

混合润滑条件下的星形人字齿轮系统温度场

林腾蛟, 黄河, 彭建涛, 魏 静
(重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘 要: 针对星形人字齿轮系统,采用热弹流润滑理论和粗糙峰接触计算方法获得不同表面粗糙度下齿面各啮合位置的油膜承载比例及摩擦因数,结合齿面接触载荷和滑移速度计算,分析齿面热流密度分布状态;借助齿轮系统喷油润滑流场仿真得出系统油液分布及齿轮表面传热系数;基于流体动力学仿真和混合弹流润滑分析结果,建立齿轮系统稳态温度场有限元模型,仿真研究各齿轮表面的温度分布规律。结果表明:啮合区中心油膜越厚油膜承载比例越高;综合摩擦因数受几何参数和载荷影响,内、外啮合齿轮副从节点处向齿顶齿根位置摩擦因数呈先增大后减小趋势;太阳轮啮合频次高且散热较慢,升温高于其他齿轮,高温区位于齿顶和齿根,随粗糙度增大太阳轮温度明显升高。

关 键 词: 齿轮传动涡扇发动机; 人字齿轮; 混合弹流润滑; 热流密度; 流体动力学; 稳态温度场

中图分类号: V233.1; TH132.41; TH117 **文献标志码:** A

Temperature field of double helical star gear transmission system in mixed lubrication condition

LIN Tengjiao, HUANG He, PENG Jiantao, WEI Jing
(State Key Laboratory of Mechanical Transmissions,
Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: For double helical star gear transmission system, the proportion of load carried by film and the friction coefficient at different meshing positions on tooth surface with different roughness were calculated based on thermoelastohydrodynamic lubrication theory and asperity contacting analysis. In combination with the calculation of contact load and slip velocity, the distribution of heat flux on tooth surface was analyzed. By simulating the flow field of gear transmission system in spray lubrication, the oil distribution and wall heat transfer coefficient of gears' surfaces were determined. Then steady-state thermal finite element model of gear transmission system was built based on the results of flow field simulation and mixed thermoelastohydrodynamic analysis, and temperature distribution of gears' surfaces was analyzed through simulation. Results showed that thicker central oil film got higher proportion of load carried by film. The comprehensive friction coefficient was affected by geometric parameters and load, and increased at first and then decreased from pitch point to addendum and dedendum region for internal and external gears. The sun gear got higher temperature than others with high meshing frequency and poorer heat dissipation, as the high temperature zone was located in addendum and dedendum, and the temperature rose ob-

收稿日期:2019-11-05

基金项目:重点研发计划项目(2018YFB2001502); 国家自然科学基金(51875057)

作者简介:林腾蛟(1968—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事齿轮系统动力学及热力学研究。

引用格式:林腾蛟,黄河,彭建涛,等. 混合润滑条件下的星形人字齿轮系统温度场[J]. 航空动力学报,2020,35(5):1066-1080. LIN Tengjiao, HUANG He, PENG Jiantao, et al. Temperature field of double helical star gear transmission system in mixed lubrication condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(5):1066-1080.

viously as roughness increased.

Key words: geared turbofan engine; double helical gear; mixed elastohydrodynamic lubrication; heat flux; fluid dynamics; steady-state temperature field

星形人字齿轮传动系统结构紧凑、承载能力强、功率密度高,是齿轮传动涡扇(GTF)发动机齿轮传动的主要形式。高转速、高负荷齿轮系统产热量高,致使齿面易发生高温胶合且齿轮热变形大,进而影响传动效率和寿命。作为典型分流传动系统,行星齿轮系统各零部件温度分布对齿轮传动精度、均载性能等具有重要影响^[1]。进行星形人字齿轮传动系统温度场分析,预测其温度分布及影响规律,对于改进齿轮系统设计、提升齿轮啮合性能和可靠性具有重要意义。

航空齿轮系统转速高,润滑冷却多采用喷油形式^[2]。Akin、王延忠、Fondelli 等国内外学者针对齿轮喷油过程进行了较为深入的研究,得出喷嘴结构、喷油位置、喷射角度、喷射速度以及齿轮转速等因素对齿轮系统冷却效果均有明显影响^[3-6]。Yazdani、Concli 等采用计算流体动力学(CFD)方法分析齿轮系统产热散热过程,得到不同润滑冷却条件下齿轮表面传热系数及温度分布^[7-8]。目前相关研究多针对单对齿轮进行流场仿真,星形人字齿轮系统具有喷油点多、空间紧凑、油液运动情况复杂等特点,需建立齿轮系统整体喷油润滑仿真模型,以准确计算齿轮各表面传热系数。

齿轮系统温升多源于齿轮副摩擦产热,产热量受齿轮几何参数与工况参数共同影响^[9]。利用经验公式可以计算齿轮产热量,进而分析齿轮温度分布^[10],求解速度快,但计算精度较低。近年来,齿轮摩擦研究多与线接触副弹流润滑分析方法^[11-13]相结合,将重载工况下粗糙峰接触纳入考虑范畴。杨萍等将斜齿轮等效为反向圆锥滚子接

触,基于线接触热弹流润滑理论获得了斜齿轮啮合瞬时的膜厚和温度^[14]。Han 等基于牛顿流体的混合弹流润滑理论研究了计及表面粗糙度的斜齿轮膜厚及摩擦因数^[15]。Bobach、邹玉静等则基于非牛顿流体模型进行计算,结合载荷分担理论对直齿轮及斜齿轮啮合过程的膜厚、摩擦因数、油膜温升展开研究^[16-18]。目前国内外运用弹流润滑理论对齿轮啮合过程中的摩擦状态和瞬态温升有较多研究成果,但少有考虑流场分布进行复杂齿轮系统的整体温度场计算。

本文针对图 1 所示的星形人字齿轮系统结构形式,采用热弹流润滑理论和粗糙峰接触计算方法确定齿面油膜承载比例及摩擦因数,结合齿面载荷和滑移速度,计算齿面热流密度;基于流体动力学仿真,计算齿轮表面传热系数;建立齿轮系统稳态温度场有限元模型,仿真研究齿面温度分布规律,分析流程如图 2 所示。

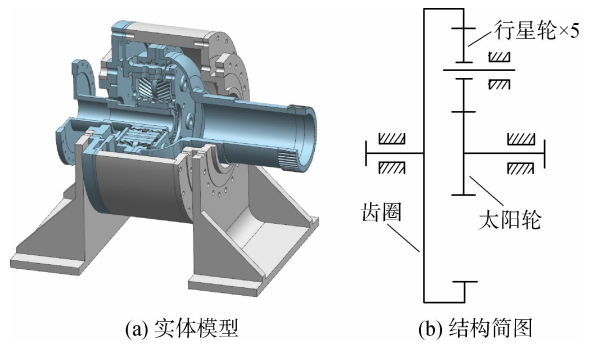


图 1 星形人字齿轮系统传动结构

Fig. 1 Transmission structure of double helical star gear transmission system

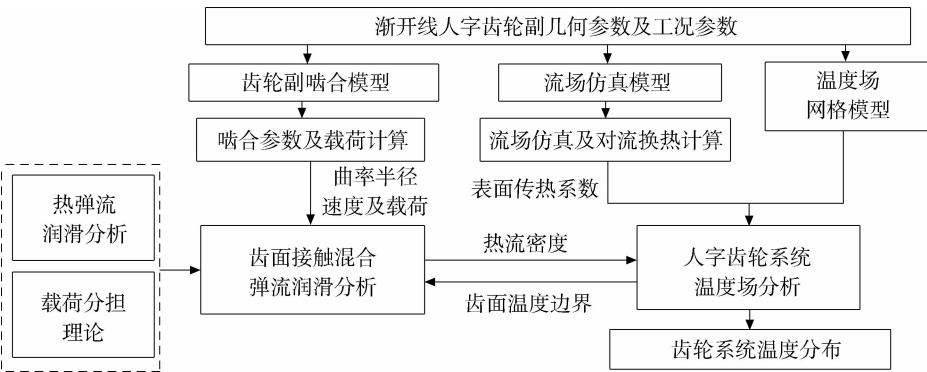


图 2 分析流程图

Fig. 2 Flow chart of analysis procedure

1 渐开线人字齿轮副啮合模型

本文针对星形人字齿轮系统缩比样机开展研究,缩比样机相对于实际产品,尺寸和功率缩减,转速不变,几何参数及运行工况如下:齿轮模数为 2 mm,太阳轮齿数为 34,行星轮齿数为 31,齿圈齿数为 96,压力角为 22.5°,螺旋角为 30°;太阳轮输入,齿圈输出,输入转速为 7500 r/min,输入功率为 2000 kW。

1.1 渐开线人字齿轮副啮合参数

人字齿轮接触计算方法与斜齿轮相同,内、外啮合人字齿轮副啮合过程中轮齿端面几何关系如图 3 所示,齿轮啮合位置在啮合线 N_1N_2 上移动,在啮合线上任取一点 C ,计算其啮合参数。

