

球轴承接触疲劳寿命预估的 损伤力学-有限元法

张杰毅¹, 陈 果¹, 谢阶栋², 贺志远¹, 滕春禹³, 成震杰¹

- (1. 南京航空航天大学 民航学院, 南京 210016;
2. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;
3. 中国航空工业集团有限公司 中国航空综合技术研究所, 北京 100028)

摘 要: 以线弹性力学及连续损伤力学为基础, 构建球轴承接触疲劳的损伤演化方程。利用轴承钢 GCr15 扭转疲劳试验数据拟合得到损伤演化方程中的材质参数。通过该方程预估轴承钢 GCr15 的扭转疲劳寿命, 其结果与试验数据吻合。采用 ABAQUS 有限元分析软件仿真得到 6206 球轴承的接触应力分布并分析了 6206 球轴承最大接触应力区。根据 6206 球轴承的载荷及应力应变状态将最大接触应力区简化为二维平面应力模型。在此基础上预估了 6206 球轴承的接触疲劳寿命。设计并进行了 6206 球轴承疲劳强化试验。轴承接触疲劳剥落都萌生于内圈, 与应力仿真分析结果相契合。三个试验轴承的试验与预估接触疲劳寿命的相对误差分别为 29.52%、3.03% 和 51.16%, 验证了接触疲劳寿命预估方法的有效性。研究表明采用损伤力学预估球轴承的接触疲劳寿命是工程中可行且实用的方法。

关 键 词: 寿命预测; 球轴承; 损伤力学; 轴承应力计算; 罚函数; ABAQUS 有限元分析软件

中图分类号: V232 **文献标志码:** A

Damage mechanics-finite element method for contact fatigue life prediction of ball bearings

ZHANG Jieyi¹, CHEN Guo¹, XIE Jiedong², HE Zhiyuan¹,
TENG Chunyu³, CHENG Zhenjie¹

- (1. College of Civil Aviation,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;
3. China Aero-Polytechnology Establishment,
Aviation Industry Corporation of China, Limited, Beijing 100028, China)

Abstract: Based on linear elastic mechanics and continuous damage mechanics, the damage evolution equation of ball bearing contact fatigue was constructed. The material parameters in the damage evolution equation were obtained by fitting the GCr15 bearing steel torsional fatigue test data. The torsional fatigue life of GCr15 bearing steel was estimated by this equation, and the results were in agreement with the test data. The contact stress distribution of 6206 ball bearing was simulated by ABAQUS finite element analysis software and the

收稿日期:2019-04-16

基金项目:国家自然科学基金(51675263); 国家科技重大专项(2017-IV-0008-0045)

作者简介:张杰毅(1996—),男,硕士生,主要研究飞机结构强度与振动、航空发动机轴承寿命预测。

引用格式:张杰毅,陈果,谢阶栋,等. 球轴承接触疲劳寿命预估的损伤力学-有限元法[J]. 航空动力学报,2019,34(10):2246-2255.
ZHANG Jieyi,CHEN Guo,XIE Jiedong,et al. Damage mechanics-finite element method for contact fatigue life prediction of ball bearings[J]. Journal of Aerospace Power,2019,34(10):2246-2255.

maximum contact stress area of 6206 ball bearing was analyzed. The maximum stress contact area was simplified to a two-dimensional plane stress model according to the load and stress-strain state of the 6206 ball bearing. Based on this, the contact fatigue life of 6206 ball bearings was estimated. The 6206 ball bearing fatigue acceleration test was designed and carried out. Bearing contact fatigue spalling was initiated in the inner ring, which was consistent with the results of stress simulation analysis. The relative errors of test and predicted contact fatigue life of the three test bearings were 29.52%, 3.03% and 51.16% respectively, verifying the validity of the contact fatigue life prediction method. This research shows that using the damage mechanics to predict the contact fatigue life of ball bearings is a feasible and practical method in engineering.

Key words: life prediction; ball bearing; damage mechanics; calculation of bearing stress; penalty function; ABAQUS finite element analysis software

航空发动机的可靠性受其所使用的滚动轴承影响巨大^[1-2]。由于实际工况的复杂性,滚动轴承的实际使用寿命与其设计寿命往往差异较大且分布分散。相关试验和研究发现,滚动轴承疲劳剥落的萌生与扩展具有稳定性和可预测性。这表明,滚动轴承接触疲劳寿命的定量分析是可行的^[3-4]。

滚动轴承疲劳寿命预测主要基于滚动轴承自身结构特性与其所处实际工况两方面。因此,对于滚动轴承疲劳寿命预测的研究主要可分为两大方向:数据驱动与力学模型。

基于数据驱动的使用寿命预测方法中主要的两个方向分别是人工智能与统计回归。两者的建模过程都需要大量的试验数据作为支撑,且其脱离了滚动轴承的失效机理,模型不具有较高的准确性与普适性。目前,基于力学模型的使用寿命预测方法中主要的两种理论分别是断裂力学与损伤力学。断裂力学侧重于滚动轴承疲劳裂纹萌生后的裂纹扩展阶段,不适用于滚动轴承裂纹萌生时间长,裂纹分散性大的疲劳特性。因此能模拟疲劳寿命全周期的损伤力学在理论上更具有优势。

20 世纪 90 年代,Purdue 大学 Sadeghi 团队首先构建了基于损伤力学原理的滚子轴承接触疲劳剥落模型。该疲劳剥落模型能模拟材料残余应力、随机缺陷及塑性形变对接触疲劳剥落萌生、扩展到失效的全寿命周期的影响^[5-9]。美国 Sentient 公司结合振动信号与油液金属颗粒监测数据探测并预估滚子轴承损伤大小。通过将损伤大小与运行工况耦合进滚子轴承剩余寿命预测模型中,可得滚子轴承的剩余寿命^[3]。然而,他们的研究仅针对滚子轴承,对于球轴承的仿真与试验研究仍有欠缺。

