

脉冲爆震轴向载荷对双半内圈球 轴承疲劳寿命的影响^{*}

李胜远, 郑龙席

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710129)

摘 要: 针对脉冲爆震涡轮发动机 (PDTE) 中的周期性、强非定常轴向载荷可能导致滚珠轴承可靠性降低的问题, 应用损伤力学理论和有限元法建立了 PDTE 中双半内圈球轴承的疲劳寿命预测模型, 研究了在脉冲爆震燃烧室 (PDC) 引入的周期性、强非定常轴向载荷作用下双半内圈球轴承的疲劳寿命。研究表明, 双半内圈球轴承的两个半内圈均在接触区次表面最大切应力位置处萌生裂纹, 随后裂纹逐渐扩展至表面导致轴承疲劳失效。在 PDC 爆震阶段, 由于引起第一半内圈疲劳损伤的切应力范围较小, 因此第一半内圈的疲劳寿命较高; 而在 PDC 填充和排放阶段, 由于接触摩擦作用以及滚珠滚过第二半内圈时产生较大的切应力范围, 从而导致第二半内圈的疲劳寿命较低。在对 PDC 爆震阶段引入的峰值轴向载荷进行合理设计后, PDTE 中双半内圈球轴承的疲劳寿命主要由第二半内圈的接触状态和轴承的润滑条件决定。

关键词: 脉冲爆震涡轮发动机; 非定常轴向载荷; 双半内圈球轴承; 损伤力学理论; 疲劳寿命

中图分类号: V231.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2021) 10-2349-09

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.200942

Effects of Pulse Detonation Axial Load on Fatigue Life of Split Inner Ring Ball Bearing

LI Sheng-yuan, ZHENG Long-xi

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: To solve the problem that periodic and strong unsteady axial load in pulse detonation turbine engine (PDTE) may reduce the reliability of the ball bearing, a fatigue life prediction model for a split inner ring ball bearing was established by using damage mechanics theory and finite element method. The fatigue life of the split inner ring ball bearing under the periodic and strong unsteady axial load introduced by pulse detonation combustor (PDC) was studied. The results show that two half inner rings initiate cracks at the position of the maximum shear stress on the subsurface of the contact zone and then the cracks gradually spread to the surface, which leads to the fatigue failure of the bearing. In the PDC detonation process, the fatigue life of the first half inner ring is higher because the shear stress range that causes fatigue damage is smaller. In the fill and purge process, the fatigue life of the second half inner ring is lower due to the contact friction effect and larger shear stress range caused by the balls roll through the second half inner ring. After the reasonable design of the peak value of axial

^{*} 收稿日期: 2020-11-26; 修订日期: 2021-01-21。

作者简介: 李胜远, 博士生, 研究领域为航空发动机转子动力学。

通讯作者: 郑龙席, 博士, 教授, 研究领域为航空发动机燃烧与流动, 新概念航空航天推进技术, 航空发动机强度、振动及可靠性。

引用格式: 李胜远, 郑龙席. 脉冲爆震轴向载荷对双半内圈球轴承疲劳寿命的影响[J]. 推进技术, 2021, 42(10):2349-2357. (LI Sheng-yuan, ZHENG Long-xi. Effects of Pulse Detonation Axial Load on Fatigue Life of Split Inner Ring Ball Bearing[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(10):2349-2357.)

load introduced in the detonation process of PDC, the fatigue life of the split inner ring ball bearing in PDTE is mainly determined by the contact state of the second half inner ring and the lubrication condition of the bearing.

Key words: Pulse detonation turbine engine; Unsteady axial load; Split inner ring ball bearing; Damage mechanics theory; Fatigue life

1 引 言

与传统航空发动机主燃烧室中的等压燃烧相比,脉冲爆震燃烧具有接近等容燃烧、火焰传播速度快和自增压等优点^[1-3]。脉冲爆震涡轮发动机(PDTE)是利用脉冲爆震燃烧室(PDC)替换传统航空发动机中等压燃烧室的新概念航空发动机^[4-5]。PDTE主要由进气道、压气机、PDC、涡轮和尾喷管组成,PDC的燃烧产物驱动涡轮后由尾喷管高速排出以产生推力。由于PDC的工作过程包括新鲜反应物的填充、爆震波的起始与传播、燃烧产物的排出,因此与受到准稳态轴向载荷的传统航空发动机涡轮转子相比,PDTE的涡轮转子将受到PDC引入的周期性、强非定常轴向载荷的作用,这使得PDTE转子系统中滚珠轴承上的轴向载荷不断变向,严重影响了滚珠轴承的可靠性^[6]。

