

# 基于Paris模型的滚动轴承全周期疲劳寿命预测

杨慧明<sup>1,2</sup> 杨霞<sup>1\*</sup> 黄宇齐<sup>1</sup>

1. 太原科技大学机械工程学院, 太原, 030024

2. 山西杏花村汾酒集团有限责任公司, 汾阳, 032205

**摘要:**为预测滚动轴承疲劳寿命,根据轴承裂纹扩展方式建立了修正临界平面,将裂纹由二维扩展转化为三维扩展。将Smith-Watson-Topper-疲劳指标参数(SWT-FIP)法与应力-疲劳寿命(S-N)曲线相结合,基于修正临界平面法和修正Paris模型,以等效椭圆裂纹面积差为疲劳裂纹扩展表征量,计算等效裂纹长度,建立了涵盖裂纹萌生寿命、裂纹扩展寿命和疲劳剥落寿命的滚动轴承全周期疲劳寿命预测模型。利用两种轴承加速寿命试验数据集对全周期疲劳寿命预测模型进行验证,并与L-P模型和原Paris模型进行对比分析,结果表明:相较于原Paris模型和L-P模型,所建立的滚动轴承全周期疲劳寿命预测模型能够更准确地预测轴承疲劳寿命。

**关键词:**滚动轴承;修正临界平面;修正Paris模型;全周期疲劳寿命预测

**中图分类号:**TH133

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.09.012

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Full-cycle Fatigue Life Prediction of Rolling Bearings Based on Paris Modeling

YANG Huiming<sup>1,2</sup> YANG Xia<sup>1\*</sup> HUANG Yuqi<sup>1</sup>

1. School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan, 030024

2. Shanxi Xinghuacun Fenjiu Group Co., Ltd., Fenyang, Shanxi, 032205

**Abstract:** In order to predict the fatigue life of rolling bearings, a modified critical plane was established according to the bearing crack extension mode, which transformed the cracks from two-dimensional extension to three-dimensional extension. Combining the Smith-Watson-Topper-fatigue indicator parameter (SWT-FIP) method with S-N curve, based on the modified critical plane method and the modified Paris model, the equivalent elliptical crack area difference was used as fatigue crack extension characterization quantity, and the equivalent crack length was calculated to establish a full-cycle fatigue life prediction model of the rolling bearings covering crack initiation life, crack extension life and fatigue spalling life. The full-cycle fatigue life prediction model was validated with 2 types of accelerated life test datasets of bearings, and compared with L-P model and original Paris model. Results show that the full-cycle fatigue life prediction model of rolling bearings may predict the fatigue life of bearings more accurate than that of original Paris model and L-P model.

**Key words:** rolling bearing; modified critical plane; modified Paris model; full cycle fatigue life prediction

### 0 引言

滚动轴承作为旋转机械的关键零部件之一,在动力传递和支撑上起着不可替代的作用<sup>[1-2]</sup>。由于轴承运行工况、工作环境、自身结构等原因,造成其变形、萌生裂纹甚至断裂,一旦轴承系统发生意外,将造成严重后果<sup>[3-5]</sup>。在滚动轴承故障中,由疲劳剥落引起的失效是滚动轴承最主要的失效模式,占比约80%<sup>[6]</sup>,因此,对轴承进行疲劳

寿命预测和健康状态监测是研究热点,同时也是企业降本增效的有效方法之一<sup>[7-8]</sup>。

L-P寿命理论<sup>[9-10]</sup>经过诸多学者的研究与修正,广泛应用于工程构件疲劳寿命预测,但由于轴承钢质量的提高,其预测寿命要远远小于轴承实际疲劳寿命。采用Paris模型<sup>[11]</sup>可进行疲劳裂纹扩展速率和应力强度因子之间的计算。基于Paris模型,GÖNCZA等<sup>[12]</sup>根据数值研究方法中的Basquin关系,在循环载荷条件下对大直径滚珠轴承的疲劳裂纹扩展速率进行二维有限元分析(FEA),成功预测了滚珠轴承的最小寿命。LIU等<sup>[13]</sup>提出一种基于临界平面方法的统一多轴疲劳

收稿日期:2024-07-31

基金项目:国家自然科学基金(52175354);山西省基础研究计划(20210302123211)

损伤模型,无需开裂信息,适用于各种材料的各种失效模式。潘琦<sup>[14]</sup>对轴承载荷分布和应力应变进行了理论计算,在轴承接触的亚表面建立了不同尺寸的萌生裂纹,分析了尖端应力场的大小,求得最大应力强度因子,并计算了临界裂纹和剥落裂纹长度。叶华文等<sup>[15]</sup>基于Paris公式建立了钢丝绳的裂纹数学模型,结合S-N曲线预测了被腐蚀钢丝绳疲劳寿命。渠晓刚等<sup>[16]</sup>基于断裂力学建立了起重机仿真模型,预测了起重机应力集中点的疲劳寿命。MARKHAM等<sup>[17]</sup>使用断裂力学和临界平面混合方法对多轴载荷的寿命进行等效损伤单轴应力幅值的函数预测,并使用Hartman-Schijve裂纹扩展方程的初始缺陷尺寸和模式I裂纹扩展特性进行了寿命预测。郗涛等<sup>[18]</sup>基于优化VMD-GRU算法成功预测滚动轴承剩余寿命,平均误差大幅降低。

