

## 不同工况下聚合物齿轮啮合表面温度场的研究

李倩梦<sup>1</sup> 徐划龙<sup>2</sup> 李冬龙<sup>1</sup>

(1. 扬州大学 机械工程学院, 扬州 225000)

(2. 中国汽车工程研究院股份有限公司, 重庆 400000)

**摘要:**【目的】聚合物齿轮具有质量轻、耐腐蚀、降噪等优点,在复杂工况下的啮合热特性仍有待深入探究。为明确运行工况及表面粗糙度对聚合物齿轮热行为的影响规律,耦合热黏弹理论与齿轮动力接触模型构建热黏弹接触模型,旨在为聚合物齿轮的设计与服役性能评估提供支撑。【方法】首先,基于热黏弹理论与齿轮动力接触模型建立了聚合物齿轮的数值仿真模型;然后,通过改变运行工况参数并引入轮齿表面粗糙度特征,模拟分析了齿轮转速、载荷以及表面形貌参数(波长和幅值)对齿面最大接触压力与最高温升的影响效应。【结果】结果表明,齿轮转速和载荷是影响齿面最高温升的关键因素。表面形貌对啮合面最大压力和温升具有显著调节作用:波长与压力成负相关,而幅值与压力成正相关。所提模型能有效模拟不同表面条件下聚合物齿轮的压力与温升分布状态,对优化聚合物齿轮的设计具有指导意义。

**关键词:** 聚合物齿轮; 热黏弹性耦合效应; 齿轮动态性能; 表面粗糙度

**中图分类号:** TH132 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.012

## 0 引言

塑料齿轮在运动传递领域已经使用近八十年,并且因其适合高速运作和轻负载的特性,在众多应用场景中广受欢迎。随着材料科学和成形工艺的迅猛发展,工业界对传动组件提出轻量化、降低噪声和提高经济效益的更高标准。现在,在诸如智能机器人和洗衣机等需要特定动力传输需求的场合,金属齿轮正在逐渐被塑料齿轮所替代。智能家电、无人驾驶和5G移动通信等新兴产业的快速发展,也推动了塑料齿轮向着更高承载力、更强可靠性和更低噪声的方向演进。塑料齿轮由于具有质量轻、高强度和加工工艺简单等优点而被广泛应用于汽车传动系统。然而,塑料材料的固有特性使其对温度变化较为敏感。随着温度的升高,其机械特性会显著下降,从而制约了其承载能力的进一步提高。基于此,探讨提升塑料齿轮的传动效率,研究其承载极限,显然是一项极具挑战性的任务。

制作塑料齿轮时,业界主要选用几种特定的塑料材料,如聚甲醛(Polyoxymethylene, POM)、聚醚醚酮(Polyetheretherketone, PEEK)、尼龙66(Polyhexa-

methylene Adipamide, PA66)、聚碳酸酯(Polycarbonate, PC)和聚苯硫醚(Polyphenylene Sulfide, PPS)等。其中, POM、PA66制成的齿轮因其在工业装置中被普遍应用,成为研究的焦点。MAO等<sup>[1]</sup>探讨了POM齿轮与PA66齿轮在干摩擦环境下的磨损速度,指出工作温度对塑料齿轮性能影响的重要性。HOOKE等<sup>[2]</sup>的研究主要聚焦于POM、PA66以及玻璃纤维增强PA66齿轮在相同试验条件下的磨损情况,并且开发了一种用以预测塑料齿轮表面瞬时温度的经验公式。此外, MAO等<sup>[3-4]</sup>创立了一套理论和数值模型,旨在测算塑料齿轮的表面温度与磨损情况。LETZELTER等<sup>[5]</sup>应用热成像技术追踪PA66齿轮在运转时的温度变化,并将此数据与黏弹性数值模拟的结果进行了对比。结果发现,在恶劣的操作环境下,齿轮的传递误差会有所增加,这一现象会降低齿轮的承载能力。LINDHOLM等<sup>[6]</sup>通过数值分析方法对PEEK齿轮接触面的应力和由摩擦引起的热量进行了评估。KALIN等<sup>[7]</sup>的试验研究表明,在钢与塑料齿轮工作时,温度的升高会导致塑料齿轮寿命缩短。MOHSENZADEH等<sup>[8]</sup>发现在POM-POM齿轮对中,由

收稿日期: 2024-10-20 修回日期: 2025-01-03

基金项目: 扬州市“绿扬金凤”计划项目(YZLYJFJH2021YXBS093)

作者简介: 李倩梦,男,2000年生,湖北黄冈人,硕士研究生; 主要研究方向为聚合物齿轮仿真与结构设计; lqm912158323@163.com。

李冬龙(通信作者),男,1988年生,河南洛阳人,博士,讲师,硕士研究生导师; 主要研究方向为机械传动系统多场耦合仿真与失效机制分析等; dongdlme@163.com。

引用格式: 李倩梦,徐划龙,李冬龙. 不同工况下聚合物齿轮啮合表面温度场的研究[J]. 机械传动,2026,50(3):98-107.

LI Qianmeng, XU Hualong, LI Donglong. Study on the meshing surface temperature field of polymer gears under different operating conditions[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 98-107.



免费获取

摩擦引起的温升会引起齿面上材料的流动, 并最终形成微小裂纹。余国达等<sup>[9]</sup>运用有限元分析技术构建了 POM-POM 齿轮的接触模型, 研究表明, 当该齿轮对传递的转矩维持在 20 N·m 以下时, 其最高稳态表面温度与承载的载荷之间存在线性关系。ČERNE 等<sup>[10]</sup>通过半解析法对塑料齿轮接触面的机械性能进行研究, 采用数值分析来观察热耦合现象, 预测齿轮的非稳态温升, 推导出温度场的解析解。MD GHAZALI 等<sup>[11]</sup>的研究表明, 高温导致的热损伤是塑料齿轮常见的失效形式之一。因此, 为掌握失效机制、优化性能并提升承载能力, 对塑料齿轮在工作过程中的温度场进行深入分析显得尤为关键。

塑料齿轮通常是用热塑性制成的, 表现出动态黏弹性行为<sup>[12-13]</sup>。而且, 这种材料的机械性能特性对温度的变化极为敏感, 温度一旦上升, 其模量便会明显降低<sup>[14]</sup>。塑料齿轮在使用时, 承受的应力、应变和温度场交织成一种复杂且多变的耦合状态, 体现了这种现象的复杂性。然而, 现有研究大多数都未考虑这两点对塑料齿轮啮合温度的影响。本文将黏弹性基础原理与齿轮动力学相结合, 构建了一个聚合物齿轮热黏弹接触模型。该模型基于半解析法, 通过共轭梯度法 (Conjugate Gradient Method, CGM) 和快速傅里叶变换 (Fast Fourier Transform, FFT) 计算黏弹性表面变形和表面压力; 通过频响函数 (Frequency Response Function, FRF) 和 FFT 求解齿轮接触表面温度场。该方法可用于求解分析齿轮、轴承等各类传动系统的界面接触问题<sup>[15-16]</sup>。研究重点在于塑料齿轮干摩擦状态下的温度分布, 同时考察了载荷、运行速度及表面纹理差异等因素对啮合温度的影响, 以期为高性能塑料齿轮的温度分析和设计预测提供理论支持。

