

## 齿轮过盈配合下的塑性扩孔分析

文超<sup>1,2</sup> 顾剑锋<sup>1</sup> 张红<sup>3</sup> 李政民卿<sup>3</sup> 黄波<sup>3</sup>

(1. 上海交通大学 材料科学与工程学院 材料改性与数值模拟研究所, 上海 200240)

(2. 中车戚墅堰机车车辆工艺研究所股份有限公司, 常州 213011)

(3. 南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016)

**摘要:**【目的】机车传动系统中, 齿轮-轴过盈配合在长期啮合冲击和残余应力松弛作用下易发生塑性扩孔, 导致过盈量减小并引发安全隐患。因此, 揭示齿轮过盈配合的塑性扩孔机制十分重要。【方法】针对齿轮的塑性扩孔现象, 基于建立的轴孔过盈配合模型, 计算了轴孔过盈配合时允许的过盈量; 建立了塑性变形量随循环载荷变化的数学模型, 分析了过盈配合下的轴孔受力对过盈量的影响规律, 研究了残余应力对齿轮内孔应力分布的影响。在此基础上, 设计试验件并开展了齿轮塑性扩孔试验。【结果】结果表明, 过盈配合面受力最大, 且齿轮和轴的受力随过盈量增大而增大; 残余应力会使齿轮内部的应力在径向和轴向分布上出现明显变化; 开展的原理性试验证明了轴孔过盈配合下发生塑性扩孔理论预测模型的准确性。

**关键词:** 残余应力; 齿轮过盈配合; 塑性扩孔

**中图分类号:** TH11 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2025.09.013

## 0 引言

机车传动系统中, 齿轮与轴一般采用过盈配合来传递动力。由轴孔过盈配合力学分析模型可知, 齿轮内孔在过盈装配下所受到的应力较大, 容易产生塑性扩孔现象。因此, 过盈配合时齿轮的受力状态会直接影响连接的可靠性。齿轮副的每次啮合都会引起一定的啮合冲击, 机车运行速度越高, 齿轮受到的冲击频率也就越高, 而且还存在加速、减速、紧急刹车等复杂工况<sup>[1]</sup>。这些复杂激励的长时间作用, 会使过盈配合面内部晶体发生位错萌生、增殖及湮灭等情况, 不断累积后, 齿轮内孔会出现宏观扩孔现象。同时, 齿轮在加工过程中会产生残余应力, 而且不同加工工艺引起的残余应力的大小是有区别的<sup>[2]</sup>, 这些残余应力在外部载荷的作用下会发生再平衡和叠加, 进而影响过盈配合的可靠性。因此, 为了保证齿轮与轴过盈配合的安全性, 需要研究外部载荷和残余应力对过盈配合下齿轮内孔尺寸扩大的影响。

李湾等<sup>[3]</sup>、刘旻等<sup>[4]</sup>、余晟等<sup>[5]</sup>均借助有限元仿真软件, 建立了齿轮磨削分析模型, 研究了不同的磨

削参数对齿面残余应力的影响, 并开展了试验验证; 研究发现, 齿面残余压应力会随着磨削深度的增加而减小。曹志刚等<sup>[6]</sup>、文秀梅等<sup>[7]</sup>均对渗碳淬火后的齿轮残余应力分布进行了有限元仿真分析, 结果表明, 淬火后齿轮表面以残余压应力为主、内部以残余拉应力为主。

ZHANG等<sup>[8]</sup>基于半解析法分析了凹凸硬度分布对塑性应变的影响规律。OOI等<sup>[9]</sup>开发了8620钢的数值疲劳寿命模型, 并进行了试验验证, 结果表明, 高含量的残余奥氏体和残余压应力可减缓裂纹扩展速率, 从而延长了疲劳寿命。ROY等<sup>[10]</sup>、WALVEKAR等<sup>[11]</sup>均研究了硬度梯度和残余应力对轴承钢材料滚动接触疲劳寿命的综合影响, 结果表明, 优化渗碳深度可以在很大程度上延长轴承钢材料的疲劳寿命。周长江等<sup>[12]</sup>、陈地发<sup>[13]</sup>、WANG等<sup>[14]</sup>均研究了残余应力与硬度梯度对齿轮疲劳性能的影响, 发现残余应力会改变节点平均应力, 改变裂纹萌生面的取向, 进而影响疲劳寿命; 残余压应力与表面硬度的升高可以提升齿面的接触疲劳和弯曲疲劳性能。李

收稿日期: 2024-05-17 修回日期: 2024-10-06

作者简介: 文超, 男, 1985年生, 湖南衡阳人, 在读博士研究生, 正高级工程师; 主要研究方向为齿轮材料设计、热处理工艺、齿轮服役性能; c.wen@163.com。

顾剑锋(通信作者), 男, 1970年生, 江苏江阴人, 博士, 教授; 主要研究方向为金属材料性能调控、热处理工艺过程数值模拟及其工程应用; gujif@sju.edu.cn。

引用格式: 文超, 顾剑锋, 张红, 等. 齿轮过盈配合下的塑性扩孔分析[J]. 机械传动, 2025, 49(9): 102-111.

WEN Chao, GU Jianfeng, ZHANG Hong, et al. Analysis of plastic hole expansion under gear interference fit[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2025, 49(9): 102-111.

鑫<sup>[15]</sup>通过建立有限元模型分析了硬度梯度和残余应力对曲柄轴滚动接触疲劳的影响,结果表明,残余应力降低了临界面上的最大正应力,使损伤参数减小,相关研究表明,合理的残余应力对齿轮材料及齿面疲劳性能有明显改善。

在齿轮与轴过盈配合方面,舒易亮等<sup>[16]</sup>利用有限元软件研究了旋转速度对轴孔过盈配合中过盈量的影响,发现转速越高,越容易造成过盈量的下降,甚至引起过盈配合失效。董建明等<sup>[17]</sup>基于厚壁筒理论和有限元软件对传动齿轮与轴间过盈连接进行结构应力分析,对轴孔内表面进行倒角量修正和鼓形修正,显著提高了过盈连接的可靠性和使用寿命。赵紫荆<sup>[18]70-73]</sup>对比分析了不同过盈量连接下行星轮与轴承的变形量和位移,通过位移定量描述了行星轮与轴承过盈配合下齿轮变形量和内圈损伤情况。庞强宏等<sup>[19]</sup>基于公式法和有限元法,分析了圆盘-轴和齿轮-轴相同过盈量下的接触应力大小,并考虑了离心力、温度对过盈连接的影响。

现有的研究主要是针对齿面的残余应力或者齿面的塑性变形,对于齿轮内孔的残余应力与塑性扩孔变形的研究较少。因此,本文针对齿轮内孔中出现的塑性扩孔现象进行研究。分析了残余应力对齿轮内孔应力分布的影响,并对外部载荷激励与残余应力双重影响下的齿轮塑性扩孔现象进行了分析;基于超高周期疲劳理论,建立了齿轮内发生塑性累积变形的计算模型,并通过原理性试验验证了该理论模型的准确性。

