

基于曲线构型的小模数塑料齿轮温度场仿真与试验研究

梁栋 刘贇 孙群龙 吴育康 胡汉宝 徐向阳

(重庆交通大学 机电与车辆工程学院, 重庆 400074)

摘要:【目的】温度是影响塑料齿轮服役性能的关键因素。为预测干运行工况下齿轮副啮合的最大稳态温度, 提出曲线构型小模数塑料齿轮齿面温度分布规律研究方法, 分析了不同转速和载荷对齿轮啮合最大稳态温度的影响。【方法】基于聚甲醛(Polyoxymethylene, POM)材料温度-模量效应, 结合曲线构型小模数齿轮精确三维模型, 建立了齿轮温度场有限元数值模型; 开展干运行条件下曲线构型小模数POM齿轮副啮合温度试验, 并将试验结果与有限元结果进行对比, 以验证预测模型的准确性。【结果】研究表明, 在干运行工况下, 齿体温度差较大, 最大温度分布在曲线构型齿轮第一接触迹线单齿啮合区的中间位置, 且齿轮副啮合最大稳态温度以及主从动轮试验稳态温度差随转速和载荷的增加而逐渐变大。试验结果与模型预测结果吻合良好, 齿体最大稳态温度与试验结果误差最大不超过6.35%。该研究可为基于曲线构型的小模数塑料齿轮长期服役应用设计提供支撑。

关键词: 曲线构型; 塑料齿轮; 小模数; 干运行; 稳态温度场

中图分类号: TH132 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.013

0 引言

相比金属齿轮, 小模数塑料齿轮具有质量轻、自润滑性强、设计灵活、电绝缘性好等诸多优点。随着工程塑料技术的快速发展, 用聚甲醛(Polyoxymethylene, POM)、聚酰胺、聚碳酸酯等工程塑料制作的塑料齿轮机械强度高、蠕变小、刚性大, 被广泛应用于汽车电子、智能家居以及抗无源互调干扰特殊场景, 成为重要的工业基础零件。小模数塑料齿轮齿廓曲线多采用ANSI/AGMA 1106-A97(Tooth Proportions for Plastic Gears)标准, 由渐开线及圆弧线组成基本齿条齿廓。曲线构型齿轮作为一种新型多点啮合制齿轮, 齿廓曲线由圆弧与抛物线组合而成, 其凸-凹齿廓接触相比渐开线凸-凸齿廓接触承载能力更强。依托注塑成形工艺, 塑料件不仅设计灵活性强, 还能精准完成复杂结构的加工成形, 对于小模数塑料齿轮这类以曲线构型为核心、齿廓曲线精密复杂的零部件而言, 更凸显出工艺适配优势。

小模数塑料齿轮工作场景大多为脂润滑或干摩擦工况。润滑脂在使用过程中会因为高温、杂质或添加剂失效等因素减少或流失^[1]。在长时间连续加载

条件下, 摩擦磨损产生的高温会显著影响塑料齿轮的预期寿命^[2]。研究发现, 塑料齿轮受温度限制的原因有: ① 随温度升高, 塑料齿轮的弹性模量会变小, 使其抵抗变形能力降低; ② 塑料齿轮的导热性比金属齿轮差, 散热慢, 热量容易聚集, 易导致轮齿发生永久变形; ③ 啮合闪温过大会导致塑料齿面烧伤。BLOK^[3]在1963年提出闪蒸温度理论计算公式。MAO^[4]详细分析了齿轮闪蒸温度和齿间热分配问题, 研究结果证明了BLOK解对平均闪蒸温度预估的可靠性。RODA-CASANOVA等^[5]将三维渐开线直齿轮模型简化为二维齿廓面, 该方法降低了计算代价且不失一般性。LI等^[6]建立了热分析有限元参数化模型, 利用Ansys参数化设计语言(Ansys Parametric Design Language, APDL)程序实现了温度场的自动参数化建模、加载和生成。郭恒等^[7]通过热固耦合的分析方法, 研究了温度对渐开线直齿传动误差的影响。除了以渐开线齿形为代表的线接触齿轮副, 也有学者对啮合状态为点接触的齿轮啮合温升预测进行了研究。PU等^[8]研究了弧齿锥齿轮混合弹性流体动压润滑(Elastohydrodynamic Lubrication, EHL)模型, 对不

收稿日期: 2024-11-03 修回日期: 2024-11-30

基金项目: 国家自然科学基金项目(52175042); 重庆市教委科学技术研究重大项目(KJZD-M202400705); 重庆市自然科学基金创新发展联合基金重点项目(CSTB2023NSCQ-LZX0127); 重庆市研究生科研创新项目(CYS240488)

作者简介: 梁栋, 男, 1987年生, 山东烟台人, 博士, 教授; 主要研究方向为机械传动及系统、齿轮几何学设计与制造等; cqjtuliang-dong_me@163.com。

引用格式: 梁栋, 刘贇, 孙群龙, 等. 基于曲线构型的小模数塑料齿轮温度场仿真与试验研究[J]. 机械传动, 2026, 50(3): 108-119.

LIANG Dong, LIU Yun, SUN Qunlong, et al. Simulation and test study of temperature field of small module plastic gears with curve configuration[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 108-119.



免费获取

同夹带角和夹带速度下的摩擦因数进行了数值模拟。CAO 等^[9]在加载齿接触分析 (Loaded Tooth Contact Analysis, LTCA) 的基础上, 对不同接触路径下的齿轮传动几何运动学和接触载荷进行了综合分析, 研究了弧齿锥齿轮啮合传动的温升规律。付学中等^[10]基于 BLOK 闪温公式、承载接触分析技术和齿面接触分析方法, 研究了准共轭点接触式的面齿轮啮合传动闪温特性。

上述对于齿轮温度的分析方法普遍是基于赫兹接触理论, 将齿体假设为弹性体。该理论在金属齿轮的研究中是十分有价值的, 但与塑料的黏弹性行为不相符。KARIMPOUR 等^[11]和 LANGLOIS^[12]证明了有限元法对聚合物齿轮接触分析的有效性。ČERNE 等^[13]基于有限元接触模型, 提出计算塑料齿轮热通量的方法。余国达等^{[14]6-14}假设 POM 材料为线性黏弹性, 基于二维有限元热黏弹接触模型, 研究了 POM 渐开线齿轮的温升特性。因此, 考虑黏弹性材料的有限元法, 是研究小模数塑料齿轮啮合传动过程中产热的一种有效方法。有限元分析法的通用性使其可适用于不同几何形状、制造材料或润滑条件的齿轮。

本文以基于曲线构型的小模数塑料齿轮为对象, 探究干摩擦工况下, 不同转速、转矩对齿轮温升及齿体温度场热量分布的影响规律。首先, 设计基于曲线构型的小模数塑料齿轮齿廓, 基于螺旋运动法计算齿面方程, 完成齿轮精确三维建模; 然后, 建立曲线构型聚甲醛齿轮热黏弹性啮合数值仿真模型, 研究基于曲线构型的小模数塑料齿轮啮合温度分布规律; 最后, 开展试验, 验证了仿真模型精度, 为后续曲线构型齿轮优化设计提供了依据。

1 热黏弹性材料有限元接触分析

1.1 基于曲线构型的小模数塑料齿轮精确三维模型

在前期理论探索基础上, 本文提出的基于曲线构型的小模数塑料齿轮齿廓设计及齿面螺旋运动成形方法^[15]如图 1 所示。其中, C_1 、 C_2 分别为凹齿齿面和凸齿齿面的第一、第二接触点。齿轮副参数如表 1 所示。

