究齿面的摩擦动力学特性耦合关系。刘明勇等^[10]建立了有限长线接触热弹流润滑模型,分析了多种非牛顿流体对温升及剪切力的影响规律。Snidle 等^[11]分析齿廓修形对斜齿轮弹流润滑的影响,获得不同齿向及齿廓修形下的膜厚及压力分布。

前述文献未能同时针对航空传动中斜齿轮润滑剂非牛顿特性及大滑滚比的严苛工况,本文根据斜齿轮接触线长度及齿面载荷时变性特点,建立有限长线接触斜齿轮热弹流润滑模型;采用多重网格法及逐列扫描法获得完全数值解;分析非牛顿效应及大滑滚比工况下斜齿轮的热摩擦特性,为斜齿轮润滑性能及动力学特性预测提供技术基础。

1 几何参数及运动参数的计算方法

图 1(a)中, O_1N_1 为齿轮 a 的基圆半径, O_2N_2 为齿轮 b 基圆半径, B_1 、 B_2 为端部啮入、啮出点。由斜齿轮啮合原理可知,图 1(b)中, O_1B_2 为齿轮 a 的齿顶圆半径, O_2B_1 为齿轮 b 的齿顶圆半径。 ω_a 、 ω_b 为齿轮 a、齿轮 b 的角速度。

根据斜齿轮啮合特点,任一时刻两齿面接触可等效为图 2 所示的两个反向圆锥滚子接触^[12],其轴线分别为理论啮合面 $N_1N'_1N_2N'_2$ 与两齿轮

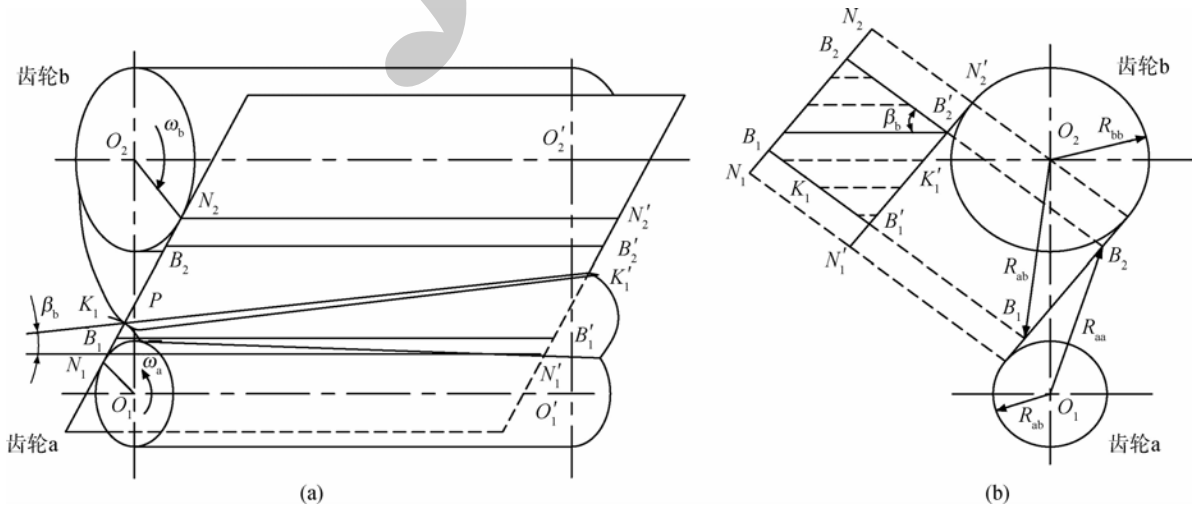


图 1 斜齿轮啮合的几何模型
Fig. 1 Geometric model of helical gears meshing

$$\eta^* = \eta\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right)/\sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right)$$

式中 τ_0 为特征剪应力。

5) 热传导方程

将运动的轮齿设想为流体,简化流体的能量方程即可得到两轮齿的热传导方程

$$\begin{cases} c_a \rho_a \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U_a \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k_a \frac{\partial^2 T}{\partial z_a^2} \\ c_b \rho_b \left(\frac{\partial T}{\partial t} + U_b \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k_b \frac{\partial^2 T}{\partial z_b^2} \end{cases} \quad (10)$$

式中 $\rho_a/\rho_b, c_a/c_b, U_a/U_b, k_a/k_b$ 分别为齿轮 a 及齿轮 b 的密度比、比热容比、速度比及热传导系数比; z_a/z_b 为齿轮 a 及齿轮 b 内部的空间坐标轴,指向向上,且与油膜中 z 坐标指向相同。

