

渗碳淬火圆柱直齿轮多轴应力接触疲劳风险预测模型研究

李路可¹ 邢勇香¹ 颜世钊² 王晓鹏³

(1. 郑州工商学院 工学院, 郑州 451400)

[2. 郑机所(郑州)传动科技有限公司, 郑州 450001]

(3. 郑州航空工业管理学院 机械工程学院, 郑州 450015)

摘要:【目的】齿轮接触疲劳失效形成机制是工业界亟待解决的重要瓶颈问题, 深度表征渗碳淬火圆柱直齿轮改性层强度梯度承载能力特性与啮合接触应力应变力学响应的关联机制, 是有效预测齿轮接触疲劳失效的关键方法。【方法】基于渗碳淬火圆柱直齿轮改性层梯度承载效应, 建立齿轮梯度承载接触疲劳风险预测耦合数学模型; 利用矩形微元显式解析解和离散数值高效计算方法, 进行弹性半平面接触应力分量数学方程奇异积分接触问题求解, 开展特征参数对疲劳风险失效研究。【结果】研究表明, 特征参数摩擦切向载荷增量引起的应力风险域由近表面向表面迁移, 表明良好润滑下裂纹易在近表面形成并扩展为点蚀失效, 而润滑不良易引起表面应力增大, 形成表面裂纹并优先形成微点蚀; 表面硬度增量可强化材料承载参数, 提升齿轮接触承载能力; 残余压应力梯度增量提升了沿深度的抗剪切能力, 可减缓近表层由剪切应力作用引起的撕裂型裂纹萌生; 法向载荷增量易加速齿轮接触疲劳失效。预测模型与实际齿轮运转等级加载试验所表现的点蚀和微点蚀裂纹萌生机制、失效寿命特征完全吻合。

关键词: 齿轮传动; 接触疲劳; 渗碳淬火; 多轴应力; 承载能力

中图分类号: TH132.41 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2025.09.002

0 引言

传动驱动装置的齿轮单元接触疲劳典型失效形式有微点蚀、点蚀、剥落等(图1)。ISO 6336、GB/T 3480等^{[1-3][4][5-7]}国内外齿轮承载能力计算标准中均给出齿面接触应力和材料强度承载能力适应协调的正向设计方法和评判准则。随着传动驱动装置功率密度的日益增强, 研究齿轮强化工艺后特征参量(硬度、残余应力等)对齿轮接触疲劳承载能力的物理-数据影响机制, 修正齿轮接触疲劳风险预测模型, 阐明齿轮接触疲劳失效形成机制, 已成为工业界亟待解决的重要瓶颈问题。

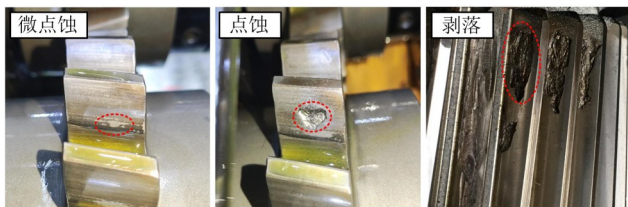


图1 齿轮接触疲劳典型失效形式

Fig. 1 Typical failure modes of the gear contact fatigue

齿轮接触疲劳承载与长寿命服役是国内外学者研究的热点话题, 适配有效的分析方法是阐明其疲劳失效机制和风险预测的关键途径。依托于试验累积和数学几何方法运算, ISO 6336、GB/T 3480等标准和赫兹接触分析方法^[5]是目前评估齿轮表面承载能力的主要方法。PEDRERO等^[6]基于最小弹性势能原理^[7]与赫兹接触理论, 建立了渐开线齿轮沿啮合线方向的非均匀载荷分布模型; 并运用多种载荷分布系数, 提出齿面抗点蚀能力的预估方法。朱有利等^[8]研究发现, 啮入点到单齿啮合最低点的接触力和摩擦力引起的最大剪切应力的分布等造成了该处密集的点蚀破坏现象, 靠近节线的齿根处近表面剪切应力分布特征导致该位置出现明显的片状大块剥落现象。袁洁等^[9]论述了齿轮疲劳裂纹萌生与扩展行为的现状, 归纳了影响齿轮疲劳裂纹萌生的3种类型以及裂纹萌生与扩展的原因和方法、现有齿轮疲劳裂纹模拟方法与齿轮疲劳中的微结构力学行为, 以加深对齿轮疲劳特征和机制的理解; 分析了齿轮疲劳试验下的剩余使用寿命, 并对如何避免齿轮裂纹的萌生提出一些建议。李江^[10]建立了齿轮渗碳淬火(渗碳-温度-相变-应力应变场)多物理

收稿日期: 2024-11-29

基金项目: 河南省高等学校重点科研项目(24B460022); 河南省科技攻关项目(242102220021); 河南省高校重点研究项目(23A460004)

作者简介: 李路可, 女, 1987年生, 河南平顶山人, 硕士研究生, 讲师; 主要研究方向为机械设计、制造、液压传动等; 657105848@qq.com。

引用格式: 李路可, 邢勇香, 颜世钊, 等. 渗碳淬火圆柱直齿轮多轴应力接触疲劳风险预测模型研究[J]. 机械传动, 2025, 49(9): 9-18.

LI Luke, XING Yongxiang, YAN Shidang, et al. Study on the contact fatigue prediction model of carburized and quenched spur gears with multiaxial stress properties[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2025, 49(9): 9-18.

场耦合的有限元计算模型,实现了齿轮钢渗碳淬火后显微硬度的预测、应力分布与演变过程的监测;在硬度预测方面,基于MAYNIER提出的混合相硬度计算规则,总结了不同淬火温度下碳含量与残余奥氏体硬度的关系式,并提出渗碳淬火后的硬度计算式。李纪强^[11]研究了18CrNiMo7-6齿轮钢不同碳含量下单相马氏体的硬度变化规律,以及低温回火前后高碳马氏体的硬度场,构建了关联微观组织场的硬度场预测模型,形成了硬度场历时演变的多维度分析方法。陈玲等^[12]对基于微观结构建模和微结构力学本构模型的齿轮疲劳数值模拟方法进行归纳,描述了齿轮接触疲劳中的微结构力学行为,以提升对齿轮疲劳关键特征和机制的理解;同时也分析了影响齿轮接触疲劳失效的主导因素、诱发的微观结构与力学性能变化特征以及潜在机制。李学飞等^[13]根据18CrNiMo7-6齿轮材料的齿面接触疲劳试验数据,基于三参数威布尔分布和名义应力法对可靠度-应力-寿命曲线进行拟合,在齿面接触应力的计算中引入时变摩擦因数,分析了时变摩擦因数对齿面接触疲劳寿命的影响,并通过齿面接触疲劳试验进行了验证。张瑞亮等^[14]构建多重分形谱宽度指标来表征齿轮接触疲劳退化,应用灰色模型GM(1,1)建立了齿轮接触疲劳寿命预测模型,结合试验数据对寿命预测结果进行了验证。

Dang Van 多轴疲劳准则^[15]认为,疲劳裂纹的萌生是由材料内部的临界体积内特征滑移带上晶粒所受的塑形应变引起的;并基于疲劳参数的定义,提出一种计算反复啮合过程中损伤数值的方法,并通过对滚动接触的三维模拟和钢轨高周疲劳的研究说明了该方法的适用性。WANG等^[16]基于Dang Van多轴疲劳准则和弹塑性接触有限元模型计算了应力场,测量了残余应力分布和硬度分布,并与已有的经验公式进行了比较;在计算齿轮接触疲劳失效风险时考虑了局部材料强度的梯度,研究了硬度梯度承载与初始残余应力峰值及其对应深度位置的影响。BRANDÃO等^[17]应用Dang Van多轴疲劳准则进行了高周滚动接触疲劳无限寿命设计评估,着重考虑了时变应力历程与滑滚接触疲劳中产生的大幅值的静水应力的作用,认为静水应力分布对疲劳的影响不可忽略。