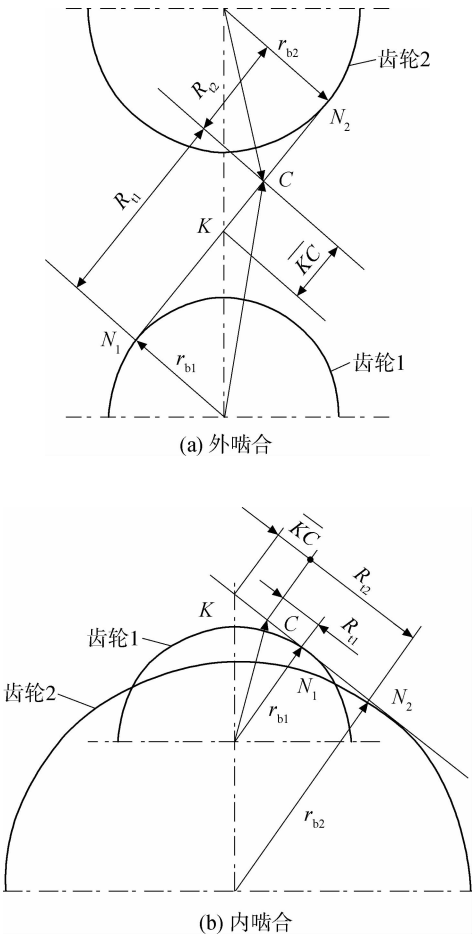


图 3 齿轮端面曲率半径
Fig. 3 Transverse radius of curvature for gears

定义无量纲函数 Γ 为节点 K 到啮合线上任一点 C 之间距离与节点 K 到啮合线与基圆切点 N_1 的距离之比^[19],即

$$\Gamma = \frac{\overline{KC}}{N_1K} = \frac{d_{b1} \tan \alpha_{y1} - d_{b1} \tan \alpha_t}{d_{b1} \tan \alpha_t} = \frac{\tan \alpha_{y1}}{\tan \alpha_t} - 1 \tag{1}$$

式中 α_t 为节点处端面压力角; α_{y1} 为对应 C 点的端面压力角; d_{b1} 为齿轮 1 的基圆直径。

得到端面曲率半径 R_{t1} 、 R_{t2} 分别为

$$\begin{cases} R_{t1} = |\overline{N_1K} + \overline{KC}| = (1 + \Gamma)r_{b1} \tan \alpha_t \\ R_{t2} = |\overline{N_2K} + \overline{KC}| = (\mp i + \Gamma)r_{b1} \tan \alpha_t \end{cases} \tag{2}$$

式中“ $\mp$ ”对应外啮合和内啮合; r_{b1} 、 r_{b2} 分别为齿轮 1 和齿轮 2 的基圆半径; i 为传动比。

由人字齿轮副端面和法面的转换关系可得齿轮法面曲率半径 R_{n1} 、 R_{n2} 分别为

$$\begin{cases} R_{n1} = R_{t1} / \cos \beta_b = (1 + \Gamma)r_{b1} \tan \alpha_t / \cos \beta_b \\ R_{n2} = R_{t2} / \cos \beta_b = (\mp i + \Gamma)r_{b1} \tan \alpha_t / \cos \beta_b \end{cases} \tag{3}$$

式中 β_b 为基圆螺旋角。

内外啮合人字齿轮副主、从动轮各啮合位置的曲率半径以及综合曲率半径如图 4 所示。

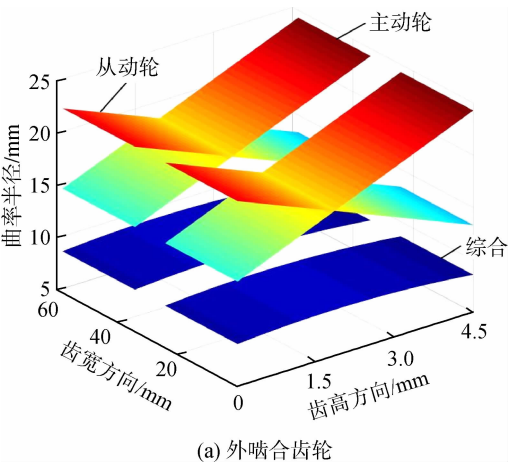
两侧齿轮各啮合位置沿接触面切线方向上的绝对速度 $v_{t1} = R_{t1} \omega_1$, $v_{t2} = R_{t2} \omega_2$, 其中 ω_1 、 ω_2 为齿轮角速度。

将齿轮啮合过程等效为两个圆柱体的接触,得到齿廓表面卷吸速度 U_j 为

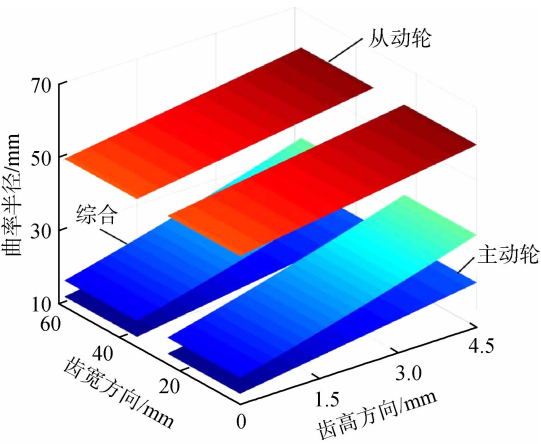
$$U_j = \frac{v_{t1} + v_{t2}}{2} \tag{4}$$

1.2 渐开线人字齿轮副载荷分布

人字齿轮传动接触线长度受端面重合度 ϵ_α 和轴向重合度 ϵ_β 共同影响^[20],根据重合度不同,接触线变化有所区别。图 5 给出了 $\epsilon_\alpha > \epsilon_\beta$ 和 $\epsilon_\alpha < \epsilon_\beta$ 时的单齿接触线长度变化规律,图中 S_1 为啮入位置; S_2 为啮出位置; B 为齿宽; $L_0 = \epsilon_\alpha P_{br}$, P_{br} 为基圆齿距。



(a) 外啮合齿轮



(b) 内啮合齿轮

图 4 各啮合点曲率半径

Fig. 4 Radius of curvature for different mesh positions

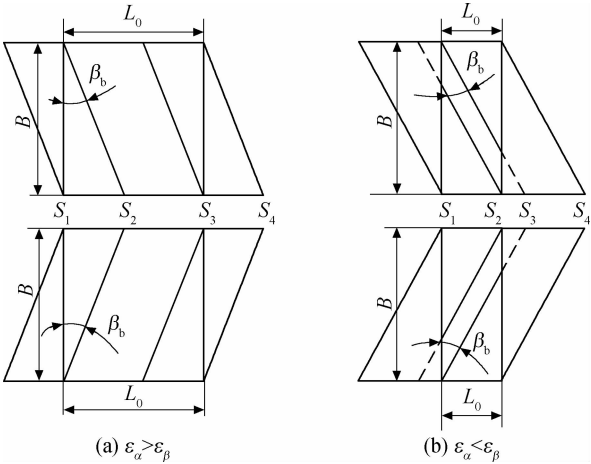


图 5 单齿接触线长度变化示意

Fig. 5 Contact length variation of a single tooth

在任意时刻 τ ,第 j 对啮合轮齿接触线下端 S 点距离啮入点 S_1 距离为 D_j ;令 $g=B\tan\beta_b$,则

1) $\epsilon_a > \epsilon_\beta$ 时,第 j 条接触线长度为

$$L_i(\tau) = \begin{cases} 2D_j/\sin\beta_b & 0 \leq D_j \leq g \\ 2B/\cos\beta_b & g \leq D_j \leq L_0 \\ 2(g+L_0-D_j)/\sin\beta_b & L_0 \leq D_j \leq L_0+g \\ 0 & L_0+g \leq D_j \leq NP_{bt} \end{cases} \quad (5)$$

2) $\epsilon_a < \epsilon_\beta$ 时,第就 j 条接触线长度为

$$L_i(\tau) = \begin{cases} 2D_j/\sin\beta_b & 0 \leq D_j \leq L_0 \\ 2L_0/\sin\beta_b & L_0 \leq D_j \leq g \\ 2(g+L_0-D_j)/\sin\beta_b & g \leq D_j \leq L_0+g \\ 0 & L_0+g \leq D_j \leq NP_{bt} \end{cases} \quad (6)$$