6) 摩擦因数方程

不考虑表面形貌时,摩擦力为油膜作用于轮齿齿面沿运动方向的切应力,摩擦因数为

$$\mu = \frac{F_a + F_b}{2F} \quad (11)$$

其中齿轮表面的摩擦力

$$F_{a,b} = \int_{y_{in}}^{y_{out}} \int_{x_{in}}^{x_{out}} \tau_{z=0,h} dx dy$$

7) 黏压-黏温方程

Roelands 黏压-黏温方程^[15]为

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \cdot \left[(1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{z_0} \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-s_0} - 1 \right] \right\} \quad (12)$$

式中 η_0 为润滑油环境黏度, T_0 为环境温度, s_0 和 z_0 为试验常数。

8) 密压-密温方程

Dowson-Higginson 密压-密温方程^[16]为

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} - 0.0007(T - T_0) \right] \quad (13)$$

式中 ρ_0 为润滑油环境密度。

9) Ree-Eyring 非牛顿流变模型

$$\frac{\partial U}{\partial z} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (14)$$

式中 τ_0 为特征剪应力, η 为流体黏度。

2.2 方程的无量纲化方法

斜齿轮传动过程中,接触线上各点综合曲率半径及卷吸速度均不同,因此在方程的无量纲化中选取接触线中点 O 的参数进行无量纲化

$$\begin{cases} \frac{1}{R} = \frac{1}{R_{a_0}} + \frac{1}{R_{b_0}} \\ U_0 = \frac{1}{2} (\omega_a R_{a_0} + \omega_b R_{b_0}) \end{cases} \quad (15)$$

式中 R_{a_0}, R_{b_0} 为 y 为零时的曲率半径。

无量纲参数定义为: $\bar{x} = x/b, \bar{y} = y/b, \bar{l} = l/b, \bar{x}_{in} = x_{in}/b, \bar{x}_{out} = x_{out}/b, \bar{y}_{in} = y_{in}/b, \bar{y}_{out} = y_{out}/b, \bar{F} = F/(2E'Rl), \bar{h} = hR/b^2, \bar{p} = p/p_H, \bar{\eta} = \eta/\eta_0, \bar{\rho} = \rho/\rho_0, \bar{z} = z/h, \bar{U}_e = U_e/U_0, \bar{U}_a = U_a/U_0, \bar{U}_b = U_b/U_0, \bar{U} = U/U_0, \bar{\tau} = \tau/p_H, \bar{t} = tU_0/b$ 。其中, p_H 为载荷 F 作用下的最大 Hertz 接触应力,且 $p_H = F/(\pi bl)$; b 为 Hertz 接触区半宽,且 $b = 4Rp_h/E'$; U_0 为参考卷吸速度, $U_0 = E'R/\eta_0$ 。

3 算例求解及热摩擦特性分析

斜齿轮热摩擦特性数值求解过程中,以接触线经过 NP_b 路程时间为一个计算周期,将该过程离散为 l 个瞬时,分别求解各瞬时接触线上的油膜压力、膜厚、温度及摩擦因数。首次计算时,以环境温度为初始值,通过求解广义 Reynolds 方程获得压力,然后将其代入能量方程及热传导方程中求解温度场;再将获得的温度及压力作为下一瞬时初值,重新代入热弹流润滑模型进行求解;依此交替循环,直至满足精度要求。

求解过程中,压力迭代采用多重网格法,温度计算使用逐列扫描法。其中,压力求解时低压区采用 Gauss-Seidel 迭代,高压区采用 Jacobi 迭代,以获得更为稳定的收敛数值解。具体计算流程如图 3 所示,载荷、压力、温度相对误差分别为 $E_{r,w}, E_{r,p}, E_{r,t}, k$ 为计算时刻, $\bar{T}$ 为无量纲化温度。

以某航空试验用斜齿轮为算例进行热摩擦特性分析,具体参数如表 1、表 2 所示。

压力计算过程中,将数值区域划分为 4 层,最高层为 257 个节点,最底层为 33 个节点。油膜厚度方向,固体内部划分 5 个离散点,使用不等距网格;油膜内部划分 9 个离散点,使用等距网格,无量纲间距为 0.1;油膜和固体边界上亦各有 1 个离散点。完整油膜形成的边界在无量纲 $\bar{x} = -1$ 处,油膜破裂的边界在无量纲 $\bar{x} = 1$ 附近。温度场计算时,油膜入口、出口边界均视为常温;油膜厚度方向边界为到齿轮内部变温层的深度为止,此边界温度亦为常温;齿宽方向上,边界为齿轮两侧端面,边界温度为常温。

