

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2021.125

低碳合金钢 18CrNiMo7-6 齿轮弯曲 疲劳试验研究与误差分析

陈地发¹, 刘怀举¹, 朱加赞², 徐永强², 魏沛堂¹, 何海风¹

(1.重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2.中国航发四川燃气涡轮研究院, 成都 610599)

摘要: 齿轮弯曲疲劳试验是评价齿轮弯曲疲劳性能的重要手段, 为保证试验结果的准确性, 探究试验过程误差对试验结果的影响。根据 GB/T 14230—1993《齿轮弯曲疲劳强度试验方法》中的 B 试验法以跨五齿对称加载方式制定弯曲疲劳试验方案, 进行有限元仿真与电阻应变片测试验证试验方案的正确性, 采用升降法开展 18CrNiMo7-6 喷丸齿轮弯曲疲劳试验, 分析齿轮几何精度、装夹误差以及设备加载精度对弯曲疲劳试验结果的影响。结果表明: 试验方案计算齿根弯曲应力与有限元仿真以及电阻应变测试的结果最大误差为 8.7%, 满足工程需求; 99% 可靠度下 18CrNiMo7-6 喷丸齿轮弯曲疲劳极限为 642 MPa, 相比国标中 MQ 级的 500 MPa 提高 28%, 标准设计偏保守。齿轮的几何精度以及试验设备精度对弯曲疲劳试验结果影响较大, 考虑误差综合作用对试验结果的影响为 2.43%。

关键词: 齿轮弯曲疲劳试验; 应变测试; 有限元仿真; 误差分析

中图分类号: TH114

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2023)01-001-15

Experimental study and error analysis on bending fatigue of low-carbon alloy steel 18CrNiMo7-6 gear

CHEN Difa¹, LIU Huaiju¹, ZHU Jiazan², XU Yongqiang², WEI Peitang¹, HE Haifeng¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China; 2. China Gas Turbine Establishment, Chengdu 610559, P. R. China)

Abstract: Gear bending fatigue test is an important means to evaluate gear bending fatigue performance. In this work, the effects of test process errors on test results were investigated to ensure the accuracy of test results. According to the method B in the national standard GB/T 14230—1993, the bending fatigue test scheme was made with symmetrical loading across five teeth. The finite element simulation and strain gauging were carried out to verify the correctness of the test scheme. The bending fatigue test of 18CrNiMo7-6 shot peened gear was performed by D-M method. The effects of gear geometric accuracy, clamping error and equipment loading accuracy on the bending fatigue test results were analyzed. The results show that the maximum error between the calculation of bending stress of tooth root and the results of finite element simulation and strain gauge stress analysis was 8.7%, which meets the engineering

收稿日期: 2021-05-13 网络出版日期: 2021-10-29

基金项目: 国家重点研发计划项目资助(2018YFB2001300)。

Supported by the National Key Research and Development Program of China (2018YFB2001300)

作者简介: 陈地发(1997—), 男, 硕士研究生, 主要从事齿轮弯曲疲劳特性研究, (E-mail)20190702088t@cqu.edu.cn。

通信作者: 刘怀举, 男, 副教授, 博士研究生导师, 主要从事机械传动智能设计与抗疲劳制造研究, (E-mail)huaijuliu@cqu.edu.cn。

requirements. Under 99% reliability, the bending fatigue limit of 18CrNiMo7-6 shot peened gear was 642 MPa, which is 28% higher than 500 MPa of MQ grade in the GB standard, suggesting that the standard design is conservative. The geometric accuracy of the gear and the accuracy of the test equipment have great effects on the bending fatigue test results. Considering the comprehensive effects of the errors, the effect on the test results is 2.43%.

Keywords: gear bending fatigue test; strain gauge stress analysis; finite element simulation; error analysis

齿轮作为机械传动系统中应用最广泛的重要部件之一,其疲劳性能已成为影响机械设备工作性能的重要因素^[1]。齿轮在工作过程中,轮齿近似悬臂梁,其齿根部位受到较大的弯曲应力,在循环载荷下产生疲劳裂纹,最终引起轮齿弯曲疲劳失效。随着工程技术不断发展,弯曲疲劳强度成为齿轮功率密度和可靠性提升的重要限制因素,且弯曲疲劳失效比齿面失效更具危险性^[2]。国内外已开展了大量齿轮弯曲疲劳性能研究。Hong 等^[3]为研究全释放和全反转两种载荷条件下齿轮的高周弯曲疲劳性能,基于传统接触疲劳试验机自主研发了可施加全释放和全反转两种载荷的试验机,并开发了试验终止的自适应诊断方法,通过疲劳试验验证了该方法的有效性。Lisle 等^[4]将 ISO 6336:2006 和 AGMA 2101-D04 标准计算及有限元仿真的直齿轮齿根弯曲应力与应变片测试结果进行了比较,仅比较齿根弯曲应力最大值,ISO 标准的计算结果较实测值高 5.2%,而 AGMA 较实测结果低 6.4%。王明旭等^[5]采用成组法和爬山试验相结合的方法对某大型升船机用大模数齿条新材料 A35CrNiMo 的感应淬火齿轮弯曲疲劳特性开展研究。徐科飞等^[6]探讨了 18CrNiMo7-6 渗碳淬火齿轮齿根弯曲应力计算中的若干问题,发现在计算喷丸齿轮的相对齿根表面状况系数时,可不考虑测量方向带来的测量误差,直接沿齿宽方向测量齿根表面粗糙度即可,同时发现使用实测抗拉强度 1 224 MPa 与标准参考抗拉强度 1 080 MPa 分别计算出的齿根弯曲应力相差仅为 0.28%,因此在不需精确计算齿根弯曲应力时,可不开展拉伸试验。刘子强等^[7]就单齿脉动加载试验中的若干问题进行了讨论,认为跨齿数和加载点的确定应与计算方法相一致,齿形系数和应力集中系数计算的准确性对最终结果影响很大,推荐采用几何法得到真实的齿根几何参数来计算齿形系数和应力集中系数。

现有文献中鲜有讨论齿轮几何精度、装夹误差以及设备加载精度等试验过程误差对齿轮弯曲疲劳试验结果的影响。本研究的目的是探究试验过程误差对试验结果的影响。基于 GB/T 14230—1993《齿轮弯曲疲劳强度试验方法》^[8]制定齿轮弯曲疲劳试验方案,根据滚刀参数以及留磨量利用 Romax DESIGNER 软件生成精确齿形,确定加载点位置和相关参数,获得加载力与齿根弯曲应力关系式,并根据循环特性系数进行转换;采用 ABAQUS 进行齿根弯曲应力仿真和电阻应变片测试以验证试验方案的正确性;开展 18CrNiMo7-6 喷丸齿轮弯曲疲劳试验以获取其弯曲疲劳极限;并分析试验过程误差对弯曲疲劳极限的影响,为齿轮弯曲强度准确评估提供参考。