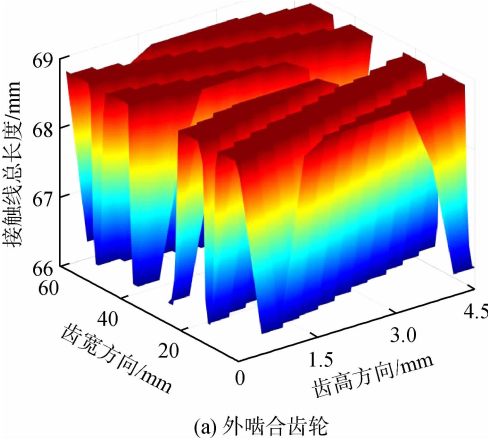
式中 N 为接触线数目,相邻两条接触线距离一个基圆齿距 P_{bt} 。计算可得人字齿轮各啮合位置接触线总长度如图 6 所示。

按接触线长度计算载荷分布,单对轮齿不同啮合时刻的齿面载荷为

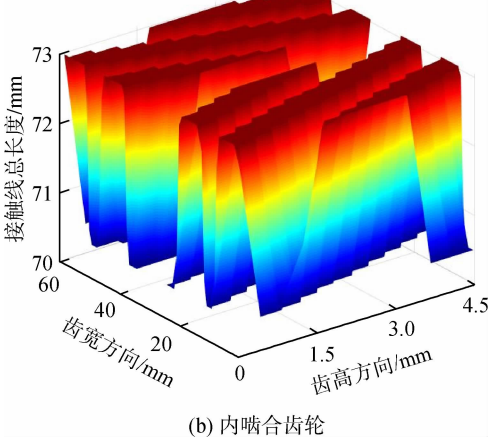
$$F(\tau) = \frac{L_j(\tau)}{L_z(\tau)} F_z \quad (7)$$

式中 $L_z(\tau)$ 为啮合时刻 τ 的接触线总长度; $L_j(\tau)$ 为啮合时刻 τ 单个轮齿 j 的单齿接触线长度; F_z 为齿轮法向载荷。

齿轮材料密度 $\rho=7850\text{kg/m}^3$,弹性模量 $E=2.06\text{GPa}$,泊松比 $\nu=0.3$ 。根据赫兹接触压力计算方法,得到内、外啮合人字齿轮副的接触压力分布,如图 7 所示。



(a) 外啮合齿轮



(b) 内啮合齿轮

图 6 齿轮副接触线总长度

Fig. 6 Total contact line length of helical gears pair

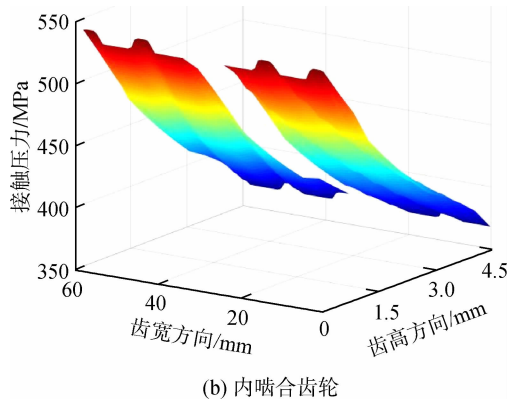
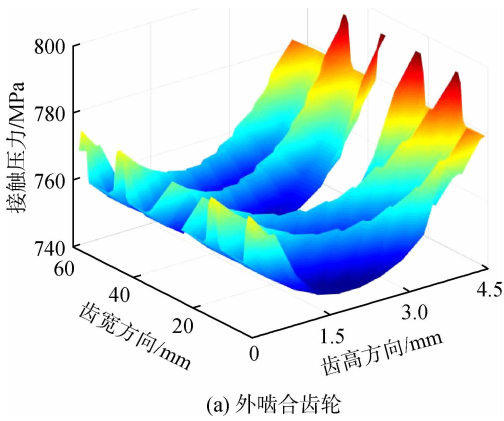


图 7 赫兹接触压力

Fig. 7 Hertzian pressure

2 齿面接触混合弹流润滑分析

运用混合弹流润滑计算方法进行齿轮副润滑摩擦分析,求得较为准确的齿面综合摩擦因数。

2.1 载荷分担理论

重载工况下,齿轮工作时多处于混合弹流润滑状态,此时齿面载荷 F_d 由润滑油膜和粗糙峰共同承担^[21]。

$$F_d = F_a + F_b \quad (8)$$

$$F_a = \gamma F_d, \quad F_b = (1 - \gamma) F_d \quad (9)$$

式中 F_a 、 F_b 分别为润滑油膜和粗糙峰承担的载

$$\begin{cases} p_{c1} = \sqrt{\frac{F_d E_0}{2\pi LR}} (1 - \gamma) \left\{ 1 + \left[1.558 \left(\frac{\rho_s R}{1 - \gamma} \times \sqrt{\beta R} \right)^{0.0337} \left(\frac{\sigma_s}{R} \right)^{-0.442} F_0^{0.4757} \right]^{-1.7} \right\}^{-0.5882} \\ p_{c2} = \frac{8\sqrt{2}}{15} \pi \rho_s^2 \beta_s^{1.5} \sigma_s^{2.5} E_0 F_{5/2} \left(\frac{h_c - d_d}{\sigma_s} \right) \end{cases} \quad (11)$$

式中 E_0 为接触体当量弹性模量; R 为接触点综合曲率半径; L 为齿面接触线长度; β_s 为粗糙峰半径; ρ_s 为粗糙峰密度; σ_s 、 d_d 为粗糙度高度相关数值, $d_d = 1.15\sigma_s$; h_c 为中心油膜厚度; F_0 为量纲一化载荷; $F_{5/2}$ 为对应膜厚变化的函数。

通过假定初始比例 γ ,联系后续热弹流润滑分析过程进行迭代求解,直到粗糙峰接触压力 p_{c1} 和 p_{c2} 差值小于许用值,可得到接近真实值的油膜承载比例。

2.2 热弹流润滑分析

采用 Ree-Eyring 非牛顿流体模型作为润滑油的流变模型^[25],其本构方程为

$$\lambda = \frac{\partial U}{\partial z} = \frac{\xi_0}{\eta} \sinh(\xi/\xi_0) \quad (12)$$

式中 ξ_0 为 Ree-Eyring 流体特征剪应力; η 为流体表观黏度; ξ 为切应力; λ 为剪应变率。

齿轮副的瞬态热弹流润滑分析包括如下基本

荷; γ 为混合润滑状态下油膜承受载荷的比例。

齿面综合摩擦力 F_f 则由润滑油膜摩擦力 F_{fa} 和粗糙峰接触摩擦力 F_{fb} 共同组成。

$$F_f = F_{fa} + F_{fb} = \gamma \mu_a F_d + (1 - \gamma) \mu_b F_d \quad (10)$$

式中 μ_a 、 μ_b 为油膜和粗糙峰接触摩擦因数。综合摩擦因数 $\mu = \gamma \mu_a + (1 - \gamma) \mu_b$,粗糙峰接触时摩擦因数基本保持为常量,这里取 $\mu_b = 0.12$ ^[22]。

Gelinek-Schipper 接触理论^[23] 和 Greenwood-Tripp 接触理论^[24] 分别从不同角度计算了线接触副中心粗糙峰接触压力^[18],即

方程:

1) 非牛顿流体的广义 Reynolds 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] = 12U_j \frac{\partial(\rho^* h)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho_e h)}{\partial \tau} \quad (13)$$

式中 x 为沿齿面接触方向坐标; ρ 为润滑油密度; ρ^* 为等效密度; h 为油膜厚度; p 为油膜压力; U 为齿面卷吸速度。式中相关变量满足

$$\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e = 12(\eta_e \rho'_e / \eta'_e - \rho''_e) \quad (14)$$

$$\rho^* = [\rho'_e \eta_e (U_b - U_a) + \rho_e U_a] / U_j \quad (15)$$

$$\rho_e = \frac{1}{h} \int_0^h \rho dz \quad \rho'_e = \frac{1}{h^2} \int_0^h \rho \int_0^z \frac{dz'}{\eta^*} dz \quad (16)$$

$$\rho''_e = \frac{1}{h^3} \int_0^h \rho \int_0^z \frac{z' dz'}{\eta^*} dz \quad (17)$$

$$\frac{1}{\eta_e} = \frac{1}{h} \int_0^h \frac{dz}{\eta^*} \quad \frac{1}{\eta'_e} = \frac{1}{h^2} \int_0^h \frac{z dz}{\eta^*} \quad (18)$$

其中 U_a 、 U_b 分别为接触面 a、b 的速度; η^* 为流体

迭代计算可得内、外啮合人字齿轮副啮合过程中的中心油膜厚度如图 10 所示;油膜承载分配比例和综合摩擦因数如图 11、图 12 所示。

表 1 润滑分析相关参数

Table 1 Parameters for lubrication analysis

参数	数值
流体动力黏度 $\eta_p/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.03
流体比热容 $c_f/(\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}))$	2000
齿面比热容 $c/(\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}))$	460
流体导热系数 $k_f/(\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C}))$	0.14
齿面导热系数 $k/(\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C}))$	47
流体密度 $\rho_f/(\text{kg}/\text{m}^3)$	870
初始油温 $t_0/^\circ\text{C}$	60
齿面粗糙度方均根 $\sigma_s/\mu\text{m}$	0.4
齿面粗糙峰半径 $\beta_s/\mu\text{m}$	6
齿面粗糙峰分布密度 $\rho_s/(10^{10}/\text{m}^2)$	3