齿面方程式中, “+” 表示轮齿左侧齿面; “-” 表示轮齿右侧齿面。

凸齿齿廓中, 齿根圆弧 $\widehat{M_1M_2}$ 段的齿面方程为

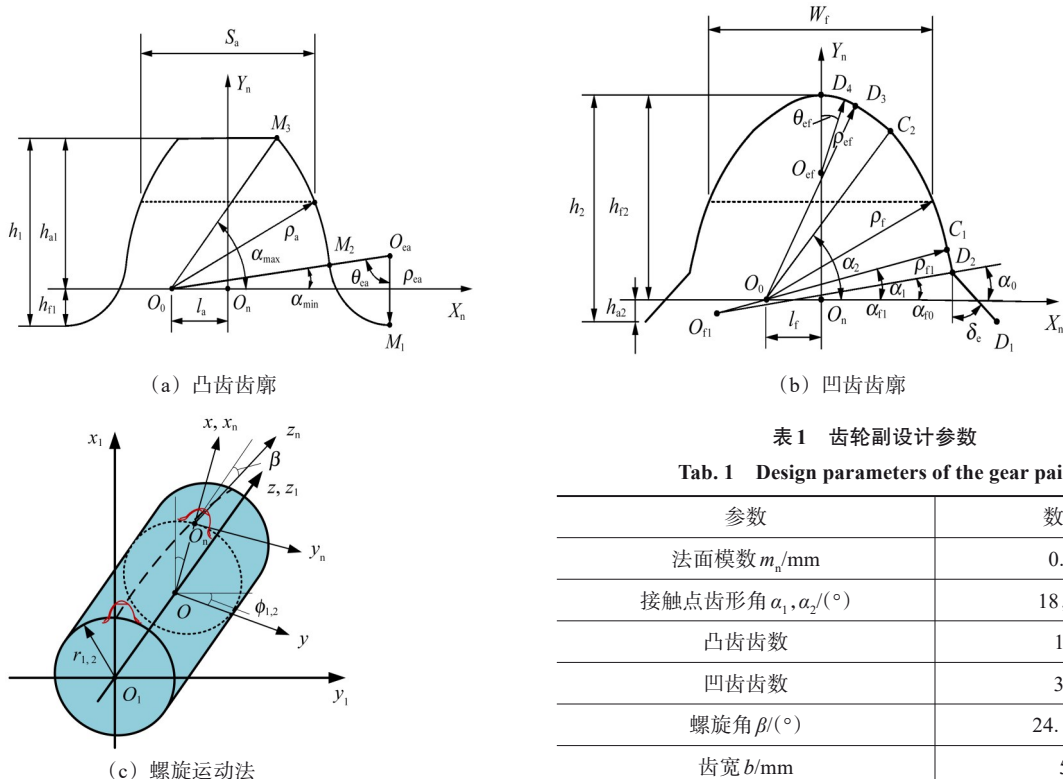


图 1 齿轮副齿廓设计及齿面成形
Fig. 1 Tooth profile design and tooth surface generation of the gear pair

表 1 齿轮副设计参数
Tab. 1 Design parameters of the gear pair

| 参数 | 数值 |
|-------------------------------------|--------|
| 法面模数 m_n/mm | 0.5 |
| 接触点齿形角 $\alpha_1, \alpha_2/(\circ)$ | 18.40 |
| 凸齿齿数 | 11 |
| 凹齿齿数 | 38 |
| 螺旋角 $\beta/(\circ)$ | 24.105 |
| 齿宽 b/mm | 5 |
| 重合度 ε | 1.3 |
| 中心距 a/mm | 1.420 |

$$r_a^1 = \begin{bmatrix} [-\rho_{ea} \cos \theta_{ea} + (\rho_a + \rho_{ea}) \sin \alpha_{\min}] \cos \phi_1 \mp [\rho_a \sin \theta_{ea} - (\rho_a + \rho_{ea}) \cos \alpha_{\min} + l_a] \cos \beta \sin \phi_1 + R_1 \cos \phi_1 \\ [-\rho_{ea} \cos \theta_{ea} + (\rho_a + \rho_{ea}) \sin \alpha_{\min}] \sin \phi_1 \pm [\rho_a \sin \theta_{ea} - (\rho_a + \rho_{ea}) \cos \alpha_{\min} + l_a] \cos \beta \cos \phi_1 + R_1 \sin \phi_1 \\ \mp [\rho_{ea} \sin \theta_{ea} - (\rho_a + \rho_{ea}) \cos \alpha_{\min} + l_a] + R_1 \phi_1 \cot \beta \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中, θ_{ca} 、 ϕ_1 均为构成齿面的变量参数, θ_{ca} 决定齿根圆弧 $\widehat{M_1M_2}$ 上点的位置, ϕ_1 为凸齿旋转角度; l_a 为原点 O_0 到 Y_n 轴的距离; α_{min} 为工作圆弧 $\widehat{M_2M_3}$ 段变量参数 α_a

$$r_a^2 = \begin{bmatrix} \rho_a \sin \alpha_a \cos \phi_1 \pm (\rho_a \cos \alpha_a - l_a) \cos \beta \sin \phi_1 + R_1 \cos \phi_1 \\ \rho_a \sin \alpha_a \sin \phi_1 \mp (\rho_a \cos \alpha_a - l_a) \cos \beta \cos \phi_1 + R_1 \sin \phi_1 \\ \pm (\rho_a \cos \alpha_a - l_a) + R_1 \phi_1 \cot \beta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中, α_a 、 ϕ_1 均为齿面变量参数, α_a 决定工作圆弧 $\widehat{M_2M_3}$ 上点的位置。

$$r_b^1 = \begin{bmatrix} [\rho_{f1} \sin \alpha_{f0} - (\rho_{f1} - \rho_a) \sin \alpha_{f1} - l \cos \delta_e] \cos \phi_2 \pm [l \sin \delta_e + \rho_{f1} \cos \alpha_{f0} - (\rho_{f1} - \rho_a) \cos \alpha_{f1} - l_f] \cos \beta \sin \phi_2 + R_2 \cos \phi_2 \\ [\rho_{f1} \sin \alpha_{f0} - (\rho_{f1} - \rho_a) \sin \alpha_{f1} - l \cos \delta_e] \sin \phi_2 \pm [l \sin \delta_e + \rho_{f1} \cos \alpha_{f0} - (\rho_{f1} - \rho_a) \cos \alpha_{f1} - l_f] \cos \beta \cos \phi_2 + R_2 \cos \phi_2 \\ \pm [l \sin \delta_e + \rho_{f1} \cos \alpha_{f0} - (\rho_{f1} - \rho_a) \cos \alpha_{f1} - l_f] \sin \beta + R_2 \phi_2 \cot \beta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中, l 、 ϕ_2 均为齿面变量参数, l 为点 D_2 到线段 D_1D_2 上任意一点的距离, ϕ_2 为凹齿旋转角度; α_{f0} 为过点 D_2 的法线与轴 X_n 的夹角; δ_e 为线段 D_1D_2 与轴 Y_n

的最小值; ρ_a 为圆弧 $\widehat{M_2M_3}$ 段的半径; ρ_{ca} 为圆弧 $\widehat{M_1M_2}$ 段的半径; R_1 为凸齿节圆半径; β 为轮齿螺旋角。

工作圆弧 $\widehat{M_2M_3}$ 段的齿面方程为

凹齿齿廓中, 齿顶直线 D_1D_2 段的齿面方程为

的夹角; ρ_{f1} 为圆弧 $\widehat{D_2C_1}$ 的半径; R_2 为凹齿节圆半径。

齿顶圆弧 $\widehat{D_2C_1}$ 段的齿面方程为

$$r_b^2 = \begin{bmatrix} [\rho_{f1} \sin \alpha_f - (\rho_{f1} - \rho_a) \sin \alpha_{f1}] \cos \phi_2 \pm [\rho_{f1} \cos \alpha_f - (\rho_{f1} - \rho_a) \cos \alpha_{f1} - l_f] \cos \beta \sin \phi_2 + R_2 \cos \phi_2 \\ [\rho_{f1} \sin \alpha_f - (\rho_{f1} - \rho_a) \sin \alpha_{f1}] \sin \phi_2 \mp [\rho_{f1} \cos \alpha_f - (\rho_{f1} - \rho_a) \cos \alpha_{f1} - l_f] \cos \beta \cos \phi_2 + R_2 \cos \phi_2 \\ \pm [\rho_{f1} \cos \alpha_f - (\rho_{f1} - \rho_a) \cos \alpha_{f1} - l_f] \sin \beta + R_2 \phi_2 \cot \beta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中, α_f 、 ϕ_2 均为齿面变量参数, α_f 决定圆弧 $\widehat{D_2C_1}$ 上点的位置; l_f 为圆心偏心距; α_{f1} (即 α_1)为过点 C_1 的

法线与轴 X_n 的夹角。

工作抛物线 C_1D_3 段的齿面方程为

$$r_b^3 = \begin{bmatrix} (t \cos \theta_1 - \frac{t^2}{2p_1} \sin \theta_1 + L_1 \sin \theta_1) \cos \phi_1 \mp (t \sin \theta_1 + \frac{t^2}{2p_1} \cos \theta_1 - L_1 \cos \theta_1 + l_f) \cos \beta \sin \phi_2 + R_2 \cos \phi_2 \\ (t \cos \theta_1 - \frac{t^2}{2p_1} \sin \theta_1 + L_1 \sin \theta_1) \sin \phi_1 \pm (t \sin \theta_1 + \frac{t^2}{2p_1} \cos \theta_1 - L_1 \cos \theta_1 + l_f) \cos \beta \cos \phi_2 + R_2 \sin \phi_2 \\ \mp (t \sin \theta_1 + \frac{t^2}{2p_1} \cos \theta_1 - L_1 \cos \theta_1 + l_f) \sin \beta + R_2 \phi_2 \cot \beta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中, t 为齿面变量参数, $t \in [-\rho_a \sin \theta_1, \rho_a \sin \theta_1]$, 决定了抛物线 C_1D_3 上点的位置; θ_1 为圆弧与抛物线两切点处切线的夹角的1/2, $\theta_1 = (\alpha_2 - \alpha_1)/2$; α_{f12} 为以圆弧圆心为坐标系与以抛物线顶点为坐标

系的轴线夹角, $\alpha_{f12} = (\alpha_1 + \alpha_2)/2$; p_1 、 L_1 均为抛物线系数, $p_1 = \rho_a \cos \theta_1$, $L_1 = (\rho_a \sin^2 \theta_1)/2 \cos \theta_1 + \rho_a \cos \theta_1$ 。