## 1 轴孔过盈模型建立及扩孔理论

### 1.1 轴孔过盈模型的建立

本文研究的齿轮与轴采用过盈配合的方式连接,利用弹性力学中的厚壁圆筒数学模型(图1)进行分析。图1中, $a$ 为内筒(轴)的孔半径,当轴为实心轴时, $a=0$ ;  $b$ 为轴与孔的配合半径;  $c$ 为外筒(齿轮)半径;  $L$ 为两者配合长度;  $P$ 为过盈时两者之间的接触应力。

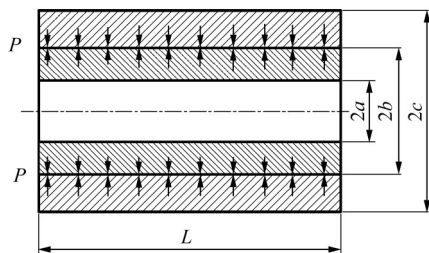


图1 轴孔过盈配合等效模型

Fig. 1 Equivalent model of the shaft-hole interference fit

按照图1所示厚壁圆筒模型进行理论计算。由弹性力学可知,轴在半径 $r_1$ 处的径向应力 $\sigma_{r_1}$ 为

$$\sigma_{r_1} = -\frac{Pb^2}{b^2 - a^2} \left(1 - \frac{a^2}{r_1^2}\right) \quad (1)$$

式中, $r_1$ 为内筒半径, $a < r_1 < b$ 。

轴在半径 $r_1$ 处的周向应力 $\sigma_{\theta}$ 为

$$\sigma_{\theta} = -\frac{Pb^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{a^2}{r_1^2}\right) \quad (2)$$

由式(1)和式(2)可知,轴在配合面处所受应力最大,轴的位移 $u_1$ 表达式为

$$u_1 = -\frac{1}{E_1} \left(\frac{Pb^2}{b^2 - a^2}\right) \left[(1 + \nu_1) \frac{a^2}{r_1} + (1 + \nu_1)r_1\right] \quad (3)$$

式中, $E_1$ 为轴的弹性模量; $\nu_1$ 为轴的泊松比。

齿轮在半径 $r_2$ 处的径向应力 $\sigma'_r$ 为

$$\sigma'_r = \frac{Pc^2}{c^2 - b^2} \left(1 - \frac{c^2}{r_2^2}\right) \quad (4)$$

式中, $r_2$ 为齿轮半径, $b < r_2 < c$ 。

齿轮在半径 $r_2$ 处的周向应力 $\sigma'_\theta$ 为

$$\sigma'_\theta = \frac{Pc^2}{c^2 - b^2} \left(1 + \frac{c^2}{r_2^2}\right) \quad (5)$$

齿轮的位移 $u_2$ 表达式为

$$u_2 = \frac{1}{E_2} \left(\frac{Pc^2}{c^2 - b^2}\right) \left[(1 + \nu_2) \frac{c^2}{r_2} + (1 + \nu_2)r_2\right] \quad (6)$$

式中, $E_2$ 为齿轮的弹性模量; $\nu_2$ 为齿轮的泊松比。

轴孔过盈配合的过盈量 $\delta$ 为

$$\delta = |u_1| + |u_2| \quad (7)$$

联立式(3)、式(6)和式(7),可得到过盈量与接触应力 $P$ 的关系,即

$$\delta = Pb \left[ \frac{1}{E_1} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \nu_1\right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} + \nu_2\right) \right] \quad (8)$$

一般采用第四强度理论对塑性材料进行强度校核。在该模型中没有轴向应力,所以, $\sigma_1 = \sigma_\theta$ ,  $\sigma_2 = 0$ ,  $\sigma_3 = \sigma_r$ 。按第四强度理论,等效应力 $\sigma_{s0}$ 为

$$\sigma_{s0} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (9)$$

为了揭示齿轮内孔与轴过盈配合时的扩孔机制,对齿轮进行简化处理并设计试验件,以便进行原理性试验测试。将齿轮主体简化成圆环结构,在两端设计悬臂梁,用于加载模拟齿轮啮合力的外部载荷。按厚壁圆筒理论,模型取 $a=0$ ;  $b=31$  mm;  $c=80$  mm;  $L=25$  mm。试验件的三维模型如图2所示。

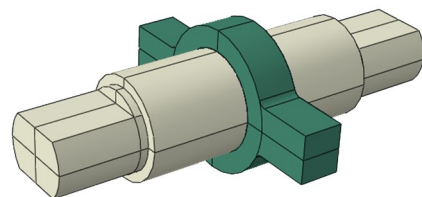


图2 齿轮和轴过盈配合的三维简化模型

Fig. 2 3D simplified model of the gear and shaft interference fit

采用数值仿真软件对齿轮与轴过盈配合的简化模型进行有限元分析。将装配体导入仿真软件后需给定材料的参数。齿轮和轴的材料参数如表1所示。

表1 齿轮和轴材料参数

Tab. 1 Material parameters of gears and shafts

名称	弹性模量/Pa	泊松比	屈服极限/MPa	密度/(g/cm <sup>3</sup> )
轴	2.10×10 <sup>11</sup>	0.278	785	7.84
齿轮	2.08×10 <sup>11</sup>	0.295	685	7.85

由于过盈配合中发生的变形量较小,因此,直接采用静力学通用模块进行分析,分析步中的几何非线性采用默认设置。在相互作用中,建立齿轮与轴配合面之间的面对面接触,两者间的摩擦因数设置为0.12。简化模型的载荷施加与约束情况如图3所示。