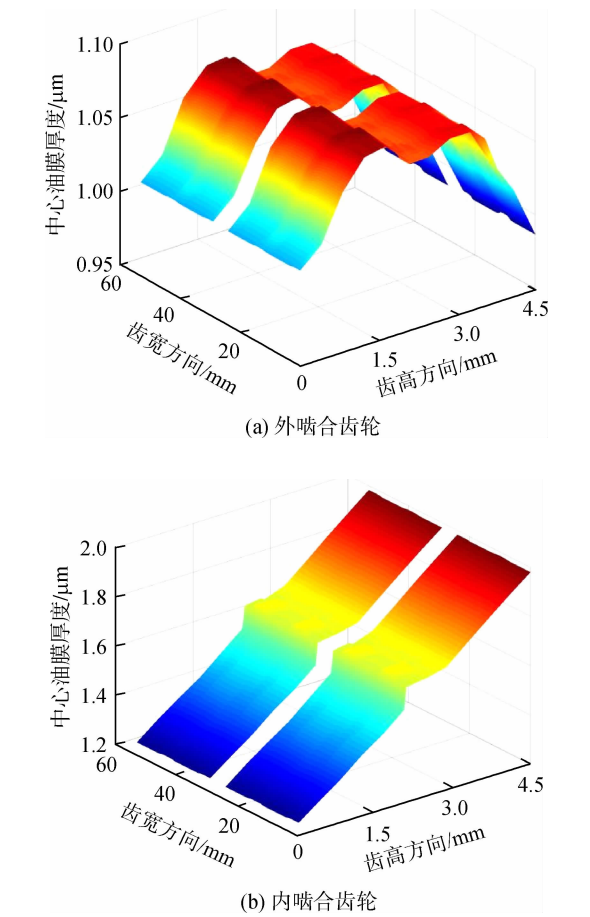


图 10 中心油膜厚度
Fig. 10 Central film thickness

内、外啮合人字齿轮副的油膜厚度、油膜承载比例、摩擦因数受滑滚比、卷吸速度、载荷、曲率半径等共同影响^[24]，同齿高位置曲率半径及线速度相同且载荷变化较小，故计算结果接近。

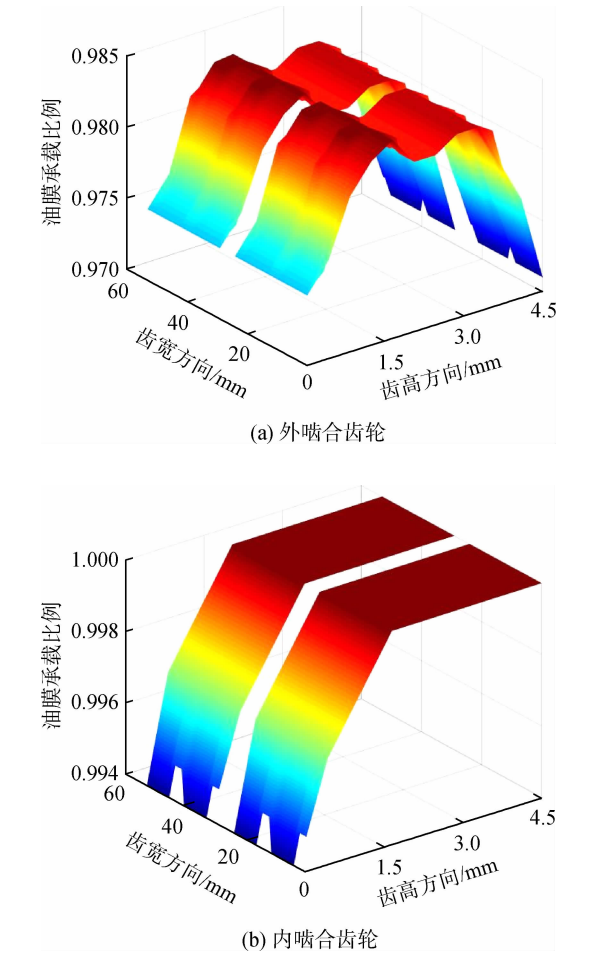
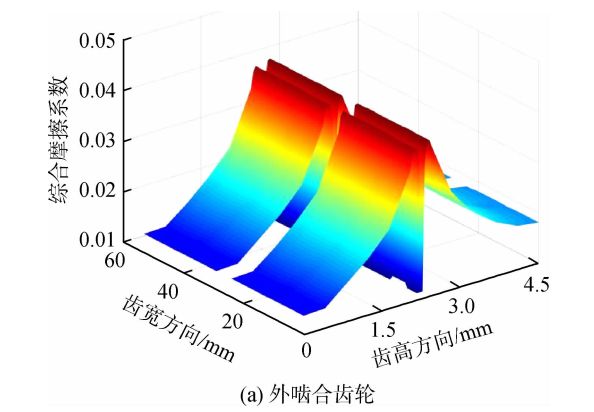


图 11 油膜承载比例
Fig. 11 Proportion of load carried by film

膜厚及承载比例主要取决于齿轮副的综合曲率半径分布^[14]，由图 10 和图 11 可知，外啮合齿轮副齿顶和齿根曲率半径较小，膜厚和承载比例相应较小；内啮合齿轮副从小轮齿根往齿顶一侧曲率半径逐渐增大，膜厚和承载比例随之增大。

弹流润滑分析过程按 Ree-Eyring 非牛顿流体模型计算，由图 12 可知，内、外啮合人字齿轮副的节点处滑滚比为零，即纯滚动摩擦，摩擦因数最小，从节点处向齿顶齿根位置滑滚比逐步增大，齿



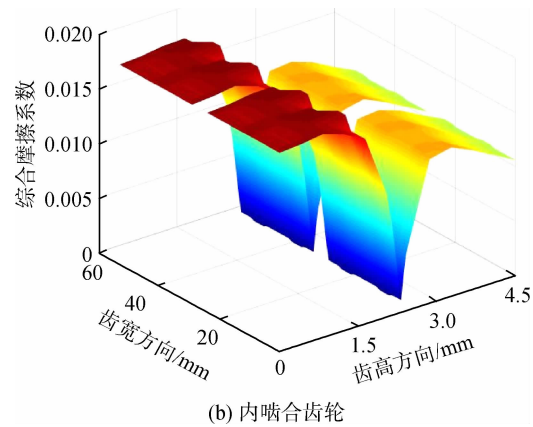


图 12 综合摩擦因数

Fig. 12 Comprehensive friction coefficient

轮副综合摩擦因数随之呈先增大后减小的趋势,变化规律与文献[25]针对 Ree-Eyring 流体的研究结果一致,热弹流油膜的摩擦因数增长至极限值后开始下降。外啮合齿轮副齿顶和齿根综合曲率半径及卷吸速度接近,综合摩擦因数相差较小;内啮合齿轮副小轮齿顶一侧油膜承载比例高,摩擦因数相对齿根一侧较小。

2. 4. 2 粗糙度影响分析

研究不同粗糙度下齿面摩擦因数变化情况时,由于同齿高位置油膜承载比例及摩擦因数接近,沿齿高方向求取平均值进行分析。

分别计算 σ_s 取 $0.4\sim0.8\mu\text{m}$ 的 5 种粗糙度情况,得到油膜承载比例和综合摩擦因数沿齿高的变化规律如图 13~图 16 所示。

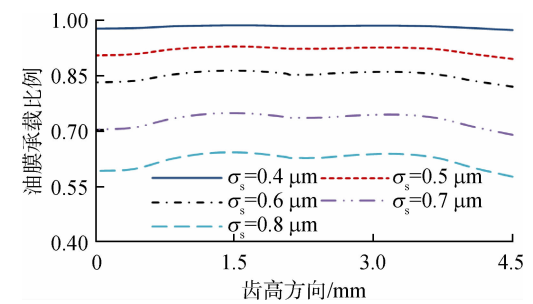


图 13 外啮合齿轮油膜承载比例变化

Fig. 13 Variation of proportion of load carried by film for external gears

由图 10、图 13~图 16 可知,油膜承载比例和摩擦因数受粗糙度影响较大,随粗糙度增加,油膜承载比例降低,齿面摩擦因数增大。粗糙度方均根值 σ_s 取 $0.4\mu\text{m}$ 时齿轮副各位置油膜承载比例均较高,接近全油膜润滑,各啮合位置油膜承载比例接近;粗糙度较大时,油膜承载比例与膜厚密切