国内对该领域的研究相对较少,牛蒯楷等人^[10-11]构建了基于损伤力学理论的偏航轴承疲劳损伤分析模型。该模型选取 Mises 应力作为损伤

驱动力,并将随动硬化及循环强化对损伤的影响考虑在内。

本文针对 6206 球轴承,采用损伤力学-有限元法方法来预估球轴承的接触疲劳寿命。首先,构建球轴承接触疲劳的损伤演化方程,并利用轴承钢 GCr15 扭转疲劳试验数据拟合得到损伤演化方程中的材质参数。然后采用 ABAQUS 有限元分析软件仿真得到 6206 球轴承的接触应力分布并在此基础上利用所建立损伤演化方程预估了 6206 球轴承的接触疲劳寿命。最后通过滚动轴承疲劳强化试验验证了仿真结果,说明本方法的可行性。

1 球轴承接触疲劳的损伤演化方程

1.1 损伤演化方程的建立

在线弹性力学范畴内^[12],以应变表示应力的本构关系可以表示为

$$\begin{cases} \sigma_x = 2G\left[\epsilon_x + \frac{\nu}{1-2\nu}(\epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z)\right] \\ \sigma_y = 2G\left[\epsilon_y + \frac{\nu}{1-2\nu}(\epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z)\right] \\ \sigma_z = 2G\left[\epsilon_z + \frac{\nu}{1-2\nu}(\epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z)\right] \end{cases} \quad (1)$$

式中 σ_x 为 x 方向正应力; σ_y 为 y 方向正应力; σ_z 为 z 方向正应力; ϵ_x 为 x 方向正应变; ϵ_y 为 y 方向正应变; ϵ_z 为 z 方向正应变; ν 为泊松比; G 为材料的切变模量,对各向同性材料,有 $G = E/2(1+2\nu)$,其中 E 为材料的弹性模量。

损伤力学理论通过将损伤变量 D 引入本构方程中来模拟导致材料破坏的微观机制^[13]。一般来说,损伤变量是一个张量,但是在损伤是各向同性且损伤和泊松效应之间没有耦合的假设下,损伤变量可以退化为标量变量 D ^[14]。在忽略裂纹闭合效应的前提下,平面应变条件下耦合弹性

定律的各向同性损伤本构方程如式(2)^[13]:

$$\sigma_{\alpha\beta} = \frac{E(1-D)}{(1+\nu)}\left(\epsilon_{\alpha\beta} + \frac{\nu}{1-2\nu}\epsilon_{\alpha\beta}\delta_{\alpha\beta}\right)$$
$$\alpha = 1,2; \quad \beta = 1,2$$
$$\delta_{\alpha\beta} = \begin{cases} 1 & \alpha = \beta \\ 0 & \alpha \neq \beta \end{cases}$$

(2)

式中 E 为弹性模量; $\delta_{\alpha\beta}$ 为 Kronecker 函数; α, β 为自由指标; D 的取值范围是 0 到 1, 0 代表材料或结构无损伤, 1 代表材料或结构失效或破坏; $\epsilon_{\alpha\beta}$ 代表应变; $\sigma_{\alpha\beta}$ 代表应力。

球轴承接触疲劳属于高周疲劳范畴, 对于高周疲劳, D 的演化增殖常用形式是假设脆性损伤机制^[15-18]:

$$\frac{dD}{dN} = \left[\frac{\Delta\sigma}{\sigma_t(\sigma_m) \cdot (1-D)} \right]^\kappa$$

(3)

式中 N 为载荷循环次数; $\Delta\sigma$ 为应力幅值的两倍; σ_m 为平均应力; 材质参数 $\sigma_t(\sigma_m)$ 和 κ 可以通过材料疲劳试验确定。因为球轴承产生接触疲劳剥落的主要驱动力是交变的切应力, 且对于剪切驱动的疲劳, 切应力的平均值在疲劳寿命中不起显著作用^[19]。在这些假设下, 可将式(3)简化为下式:

$$\frac{dD}{dN} = \left[\frac{\Delta\tau}{\sigma_t(1-D)} \right]^\kappa$$

(4)

式中 $\Delta\tau$ 是引起损伤的切应力变化范围, 即切应力幅值的两倍。根据 Shimizu 等人^[20] 所得轴承钢 GCr15 扭转疲劳试验数据拟合可求得材质参数 κ 和 σ_t , 如图 1 所示。以幂函数形式拟合轴承钢 GCr15 扭转 S-N 曲线方程可得

$$\frac{\Delta\tau}{2} = 2.3879N^{-0.090092}$$

(5)

再将式(5)从 0 到 1 积分, 得

$$\int_0^N dN = \int_0^1 \left[\frac{\sigma_t(1-D)}{\Delta\tau} \right]^\kappa dD \Rightarrow$$
$$\Delta\tau = \frac{\sigma_t}{(\kappa+1)^{1/\kappa}} N^{-1/\kappa}$$

(6)

对比式(5)和式(6)得

$$2 \times 2.3879N^{-0.090092} = \frac{\sigma_t}{(\kappa+1)^{1/\kappa}} N^{-1/\kappa}$$
$$\kappa = 11.1, \quad \sigma_t = 5979 \text{ MPa}$$

在获得材质参数 σ_t 和 κ 的具体数值后, 即可通过式(4)计算每次循环的损伤累积速率。由于滚动轴承有限元模型单元节点数量众多, 且接触疲劳属于高周疲劳范畴, 疲劳循环次数一般大于 10^7 , 如果每次循环后都进行损伤计算, 则对于计算资源要求巨大, 因此一般采用半解耦或全解耦的计算方法^[21]。