1 试验方案

依据 GB/T 14230—1993《齿轮弯曲疲劳强度试验方法》中的 B 试验法,在 Zwick Vibrophore 1 000 kN 弯曲疲劳试验机上以单齿加载方式进行齿轮弯曲疲劳试验。B 试验法加载频率高,可大大缩短试验时间,齿轮弯曲疲劳试验多采用此方法^[9-11]。Zwick Vibrophore 1 000 kN 弯曲疲劳试验机如图 1 所示,基本参数见表 1。该试验机可适用于模数 2.5~50.0 mm,齿顶圆直径 49~1 000 mm 齿轮的疲劳寿命测试。根据滚刀参数以及留磨量,利用 Romax DESIGNER 软件构建试验齿轮精确齿形。根据安装位置确定计算齿根弯曲应力的相关参数,获取加载力与齿根弯曲应力关系式。同时依据循环特性系数,转换齿根弯曲应力。

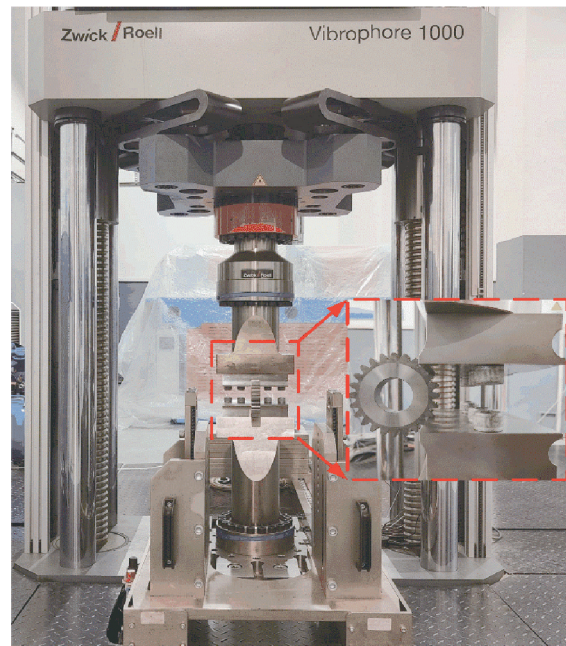


图 1 Zwick Vibrophore 1000 kN 弯曲疲劳试验机

Fig. 1 The Zwick Vibrophore 1000 kN pulsator

表 1 Zwick Vibrophore 1000 kN 高频试验机基本参数

Table 1 Basic parameters of the Zwick Vibrophore 1 000 kN pulsator

| 基本参数 | 数值 |
|--------|----------|
| 最大静载荷 | 1 000 kN |
| 静态加载精度 | 1% |
| 最大动载荷 | ±500 kN |
| 动态加载精度 | 2% |
| 最大加载频率 | 150 Hz |
| 频率分辨率 | 0.01 Hz |

1.1 试验齿轮精确齿形

试验所用齿轮图纸及实物如图 2 所示,其基本几何参数见表 2。齿轮材料为 18CrNiMo7-6,所有齿轮表面经渗碳淬火处理,表面硬度为 58~62 HRC,渗碳硬化层深度为 1.0~1.3 mm,芯部硬度为 35 HRC。齿根表面粗糙度 R_a 为 $3.2 \mu\text{m}$ 。试验齿轮经喷丸强化处理,喷丸强度为 0.45A,覆盖率为 200%。

表 2 齿轮基本几何参数

Table 2 Basic parameters of the gear

| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
|----------------------|-------|---------------------------|-------------------------------|
| 齿数 Z | 24 | 全齿高 h/mm | 11.57 |
| 模数 m_n | 5 | 齿宽 b/mm | 30 ± 0.1 |
| 压力角 $\alpha/(\circ)$ | 20 | 跨齿数 | 5 |
| 齿顶高系数 h_a^* | 0.914 | 精度等级 | 5 |
| 变位系数 x | 0.486 | 齿根圆角半径 ρ_F/mm | 2.519 |
| 表面硬度/HRC | 58~62 | 公法线长度 W/mm | $69.766 \pm_{-0.104}^{0.065}$ |

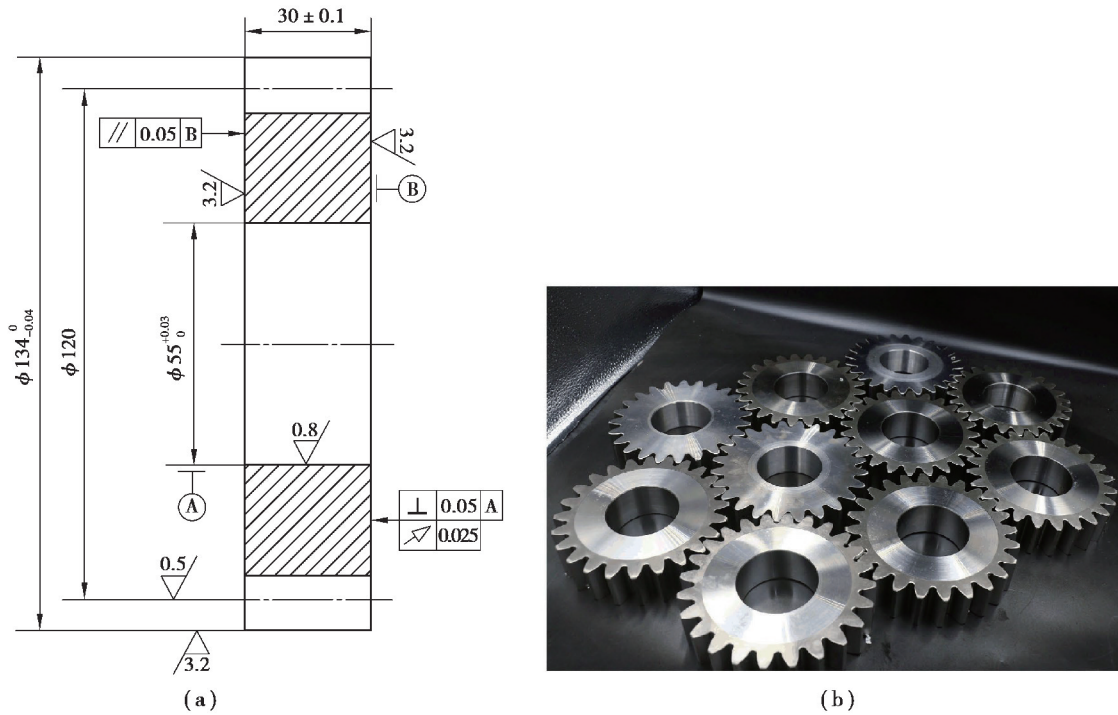


图 2 试验齿轮图纸及实物

Fig. 2 Drawing and real object of test gears

试验齿轮的加工工序为:滚齿→热处理→喷丸→磨齿。为保证齿根强度,采用留磨滚刀^[12]加工,滚刀参数如图 3(a)所示。依据滚刀参数以及留磨量,使用 Romax DESIGNER 软件构建试验齿轮精确齿形如图 3(b)所示。由 Romax DESIGNER 提供的结果报告获得轮齿危险截面齿厚 $S_{Fn} = 11.026$ mm,以及危险截面所在位置圆直径 $D_s = 112.816$ mm。