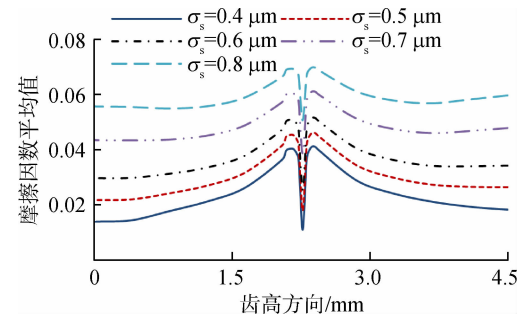


图 14 外啮合齿轮摩擦因数变化

Fig. 14 Variation of friction coefficient for external gears

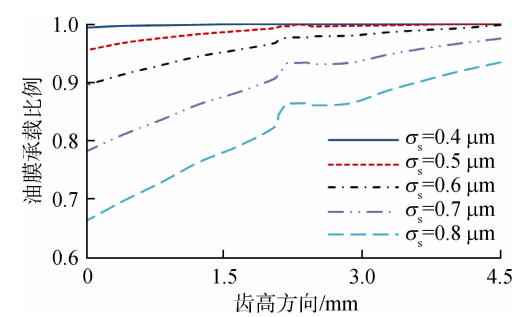


图 15 内啮合齿轮油膜承载比例变化

Fig. 15 Variation of proportion of load carried by film for internal gears

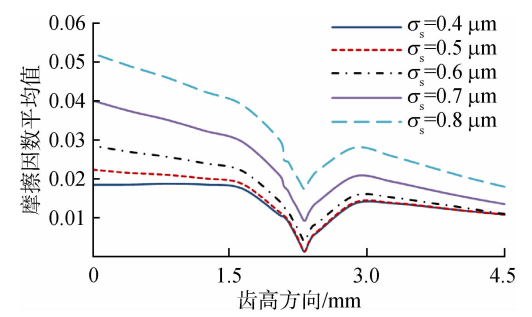


图 16 内啮合齿轮摩擦因数变化

Fig. 16 Variation of friction coefficient for internal gears

相关,油膜越厚则油膜承载比例越高。

3 流场仿真及对流换热计算

3. 1 星形人字齿轮系统喷油设计及仿真

针对星形人字齿轮传动系统进行喷油润滑设计,建立含润滑系统的实体模型如图 17 所示。

喷油润滑设计中,在各对齿轮副啮合位置设置喷油点,喷油管共计 10 根,每根喷油管为人字齿轮两侧各设两个喷孔。将箱体外壁简化为圆柱面,齿轮、轴、轴承简化为实心体,喷油方式为喷入

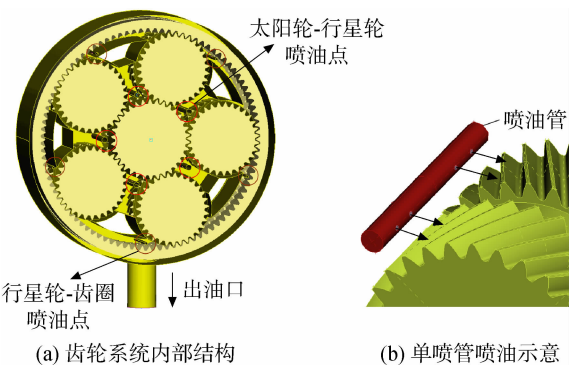


图 17 星形人字齿轮系统实体模型

Fig. 17 Solid model of double helical star gear transmission system

侧喷油, 喷孔直径为 1.2 mm, 单喷孔流量为 1500 cm³/min。

在 ANSA 中划分网格并导入 FLUENT 得到齿轮系统内部流场仿真模型, 流场网格如图 18 所示, 面网格数 657 202, 体网格数 4 577 445。

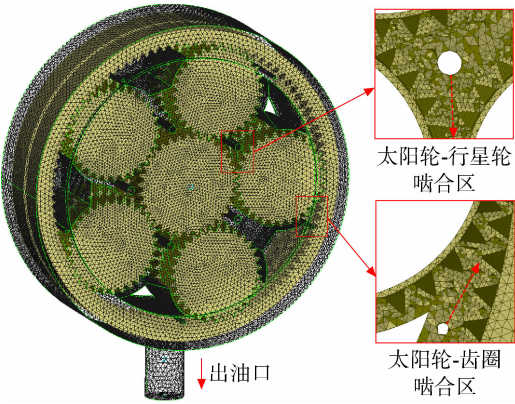


图 18 星形人字齿轮系统流场网格

Fig. 18 Mesh generation for flow field of double helical star gear transmission system

3.2 表面传热系数计算

对星形人字齿轮系统进行整体流场仿真, 分析齿轮系统工作状况下的油液分布情况, 并计算齿轮表面传热系数。待齿面表面传热系数计算结果趋于平稳后, 提取齿轮系统内部油液分布状态, 如图 19 所示, 此时各齿面表面传热系数如图 20~图 22 所示。为便于温度场分析, 对各位置表面传热系数求取平均值, 如表 2 所示。

仿真结果可知, 对于文中所选啮入侧喷油方式, 齿面啮合区相对其他位置油液分布较多, 表面传热系数较高; 由于两侧螺旋角存在, 人字齿轮旋转过程中油液逐渐往内侧汇集, 致使退刀槽表面传热系数较高; 同时该齿轮系统喷油位