### 1 数学模型

图 1 为标准直齿轮副啮合的简化横截面示意图。图 1 中,  $r_{a1}$ 、 $r_{a2}$  分别为主、从动轮的齿顶圆半径;  $r_{b1}$ 、 $r_{b2}$  分别为主、从动轮的基圆半径;  $C$  为节点;  $B_1$  为实际啮合线的起始位置;  $B_2$  为实际啮合线的终止位置;  $N_1$ 、 $N_2$  分别为理论啮合线的起始点、终止点;  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  分别为主、从动轮转动的角速度;  $n_1$ 、 $n_2$  分别为主、从动轮的转速。

实际啮合线(反应线)的总长度  $l$  为

$$l = \overline{B_1 B_2} = l_1 + l_2 \quad (1)$$

$$l_1 = \overline{B_1 C} = \sqrt{r_{a2}^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha} - r_2 \sin \alpha \quad (2)$$

$$l_2 = \overline{CB_2} = \sqrt{r_{a1}^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha} - r_1 \sin \alpha \quad (3)$$

式中,  $l_1$  为  $B_1 C$  的长度;  $l_2$  为  $CB_2$  的长度;  $\alpha$  为压力角;  $r_1$ 、 $r_2$  分别为主、从动轮的分度圆半径。

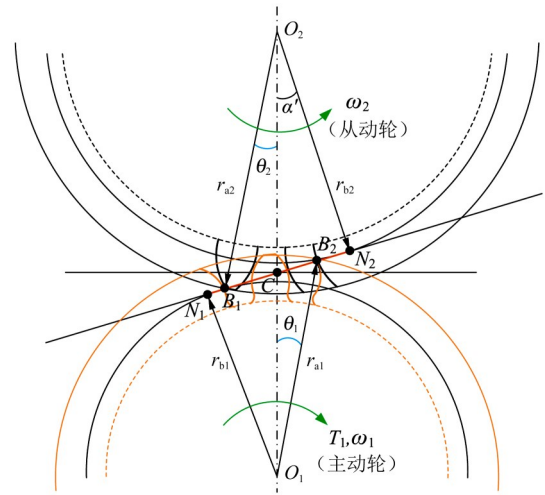


图 1 一对啮合直齿轮副

Fig. 1 A pair of meshing spur gear teeth

啮合直齿轮副的重合度  $\varepsilon_\alpha$  为

$$\varepsilon_\alpha = \overline{B_1 B_2} / p_b \quad (4)$$

式中,  $p_b$  为基圆齿距。

实际的总接触时间  $t$  为

$$t = t_2 + t_1 = \frac{30}{\pi n_2} (\arccos \frac{r_{b2}}{r_{a2}} - \alpha') + \frac{30}{\pi n_1} (\arccos \frac{r_{b1}}{r_{a1}} - \alpha') \quad (5)$$

式中,  $t_2$  为从动轮转动角度  $\theta_2$  的时间;  $t_1$  为主动轮转动角度  $\theta_1$  的时间;  $\alpha'$  为啮合角。

主动轮、从动轮的齿面曲率半径可分别表示为

$$R_1 = r_1 \sin \alpha + D \quad (6)$$

$$R_2 = r_2 \sin \alpha - D \quad (7)$$

式中,  $R_1$ 、 $R_2$  分别为主动轮、从动轮的齿面曲率半径;  $D$  为当前啮合点到节点的距离。

则等效曲率半径  $R$  的计算式为

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = \frac{(r_1 \sin \alpha + D)(r_2 \sin \alpha - D)}{(r_1 + r_2) \sin \alpha} \quad (8)$$

在每条接触线位置, 主动轮、从动轮的齿面速度可分别表示为

$$u_1 = \frac{\pi n_1}{30} (r_1 \sin \alpha + D) \quad (9)$$

$$u_2 = \frac{\pi n_2}{30} (r_2 \sin \alpha - D) \quad (10)$$

由主动轮、从动轮齿面速度的算术平均值可以得出卷吸速度, 计算式为

$$U = (u_1 + u_2) / 2 \quad (11)$$

滑滚比的计算式为

$$R_{SRR} = 2(u_2 - u_1) / (u_1 + u_2) \quad (12)$$

图 2 所示为载荷在啮合线上的分布情况。由图 2 可知, 在双齿啮合区域, 载荷会随着啮合的进行线性增加。当瞬间切换到单齿啮合时, 载荷将发生突变; 进入单齿啮合阶段后, 载荷会维持在一个恒定水平, 始终保持在某一值。随后, 当从单齿啮合转换回双齿

啮合时, 载荷将突降至另一值。在双齿啮合退出区域, 载荷则以线性方式逐渐减小, 直至达到最终值。

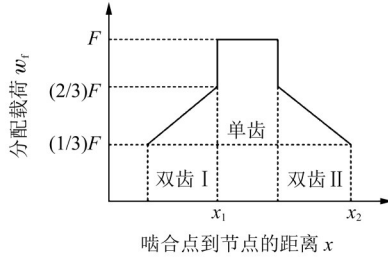


图2 载荷分配示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the load distribution

载荷  $w_f$  的计算式为

$$w_f = \begin{cases} \frac{F}{3} + (x + \frac{l}{2})F/[3(x_1 + \frac{l}{2})], & \text{双齿 I 阶段} \\ F, & \text{单齿阶段} \\ \frac{2F}{3} - (x - x_2)F/[3(\frac{l}{2} - x_2)], & \text{双齿 II 阶段} \end{cases} \quad (13)$$

式中,  $w_f$  为分配后的载荷;  $F$  为外界施加的载荷, 可通过主动轮上的转矩计算获得;  $x_1 = -l_1 + [(\varepsilon_\alpha - 1)/\varepsilon_\alpha]l$ ;  $x_2 = l_2 - [(\varepsilon_\alpha - 1)/\varepsilon_\alpha]l$ 。

## 2 黏弹性材料基本原理

黏弹性是材料在机械作用下同时表现出黏性和弹性行为的特性。无论是在蠕变作用下还是在松弛作用下, 黏弹性材料的力学响应都是时变的, 与时间效应有关。

### 2.1 线性热黏弹性

引入温度  $T$  对材料响应的影响作用。应变  $\varepsilon(t)$  的线性黏弹性响应表达式为

$$\varepsilon(t) = \int_{-\infty}^t \phi(t-t', T) \sigma(t') dt' \quad (14)$$

式中,  $\sigma(t)$  为应力;  $\phi(t, T)$  为随温度变化的蠕变函数<sup>[17-18]</sup>, 其表达式为

$$\phi(t, T) = \left[ \frac{1}{E_0(T)} - \int_0^\infty S(\tau, T) \exp(-t/\tau) d\tau \right] H(t) = \left[ \frac{1}{E_\infty(T)} + \int_0^\infty S(\tau, T) \exp(-t/\tau) d\tau \right] H(t) \quad (15)$$

式中,  $E_0(T)$  为零频率弹性模量;  $S(\tau, T)$  为蠕变谱;  $\tau$  为弛豫时间;  $H(t)$  为 Heaviside 阶跃函数;  $E_\infty(T)$  为高频弹性模量。  $\phi(t, T)$ 、 $S(\tau, T)$ 、 $E_0(T)$ 、 $E_\infty(T)$  均与温度相关。

在频域内, 结合  $E(\omega, T) = [i\omega \bar{\phi}(\omega, T)]^{-1}$ , 通过傅里叶变换, 可由式(15)推导出

$$\frac{1}{E(\omega, T)} = \frac{1}{E_0(T)} - \int_0^\infty S(\tau, T) \frac{i\omega\tau}{1 + i\omega\tau} d\tau \quad (16)$$