根据斜齿轮啮合特点,选取具有代表性的 3 个接触线位置分析其热摩擦特性,依次为逐渐进

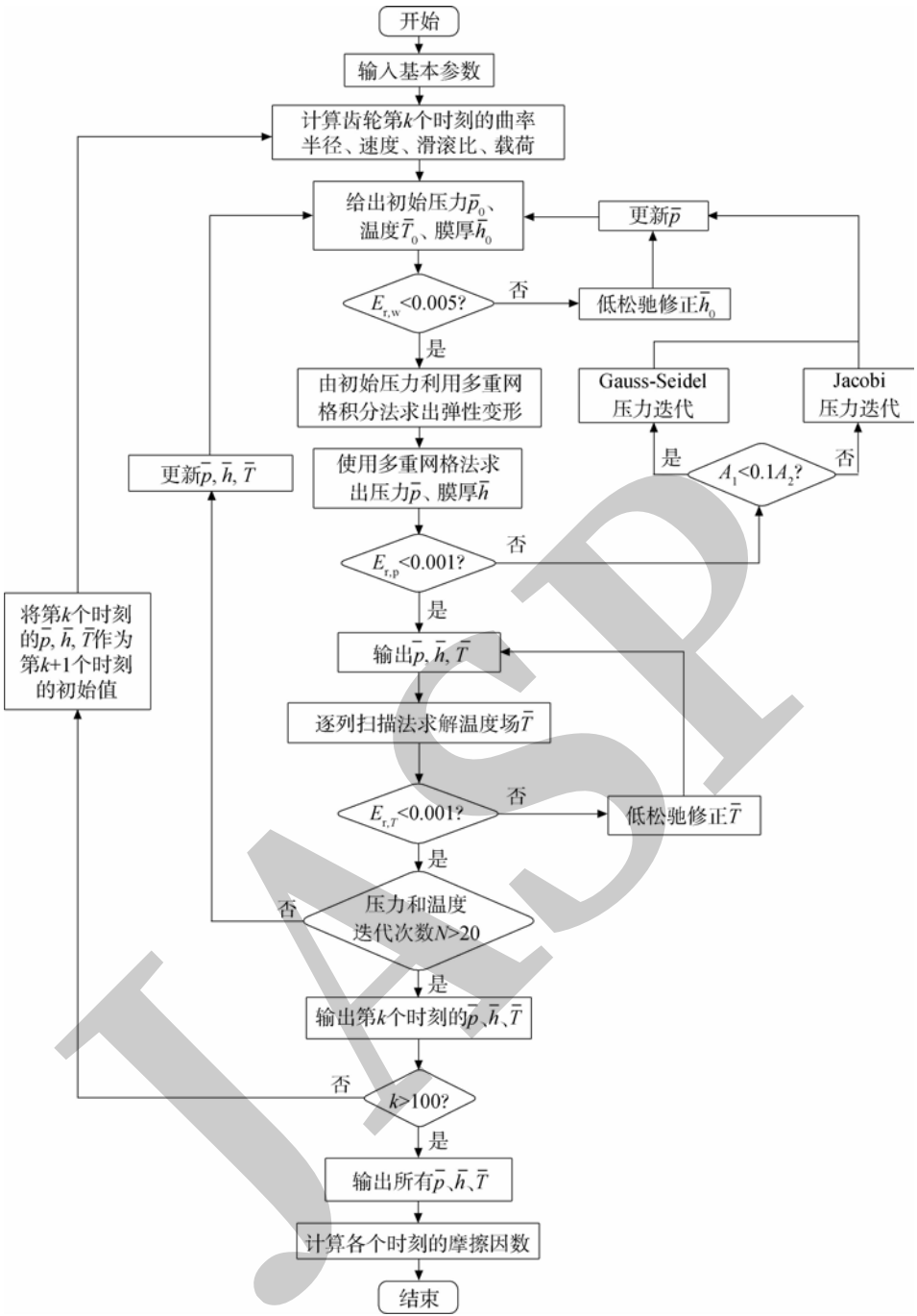


图 3 斜齿轮热弹流润滑计算流程

Fig. 3 TEHL calculation flow chart of helical gears

表 1 斜齿轮参数

Table 1 Parameters for helical gears

参数	数值	参数	数值	参数	数值
齿数 z_a/z_b	25/40	法向顶隙系数	0.250	比热容/(J/(kg·K))	470
法向模数/mm	5	齿宽/mm	20	泊松比	0.300
法向压力角/(°)	20	修形长度/mm	1	热导率/(W/(m·K))	46
螺旋角/(°)	20	密度/ 10^3 (kg/m ³)	7.85		
法向齿顶高系数	1	弹性模量/GPa	206		

表 2 润滑油参数

Table 2 Parameters for lubricating oil

参数	数值	参数	数值
环境黏度/(Pa·s)	0.075	比热容/ 10^3 (J/(kg·K))	2
环境密度/(kg/m ³)	870	导热率/(W/(m·K))	0.140
黏温系数/K ⁻¹	0.042	环境温度/K	313
黏压系数/ 10^{-8} Pa ⁻¹	2.2		