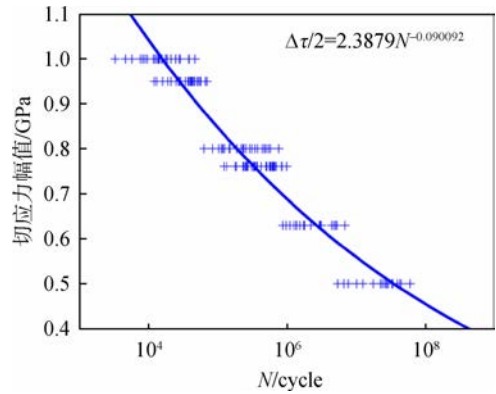


图 1 GCr15 轴承钢的扭转 S-N 曲线
Fig. 1 Torsional S-N curve of GCr15 bearing steel

本文选用半解耦损伤计算方法: 首先求得无损伤情况下的应力应变场, 找出切应力最大单元。选取损伤度步长 $\Delta D = 0.001$, 假定在损伤度增长 0.001 的过程中, 滚动轴承应力应变大小基本不变。根据下式可计算切应力最大单元损伤度增加 ΔD 所需循环次数:

$$\Delta N_i = \Delta D / \left(\frac{dD}{dN} \right)_{i, \max}$$

(7)

式中 i 表示第 i 段循环, i 从 1 累加到 1000。 ΔN_i 表示第 i 段所需循环次数。 $\left(\frac{dD}{dN} \right)_{i, \max}$ 表示切应力最大单元第 i 段循环中每次循环的损伤累积速率。再根据式(8)计算载荷循环 ΔN_i 次, 所有单元损伤度增量为

$$\Delta D^{(j)} = \Delta N_i \left(\frac{dD}{dN} \right)_i^{(j)}$$

(8)

式中 $\Delta D^{(j)}$ 表示第 j 个单元的损伤度增量。 $\left(\frac{dD}{dN} \right)_i^{(j)}$ 表示第 j 个单元第 i 段循环中每次循环的损伤累积速率。根据所有单元损伤度增量更新当前轴承损伤场, 并根据式(2)重新计算新的损伤场条件下的应力应变场。之后根据新的应力应变场再进行下一段循环。重复上述过程, 即可对轴承的接触疲劳寿命进行预测。综合考虑滚动轴承接触疲劳剥落的实际情况与有限元计算收敛性, 假设接触表面第一个代表性体积单元(RVE)^[13] 损伤度 D 累积到 1 时的疲劳循环次数为滚动轴承的接触疲劳寿命。

1.2 损伤演化方程的验证

通过所建立的损伤演化方程预估轴承钢 GCr15 的扭转疲劳寿命, 并与试验数据进行对比, 验证损伤演化方程的正确性。

轴承钢 GCr15 的弹性模量 $E = 207 \text{ GPa}$, 泊松

比 $\nu=0.3$ 。在 ABAQUS 中以载荷步的方式模拟剪切力载荷的循环作用。15 个载荷循环中,切应力随载荷步变化情况如图 2 所示。

将切应力幅值从 1000 MPa 递减至 400 MPa,每次递减 50 MPa,可得轴承钢 GCr15 仿真预估和试验扭转疲劳寿命对比如图 3 所示。在高应力区,材料塑性变形较大,而损伤演化方程并没有将塑性变形的影响考虑在内^[21],因此仿真预估扭转疲劳寿命偏大。在低应力区,塑性变形很小,因此仿真预估与试验扭转疲劳寿命偏差很小。从总体来看,仿真预估与试验扭转疲劳寿命误差在工程允许范围内,验证了损伤演化方程的正确性。

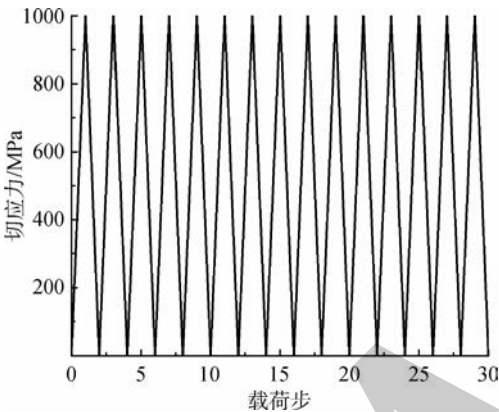


图 2 切应力循环曲线
Fig. 2 Shear stress cycle curve

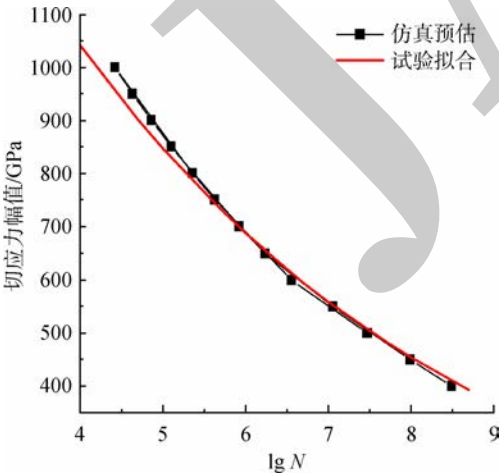


图 3 仿真预估和试验扭转疲劳寿命对比图
Fig. 3 Comparison diagram of predicted and test torsional fatigue life

2 6206 球轴承接触疲劳寿命预估

2.1 6206 球轴承应力计算

本文采用 6206 球轴承进行研究,其主要参数^[22]如表 1 所示。

表 1 6206 球轴承的结构参数
Table 1 Structural parameters of 6206 ball bearing

参数名称	数值
内径/mm	30
外径/mm	62
轴承宽/mm	16
滚珠直径/mm	9.525
滚珠个数	9
内圈沟曲率半径/mm	4.905
外圈沟曲率半径/mm	4.953
内圈沟道半径/mm	18.24
外圈沟道半径/mm	27.765

图 4 为球轴承有限元模型,模型整体选用六面体单元 C3D8R。因为轴承主要是下半部分承载,所以对轴承下半部分内外圈与滚珠接触区域进行细化。细化后,整个模型单元数为 328 765,节点数为 356 429。采用罚函数法建立接触模型,选择球面为从面,内外滚道为主面建立两组接触对。通过定义法向接触刚度与接触刚度比例因子可以调节罚因子大小。