现有疲劳寿命预测研究中,绝大部分以有限元仿真为主,对全周期疲劳寿命理论研究较少。鉴于此,本文将建立修正临界平面,基于S-N寿命曲线和Paris模型,建立轴承裂纹萌生寿命、裂纹扩展寿命和疲劳剥落寿命的全周期疲劳寿命预测模型。同时利用西安交通大学和中国民用航空飞行学院数据集验证全周期疲劳寿命预测模型的正确性,为轴承定期维修和更换提供理论依据。

### 1 修正临界平面法

临界平面法认为,构件最大法向应力和最大法向应变所在的平面往往最容易成为裂纹萌生的“危险平面”,且该平面上的应力和应变可以用一个综合参数来表示,以此来鉴定疲劳裂纹萌生的难易程度<sup>[19]</sup>。疲劳裂纹萌生可分为:应力状态疲劳裂纹萌生、应变状态疲劳裂纹萌生和应力应变疲劳裂纹萌生。

滚动轴承的接触面均为曲面,但萌生裂纹扩展路径并不是沿着平面扩展,而是沿着萌生缺陷所在曲滚道面扩展,因此需要在临界平面的基础上将裂纹扩展面修正为曲面,称为修正临界平面法。通过修正临界平面法可以将裂纹扩展从二维转化为三维进行分析。

图1为轴承缺陷的修正临界平面示意图,基于修正临界平面法可知,实际上的缺陷凹坑为内嵌到轴承外圈内表面、内圈外表面或滚动体表面的曲面椭圆。图中, $a$ 和 $b$ 分别是修正临界面曲面椭圆(凹坑内表面)的长半轴和短半轴,即裂纹的主尺寸和次尺寸; $a'$ 和 $b'$ 分别是临界平面上椭圆“缺陷”的长半轴和短半轴。

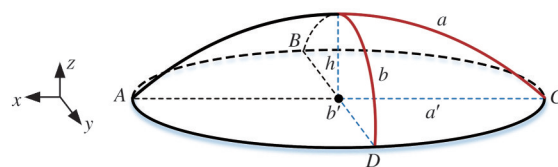


图1 修正临界平面示意图

Fig.1 Schematic diagram of modified critical plane method

临界平面上的长半轴 $a'$ 和短半轴 $b'$ 与修正临界面上曲面椭圆的长半轴 $a$ 和短半轴 $b$ 存在一定的几何关系,即 $a$ 和 $b$ 分别是与轴承外表面重合的弧长,如图2所示。

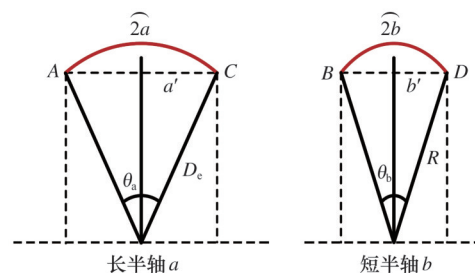


图2 修正临界平面法几何示意图

Fig.2 Geometric schematic diagram of modified critical plane method

根据几何关系可知,修正临界平面椭圆形裂纹真实扩展长度的长半轴 $a$ 和短半轴 $b$ 表示为

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{\pi D_c \arcsin(2a'/D_c)}{360} \\ b &= \frac{\pi R \arcsin(2b'/R)}{360} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $D_c$ 为滚动体与外滚道接触点直径; $R$ 为轴承滚动体接触点半径。

## 2 轴承全周期疲劳寿命预测模型的建立

### 2.1 裂纹萌生寿命预测模型的建立

SWT-FIP(Smith-Watson-Topper-fatigue indicator parameter)对机械部件裂纹萌生寿命预测较为准确<sup>[20]</sup>,该准则认为构件的疲劳寿命是由临界面上的最大法向切应力 $\tau_{n,max}$ 和法向切应变 $\Delta\epsilon_{n,a}$ 共同决定的,因此可以采用SWT-FIP参数公式结合S-N曲线进行拟合,进而预测轴承疲劳裂纹萌生寿命。

SWT-FIP参数可以表示为

$$S_{WT} = \max(\sqrt{\sigma_{n,a}(\theta)\sigma_{n,max}(\theta)}) \quad (2)$$

式中: $\sigma_{n,a}(\theta)$ 、 $\sigma_{n,max}(\theta)$ 分别为加载临界曲面内法向应力和周期内最大法向应力。

考虑试验中应力和应变与裂纹疲劳寿命 $N_i$ 的关系:

$$S_{WT} = \frac{(\sigma_i')^2}{E} (2N_i)^{2n} + \sigma_i'\epsilon_i'(2N_i)^{n+c} \quad (3)$$

式中： $\sigma'_f, n$  分别为该材料的疲劳强度系数和疲劳强度指数； $e'_f, c$  分别为该材料的疲劳延性系数和疲劳延性指数； $E$  为材料的弹性模量； $N_i$  为特定长度裂纹寿命，当裂纹长度为等效初始裂纹长度  $r_0$  时， $N_i$  为裂纹萌生寿命。

忽略接触时的塑性变形，则有

$$\max(\sqrt{\sigma_{n,a}(\theta)\sigma_{n,max}(\theta)}) = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_i)^{2n} \quad (4)$$

根据文献[21]给出的 GCr15(轴承钢材料)的疲劳寿命 S-N 曲线，将 GCr15 的疲劳实验数据导入 Origin 软件中，选取合适的拟合函数(Allometricl:  $y=ax^b$ )，可拟合求得疲劳强度系数  $\sigma'_f$  和疲劳强度指数  $n$  的关系曲线，拟合结果见图 3 和表 1。