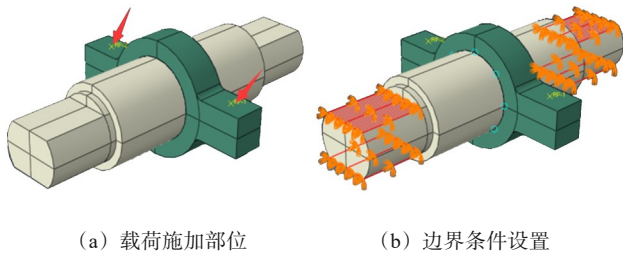


图3 载荷和边界条件设置

Fig. 3 Settings of the load and boundary conditions

外部载荷的具体形式如图4所示,加载1和加载2代表两个悬臂梁的力加载情况。采用六面体网格对简化模型进行网格划分,如图5所示。

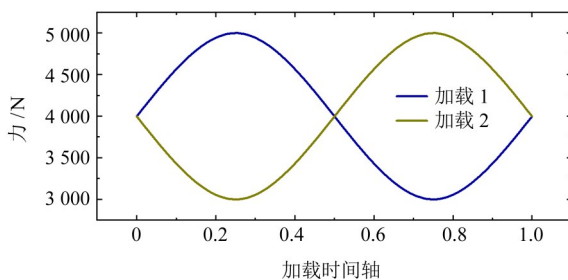


图4 力加载示意

Fig. 4 Schematic diagram of the force loading

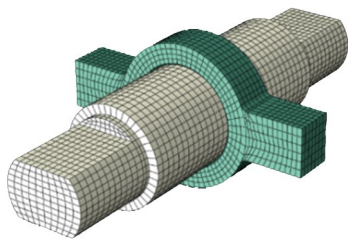


图5 网格划分

Fig. 5 Mesh generation

## 1.2 轴孔过盈量的计算

过盈配合通过配合面的摩擦力来传递载荷,过盈量太小会使组装配压力不足,容易造成松缓,

甚至脱落,所以,需合理设计最小过盈量。按照GB/T 5371—2004标准中极限与配合的过盈计算过程,最小接触应力 $P_{\min}$ 为

$$P_{\min} = \frac{2T}{\pi D^2 L f} \quad (10)$$

式中, $T$ 为转矩; $D$ 为配合直径; $f$ 为摩擦因数, $f=0.12$ 。

载荷力最大为5000 N,转矩为310 N·m,则计算可得 $P_{\min}=17.11$  MPa。按半径方向的过盈量与接触应力的关系式(8)进行计算,换算到直径方向,可得最小过盈量约为0.012 mm。

为保证零件在过盈装配时不发生大的塑性变形,需求解所允许的最大过盈量。按GB/T 5371—2004中极限与配合的过盈计算过程进行计算,不发生塑性变形时所允许的齿轮的最大接触应力 $P_{\text{afmax}}$ 为

$$P_{\text{afmax}} = \frac{1 - q_a^2}{\sqrt{3 + q_a^4}} \sigma_s \quad (11)$$

式中, $\sigma_s$ 为齿轮的屈服强度; $q_a$ 为配合直径与齿轮外径的比值。

轴的最大接触应力 $P_{\text{ifmax}}$ 为

$$P_{\text{ifmax}} = \frac{1 - q_i^2}{2} \sigma'_s \quad (12)$$

式中, $\sigma'_s$ 为轴的屈服强度; $q_i$ 为轴的内径与配合直径的比值。

齿轮不发生塑性变形所允许的最大直径变化量 $e_{\text{amax}}$ 为

$$e_{\text{amax}} = P_{\text{afmax}} D \frac{C_a}{E_a} \quad (13)$$

轴不发生塑性变形所允许的最大直径变化 $e_{\text{imax}}$ 量为

$$e_{\text{imax}} = P''_{\text{ifmax}} D \frac{C_i}{E_i} \quad (14)$$

式中, $C_a$ 、 $C_i$ 按GB/T 5371—2004查表可得; $E_a$ 、 $E_i$ 分别为齿轮、轴的弹性模量; $P''_{\text{ifmax}}$ 取轴和齿轮最大接触应力中的较小值。可以求得齿轮允许的最大直径变化量为0.162 mm,轴为0.071 mm。由此可知,轴在过盈配合后的变形量较小,此时允许的总的最大过盈量为0.233 mm。

## 1.3 齿轮塑性扩孔分析

假设机车一年要跑30万千米、车轮直径为860 mm,则齿轮一年所受的啮合动载荷次数约为 $8.1 \times 10^9$ ,这种循环载荷已经属于超高周循环载荷。由与金属材料塑性变形相关的研究<sup>[20]</sup>可知,轴孔过盈配合中,齿轮的内孔在长期的循环载荷下会发生塑性变形;而由疲劳相关理论可知,塑性变形与循环次数相关。因此,针对本文中超高周循环载荷的情况,可

以基于疲劳理论建立塑性变形量与循环次数的数学关系式, 从而预测塑性变形量随时间的变化规律。

根据超高周疲劳理论, 材料的塑性变形是一个不断累积的过程, 即使应力幅值低于弹性极限, 在循环载荷作用下也会存在微小的塑性变形, 且总的塑性变形不断累积, 可用数学模型<sup>[21]</sup>表示为

$$\varepsilon_{p,cum} = 4\varepsilon'_f \cdot 2^{c'} \cdot N_f^{c'+1} \cdot P(\Delta\varepsilon_{pl}) \quad (15)$$

式中,  $\varepsilon_{p,cum}$  为塑性应力累积量;  $\varepsilon'_f$  为疲劳延性系数 ( $\varepsilon'_f$  可近似为材料单向拉伸的真断裂延性  $\varepsilon_f$ );  $c'$  为疲劳延性指数;  $N_f$  为循环次数;  $P(\Delta\varepsilon_{pl})$  为滑移不可逆性 (关于  $\Delta\varepsilon_{pl}$  的函数);  $\Delta\varepsilon_{pl}$  为塑性应变幅。  $P(\Delta\varepsilon_{pl})$  与应力、应变幅、循环特征等因素有关。Morrow 修正模型是在 Coffin-Manson 模型的基础上考虑了平均应力的影响, 该模型的表达式为

$$\varepsilon_a = \varepsilon_a^e + \varepsilon_a^p = \frac{\sigma_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^{c'} + \varepsilon'_f \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_f}\right) (2N_f)^{c'} \quad (16)$$

参考 Morrow 低周疲劳修正模型中的塑性应变部分, 并加入初始应变  $E$ , 借鉴式(15)的理论, 本文提出总塑性应变随循环次数而变化的数学模型, 即

$$\varepsilon_p = E + 4K_1 \varepsilon'_f \cdot 2^{c'} N_f^{c'+1} (K_p \frac{\sigma_m}{\sigma_f}) / [K_2 N_f^{c'+1} + e^{(d-a'N_f/N_0)}]^{1/\beta} \quad (17)$$

式中,  $\varepsilon_a^e$  为模型的弹性应变;  $\varepsilon_a^p$  为模型的塑性应变;  $K_1$ 、 $K_2$  均为修正系数;  $K_p$  为  $P(\Delta\varepsilon_{pl})$  函数的修正系数;  $\sigma_m$  为平均应力 (由有限元仿真计算得到);  $\sigma_f$  为疲劳强度系数;  $d$ 、 $a'$  和  $\beta$  均为函数相关参数;  $N_0$  为循环基数。

材料的真实应变等于塑性应变加弹性应变, 即

$$\varepsilon_{true} = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \ln\left(\frac{L_0 + \Delta L}{L_0}\right) \quad (18)$$

式中,  $\varepsilon_e$  为材料的真实弹性应变;  $\varepsilon_p$  为材料的真实塑性应变;  $L_0$  为试样的原长;  $\Delta L$  为总变形量。