式中,  $\omega$  为与时间相关的频率;  $E(\omega, T)$  为温度  $T$  下与频率相关的黏弹性模量, 可表示为

$$E(\omega, T) = E(\alpha_T \omega, T_0) \quad (17)$$

式中,  $\alpha_T$  为黏弹性模量因子;  $T_0$  为参考温度。

采用 Williams-Landel-Ferry 方程<sup>[19]</sup>, 有

$$\lg \alpha_T = -\frac{C_1(T - T_0)}{C_2 + (T - T_0)} \quad (18)$$

式中,  $C_1$ 、 $C_2$  均为材料常数,  $C_1=8.86$ ,  $C_2=101.6$ 。

### 2.2 黏弹性位移

聚合物齿轮表面的位移由齿面间作用力引起的黏弹性位移  $\mathbf{u}^v$  和温度效应引起的位移  $\mathbf{u}^T$  两部分组成<sup>[20-22]</sup>。其中, 黏弹性位移  $\mathbf{u}^v$  主要由齿面间压力引起的黏弹性位移  $\mathbf{u}^p$  和切向摩擦力引起的黏弹性位移  $\mathbf{u}^q$  组成, 即

$$\mathbf{u}^v(x, y, t) = \mathbf{u}^p(x, y, t) + \mathbf{u}^q(x, y, t) \quad (19)$$

式(19)中的齿面黏弹性位移可通过格林函数  $G_{VE}^p(x, y, t)$ 、 $G_{VE}^q(x, y, t)$  表示为

$$\mathbf{u}^p(x, y, t) = \int_{-\infty}^\infty \int_{-\infty}^\infty \int_{-\infty}^t G_{VE}^p(x - x', y - y', t - t') \frac{\partial p(x', y', t)}{\partial t'} dx' dy' dt' \quad (20)$$

$$\mathbf{u}^q(x, y, t) = \int_{-\infty}^\infty \int_{-\infty}^\infty \int_{-\infty}^t G_{VE}^q(x - x', y - y', t - t') \frac{\partial q(x', y', t)}{\partial t'} dx' dy' dt' \quad (21)$$

式中,  $p(x, y, t)$  为齿面法向压力;  $q(x, y, t)$  为齿面切向摩擦力。

温度效应引起的热位移  $\mathbf{u}^T$  主要由啮合齿表面热通量引起。稳态下接触表面热位移可由频响函数表示为

$$\widetilde{\mathbf{u}}^T(m, n, 0, t) = \widetilde{\mathbf{G}}^T(m, n, 0, t) \underline{Q}(m, n) \quad (22)$$

$$\widetilde{\mathbf{G}}^T(m, n, 0, \infty) = \begin{cases} -\frac{2}{w'(w + w')}, & a \neq 0 \\ -\frac{1}{w^2}, & a = 0 \end{cases}$$

式中, 符号“ $\_$ ”表示无量纲化; 符号“ $\approx$ ”表示二维傅里叶变换;  $m$ 、 $n$  分别为对应  $x$ 、 $y$  的频率坐标;  $Q$  为齿轮表面的总热量;  $w = \sqrt{m^2 + n^2}$ ;  $a = i(mP_{e1} + nP_{e2})$ ;  $P_{e1}$ 、 $P_{e2}$  均为无量纲 Péclet 数;  $w' = \sqrt{w^2 + a}$ 。具体求解方法可参考文献[23]。

### 2.3 表面温度

聚合物齿轮表面的热量主要由啮合齿间滑动摩擦引起的库仑摩擦热量  $Q_c$  和黏弹性能耗引起的热量  $Q_v$  组成, 即

$$Q = Q_c + Q_v = (\mu_c + \mu_v) V p(x, y) \quad (23)$$

式中,  $V$  为齿轮啮合表面的相对滑动速度;  $\mu_c$  为库仑摩擦因数;  $\mu_v$  为黏弹性摩擦因数, 计算式为

$$\mu_v = \frac{W_0}{VP} = \left[ \int_r \frac{\partial u^v(x, y)}{\partial x} p(x, y) dx dy \right] / P \quad (24)$$

式中,  $P$  为接触区域的法向总载荷。

齿轮1、齿轮2的啮合齿表面温度场可由频响函数表示为

$$\begin{cases} T_i = \widetilde{G}^{\Delta T} Q_i \\ \widetilde{G}^{\Delta T} = \frac{\exp(-w'z)}{w'} \end{cases} \quad (25)$$

式中,  $Q_i$ 为齿轮*i*的热量,  $i = 1, 2$ ;  $z$ 为垂直于接触表面方向的坐标。可通过共轭梯度法从总热量  $Q$  中获得  $Q_i$ , 具体方法参考文献[24]。

### 3 数值方法

以齿轮静载荷接触压力为初始压力, 采用多重网格法对压力进行求解。在求解域内划分等距网格, 采用CGM和FFT<sup>[25-27]</sup>求解黏弹性表面变形和表面压力数值解。图3所示程序的主要步骤如下: 首先, 计算出齿轮在每个啮合位置的载荷、速度、等效曲率半径、滑滚比等参数; 然后, 将啮合齿的相应结构参数和运动参量输入到黏弹接触模型中, 计算出表面压力、表面热量, 将其作为初值输入到聚合物齿轮啮合表面温度分析模型中, 求解出表面压力和温度场, 收敛之后输出结果, 更新各项参数, 再进入下一个啮合位置, 读取该位置新的载荷、速度、曲率半径、滑滚比等参数进行计算; 重复上述步骤, 直到整个啮合时间步结束。

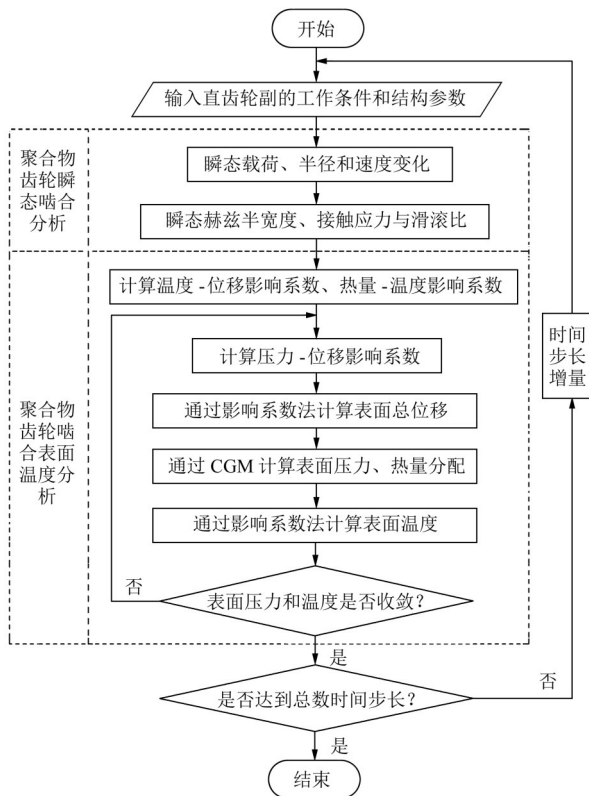


图3 数值求解流程图

Fig. 3 Flow chart of numerical solutions

设置计算区域为  $-3.5a \leq x \leq 4.0a$ ,  $-3.0a \leq y \leq 3.0a$ ,  $x$ 、 $y$ 方向网格数均为256。式(26)、式(27)分别为压力、温度的收敛条件, 收敛因子均为0.0005, 总程序循环步数设置为500。