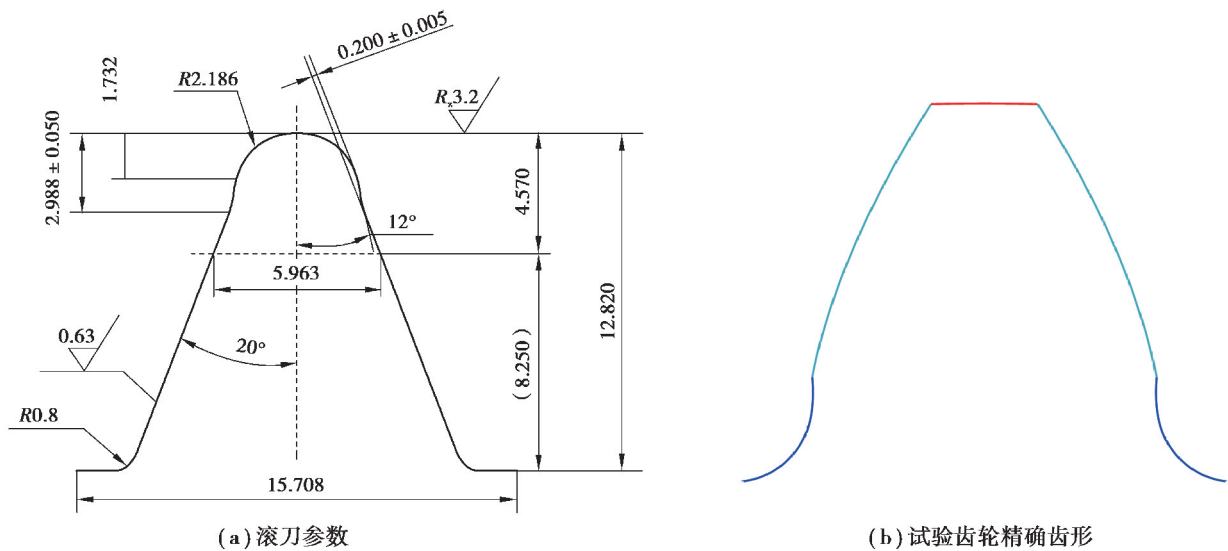


图 3 滚刀参数及试验齿轮齿形

Fig. 3 The parameters of machining tool and tooth profile in transverse section

1.2 加载点确定和齿根弯曲应力计算

GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》^[13]中以载荷作用于单对齿啮合区外界点为基础计算齿根弯曲应力,本次试验采用单齿加载方式,无配对齿轮,因此以压头只受竖直方向作用力为原则确定

加载点^[14],确保加载力的作用线与齿轮基圆相切。试验齿轮的基圆半径为 $r_b=56.382\text{ mm}$ 。采用对称跨五齿加载,则加载点 e 到齿轮中心的半径为 $r_e=66.3\text{ mm}$ 。加载点 e 确定后,也确定了加载点 e 处的压力角 α_{en} 。在 CAXA 软件中根据压头与试验齿轮的几何尺寸确定试验齿轮的安装尺寸,如图 4 所示。根据试验齿轮的安装尺寸以及加载力作用线与齿轮基圆相切,对试验齿轮做受力分析如图 5 所示。图中 F_n 为试验载荷。

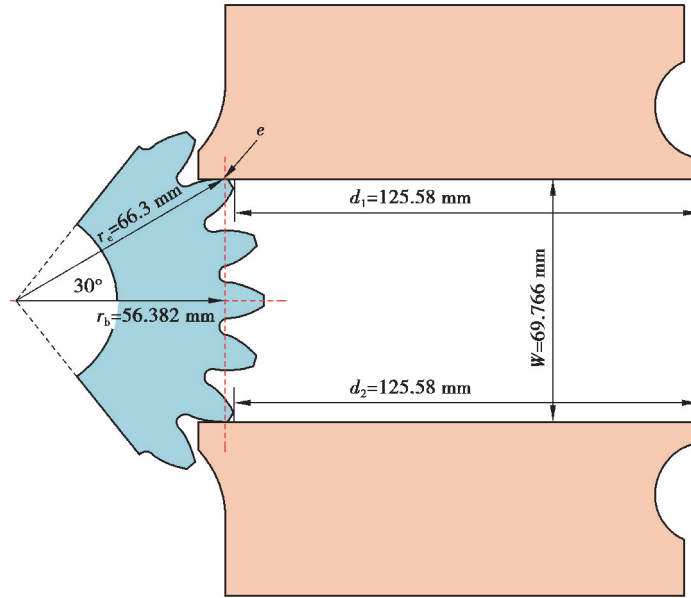


图 4 试验齿轮安装尺寸

Fig. 4 Installation dimension of test gear

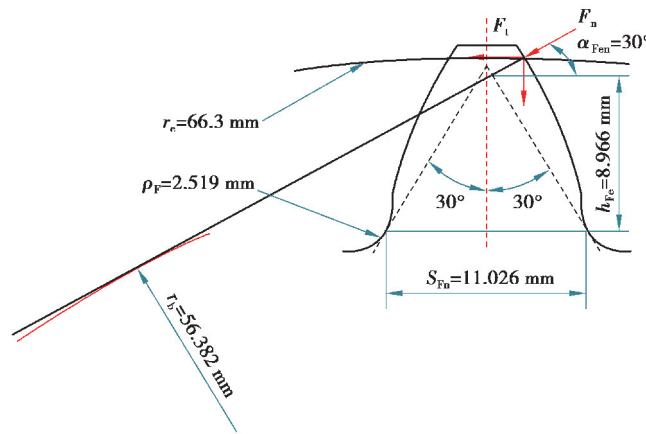


图 5 受力分析

Fig. 5 Force analysis

参考国标 GB/T 3480—1997 确定齿根弯曲应力计算参数,图 5 中载荷作用角 α_{Fen} 按式(1)计算。

$$\alpha_{Fen} = \alpha_{en} - \gamma_e, \tag{1}$$

式中: α_{en} 为加载点处压力角, γ_e 为加载点处齿厚半角,按式(2)和式(3)计算。

$$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{r_b}{r_e}\right), \tag{2}$$

$$\gamma_e = \frac{1}{Z_n} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha_n \right) + \text{inv } \alpha_n - \text{inv } \alpha_{en}. \tag{3}$$

式中: Z_n 为当量齿数; α_n 为齿轮压力角 20° 。

参考国标 GB/T 3480—1997, 齿根弯曲应力基本值按式(4)计算:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{bm_n} Y_F Y_S Y_\beta \quad (4)$$

式中: F_t 为名义切向力, N; Y_F 为作用点齿形系数; Y_S 为作用点应力修正系数; Y_β 为螺旋角系数, 取 1。

参考国标 GB/T 14230—1993 中的 B 试验法, 齿根弯曲应力按式(5)计算:

$$\sigma'_F = \frac{F_t Y_{Fe} Y_{Se}}{bm Y_{ST} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X} \quad (5)$$