齿根圆弧 $\widehat{D_3D_4}$ 段的齿面方程为

$$r_b^4 = \begin{bmatrix} [\rho_{ef} (\cos \theta_{ef} - 1 + h_{f2})] \cos \phi_2 \pm \rho_{ef} \sin \theta_{ef} \cos \beta \sin \phi_2 + R_2 \cos \phi_2 \\ [\rho_{ef} (\cos \theta_{ef} - 1 + h_{f2})] \sin \phi_2 \mp \rho_{ef} \sin \theta_{ef} \cos \beta \cos \phi_2 + R_2 \sin \phi_2 \\ \pm \rho_{ef} \sin \theta_{ef} \sin \beta + R_2 \phi_2 \cot \beta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中, θ_{ef} 为齿面变量参数, θ_{ef} 决定圆弧 $\widehat{D_3D_4}$ 上点的位置; ρ_{ef} 为圆弧 $\widehat{D_3D_4}$ 的半径; h_{f2} 为齿根高。

进一步, 依据螺旋运动法得到配对齿轮副的齿面方程, 基于表1中给定参数计算得到齿面数据点, 借助UG软件曲面造型功能拟合上述数据点, 从而建立齿轮副的三维模型, 如图2所示。

1.2 热黏弹性材料本构

由聚甲醛材料拉伸测试数据^[16]可知, POM材料的弹性模量随着温度增加而逐渐变小。弹性模量随温度变化的表达式为

$$E = -18.39T + 3\,063.93 \quad (7)$$

式中, E 为弹性模量; T 为环境温度($20\text{ }^\circ\text{C} \leq T \leq 180\text{ }^\circ\text{C}$)。

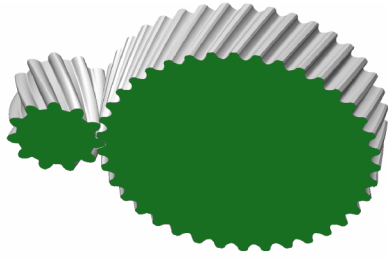


图2 齿轮副三维模型

Fig. 2 3D model of the gear pair

剪切模量 G 表征了材料抵抗剪切变形的能力, 其大小为

$$G = E/[2(1 + \nu)] \quad (8)$$

式中, ν 为材料的泊松比。

该齿轮材料的初始剪切模量 $G(0)$ 和温度 T 之间的关系为

$$G(0) = G(t' = 0) = (-18.39T + 3\,063.93)/[2(1 + \nu)] \quad (9)$$

式中, t' 为当前时间。

假设 POM 塑料齿轮力学特性为线性黏弹性, 采用广义 Maxwell 模型来表征高分子聚合物 POM 曲线构型小模数塑料齿轮的应力-应变行为。用无量纲剪切松弛模量的 Prony 级数来表示广义 Maxwell 模型的黏弹性本构方程, 无量纲剪切松弛函数 $g(t')$ 为

$$g(t') = 1 - \sum_{m=1}^n g_m \cdot (1 - e^{-t'/t_m}) \quad (10)$$

式中, n 为 Maxwell 模型中的元件数量; g_m 为 Maxwell 元件 m 的无量纲剪切松弛模量; t_m 为 Maxwell 元件 m 的松弛时间。在线性黏弹性的假设下, POM 材料的剪切松弛模量 g_m 和松弛时间 t_m 在不同温度下保持不变^[7]。

由剪切松弛函数 $G(t')$ 与初始剪切模量 $G(0)$ 的比值得到 $g(t')$, 可表示为

$$g(t') = G(t')/G(0) \quad (11)$$

将式(9)、式(10)代入式(11), 用剪切松弛模量的 Prony 级数表示的热黏弹性本构方程为

$$G(t') = G(0) - \sum_{m=1}^n G_m \cdot (1 - e^{-t'/t_m}) \quad (12)$$

式中, G_m 为 Maxwell 元件 m 在温度 T 下的剪切松弛模量。

通过拟合文献[18]中 POM 材料在室温下的松弛试验曲线, 可得 $g(t')$ 。基于 $g(t')$ 和 $G(0)$, 即可建立 POM 小模数曲线构型齿轮的黏弹性本构方程 $G(t')$, 在 Ansys 软件中采用应力松弛函数的 Prony 级数来模拟 POM 齿轮热黏弹性行为。

1.3 有限元接触分析

图3所示为建立的基于曲线构型的小模数塑料

齿轮有限元温度场数值模型。该模型包括热黏弹性材料有限元接触分析子模型和主动轮单齿散热分析子模型。为得到准确的有限元数值模型, 使用 HyperMesh 划分加密六面体网格。考虑温度-模量效应, 需先试算初始稳态温度场, 再将初始稳态温度结果输入接触分析子模型, 以获得稳态温度下的热黏弹性力学响应。

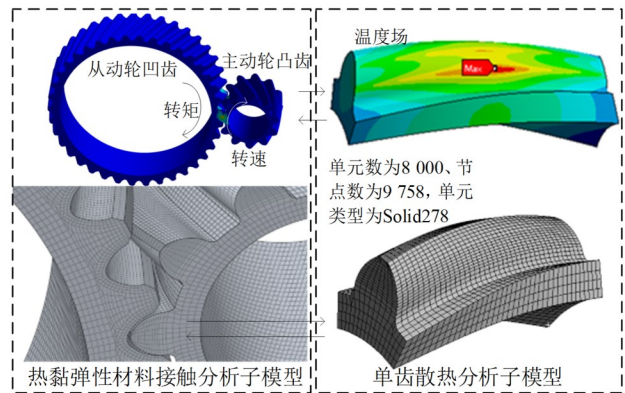
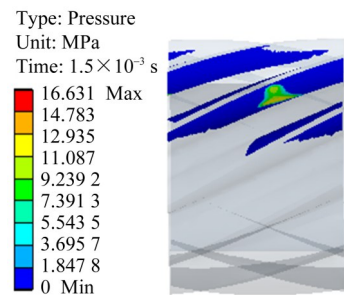


图3 有限元温度场数值模型

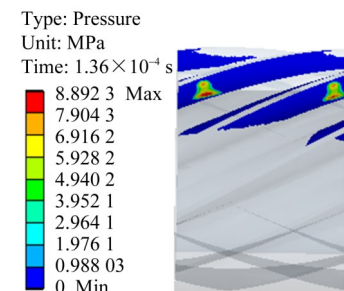
Fig. 3 Finite element numerical model of the temperature field

图4所示为得到的基于曲线构型的小模数塑料齿轮副在主动轮 2 000 r/min、不同负载下的接触应力。齿轮副 POM 材料参数(23 °C)如表2所示。

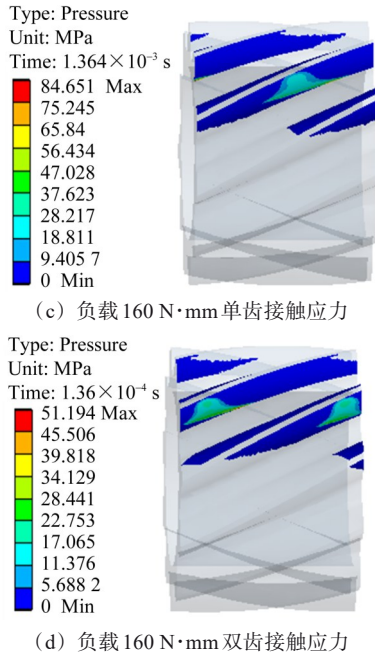
图4中, 基于曲线构型的小模数塑料齿轮的接触状态为双点接触; 接触点 C_1 处比接触点 C_2 处的接触压力大; 单齿啮合接触应力较双齿啮合接触应力更大。齿面间的接触状态为椭圆形; 载荷从 20 N·mm 增加到 160 N·mm 时, 接触椭圆面积也增大, 沿齿高方向呈现扩散面接触状态。



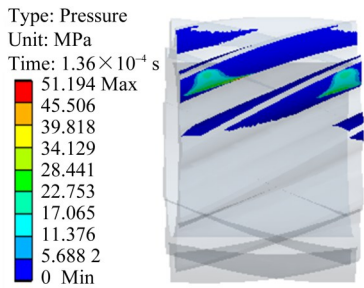
(a) 负载 20 N·mm 单齿接触应力



(b) 负载 20 N·mm 双齿接触应力



(c) 负载 160 N·mm 单齿接触应力



(d) 负载 160 N·mm 双齿接触应力

图4 基于曲线构型的小模数塑料齿轮接触状态

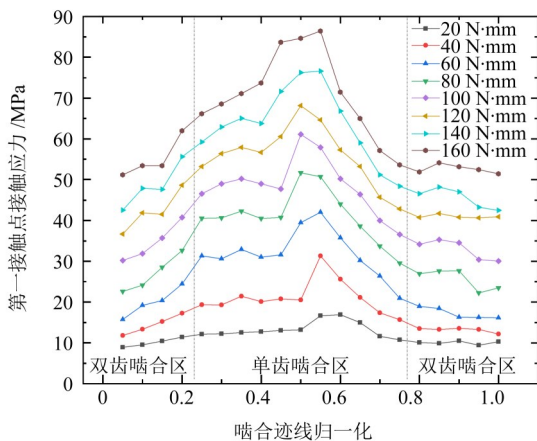
Fig. 4 Contact state of the small module plastic gear with the curve configuration