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |P^{-(s+1)} - P^{-(s)}|}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |P^{-(s+1)}|} \leq \varepsilon_p \quad (26)$$

$$\frac{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |\bar{T}^{(s+1)} - \bar{T}^{(s)}|}{\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n |\bar{T}^{(s+1)}|} \leq \varepsilon_T \quad (27)$$

式中,  $s$ 为迭代次数。

### 4 模型验证

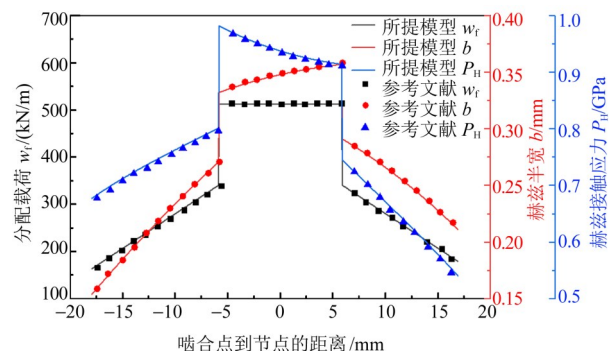
基于半解析法和FFT算法构建了聚合物齿轮啮合表面压力和温升分析模型, 可高效、精确地模拟仿真出轮齿间啮合压力及温度分布状况。通过齿轮动态接触算例和热黏弹接触算例, 验证了所提模型的正确性, 并进一步通过试验验证了所提模型的正确性。

以标准直齿圆柱齿轮为例, 重点对齿轮接触载荷分布、赫兹半宽、赫兹接触应力、曲率半径、卷吸速度、滑滚比等参数进行验证。齿轮参数如表1所示。图4所示为在主动轮输入功率为500 kW、转速为1000 r/min下, 一对标准直齿圆柱齿轮沿作用线的动态啮合参数分布。由图4可知, 本文所用程序的计算结果和文献[28]结果基本一致, 证明了所提模型齿轮接触分析的正确性。

表1 齿轮的相关参数

Tab. 1 Parameters related to the gear

参数	值	参数	值
主动轮齿数 $z_1$	28	压力角 $\alpha/(\circ)$	20
从动轮齿数 $z_2$	47	密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7850
模数 $m/\text{mm}$	7	泊松比 $\nu$	0.3
齿宽 $\text{mm}$	95	弹性模量 $\text{GPa}$	206



(a) 接触载荷、赫兹半宽、赫兹接触应力

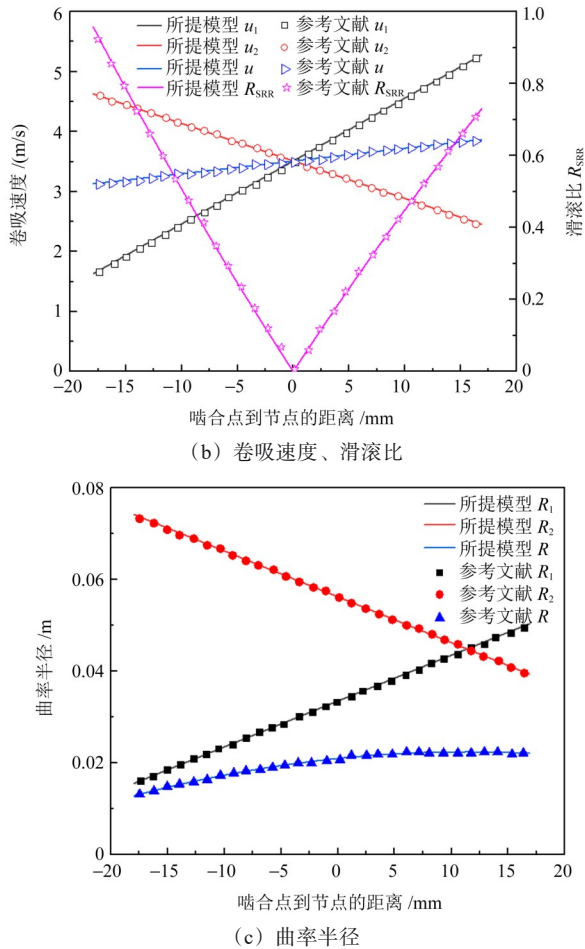


图4 直齿轮副沿作用线的动态啮合参数分布

Fig. 4 Dynamic meshing parameter distribution of spur gear pairs along the action line

图5所示为在干接触条件下，1个弹性球体在1个移动的黏弹性半空间上旋转的压力和表面温升分布情况。其中，球体半径为20.0 mm，载荷为20 N，卷吸速度  $U = 0.25$  m/s，滑滚比  $R_{SRR} = 2.0$ ，库仑摩擦因数  $\mu_c = 0.1$ ，环境温度  $T_0 = 30$  °C。其余输入参数如表2所示。结果表明，所提模型计算的压力和表面温升与文献[29]结果基本一致，验证了所提模型热黏弹接触分析的正确性。

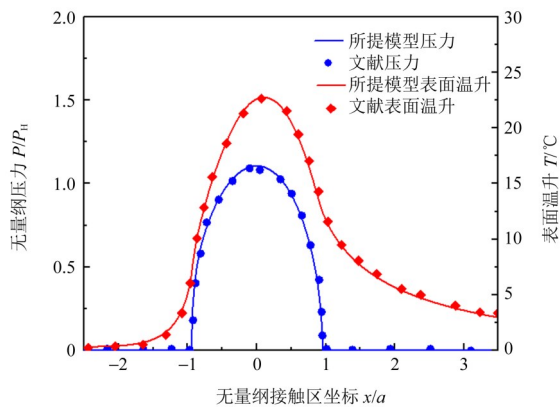


图5 黏弹接触表面压力和温升分布

Fig. 5 Pressure and temperature rise distribution on the viscoelastic contact surface

表2 球体和半空间平面的材料参数

Tab. 2 Material parameters of sphere and half-space planes

参数	弹性球体	黏弹性半空间
弹性模量/GPa	0.02	0.03
泊松比 $\nu$	0.3	0.48
热传导率 $k/[W/(m \cdot K)]$	0.5	0.25
体积热容量 $C_v/[J/(m^3 \cdot K)]$	$2.0 \times 10^5$	$1.04 \times 10^3$
热膨胀系数 $\alpha/K^{-1}$	$2.0 \times 10^{-4}$	$1.97 \times 10^{-4}$

图6所示为不同加载工况下，聚甲醛齿轮干接触时啮合齿面最大稳定温度分布情况。其中，输入转速固定为1 000 r/min，环境温度设置为23 °C。干接触载荷施加条件依次为5、13、20、27 N·m。其余输入参数如表3所示。所提模型的计算结果和文献[30]采用红外摄像机测量齿轮对的运行温度结果基本一致，进一步验证了所提模型的正确性。

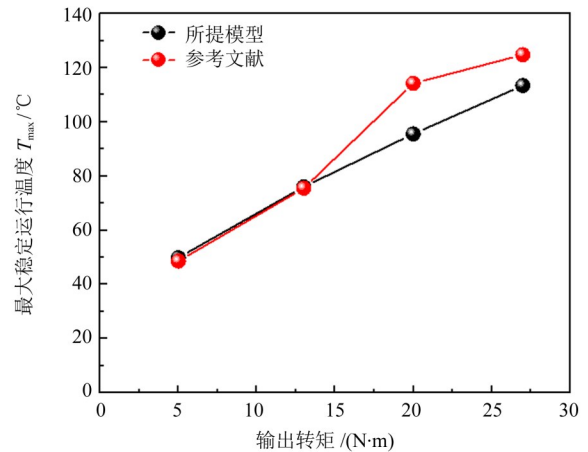


图6 在不同加载水平下的最大稳定运行温度

Fig. 6 Maximum steady running temperature at different loading levels

表3 POM 齿轮对的基本参数

Tab. 3 Basic parameters of the POM gear pair

参数	值	参数	值
主动轮齿数 $z_1$	24	密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	1 410
从动轮齿数 $z_2$	36	泊松比 $\nu$	0.3
模数 $m/mm$	3	弹性模量/GPa	2.6
齿宽/mm	22	热传导率 $k/[W/(m \cdot K)]$	0.3
压力角 $\alpha/(^\circ)$	20	固体比热容 $c/[J/(kg \cdot K)]$	1 470