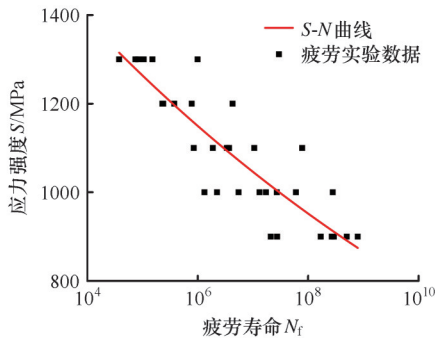


图 3 GCr15 轴承钢疲劳寿命 S-N 曲线

Fig.3 S-N curve of fatigue life of GCr15 bearing steel

表 1 GCr15 疲劳寿命 S-N 曲线拟合参数

Tab.1 S-N curve fitting parameters of fatigue life of GCr15

参数	数值
$\sigma'_f/\text{MPa}$	2204.6162
$n$	-0.0409
$E/\text{MPa}$	20 800
$\sigma_{n,a}(\theta)$	1617
$\sigma_{n,max}(\theta)$	0.29
$\theta$	90°

将 GCr15 材料的疲劳寿命 S-N 曲线拟合结果代入 SWT-FIP 参数(式(4))中,可得

$$\max \sqrt{\sigma_{n,a}(\theta)\sigma_{n,max}(\theta)} = \frac{2204.6162^2}{20\ 800} (2N_i)^{-0.0409} \quad (5)$$

$$r \geq r_0$$

式中： $r_0$  为初始裂纹长度； $r$  为等效裂纹长度。

### 2.2 裂纹扩展寿命预测模型的建立

裂纹的形状有椭圆形和矩形，都受裂纹主尺寸  $a$  与次尺寸  $b$  不同程度的影响<sup>[22]</sup>。根据轴承裂纹的扩展方式，以等效椭圆曲线的面积差值为疲劳裂纹扩展的表征量，这样不仅考虑了裂纹主尺寸  $a$  和次尺寸  $b$  的影响，而且与轴承载荷类型和实际裂纹扩展机理相契合。疲劳裂纹扩展量见图 4。

基于以上分析，本文在原 Paris 模型的基础上提出了改进的 Paris 滚动轴承裂纹扩展阶段的疲劳寿命预测模型，可表示为

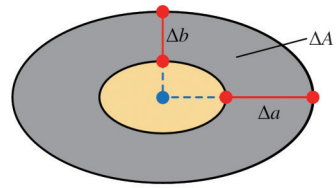


图 4 疲劳裂纹椭圆面积扩展量

Fig.4 Expansion of ellipse area of fatigue life

$$\frac{dA}{dN_p} = C(\Delta K_{Ic} - \Delta K_{th})^m \quad (6)$$

式中： $N_p$  为疲劳裂纹扩展寿命； $A$  为椭圆裂纹面积； $\Delta K_{th}$  为疲劳裂纹应力强度因子门槛值； $\Delta K_{Ic}$  为疲劳裂纹应力强度因子临界值(断裂韧性)； $C, m$  为疲劳裂纹扩展因子，与材料的温度、硬度和韧性等属性相关，可通过试验或查取相关材料手册得到。

令椭圆形裂纹由等效初始面积  $A_0$  扩展到临界面积  $A_c$  所经历的循环次数为疲劳裂纹扩展寿命  $N_p$ ，有

$$N_p = \frac{1}{C_c} \int_{A_0}^{A_c} \frac{1}{(\Delta K_{Ic} - \Delta K_{th})^m} ds \quad r_0 \leq r \leq r_c \quad (7)$$

式中： $N_p$  为疲劳裂纹扩展寿命(10<sup>6</sup> 循环周次或 h)； $C_c$  为该阶段疲劳裂纹扩展因子。

根据式(7)计算轴承裂纹扩展寿命之前，需通过计算等效初始裂纹长度  $r_0$  和临界裂纹长度  $r_c$  来计算曲面椭圆的等效初始面积  $S_0$  和临界面积  $S_c$ 。计算临界平面上裂纹主尺寸  $a'$  和次尺寸  $b'$ ：

$$\left. \begin{aligned} r_0 &= 2a' \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \left(\frac{a'}{b'}\right)^2 \sin^2 \theta} d\theta \\ r_c &= 2a \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \left(\frac{a}{b}\right)^2 \sin^2 \theta} d\theta \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中： $\theta \in [0, \pi/2]$ ； $a'$  和  $b'$  的比值可根据线接触求得。

由于式(8)理论计算较为复杂，因此，可以先在合理范围内选取裂纹长度，再利用 MATLAB 的“integral”函数计算得到等效初始裂纹长度  $r_0$ 、临界平面上裂纹主尺寸  $a'$  和次尺寸  $b'$ ，计算结果如图 5 所示。

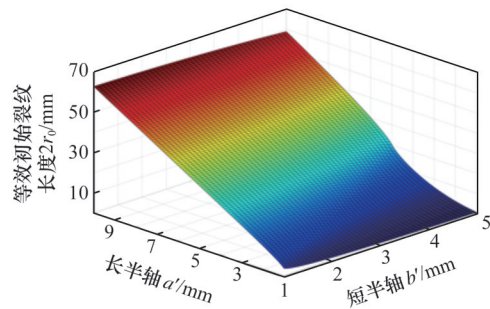


图 5 等效初始裂纹长度、长半轴和短半轴的关系

Fig.5 The relationship of equivalent initial crack length, major axis and minor axis