表2 POM材料参数

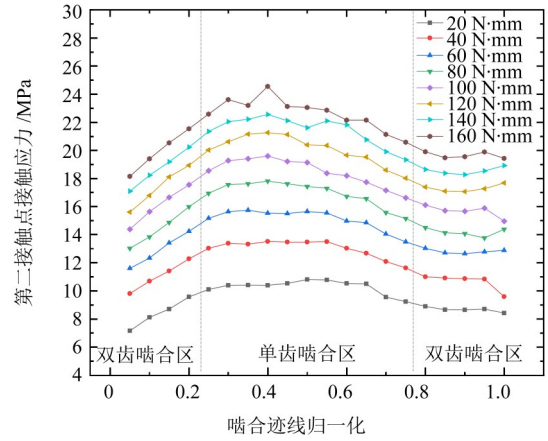
Tab. 2 Parameters of the POM material

| 参数 | 数值 |
|-------------------------|-------|
| 密度/(kg/m ³) | 1 410 |
| 导热系数/[W/(m·°C)] | 0.3 |
| 泊松比 | 0.3 |
| 弹性模量/MPa | 2 600 |
| 比热容/[J/(kg·°C)] | 1 470 |
| 熔点/°C | 165 |

本文设计的齿轮副重合度为 1.3，单个齿面可理论划分为单齿啮合区和双齿啮合区，如图 5 所示。分析 8 组不同负载的接触应力结果可知，双齿啮合到单齿啮合阶段、单齿啮合到双齿啮合阶段的接触应力是逐渐过渡的，表明还存在单、双齿过渡阶段，该阶段的齿面接触状态介于 2 个接触点和 4 个接触点之间。



(a) 接触点 C₁ 处的接触应力



(b) 接触点 C₂ 处的接触应力

图5 两接触点沿轴向齿面的接触应力

Fig. 5 Contact stresses of two contact points along the axial tooth surface

2 塑料齿轮副热分析

聚甲醛齿轮是黏弹性材料，其稳态温升热源来自摩擦生热和滞后生热，且干运行工况下滞后稳态温升在最大齿体稳态温度中占比小于 0.32%^[14]-15]。考虑到小模数齿轮齿体微小，忽略滞后生热的影响，热源仅由摩擦产生。与从动轮相比，设计的该新型齿轮副主动轮齿数少且啮合频率高，在同种材料下单位时间热量聚集更多，啮合温升更高，更易产生热损伤现象。因此，以主动轮(凸齿齿轮)为对象进行齿体温度场分析。为了直观表示曲线构型齿轮在啮合过程中产生的热源和各齿面与干燥空气进行对流换热的状态，绘制了模拟摩擦生热与对流换热概念图(图 6)。在干运行时，热源由两个接触点摩擦产生，并假设周围介质温度与空气温度相同。

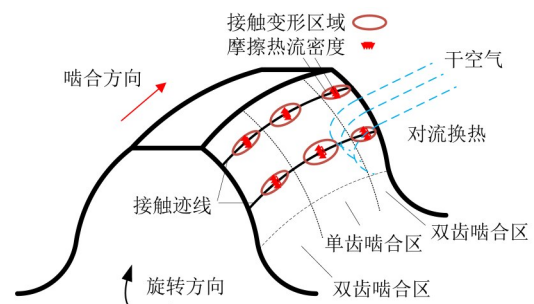


图6 模拟摩擦生热与对流换热概念图

Fig. 6 Conceptual diagram of simulated frictional heat generation and convective heat transfer

2.1 齿面摩擦热流密度

采用有限元接触模型离散化方法，由啮合处节点的接触压力 $P_{stress,s}$ 和相对滑动位移增量 $\Delta P_{slip,s}$ 计算得到基于曲线构型的小模数塑料齿轮的稳态摩擦热流密度。在单个啮合周期内，齿轮啮合节点 p 处的总摩擦热量密度和凸、凹齿轮热量分配系数 β_k 的计算式

分别为

$$Q = \sum_{s=i}^j \beta_k \xi u P_{\text{stress},s} \Delta P_{\text{slip},s} \quad (13)$$

$$\beta_k = \sqrt{k_1 \rho_1 C_1 V_{j1i}} / (\sqrt{k_1 \rho_1 C_1 V_{j1i}} + \sqrt{k_2 \rho_2 C_2 V_{j2i}}) \quad (14)$$

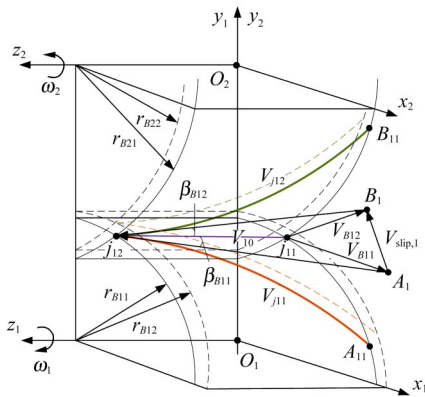
式中, ξ 为摩擦功-热能转换系数, 一般取0.9~0.95; u 为滑动摩擦因数, 取0.25; $P_{\text{stress},s}$ 为节点 p 在增量步长 s 下的接触压力; $\Delta P_{\text{slip},s}$ 为节点 p 在增量步长 s 下的相对切向滑动位移增量; j 为在节点 p 的最大增量步; i 为在节点 p 的最小增量步; V_{j1i} 、 V_{j2i} ($i=1, 2$)分别为凸、凹齿轮接触点沿接触线运动的切向速度^{[14]9-10}。

齿轮节点 p 处的平均摩擦热流密度 W 为

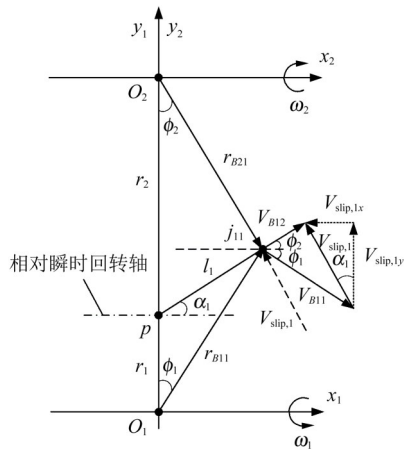
$$W = Q/T' \quad (15)$$

式中, T' 为啮合周期。

基于曲线构型的小模数塑料齿轮传动是靠主动轮的轮齿沿轴向依次推压从动轮的轮齿来实现传递运动和动力, 其接触点是沿轴向移动的。由于两个接触点运动特性类似, 以第一接触点 C_1 的运动分析为例, 推导其沿接触线运动的切向速度, 如图7所示。



(a) 接触点 C_1 处的接触迹线速度分析



(b) 接触点 C_1 处相对滑动速度 $V_{\text{slip},1}$ 的矢量分解图

图7 接触点 C_1 切向速度分析

Fig. 7 Analysis of the tangential velocity at contact point C_1

图7(a)中, $A_{11j_{12}}$ 和 $B_{11j_{12}}$ 为第一接触点 C_1 所对应的两条接触迹线(实质为2条接触圆柱螺旋线); $j_{11j_{12}}$

为平行于回转轴线的啮合线; $A_{1j_{12}}$ 和 $B_{1j_{12}}$ 分别表示两条接触迹线 $A_{11j_{12}}$ 和 $B_{11j_{12}}$ 展开到与其所在的回转圆柱表面的相切线, 即沿两条接触线的切线。

接触点 C_1 沿啮合线 $j_{11j_{12}}$ 移动的速度 V_{10} 满足以下计算式:

$$\begin{cases} V_{10} = p_{11} \omega_1 = p_{12} \omega_2 \\ p_{11} = r_{B11} \cot \beta_{B11} \\ p_{12} = r_{B21} \cot \beta_{B21} \\ V_{10} = \omega_1 r_{B11} \cot \beta_{B11} = \omega_2 r_{B21} \cot \beta_{B21} \end{cases} \quad (16)$$

式中, p_{11} 、 p_{12} 均为接触点 C_1 所在圆柱面螺旋线的螺旋参数; ω_1 、 ω_2 分别为主、从动轮转速; r_{B11} 、 r_{B21} 均为回转半径; β_{B11} 、 β_{B21} 均为螺旋角度数。

由图7(b)可得, 接触线的圆周速度 V_{B11} 和 V_{B12} 分别为

$$\begin{cases} V_{B11} = \omega_1 r_{B11} = \omega_1 \sqrt{l_1^2 \cos^2 \alpha_1 + (r_1 + l_1 \sin \alpha_1)^2} \\ V_{B12} = \omega_2 r_{B21} = \omega_2 \sqrt{l_1^2 \cos^2 \alpha_1 + (r_2 - l_1 \sin \alpha_1)^2} \end{cases} \quad (17)$$