## 5 结果与讨论

以POM-POM齿轮副为研究对象，研究不同聚合物齿轮啮合表面压力和温度分布状况，均采用表3所示的齿轮参数。

### 5.1 主动轮转速的影响

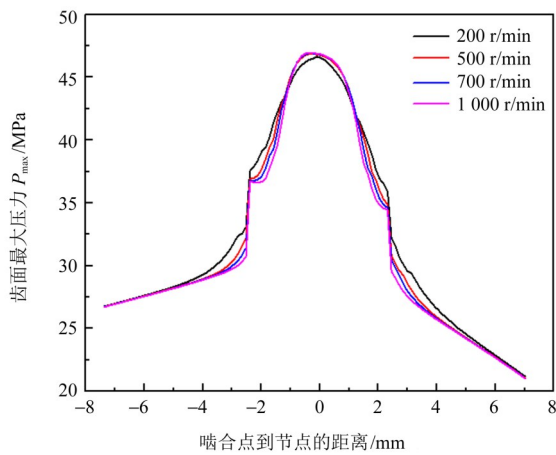
图7所示为在相同载荷条件下，随着主动轮转速变化，啮合线上啮合点的最大压力与实际最高温度的变化情况。其中，输入转矩固定为23 N·m，转速

为200~1 000 r/min。如图7(a)所示, 齿面最大压力随转速增大无明显变化, 其原因为齿轮的弹性模量和接触刚度在一定范围内对转速不敏感。在图7(b)中, 齿面实际最高温度随转速增大而逐渐增大, 转速的增加使齿轮齿面接触点的滑动速度增加, 从而产生更多的摩擦热; 由于聚合物材料的热导率相对较低, 齿面产生的热量不易迅速传递到齿轮的其他部分或环境中, 导致齿面温度上升, 尤其是在啮入区和啮出区较为明显, 在节点附近变化不明显。在外载荷一定时, 随着转速增加, 啮合表面压力分布无明显变化, 啮合齿表面温度场变化显著。在图7(a)中, 随转速增加, 啮入和啮出时压力分布无明显变化, 但在载荷突变位置处有少量变化。齿轮由双齿啮合转为单齿啮合时, 200 r/min 工况下的齿面压力变化最小, 由33.1 MPa 变化为37.54 MPa; 1 000 r/min 工况下的齿面压力变化最大, 由30.73 MPa 变化为36.72 MPa。齿轮由单齿啮合转为双齿啮合时, 200 r/min 工况下的齿面压力变化最小, 由35.9 MPa 变化为32.2 MPa;

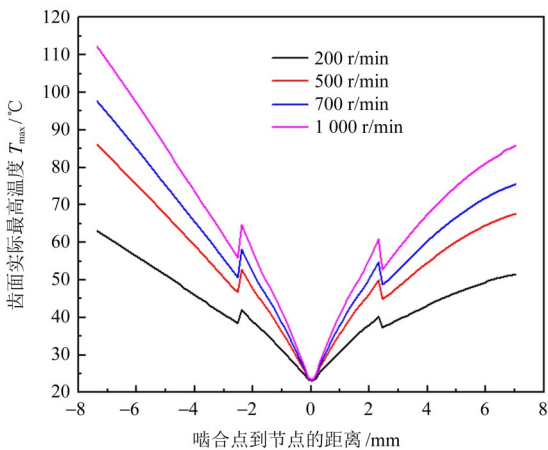
1 000 r/min 工况下的齿面压力变化最大, 由34.45 MPa 变化为29.54 MPa。这是由于随着转速的增大, 载荷突变位置处的啮合表面相对滑动速度较大, 啮合齿面随着转速增加而产生大量摩擦热, 进而引起接触区表面热黏弹变形。

5.2 载荷的影响

图8所示为固定齿轮转速为1 000 r/min, 改变不同的输入转矩, 齿面最大压力与齿面最高温升沿啮合线的分布情况。在图8(a)中, 当输入转矩为6 N·m 时, 齿面最大压力位于节点附近, 最大值为24.61 MPa; 随着转矩增至28 N·m, 齿面最大压力同样出现在节点附近, 但此时的最大压力达到51.75 MPa, 增大了1倍多。由于POM材料具有较低的弹性模量, 其对外加载荷的敏感性尤为明显。因此, 随着输入转矩的增加, 齿轮啮合表面的压力呈现明显的增长趋势。在高压下, 聚合物齿轮齿面之间的摩擦加剧, 特别是在干接触过程中, 摩擦生热是干接触过程中的主要热源。在图8(b)中, 在6 N·m 的转矩下, 齿面最高温度为

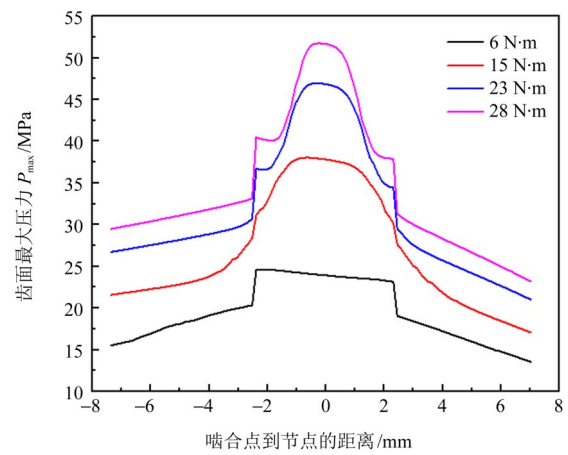


(a) 齿面最大压力

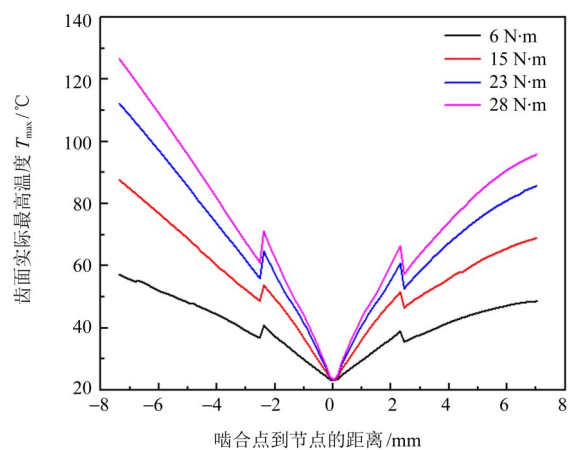


(b) 齿面实际最高温度

图7 不同转速下的齿面最大压力和齿面实际最高温度分布  
Fig. 7 Maximum pressure and actual maximum temperature distribution on the tooth surface at different rotational speeds



(a) 齿面最大压力



(b) 齿面实际最高温度

图8 不同加载水平下的齿面最大压力和齿面实际最高温度分布  
Fig. 8 Maximum pressure and actual maximum temperature distribution on the tooth surface under different loading levels