等效初始椭圆面积为

$$A_0 = \pi ab \quad (9)$$

同理,临界面积为

$$A_c = \pi(a + \Delta a)(b + \Delta b) \quad (10)$$

式中: $\Delta a$ 为椭圆裂纹长半轴变化量; $\Delta b$ 为椭圆裂纹短半轴变化量。

利用材料的疲劳裂纹应力强度因子临界值 $\Delta K_{IC}$ ,通过式(8)、修正临界平面椭圆形裂纹真实扩展长度式(1)和临界裂纹长度计算公式间接求得临界裂纹长度:

$$r_c = \frac{1}{\pi} \left( \frac{\Delta K_{IC}}{\Delta \tau_{max} Y} \right)^2 \quad (11)$$

式中: $Y$ 为几何校正因子,可查阅《应力强度因子手册》<sup>[23]</sup>;  $\Delta \tau_{max}$ 为轴承内表面承受的最大切应力。

轴承钢 GCr15 的主要相关力学参数见表 2。

表 2 GCr15 轴承钢主要力学参数

Tab.2 Main mechanical parameters of GCr15 bearing steel

参数	数值
$\Delta K_{th}/(\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2})$	0~0.15
$\Delta K_{IC}/(\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2})$	20.46
泊松比 $\nu$	0.25
$C/\text{MPa}$	20 800

### 2.3 轴承疲劳剥落寿命预测模型的建立

缺陷凹坑较大会导致轴承振动且噪声过大,甚至发生“卡死”现象。由于剥落缺陷面积相对于整个轴承表面来说非常小,因此,可将该剥落点的界面视为椭圆平面,根据实际试验失效轴承凹坑形状,在此将剥落模型简化为长半轴为 $a$ 、短半轴为 $b$ 、深度为 $h$ 的半椭球体,半椭圆凹坑的长半轴、短半轴和凹坑深度比值设为2:1:1,如图6所示。

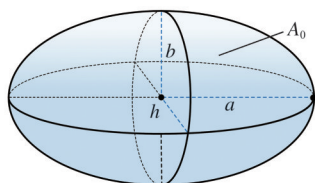


图 6 疲劳剥落凹坑参数示意图

Fig.6 Schematic diagram of the pit parameter of fatigue spalling

因此,根据实际工程经验值<sup>[24]</sup>取最终剥落的半椭圆凹坑体积为

$$V_s = \pi d^3 / 3072 \quad (12)$$

式中: $d$ 为滚动体最大直径。

考虑到预测模型的完整性和连续性,将疲劳剥落寿命视为疲劳裂纹扩展寿命的延续,因此有

$$\frac{1}{C_s} \int_0^{V_p} \frac{1}{(\Delta K_s - \Delta K_{IC})^m} dv = \frac{1}{C_c} \int_{A_0}^{A_c} \frac{1}{(\Delta K_{IC} - \Delta K_{th})^m} dr \quad (13)$$

式中: $C_s$ 为裂纹断裂疲劳因子; $\Delta K_s$ 为疲劳裂纹剥落因子; $V_p$ 为初始剥落体积。

轴承失效时,剥落总体积为

$$\Delta V = V_s - V_p \quad (14)$$

裂纹最初以二维形式扩展,当裂纹长度达到临界值 $r_c$ 时发生疲劳断裂,形成剥落起始点。随后,在该起始点上持续扩展,最终形成剥落凹坑。轴承疲劳剥落寿命的剥落点可视为三维椭球体凹坑,结合修正临界平面法,本文提出了轴承疲劳剥落寿命的预测模型,可表示为

$$N_d = \frac{1}{C_s} \int_{V_p}^{V_s} \frac{1}{(\Delta K_s - \Delta K_{IC})^m} dV \quad r \geq r_c \quad (15)$$

式中: $N_d$ 为裂纹疲劳剥落寿命。

至此,基于剥落总体积,将剥落阶段视为裂纹扩展阶段,即可求得裂纹疲劳剥落阶段寿命。

### 2.4 轴承全周期疲劳寿命预测模型的建立

综上,完成了裂纹萌生、裂纹扩展和裂纹疲劳剥落三部分寿命预测,由式(5)、式(7)和式(15)可得到轴承全周期疲劳寿命预测模型:

$$N_i = N_1 + N_p + N_d \quad (16)$$

## 3 滚动轴承疲劳寿命预测模型验证

### 3.1 滚动轴承全周期疲劳寿命数据集

#### 3.1.1 试验1(西安交通大学数据集)

本文以西安交通大学滚动轴承全周期加速寿命试验平台(图7)测得的全寿命数据集进行分析。该试验用加速传感器对轴承振动信号进行采样,当振动信号的最大幅值超过20g时即认定为轴承失效,并记录失效时间,图8所示为试验LDK-UER204失效轴承,参数如表3所示。

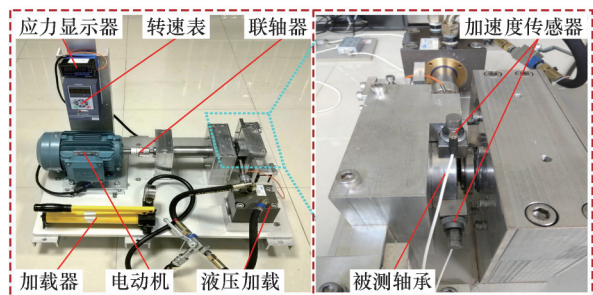
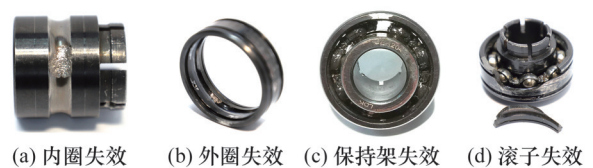