式中, l_1 为接触点 C_1 到节点的距离; α_1 为接触点 C_1 的啮合角; r_1 、 r_2 分别为主、从动轮分度圆半径。

用矢量图解法解析接触点 C_1 的切向速度。如图7(a)所示, 圆柱面切线 $A_{1j_{11}}$ 和 $B_{1j_{11}}$ 分别代表大齿轮、小齿轮在接触点 C_1 处的圆周速度 V_{B11} 和 V_{B12} ; 螺旋线切线 $A_{1j_{12}}$ 和 $B_{1j_{12}}$ 分别代表接触点 C_1 线速度 V_{j11} 和 V_{j12} ; $j_{11j_{12}}$ 代表啮合点 C_1 沿啮合线移动速度 V_{10} 。由矢量关系可知, 啮合点 C_1 沿接触线运动的切向速度 V_{j11} 和 V_{j12} 分别为

$$\begin{cases} V_{j11} = \sqrt{V_{10}^2 + V_{B11}^2} = \omega_1 \sqrt{r_{B11}^2 + p_{11}^2} = \frac{V_{B11}}{\sin \beta_{B11}} \\ V_{j12} = \sqrt{V_{10}^2 + V_{B12}^2} = \omega_2 \sqrt{r_{B21}^2 + p_{12}^2} = \frac{V_{B12}}{\sin \beta_{B12}} \end{cases} \quad (18)$$

图8所示为计算得到的轮齿在不同工况下、不同啮合点处的最大平均摩擦热流密度结果。

2.2 对流换热系数

如图9所示, 将凸齿轮齿面划分为不同区域, 讨论各区域与空气交换热量的边界条件。

区域1为齿轮啮合工作齿面。该区域输入齿轮啮合产生摩擦热通量, 同时与周围空气存在对流换热。其边界条件为

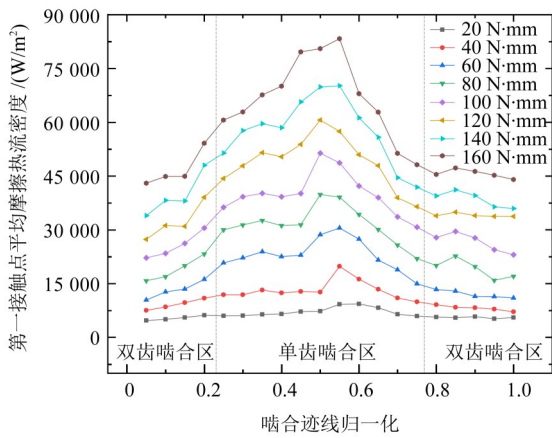
$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = h_a (T - T_0) - Q \quad (19)$$

式中, λ 为热导率; n 为区域1表面的法线方向; h_a 为区域1表面的对流换热系数; T_0 为初始齿体温度场; Q 为区域1表面输入的摩擦热。

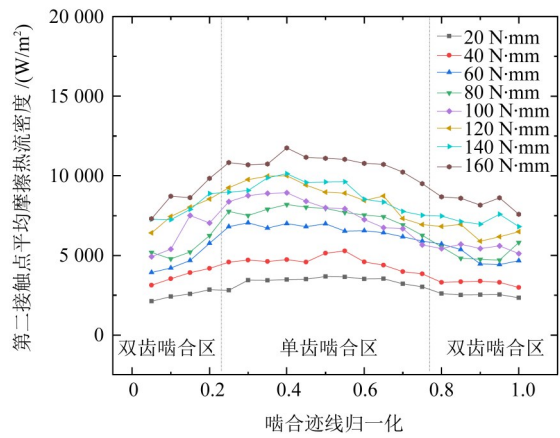
区域2为齿轮端面。其边界条件为

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = h_b (T - T_0) \quad (20)$$

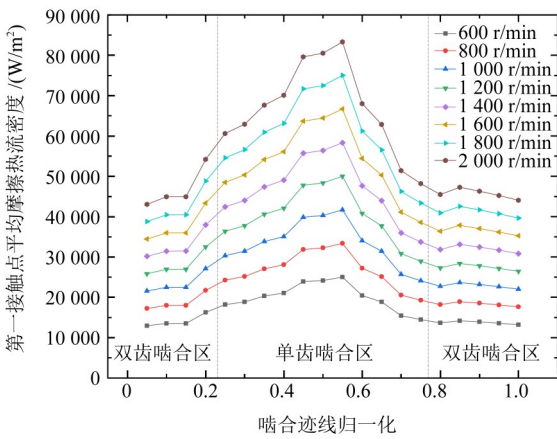
式中, h_b 为区域2的对流换热系数。



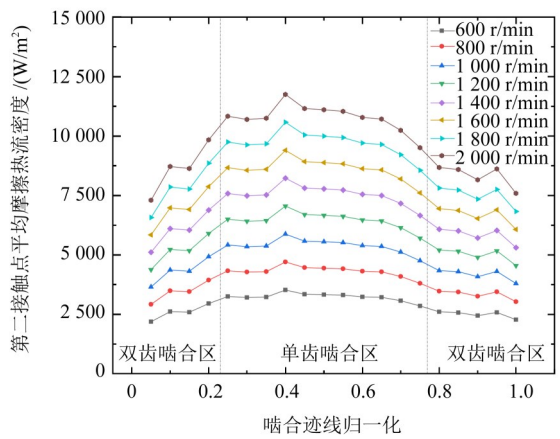
(a) 主动轮转速 2 000 r/min 时, 从动轮不同转矩下 C_1 点啮合迹线



(b) 主动轮转速 2 000 r/min 时, 从动轮不同转矩下 C_2 点啮合迹线



(c) 从动轮转矩 160 N·mm 时, 主动轮不同转速下 C_1 点啮合迹线



(d) 从动轮转矩 160 N·mm 时, 主动轮不同转速下 C_2 点啮合迹线

图 8 最大平均摩擦热流密度

Fig. 8 Maximum mean frictional heat flux

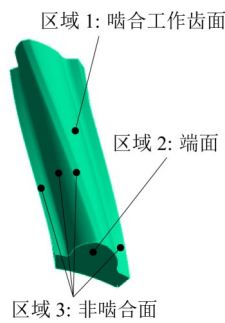


图 9 齿面对流换热模型

Fig. 9 Convection heat transfer model of the gear surface

区域 3 为齿轮齿根面、过渡曲面等非啮合面。其边界条件为

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = h_c(T - T_0) \quad (21)$$

式中, h_c 为区域 3 的对流换热系数。

基于曲线构型的小模数塑料齿轮啮合面对流换热系数 h_A 可表示为

$$h_A = \frac{0.228Re^{0.731} Pr^{\frac{1}{3}} k_L}{d_i} \quad (22)$$

式中, Re 为介质的雷诺数, $Re = \omega r^2 / \nu_f$, ω 为角速度, r 为旋转半径, ν_f 为运动黏度; Pr 为介质普朗特数, $Pr = \rho_L C_L \nu_f / k_L$, ρ_L 为介质密度, C_L 为介质比热容, k_L 为介质导热系数; $d_i (i=1, 2)$ 为齿轮的分度圆直径, $i=1$ 时对应凸齿轮, $i=2$ 时对应凹齿轮。

经计算, 在本文研究工况内, 雷诺数 Re 小于 2×10^5 , 齿轮端面对流换热系数 h_B 为

$$h_B = 0.308k_L(m_h + 2)^{0.5} Pr^{0.5} \left(\frac{\omega_i}{\nu_f}\right)^{0.5} \quad (23)$$

式中, m_h 为计算换热系数因数, 取 2; $\omega_i (i=1, 2)$ 为齿轮的旋转速度^[19]。

齿根面、过渡曲面等非啮合面对流换热系数 h_C 为

$$h_C = 0.664k_L Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\omega_i}{\nu_f}\right)^{0.5} \quad (24)$$

2.3 温度场仿真结果

设置环境温度为 23 °C, 凸齿齿轮转速为 600~2 000 r/min, 对大齿轮施加的负载转矩在 20~160 N·mm 内。图 10 为凸齿齿轮在不同工况、不同负载下的有限元仿真热量分布图。