入啮合的接触线位置 A、接触线长度最大时的位置 B、逐渐退出啮合的接触线位置 C, k_1 为接触线与前端面的交点, 如图 4 所示。

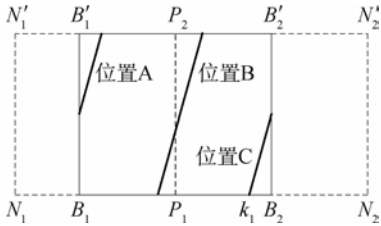


图 4 斜齿轮传动中 3 个接触线位置

Fig. 4 Three typical contact line positions of helical gears

3.1 非牛顿效应下的压力、膜厚及热特性分析

算例中, 输入功率为 50 kW, 主动轮转速为 1 000 r/min, 获得接触线位置 A、位置 B、位置 C 的压力、膜厚及温度场分布如图 5~图 7 所示。

观察图 5~图 7 可知, 不同位置端部均出现

明显压力峰及油膜颈缩现象^[10]; 中间区域压力、膜厚变化小, 与忽略端部泄漏无限长线接触求解结果类似。位置 A、位置 C 的温度分布与压力分布相似, 而位置 B 的温度场呈“V”型分布, 沿接触线方向两端高中间逐渐降低, 直至接近于零。

为进一步研究, 分别以 3 种接触线中点位置的截面处研究压力分布、膜厚分布及热特性, 对比润滑剂非牛顿流体特性下的热解与牛顿流体特性下的等温解, 其压力分布、膜厚分布如图 8、图 9 所示, 沿接触线方向的温度分布如图 10 所示。

对比图 8 及图 9 中的非牛顿热解与等温解, 考虑非牛顿特性及热效应后压力尖峰向入口区移动且略增大, 膜厚略减小; 且位置 B 的压力尖峰高于位置 A 及位置 C, 说明由于斜齿轮重合度的因素, 接触线处于中间位置时仅单对轮齿接触, 此时单位长度油膜载荷大于其他位置。

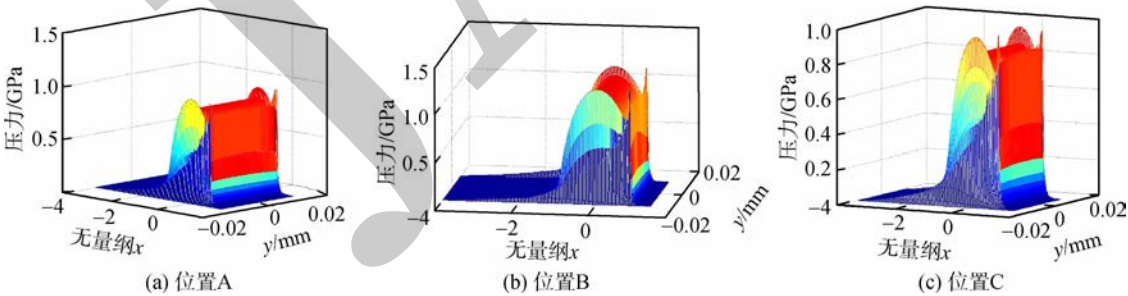


图 5 3 种接触线位置的压力分布

Fig. 5 Pressure distribution of three contact line positions

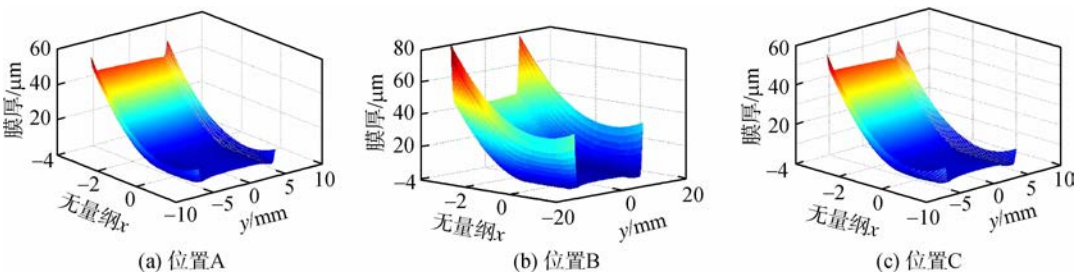


图 6 3 种接触线位置的膜厚分布

Fig. 6 Film thickness distribution of three contact line positions

由图 10 可知,非牛顿特性对温度场分布影响显著,算例中最大温度为 443 K,位置 A 及位置 C 的温升分布类似;位置 B 在润滑剂非牛顿特性影响下,温度呈“V”型分布,中间温度接近等温解,