深度表征渗碳淬火圆柱直齿轮(以下简称齿轮)改性层强度物理特性与啮合接触应力应变力学响应的关联机制,是预测齿轮接触疲劳失效的关键方法。本文通过渗碳淬火后的齿轮改性层梯度承载转换数模,联合齿轮正向设计负载啮合接触理论,构建了与梯度承载耦合的接触疲劳风险预测模型,研究了特征参数对疲劳风险的贡献度,为渗碳淬火齿轮高性能承载提升和疲劳风险预测提供设计基础。

1 齿轮啮合接触模型

1.1 齿轮啮合等效模型

图2所示为一对重合度 ε 范围为(1, 2)的直齿轮副轮齿啮合过程,沿啮合作用线,齿面发生单双交替啮合作用。在任一啮合点位置处,均可通过Bobillier法则作图法^[18]和渐开线齿轮齿廓基本参数,推导出其曲率半径与啮合角的关系;并可根据两圆柱体赫兹弹性接触理论,推导出啮合接触半宽和名义接触面积与啮合角的关系,即

$$\begin{cases} F = 9549 \frac{P_0}{nR_{pm} \cos \alpha_{pm}} \\ b = \sqrt{\frac{4F}{\pi B} \frac{\rho_{pm} \rho_{qm}}{\rho_{pm} + \rho_{qm}} \left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_q^2}{E_q} \right)} \\ \rho_{pm} = mz_p \cos \alpha \tan \alpha_{pm} / 2 \\ \rho_{qm} = mz_q \cos \alpha \tan \alpha_{qm} / 2 \end{cases} \quad (1)$$

式中, F 为载荷; P_0 为功率; n 为转速; R_{pm} 为主动轮接触点的半径; α_{pm} 和 α_{qm} 分别为主、从动轮接触点的啮合角; b 为接触半宽; B 为齿宽; ρ_{pm} 和 ρ_{qm} 分别为主、从动轮接触点的曲率半径; ν_p 、 E_p 分别为主动轮材料的泊松比和弹性模量; ν_q 、 E_q 分别为从动轮材料的泊松比和弹性模量; m 为模数; α 为压力角; z_p 和 z_q 分别为主、从动轮的齿数。当材料一致时, $\nu_p = \nu_q$, $E_p = E_q$ 。

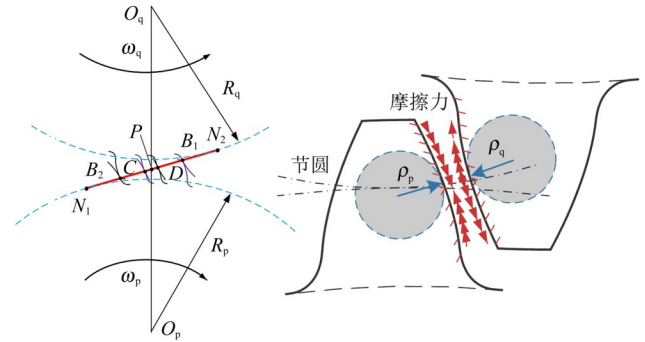


图2 齿轮啮合等效几何图

Fig. 2 Equivalent geometry diagram of the gear meshing

1.2 弹性半平面接触模型

在弹性半平面接触问题中,表面接触区域内的任意载荷可转换为法向载荷和切向载荷(图3)。利用微元法在表面取微元宽度,则体内任意点 (x, z) 处的应力分量可表示为

$$\begin{cases} \sigma_x = -\frac{2z}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{p(t)(x-t)^2}{[(x-t)^2 + z^2]^2} dt - \frac{2}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{q(t)(x-t)^3}{[(x-t)^2 + z^2]^2} dt \\ \sigma_z = -\frac{2z^3}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{p(t)}{[(x-t)^2 + z^2]^2} dt - \frac{2z^2}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{q(t)(x-t)}{[(x-t)^2 + z^2]^2} dt \\ \tau_{xz} = -\frac{2z^2}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{p(t)(x-t)}{[(x-t)^2 + z^2]^2} dt - \frac{2z}{\pi} \int_{x_1}^{x_2} \frac{q(t)(x-t)^2}{[(x-t)^2 + z^2]^2} dt \end{cases} \quad (2)$$

式中, σ_x 、 σ_z 分别为 x 、 z 方向的应力; τ_{xz} 为剪切应

力; $p(t)$ 、 $q(t)$ 分别为法向、切向分布载荷。

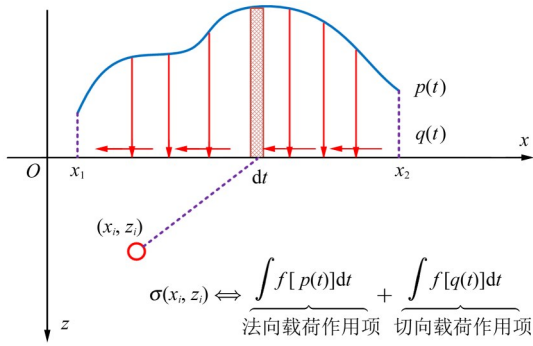


图3 接触界面受载图

Fig. 3 Load diagram of the contact interface

该应力分量数学方程存在奇异积分项, 当法向和切向载荷组合复杂时, 其求解较为困难。因此, 通常采用数值方法进行离散求解。

根据数学离散思维, 可通过微元宽度均载量模拟载荷曲线。当微单元划分得足够精细时, 可以较为完整地实现载荷曲线的完美贴近, 从而较好地贴近真实解。图4所示为界面载荷数值离散分析。以矩形等效为例[图4(a)], 用矩形载荷 p_j 代表每单元载荷总量, 将矩形法向 p 和切向 q 均载受力作用代入式(2)并积分, 可得出应力分量解析解, 即

$$\begin{cases} \sigma_{xp} = -\frac{p}{\pi} \left[\arctan \frac{s-x}{z} + \arctan \frac{s+x}{z} - \frac{z(s+x)}{r_1^2} + \frac{z(x-s)}{r_2^2} \right] \\ \sigma_{zp} = -\frac{p}{\pi} \left[\arctan \frac{s-x}{z} + \arctan \frac{s+x}{z} + \frac{z(s+x)}{r_1^2} - \frac{z(x-s)}{r_2^2} \right] \\ \tau_{xzp} = -\frac{z^2 p}{\pi} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) \end{cases} \quad (3)$$

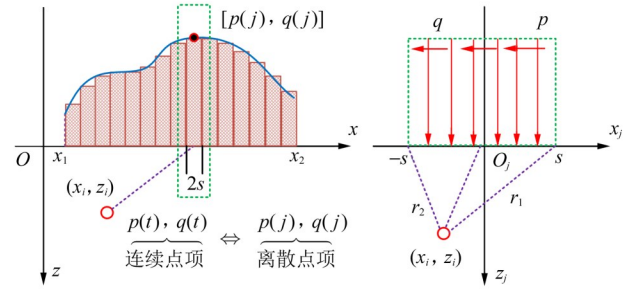
$$\begin{cases} \sigma_{xq} = -\frac{q}{\pi} \left(\frac{z^2}{r_2^2} - \frac{z^2}{r_1^2} + 2 \ln \frac{r_2}{r_1} \right) \\ \sigma_{zq} = -\frac{z^2 q}{\pi} \left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) \\ \tau_{xzq} = -\frac{q}{\pi} \left[\arctan \frac{s-x}{z} + \arctan \frac{s+x}{z} - \frac{z(s+x)}{r_1^2} + \frac{z(x-s)}{r_2^2} \right] \end{cases} \quad (4)$$