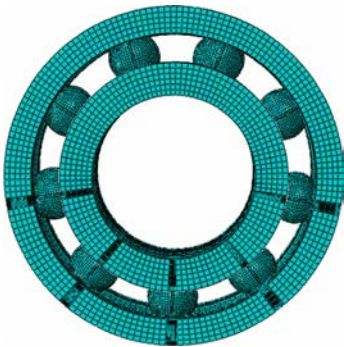


图 4 滚动轴承有限元模型
Fig. 4 Finite element model of rolling bearing

如图 5 所示,接触刚度过小($k=10\sim10^3$ N/m)与过大($k=10^{10}\sim10^{12}$ N/m)时接触算法无法求解。接触刚度偏小时求解精度差且运算耗时较长,只有在接触刚度大小合适($10^6\sim10^7$ N/m)时接触算法求解精度高且收敛速度快。如图 6 所示,取接触刚度 $k=10^{6.5}$ N/m,比例因子变化范围为 0.4~1。综合考虑求解精度与运算时间,可得最优比例因子为 0.65。

固定球轴承外表面,通过将各个滚珠进行接地弹簧约束来模拟保持架的作用,同时也避免滚珠出现刚体位移导致仿真计算不收敛。建立一个

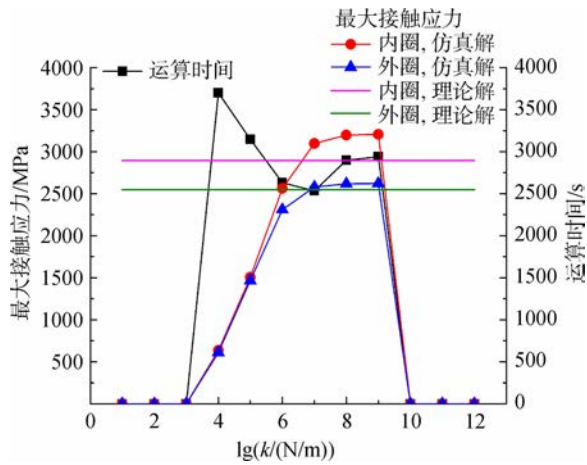


图 5 接触刚度对最大接触应力及运算时间影响
Fig. 5 Effect of contact stiffness on maximum contact stress and operation time

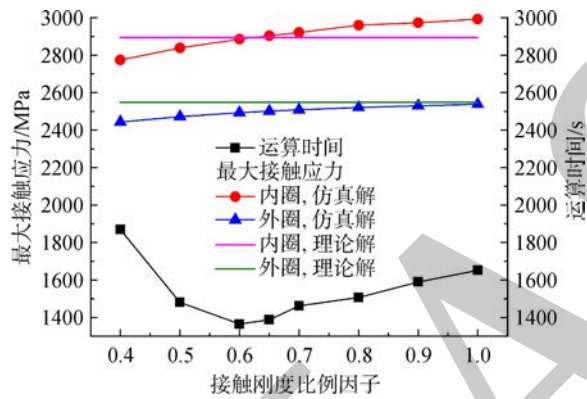


图 6 比例因子对最大接触应力及运算时间影响
Fig. 6 Effect of scale factor on maximum contact stress and operation time

柱坐标,柱坐标三个方向 x 、 y 、 z 分别为轴承径向、轴向及周向。因为内外圈对滚珠周向的约束很小,所以其需要较大的弹簧刚度。然而,太大的弹簧约束会对轴承应力分布产生较大影响,因此综合考虑求解最优情况下,对滚珠轴向、周向、径向施加刚度分别为 20、500、20 N/m 的弹簧约束。

载荷以载荷步形式施加,在第一个载荷步中仅对内圈施加一个大小为 0.01 mm 的 x 正方向位移,保证接触有效稳定。第二个载荷步以 smooth step 的方式将载荷施加到轴承上,此时载荷大小为 5000 N。同时,将内圈的 x 正方向强制微小位移放开。

球轴承的接触应力分布如图 7~图 9 所示。由图可知,滚珠与内外圈接触区域的应力分布均为椭圆形状。接触椭圆区域的长轴 a 和短轴 b 分别沿滚动轴承轴向与周向方向。每个接触椭圆区

域应力最大的点位于椭圆中心位置。因为轴承承受向下,即 x 正方向的载荷,所以轴承上半部分接触应力远小于下半部分。轴承最下方的滚珠与内外圈的接触应力最大,在其两端的接触对的接触应力呈对称分布。

轴承滚珠、内圈及外圈上的接触应力最大值分别为 2868、2904 MPa 及 2501 MPa,可以看出,内圈的接触应力最大。同时在滚动轴承工作时,内圈直接承受轴等旋转部件的冲击,同样时间内内圈经历的载荷次数最多,因此接触疲劳剥落一般先发生在内圈上。