图 7 轴承全周期加速寿命试验平台<sup>[25]</sup>

Fig.7 Bearing full-cycle accelerated life test platform<sup>[25]</sup>



(a) 内圈失效 (b) 外圈失效 (c) 保持架失效 (d) 滚子失效

图 8 轴承加速寿命试验失效轴承

Fig.8 Failed bearings of bearing accelerated life test

出于对轴承加速寿命试验的完整性和全面性考虑,该试验是在不同负载、不同转速的3类工况下完成的,每类工况均含有5套试验轴承,共计15

表3 LDK-UER204轴承参数

Tab.3 LDK-UER204 bearing parameters

参数	数值	参数	数值
外滚道接触直径/mm	39.80	滚动体直径/mm	7.92
内滚道接触直径/mm	29.30	轴承接触角	0°
中径/mm	34.55	额定静载荷 $C_0$ /kN	12.82
滚动体个数	8	额定动载荷 $C_r$ /kN	6.65

套,试验工况详情如表4所示,全周期疲劳寿命数据集见文献[25]。轴承寿命数据集详情见表5。

表4 轴承运行工况(试验1)

Tab.4 Operating conditions of bearings(test 1)

工况类别	试验转速/(r·min <sup>-1</sup> )	径向载荷/kN
工况 I	2100	12
工况 II	2250	11
工况 III	2400	10

表5 XJUT-轴承疲劳寿命试验数据集

Tab.5 XJUT-Bearing fatigue life test data set

轴承编号	全周期寿命/h	失效位置
工况 I	2.05	外滚道
	2.68	外滚道
	2.63	外滚道
	2.03	保持架
	0.86	内滚道、外滚道
工况 II	8.18	内滚道
	2.68	外滚道
	8.88	保持架
	0.70	外滚道
	5.65	外滚道
工况 III	42.30	内滚道、保持架、滚珠
	41.60	外滚道
	6.18	内滚道
	25.25	内滚道
	1.90	外滚道

3.1.2 试验2(中国民用航空飞行学院数据集)

中国民用航空飞行学院数据集<sup>[26]</sup>采用和西安交通大学相同的试验设备的轴承,完成了MB ER-16K轴承全周期寿命试验,试验工况详情见表6,全周期数据集见表7。

表6 轴承运行工况(试验2)

Tab.6 Operating conditions of bearings(test 2)

工况类别	试验转速/(r·min <sup>-1</sup> )	径向载荷/kN
工况 I	1900	12
工况 II	2000	11
工况 III	2100	10

3.2 L-P寿命修正模型

为了综合考虑可靠性和轴承运行条件因素的影响,在滚动轴承基本额定寿命理论公式 $L_{10}$ 的基础上,根据GB/Z 32332.1—2015标准,引入可靠

表7 轴承疲劳寿命试验数据集(试验2)

Tab.7 Bearing fatigue life test data set(test 2)

轴承编号	全周期寿命/h	失效位置
工况 I	5.06	滚动体、保持架
	1.58	滚动体、保持架
	9.85	滚动体、保持架
	7.23	滚动体、保持架
	3.93	滚动体、保持架
	9.85	滚动体、保持架
工况 II	27.26	滚动体、保持架
	51.70	内圈、保持架
	5.42	内圈
	7.78	内圈
	5.42	内圈
	4.35	内圈
工况 III	1.98	内圈、滚动体
	4.42	内圈、外圈、滚动体、保持架
	1.92	内圈、外圈、滚动体、保持架
	1.77	内圈、外圈、保持架
	4.58	内圈、外圈、保持架
	4.25	滚动体、保持架

性寿命修正系数 $a_0$ 和运行条件寿命修正系数 $a_{10S}$ ,则轴承疲劳寿命 $L_{nm}$ 可表示为

$$L_{nm} = a_0 a_{10S} L_{10} \quad (17)$$

3.2.1 可靠性修正系数计算

可靠性寿命修正系数 $a_0$ 需根据威布尔分布密度函数、可靠性概率函数和失效概率函数,以及GB/T 6391—2010、ISO281:2007标准的三参数计算方法计算,其表达式如下<sup>[24]</sup>:

$$a_0 = 0.05 + 0.95 \left[ \frac{\ln(100/F(x))}{\ln(100/90)} \right]^{2/3} \quad (18)$$

式中: $F(x)$ 为失效概率函数。

当 $x = \theta$ 时,可得样本可靠性概率函数 $R(x) \approx 0.368$ ,试验样本失效概率为63.2%,可靠性寿命修正系数 $a_0 = 2.58$ 。

3.2.2 运行条件寿命修正系数

考虑到轴承材料、润滑条件和密封条件对轴承疲劳寿命产生的影响,在此引入了轴承寿命修正系数 $a_{10S}$ ,即

$$a_{10S} = f\left(\frac{\eta_c P_u}{P_r}, \kappa\right) \quad (19)$$

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} \quad (20)$$

式中: $\eta_c$ 为污染系数; $P_u$ 为轴承的疲劳载荷极限,与额定静载荷和滚动体直径有关; $P_r$ 为当量动负荷; $\kappa$ 为黏度比; $\nu$ 为润滑油或润滑脂的实际运动黏度,mm<sup>2</sup>/s; $\nu_1$ 为润滑油或润滑脂额定运动黏度,mm<sup>2</sup>/s,与轴承转速和平均温度有关。