由式(18)可以推算  $\varepsilon_p$  为

$$\varepsilon_p = K_0 \ln\left(\frac{L_0 + \Delta L_p}{L_0}\right) \quad (19)$$

式中,  $K_0$  为修正系数;  $\Delta L_p$  为塑性变形量。

联立式(17)和式(19), 可得到塑性变形量随循环次数的变化曲线。

## 2 结果分析

### 2.1 数值仿真结果分析

齿轮和轴过盈配合的简化模型的过盈量设置为 0.18 mm, 对此进行仿真分析, 结果如图 6、图 7 所示。由图 6、图 7 可知, 齿轮简化模型上的 Mises 应力最大值为 619.4 MPa, 出现在内表面上; 而轴上 Mises 应力最大值为 256.1 MPa, 出现在与齿轮配合

的轴面上; 最大应力出现位置与理论分析一致。齿轮材料的屈服极限为 685 MPa, 轴材料的屈服极限为 785 MPa, 由此可知, 此时不会发生塑性变形。

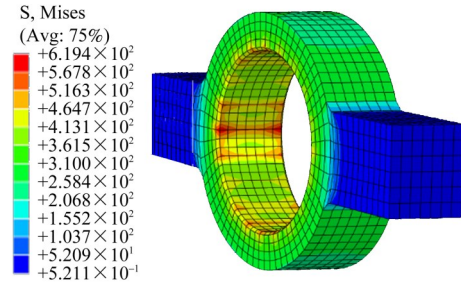


图 6 齿轮应力分布图

Fig. 6 Stress distribution diagram of the gear

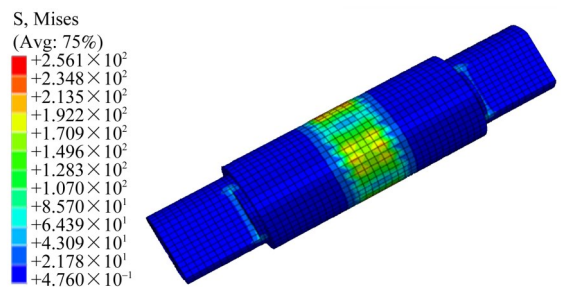


图 7 轴应力分布图

Fig. 7 Stress distribution diagram of the shaft

图 8 所示为简化模型在过盈装配下的位移分布。由图 8 可知, 齿轮整体位移比轴位移大, 且最大位移均出现在接触面处, 这与理论计算结果相吻合。

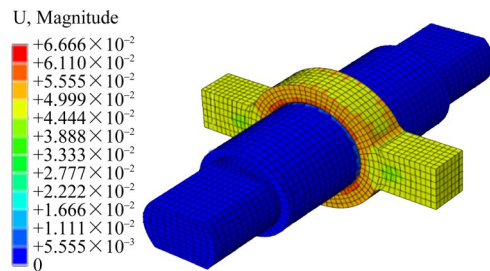
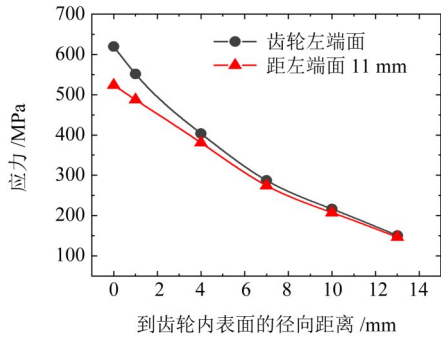


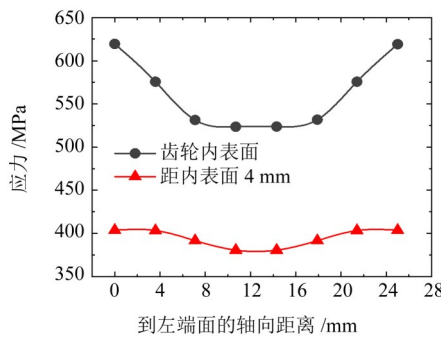
图 8 齿轮与轴位移分布图

Fig. 8 Displacement distribution diagram of the gear and shaft

经过长时间工作, 过盈配合下的齿轮内孔会发生扩孔现象。因此, 这里进一步分析了纯过盈状态下内孔应力的径向和轴向分布。径向分别取齿轮左端面及距左端面 11 mm 处 (齿宽中间) 的位置点, 轴向分别取齿轮内孔表面及距内孔表面 4 mm 处的位置点, 其应力曲线如图 9 所示。由图 9(a) 可知, 齿轮左端面表面应力为 619 MPa, 而齿宽中间处表面的应力为 524 MPa, 两个位置处的应力均随着径向距离增加而减小; 由图 9(b) 可知, 在端面处应力最大, 在齿宽中间部位应力最小, 且随齿宽成对称分布。由轴向分布两个位置的应力波动可知, 在过盈量的影响下, 齿轮内表面轴向分布应力变化比内部更大。



(a) 径向分布



(b) 轴向分布

图9 齿轮应力曲线

Fig. 9 Stress curves of the gear

### 2.2 过盈量影响分析

为了研究过盈量变化对齿轮内孔所受应力的影响，在0.12 mm和0.18 mm之间等距设置过盈量，得到图10所示的应力随过盈量的变化图。由图10可知，应力随着过盈量的增加呈线性增长趋势。

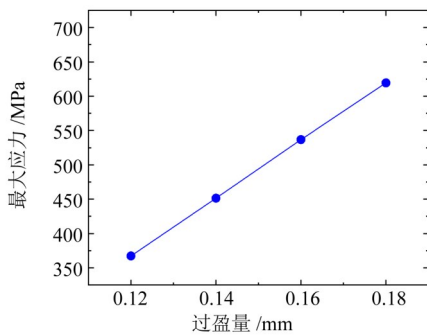


图10 应力随过盈量的变化图

Fig. 10 Diagram of the stress varying with the interference

由第2.1节仿真计算分析可知，齿轮孔内表面的弹性变形最大。提取齿轮内表面最大位移<sup>[18]72</sup>，获得过盈装配时过盈量变化对齿轮直径变化量的影响，处理数据后可得到图11所示的直径变化量与过盈量的关系曲线。由图11可知，齿轮直径变化量随着过盈量的增加而增大，且接近3/4的过盈量都转化成了齿轮的直径变化量。这种大的直径变化量在长期载荷影响下会逐渐转变为塑性变形，从而引起齿轮的塑性扩孔现象。

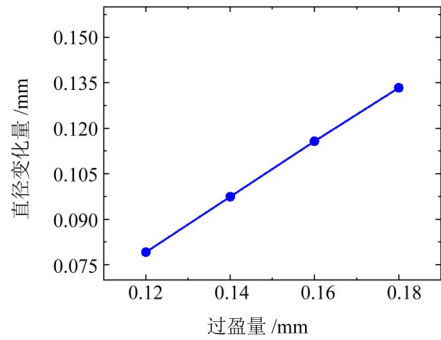


图11 直径变化量与过盈量的关系曲线

Fig. 11 Relation curve between the diameter change and the interference

### 2.3 残余应力影响分析

齿轮在加工制造或装配过程中会有残余应力存留，这些残余应力在过盈装配和长期载荷作用下会发生再平衡和叠加，从而影响齿轮的正常过盈配合。采用X射线衍射方法检测齿轮内孔及端面的应力大小，发现最大应力能达到-400 MPa。为了方便仿真计算，将内孔表面1 mm的区域内加上-400 MPa的残余应力，分析过盈配合下残余应力对应力的影响。仿真结果分别如图12和图13所示。残余应力对过盈配合时产生的接触应力产生一定的抵消作用，因此，无论是齿轮内孔还是轴装配表面的应力都较纯过盈时有所减小。因此，在此类结构设计和力学分析中，不能忽略残余应力对宏观结构的影响。