式中, s 为微元边界点值; $r_1^2 = (s-x)^2 + z^2$; $r_2^2 = (s+x)^2 + z^2$ 。

1.3 离散微元数值方法

将均载微元分析结果转换到整体载荷离散坐标系中, 可得出内场点在离散载荷下的应力分量, 由式(5)可求出法向载荷 p_j 作用下的 x 方向应力解。根据式中的形式特征, 可以分离出与应力无关的影响

形函数。若定义其形函数为 $T_{p,j-i}$, 可表示为式(6)。根据这一特征将法向载荷和切向载荷同步叠加, 在 n 个矩形载荷单元的叠加作用下, 载荷半平面任意位置点处 x 方向的应力可表示为式(7)。同理, 其他方向应力均可表示为相同的形式特征。



(a) 载荷曲线离散 (b) 均载微元局部坐标分析

图4 界面载荷数值离散分析

Fig. 4 Numerical discrete analysis of the interface load

$$\left\{ \sigma_{xp} \right\}_{ij} = -\frac{P_j}{\pi} \left[\arctan \frac{s-x_{ij}}{z_j} + \arctan \frac{s+x_{ij}}{z_j} - \frac{z_j(s+x_{ij})}{r_1^2} + \frac{z_j(x_{ij}-s)}{r_2^2} \right] \quad (5)$$

$$T_{p,j-i} = -\frac{1}{\pi} \left[\arctan \frac{s-x_{ij}}{z_j} + \arctan \frac{s+x_{ij}}{z_j} - \frac{z_j(s+x_{ij})}{r_1^2} + \frac{z_j(x_{ij}-s)}{r_2^2} \right] \quad (6)$$

$$\sigma_{xi} = \sum_{j=1}^n (T_{p,j-i} P_j + T_{q,j-i} Q_j) \quad (7)$$

2 性能梯度与疲劳参数

2.1 硬度梯度

齿轮经渗碳淬火后易在齿面形成一层硬化层, 可提升表层的强度承载能力。由于材料高温强势渗碳浓度扩散得非匀质化, 其碳浓度沿表面至芯部呈现梯度分布, 从而形成具有衰减趋势的硬度分布状态。选用表1所示的渗碳淬火试验齿轮副参数, 对轮齿横截面切齿后, 利用硬度测量仪测量其硬度分布(图5), 并将测量值与Thomas经验硬度公式计算曲线进行对比。硬度曲线趋势及误差显示, 测试值与预测值具有很好的拟合性, 形成了以表面硬度、芯部硬度和有效硬化层深(D_{CHD} , 图5中表面到维氏硬度为550 HV的距离)三参数表征的硬度分布[式(8)]。由于本文重在以全数学模式进行齿轮接触承载能力预测, 所以, 下文接触疲劳预测模型中基于Thomas公式进行硬度计算, 以模拟渗碳淬火下的硬度梯度分布计算。

$$H_V(z) = \begin{cases} a_a z^2 + b_a z + c_a, & 0 \leq z < D_{CHD} \\ a_b z^2 + b_b z + c_b, & D_{CHD} \leq z < z_{core} \\ H_{V_{core}}, & z_{core} < z \end{cases} \quad (8)$$

式中, z_{core} 为芯部的深度; $H_{V_{core}}$ 为芯部硬度。

表1 齿轮副计算参数

Tab. 1 Calculation parameters of the gear pair

参数名	数值	参数名	数值
模数/mm	6.5	齿顶高系数	1.0
主、从动轮齿数	24、25	顶隙系数	0.25
中心距/mm	160	主、从动轮变位系数	0.073 5、0.043 9
有效齿宽/mm	30	主、从动轮齿顶圆直径/mm	169.3、175.4
压力角/(°)	20	弹性模量/GPa	210
螺旋角/(°)	—	泊松比	0.3

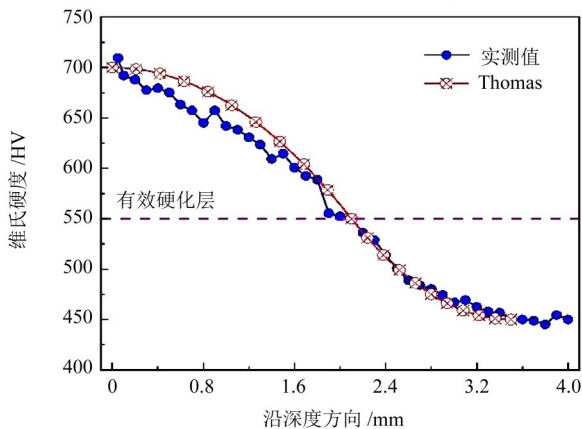
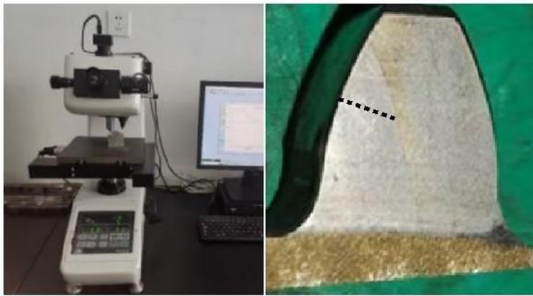


图5 硬度梯度测试

Fig. 5 Hardness gradient test

2.2 残余应力梯度

齿轮经渗碳淬火后易在近表面形成残余应力场, 可提升表层承载能力。对位于齿宽中间的齿面节圆位置进行剥层残余应力测试(图6), 并将测量值与德国慕尼黑工业大学齿轮研究中心(FZG)提出的残余应力梯度统计预测模型^{[19]25}[式(9)], 式中相关参数计算取值如文献[19]²⁵中所示的结果进行对比。图6中, 测量范围(0, 1)mm内, 残余应力测量值与统计模型的平均误差约为4.5%; 且置信带椭圆均值与预测值趋近, 与文献[19]²⁵中测试的统计误差相近。这表明测量值与预测值拟合性较好。因此, 下文采用残余应力模型模拟渗碳淬火下的残余应力梯度分布计算。

$$\sigma_{RS}(z) = \sigma_D + \frac{\sigma_z - \sigma_D}{1 + e^{-k(z + \delta)}} \quad (9)$$

式中, σ_D 为最大残余压应力; σ_z 为最大残余拉应力。

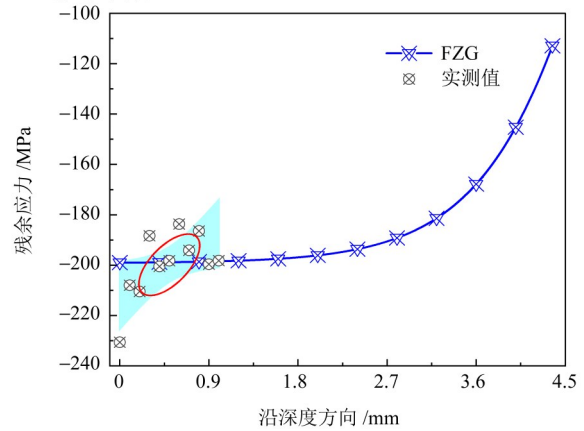
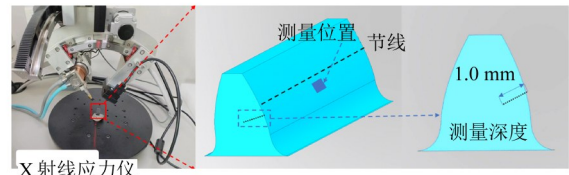