置多, 空间紧凑, 油液流动时离齿轮各表面距离近, 齿轮各端面表面传热系数也较高, 可保证齿轮的充分冷却。

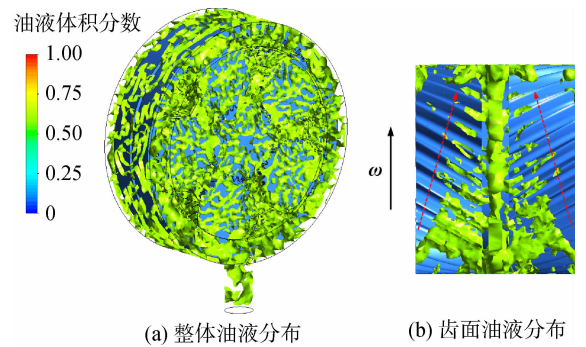


图 19 齿轮系统油液分布

Fig. 19 Oil distribution in gearbox

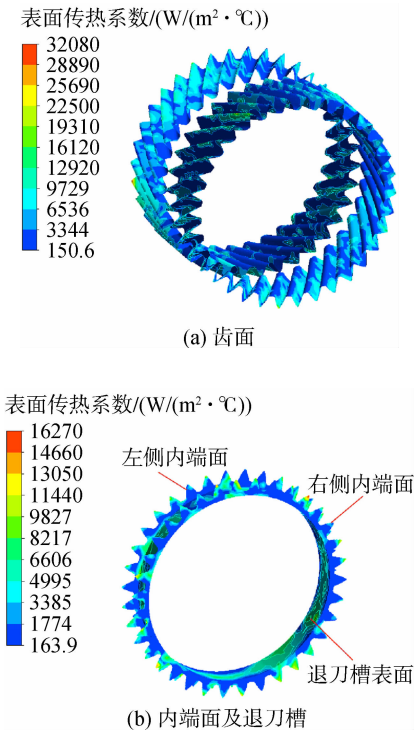


图 20 太阳轮表面传热系数

Fig. 20 Wall heat transfer coefficient of sun gear

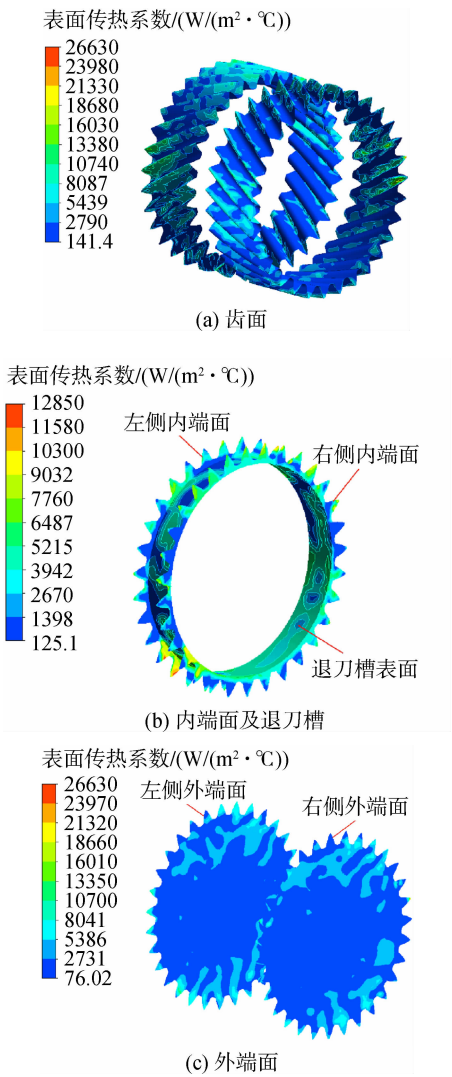


图 21 行星轮表面传热系数

Fig. 21 Wall heat transfer coefficient of planetary gear

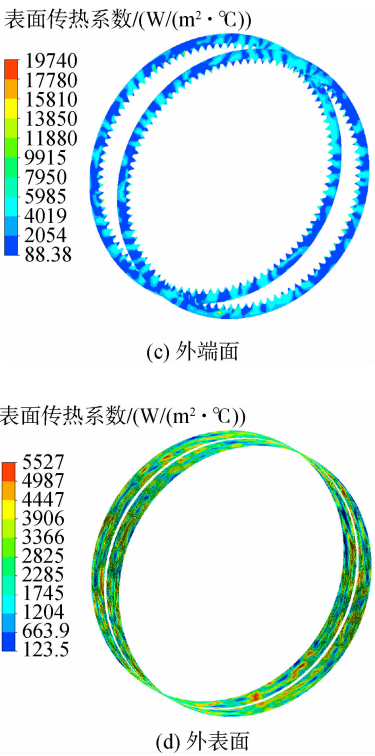
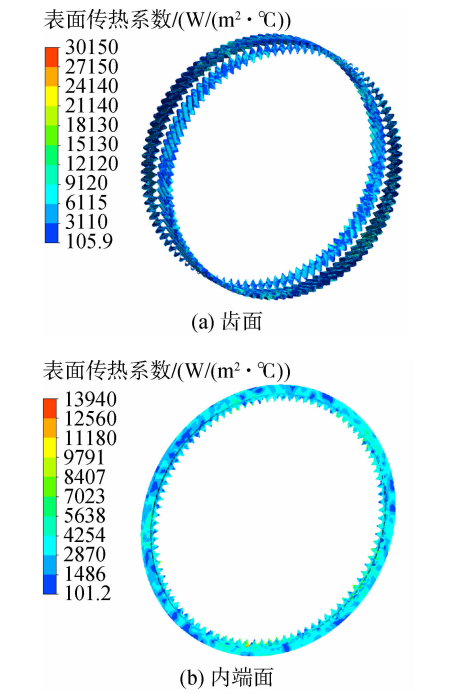


图 22 齿圈表面传热系数

Fig. 22 Wall heat transfer coefficient of ring gear

表 2 齿轮平均表面传热系数

Table 2 Averaged heat transfer coefficient of gears

位置	表面传热系数/(W/(m ² · °C))
太阳轮齿面	3 743. 67
太阳轮外端面	1 822. 64
太阳轮内端面	3 124. 51
行星轮齿面	2 718. 07
行星轮外端面	1 630. 84
行星轮内端面	3 496. 42
齿圈齿面	3 228. 97
齿圈外端面	2 406. 03
齿圈内端面	2 969. 14
齿圈外表面	2 601. 32

4 人字齿轮系统温度场分析

4.1 温度场有限元模型

在 ANSYS 中建立包含太阳轮、行星轮、齿圈的传动系统温度场分析模型,划分网格并对轮齿区域进行局部加密,得到有限元网格如图 23 所示,共计体网格数 1861384。

齿轮副一个旋转周期内输入一次摩擦热流量,主从动轮瞬时热流密度 ρ_{1c} 、 ρ_{2c} 和平均热流密

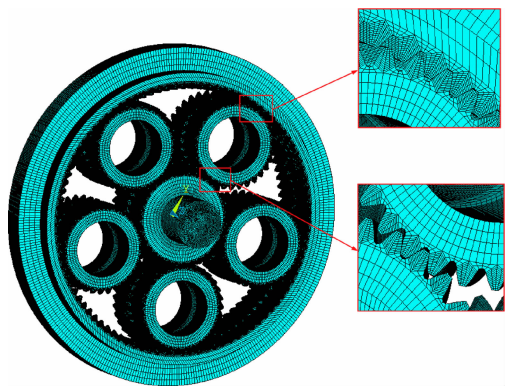
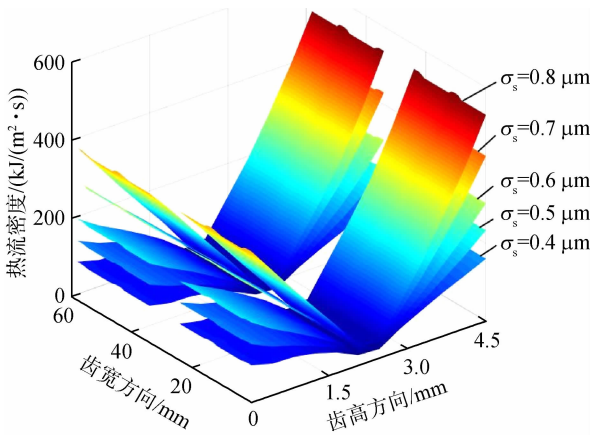
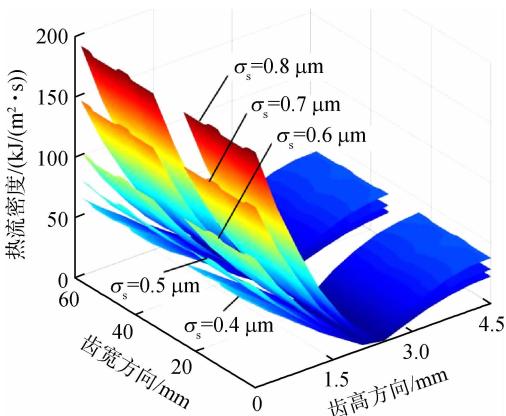


图 23 温度场有限元网格

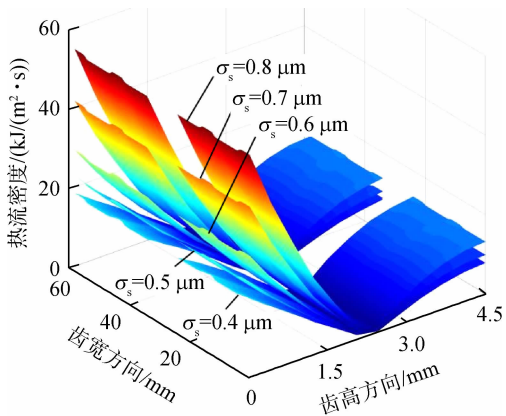
Fig. 23 Finite element mesh for temperature field



(b) 行星轮(外啮合)



(c) 行星轮(内啮合)



(d) 齿圈

图 24 热流密度计算值

Fig. 24 Heat flux calculation

4.2 温度场计算结果

由于第 2 节进行热弹流润滑分析时将齿轮表面温度近似为环境温度,存在一定误差,为此将仿真得到的齿面稳态温度作为新的温度边界条件,输入热弹流润滑分析程序进行修正,通过迭代计算得到最终的齿轮系统温度分布。

图 26 给出了 $\sigma_s=0.4\mu\text{m}$ 时迭代过程中求得

度 ρ_{1a} 、 ρ_{2a} 计算式如下:

$$\rho_{1c} = \beta\rho_c = \beta\kappa\mu p_{nc}V_{12} \quad (26)$$

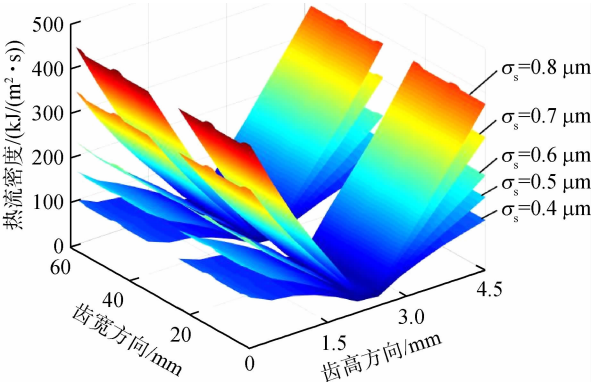
$$\rho_{2c} = (1-\beta)\rho_c = (1-\beta)\kappa\mu p_{nc}V_{12} \quad (27)$$

$$\rho_{1a} = \frac{\tau_{1c}}{\tau_1}\rho_{1c} \quad \rho_{2a} = \frac{\tau_{2c}}{\tau_2}\rho_{2c} \quad (28)$$

式中 β 为主从动轮热流量分配因子; κ 为热能转换系数,通常取 $0.90\sim0.95$; μ 为啮合点综合摩擦因数; p_{nc} 为赫兹接触压力; V_{12} 为相对滑移速度; τ_{1c} 、 τ_{2c} 为轮齿通过该接触位置的时间; τ_1 、 τ_2 为轮齿转动一周的时间。