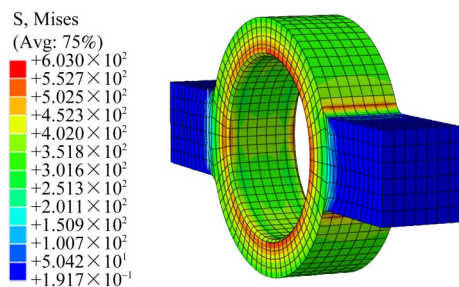


图12 残余应力下齿轮应力分布图

Fig. 12 Stress distribution diagram of the gear under the residual stress

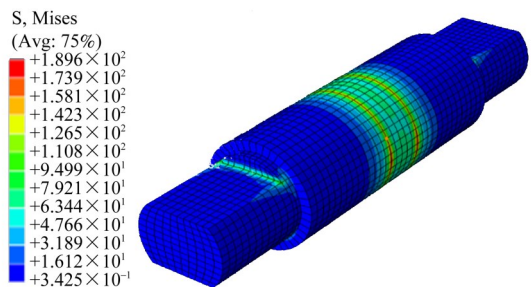


图13 残余应力下轴应力分布图

Fig. 13 Stress distribution diagram of the shaft under the residual stress

进一步分析残余应力影响下齿轮应力的径向和轴向分布, 应力提取位置和纯过盈时一致, 结果如图 14 所示。由图 14(a)可知, 残余应力的添加会引起应力的波动, 但是, 该应力的波动会随着内孔径向距离的增加而减缓。这说明随着齿轮孔内表面径向距离的增加, 残余应力的影响逐渐减小; 当距齿轮内表面距离达到 13 mm 时, 残余应力影响下的应力和纯过盈时的应力数值一致。由图 14(b)可知, 残余应力使得内表面的应力平均值比距内表面 4 mm 处的应力平均值要小, 这与纯过盈影响下的应力分布是相反的。由此可知, 残余应力的引入可以改变应力大小的分布, 但是, 随着径向距离的增加, 残余应力的影响作用逐渐减小。所以, 合理地设置硬度梯度对于零件的应力分布和性能提升意义重大。

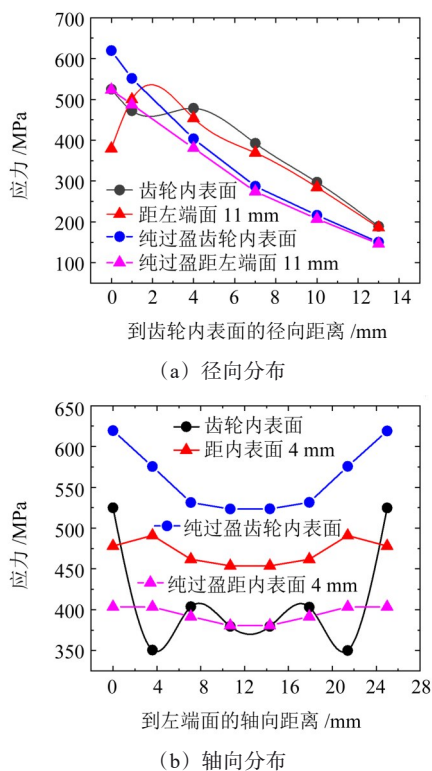


图 14 残余应力对齿轮孔应力的影响  
Fig. 14 Influence of the residual stress on the gear hole stress

外部载荷采用图 4 所示的脉动循环载荷, 对齿轮和轴过盈配合的简化模型进行仿真分析, 结果如图 15 所示。此时, 在外载荷和残余应力双重影响下, 孔的最大应力为 603.1 MPa, 虽然比纯过盈配合时的最大应力减少了 16.3 MPa, 但是最大应力分布面积更大。这说明, 长期运行会引起齿轮内孔的均匀扩孔。因此, 结合高周疲劳塑性变形累积理论与理论验证试验来分析扩孔现象。

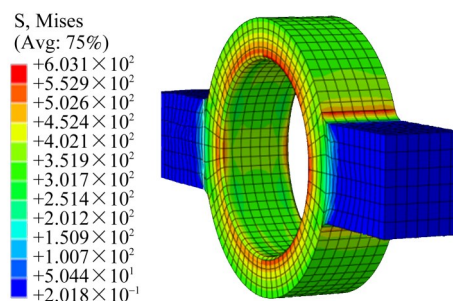


图 15 动载荷下应力分布图

Fig. 15 Stress distribution diagram under the dynamic load

### 3 塑性扩孔试验分析

#### 3.1 试验件设计

过盈配合的装配方法常用热装法或者机械压入法等, 在装配和拆卸再检测过程中可能会引入新的残余应力或者直接出现接触面的磨损。因此, 为了实现无损拆装, 明确塑性扩孔尺寸, 设计可拆分轴, 在轴中间再装配一个内部芯轴, 实现齿轮与内孔的过盈配合。图 16 为具体的试验件三维装配图。在 -400 MPa 残余应力、过盈量 0.18 mm 的作用下, 设置多个齿轮(试验件圆环), 使用图 4 所示的载荷进行加载分析。

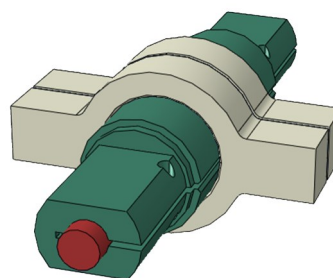


图 16 试验件三维装配图

Fig. 16 Three dimensional assembly diagram of the test piece

拆分轴配合时孔的应力如图 17(a)所示。由 17(a)可知, 最大应力为 606.9 MPa。完整轴配合时孔的应力如图 17(c)所示, 由 17(c)可知, 完整时最大应力为 602.9 MPa。两者都未超过其屈服极限, 不会有塑性变形产生。以完整轴时的应力为约定真值, 则两者数值的相对误差为 0.66%。观察两者内孔在轴向的应力云图可知, 应力大小和分布规律都比较接近, 说明轴结构改变对孔应力的影响作用很小。

此时孔的弹性应变对比如图 18 所示。其中, 拆分轴作用下内孔的最大应变为  $2.805 \times 10^{-3}$ , 完整轴作用下内孔的最大应变为  $2.937 \times 10^{-3}$ , 数值相对误差为 4.5%; 两者的应变在内孔轴向和环向的分布规律上表现一致, 表明轴结构改变对应变的影响也很小。