57.16 °C；转矩增至 28 N·m 时，最高温度跃升至 126.60 °C。齿面实际最高温度均出现在啮入点处，而最低温度则稳定在节点附近，约为 23.3 °C。因此，随着齿轮输入转矩的增加，摩擦生热也逐渐增加，使得齿面温度上升。聚合物齿轮在高温下发生热变形，热变形会改变齿轮的几何形状，影响齿轮的接触状态，进一步加剧压力和温度的升高。

### 5.3 表面纹理数值模拟方法

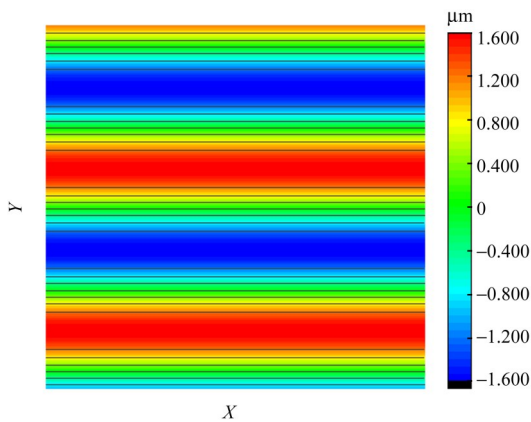
对聚合物齿轮的研究大多都是建立在表面光滑的基础上的，然而在工程实际中并不存在绝对光滑的表面。即使接触表面在微观上产生细微的变化，也会直接影响到聚合物齿轮的材料性能。为了更加系统地研究表面纹理对聚合物齿轮齿面压力和齿面温升的影响，对横向表面纹理、纵向表面纹理、各向同性表面纹理进行模拟，图9所示为生成的3种纹理表面，计算式为

$$\delta(x, y) = A_m \cos\left(2\pi \frac{X - X_d}{\omega_x}\right) \quad (28)$$

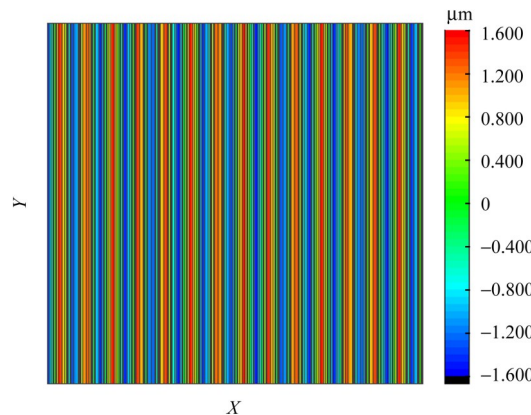
$$\delta(x, y) = A_m \cos\left(2\pi \frac{Y - Y_d}{\omega_y}\right) \quad (29)$$

$$\delta(x, y) = A_m \cos\left(2\pi \frac{X - X_d}{\omega_x}\right) \cos\left(2\pi \frac{Y - Y_d}{\omega_y}\right) \quad (30)$$

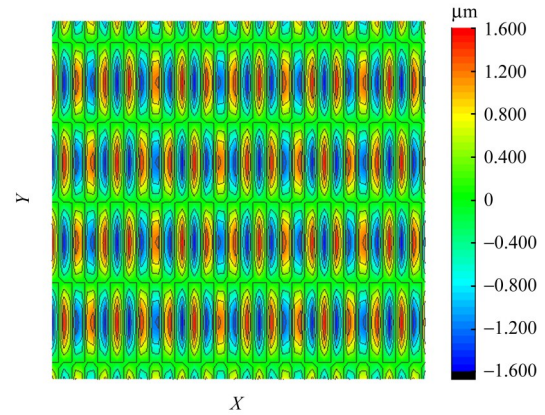
式中， $A_m$  为幅值； $\omega_x$ 、 $\omega_y$  分别为  $x$ 、 $y$  方向的波长； $(X_d, Y_d)$  为参考点坐标。



(a) 横向纹理



(b) 纵向纹理



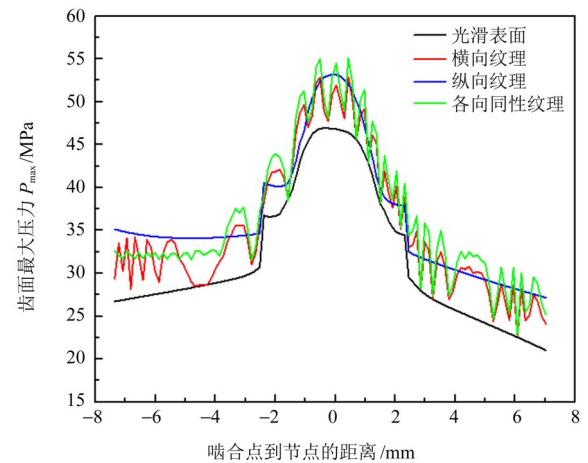
(c) 各向同性纹理

图9 不同纹理表面

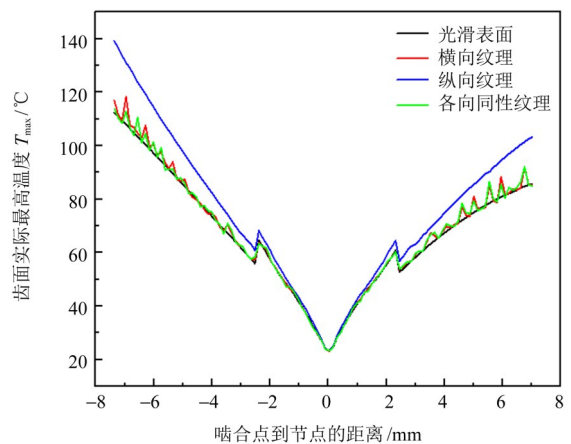
Fig. 9 Various textured surfaces

### 5.4 表面纹理对压力和温度的影响

为研究纹理表面对齿面最大压力和最高温升的影响，图10给出不同纹理表面下齿面最大压力与齿面实际最高温度沿啮合线的变化曲线。各向同性纹理、



(a) 齿面最大压力



(b) 齿面实际最高温度

图10 不同纹理表面下的齿面最大压力和齿面实际最高温度分布

Fig. 10 Maximum pressure and actual maximum temperature distribution on the tooth surface under different texture surfaces