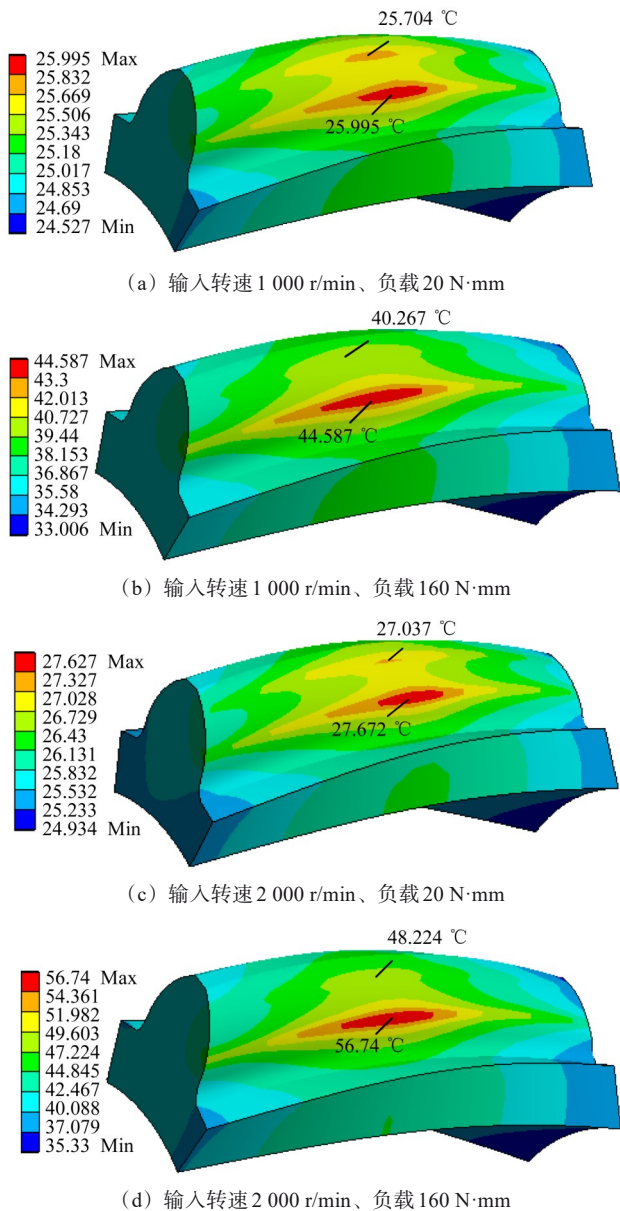


图 10 主动轮不同工况下稳态温度场图

Fig. 10 Steady-state temperature field diagram of the driving wheel under different working conditions

由图 10 可知, 最大稳态温度分布在齿轮副接触迹线的单齿啮合区域的第一接触迹线中间位置, 其原因为曲线构型齿轮只有沿轴向啮合的重合度。本文齿轮副设计重合度为 1.3, 齿体两侧为双齿啮合区域, 中间为单齿啮合, 导致啮合区域受载啮合温升不均匀, 最大承载应力和啮合温度分布在单齿啮合区, 该位置最有发生胶合热失效的可能。在输入转速 1 000 r/min、负载 20 N·mm 工况下, 第一接触迹线最大温度为 25.995 °C, 第二接触迹线最大温度为 25.704 °C, 相差 0.291 °C; 负载升高至 160 N·mm 时, 第一接触迹线最大温度为 44.587 °C, 第二接触迹线最大温度为 40.267 °C, 相差 4.32 °C。在输入转速 2 000 r/min、负载 20 N·mm 工况下, 第一接触迹线最大温度为

27.672 °C, 第二接触迹线最大温度为 27.037 °C, 相差 0.635 °C; 负载升高至 160 N·mm 时, 第一接触迹线最大温度为 56.74 °C, 第二接触迹线最大温度为 48.224 °C, 相差 8.516 °C。由此可得, 随着齿轮副传递功率增加, 第一接触点 C_1 与第二接触点 C_2 之间的温度差值变大。

在输入转速 1 000 r/min、负载 20 N·mm 工况下, 单个齿的齿体温度范围为 24.527~25.995 °C, 相差 1.468 °C; 负载升高至 160 N·mm 时, 齿体温度范围为 33.006~44.587 °C, 相差 11.581 °C。在输入转速 2 000 r/min、负载 20 N·mm 工况下, 单个齿的齿体温度范围为 24.934~27.627 °C, 相差 2.693 °C; 负载升高至 160 N·mm 时, 齿体温度范围为 35.33~56.74 °C, 相差 21.41 °C。表明曲线构型小模数塑料齿轮副在达到热平衡后, 温度分布在轮齿齿面上的差异随传递功率增加而变大。分析其原因为: 转速增加, 齿轮啮合频率增加, 导致相同时间内的摩擦生热量增多; 转矩增大, 齿轮所承受的载荷力增加, 摩擦生热加剧。同时, POM 材料导热系数小, 摩擦产生的热量传递到整个齿体的速度慢, 在与环境达到热平衡时, 齿体各部分温差大。

相比渐开线齿轮传动, 曲线构型齿轮是靠主动轮轮齿沿轴向多点接触依次推压从动轮轮齿。渐开线齿轮除节点处存在明显相对滑动, 齿面最大温度在节点靠近齿根位置处, 齿面温度场分布不均匀。曲线构型齿轮凸-凹齿廓点接触推压轮齿, 温度分布于啮合点接触迹线上, 若将齿轮重合度设计为整数、调整接触点齿形角度以及接触点个数, 理论上可使其温度沿啮合线分布均匀。

提取最大温度节点处沿齿廓法线方向的路径温度, 如图 11 所示。由图 11 可知, 齿体内部温度随齿廓内法线方向深度增大而减小, 在载荷分别为 40 N·mm、80 N·mm、120 N·mm 和 160 N·mm 下, 深度 0.205 mm 处的温度分别约为齿面温度的 93.68%、89.66%、87.38% 和 85.25%; 深度 0.410 mm 处的温度分别约为齿面温度的 91.89%、86.68%、83.76% 和 81.03%。齿面与齿体内法线方向温度差随载荷增加而变大。

3 试验验证

3.1 试验方法

对于基于曲线构型的小模数塑料齿轮副, 凸齿齿轮在 1 个完整周期内会经过啮合阶段摩擦生热及非啮合状态散热, 其齿面温度变化规律如图 12(a) 所示。经过长时间工作, 在达到齿体温度稳定期后, 再次进入啮合阶段会因摩擦生热达到齿面最大瞬态

温度 T_{max} ，且在极短时间 dr' 闪温就会大幅衰减至 T'_{b1} ^[20]；进一步， T'_{b1} 在下次进入啮合阶段前衰减到 T_{b2} ，如此循环往复^{[14]12-13}。基于曲线构型的小模数塑料齿轮齿体微小且齿面形状复杂，不适用于接触式温度测量方法。

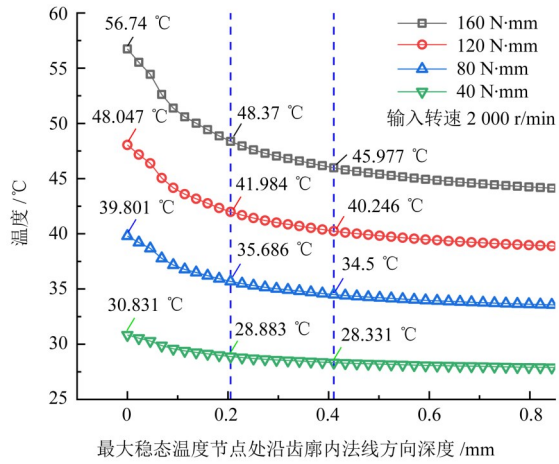
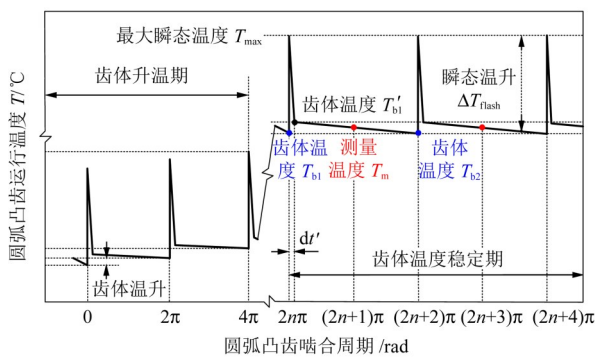
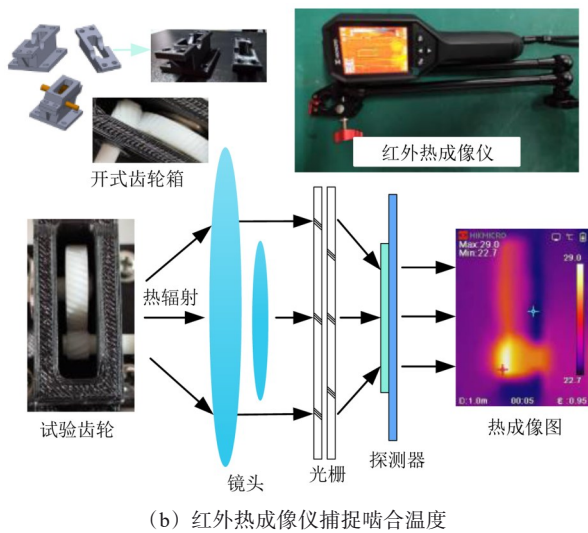


图 11 齿体沿法向不同深度最大稳态温度

Fig. 11 Maximum steady-state temperatures of the tooth body at different depths along the normal direction