由GB/T 6391—2010标准可知,球轴承寿命修正系数范围应为 $0 < a_{10S} \leq 5$ ,按黏度比 $\kappa$ 的大小,球轴承寿命修正系数可表示为

$$a_{10S} = \begin{cases} 0.1 [1 - (2.5671 - \frac{2.2649}{\kappa^{0.054381}})^{0.83} (\frac{\eta_c P_u}{P_r})^{1/3}]^{-9.3} & 0.1 \leq \kappa < 0.4 \\ 0.1 [1 - (2.5671 - \frac{1.9987}{\kappa^{0.19087}})^{0.83} (\frac{\eta_c P_u}{P_r})^{1/3}]^{-9.3} & 0.4 \leq \kappa < 1 \\ 0.1 [1 - (2.5671 - \frac{1.9987}{\kappa^{0.071739}})^{0.83} (\frac{\eta_c P_u}{P_r})^{1/3}]^{-9.3} & 1 \leq \kappa < 4 \end{cases} \quad (21)$$

取轴承温度为 60 °C, LDK-UER204 轴承运行参数见表 8。

表 8 试验轴承参数

Tab.8 Test bearing parameters

参数名称	数值
疲劳载荷极限 $P_u$ /kN	0.58
当量动载荷 $P_r$ /kN	10-12
污染系数 $\eta_c$	0.72
额定转速/(r·min <sup>-1</sup> )	32 000
实际运动黏度/(mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> )	28
额定运动黏度/(mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> )	14.2

可得  $a_{10S} = 1.41$ , 轴承  $L_{10}$  寿命模型可表示为

$$L_{10} = (\frac{C}{P})^\epsilon \quad (22)$$

式中:  $L_{10}$  为轴承基本额定寿命;  $C$  为轴承额定动载荷;  $P$  为轴承当量动载荷;  $\epsilon$  为轴承寿命指数, 其大小与滚动体形状有关, 当滚动体为球时  $\epsilon = 3$ , 当滚动体为滚子时  $\epsilon = 10/3$ 。

引入可靠性寿命修正系数  $a_0$  和运行条件寿命修正系数  $a_{10S}$ , L-P 修正疲劳寿命预测模型为

$$L_n = 3.6378 (\frac{12.82}{P})^3 \quad (23)$$

### 3.3 全周期疲劳寿命预测模型

在轴承疲劳寿命预测中, 传统 Paris 模型认为疲劳裂纹扩展呈线性扩展, 并以线性裂纹的半长作为裂纹扩展的表征量来计算其疲劳寿命, 该模型预测的疲劳寿命绝大部分小于其真实疲劳寿命。因为裂纹虽然大致呈线性, 但实际为椭圆形, 且该模型忽略了裂纹短半轴的影响, 导致其预测误差较大。在对传统 Paris 模型全周期寿命进行验证时, 裂纹萌生寿命和疲劳剥落寿命在修正模型基础上保持不变, 裂纹扩展寿命为传统 Paris 模型预测寿命, 其扩展寿命可表示为

$$N_{p0} = \frac{1}{C_c} \int_{r_c}^{r_e} \frac{1}{(\Delta K_{IC} - \Delta K_{th})^m} dr \quad (24)$$

L-P 修正模型成立的前提是存在一些理想性假设, 如材料不存在缺陷、不存在应力集中等, 在此只作为试验数据和修正 Paris 全周期疲劳寿命预测模型进行对比。

以传统 Paris 模型为基础, 在修正临界平面上

对裂纹扩展表征量进行修正, 并预测疲劳剥落寿命, 提出了修正 Paris 全周期疲劳寿命预测模型。

以西安交通大学全周期疲劳寿命试验数据集为例, 裂纹萌生寿命  $N_i$  为 GCr15 裂纹萌生寿命, 可根据式(5)和表 1 参数计算求得。

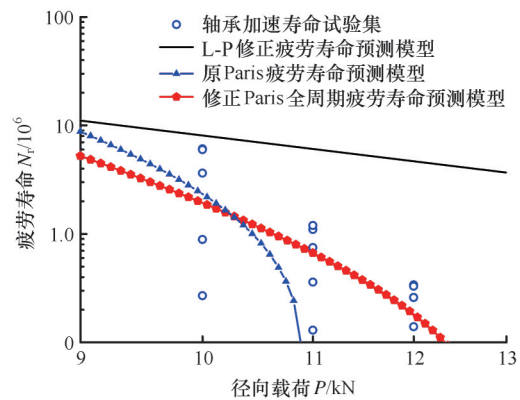
查阅《应力强度因子手册》可知,  $\Delta K_{th}$  和  $\Delta K_{IC}$  的值如表 2 所示。根据式(8)可得裂纹扩展临界值  $r_0$  和裂纹剥落临界值  $r_c$ , 进而利用 MATLAB 编程和计算, 对式(7)、式(9)、式(10)、式(13)和式(15)进行解析, 可得裂纹扩展寿命  $N_p$  和裂纹剥落寿命  $N_d$ 。