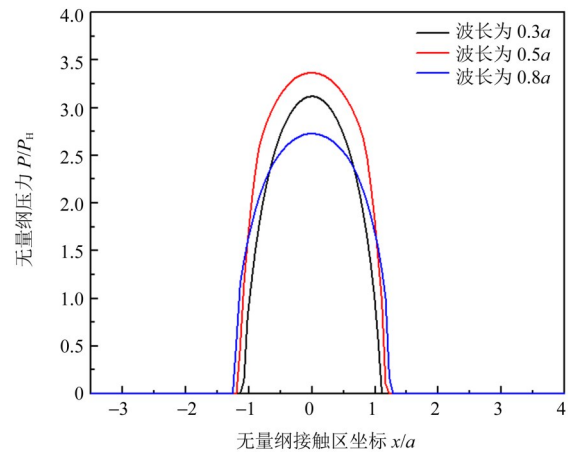
横向纹理、纵向纹理、光滑表面的幅值和波长均保持一致, 以确保试验条件的可控性和可比性。其中, 表面纹理的幅值为  $0.8 \mu\text{m}$ , 波长为  $0.5a$ 。在图 10(a) 中, 各向同性纹理下, 齿面最大压力的峰值达到了  $55.07 \text{ MPa}$ , 谷值为  $22.82 \text{ MPa}$ , 导致振荡幅度高达  $32.25 \text{ MPa}$ 。横向纹理下, 最大压力的峰值略低, 大致为  $52.76 \text{ MPa}$ , 而谷值则相对较高, 为  $24.10 \text{ MPa}$ , 因此, 振荡幅度为  $28.66 \text{ MPa}$ 。结果表明, 表面纹理的存在及其方向性显著影响了齿面接触压力的分布, 尤其是在各向同性和横向纹理条件下, 齿面最大压力产生了较为明显的振荡。在图 10(b) 中, 纵向纹理表面类型下的齿面实际最高温度达到了  $139.20 \text{ }^\circ\text{C}$ , 明显高于其他情况。横向纹理、各向同性纹理和光滑表面类型下的最高温度分别为  $118.36$ 、 $113.78$ 、 $112.27 \text{ }^\circ\text{C}$ 。结果表明, 不同纹理表面对温度场的影响差异尤为突出。纵向纹理方向与齿轮表面滑动方向垂直, 在齿面啮合过程中加剧了摩擦热的产生和局部温度的升高, 致使纵向纹理齿面的实际最高温度显著高于其他 3 种表面。

5.5 幅值和波长对压力和温度的影响

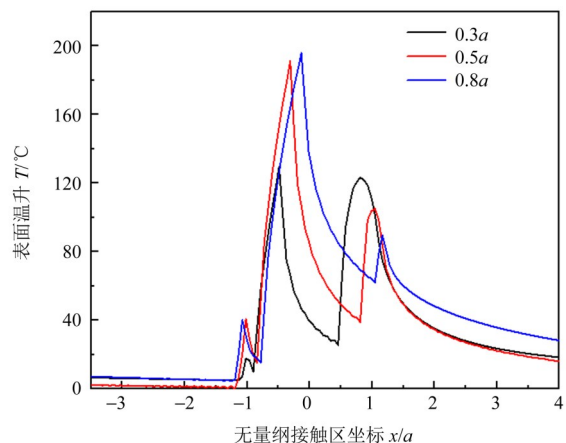
纵向纹理对齿面啮合温度场影响显著。以纵向纹理为例, 进一步研究表面纹理波长和幅值变化对聚合物齿轮压力分布和表面温升的影响。

图 11、图 12 所示分别为不同波长、幅值条件下的齿面无量纲压力和温度分布曲线。图 11 为固定幅值  $0.8 \mu\text{m}$ , 波长分别为  $0.3a$ 、 $0.5a$ 、 $0.8a$  时的无量纲压力和温度分布曲线图。在图 11(a) 中, 波长为  $0.5a$  时, 啮合表面最大压力达到了  $3.37P_H$ ; 波长为  $0.8a$  时, 表面最大压力值仅为  $2.73P_H$ 。在图 11(b) 中, 波长为  $0.8a$  时, 表面温升最高, 达到  $195.94 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 波长为  $0.3a$  时, 表面温升最低, 仅为  $129.71 \text{ }^\circ\text{C}$ 。结果表明, 在相同的幅值条件下, 随着波长的增加, 齿面的无量纲压力有所降低, 而表面温升则呈现上升趋势。图 12 为固定波长为  $0.5a$ , 幅值分别为  $0.8$ 、 $1.6$ 、 $3.2 \mu\text{m}$  时的无量纲压力和温度分布曲线图。在图 12(a) 中, 幅值为  $3.2 \mu\text{m}$  时, 啮合表面最大压力为  $4.82P_H$ ; 幅值为  $0.8 \mu\text{m}$  时, 表面最大压力值仅为  $3.37P_H$ 。在图 12(b) 中, 幅值为  $3.2 \mu\text{m}$  时, 表面温升最高, 达到  $210.42 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 幅值为  $0.8 \mu\text{m}$  时, 表面温升最低, 约为  $191.19 \text{ }^\circ\text{C}$ 。结果显示, 在相同的波长条件下, 随着幅值的增加, 齿面的无量纲压力显著增大, 同时, 表面温升也相应提高。由图 11、图 12 可以看出, 随着波长的增加, 压力降

低、温升减小; 随着幅值的增加, 压力上升、温升增大。这说明, 在一定范围内, 波长和幅值的变化对聚合物齿轮的啮合性能有明显的影。在齿轮加工过程中, 提高并确保聚合物齿轮的表面质量是至关重要的。



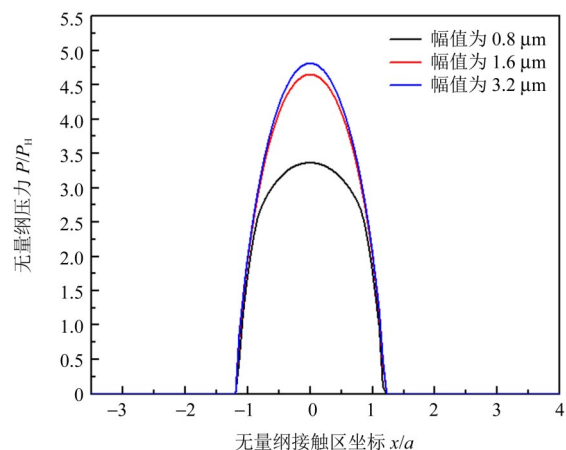
(a) 不同波长纹理下啮入点压力分布



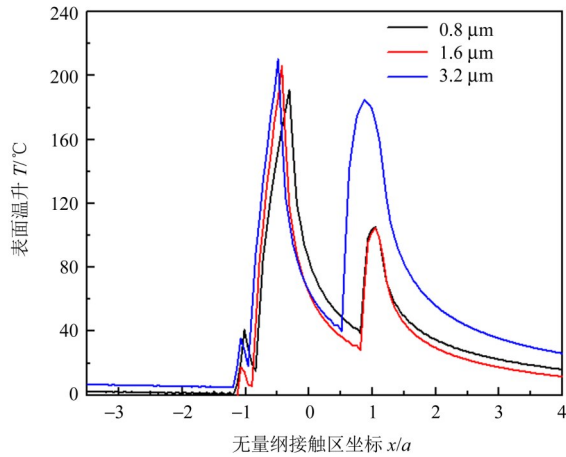
(b) 不同波长纹理下啮入点表面温升分布

图 11 不同波长纹理对啮入点压力和表面温升的影响

Fig. 11 Influence of different wavelength textures on the pressure at the meshing point and the surface temperature rise



(a) 不同幅值纹理下啮入点压力分布



(b) 不同幅值纹理下啮入点表面温升分布

图 12 不同幅值纹理对啮入点压力和表面温升的影响

Fig. 12 Influence of different amplitude textures on the pressure at the meshing point and the surface temperature rise

## 6 结论

1) 基于齿轮动力学啮合接触理论, 得出沿啮合线的等效曲率半径、线速度、滚动速度、滑滚比、赫兹接触应力以及赫兹接触半径的分布情况。

2) 通过分析不同工况下主动轮转速及转矩对聚合物齿轮齿面最大压力和齿面实际最高温度的影响得知, 齿面最大压力沿啮合线分布曲线受主动轮转速影响较小; 但在啮入点及啮出点, 随着转矩的不断增大, 最大压力显著增大; 齿面实际最高温度随着主动轮转速和转矩的增大不断升高, 尤其是在啮入区和啮出区较为明显, 在节点附近变化不明显。