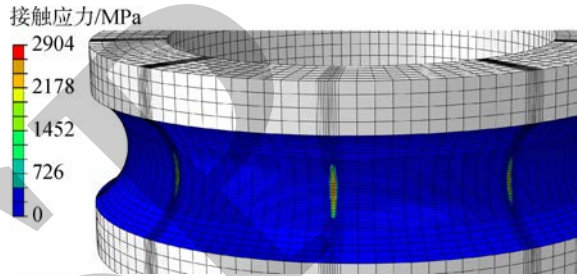


图 7 内圈接触应力图
Fig. 7 Inner raceway contact stress

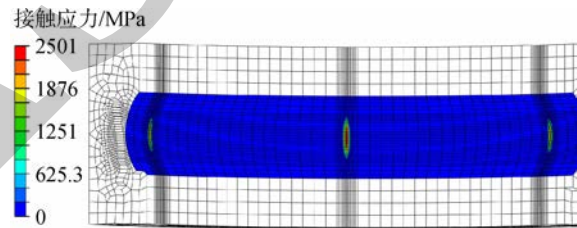


图 8 外圈接触应力图
Fig. 8 Outer raceway contact stress

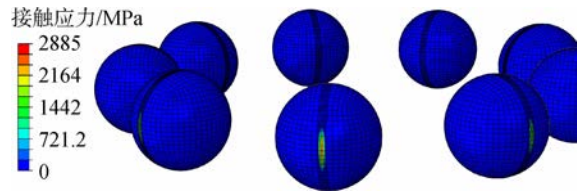


图 9 滚珠接触应力图
Fig. 9 Ball contact stress

内外圈最大接触应力的理论计算和仿真计算值对比如表 2 所示。由表可知,两者最大接触应力误差在 3% 以内。从对比结果可知,接触应力仿真结果真实可靠。

2.2 6206 球轴承最大接触应力区分析

内圈承受的接触应力最大,故对内圈最大接触应力区域的各个应力分量进行分析。

表 2 最大接触应力区域仿真与理论参数对比表

Table 2 Maximum contact stress region simulation and theoretical parameter comparison table

参数	理论 计算值	仿真 计算值	相对 误差/%
内圈最大接触应力/MPa	2 890	2 904	0. 48
外圈最大接触应力/MPa	2 554	2 501	2. 07

通过 ABAQUS 有限元分析软件自动寻找最大、最小应力点,发现 x 、 y 、 z 三个方向的正应力分量的最大值均小于零,且其最小值点都位于接触区域中心位置。切应力 τ_{xy} 的最大点和最小点沿接触区域长轴分布于接触区域中心两侧的次表面;切应力 τ_{xz} 的最大点与最小点沿接触区域短轴分布于接触区域中心两侧的次表面;切应力 τ_{yz} 整体较小,其最大点与最小点都位于接触区域次表面。由此可知,最大剪应力区位于接触区域的次表面。

将内圈最大接触应力区域次表面最大切应力区对应深度附近的三个正应力分量分别沿接触椭圆的长轴 a 和短轴 b 作图,如图 10~图 11 所示。 z 向为内圈周向, y 向为轴承轴向, x 方向为轴承径向。横坐标表示距离接触椭圆区域中心距离。由图可知,各个正应力分量在接触椭圆区域都为负值,即为压应力,其分布类似于二次函数曲线分布。

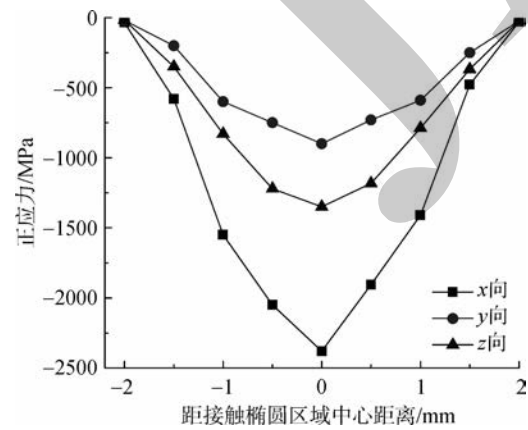


图 10 x 、 y 、 z 向正应力沿长轴 a 分布图

Fig. 10 Distribution of x , y and z normal stress along the long axis a

将内圈最大接触应力区域次表面最大切应力区对应深度附近的三个切应力分量分别沿接触椭圆的长轴 a 和短轴 b 作图,如图 12~图 13 所示。由图可知,切应力 τ_{xy} 沿长轴 a 出现大小基本相

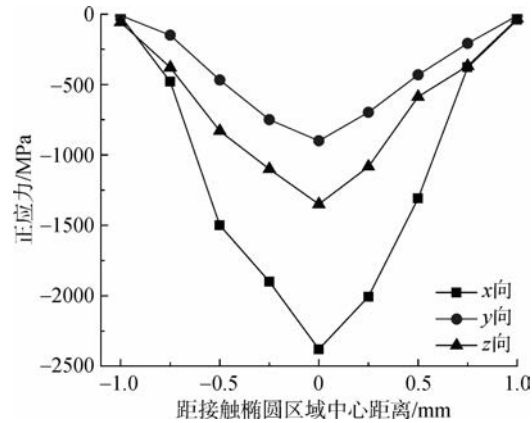


图 11 x 、 y 、 z 向正应力沿短轴 b 分布图

Fig. 11 Distribution of x , y and z normal stress along the short axis b

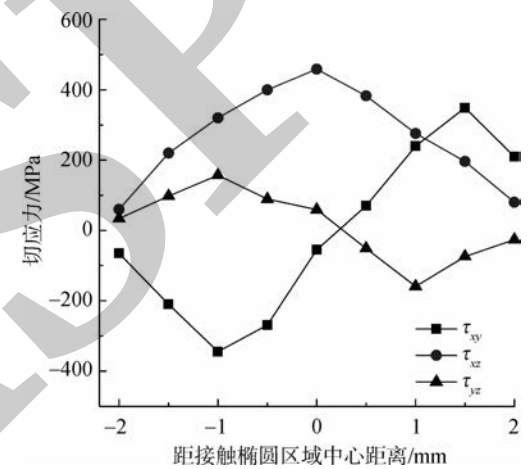


图 12 切应力 τ_{xy} 、 τ_{xz} 、 τ_{yz} 沿长轴 a 分布图

Fig. 12 Distribution of shear stress τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yz} along the long axis a