计算得到不同粗糙度下单对齿轮副的热流密度,其中 σ_s 分别为 $0.4\sim0.8\mu\text{m}$ 时的热流密度如图 24 所示。

将热流密度计算值施加到齿面网格节点上,其中太阳轮及齿圈的热流密度按一个周期内 5 个啮合区的总热流量进行施加,行星轮热流密度按轮齿两侧啮合面分别施加;同时对人字齿轮不同齿面、端面及退刀槽分别施加流场仿真得到的表面传热系数;环境温度设置为 $60\text{ }^\circ\text{C}$;边界条件施加如图 25 所示。在 ANSYS 中对星形人字齿轮传动系统进行稳态温度场仿真分析,计算齿轮表面温度。



(a) 太阳轮

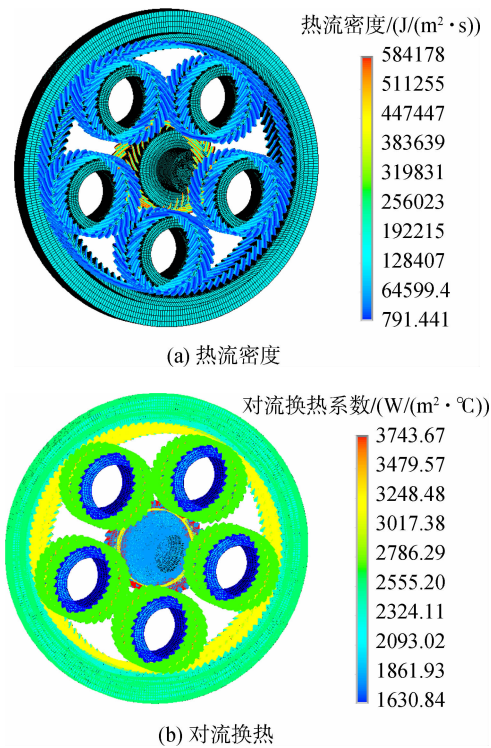


图 25 边界条件

Fig. 25 Boundary conditions

的齿面温度,可见修正后齿面温度与初始温度相比最大温差 2.6℃,而第 2 次迭代与第 1 次迭代计算得到的结果基本一致,最大温差 0.003℃,故取第 2 次迭代结果作为最终温度场结果。

通过迭代计算,得到不同粗糙度下星形人字齿轮传动系统最终温度场仿真结果。图 27 和图 28 分别给出了 $\sigma_s=0.4\mu\text{m}$ 和 $\sigma_s=0.8\mu\text{m}$ 时的传动系统温度分布云图。

由图可知, $\sigma_s=0.4\mu\text{m}$ 和 $\sigma_s=0.8\mu\text{m}$ 时太阳轮最高温度分别为 99.63℃和 164.99℃,行星轮最高温度分别为 73.45℃和 94.41℃,齿圈最高

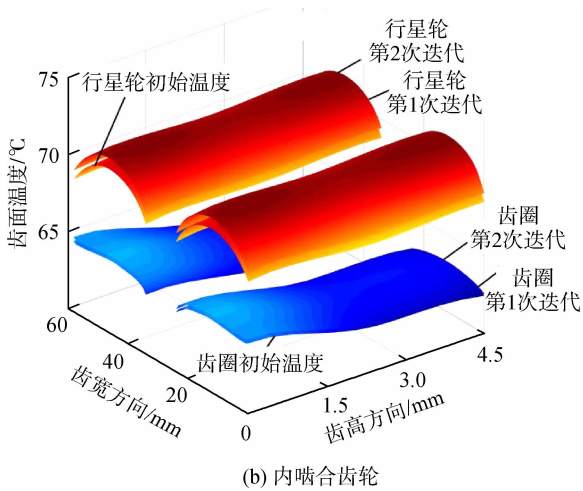
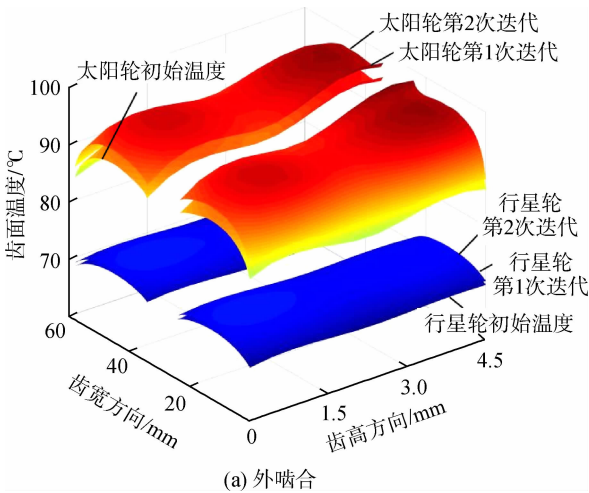
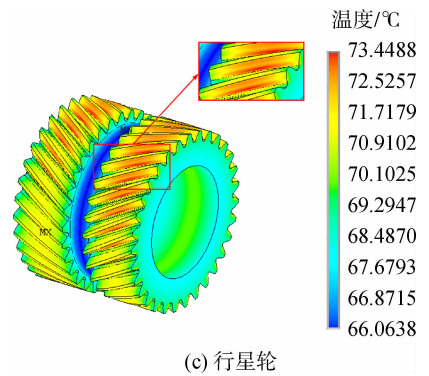
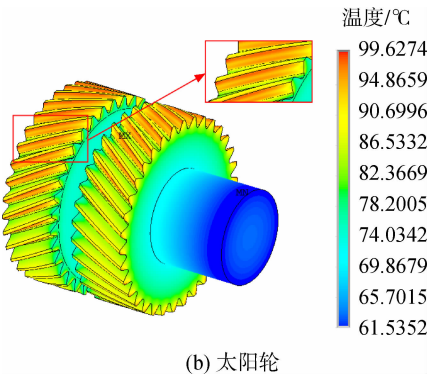
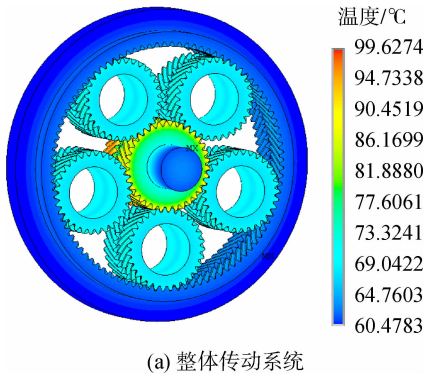


图 26 不同迭代次数下齿面温度结果

Fig. 26 Tooth surface temperature under different iterations



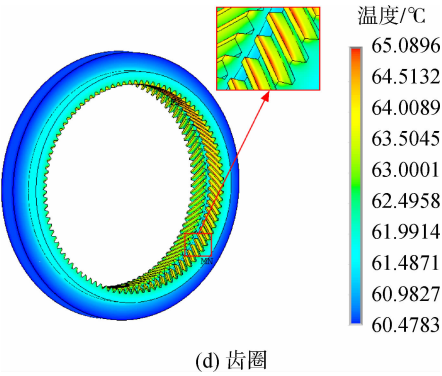


图 27 齿轮传动系统温度分布 ($\sigma_s=0.4\mu\text{m}$)
Fig. 27 Temperature distribution of gear transmission system ($\sigma_s=0.4\mu\text{m}$)

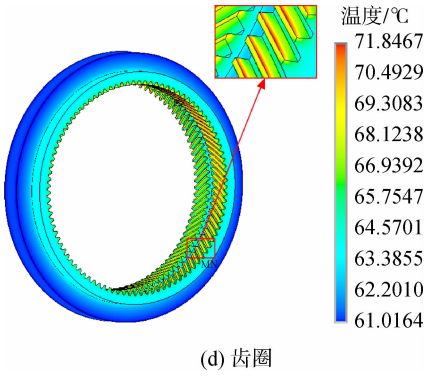
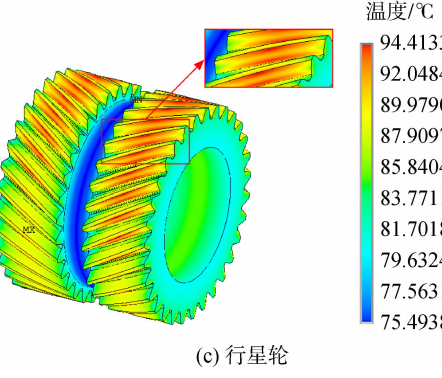
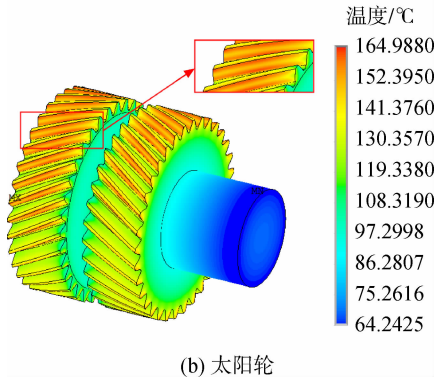
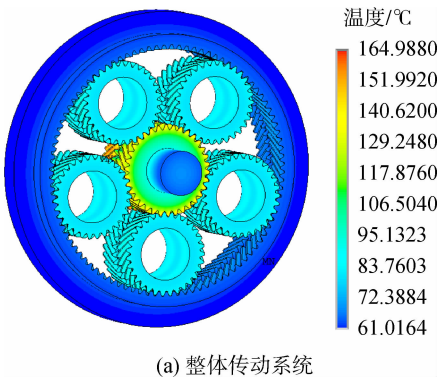