式中: Y_{ST} 为应力修正系数, 取 2.0; Y_X 为尺寸系数, 取 1; Y_{Fe} 为加载点 e 齿形系数, Y_{Se} 为加载点 e 应力修正系数, $Y_{\delta relT}$ 为相对齿根圆角敏感系数, Y_{RrelT} 为相对齿根表面状况系数, 计算公式如下。

$$Y_{Fe} = \frac{6 \left(\frac{h_{Fe}}{m_n} \right) \cos \alpha_{Fen}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n} \quad (6)$$

$$Y_{Se} = (1.2 + 0.13L) q_s^{\frac{1}{1.21+2.3/L}} \quad (7)$$

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + \sqrt{\rho' X^*}}{1 + \sqrt{\rho' X_T^*}} \quad (8)$$

$$Y_{RrelT} = 1.674 - 0.529(R_Z + 1)^{0.1} \quad (9)$$

式中: h_{Fe} 为弯曲力臂; q_s 为齿根圆角参数: $q_s = S_{Fn} / (2\rho_F)$; L 为齿根危险截面处齿厚与弯曲力臂的比值: $L = S_{Fn} / h_{Fe}$; ρ' 为材料滑移层厚度; X^* 为齿根危险截面处的应力梯度与最大应力的比值: $X^* \approx \frac{1}{5} (1 + 2q_s)$; X_T^* 为试验齿轮齿根危险截面处的应力梯度与最大应力的比值: $X_T^* \approx \frac{1}{5} (1 + 2q_{sT})$, 其中 $q_{sT} = 2.5$; R_Z 为齿根表面微观不平度 10 点高度。

则齿根弯曲应力计算参数结果如表 3 所示。

表 3 齿根弯曲应力计算参数结果

Table 3 Calculation parameters of tooth root stress

| 参数 | Y_{Fe} | Y_{Se} | Y_{ST} | $Y_{\delta relT}$ | Y_{RrelT} | Y_X |
|----|----------|----------|----------|-------------------|-------------|-------|
| 数值 | 2.039 | 1.754 | 2.0 | 0.997 | 0.964 | 1 |

由此可得加载力与齿根弯曲应力基本值的关系式为

$$\sigma_{F0} = 0.023 8 F_n \cos \alpha_{Fen} \quad (10)$$

加载力与齿根弯曲应力关系式为

$$\sigma'_F = 0.012 4 F_n \cos \alpha_{Fen} \quad (11)$$

受试验机限制, 在进行弯曲疲劳试验时, 必须保证最小加载力, 即取循环特性系数 $\gamma_F = 0.05$, 以防止试验齿轮掉落。因此需要将齿根弯曲极限应力转换为 $\gamma_F = 0$ 的对应值, 其转换公式为

$$\sigma_F = \frac{(1 - \gamma_F) \sigma'_F}{1 - \gamma_F \frac{\sigma'_F}{\sigma_b + 350}} \quad (12)$$

式中 σ_b 为 18CrNiMo7-6 的抗拉强度 1 080 MPa。

2 齿根弯曲应力验证

为校验试验方案中齿根弯曲应力计算的准确性, 采用有限元仿真和电阻应变片测试进行验证。

2.1 有限元仿真

采用 ABAQUS 对齿根弯曲应力进行有限元仿真。仿真模型如图 6 所示,试验中采用跨五齿对称加载。为了简化模型,根据第一节生成的精确齿形,建立七齿模型。根据真实几何尺寸以及力的作用关系对上、下压头建模。试验齿轮与上、下压头根据图 4 中的安装尺寸装配。试验齿轮所用材料为 18CrNiMo7-6,其弹性模量^[15] $E=210$ GPa,泊松比 $\nu=0.3$ 。为增加模型的计算精度,对轮齿与上、下压头的接触区域进行网格加密,其网格尺寸为 0.05 mm,其他区域采用渐疏网格。齿根弯曲应力仿真可视为平面应变问题^[16],因此有限元模型中网格类型选用平面应变网格 CPE4R。对试验齿轮分别施加 10~80 kN 的载荷,间隔为 10 kN,分别提取不同载荷下的最大主应力作为齿根弯曲应力^[17],部分载荷作用下的齿根弯曲应力云图如图 7 所示。

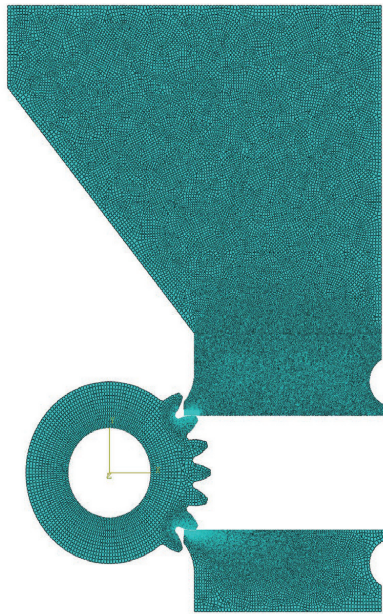


图 6 齿轮弯曲疲劳试验有限元仿真模型

Fig. 6 Finite element model of gear bending fatigue test

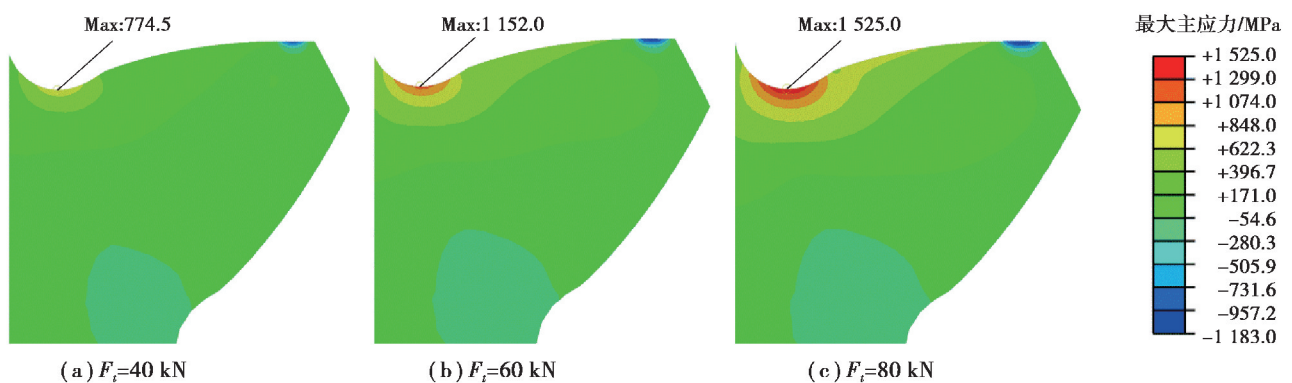


图 7 齿根弯曲应力云图

Fig. 7 The contour plot of tooth root bending stress

2.2 电阻应变片测试

在试验齿轮危险截面处粘贴电阻应变片,并将其接入测试电路,将测得的应变结果转换后即可得到齿根弯曲应力。因此必须准确确定危险截面位置^[18],根据齿轮精确齿形以及危险截面位置,利用 CAXA 软件确定应变片粘贴位置。试验齿轮为 5 模数,齿根位置狭窄,为方便粘贴应变片,对部分轮齿进行线切割处理。同时采用型号为 BFH 120-2 AA 的微型电阻应变片,其基底长宽尺寸为:4.5 mm × 2.4 mm,丝栅长宽尺寸

为: $2.0 \text{ mm} \times 1.0 \text{ mm}$, 电阻值为: $(120 \pm 0.1) \Omega$, 灵敏系数: $2.0 \pm 1\%$ 。测试采用 DRA-30 A 多通道动静应变仪, 其能进行多通道同步采样^[19]。采用四分之一桥路方式进行接线, 测试原理以及测试现场如图 8 所示。以间隔 10 kN, 载荷从 10 kN 逐级增加至 80 kN, 将应变结果转换成对应的齿根弯曲应力值。