综上所述, 可得全周期疲劳寿命  $N_f$  与径向载荷  $P$  之间的关系, 可表示为

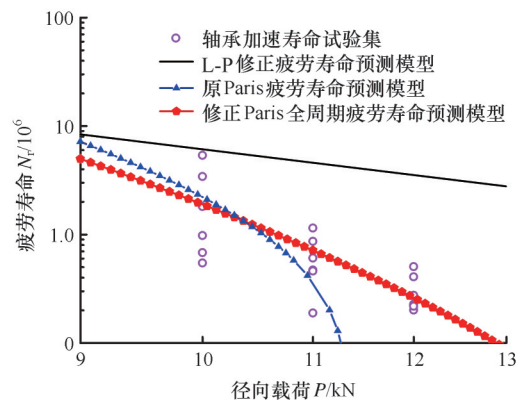
$$N_f = 69054.86^{-2.44603939P} - 0.13 \quad (25)$$

### 3.4 结果分析

基于两种全周期疲劳寿命试验数据集(同类型轴承, 对 L-P 寿命修正模型影响可忽略不计), 对修正 Paris 全周期疲劳寿命预测模型进行验证, 并与 L-P 寿命修正模型、传统 Paris 寿命模型进行对比分析, 如图 9 所示。由图 9 可以看出:



(a) 西安交通大学数据集



(b) 中国民用航空飞行学院数据集

图 9 修正 Paris 全周期疲劳寿命预测模型试验

Fig.9 Test of the modified Paris full-cycle fatigue life prediction model

1)随着轴承外加载荷的增大,轴承疲劳寿命呈下降趋势,与实际情况中疲劳寿命准则保持一致。

2)L-P 寿命修正模型预测值相较于整体轴承实际疲劳寿命,预测结果偏于保守,因此,该模型只适用于提前判断和大致预测,无法作为轴承寿命准确判断的依据。

3)传统的 Paris 疲劳寿命预测模型在低载荷下的预测相对准确,但当载荷较高时,其预测值低于真实疲劳寿命,因此它只适用于低载荷轴承疲劳寿命预测。

4)与传统 Paris 疲劳寿命预测模型相比,修正 Paris 全周期疲劳寿命预测模型形成的疲劳寿命曲线与两种轴承数据集匹配度更高,预测更准确,因此,该模型能够更准确地预测被测轴承疲劳寿命的变化趋势和数值。

#### 4 结论

1)考虑了裂纹尖端对萌生裂纹的影响,建立了修正临界平面法,使萌生裂纹和扩展裂纹的扩展路径更加符合裂纹本身的扩展路径,计算结果更接近真实值。

2)对传统 Paris 模型进行修正,用扩展裂纹长半轴和短半轴所围成的椭圆面积作为裂纹扩展的表征量,提出了修正 Paris 模型疲劳寿命预测模型。

3)建立了疲劳裂纹萌生、扩展和疲劳剥落的全周期疲劳寿命预测模型,弥补了疲劳寿命预测的不完整性。

4)与传统 Paris 模型的全周期疲劳寿命模型和 L-P 寿命修正模型进行对比,结果表明,本文提出的修正 Paris 全周期疲劳寿命预测模型能够更准确地预测各类型号滚动轴承在不同转速和不同载荷条件下的疲劳寿命,为轴承定期维修和更换做出更科学的预测。

#### 参考文献:

[1] LONG Zhuo, ZHANG Xiaofei, HE Min, et al. Motor Fault Diagnosis Based on Scale Invariant Image Features[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2021, 18(3):1605-1617.

[2] LIU Ruonan, WANG Fei, YANG Boyuan, et al. Multiscale Kernel Based Residual Convolutional Neural Network for Motor Fault Diagnosis under Nonstationary Conditions[J]. IEEE Transactions on Industrial Informatics, 2020, 16(6):3797-3806.

[3] GUO Jun, ZHAO Aimin, YANG Maosheng. Crack Initiation Mechanism of M50 Bearing Steel under High Cycle Fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 2023, 174:107587.

[4] KUNZELMANN B, RYCERZ P, XU Yilun, et al. Prediction of Rolling Contact Fatigue Crack Propagation in Bearing Steels Using Experimental Crack Growth Data and Linear Elastic Fracture Mechanics [J]. International Journal of Fatigue, 2023, 168: 107449.

[5] XU Funing, DING Ning, LI Nan, et al. A Review of Bearing Failure Modes, Mechanisms and Causes [J]. Engineering Failure Analysis, 2023, 152: 107518.

[6] 郭海宇, 邹圣公, 张晓光, 等. 基于多源小波变换神经网络的旋转机械轴承故障诊断[J]. 中国机械工程, 2024, 35(11):2026-2034.

GUO Haiyu, ZOU Shengong, ZHANG Xiaoguang, et al. Fault Diagnosis of Rotating Machinery Bearings Based on Multi-source Wavelet Transform Neural Network[J]. China Mechanical Engineering, 2024, 35(11):2026-2034.

[7] LI Dongsheng, LU Fenglong, LYU Qin, et al. Lifetime Cost Optimized Wind Power Control Using Hybrid Energy Storage System [C] //2013 North American Power Symposium (NAPS). IEEE, 2013:1-6.

[8] LI Xin, SHAO Haidong, LU Siliang, et al. Highly Efficient Fault Diagnosis of Rotating Machinery under Time-varying Speeds Using LSISMM and Small Infrared Thermal Images[J]. IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics:Systems, 2022, 52 (12):7328-7340.

[9] LUNDBERG G, PALMGREN A. Dynamic Capacity of Rolling Bearings[J]. Journal of Applied Mechanics, 1949, 16(2):165-172.

[10] PALMGREN A. Die Lebensdauer von Kugellagern [J]. Z Zeitschrift Des Vereines Deutscher Ingenieure, 1924, 68(4):339-341.