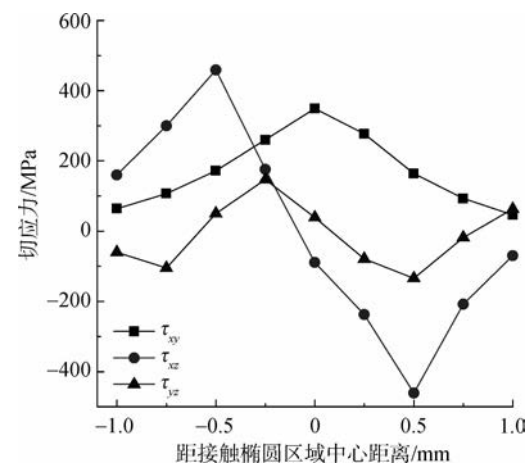


图 13 切应力 τ_{xy} 、 τ_{xz} 、 τ_{yz} 沿短轴 b 分布图

Fig. 13 Distribution of shear stress τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yz} along the short axis b

等,方向相反的两个峰值。切应力 τ_{xz} 沿长轴 b 也出现大小基本相等,方向相反的两个峰值。切应力在接触椭圆区域内为交变载荷。

综合上述可知,正应力在内圈最大接触应力区域内都为压应力,其抑制裂纹的产生,因此导致接触区域萌生裂纹继而形成剥落的主要因素为交变的切应力。这一结论也与滚动轴承损伤机理相符,验证了滚动轴承应力计算结果的可靠性。

2.3 6206 球轴承接触疲劳寿命预估

球轴承有限元模型单元节点数量众多,如果使用全模型进行耦合损伤的滚动轴承寿命计算则对于计算资源要求巨大。同时,对于轴承接触疲劳剥落,主要考虑两组接触对,即内外圈与滚珠接触部位的疲劳损伤状态。因此,可以根据轴承的载荷及应力应变状态将其最大接触应力区简化为二维平面应力模型^[8]。

由 2.1 节分析可知,轴承内圈最大接触应力比外圈与滚珠都大,导致接触疲劳剥落一般先发生在内圈上,因此仅对内圈最大接触应力椭圆区域进行寿命预测计算^[10-11]。取内圈最大接触应力椭圆区域沿轴承径向的剖截面为二维应力模型,如图 14 所示。该模型长度为 12 mm,高度为 4 mm。轴承所受外载以 Hertz 接触压力等效,接触压力施加在模型中间区域,其分布服从式(9)。式中 $P_{\max}$ 为最大接触应力,由 2.1 节可获得。 b

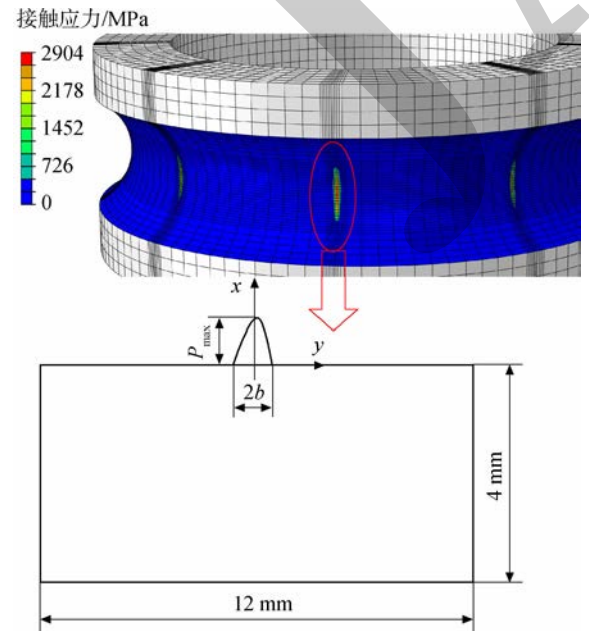


图 14 最大接触应力区二维简化模型
Fig. 14 Two-dimensional simplified model of maximum contact stress zone

为 Hertz 接触椭圆短轴长度,通过 Hertz 接触理论可由径向载荷(P)大小确定。

$$P = P_{\max} \left[1 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \tag{9}$$

滚动轴承在润滑良好的工况下运行时受摩擦影响很小,一般可以忽略。此时主要考虑径向载荷的作用。本文选取径向载荷为 5 kN 时计算滚动轴承接触疲劳寿命。根据 Hertz 接触理论计算 5 kN 径向载荷下轴承内圈最大接触应力椭圆区域的最大接触应力、最大切应力及接触椭圆的短轴 b 如表 3 所示。

表 3 径向载荷为 5 kN 下最大接触应力、最大切应力与接触椭圆短轴

Table 3 Maximum contact stress, maximum shear stress and contact elliptical short axis under the radial load 5 kN

径向 载荷/kN	最大接触 应力/MPa	最大 切应力/MPa	短轴 长度/mm
5	2 904	459	0.23

损伤演化云图如图 15 所示,蓝色单元代表无损伤单元,颜色越深代表损伤度越大,红色单元代表发生损伤破坏的单元。当接触表面出现第一个红色单元时可认为轴承发生了接触疲劳剥落。由图可知,球轴承疲劳剥落萌生于接触次表面,与滚动轴承接触疲劳剥落理论相符^[23],从机理上验证了仿真结果正确性。

计算得到径向载荷 5 kN 下,6206 球轴承的

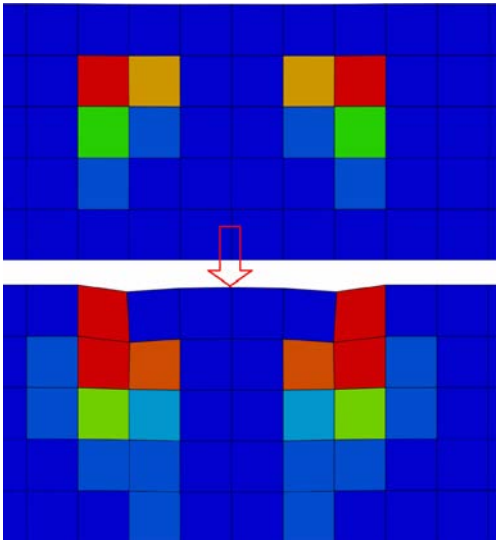


图 15 损伤演化云图
Fig. 15 Damage evolution cloud map

接触疲劳寿命为 2.72×10^8 次。

3 6206 球轴承疲劳强化试验

3.1 轴承疲劳强化试验方案

为了验证仿真预估结果的可靠性,设计并进行了滚动轴承疲劳寿命强化试验。轴承疲劳强化试验机改装自 ABLT-1A 型试验器,如图 16 所示。该试验机可向滚动轴承提供径向/轴向液压加载,径向载荷最大值为 30 kN,轴向载荷最大值为 10 kN。试验机采用油润滑方式进行疲劳强化试验,试验转速范围为 3 000~12 000 r/min。