图6 残余应力梯度测试

Fig. 6 Residual stresses gradient test

2.3 强度换算参数

由于难以测量材料表面的抗拉强度等, 所以, 一般的材料抗拉强度数值实际上是综合抗拉强度。为了表征材料抗拉强度的梯度特性, 可基于硬度对抗拉强度梯度曲线进行换算与推导。基于ISO 6336-5附录中的硬度与抗拉强度转换表, 得出其线性拟合关系, 如图7所示。

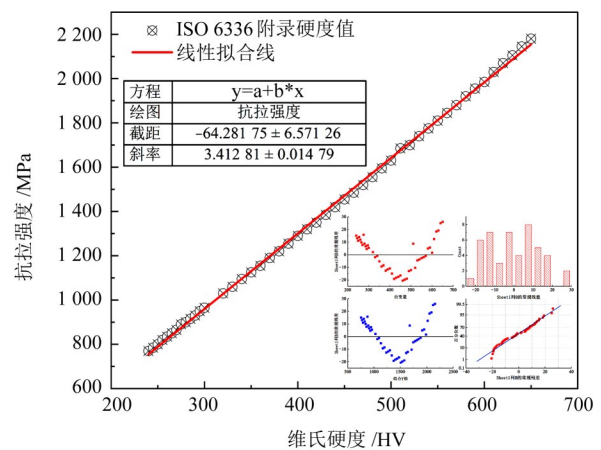


图7 维氏硬度与抗拉强度关系

Fig. 7 Relation of the Vickers hardness and the tensile strength

3 Dang Van 多轴准则承载风险预测

图8所示为多轴应力与界面准则。式(10)列举了微元点在平面应力状态下承受各方向应力时 α 角度下的正应力和剪切应力界面方向与坐标系方向的换算方法。

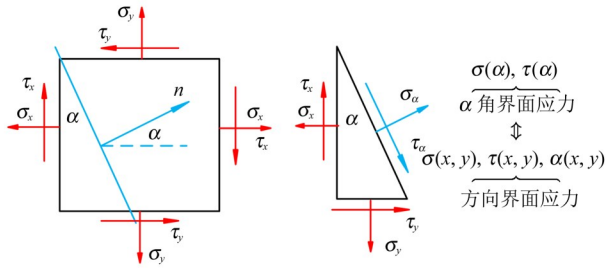


图8 多轴应力与界面准则

Fig. 8 Multiaxial stresses and critical plane criterion

$$\begin{cases} \sigma_\alpha = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos(2\alpha) - \tau_x \sin(2\alpha) \\ \tau_\alpha = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin(2\alpha) + \tau_x \cos(2\alpha) \end{cases} \quad (10)$$

式中, σ_α 为 α 角度下的临界面正应力; τ_α 为 α 角度下的临界面剪切应力。

基于 Dang Van 多轴应力疲劳准则的临界平面法, 可确定微元点极限临界面应力的材料抗剪利用率^{[20][23-25]} (R_{FP}), 即式(11), 为平面上最大剪切应力幅值与水平静水压力的线性表示。

$$R_{FP}(\alpha, t) = \frac{\Delta\tau_{\max}(\alpha, t) + \kappa_D \sigma_H(t)}{\lambda} \quad (11)$$

当 $\Delta\tau_{\max}(\alpha, t)$ 达到最大时, 基于 Dang Van 多轴疲劳准则, 材料点的临界面将被确定。其中, 材料参数 κ_D 和 λ 可以根据完全反向弯曲极限 σ_{-1} 及完全反向扭转极限 τ_{-1} 确定, 而 σ_{-1} 和 τ_{-1} 除了可通过试验测得外, 还可以通过硬度进行等效换算^{[20]19}。

同时, 由于渗碳淬火齿轮残余内应力的存在, 将残余应力梯度 $\sigma_{RS}(z)$ 作为显性应力引入到 Dang Van 多轴应力中, 沿梯度分布修正后的微元点材料抗剪切利用率可表示为

$$R'_{FP}(\alpha, z, t) = \frac{\Delta\tau_{\max}(\alpha, z, t) + \kappa_D [\sigma_H(z, t) + \sigma_{RS}(z)]}{\lambda} \quad (12)$$

下文将采用修正后的方法进行接触承载风险预测。

4 结果与讨论

4.1 内场应力分量

根据式(1)所示的齿廓啮合点曲率半径(图9)计算方法, 选取表1中的齿轮副参数进行接触强度计算及分析讨论, 其加工工艺流程为锻件→正火→粗车→调质→精车→粗磨齿→渗碳淬火→精磨齿。

齿轮接触疲劳失效(微点蚀和点蚀等)主要发生在节圆附近, 且 GB/T 3480^{[4]6} 中也主要计算节圆处齿轮承载能力, 因此, 选取齿轮啮合节圆处进行计算分析讨论。齿轮理想啮合时的节圆处为纯滚动接触, 然而, 轴和轮齿的变形必定引起此处实际啮合时为非纯

滚动工况, 需考虑计入滚滑摩擦进行评估计算。本文取啮合受载接触应力为 1 500 MPa、摩擦因数为 0.05 (模拟有润滑介质下滚滑摩擦接触)进行分析讨论。

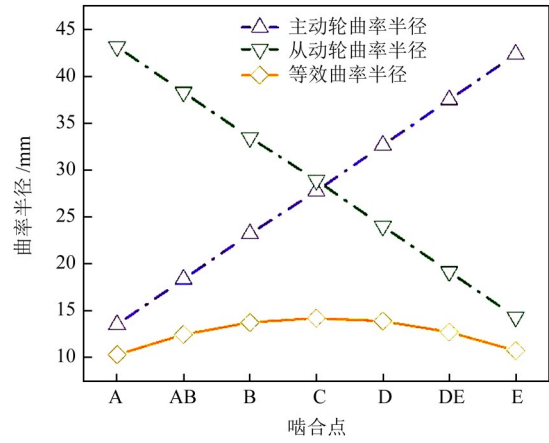
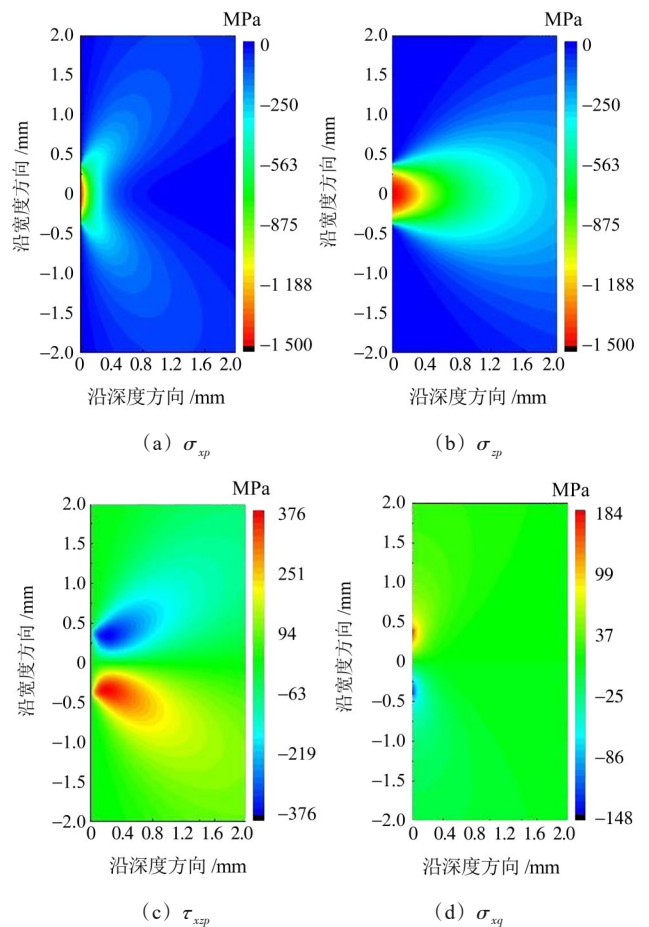