这是由于接触线过节点处滑滚比为 0 的缘故。
为验证本文建模及求解的有效性,将非牛顿特性下最小膜厚的数值解与经典的 Wymer 经验公式^[17] 计算值进行对比,如表 3 所示。结果表明,

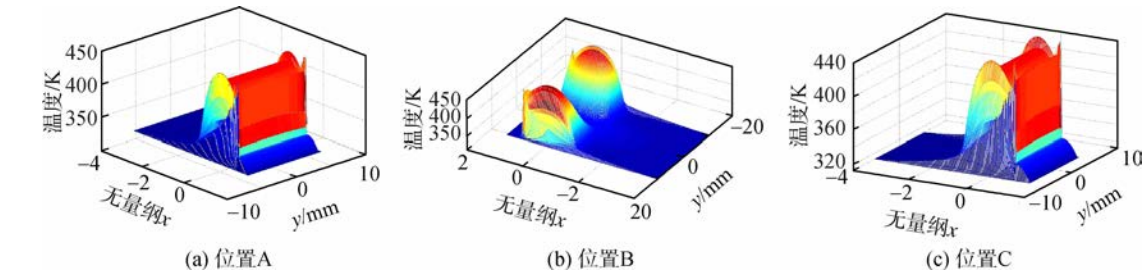


图 7 3 种接触线位置的温度分布
Fig. 7 Temperature distribution of three contact line positions

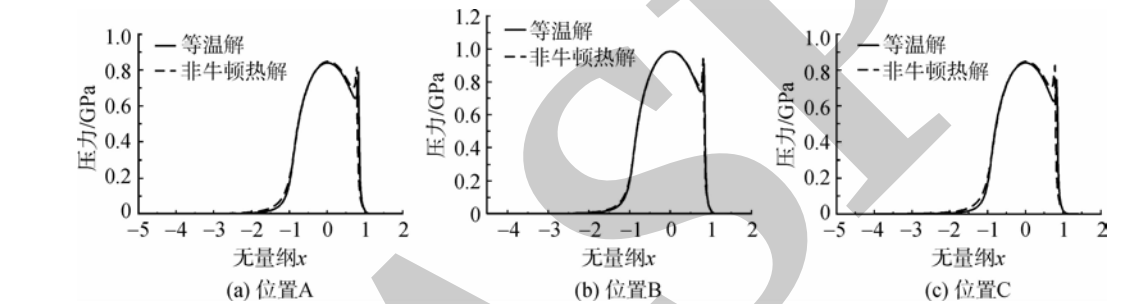


图 8 3 种接触线位置中点处截面的压力分布
Fig. 8 Pressure distribution on the midpoint section of three contact line positions

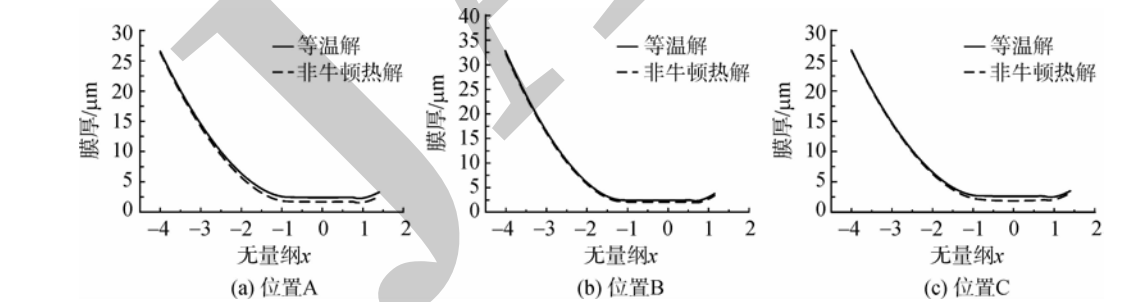


图 9 3 种接触线位置中点处截面的膜厚分布
Fig. 9 Film thickness distribution on the midpoint section of three contact line positions

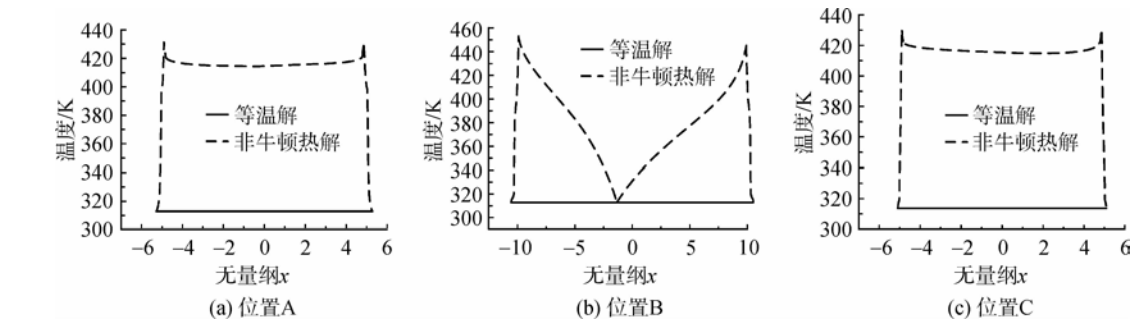


图 10 3 种接触线位置中点处截面的温度分布
Fig. 10 Temperature distribution on the midpoint section of three contact line positions