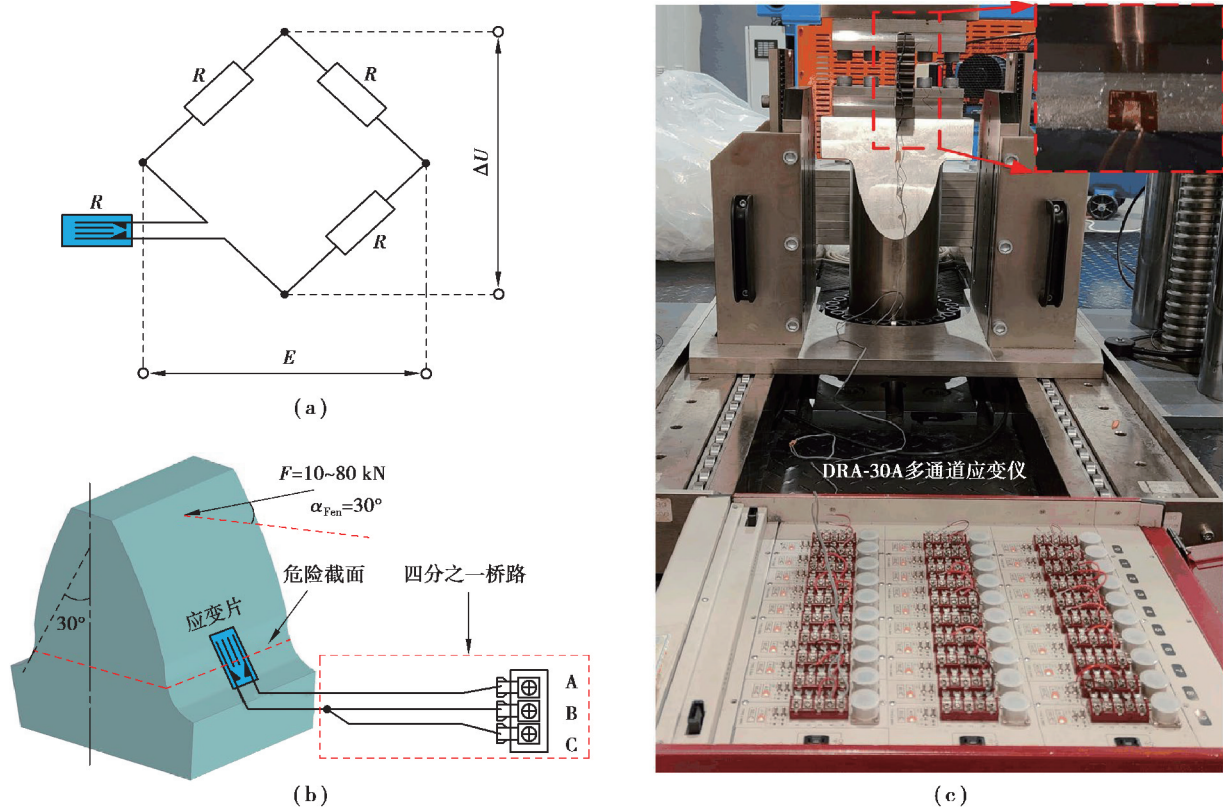


图 8 齿根弯曲应力检测原理及测试现场

Fig. 8 Testing principle and field of tooth root bending stress

2.3 齿根弯曲应力对比验证

通过有限元仿真、电阻应变片测试以及试验方案数值计算 3 种方式得到的齿根弯曲应力基本值如表 4 所示。由表 4 可知, 根据试验方案得到的齿根弯曲应力与有限元仿真以及电阻应变测试的结果的最大误差为 8.7%, 满足工程需求。通过对齿根弯曲应力基本值的校验从而验证了弯曲疲劳试验方案的正确性。

表 4 三种方式齿根弯曲应力对比表

Table 4 Values of root bending stress obtained by three methods

| F_n/kN | 实测/MPa | 仿真/MPa | 仿真值误差/% | 计算/MPa | 计算值误差/% |
|-----------------|--------|--------|---------|--------|---------|
| 10 | 208 | 196 | -5.8 | 206 | -1.0 |
| 20 | 397 | 391 | -1.5 | 413 | 4.0 |
| 30 | 581 | 583 | 0.3 | 619 | 6.5 |
| 40 | 771 | 775 | 0.5 | 826 | 7.1 |
| 50 | 963 | 964 | 0.1 | 1 032 | 7.2 |
| 60 | 1 152 | 1 152 | 0.0 | 1 239 | 7.6 |
| 70 | 1 334 | 1 339 | 0.4 | 1 445 | 8.3 |
| 80 | 1 520 | 1 525 | 0.3 | 1 652 | 8.7 |

3 试验案例

在正式进行齿轮弯曲疲劳试验之前,对试验齿轮的弯曲疲劳承载能力进行摸底测试,根据摸底测试结果确定采用试验载荷范围为 $F_n=72\sim 80$ kN,载荷间隔为 2 kN,共 5 个应力级,采用升降法测定试验齿轮的弯曲疲劳强度极限。结合式(11)、式(12)得到不同试验载荷对应的齿根弯曲应力,如表 5 所示。为确保试验满足可靠性要求^[20],共获得有效试验点 20 个,弯曲疲劳试验数据如表 6 所示,升降法试验结果如图 9 所示。

表 5 不同载荷级下齿根弯曲应力

Table 5 The values of gear root stress under different load levels

| 载荷级 | F_n/kN | σ_F/MPa |
|-----|-----------------|-----------------------|
| 0 | 72 | 754.938 |
| 1 | 74 | 776.507 |
| 2 | 76 | 798.111 |
| 3 | 78 | 819.747 |
| 4 | 80 | 841.417 |

表 6 弯曲疲劳试验数据

Table 6 The data of bending fatigue test

| 测试号 | 加载力/kN | 循环次数 | 失效(F)/越出(N) |
|-----|--------|-----------|-------------|
| 1 | 74 | 3 000 000 | N |
| 2 | 76 | 88 093 | F |
| 3 | 74 | 224 792 | F |
| 4 | 72 | 3 000 000 | N |
| 5 | 74 | 591 556 | F |
| 6 | 72 | 3 000 000 | N |
| 7 | 74 | 3 000 000 | N |
| 8 | 76 | 3 000 000 | N |
| 9 | 78 | 3 000 000 | N |
| 10 | 80 | 51 625 | F |
| 11 | 78 | 75 062 | F |
| 12 | 76 | 3 000 000 | N |
| 13 | 78 | 205 623 | F |
| 14 | 76 | 3 000 000 | N |
| 15 | 78 | 3 000 000 | N |
| 16 | 80 | 111 275 | F |
| 17 | 78 | 258 569 | F |
| 18 | 76 | 3 000 000 | N |
| 19 | 78 | 84 880 | F |
| 20 | 76 | 66 587 | F |