图9 曲率半径曲线

Fig. 9 Curves of the curvature radius

根据上文离散微元数值计算方法得出受载下内场应力分量(图10)。图10(a)~图10(c)为法向载荷作用的应力分量云图, 图10(d)~图10(f)为微小摩擦切向载荷作用的应力分量云图。从图10可以看出, 法向载荷作用的应力分量明显优于切向载荷分量, 表明良好的润滑有利于降低滚滑摩擦的切向牵引摩擦作用。



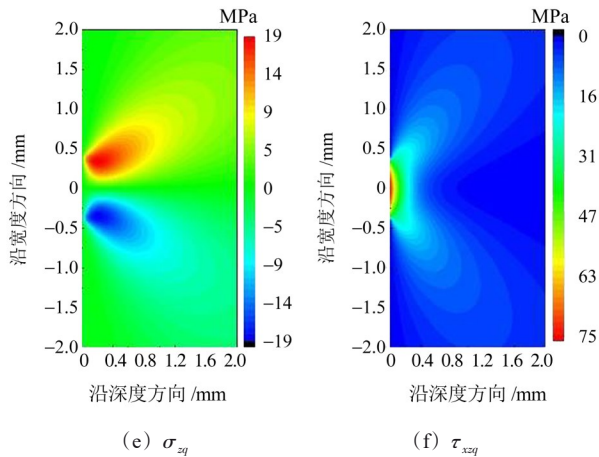


图10 法向和切向载荷作用下的应力分量

Fig. 10 Stress components under normal and tangential loads

根据应力状态表征方法，将方向应力转换为内场节点主应力和最大剪切应力状态(图11)。

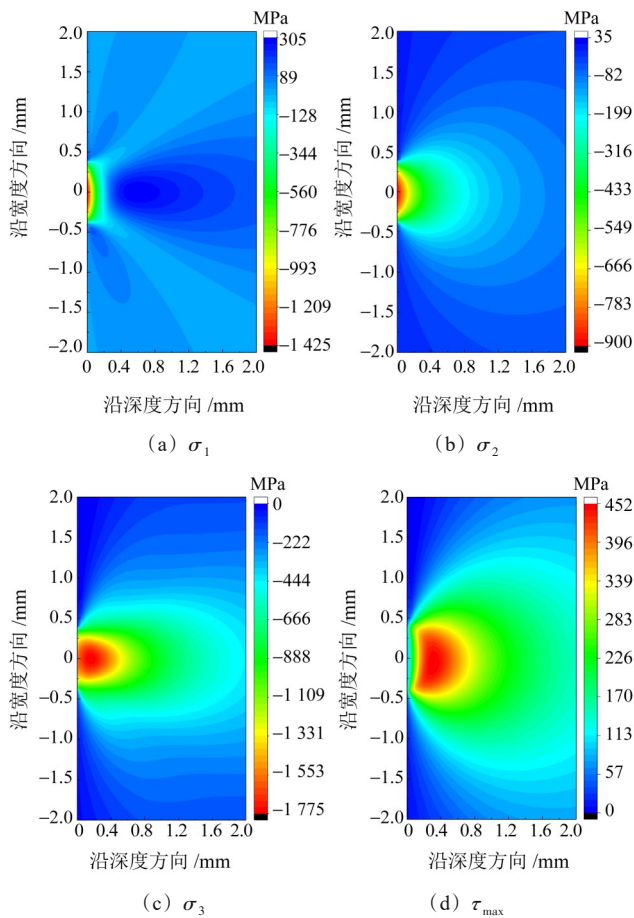


图11 主应力与剪切应力

Fig. 11 Principal and shear stresses

从图11可以看出，3个主应力在近表面均表现为明显的压应力作用；沿着深度往芯部迁移，其应力值逐渐减小。而图11(d)中的剪切应力状态表现为次表层出现剪切应力峰值，可见剪切应力并未因为表面压应力居主导地位而产生表面剪切应力峰值，而是主应力综合叠加机制出现，剪切应力沿深度方

向呈现先增大后减小的变化趋势。同时，图中仍展现出其应力峰值位于接触载荷分布中心($x=0$)位置，将 $x=0$ 位置处随深度变化的应力(图12)列出，曲线走向趋势显示，主压应力与剪切应力峰值均位于次表面中；若耦合应力超出应力屈服点，易引起初始裂纹萌生。

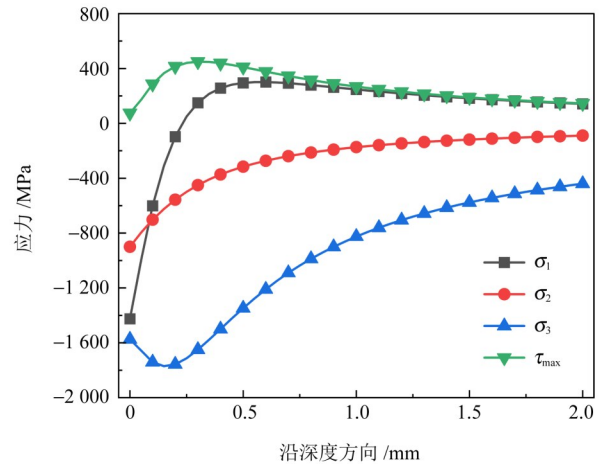


图12 主应力与剪切应力分量曲线($x=0$)

Fig. 12 Curves of the principal stress and shear stress components ($x=0$)

4.2 性能特征参量梯度

18CrNiMo7-6 齿轮钢经渗碳淬火后的平均表面硬度约为700 HV、芯部硬度为450 HV。取不同硬化层深工艺参数，采用式(8)计算并绘制硬度梯度曲线。图13(a)所示的硬度梯度曲线显示，有效硬化层越浅，其硬度变化曲线越陡峭。由于图7显示的硬度与抗拉强度为线性转换关系，其材料承载强度也呈现同样的变化趋势；且硬化层深越深，其近表面的承载能力越强，对齿轮热处理工艺参数和经济指标的要求越高。因此，在保证满足齿轮承载能力的前提下，合理设定硬度梯度分布有利于控制生产经济成本。

为进一步说明硬度梯度与疲劳参数的映射关系，选取有效硬化层深为2.1 mm，观察抗拉强度、扭转和弯曲极限强度的曲线变化，结果如图14所示。由图14可知，应力曲线走向趋势一致，但弯曲和扭转曲线的降低速率比抗拉强度和硬度小。这表明，18CrNiMo7-6基体材料自身具有一定的强度承载能力，而渗碳淬火有助于进一步提升硬化表层的承载能力。

4.3 Dang Van材料承载阈值

根据图8临界面和式(13)计算基于Dang Van多轴应力准则的内场疲劳风险系数。图15中显示，静水压力在表面与近表面表现为突出的压应力效应，而剪切应力幅值表现为明显梯度作用，且最大幅值