本算例 3 种位置的最小膜厚值与 Wymer 公式计算结果具有较好的一致性。

表 3 两种方法的最小膜厚计算结果对比

Table 3 Minimum film thickness calculation result comparison of two methods

啮合位置	最小膜厚/ μm	
	本算例	Wymer 公式
A	1.8456	1.9921
B	1.9235	2.0497
C	2.3253	2.6541

3.2 工况参数对摩擦特性的影响分析

为分析工况参数对斜齿轮传动摩擦特性的影响规律,通过计算两齿轮接触面剪切力平均值与载荷的比值获得摩擦因数,图 11、图 12 即为斜齿轮在一个啮合周期内摩擦因数的变化规律。明显可见,摩擦因数受功率、转速影响较大,且离节点越近摩擦因数越小,直至接近于 0。

图 11 中保持其他参数不变,改变主动轮转速为 800、1000、1500 r/min 时,摩擦因数随转速增加明显下降,且节点处摩擦因数近似为 0。原因在于,低转速时齿面承受载荷大,则摩擦因数亦越大,且节点处由于滑滚比接近于 0 故摩擦因数趋近于 0。

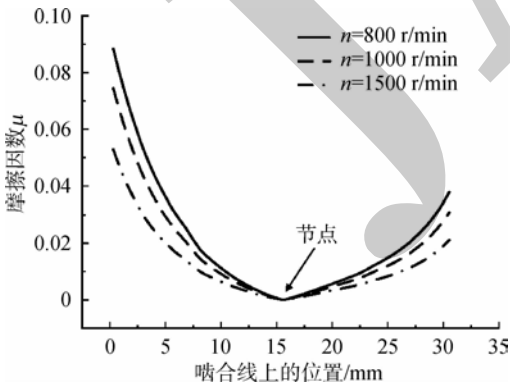


图 11 功率为 50 kW 时,转速对摩擦因数的影响
Fig. 11 Rotational speed influence on friction coefficient under power of 50 kW

图 12 中亦保持其他参数不变,改变输入功率为 20、50、100 kW 发现,摩擦因数随功率的增大显著增加,且节点处摩擦因数亦趋近于 0,表明功率愈高则齿面承受载荷愈大,随之摩擦因数亦越大。

观察图 11 及图 12,左侧相应位置的摩擦因

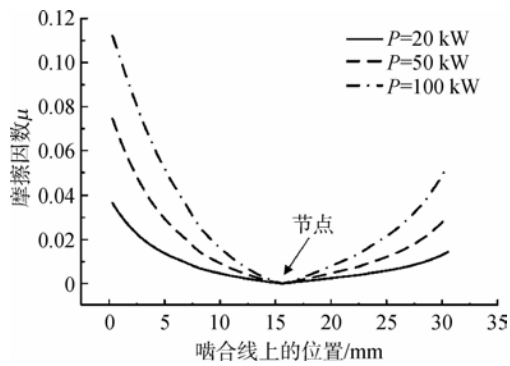


图 12 转速为 1000 r/min 时,功率对摩擦因数的影响
Fig. 12 Power influence on friction coefficient under rotational speed of 1000 r/min

数均高于右侧,这是由于啮入阶段油膜较薄使其承受较高载荷,导致啮入端摩擦因数较大,这与文献[18]研究结论一致。

为进一步分析非牛顿特性影响下的斜齿轮摩擦特性,选取功率为 100 kW、转速为 1000 r/min 的工况参数,此时斜齿轮处于扭矩为 955 N·m 的重载工况,分别采用非牛顿热弹流润滑模型与牛顿流体等温弹流润滑模型两种方法计算摩擦因数,结果如图 13 所示。

可见,等温情形下摩擦因数几乎保持不变,而非牛顿热效应下的摩擦因数沿啮合线位置明显不同,后者与真实斜齿轮齿面接触特性更为一致,说明基于非牛顿热弹流润滑模型的摩擦特性分析更为真实准确。