[11] PARIS P, ERDOGAN F. A Critical Analysis of Crack Propagation Laws[J]. Journal of Basic Engineering, 1963, 85(4):528-533.

[12] GÖNCZA P, POTOČNIK R, GLODEŽ S. Fatigue Behaviour of 42CrMo4 Steel under Contact Loading [J]. Procedia Engineering, 2010, 2(1) : 1991-1999.

[13] LIU Yongming, MAHADEVAN S. A Unified Multiaxial Fatigue Damage Model for Isotropic and Anisotropic Materials [J]. International Journal of Fatigue, 2007, 29(2):347-359.

- [14] 潘琦. 表面裂纹对铁路货车轴承性能的影响[D]. 成都:西南交通大学, 2012.  
PAN Qi. Effects of Surface Crack to Freight Train Bearing's Performance[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2012.
- [15] 叶华文, 叶杨帆, 邓雪峰, 等. 基于断裂力学的腐蚀钢丝疲劳 S-N 曲线研究[J]. 铁道科学与工程学报, 2024, 21(5):1990-2000.  
YE Huawen, YE Yangfan, DENG Xuefeng, et al. Fatigue S-N Curve of Corroded Steel Wires Based on Fracture Mechanics[J]. Journal of Railway Science and Engineering, 2024, 21(5):1990-2000.
- [16] 渠晓刚, 张晓康, 焦松岩, 等. 基于断裂力学的桥式起重机剩余寿命数值仿真[J]. 安全与环境学报, 2022, 22(3):1284-1290.  
QU Xiaogang, ZHANG Xiaokang, JIAO Songyan, et al. Numerical Simulation Research on Residual Life of Bridge Crane Based on Fracture Mechanics [J]. Journal of Safety and Environment, 2022, 22(3):1284-1290.
- [17] MARKHAM M J, FATEMI A. Multiaxial Fatigue Life Predictions of Additively Manufactured Metals Using a Hybrid of Linear Elastic Fracture Mechanics and a Critical Plane Approach[J]. International Journal of Fatigue, 2024, 178:107979.
- [18] 郝涛, 王锴, 王莉静. 基于优化 VMD-GRU 的滚动轴承剩余使用寿命预测[J]. 中国工程机械学报, 2024, 22(1):101-106.  
XI Tao, WANG Kai, WANG Lijing. Prediction of Residual Service Life of Fault Driven Rolling Bearings Based on Optimized VMD-GRU[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2024, 22(1): 101-106.
- [19] BROWN M W, MILLER K J. A Theory for Fatigue Failure under Multiaxial Stress-Strain Conditions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1973, 187(1):745-755.
- [20] CORTABITARTE G, LLAVORI I, ESNAOLA J A, et al. Application of the Theory of Critical Distances for Fatigue Life Assessment of Spur Gears [J]. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 2023, 128:104086.
- [21] 李伟. GCr15 钢超高周疲劳行为的研究[D]. 成都:西南交通大学, 2007.  
LI Wei. Fatigue Behavior of GCr15 Steel in Gigacycle Regime[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2007.
- [22] DENG Song, QIN Xunpeng, HUANG Song. A Study on the Effect of Subsurface Crack Propagation on Rolling Contact Fatigue in a Bearing Ring[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(3):1029-1038.
- [23] 中国航空研究院. 应力强度因子手册[M]. 北京:科学出版社, 1981.  
Chinese Aeronautical Establishment. Handbook of Stress Intensity Factors [M]. Beijing: Science Press, 1981.
- [24] 徐东, 徐永成, 陈循, 等. 基于临界曲面的改进 Paris 定律球轴承疲劳寿命预测方法[J]. 机械工程学报, 2011, 47(2):51-57.  
XU Dong, XU Yongcheng, CHEN Xun, et al. Fatigue Life Prediction of Ball Bearings by Modified Paris Law Based on Critical Curved Surface [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(2): 51-57.
- [25] 雷亚国, 韩天宇, 王彪, 等. XJTU-SY 滚动轴承加速寿命试验数据集解读[J]. 机械工程学报, 2019, 55(16):1-6.  
LEI Yaguo, HAN Tianyu, WANG Biao, et al. XJTU-SY Rolling Element Bearing Accelerated Life Test Datasets: a Tutorial[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(16):1-6.
- [26] 王智龙. 基于 TCN 结合 AGRU 的滚动轴承剩余寿命预测[D]. 广汉:中国民用航空飞行学院, 2023.  
WANG Zhilong. Prediction of Remaining Useful Life of Rolling Bearing Based on TCN Combined with AGRU [D]. Guanghan: Civil Aviation Flight College of China, 2023.

(编辑 王旻玥)

作者简介:杨慧明,男,1996年生,硕士研究生。研究方向为滚动轴承寿命预测。E-mail:974504118@qq.com。杨震\*(通信作者),女,1981年生,教授、硕士研究生导师。研究方向为动轴承运行行为及接触边界元法。E-mail:xiay06@163.com。

**本文引用格式:**

杨慧明,杨震,黄宇齐. 基于 Paris 模型的滚动轴承全周期疲劳寿命预测[J]. 中国机械工程, 2025, 36(9):2003-2010.  
YANG Huiming, YANG Xia, HUANG Yuqi. Full-cycle Fatigue Life Prediction of Rolling Bearings Based on Paris Modeling[J]. China Mechanical Engineering, 2025, 36(9):2003-2010.