位于表面下方, 材料抗剪能力参数随着硬化层硬度梯度效应呈现逐渐减小梯度承载。

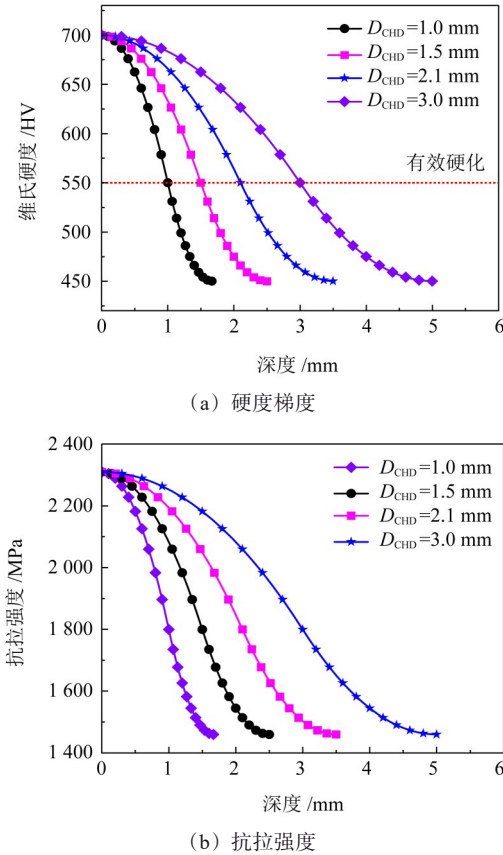


图13 硬度梯度与抗拉强度梯度

Fig. 13 Gradient of the hardness and the tensile strength

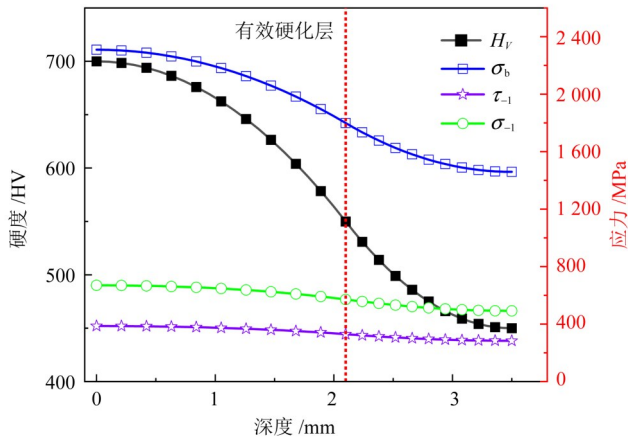


图14 硬度梯度与抗拉强度、扭转和弯曲极限应力关系

Fig. 14 Relation of the hardness gradient to the tensile strength, the torsion and bending limit stresses

将计算参数代入 Dang Van 多轴应力评定方法中, 根据材料承载利用率表征其风险系数。由图 15(d) 可知, 在深度和接触半宽范围内, 材料承载阈值 R_{FP} 呈现不均匀分布, 且最大利用率点并未发生在表面, 而是发生在偏移接触中心近半宽位置处 (-0.1, 0.4)mm。其原因为啮合界面滚滑状态使得风险点沿齿

宽发生迁移, 而沿深度方向则随着硬度衰减致使其承载能力减弱, 因此, 材料利用率风险区域往更深位置迁移(相比图 11 中最大剪切应力位置 0.3 mm)。

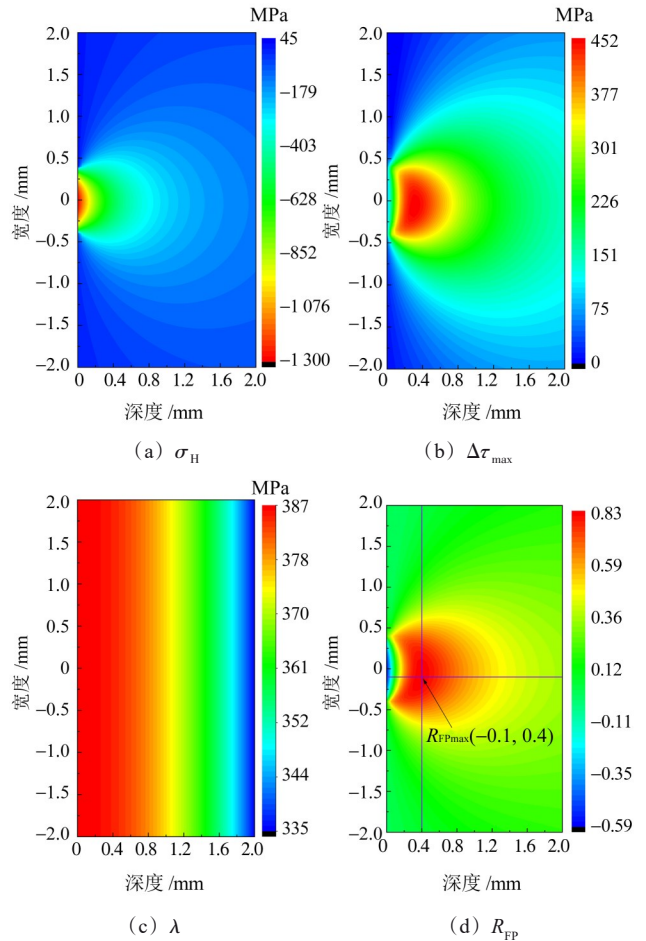


图15 Dang Van 准则下不含残余应力的材料承载阈值

Fig. 15 Material load thresholds without the residual stress under the Dang Van criterion

含残余应力的材料承载阈值如图 16 所示。横向对比图 15(d) 和图 16(a) 的 R_{FP} 值分布可以看出, 最大材料承载阈值位置未发生变化, 但其数值由 0.83 减小至 0.71, 表明残余应力促进了材料承载能力的提升; 计算剪切应力未超出 Dang Van 剪切强度, 有利于减缓近表层在剪切应力作用下引起的撕裂型裂纹萌生。选取 $x=-0.1$ mm 位置处沿深度的 R_{FP} 值分布, 其曲线阈值变化情况表明, 沿深度方向承载阈值相比不含残余应力作用时均有所降低, 表明齿轮渗碳淬火后沿深度的抗剪切能力在残余压应力作用下均有提升, 这与工艺提升^[21-22]引起的残余压应力提升及促进齿轮接触疲劳强度与寿命提升具有一致性。

5 特征参数影响分析

取摩擦因数增量分析滚滑切向载荷边界参数(模拟润滑衰退)对 R_{FP} 的影响(图 17)。可以看出, 随着

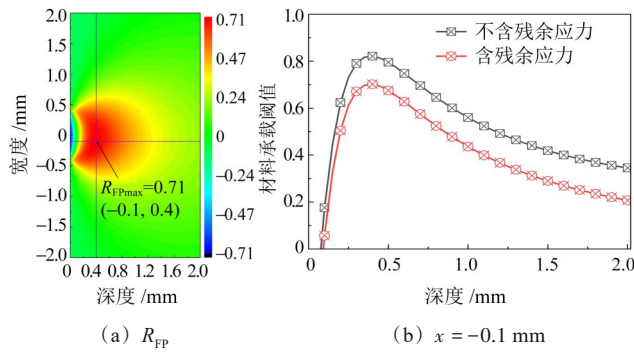


图 16 含残余应力的材料承载阈值
Fig. 16 Material load thresholds with the residual stress

摩擦因数增量变化, 其 R_{FP} 的风险位置发生改变, 即沿宽度方向偏离中心位置迁移和沿深度靠近表面迁移, 且其最大利用率数值也逐渐增大, 表明摩擦引起的切向载荷增量易造成风险域由近表面向表面扩展。进一步推断可知, 良好润滑下, 裂纹易在近表面形成并扩展为点蚀失效, 而润滑不良易引起表面应力增大, 形成裂纹并优先形成微点蚀。此现象正好与关于点蚀和微点蚀裂纹萌生评定方法相吻合, 即微点蚀应考虑表面润滑油膜安全, 点蚀需评估其近表面剪切应力状态安全, 进一步表明提出的预测模型可靠性高。