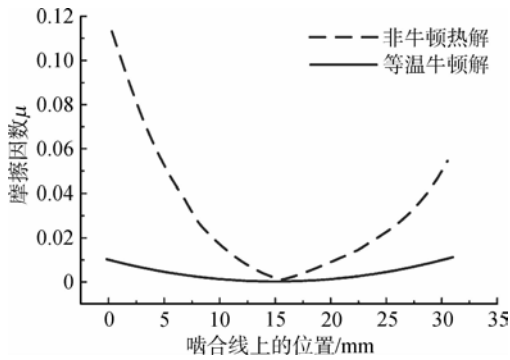


图 13 非牛顿热弹流润滑模型与牛顿等温弹流润滑模型的摩擦因数对比
Fig. 13 Friction coefficient comparison between non-Newtonian TEHL and Newtonian isothermal EHL

3.3 滑滚比对摩擦特性的影响分析

功率为 50 kW、转速为 1000 r/min 工况下,滑滚比与摩擦因数的关系如图 14 所示。由图可知,斜齿轮刚进入啮合时,离节点愈近其滑滚比愈小,

则摩擦因数亦随之减小;逐渐退出啮合时,其滑滚比逐渐增大,则摩擦因数亦随之增大。结合图 13

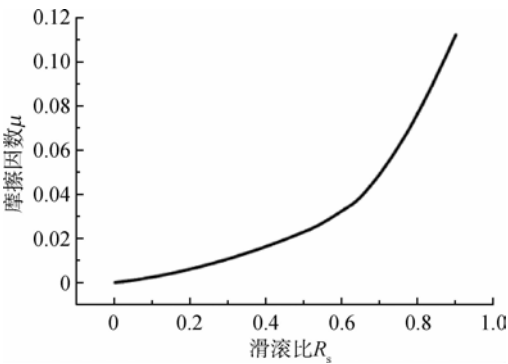


图 14 沿啮合线方向的滑滚比

Fig. 14 Slide-roll ratio along the meshing line

与图 14 进行分析,非纯滚动条件下,摩擦因数的计算中非牛顿热效应不可忽略,且大滑滚比时摩擦因数显著升高,这会加剧齿面摩擦磨损,降低齿轮的疲劳寿命。

3.4 特征剪切力的影响分析

在表 1 及表 2 工况下,分别选择特征剪切力 τ_0 为 1×10^7 、 3×10^7 、 5×10^7 N,分别以接触线中点位置的截面处获得啮入点在不同特征剪切力下的压力、膜厚及温度分布,如图 15 所示。由图可知,特征剪切力对润滑油膜压力和膜厚几乎无影响,而随着特征剪切力的增大其温升增大,这可从 Ree-Eyring 的本构方程获得解释。由于特征剪切力的增大引起等效黏度的增长,由此油膜层间相对速度增大引起温度升高。

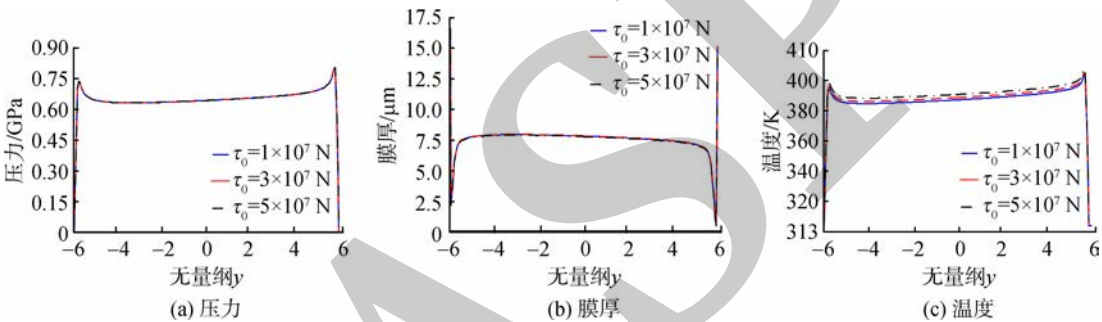


图 15 3 种特征剪切力下啮入点位置的热弹流润滑计算结果

Fig. 15 TEHL results at the meshing point under three characteristic shear forces

4 结 论

本文以斜齿轮为研究对象,考虑润滑剂非牛顿特性,建立斜齿轮热弹流润滑模型,获得非牛顿大滑滚比工况下的完全数值解,深入分析斜齿轮热摩擦特性,获得如下结论:

- 1) 润滑剂非牛顿特性对斜齿轮油膜压力及膜厚分布影响较小,压力略增大且尖峰向入口区移动,膜厚略减小。
- 2) 斜齿轮传动的温度分布受润滑剂非牛顿特性影响明显,刚进入啮合位置及退出啮合位置的温度分布与压力分布类似,中间过节点啮合位置的温度场呈“V”型分布。
- 3) 非牛顿特性对斜齿轮副的摩擦特性影响较大,沿啮合线方向两端摩擦因数较大,离节点愈近其值愈小直至接近于 0,且摩擦因数随载荷增加而增加,随转速增加而减小。
- 4) 斜齿轮副处于大滑滚比工况时,摩擦因数会显著增大,甚而影响齿面形貌及疲劳寿命。

参考文献:

[1] SIMON V. Thermo-EHD analysis of lubrication of helical gears[J]. Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, 1988, 110(3): 330-336.