在 3 000~5 000 N 的动载荷下, 采用拆分轴对齿

轮和轴过盈配合的简化模型进行分析时,由式(16)、式(17)可知,平均应力会直接影响塑性变形。

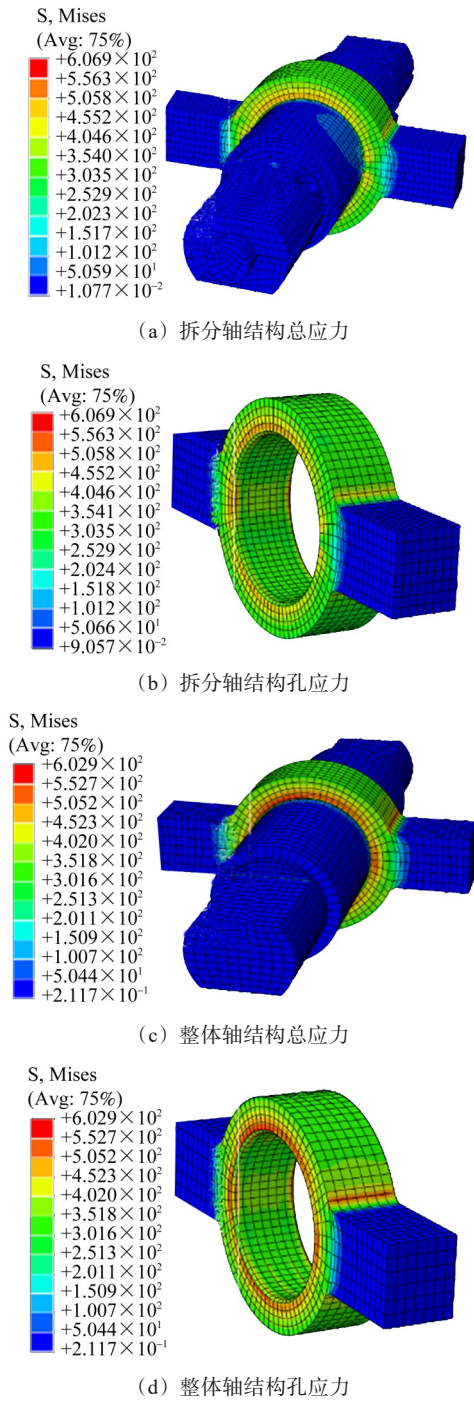


图 17 不同结构下的应力对比

分析轴结构变化对内孔平均应力以及塑性变形的影响时可知,在 3 000~5 000 N 的动载荷下,装配体采用拆分轴时,孔表面最大应力的平均值为 607.65 MPa;装配体采用完整轴时,孔表面最大应力的平均值为 602.90 MPa。保持其他参数不变,改变平均应力的大小,分析相同时间内塑性变形量的大小。图 19 所示为拆分轴随循环次数变化的孔塑性变

形量曲线。由图 19 可知,拆分轴在加载 161 h(按循环次数换算)后试验件的孔会发生约 0.080 06 mm 的塑性变形,而采用完整轴在加载 161 h 后孔会发生 0.079 45 mm 的塑性变形,两者的误差为 0.77%,说明轴结构变化对相同时间内孔的塑性变形量的影响较小。

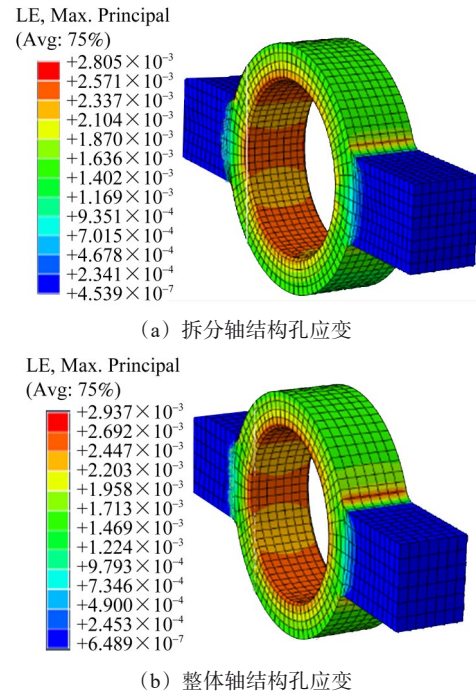


图 18 不同结构下的应变对比

Fig. 18 Strain comparison under different structures

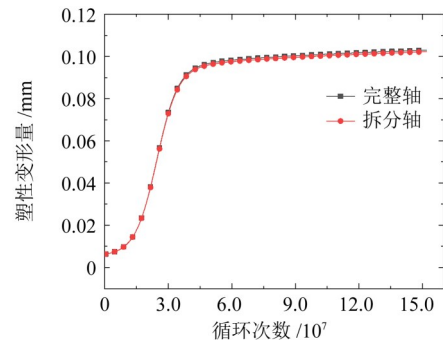


图 19 塑性变形量随循环次数变化曲线

Fig. 19 Variation curve of the plastic deformation with the number of cycles

由以上分析可知,轴结构改变对齿轮内孔的应力、应变、塑性变形量的影响很小。所以,在保证内孔不产生多余残余应力的情况下,此试验件设计方法是可靠的。

### 3.2 试验装置与步骤

试验台主要包含试验机和控制台两部分,主体由承载框架、扩孔试验台、工控机与显示屏、促动器与控制器等硬件以及促动器操作控制软件组成,如图 20 所示。试验机包括压电陶瓷促动器和相应的

装夹机构, 控制台用于控制压电陶瓷作动器的频率和载荷等参数。

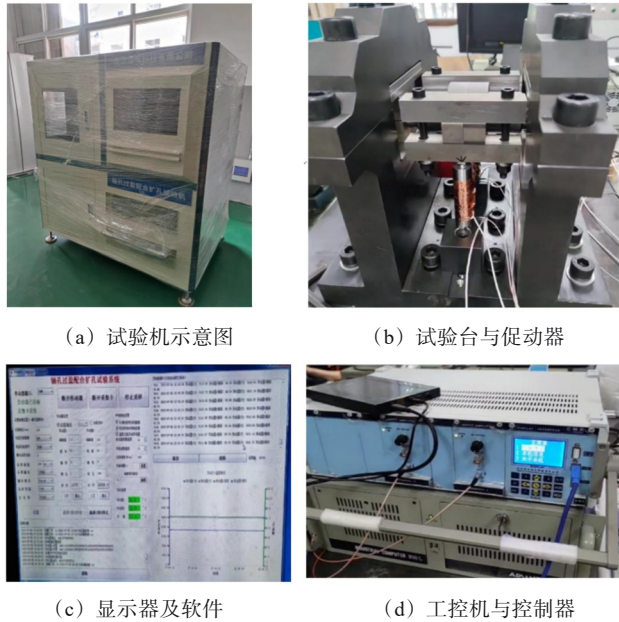


图20 试验机示意图

Fig. 20 Schematic diagram of the test machine

齿轮简化试验件的加工工艺和实际齿轮的加工工艺保持一致。实际试验件轴孔过盈配合情况如图21所示, 同时装配有两个试验圆环。

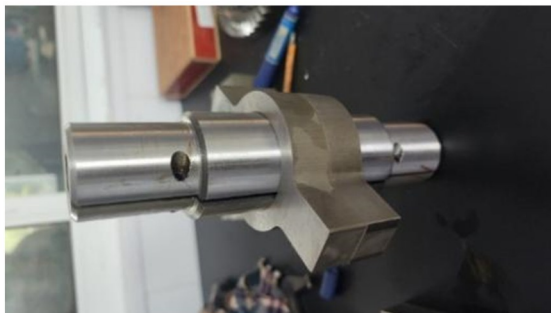


图21 试验件装配图

Fig. 21 Assembly diagram of the test piece

试验步骤如下:

- 1) 试验前利用数显千分尺对试验件的轴、孔直径尺寸进行测量并记录。
- 2) 对孔试验件、轴试验件和芯棒进行装配。
- 3) 先将试验件组件装入台架主体, 随后盖合并紧固台架上盖; 利用水平尺调节压铁上端面使其水平, 调节上盖螺钉压紧试验轴, 并调节两侧旋钮移动促动器, 使其锁紧。
- 4) 启动试验系统软件, 进行参数设置, 对试验件施加特定的载荷, 其中, 频率设为60 Hz、波形为正弦波, 模拟齿轮在服役过程中的实际工况。
- 5) 拆卸试验件组件, 其步骤与安装步骤相反;

由千斤顶压出芯棒, 轴试验件装入收紧螺母收紧, 使表面收缩, 从而使孔接触表面自由松动, 实现无损拆卸。

6) 利用数显千分尺对试验后试验件的轴、孔直径尺寸进行测量并记录。

### 3.3 理论与试验数据对比

使用数显千分尺记录装配前两个圆环内孔直径的大小, 并测量多组数据; 然后, 在加载试验后, 再次测量两个试验件圆环的内孔直径。对装配前、后的内孔直径进行处理, 可以得到试验后试验件圆环内孔的塑性扩孔量, 如表2所示。

表2 轴孔过盈配合扩孔数据

Tab. 2 Data of the hole expansion for the shaft-hole interference fit

被测件名称	运行时长/h	装配前内孔直径均值/mm	装配后内孔直径均值/mm	扩孔量/mm
孔试验件1	160	61.987 5	62.058 8	0.071 3
孔试验件2	160	62.015 3	62.120 8	0.105 5
孔试验件3	160	62.008 4	62.092 7	0.084 3
孔试验件4	160	61.990 3	62.068 3	0.078 0
孔试验件5	160	62.009 8	62.103 6	0.093 8
孔试验件6	160	61.989 6	62.066 7	0.077 1

由表2可知, 在160 h、60 Hz的载荷试验下, 试验件塑性扩孔量的平均值为0.085 0 mm, 试验数据的标准差为0.012 6。运用Bootstrap方法开展评估<sup>[22]</sup>, 设定样本量 $N=10\ 000$ , 在95%置信度下, 试验数据均值的置信度下限为0.077 6 mm, 置信度上限为0.096 5 mm。

由图19可知, 试验件圆环在161 h下内孔理论的塑性变形量约为0.080 06 mm, 与试验数据均值置信度下限相比, 两者误差为3.17%; 与试验数据均值置信度上限相比, 两者误差为17.03%。由于扩孔尺寸除了受到残余应力、外部载荷等因素影响外, 还需要明确试验件材料的疲劳极限数据、疲劳延性系数等参数, 所以, 理论数据与试验数据会存在一定的误差。

## 4 结论

齿轮与轴过盈配合处的内孔尺寸扩大, 主要是由于齿轮高频啮合产生的持续动载荷作用, 引发过盈配合装配应力释放, 最终造成齿轮内孔扩孔。因此, 建立了齿轮与轴过盈配合的简化模型, 计算了配合时允许的过盈量; 基于高周疲劳塑性疲劳理论, 建立了塑性变形量随循环载荷变化的数学模型, 研

究了过盈量、残余应力和外部载荷对齿轮和轴在过盈配合时的应力影响。最后,开展齿轮塑性扩孔试验,证明了过盈配合下齿轮发生塑性扩孔理论预测模型的准确性。得出以下结论:

1) 齿轮与轴在过盈配合接触面区的应力最大,且齿轮内孔发生的弹性变形量比轴变形量大,齿轮与轴在接触面区所受应力及弹性变形量与过盈量成正比相关。

2) 残余应力的添加会改变齿轮表面、内部应力的分布情况,且残余应力对齿轮内孔应力的影响会沿着内孔表面径向尺寸的增加而减弱。

3) 设计了便于实现无损装拆的可拆分轴结构,进行了原理性试验验证,理论计算数据与试验数据均值95%置信度下限相比,两者误差为3.17%;与试验数据均值95%置信度上限相比,两者误差为17.03%,验证了理论方法的有效性。