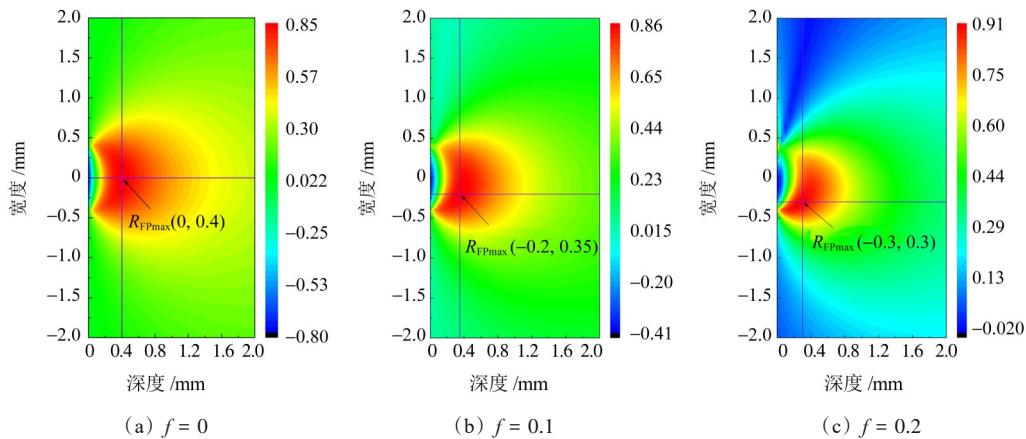


图 17 不同摩擦因数的 R_{FP} 阈值分布云图

Fig. 17 Nephogram of R_{FP} threshold distribution under different friction coefficients

渗碳淬火后齿轮表面一般硬度范围为 58~62 HRC, 取不同表面硬度增量(表面强化)分析其对 R_{FP} 阈值的影响(图 18)。可以看出, 硬度增量能降低其 R_{FP} 阈值, 但并未改变其位置分布, 表明硬度增量主要影响材料承载参数 λ , 可提升齿轮接触承载能力。同理, 取不同载荷引起的应力增量分析 R_{FP}

阈值的影响(图 19)。可以看出, 较大接触应力作用下, 除扩增了沿宽度方向的接触半宽外, 近表面还形成材料利用率阈值超过 1 的风险区域, 表明载荷增量能够加速齿轮接触疲劳失效。此影响规律与实际齿轮运转等级加载试验所表现的失效寿命特征完全吻合。

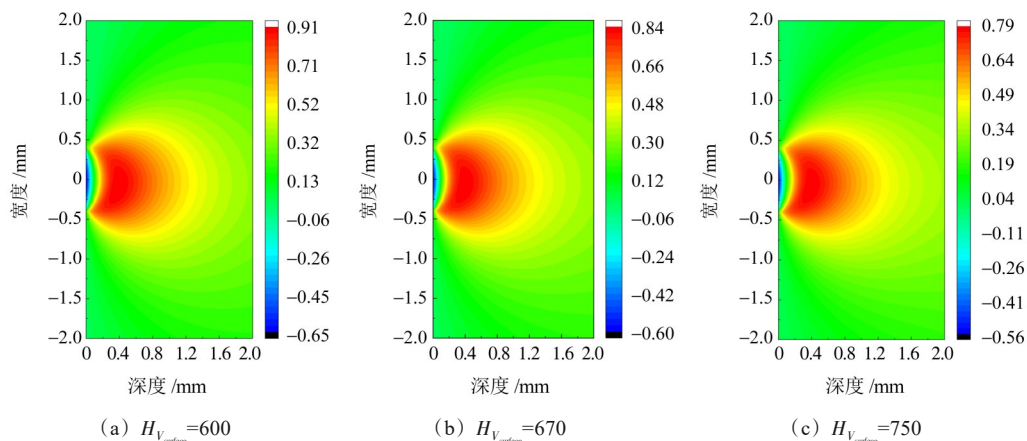


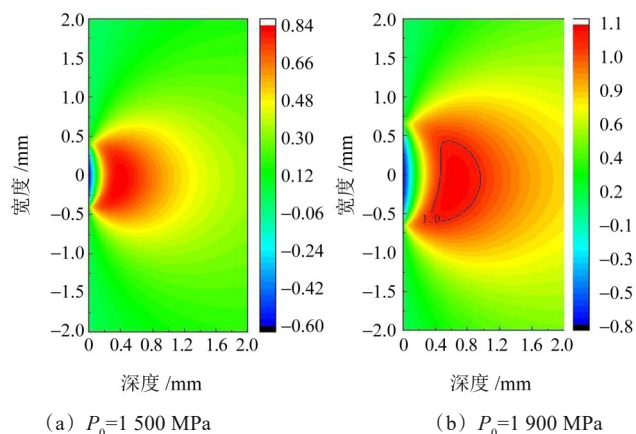
图 18 不同表面硬度的 R_{FP} 阈值分布云图

Fig. 18 Nephogram of R_{FP} threshold distribution under different surface hardnesses

6 结论

基于渗碳淬火圆柱直齿轮改性层梯度承载效应,

建立与梯度承载耦合的接触疲劳风险预测模型, 开展了特征参数对疲劳风险失效研究。主要结论如下:

图19 不同压力的 R_{FP} 阈值分布云图Fig. 19 Nephogram of R_{FP} threshold distribution under different pressures

1) 建立性能参量梯度表征数学表达与 Dang Van 多轴应力准则的直齿轮接触失效风险预测模型, 利用材料承载利用率评定方法预测齿轮表面与近表面失效风险阈值, 得到直齿轮接触疲劳失效快速正向设计计算评定预测方法。

2) 齿轮渗碳淬火后的硬度梯度增量通过强化材料承载参数可以提升齿轮接触承载能力; 残余压应力梯度增量可提升沿深度的抗剪切能力, 减缓近表层由于剪切应力作用引起的撕裂型裂纹萌生, 与实际齿面强化工艺提升而促进齿轮接触疲劳强度与寿命提升具有一致性。

3) 预测模型分析表明, 特征参数摩擦切向载荷增量引起风险域由近表面向表面迁移, 表明良好润滑下裂纹易在近表面形成并扩展为点蚀失效, 而润滑不良易引起表面应力增大形成裂纹并优先形成微点蚀; 载荷增量扩增了沿宽度方向的接触区域, 在近表面形成材料利用率阈值超过1的风险区域, 加速齿轮接触疲劳失效, 影响规律与实际齿轮运转等级加载试验所表现的失效寿命特征完全吻合。

4) 本文提出以直齿轮几何和材料属性耦合的接触疲劳风险评定快速解析方法等效模型。若应用于其他类型齿轮, 可采取当量齿参数等效转化, 并进行接触风险预测计算。

参 考 文 献

[1] International Organization for Standardization. Calculation of load capacity of spur and helical gears: part 2: calculation of surface durability (pitting): ISO 6336-2 [S]. Geneva: International Organization for Standardization, 2006: 1-30.

[2] JANNA S, LIN H H. Comparison of spur gear root stress calculations [C]//Proceedings of the ASME 2005 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Design Engineering,

Parts A and B, 2005: 637-653.