[2] 林晓辉, 黄卫, 庄苹. 渐开线齿轮传动非牛顿润滑介质的线弹流数值分析研究[J]. 计算力学学报, 2003, 20(2): 164-168.

LIN Xiaohui, HUANG Wei, ZHUANG Ping. Numerical analysis for the elastohydrodynamic lubrication of involutes gear by a non-Newtonian medium[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2003, 20(2): 164-168. (in Chinese)

[3] WANG Y Q, LI H Q, TONG J W, et al. Transient thermoelastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear[J]. Tribology International, 2004, 37(10): 773-782.

[4] YANG Ping, YANG Peiran. Analysis on the thermal elastohydrodynamic lubrication of tapered rollers in opposite orientation[J]. Tribology International, 2007, 40(10): 1627-1637.

[5] 孙浩洋, 陈晓阳, 杨沛然. 非牛顿重载滚滑工况有限长线接触热弹流研究[J]. 摩擦学学报, 2005, 25(2): 154-158.

SUN Haoyang, CHEN Xiaoyang, YANG Peiran. Study on non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication of finite slide/roll line contact under heavy load[J]. Tribology, 2005, 25(2): 154-158. (in Chinese)

[6] 王文中, 操鸿, 胡纪滨. 渐开线斜齿轮非稳态弹流润滑数值模拟研究[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(6): 604-609.

WANG Wenzhong, CAO Hong, HU Jibin. Numerical simulation of transient elastohydrodynamic lubrication of helical gears[J]. Tribology, 2011, 31(6): 604-609. (in Chinese)

[7] 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 Yuanzi, CHEN Conghui, et al. Thermal tribology analysis of spiral bevel gears in EHD lubrication[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(10): 2382-2387. (in Chinese)

[8] LUGT P M, MORALES-ESPEJEL G E. A review of elasto-hydrodynamic lubrication theory[J]. Tribology Transactions, 2011, 54(3): 470-496.

[9] 邹玉静, 常德功. 渐开线直齿轮的动力学与弹流润滑耦合[J]. 航空动力学报, 2016, 31(8): 2010-2020.

ZOU Yujing, CHANG Degong. Coupling of dynamics and elastohydrodynamic lubrication for spur gear[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(8): 2010-2020. (in Chinese)

[10] 刘明勇, 朱才朝, 刘怀举. 有限长线接触非牛顿热弹流润滑分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(2): 48-55.

LIU Mingyong, ZHU Caichao, LIU Huaiju. A thermal EHL model for finite line contact with non-Newtonian fluids[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(2): 48-55. (in Chinese)

[11] SNIDLE R W, JAMALI H U, SHARIF K J, et al. Transient elastohydrodynamic analysis of helical gear tooth contacts[R]. Houston, USA: STLE (Society of Tribologists and Lubrication Engineers) Annual Meeting and Exhibition, 2013.

[12] 杨萍. 圆锥滚子的热弹性流体动力润滑分析[D]. 山东青岛: 青岛理工大学, 2005.

YANG Ping. Analysis on the thermal elastohydrodynamic lubrication for tapered rollers [D]. Qingdao Shandong: Qingdao University of Technology, 2005. (in Chinese)

[13] 苑士华, 董辉立, 李雪原. 基于 MEPE 和 EHL 理论的渐开线斜齿轮啮合特性分析[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(3): 286-290.

YUAN Shihua, DONG Huili, LI Xueyuan. Contact analysis of helical gears based on MEPE and EHL Theories[J]. Tribology, 2012, 32(3): 286-290. (in Chinese)

[14] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.

[15] ROELANDS C J A. Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils [D]. Delft: Delft University of Technology, 1966.

[16] DOWSON D, HIGGINSON G R. Elasto-hydrodynamic lubrication[M]. Oxford: Pergamon Press, 1977.

[17] WYMER D G, CAMERON A. Elastohydrodynamic lubrication of a line contact[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1974, 188(19): 221-238.

[18] 邹玉静, 常德功. 基于载荷分担理论的渐开线斜齿轮热混合弹流润滑分析[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(4): 495-504.

ZOU Yujing, CHANG Degong. Mixed thermoelastohydrodynamic analysis of helical gears based on load sharing concept[J]. Tribology, 2015, 35(4): 495-504. (in Chinese)

(编辑: 王碧珺)