3) 各向同性纹理下的最大压力波动最大, 光滑表面的最大压力波动最小, 各向同性纹理形貌对齿面最高温升的影响最大。增大波长和减小幅值会降低接触区压力、减小温升, 选择合适的波长和幅值有利于提升聚合物齿轮的啮合性能。

### 参 考 文 献

- [1] MAO K, LI W, HOOKE C J, et al. Friction and wear behaviour of acetal and nylon gears[J]. *Wear*, 2009, 267(1/2/3/4): 639-645.
- [2] 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.
- [3] MAO K. A new approach for polymer composite gear design[J]. *Wear*, 2007, 262(3/4): 432-441.
- [4] MAO K, LI W, HOOKE C J, et al. Polymer gear surface thermal wear and its performance prediction[J]. *Tribology International*, 2010, 43(1/2): 433-439.
- [5] LETZELTER E, GUINGAND M, DE VAUJANY J P, et al. A new experimental approach for measuring thermal behaviour in the case of nylon 6/6 cylindrical gears[J]. *Polymer Testing*, 2010, 29(8): 1041-1051.
- [6] LINDHOLM P, QIN J. Evaluation of mechanical and thermal stresses in polymer gear teeth through simulation approach[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, 302: 468-473.
- [7] KALIN M, KUPEC A. The dominant effect of temperature on the fatigue behaviour of polymer gears[J]. *Wear*, 2017, 376: 1339-1346.
- [8] MOHSENZADEH R, SHELESH-NEZHAD K, CHAKHERLOU T N. Experimental and finite element analysis on the performance of polyacetal/carbon black nanocomposite gears[J]. *Tribology International*, 2021, 160: 107055.
- [9] 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.
- [10] 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.
- [11] 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.
- [12] MD GHAZALI W, DAING IDRIS D M N, SOFIAN A H, et al. A review on failure characteristics of polymer gear[J]. *MATEC Web of Conferences*, 2017, 90: 01029.
- [13] 郝一舒, 刘宗岳, 施亚军, 等. 塑料斜齿轮黏弹性数值模拟研究[J]. *机械传动*, 2014, 38(3): 1-6.
- [14] HAO Yishu, LIU Zongyue, SHI Yajun, et al. Study on numerical simulation of viscoelasticity of plastic helical gear[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2014, 38(3): 1-6.
- [15] 王振, 王砚军, 王静静, 等. 高分子齿轮瞬态接触应力及温度场的分析模拟[J]. *机械传动*, 2018, 42(2): 120-125.
- [16] WANG Zhen, WANG Yanjun, WANG Jingjing, et al. Analysis and simulation of transient contact stress and temperature field of polymer gear[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2018, 42(2): 120-125.
- [17] 杨挺青. 粘弹性力学[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1990: 60-63.
- [18] YANG Tingqing. Theory of viscoelasticity [M]. Wuhan: Huazhong University of Technology Press, 1990: 60-63.
- [19] WANG W Z, HU L, ZHANG S G, et al. Modeling angular contact ball bearing without raceway control hypothesis[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2014, 82: 154-172.
- [20] 王晓鹏, 彭文昱, 田红亮, 等. 基于热弹流的滤波减速器转臂轴承润滑性能分析[J]. *工程科学与技术*, 2018, 50(2): 197-203.
- [21] WANG Xiaopeng, PENG Wenyu, TIAN Hongliang, et al. Analysis on filtering reducer turning arm bearing based on thermal mixed lubrication [J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2018, 50(2): 197-203.

- [17] CHRISTENSEN R. Theory of viscoelasticity: an introduction [M]. New York:Elsevier, 2012.
- [18] LAKES R. Viscoelastic materials [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2009: 1-20.
- [19] WILLIAMS M L, LANDEL R F, FERRY J D. The temperature dependence of relaxation mechanisms in amorphous polymers and other glass-forming liquids[J]. Journal of the American Chemical Society, 1955, 77(14): 3701-3707.
- [20] RAMESH KUMAR M V, NARASIMHAN R. Analysis of spherical indentation of linear viscoelastic materials[J]. Current Science, 2004, 87(8): 1088-1095.
- [21] CARBONE G, PUTIGNANO C. A novel methodology to predict sliding and rolling friction of viscoelastic materials: theory and experiments [J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2013, 61(8): 1822-1834.
- [22] KOUMI K E, CHAISE T, NELIAS D. Rolling contact of a rigid sphere/sliding of a spherical indenter upon a viscoelastic half-space containing an ellipsoidal inhomogeneity [J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2015, 80: 1-25.
- [23] LIU S B, WANG Q, HARRIS S J. Surface normal thermoelastic displacement in moving rough contacts[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(4): 862-868.
- [24] ZHANG X, WANG Q J, HE T, et al. Fully coupled thermo-viscoelastic (TVE) contact modeling of layered materials considering frictional and viscoelastic heating [J]. Tribology International, 2022, 170: 107506.
- [25] LIU S B, HUA D, CHEN W W, et al. Tribological modeling: application of fast Fourier transform [J]. Tribology International, 2007, 40(8): 1284-1293.
- [26] WANG Q J, ZHU D, CHENG H S, et al. Mixed lubrication analyses by a macro-micro approach and a full-scale mixed EHL model [J]. Journal of Tribology, 2004, 126(1): 81-91.
- [27] MENG F M, ZHENG Y, LIU Y, et al. Multi-ellipsoid contact elastohydrodynamic lubrication performance for deep groove ball bearing[J]. Tribology International, 2020, 150: 106367.
- [28] SHI X J, SUN W, LU X Q, et al. Three-dimensional mixed lubrication analysis of spur gears with machined roughness[J]. Tribology International, 2019, 140: 105864.
- [29] HE T, WANG Q J, ZHANG X, et al. Modeling thermal-visco-elastohydrodynamic lubrication (TVEHL) interfaces of polymer-based materials[J]. Tribology International, 2021, 154: 106691.
- [30] YU G D, LIU H J, MAO K, et al. Examination on the wear process of polyformaldehyde gears under dry and lubricated conditions [J]. Friction, 2021, 9(3): 538-550.

## Study on the meshing surface temperature field of polymer gears under different operating conditions

LI Qianmeng<sup>1</sup> XU Hualong<sup>2</sup> LI Donglong<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225000, China)

(2. China Automotive Engineering Research Institute Co., Ltd., Chongqing 400000, China)

**Abstract:** [Objective] Polymer gears are widely used due to their lightweight, corrosion resistance, and noise reduction properties. However, their thermal behavior during meshing under complex operating conditions remains insufficiently understood. This study aims to investigate the specific effects of operating conditions and surface roughness on the maximum pressure and temperature rise of the gear tooth surface by coupling thermo-viscoelastic theory with a gear dynamic contact model to provide a basis for design and performance evaluation. [Methods] A thermo-viscoelastic contact model for polymer gears was established. By adjusting operating conditions and incorporating surface roughness factors, simulations were conducted to evaluate the influence of gear rotational speed, load, and surface topography parameters (specifically wavelength and amplitude) on the maximum tooth surface pressure and temperature rise. [Results] The results indicate that gear speed and load significantly affect the maximum temperature rise of the tooth surface. Surface topography exhibits distinct regulatory effects on the meshing pressure and temperature: wavelength shows a negative correlation with pressure, while amplitude shows a positive correlation. The developed model effectively simulates the distribution of pressure and surface temperature under various surface conditions, which is of great significance for optimizing the design and service performance of polymer gears.

**Key words:** Polymer gear; Thermo-viscoelastic coupling effect; Gear dynamic performance; Surface roughness

(编辑: 李立)