本文从宏观力学方面研究了过盈量、表面残余应力、外部载荷对齿轮孔变形的影响规律。该研究对于提升齿轮与轴过盈配合处过盈量设计、可靠性分析以及工艺改进等具有指导意义。

为了深入揭示扩孔机制,还应利用位错理论结合振动时效,揭示微观层面位错滑移、湮灭、残余奥氏体转变等机制。

#### 参 考 文 献

- [1] 李刚. 高速动车组齿轮箱斜齿轮副弯曲疲劳寿命仿真分析[D]. 太原: 太原理工大学, 2017: 1-10.  
LI Gang. Bending fatigue life simulation analysis of helical gear pair of high-speed EMU gearbox[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2017: 1-10.
- [2] 陈鑫, 王栋, 刘昱范. 高速磨削 18CrNiMo7-6 齿轮钢对残余应力的影响[J]. 机械设计与制造, 2017(9): 80-82.  
CHEN Xin, WANG Dong, LIU Yufan. Effect of grinding 18CrNiMo7-6 gear steel in high speed grinding on residual stress[J]. Machinery Design & Manufacture, 2017(9): 80-82.
- [3] 李湾, 刘海渔, 谭立志, 等. 面齿轮磨削齿面热耦合及残余应力研究[J]. 包装学报, 2021, 13(6): 10-18.  
LI Wan, LIU Haiyu, TAN Lizhi, et al. Research on thermo-mechanical coupling and residual stress on tooth surface of face gear grinding[J]. Packaging Journal, 2021, 13(6): 10-18.
- [4] 刘咏, 刘宝龙, 谭日明, 等. 螺旋锥齿轮热处理和磨削残余应力有限元分析[J]. 机械制造, 2023, 61(4): 38-44.  
LIU Yang, LIU Baolong, TAN Riming, et al. Finite element analysis of heat treatment and grinding residual stress of helical bevel gear[J]. Machinery, 2023, 61(4): 38-44.
- [5] 余晟, 温俊, 唐进元. 直齿轮成形磨削齿面残余应力计算与实验验证[J]. 机械传动, 2020, 44(5): 73-77.  
YU Sheng, WEN Jun, TANG Jinyuan. Calculation and experimental verification of the residual stress of tooth surface in spur gear form grinding[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(5): 73-77.
- [6] 曹志刚, 刘世军, 李俞峰, 等. 渗碳淬火工艺齿轮内部残余应力状态有限元仿真研究[J]. 内燃机与配件, 2022(10): 17-19.  
CAO Zhigang, LIU Shijun, LI Yufeng, et al. Finite element simulation research on internal residual stress state of carburizing and quenching gear[J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2022(10): 17-19.
- [7] 文秀梅. 渗碳淬火和磨削硬齿面残余应力数值计算方法[D]. 长沙: 湖南大学, 2020: 1-74.  
WEN Xiumei. Numerical calculation of residual stress of carburizing-quenching and grinding hard tooth surface[D]. Changsha: Hunan University, 2020: 1-74.
- [8] ZHANG S G, WANG W Z, ZHANG H B, et al. The effect of hardness distribution by carburizing on the elastic-plastic contact performance[J]. Tribology International, 2016, 100: 24-34.
- [9] OOI G T C, ROY S, SUNDARARAJAN S. Investigating the effect of retained austenite and residual stress on rolling contact fatigue of carburized steel with XFEM and experimental approaches[J]. Materials Science and Engineering: A, 2018, 732: 311-319.
- [10] ROY S, OOI G T C, SUNDARARAJAN S. Effect of retained austenite on micropitting behavior of carburized AISI 8620 steel under boundary lubrication[J]. Materialia, 2018, 3: 192-201.
- [11] WALVEKAR A A, SADEGHI F. Rolling contact fatigue of case carburized steels[J]. International Journal of Fatigue, 2017, 95: 264-281.
- [12] 周长江, 王豪野, 靳广虎, 等. 考虑残余应力的螺旋锥齿轮接触疲劳裂纹萌生-扩展寿命计算方法研究[J]. 机械工程学报, 2022, 58(23): 28-38.  
ZHOU Changjiang, WANG Haoye, JIN Guanghu, et al. Calculation method of contact fatigue life of spiral bevel gears considering residual stress[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(23): 28-38.
- [13] 陈地发. 考虑硬度与残余应力的齿轮弯曲疲劳试验与性能预测研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2022: 1-60.  
CHEN Difa. Bendig fatigue test and performance prediction of gear considering hardness and residual stress[D]. Chongqing: Chongqing University, 2022: 1-60.
- [14] WANG W, LIU H J, ZHU C C, et al. Effect of the residual stress on contact fatigue of a wind turbine carburized gear with multiaxial fatigue criteria[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2019, 151: 263-273.
- [15] 李鑫. 考虑残余应力和夹杂物的RV减速器曲轴接触疲劳性能研究[D]. 长沙: 中南大学, 2022: 32-38.  
LI Xin. Study on the contact fatigue performance of RV reducer

- crankshaft considering residual stress and inclusions [D]. Changsha: Central South University, 2022: 32-38.
- [16] 舒易亮,刘志明,杨广雪,等.离心载荷对轴类部件过盈配合的影响研究[J].中南大学学报(自然科学版),2023,54(7):2941-2951.  
SHU Yiliang, LIU Zhiming, YANG Guangxue, et al. Research on influence of centrifugal load on interference fit of shaft components [J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2023, 54(7): 2941-2951.
- [17] 董建明,周俊波,王艳华,等.传动齿轮与轴过盈配合的有限元分析和优化设计[J].机械工程师,2022(8):64-66.  
DONG Jianming, ZHOU Junbo, WANG Yanhua, et al. Optimal design and finite element analysis on the interference fit of transmission gear and shaft [J]. Mechanical Engineer, 2022(8): 64-66.
- [18] 赵紫荆.行星轮-轴承过盈配合下应力与应变分析[J].现代制造技术与装备,2022,58(6):70-73.  
ZHAO Zijing. Stress and strain analysis of planetary wheel bearing interference fit [J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2022, 58(6): 70-73.
- [19] 庞强宏,刘琼,彭海岩.基于Workbench的过盈配合设计[J].现代制造工程,2021(4):83-89.  
PANG Qianghong, LIU Qiong, PENG Haiyan. Design of interference fit based on Workbench [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2021(4): 83-89.
- [20] 戚嘉铄.基于介观塑性变形机理的金属板材后继各向异性行为研究[D].济南:山东大学,2021:1-35.  
QI Jiashuo. Investigation on subsequent anisotropic behavior of sheet metals based on mechanism of mesoscopic plastic deformation [D]. Jinan: Shandong University, 2021: 1-35.
- [21] MUGHRABI H. On the life-controlling microstructural fatigue mechanisms in ductile metals and alloys in the gigacycle regime [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1999, 22(7): 633-641.
- [22] 张美丽,崔帅,冯蕴雯,等.一种辐射环境下小子样试验评估方法[J].航空计算技术,2013,43(6):54-58.  
ZHANG Meili, CUI Shuai, FENG Yunwen, et al. An evaluation method for small sample test in radiation environment [J]. Aeronautical Computing Technique, 2013, 43(6): 54-58.

## Analysis of plastic hole expansion under gear interference fit

WEN Chao<sup>1,2</sup> GU Jianfeng<sup>1</sup> ZHANG Hong<sup>3</sup> LI Zhengminqing<sup>3</sup> HUANG Bo<sup>3</sup>

(1. Institute of Materials Modification & Modelling, School of Materials Science and Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

(2. CRRC Qishuyan Institute Co., Ltd., Changzhou 213011, China)

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

**Abstract:** [Objective] In the locomotive transmission system, the gear-shaft interference fit is prone to plastic hole expansion under long-term meshing impact and residual stress relaxation, leading to a reduction in interference magnitude and potential safety hazards. Therefore, it is crucial to reveal the plastic hole expansion mechanism of gear interference fits. [Methods] Aiming at the plastic hole expansion phenomenon of gears, based on the established shaft-hole interference fit model, the allowable interference magnitude for shaft-hole interference fit was calculated. A mathematical model describing the variation of plastic deformation with cyclic load was established, the influence law of shaft-hole force on interference magnitude under interference fit was analyzed, and the effect of residual stress on the stress distribution of gear inner hole was investigated. On this basis, test pieces were designed, and gear plastic hole expansion tests were carried out. [Results] The results show that the maximum force is borne on the interference fit surface, and the forces on the gear and shaft increase with the increase of interference magnitude. Residual stress causes significant changes in the radial and axial distribution of stress inside the gear. The principle-based tests conducted verify the accuracy of the theoretical prediction model for plastic hole expansion under shaft-hole interference fit.

**Key words:** Residual stress; Gear interference fit; Plastic hole expansion