图 16 ABLT-1A 轴承疲劳强化试验机

Fig. 16 ABLT-1A bearing fatigue test machine

如图 17 所示,该试验机可以同时进行四个轴承的疲劳强化试验,轴承安装在试验头中,径向 P 载荷通过传力圆盘传递到轴承上,中间两个轴承承受大小为 P 的径向载荷,左右两边的轴承承受大小为 $P/2$ 的反向径向载荷。

试验过程中实时监测滚动轴承的振动加速度信号,传感器测点如图 17 所示。采集的振动信号

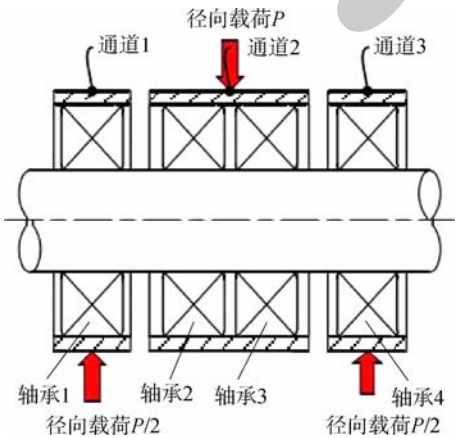


图 17 轴承试验头原理图

Fig. 17 Schematic diagram of bearing test head

输入两套监控软件中,一套是试验机自带监控软件 Monitor,用于控制试验机运行,并根据相关振动参数阈值自动停机,如图 18 所示。另一套是自主开发的滚动轴承监控软件 BLES,用于采集与监控轴承振动的有效值等参数,如图 19 所示。

选取九滚珠 6206 轴承进行试验。试验转速为 12 000 r/min,载荷为 5 kN 纯径向载荷。疲劳强化试验启动后,缓慢将工况加载至额定工况,通过 BLES 软件监测振动有效值。以三倍初始振动有效值为阈值,当振动有效值达到阈值时,Monitor 软件将自动停止试验。当试验机自动停机后,拆卸试验轴承并进行检查,发现轴承疲劳剥落坑后进行拍照并记录试验数据。

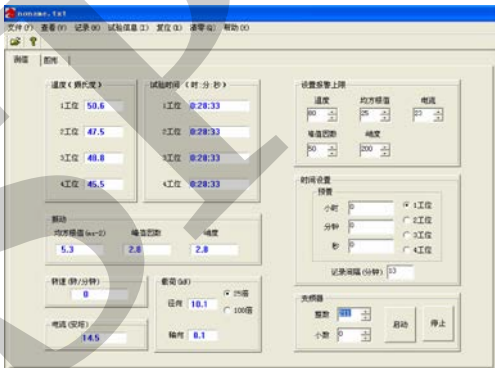


图 18 Monitor 软件界面

Fig. 18 Monitor software interface

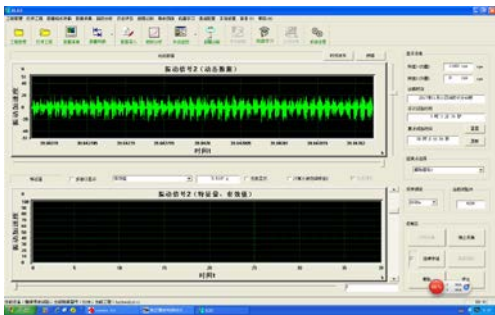


图 19 BLES 软件监控界面

Fig. 19 BLES software monitoring interface

3.2 试验结果与分析

试验工做坏三个九滚珠 6206 轴承,其试验接触疲劳寿命都在一个数量级。三个轴承的试验与预估接触疲劳寿命对比如表 4 所示。由表可知,轴承 2 的试验和预估接触疲劳寿命的相对误差最小,仅为 3.03%。其余两个轴承试验和预估接触疲劳寿命的相对误差分别为 30% 和 50% 左右。综合来看,轴承试验与预估接触疲劳寿命误差在

工程允许范围内,试验基本验证了仿真预估结果的正确性。

表 4 试验与预估接触疲劳寿命对比表

Table 4 Comparison diagram of test and predicted contact fatigue life

轴承 序号	接触疲劳寿命/ 10^8 次		相对 误差/%
	试验	预估	
1	2.1	2.72	29.52
2	2.64	2.72	3.03
3	5.57	2.72	51.16

各个轴承萌生疲劳剥落的位置如图 20~图 22 所示。由图可知,都是内圈先发生疲劳剥落,这验证了 6206 球轴承应力计算的分析结果:内圈的接触应力最大且同样时间内经历的载荷次数最多,因此接触疲劳剥落一般先发生在内圈上。

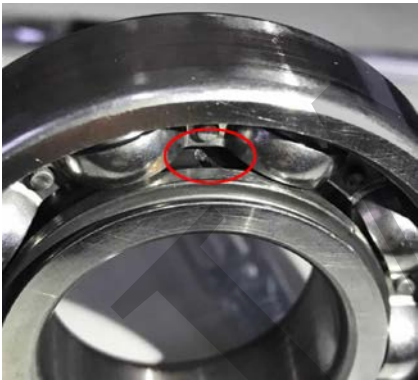


图 20 轴承 1 剥落图
Fig. 20 Bearing 1 spalling picture



图 21 轴承 2 剥落图
Fig. 21 Bearing 2 spalling picture



图 22 轴承 3 剥落图
Fig. 22 Bearing 3 spalling picture

4 结 论

本文基于损伤力学-有限元方法对滚动轴承接触疲劳进行了寿命预估研究,通过仿真计算与疲劳试验得到如下结论:

- 1) 通过损伤力学理论建立了球轴承接触疲劳的损伤演化方程,利用该方程预估轴承钢 GCr15 的扭转疲劳寿命,与试验扭转 S-N 曲线对比的结果验证了损伤演化方程的正确性。
- 2) 通过有限元方法计算了球轴承接触应力的有关参数,并与理论计算结果进行对比,验证了应力仿真计算结果的正确性。
- 3) 计算得到额定工况下的球轴承预估接触疲劳寿命,然后设计并进行球轴承疲劳强化试验,三个试验轴承的试验与预估接触疲劳寿命的相对误差分别为 29.52%、3.03% 和 51.16%,验证了寿命预估方法的有效性。

参考文献:

[1] 尉询楷,冯悦,杨立,等. 航空发动机中介主轴承故障预测研究[C]//航空安全与装备维修技术:航空安全与装备维修技术学术研讨会论文集. 北京:中国航空学会,2014: 469-478.

[2] 林桐,陈果,张全德,等. 航空滚动轴承振动特征的故障灵敏度分析与融合技术[J]. 航空动力学报,2017,32(9): 2205-2218.

LIN Tong,CHEN Guo,ZHANG Quande,et al. Fault sensitivity analysis and fusion technology for vibration features of aero-engine rolling bearings[J]. Journal of Aerospace Power,2017,32(9):2205-2218. (in Chinese)

[3] MARBLE S,MORTON B P. Predicting the remaining useful life of propulsion system bearings[C]//2006 IEEE Aerospace Conference. Big Sky, MT, US: IEEE, 2006: 1350-1357.

[4] BOLANDER N, QIU H, EKLUND N, et al. Physics-based

remaining useful life prediction for aircraft engine bearing prognosis[C]// Annual Conference of the Prognostics and Health Management Society, San Diego, CA, US; Prognostics and Health Management Society, 2009; 1-12.

[5] XU G, SADEGHI F. Spall initiation and propagation due to debris denting[J]. *Wear*, 1996, 201(1): 106-116.

[6] RAJE N, SADEGHI F, RATEICK R G. A statistical damage mechanics model for subsurface initiated spalling in rolling contacts[J]. *Journal of Tribology*, 2008, 130(4): 042201. 1-042201. 11.

[7] XU G, SADEGHI F, HOEPRICH M R. Dent initiated spall formation in EHL rolling/sliding contact[J]. *Journal of Tribology*, 1998, 120(3): 453-462.

[8] SLACK T, SADEGHI F. Explicit finite element modeling of subsurface initiated spalling in rolling contacts[J]. *Tribology International*, 2010, 43(9): 1693-1702.

[9] WARHADPANDE A, SADEGHI F, KOTZALAS M N, et al. Effects of plasticity on subsurface initiated spalling in rolling contact fatigue[J]. *International Journal of Fatigue*, 2012, 36(1): 80-95.

[10] 牛蒯楷. 兆瓦级风力发电机偏航轴承疲劳损伤分析[D]. 太原: 太原理工大学, 2011.

NIU Linkai. Study on fatigue damage of yaw bearing in MW level winde turbine[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2011. (in Chinese)

[11] 牛蒯楷, 杨洁明, 高俊云. 风力机偏航轴承滚道硬化层接触疲劳损伤分析[J]. *太阳能学报*, 2013, 34(8): 1415-1420.

NIU Linkai, YANG Jieming, GAO Junyun. Contact fatigue analysis of wind turbine yaw bearing raceway hardened layer[J]. *Journal of Solar Energy*, 2013, 34(8): 1415-1420. (in Chinese)

[12] HARRIS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析: 第 1 卷轴承技术的基本概率[M]. 罗继伟, 马伟, 译. 北京: 机械工业出版社, 2009.

[13] LEMAITRE J. A course on damage mechanics[M]. Berlin: Springer-Verlag; 1992.

[14] WEINZAPFEL N, SADEGHI F. Numerical modeling of sub-surface initiated spalling in rolling contacts[J]. *Tribology International*, 2013, 59: 210-221.

[15] CHABOCHEJ L, LESNE P M. A non-linear continuous fatigue damage model[J]. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 1988, 11(1): 1-17.

[16] XIAO Y C, LI S, GAO Z. A continuum damage mechanics model for high cycle fatigue[J]. *International Journal of Fatigue*, 1998, 20(7): 503-508.

[17] MEMONI R, ZHANG X, CUI D. Fatigue life prediction of 3-D problems by damage mechanics with two-block loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 2002, 24(1): 29-37.

[18] BOLOTIN V V. Mechanics of fatigue[M]. Boca Raton, US: CRC Press, 1999.

[19] JALALAHMADI B, SADEGHI F. A Voronoi FE fatigue damage model for life scatter in rolling contacts[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(2): 021404. 1-021404. 14.

[20] SHIMIZU S, TSUCHIYA K, TOSHA K. Probabilistic stress-life (P-S-N) study on bearing steel using alternating torsion life test[J]. *Tribology Transactions*, 2009, 52(6): 807-816.

[21] 谢阶栋. 基于损伤力学的滚动轴承疲劳寿命预测[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2018.

XIE Jiedong. Fatigue life prediction of rolling bearing based on damage mechanics[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018. (in Chinese)

[22] 冈本纯三. 球轴承的设计计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.

[23] ZHOU R S. Surface topography and fatigue life of rolling contact bearing[J]. *Tribology Transactions*, 1993, 36(3): 329-340.

(编辑: 陈 越)