(a) 温升规律随周期变化图



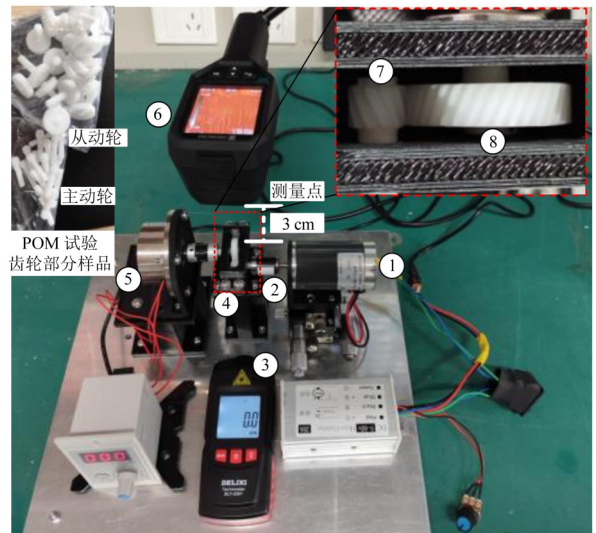
(b) 红外热成像仪捕捉啮合温度

图 12 温升试验测量原理

Fig. 12 Measurement principle of the temperature rise test

小模数齿轮对中心距误差敏感^[21]。因此，本文特制开式齿轮箱，采用非接触式红外热成像仪捕捉啮合温升最大稳态温度，如图 12(b)所示。红外热成

像仪发射率设置为 0.95^[22]。测量位置点在开式齿轮箱正上方约 3 cm，每隔 2 000 r 进行 1 次温度测量。对测量温度进行标定，规定后续试验得到的测量温度值若连续 5 次与标定温度绝对差值均小于 2 °C，即说明曲线构型塑料齿轮副已达到温度稳定运行期。对每组数据点进行 3 次测量、每组试验重复 3 次。小模数齿轮啮合温度测试试验台如图 13 所示。



1. 驱动电动机；2. 输出轴联轴器；3. 电动机转速测速仪；4. 微型开式齿轮箱；5. 磁粉式小型电磁制动器；6. 红外热成像仪；7. 主动轮凸齿；8. 从动轮凹齿。

图 13 小模数齿轮啮合温度测试试验台

Fig. 13 Test bench of the meshing temperature of the small modulus gear

3.2 试验对比

图 14 为主动轮输入转速 2 000 r/min、从动轮负载 40 N·mm 下拍摄的热成像图。红外热成像仪自动捕捉的温度最大值为图中红标。图中最大温度在凸齿的啮出点处，该点处于图 12(a)所示测量温度点 T_m ，表征最大稳态温度值。

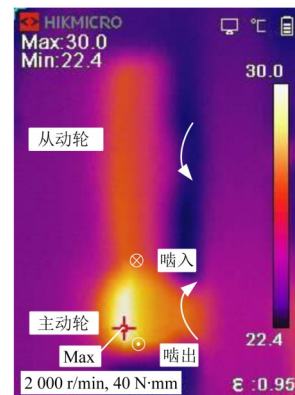


图 14 40 N·mm 载荷下齿轮副啮合温度分布

Fig. 14 Gear pair meshing temperature distribution under 40 N·mm load

图 15 所示为不同传递功率下规则路径 L_{p1} 试验温度值。由试验结果可得，随齿轮副传递功率增加，小

齿轮与大齿轮的齿体温度差值也在逐步变大。图 16 为不同转速、负载下温度仿真值与试验值对比图, 最大稳态仿真温升与试验温升变化趋势吻合良好。在不同转速、负载工况下, 最大误差发生在 600 r/min、160 N·mm 工况下, 此时, 仿真温度为 38.723 °C、试验温度为 36.41 °C, 模型预测误差为 6.35%。

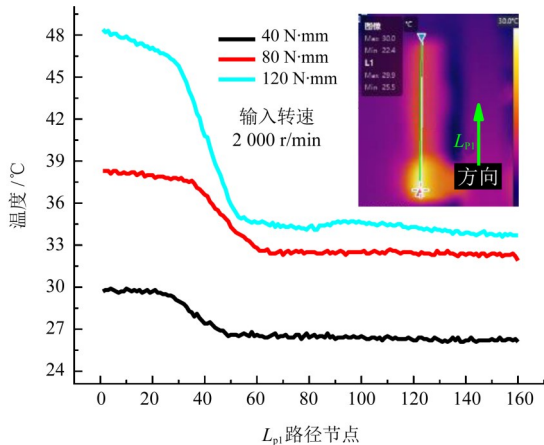
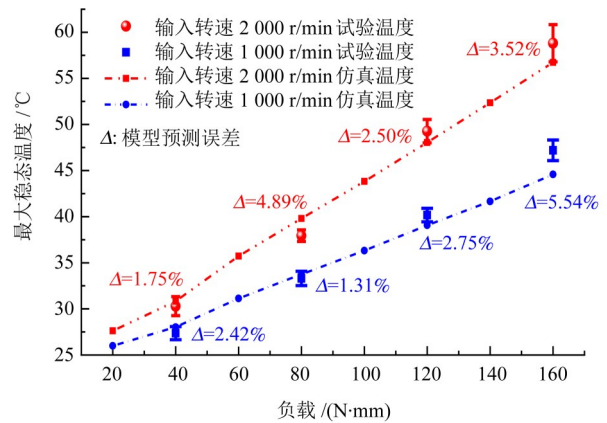


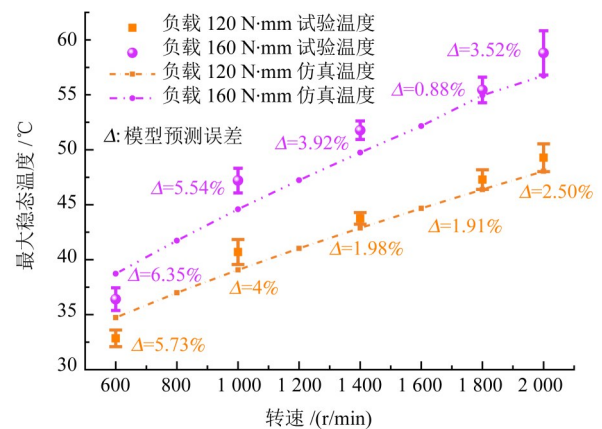
图 15 主从动轮路径 L_{p1} 温度试验值

Fig. 15 L_{p1} temperature test values of main and slave driving wheel path

使用 HIKMICRO Analyzer 软件将图像伪彩格式由铁红修改为彩色, 以增加图像温度分布对比显著性, 如图 17 所示。可明显观察到, 不同工况下拍摄图像最大温度分布于小齿轮啮出点中部白色位置处, 位于齿体单齿啮合区位置, 与仿真模型最大温度分布图相符, 表明数值模型可以较好地预测基于曲线构型的小模数塑料齿轮啮合稳态温升状态。



(a) 不同负载下仿真温度与试验对比



(b) 不同转速下仿真温度与试验对比

图 16 不同工况下仿真温度与试验对比

Fig. 16 Comparison of simulation temperature and test under different working conditions

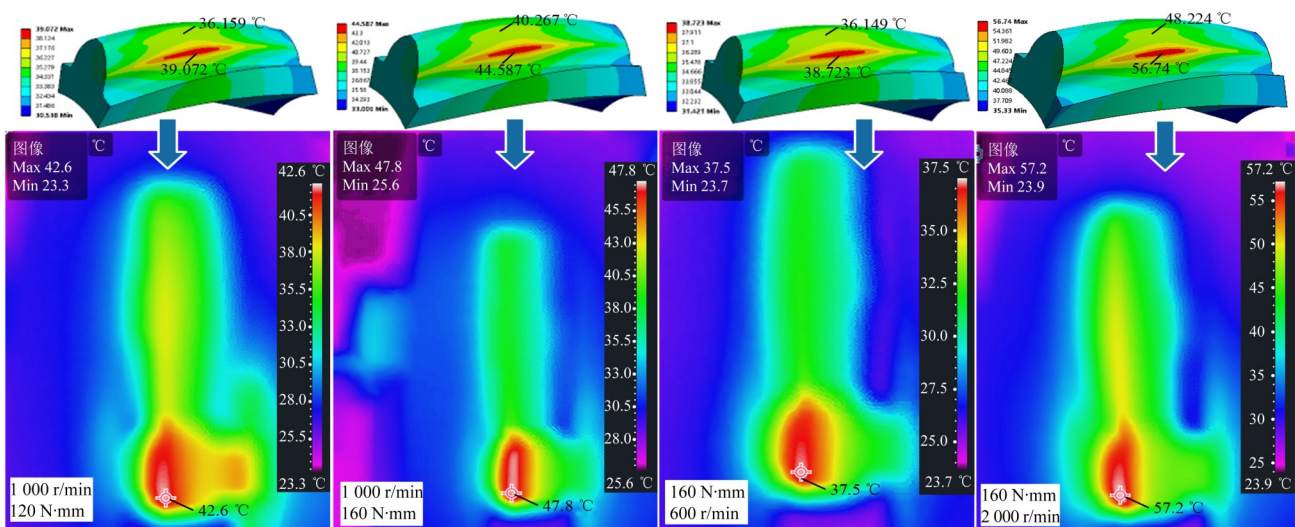


图 17 不同工况下齿轮温升红外热成像图

Fig. 17 Infrared thermal imaging diagrams of the gear temperature rise under different working conditions