目前,滚动轴承疲劳寿命的预测方法主要包括基于统计学的寿命预测、基于经验的寿命预测和基于力学的寿命预测^[7-8]。其中基于统计学的寿命预测采用Weibull分布来反映典型工况下滚动轴承疲劳寿命的离散性,但对复杂工况下轴承寿命的预测具有不确定性^[9]。基于经验的寿命预测方法通过提取寿命特征参数来识别轴承的疲劳寿命,研究表明该类方法在建模时未考虑滚动轴承的失效机理且预测精度受多个因素的影响^[10]。基于力学的寿命预测方法又分为断裂力学方法和损伤力学方法,断裂力学方法预测了从裂纹萌生阶段至轴承表面剥落阶段的疲劳寿命,由于从结构完整至裂纹萌生阶段的寿命在轴承的生命周期中占了很大比重,因此可以模拟整个生命周期的损伤力学更适合预测滚动轴承的疲劳寿命^[11-12]。Xu等^[13]应用损伤力学理论分析了表面凹痕对滚子轴承表面裂纹的萌生和扩展的影响。Raje等^[14]建立了基于损伤力学理论的滚子轴承疲劳寿命预测模型,研究了轴承表面的疲劳剥落机理以及轴承材料的微观拓扑结构对次表面切应力的影响。Slack等^[15]利用损伤力学理论建立了显式有限元模型,追踪了滚子轴承次表面的裂纹萌生和扩展过程。Jalalahmadi等^[16]基于损伤力学理论和Voronoi有限元法分析了轴承材料的拓扑随机性对滚子轴承疲劳寿

命的影响。在国内,牛蒯楷等^[17-18]在通过静力平衡方程获得滚珠轴承各滚珠接触状态的前提下,采用损伤力学理论构建了考虑塑性变形的滚珠轴承疲劳寿命预测模型。张杰毅等^[19]和谢阶栋^[20]建立了滚珠轴承接触疲劳的损伤演化有限元模型,并通过实验验证了损伤力学理论预测滚珠轴承疲劳寿命的有效性。

本文提出用三点接触双半内圈球轴承解决PDTE转子系统中轴向载荷不断变向的问题,针对此方案,应用损伤力学理论和有限元法建立双半内圈球轴承的疲劳寿命预测模型,研究在周期性、强非定常脉冲爆震轴向载荷作用下双半内圈球轴承的疲劳寿命。

2 寿命预估的损伤力学-有限元法

2.1 双半内圈球轴承的结构和接触状态

图1为三点接触双半内圈球轴承的几何结构和接触状态示意图。由于双半内圈球轴承的内圈由两个轴向可分离的半套圈组成,因此可以承受双向轴向载荷。图中X轴为轴承的轴线, O_b 为滚珠中心, d_b 为滚珠直径, O_i 为第一半内圈的沟曲率中心, O_e 为外圈的沟曲率中心, O_h 为接触椭圆中心, α 为接触角, F_a 为作用在轴承上的轴向载荷。

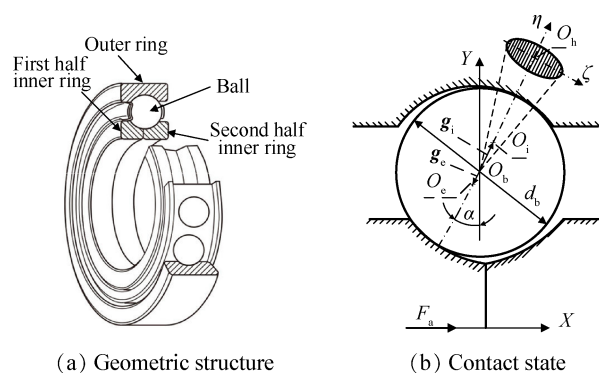


Fig. 1 Geometric structure and contact state of the split inner ring ball bearing

由Hertz接触理论可知滚珠与内外滚道之间的法向接触载荷为^[21]

$$Q_{i(e),c} = \begin{cases} K_{i(e),c} (\delta_{i(e)})^{1.5} & (\delta_{i(e)} > 0) \\ 0 & (\delta_{i(e)} \leq 0) \end{cases} \quad (1)$$

式中 $K_{i(e),c}$ 为滚珠与滚道接触的载荷变形常量, i

和 e 分别表示内外滚道, $\delta_{i(e)}$ 为滚珠与滚道之间的弹性趋近量, 由下式确定

$$\delta_{i(e)} = \left| \mathbf{g}_{i(e)} \right| - (f_{i(e)} - 0.5) d_b \quad (2)$$

式中 $\mathbf{g}_{i(e)}$ 为滚珠中心相对于滚道的位置矢量, $f_{i(e)} = r_{i(e)}/d_b$ 为滚道曲率半径系数, $r_{i(e)}$ 为沟曲率半径。

Hertz 接触理论认为当轴承表面的摩擦力较小时, 滚珠与内外滚道之间的接触压力呈椭圆形分布, 且接触中心处的最大接触压力 $p_{i(e), \max}$ 为^[22]

$$p_{i(e), \max} = \frac{3Q_{i(e)}}{2\pi a_{i(e)} b_{i(e)}} \quad (3)$$

式中 $a_{i(e)}$ 为接触椭圆的长轴, $b_{i(e)}$ 为接触椭圆的短轴, 二者分别由下式确定。

$$a_{i(e)} = m_a^3 \sqrt{\frac{3Q_{i(e)}}{2\sum\rho_{i(e)}} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (4)$$

$$b_{i(e)} = m_b^3 \sqrt{\frac{3Q_{i(e)}}{2\sum\rho_{i(e)}} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (5)$$