图 28 齿轮传动系统温度分布 ($\sigma_s=0.8\mu\text{m}$)
Fig. 28 Temperature distribution of gear transmission system ($\sigma_s=0.8\mu\text{m}$)



温度分别为 65.09℃和 71.85℃。各轮齿齿顶齿根位置相对运动速度较高,摩擦生热量较大,温升均较高。其中太阳轮温升最高点在啮合面齿顶,行星轮温升最高点在太阳轮相啮合齿面的齿根,齿圈温升最高点在啮合面齿顶。本文仿真所得人字齿轮温度场分布与文献[26]试验所得规律一致。

根据不同粗糙度下齿轮系统稳态温度场计算结果,各轮齿温度分布情况大致相同,齿根和齿顶处温升较高。随齿面粗糙度增大热流密度增加,温升逐渐增高,各粗糙度下齿面最高温度变化曲线如图 29 所示。

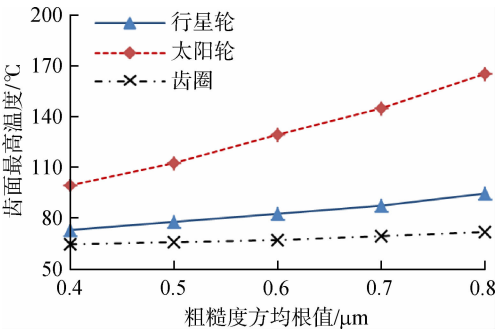


图 29 齿面最高温度变化曲线
Fig. 29 Variation curves of maximum temperature of tooth surface

由图 29 可知,由于太阳轮啮合频次高、摩擦生热量大、散热面积小导致温升较高,且温升随粗糙度增长速度较快, $\sigma_s=0.8\mu\text{m}$ 时最高温度达 164.99℃;行星轮和齿圈温度增长相对平缓,其中齿圈生热量小且散热面积大,温升最低。因此当齿轮粗糙度较大时应重点关注太阳轮的温升及胶合承载能力。

5 结 论

1) 基于计算流体动力学和混合弹流润滑理论,提出了一种考虑齿面粗糙度及内部流场影响的齿轮系统温度场分析方法。

2) 人字齿轮副节点处摩擦因数最小,从节点向齿顶齿根位置综合摩擦因数呈先增大后减小的趋势。外啮合齿轮副齿顶和齿根综合摩擦因数相差较小;内啮合齿轮副小轮齿顶一侧油膜承载比例相比齿根一侧较高,摩擦因数较小。

3) 星形人字齿轮系统中,太阳轮温升最高,且随粗糙度增大齿面温升明显,行星轮温升次之,齿圈温升最低。在高速重载工况下需严格控制齿面粗糙度,并重点关注太阳轮的温升。

参考文献:

[1] 张永红,苏华,刘志全,等. 行星齿轮传动系统的稳态热分析[J]. 航空学报,2000,21(5):431-433.
ZHANG Yonghong, SU Hua, LIU Zhiqian, et al. Steady state thermal analysis of planetary transmission systems [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2000, 21(5): 431-433. (in Chinese)

[2] ANDERSSON M, SOSA M, OLOFSSON U. Efficiency and temperature of spur gears using spray lubrication compared to dip lubrication[J]. Journal of Engineering Tribology, 2017, 231(11): 1390-1396.

[3] AKIN L S, TOWNSEND D P. Into mesh lubrication of spur gears with arbitrary offset oil jet Part I: For jet velocity less than or equal to gear velocity[J]. Journal of Mechanical Design, 1983, 105(4): 713-718.

[4] AKIN L S, TOWNSEND D P. Into mesh lubrication of spur gears with arbitrary offset oil jet Parts II: For jet velocities equal to or greater than gear velocity[J]. Journal of Mechanical Design, 1983, 105(4): 719-724.

[5] 王延忠,牛文韬,唐文,等. 喷油方位参数对航空直齿轮喷油润滑过程的影响[J]. 航空动力学报,2015,30(7):1605-1610.
WANG Yanzhong, NIU Wentao, TANG Wen, et al. Influence of spray orientation parameters on spray lubrication process of aero spur gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(7): 1605-1610. (in Chinese)

[6] FONDELLI T, ANDREINI A, DA S R, et al. Volume of fluid (VOF) analysis of oil-jet lubrication for high-speed spur gears using an adaptive meshing approach[R]. ASME Paper GT2015-42461, 2015.

[7] YAZDANI M, SOTERIOU M C, SUN F, et al. Prediction of the thermo-fluids of gearbox systems[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 81: 337-346.

[8] CONCLI F, GORLA C, DELLA T A, et al. Churning power losses of ordinary gears: a new approach based on the

internal fluid dynamics simulations [J]. Lubrication Science, 2015, 27(5): 313-326.

[9] LONG H, LORD A A, GETHIN D T, et al. Operating temperatures of oil-lubricated medium-speed gears: numerical models and experimental results[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2003, 217(2): 87-106.

[10] TOWNSEND D P, AKIN L S. Analytical and experimental spur gear tooth temperature as affected by operating variables[J]. Journal of Mechanical Design, 1981, 103(1): 219-226.

[11] ZHAO Yongwu, MAIETTA D M, CHANG L. An asperity microcontact model incorporating the transition from elastic deformation to fully plastic flow[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(1): 86-93.

[12] LI S, MASSE D. On the flash temperature under the starved lubrication condition of a line contact[J]. Tribology International, 2019, 136: 173-181.

[13] ZAPLETAL T, SPERKA P, KRUPKA I, et al. The effect of surface roughness on friction and film thickness in transition from EHL to mixed lubrication[J]. Tribology International, 2018, 128: 356-364.

[14] 杨萍,杨沛然. 斜齿圆柱齿轮的热弹流润滑理论[J]. 机械工程学报, 2006, 42(10): 43-48.
YANG Ping, YANG Peiran. Theory of thermal elastohydrodynamic lubrication for helical gears [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(10): 43-48. (in Chinese)

[15] HAN L, ZHANG D W, WANG F J. Predicting film parameter and friction coefficient for helical gears considering surface roughness and load variation[J]. Tribology Transactions, 2013, 56(1): 49-57.

[16] BOBACH L, BEILICKE R, BARTEL D, et al. Thermal elastohydrodynamic simulation of involute spur gears incorporating mixed friction [J]. Tribology International, 2012, 48: 191-206.

[17] 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 of spur gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(8): 2010-2020. (in Chinese)

[18] 邹玉静,庞峰,樊智敏. 渐开线斜齿轮传动摩擦动力学耦合研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(3): 109-119.
ZOU Yujing, PANG Feng, FAN Zhimin. Coupling research on dynamical behavior and elastohydrodynamic lubrication property of helical gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(3): 109-119. (in Chinese)

[19] 龚桂义,陈式椿,王永洁. 渐开线圆柱齿轮强度计算与结构设计[M]. 北京:机械工业出版社,1986.

[20] KAR C, MOHATY A R. An algorithm for determination of time-varying frictional force and torque in a helical gear system[J]. Mechanism and Machine Theory, 2007, 42(4): 482-496.

[21] JOHNSON K L, GREENWOOD J A, POON S Y. A sim-

ple theory of asperity contact in elastohydrodynamic lubrication[J]. *Wear*, 1972, 19(1): 91-108.

[22] 王志坚,陈晓阳,沈雪瑾. 考虑粗糙峰弹塑性变形和润滑油性质的有限长线接触副混合润滑模型[J]. *上海交通大学学报*, 2018, 52(5): 525-532.

WANG Zhijian, CHEN Xiaoyang, SHEN Xuejin. A mixed EHL model of finite-length line contact considering asperity elasto-plastic deformation and the lubricant properties [J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2018, 52(5): 525-532. (in Chinese)

[23] GELINCK E R M, SCHIPPER D J. Deformation of rough line contacts[J]. *Journal of Tribology*, 1999, 121(3): 449-454.

[24] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominally flat rough surfaces[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering*, 1970, 185(1): 625-633.

[25] 杨沛然. 流体润滑数值分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.

[26] 吉如桃. 人字齿轮喷油润滑温度场仿真分析研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017.

JI Ruguang. The simulation analysis of temperature field of herringbone gear with oil jet lubrication[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017. (in Chinese)

(编辑:张 雪)