4 结论

1) 在前期研究基础上, 提出基于曲线构型的小模数塑料齿轮副齿廓设计模型, 根据给定参数建立

了齿轮副的精确三维模型; 建立了曲线构型聚甲醛齿轮热黏弹性啮合数值仿真模型。分析得知, 接触点 C_1 的接触压力比接触点 C_2 更大; 接触状态为椭圆

形；且随载荷增加，椭圆接触面积变大；沿齿高方向呈现扩大的面接触状态，更有利于承载；单、双齿交替啮合阶段的接触应力是逐渐过渡的。

2) 基于曲线构型的小模数塑料齿轮副啮合最大稳态温度随转速和载荷增加而变大，最大稳态温度分布于齿体第一接触迹线单齿啮合区中间位置。第一接触点 C_1 与第二接触点 C_2 之间的温度差值随着齿轮副传递功率增加而变大。齿体温差较大，齿体内部温度随齿廓内法线方向深度增大而减小，且齿面与齿体内法线方向温度差随载荷增加而变大。由试验分析可得，小齿轮(主动轮)凸齿与大齿轮(从动轮)凹齿的啮合稳态温度差值随传递功率增加而变大，模型预测结果与试验结果误差最大不超过 6.35%。表明本文预测方法能有效评估基于曲线构型的小模数塑料齿轮副运行温度场状态。

3) 本文设计重合度为 1.3，最大承载应力和啮合温度分布于齿体第一接触迹线单齿啮合区中间部分，该位置最有发生胶合热失效的可能。因此，在实际应用中，建议将曲线构型齿轮重合度设计为整数，以使齿面沿接触迹线受载均匀，消除薄弱承载区间，提高其服役性能。后续将开展不同接触设计点、齿轮材料、润滑方式和动态负载工况下曲线构型齿轮的温升规律研究。

参 考 文 献

- [1] REZASOLTANI A, KHONSARI M M. Experimental investigation of the chemical degradation of lubricating grease from an energy point of view[J]. *Tribology International*, 2019, 137:289-302.
- [2] ČERNE B, PETKOVŠEK M, DUHOVNIK J, et al. Thermo-mechanical modeling of polymer spur gears with experimental validation using high-speed infrared thermography [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 146:103734.
- [3] BLOK H. The flash temperature concept[J]. *Wear*, 1963, 6(6): 483-494.
- [4] MAO K. A numerical method for polymer composite gear flash temperature prediction[J]. *Wear*, 2007, 262(11/12): 1321-1329.
- [5] RODA-CASANOVA V, SANCHEZ-MARIN F. A 2D finite element based approach to predict the temperature field in polymer spur gear transmissions [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 133:195-210.
- [6] LI W, ZHAI P F, DING L. Analysis of thermal characteristic of spur/helical gear transmission[J]. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2019, 11(2):021003.
- [7] 郭恒, 刘卓婷, 孙玉玖, 等. 基于 Workbench 的齿轮稳态温度场和传动误差分析[J]. *机械传动*, 2023, 47(5):98-104.
GUO Heng, LIU Zhuoting, SUN Yujie, et al. Analysis of gear bulk temperature field and transmission errors based on Workbench [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2023, 47(5):98-104.
- [8] PU W, WANG J X, ZHU D. Friction and flash temperature prediction of mixed lubrication in elliptical contacts with arbitrary velocity vector[J]. *Tribology International*, 2016, 99:38-46.
- [9] CAO W, PU W, WANG J X, et al. Effect of contact path on the mixed lubrication performance, friction and contact fatigue in spiral bevel gears[J]. *Tribology International*, 2018, 123:359-371.
- [10] 付学中, 方宗德, 崔艳梅, 等. 面齿轮传动全齿面闪温分布与抗胶合修形优化[J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(11):120-126.
FU Xuezhong, FANG Zongde, CUI Yanmei, et al. Full tooth surface flash temperature distributions and anti-scuffing optimization of tooth modification for face gear drives[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(11): 120-126.
- [11] KARIMPOUR M, DEARN K D, WALTON D. A kinematic analysis of meshing polymer gear teeth [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 2010, 224(3):101-115.
- [12] LANGLOIS P. Tooth contact analysis-off line of action contact and polymer gears[J]. *Gear Technology*, 2017, 34(7):84-91.
- [13] ČERNE B, DUHOVNIK J, TAVČAR J. Semi-analytical flash temperature model for thermoplastic polymer spur gears with consideration of linear thermo-mechanical material characteristics [J]. *Journal of Computational Design and Engineering*, 2019, 6(4):617-628.
- [14] 余国达, 刘怀举, 朱才朝, 等. 基于摩擦热流-滞后热通量多热源的塑料齿轮啮合温度研究[J]. *机械传动*, 2021, 45(2):6-15.
YU Guoda, LIU Huaiju, ZHU Caichao, et al. Analysis of meshing temperature of plastic gear based on the multi heat source of frictional heat flux and hysteresis heat flux [J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2021, 45(2):6-15.
- [15] LIANG D, LI M, JIANG P, et al. Optimization design and analysis of internal gear transmission with double contact points [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2023, 237(23): 5788-5798.
- [16] POLYPLASTICS Co., Ltd. POM resin homopolymer vs. copolymer [DB/OL]. [2024-06-22]. <https://www.polyplastics.com/en/product/lines/diff2pom/index.vm>.
- [17] 樊鹏玄, 陈务军, 赵兵, 等. 基于广义 Maxwell 模型形状记忆聚合物力学本构[J]. *上海交通大学学报*, 2018, 52(8):969-975.
FAN Pengxuan, CHEN Wujun, ZHAO Bing, et al. The mechanical constitutive model of shape memory polymer based on generalized Maxwell model [J]. *Journal of Shanghai Jiao Tong University*, 2018, 52(8):969-975.
- [18] SIENGCHIN S, SINPAYAKUN P, SUTTIRUENGWONG S, et al. Effect of nanofiller aspect ratio on the stress relaxation and creep response of toughened Pom composites [J]. *Mechanics of Composite Materials*, 2010, 46(3):341-348.
- [19] FERNANDES C M C G, ROCHA D M P, MARTINS R C, et al. Finite element method model to predict bulk and flash temperatures on polymer gears[J]. *Tribology International*, 2018, 120:255-268.

- [20] HOOKE C J, MAO K, WALTON D, et al. Measurement and prediction of the surface temperature in polymer gears and its relationship to gear wear[J]. *Journal of Tribology*, 1993, 115(1): 119-124.
- [21] 汪红兵, 冯世成, 尹来容, 等. 考虑中心距变化的齿轮接触应力计算方法[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2024, 55(7): 2552-2566.
WANG Hongbing, FENG Shicheng, YIN Lairong, et al. Calculation method of contact pressure in gears considering the variation of center distance [J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2024, 55(7): 2552-2566.
- [22] 余国达. 塑料齿轮运行温度的仿真与试验研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2021: 53-58.
YU Guoda. Simulation and experimental study on running temperature of plastic gear [D]. Chongqing: Chongqing University, 2021: 53-58.

Simulation and test study of temperature field of small module plastic gears with curve configuration

LIANG Dong LIU Yun SUN Qunlong WU Yukang HU Hanbao XU Xiangyang
(School of Mechatronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China)

Abstract: [Objective] Temperature is a key factor affecting the service performance of plastic gear. In order to predict the maximum steady-state temperature of gear meshing under dry operation conditions, the research method of temperature distribution on the tooth surface of curved plastic gear with small modulus was put forward, and the influence of different speed and load on the maximum steady-state temperature of gear meshing was analyzed. [Methods] The finite element numerical model of the temperature field of the gear was established based on the precise three-dimensional model of the polyoxymethylene (POM) material temperature-modulus effect combined with the curve configuration of the small modulus gear. The meshing temperature test of curved configuration POM gear pair under dry operation condition was carried out, and the test results were compared with the finite element results to verify the accuracy of the prediction model. [Results] The results show that the temperature difference of the tooth body is large under dry operation conditions, the maximum temperature distribution is in the middle of the meshing zone of the single tooth on the first contact trace of the curved gear configuration, and the maximum steady-state temperature difference of gear pair meshing and the steady-state temperature difference of the master-slave drive wheel test gradually increase with the increase of speed and load. The test results are in good agreement with the model prediction results, and the maximum error between the maximum steady-state temperature of the tooth body and the test results is no more than 6.35%. The study can provide support for the long-term service application design of small-modulus plastic gear based on curve configuration.

Key words: Curve configuration; Plastic gear; Small module; Dry running; Steady-state temperature field

(编辑: 刘欢欢)