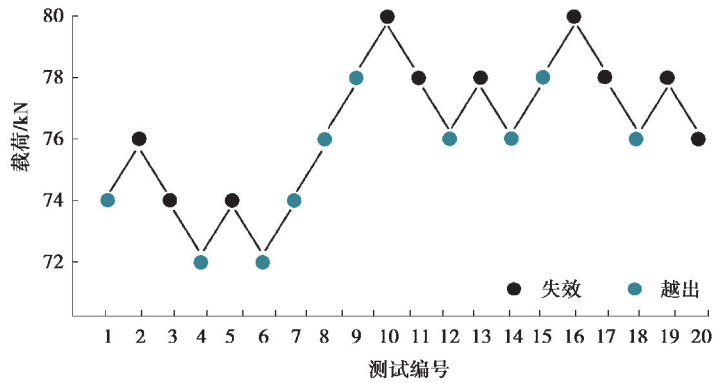


图 9 升降法试验结果

Fig. 9 The results of "up-down" method

根据国标 GB/T 24176—2009《金属材料疲劳试验数据统计方案与分析方法》^[21]对升降法试验结果进行数据处理,将失效点按加载水平升序排序,结果如表 7 所示。

表 7 升降法试验结果分析

Table 7 Analysis for "up-down" method results

| F_n/kN | 加载水平 i | 频数 f | $i \times f$ | $i^2 \times f$ |
|----------|----------|--------|--------------|----------------|
| 80 | 3 | 2 | 6 | 18 |
| 78 | 2 | 4 | 8 | 16 |
| 76 | 1 | 2 | 2 | 2 |
| 74 | 0 | 2 | 0 | 0 |

则预估的 50%可靠度下的中值载荷为

$$\mu_F = F_0 + d \left(\frac{A}{C} - \frac{1}{2} \right). \quad (13)$$

其中: $A = \sum_{i=0}^l i f_i = 16$; $C = \sum_{i=0}^l f_i = 10$; 载荷间隔 $d = 2$ kN; l 为最高加载水平,这里 $l = 3$ 。

当 $D = \frac{BC - A^2}{C^2} = 1.04 > 0.3$ 时,标准差为

$$\sigma = 1.62d \left(\frac{BC - A^2}{C^2} + 0.029 \right). \quad (14)$$

其中: $B = \sum_{i=0}^l i^2 f_i = 36$ 。

取不同可靠度 $R = 99.9\%, 99\%, 95\%, 90\%$, 则对应的标准正态分布分位数 $\Phi^{-1}(1-R) = -3.090, -2.326, -1.645, -1.282$ 。本试验采用 B 试验法即采用脉动型加载方式开展,其试验结果与 A 试验法即运转型试验结果存在转换系数,该转换系数^[22]为 $f_p = 0.9$, 则不同可靠度的载荷计算见公式(15)。联合公式(11)(12)(15),可得试验齿轮在不同可靠度下的弯曲疲劳极限,如表 8 所示。

$$F = f_p (\mu_F + \Phi^{-1}(1-R)\sigma). \quad (15)$$

表 8 不同可靠度下弯曲疲劳极限

Table 8 Bending fatigue limits under different reliabilities

| 可靠度 $R/\%$ | σ_F/MPa | F_n/kN |
|------------|-----------------------|-----------------|
| 50 | 720.245 | 76.20 |
| 90 | 677.116 | 71.76 |
| 95 | 665.001 | 70.51 |
| 99 | 642.158 | 68.15 |
| 99.9 | 616.655 | 65.51 |

4 弯曲疲劳极限误差分析

根据齿轮名义尺寸确定加载点和计算齿根弯曲应力。试验齿轮的精度等级为 5 级, 齿轮几何尺寸在满足 5 级精度的公差范围内波动, 则实际加载点会随齿轮尺寸变化而发生改变; 加载点的位置是依靠装夹来保证的, 在试验齿轮装夹过程中也存在装夹误差; 且试验设备的加载力也存在加载精度。因此有必要开展上述误差对齿轮弯曲疲劳试验结果的影响分析。

4.1 几何精度对弯曲疲劳极限的影响

试验齿轮的跨五齿名义公法线长度为 $W=69.766\text{ mm}$, 5 级精度下, 公法线长度在 $W=69.662\sim 69.700\text{ mm}$ 范围内波动。公法线长度的改变将导致加载位置的改变, 从而引起弯曲力臂 h_{Fe} 与载荷作用角 α_{Fen} 发生变化进而引起齿根弯曲应力的改变。不同公法线长度下加载位置如图 10 所示, 相关应力计算参数结果见表 9。结合公式(11)(12)以及表 8、9 得到考虑不同公法线长度下的不同可靠度齿轮弯曲疲劳极限, 如表 10 所示。

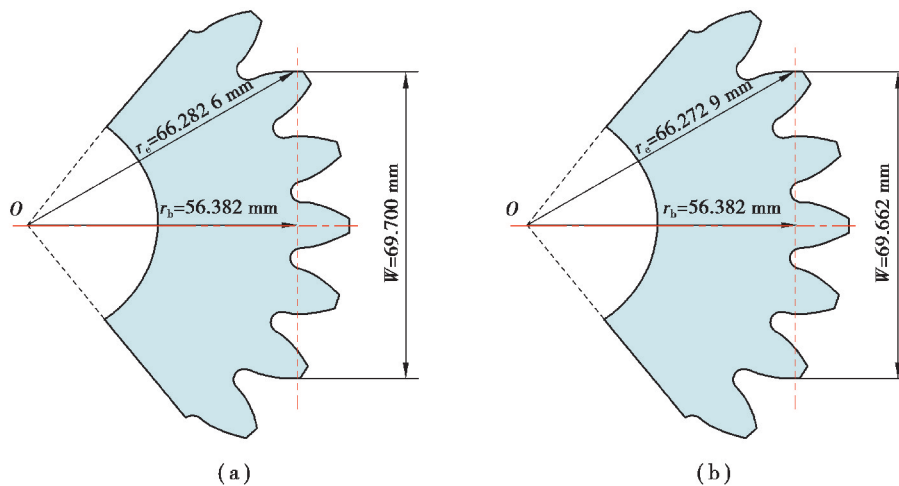


图 10 不同公法线长度加载位置

Fig. 10 Loading positions of different common normal lengths

表 9 不同公法线长度下齿根应力参数结果

Table 9 Results of root stress parameters under different common normal lengths

| W/mm | Y_{Fe} | Y_{Se} | Y_{ST} | $Y_{\sigma_{relT}}$ | Y_{RrelT} | Y_X |
|---------------|----------|----------|----------|---------------------|-------------|-------|
| 69.700 | 2.106 | 1.737 | 2.0 | 0.997 | 0.964 | 1 |
| 69.662 | 2.120 | 1.734 | 2.0 | 0.997 | 0.964 | 1 |

表 10 不同公法线长度下不同可靠度的弯曲疲劳极限

Table 10 Bending fatigue limits of different reliabilities under different common normal lengths

| 可靠度 $R/\%$ | 疲劳极限/MPa | | |
|------------|---------------|---------------|---------------|
| | $W=69.700$ mm | $W=69.766$ mm | $W=69.662$ mm |
| 50 | 738.2 | 720.2 | 744.2 |
| 90 | 694.0 | 677.1 | 699.6 |
| 95 | 681.5 | 665.0 | 687.1 |
| 99 | 658.1 | 642.2 | 663.4 |
| 99.9 | 632.0 | 616.7 | 637.1 |

由表 10 可知,在不同公法线长度下,不同可靠度的弯曲疲劳极限都大于名义公法线长度的对应值。与名义公法线长度情况相比,公法线长度为 $W=69.700$ mm 时的弯曲疲劳极限最大误差值为 $+2.50\%$,公法线长度为 $W=69.662$ mm 时的弯曲疲劳极限最大误差值为 $+3.33\%$,故不同公法线长度情况下弯曲疲劳极限的误差在 $+2.50\% \sim +3.33\%$ 之间波动。