- [3] KHAN M A, COOPER D, STARR A. BS-ISO helical gear fatigue life estimation and wear quantitative feature analysis [J]. Strain, 2009, 45(4): 358-363.
- [4] 全国齿轮标准化技术委员会. 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第2部分: 齿面接触强度(点蚀)计算: GB/T 3480. 2—2021 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2021: 1-37.
- National Technical Committee of Gear Standardization. Calculation of load capacity of spur and helical gears: part 2: calculation of surface durability (pitting): GB/T 3480. 2—2021 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2021: 1-37.
- [5] JOHNSON K L. Contact mechanics [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1987: 1-250.
- [6] PEDRERO J I, PLEGUEZUELOS M, MUÑOZ M. Critical stress and load conditions for pitting calculations of involute spur and helical gear teeth [J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46(4): 425-437.
- [7] 胡纪滨, 李岩, 李雪原. 弹流润滑状态下渐开线斜齿轮啮合损失解析模型研究 [J]. 北京理工大学学报, 2015, 35(7): 682-686.
- HU Jibin, LI Yan, LI Xueyuan. Prediction of meshing losses of involute helical gear in EHL state [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2015, 35(7): 682-686.
- [8] 朱有利, 王燕礼, 边飞龙, 等. 渐开线直齿圆柱齿轮接触疲劳失效成因再分析 [J]. 摩擦学学报, 2014, 34(6): 722-728.
- ZHU Youli, WANG Yanli, BIAN Feilong, et al. Re-examining the origins of contact fatigue failure of involute cylindrical spur gears [J]. Tribology, 2014, 34(6): 722-728.
- [9] 袁洁, 纪宏超, 宋昌哲, 等. 齿轮疲劳裂纹萌生与扩展行为研究现状 [J]. 机械传动, 2023, 47(5): 167-176.
- YUAN Jie, JI Hongchao, SONG Changzhe, et al. Research status of initiation and expansion behavior of gear fatigue cracks [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(5): 167-176.
- [10] 李江. 齿轮渗碳淬火热处理的多物理场耦合及性能预测 [D]. 徐州: 中国矿业大学, 2023: 1-100.
- LI Jiang. Multi-physical field coupling and performance prediction of gear carburizing and quenching heat treatment [D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2023: 1-100.
- [11] 李纪强. 18CrNiMo7-6 齿轮渗碳淬火多物理场预测及疲劳性能研究 [D]. 北京: 机械科学研究总院, 2022: 1-175.
- LI Jiqiang. Study on the multi physical field prediction and fatigue properties of 18CrNiMo7-6 carburizing and quenching gear [D]. Beijing: China Academy of Machinery Science and Technology Group Co., Ltd., 2022: 1-175.
- [12] 陈玲, 魏沛堂, 刘怀举, 等. 齿轮接触疲劳微观结构作用研究综述 [J]. 机械传动, 2022, 46(1): 1-18.
- CHEN Ling, WEI Peitang, LIU Huaiju, et al. Review on the effect of microstructure on gear contact fatigue [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2022, 46(1): 1-18.
- [13] 李学飞, 李纪强, 陈卓, 等. 时变摩擦因数对齿面接触疲劳寿命的影响研究 [J]. 机械传动, 2023, 47(5): 19-25.
- LI Xuefei, LI Jiqiang, CHEN Zhuo, et al. Effect of time-varying friction factors on the contact fatigue life of gears [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(5): 19-25.

- [14] 张瑞亮, 颜天晓, 王铁, 等. 基于多重分形谱和灰色模型GM(1, 1)的齿轮接触疲劳寿命预测[J]. 机械传动, 2017, 41(7): 97-101.
ZHANG Rui liang, YAN Tian xiao, WANG Tie, et al. Gear contact fatigue life prediction based on multifractal spectrum and grey model GM(1, 1)[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(7):97-101.
- [15] VAN K D, MAITOURNAM M H. On some recent trends in modelling of contact fatigue and wear in rail[J]. Wear, 2002, 253(1/2):219-227.
- [16] WANG W, LIU H J, ZHU C C, et al. Evaluation of rolling contact fatigue of a carburized wind turbine gear considering the residual stress and hardness gradient[J]. Journal of Tribology, 2018, 140(6):061401.
- [17] BRANDÃO J A, SEABRA J H O, CASTRO J. Surface initiated tooth flank damage: part I: numerical model[J]. Wear, 2010, 268(1/2):1-12.
- [18] 厉海祥. 点线啮合齿轮传动[M]. 北京:机械工业出版社, 2011: 1-306.
- LI Haixiang. Point-line meshing gear transmission[M]. Beijing: China Machine Press, 2011: 1-306.
- [19] MÜLLER D, TOBIE T, STAHL K. Prediction of residual stress depth profiles in case-carburized gears[J]. Forschung Im Ingenieurwesen, 2024, 88(1):25.
- [20] 刘鹤立. 齿轮接触疲劳-磨损失效竞争机制研究[D]. 重庆:重庆大学, 2019:1-54.
LIU Heli. Study on gear contact fatigue-wear failure competition mechanism[D]. Chongqing:Chongqing University, 2019:1-54.
- [21] 贾晨帆, 卢泽华, 吴吉展, 等. 高性能齿轮基础数据研究[J]. 中国科学:技术科学, 2024, 54(6):1149-1170.
JIA Chenfan, LU Zehua, WU Jizhan, et al. Study of the fundamental data of high-performance gears[J]. Scientia Sinica(Technologica), 2024, 54(6):1149-1170.
- [22] 李鸿平. 考虑热弹流润滑效应的螺旋锥齿轮接触疲劳性能评价研究[D]. 长沙:中南大学, 2023:1-127.
LI Hongping. Evaluation of contact fatigue performance of spiral bevel gears considering thermal elastohydrodynamic lubrication effect[D]. Changsha: Central South University, 2023: 1-127.

Study on the contact fatigue prediction model of carburized and quenched spur gears with multiaxial stress properties

LI Luke¹ XING Yongxiang¹ YAN Shidang² WANG Xiaopeng³

(1. College of Technology, Zhengzhou Technology and Business University, Zhengzhou 451400, China)

(2. ZRIME Gearing Technology Co., Ltd., Zhengzhou 450001, China)

(3. School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University of Aeronautics, Zhengzhou 450015, China)

Abstract: [Objective] The gear contact fatigue failure mechanism has become an important bottleneck problem to be solved in the industrial circles. A key method for the effective prediction of gear contact fatigue failure is the correlation mechanism between the strength gradient load capacity characteristics of the carburized gear modification layer and the mechanical response of the meshing contact stress-strain. [Methods] Based on the modified layer gradient bearing effect of carburized and quenched spur gears, a coupled mathematical model for the risk prediction of contact fatigue of gears with gradient loading was developed. By employing the explicit analytical solution of rectangular microelements and the discrete numerical efficient calculation method, the singular integral contact problem of the mathematical equations of elastic half-plane contact stress components was resolved. The objective was to investigate the characteristic parameters associated with the fatigue risk failure. [Results] This study demonstrates that the stress risk domain caused by the friction tangential load increment of the characteristic parameter is a consequence of near-surface-to-surface movement. This indicates that cracks may form on the near surface and extend to the pitting failure under conditions of good lubrication. In contrast, under the poor lubrication, the surface stresses may increase, resulting in the formation of cracks and extension to the micro-pitting. The material load parameters are enhanced through the application of surface hardness increments, thereby improving the load capacity of the gear contact. The shear resistance along the depth is enhanced by the gradient increment of the residual compressive stress, and the initiation rate of tear-type cracks caused by the shear stresses is slowed down at the subsurface. And gear contact fatigue failure is easily accelerated by normal load increments. The pitting and micro-pitting crack initiation mechanisms and failure life characteristics demonstrated in the predictive model is in perfect agreement with these in actual gear running class loading tests.

Key words: Gear transmission; Contact fatigue; Carburizing and quenching; Multiaxial stress; Load capacity