由式(5)可知,齿宽同样是影响齿根弯曲应力的重要参数,且齿宽和齿根应力成反比关系。试验齿轮的名义齿宽为 $b=30$ mm。但实际齿宽在 $b=(30.0 \pm 0.1)$ mm 范围内波动。结合公式(5)和(12)以及表 3 和 8 可得考虑不同齿宽下的不同可靠度的齿轮弯曲疲劳极限,如表 11 所示。

表 11 不同齿宽下不同可靠度的弯曲疲劳极限

Table 11 Bending fatigue limits of different reliabilities under different tooth widths

| 可靠度 $R/\%$ | 疲劳极限/MPa | | |
|------------|-------------|-------------|-------------|
| | $b=30.1$ mm | $b=30.0$ mm | $b=29.9$ mm |
| 50 | 719.6 | 720.2 | 724.4 |
| 90 | 676.6 | 677.1 | 681.0 |
| 95 | 664.4 | 665.0 | 668.9 |
| 99 | 641.6 | 642.2 | 645.9 |
| 99.9 | 616.1 | 616.7 | 620.2 |

由表 11 可知,与名义齿宽情况相比,齿宽为 $b=30.1$ mm 时的弯曲疲劳极限最大误差值为 -0.1% ,齿宽为 $b=29.9$ mm 时的弯曲疲劳极限最大误差值为 $+0.59\%$,故不同齿宽情况下弯曲疲劳极限的误差在 $-0.10\% \sim +0.59\%$ 之间波动。

4.2 装夹误差对弯曲疲劳极限的影响

试验齿轮装夹过程中存在装夹误差,在不考虑装夹时齿轮左右偏斜,则装夹误差体现在加载点位置变化上。加载点到齿轮中心的名义半径为 $r_e=66.3$ mm。认为试验的装夹误差为 ± 0.1 mm,即加载点到齿轮中心的半径在 $r_e=66.2 \sim 66.4$ mm 范围内波动。装夹误差如图 11 所示。考虑装夹误差的齿根应力参数结果见表 12。结合公式(11)(12)及表 8、12 得到考虑装夹误差的不同可靠度的齿轮弯曲疲劳极限,见表 13。

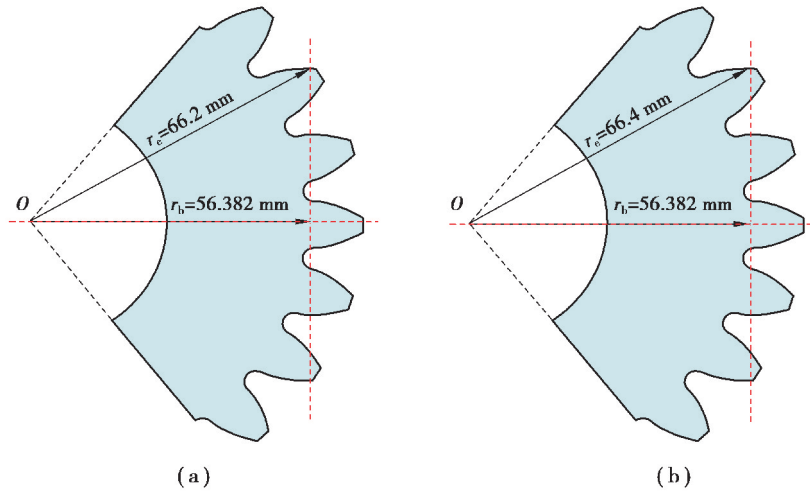


图 11 装夹误差
Fig. 11 Clamping errors

表 12 不同装夹误差下齿根应力参数结果

Table 12 Results of root stress parameters under different clamping errors

| r_e /mm | Y_{Fe} | Y_{Se} | Y_{ST} | $Y_{\delta relT}$ | Y_{RrelT} | Y_X |
|-----------|----------|----------|----------|-------------------|-------------|-------|
| 66.4 | 2.064 | 1.747 | 2.0 | 0.997 | 0.964 | 1 |
| 66.2 | 2.014 | 1.760 | 2.0 | 0.997 | 0.964 | 1 |

表 13 不同装夹误差下不同可靠度的弯曲疲劳极限

Table 13 Bending fatigue limits of different reliabilities under different clamping errors

| 可靠度 $R/\%$ | 疲劳极限/MPa | | |
|------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | $r_e = 66.4$ mm | $r_e = 66.3$ mm | $r_e = 66.2$ mm |
| 50 | 724.8 | 720.2 | 715.7 |
| 90 | 681.4 | 677.1 | 672.9 |
| 95 | 669.2 | 665.0 | 660.8 |
| 99 | 646.2 | 642.2 | 638.1 |
| 99.9 | 620.5 | 616.7 | 612.8 |

由表 13 可知,与名义装夹位置相比, $r_e = 66.4$ mm 时的弯曲疲劳极限最大误差值为 $+0.64\%$, $r_e = 66.2$ mm 时的弯曲疲劳极限最大误差值为 -0.64% ,故不同装夹误差情况下弯曲疲劳极限的误差在 $-0.64\% \sim +0.64\%$ 范围内波动。

4.3 设备加载精度对弯曲疲劳极限的影响

本弯曲疲劳试验采用的设备为 Zwick Vibrophore 1000 kN 试验机,由表 1 可知其动态加载精度为 2% ,结合公式(11)和(12)及表 8,得到考虑设备精度影响下不同可靠度下齿轮的弯曲疲劳极限(见表 14)。

表 14 考虑设备精度的不同可靠度下的弯曲疲劳极限

Table 14 Bending fatigue limits under different reliabilities considering equipment accuracy

| 可靠度 $R/\%$ | 疲劳极限/MPa | | |
|------------|----------|-------|--------|
| | +2%加载力 | 名义加载力 | -2%加载力 |
| 50 | 735.1 | 720.2 | 705.4 |
| 90 | 691.0 | 677.1 | 663.2 |
| 95 | 678.7 | 665.0 | 651.3 |
| 99 | 655.3 | 642.2 | 629.0 |
| 99.9 | 629.3 | 616.7 | 604.0 |

由表 14 可知,与名义加载力相比,+2%加载力时的弯曲疲劳极限最大误差值为+2.07%,−2%加载力时的弯曲疲劳极限最大误差值为−2.06%,故由试验设备本身加载精度引起的齿轮弯曲疲劳极限误差在−2.06%~+2.07%范围内波动。

综上可知由齿轮几何误差以及设备加载精度引起的试验误差占比较大,因此在进行弯曲疲劳试验时,必须保证试验齿轮的几何精度以及试验设备的加载精度。上述 4 项误差同时出现极限值的概率极低,对误差值进行加权平均,得到综合考虑试验过程误差对弯曲疲劳强度极限的影响为 2.43%。

5 结论

开展了齿轮弯曲疲劳试验方法研究,针对齿轮弯曲疲劳试验过程中的误差进行影响规律分析,得到如下结论:

1) 根据标准制定弯曲疲劳试验方案,并开展齿根弯曲应力有限元仿真以及电阻应变片测试,试验方案计算弯曲应力与实测弯曲应力最大误差为 8.7%,满足工程应用需求。

2) 获得 99%可靠度下 18CrNiMo7-6 喷丸齿轮弯曲疲劳强度极限为 642 MPa,相比国标 GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》中 MQ 级的 500 MPa,提高了 28%,标准设计偏保守,为工程应用提供参考。

3) 开展了弯曲疲劳试验过程中的相关误差对弯曲疲劳极限的影响分析,发现公法线长度偏差、齿宽误差、装夹误差和设备加工精度引起的误差分别为: +2.5%~+3.33%、−0.10%~+0.59%、−0.64%~+0.64%和−2.06%~+2.07%。弯曲疲劳试验时,应尽量保证试验设备的加载精度以及试验齿轮的制造精度。上述 4 项误差同时出现极限值的概率极低,对误差值进行加权平均,得到综合考虑试验过程误差对弯曲疲劳强度极限的影响为 2.43%。

参考文献:

- [1] He H F, Liu H J, Zhu C C, et al. Analysis of the fatigue crack initiation of a wind turbine gear considering load sequence effect[J]. International Journal of Damage Mechanics, 2020, 29(2): 207-225.
- [2] 王振, 陈龙, 郑楠, 等. 基于残余应力的轮齿齿根强化对弯曲疲劳强度影响研究综述[J]. 机械传动, 2019, 43(12): 161-168.
Wang Z, Chen L, Zheng N, et al. A summary of the research on the effect of gear tooth root strengthening on bending fatigue strength based on residual stress[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(12): 161-168. (in Chinese)
- [3] Hong I J, Kahraman A, Anderson N. A rotating gear test methodology for evaluation of high-cycle tooth bending fatigue lives under fully reversed and fully released loading conditions[J]. International Journal of Fatigue, 2020, 133: 105432.
- [4] Lisle T J, Shaw B A, Frazer R C. External spur gear root bending stress: a comparison of ISO 6336: 2006, AGMA 2101-D04, ANSYS finite element analysis and strain gauge techniques[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 111: 1-9.
- [5] 王明旭, 李永祥, 秦超, 等. A35CrNiMo 感应淬火齿轮弯曲疲劳强度试验[J]. 机械设计与研究, 2018, 34(6): 66-69,79.
Wang M X, Li Y X, Qin C, et al. Experimental study on bend fatigue strength of induction hardened gears of A35CrNiMo [J]. Machine Design & Research, 2018, 34(6): 66-69,79. (in Chinese)

- [6] 徐科飞,王栋,刘昱范,等. 齿轮弯曲疲劳试验中齿根弯曲应力计算的若干问题探讨[J]. 机械传动, 2016, 40(5): 61-63,138.
Xu K F, Wang D, Liu Y F, et al. Discussion of some issues on the calculation of the gear tooth root bending stress in the gear bending fatigue test[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016, 40(5): 61-63,138. (in Chinese)
- [7] 刘子强,陈亮,王文铭. 关于齿轮单齿脉动弯曲疲劳试验中的几个问题[J]. 机械传动, 2017, 41(3): 151-154.
Liu Z Q, Chen L, Wan W M. Several questions about gear single tooth pulsating bending fatigue test[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(3): 151-154. (in Chinese)
- [8] 国家技术监督局. 齿轮弯曲疲劳强度试验方法: GB/T 14230—1993[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.
State Bureau of Quality and Technical Supervision of the People's Republic of China. Standard of test method for bending load capacity of gears: GB/T 14230—1993[S]. Beijing: Standards Press of China, 2004. (in Chinese)
- [9] Conrado E, Gorla C, Davoli P, et al. A comparison of bending fatigue strength of carburized and nitrided gears for industrial applications[J]. Engineering Failure Analysis, 2017, 78: 41-54.
- [10] Peng C, Xiao Y Z, Wang Y Z, et al. Effect of laser shock peening on bending fatigue performance of AISI 9310 steel spur gear[J]. Optics & Laser Technology, 2017, 94: 15-24.
- [11] Bonaiti L, Concli F, Gorla C, et al. Bending fatigue behaviour of 17-4 PH gears produced via selective laser melting [J]. Procedia Structural Integrity, 2019, 24: 764-774.
- [12] 黄灵,毛应才,王聪,等. 单圆头留磨滚刀齿形参数设计与分析[J]. 机械传动, 2011, 35(10): 89-91.
Huang L, Mao Y C, Wang C, et al. Parameter design and analysis of tooth profile of single-thread round-head pregrinding hob[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2011, 35(10): 89-91. (in Chinese)
- [13] 国家技术监督局. 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法: GB/T 3480—1997[S]. 北京: 中国标准出版社, 2004.
State Bureau of Quality and Technical Supervision of the People's Republic of China. Calculation methods of load capacity for involute cylindrical gears: GB/T 3480—1997[S]. Beijing: Standards Press of China, 2004. (in Chinese)
- [14] 马威. 基于试验与数值模拟技术的齿轮弯曲疲劳特性研究[D]. 北京: 机械科学研究总院, 2016.
Ma W. Study on gear bending fatigue properties based on test and numerical simulation technology[D]. Beijing: General Research Institute of Mechanical Sciences, 2016. (in Chinese)
- [15] Zhang B Y, Liu H J, Zhu C C, et al. Numerical simulation of competing mechanism between pitting and micro-pitting of a wind turbine gear considering surface roughness[J]. Engineering Failure Analysis, 2019, 104: 1-12.
- [16] He H F, Liu H J, Zhu C C, et al. Study of rolling contact fatigue behavior of a wind turbine gear based on damage-coupled elastic-plastic model[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 141: 512-519.
- [17] 吕中和. 地铁车辆齿轮箱传动齿轮弯曲疲劳寿命研究[D]. 北京: 北京建筑大学, 2018.
Lv Z H. Research on bending fatigue life of transmission gear for metro vehicle gearbox[D]. Beijing: Beijing University of Civil Engineering and Architecture, 2018. (in Chinese)
- [18] 石兴磊. 乘用车变速器齿轮齿根弯曲应力测试及建模分析[D]. 长春: 吉林大学, 2015.
Shi X L. Passenger car transmission gear tooth root bending stress testing and modeling analysis[D]. Changchun: Jilin University, 2015. (in Chinese)
- [19] 余自强. RV 减速器啮合特性分析[D]. 重庆: 重庆大学, 2018.
Yu Z Q. Analysis of static meshing characteristics of RV reducer[D]. Chongqing: Chongqing University, 2018. (in Chinese)
- [20] 杨广明. 升降法测定齿轮的弯曲疲劳极限[J]. 机械传动, 2015, 39(8): 176-180.
Yang G M. Determination of gear bending fatigue limit based on up and down method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(8): 176-180. (in Chinese)
- [21] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. 金属材料 疲劳试验 数据统计方案与分析方法: GB/T 24176—2009[S]. 北京: 中国标准出版社, 2010.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Metallic materials—fatigue testing—statistical planning and analysis of data: GB/T 24176—2009[S]. Beijing: Standards Press of China, 2010. (in Chinese)
- [22] Bonaiti L, Bayoumi A B M, Concli F, et al. Gear root bending strength: a comparison between single tooth bending fatigue tests and meshing gears[J]. Journal of Mechanical Design, 2021, 143(10): 1-17.