式中 $\sum\rho_{i(e)}$ 为滚珠与滚道的曲率和; E_1, E_2, ν_1 和 ν_2 分别为滚珠与滚道的弹性模量和泊松比; m_a 和 m_b 是与椭圆偏心率有关的参数。

椭圆接触区内任意一点的接触压力满足

$$p_{i(e)}(\zeta_1, \eta_1) = p_{i(e), \max} \sqrt{1 - \left(\frac{\zeta_1}{a_{i(e)}} \right)^2 - \left(\frac{\eta_1}{b_{i(e)}} \right)^2} \quad (6)$$

式中 ζ_1 和 η_1 为局部坐标系 $\{\zeta, O_b, \eta\}$ 内的坐标。

滚珠与内外滚道接触时不仅在轴承表面产生接触压力, 也在接触区次表面产生切应力, 最大切应力的大小为 $\tau_{i(e), \max} = \alpha_{i(e)} p_{i(e), \max}$, 对应的深度为 $z_{i(e)} = \beta_{i(e)} b_{i(e)}$, $\alpha_{i(e)}$ 和 $\beta_{i(e)}$ 均为与 $\gamma_{i(e)} = b_{i(e)}/a_{i(e)}$ 有关的参数。

2.2 滚动轴承的损伤力学理论

轴承材料的力学性能在滚珠与内外滚道接触的作用下会逐渐衰退。损伤力学理论将损伤变量 D 耦合到材料的应力-应变本构方程中, 对材料的微观失效机制进行建模。轴承材料的应力-应变本构方程为^[17]

$$\sigma_{ij} = \mathbf{C}_{ijkl} (\mathbf{I}_{klmn} - D_{klmn}) \varepsilon_{mn} \quad (7)$$

式中 σ_{ij} , $\mathbf{C}_{ijkl}$, $\mathbf{I}_{klmn}$, D_{klmn} 和 ε_{mn} 分别为应力张量、刚度张量、单位张量、损伤张量和应变张量。

四阶刚度张量 $\mathbf{C}_{ijkl}$ 由弹性模量 E 和泊松比 ν 定义为

$$\mathbf{C}_{ijkl} = \frac{E}{1+\nu} \left[\frac{1}{2} (\delta_{ik} \delta_{jl} + \delta_{il} \delta_{jk}) + \frac{\nu}{1-2\nu} \delta_{ij} \delta_{kl} \right] \quad (8)$$

在材料各向同性损伤的假设下, 式(7)被简化为

$$\sigma_{ij} = \mathbf{C}_{ijkl} (1 - D) \varepsilon_{kl} \quad (9)$$

式中 $0 \leq D \leq 1$ 。 $D = 0$ 表示材料未损伤; $D = 1$ 表示材料完全损伤失效。

在发动机正常工作情况下, 轴承接触载荷引起的等效应力小于材料的屈服应力, 所以轴承的疲劳失效属于高周疲劳(载荷循环次数通常 $> 10^7$)。因高周载荷循环而失效的材料遵循准脆性损伤机制^[23]。

$$\frac{dD}{dN} = \left[\frac{\Delta\sigma}{\sigma_r(1-D)} \right]^m \quad (10)$$

式中 N 为载荷循环的次数, $\frac{dD}{dN}$ 为每次载荷循环引起的损伤量, $\Delta\sigma$ 为引起损伤的应力范围, 由材料对接触载荷的响应确定, σ_r 为变形抗力, 表征了材料抵抗损伤积累的能力, σ_r 和 m 是与轴承材料有关的参数。

研究表明, 在轴承表面光洁度较高且润滑良好的情况下, 接触区内的正应力有利于抑制裂纹产生, 而次表面的交变切应力是轴承疲劳失效的主要原因^[24]。因此, 对于滚动轴承式(10)被改写为

$$\frac{dD}{dN} = \left[\frac{\Delta\tau}{\sigma_r(1-D)} \right]^m \quad (11)$$

式中 $\Delta\tau$ 是引起材料损伤的切应力范围。

因材料的扭转疲劳也是由切应力引起的, 与滚动轴承的损伤机理相似, 因此可以用轴承材料的扭转疲劳实验数据确定参数 σ_r 和 m 。对于 GCr15 轴承钢, $\sigma_r = 5979 \text{ MPa}$, $m = 11.1$ ^[11]。由于滚珠与滚道之间的接触疲劳属于高周疲劳, 如果计算每次载荷循环引起的材料损伤量, 直至轴承疲劳失效, 则计算效率较低, 因此本文采用半解耦的建模方法^[15-16, 19]。半解耦方法假设在第 I 段循环内, 在切应力最大单元的损伤度增加 ΔD 的过程中, 轴承的应力和应变场保持不变。本文选取损伤度增量 $\Delta D = 0.001$, 则在第 I 段循环内切应力最大单元的损伤度增加 ΔD 所需要的载荷循环次数为

$$\Delta N_I = \Delta D / (dD/dN)_{I, \max} \quad (12)$$

式中 ΔN_I 表示第 I 段循环的载荷循环次数, $(dD/dN)_{I, \max}$ 表示切应力最大的单元在每次载荷循环作用下的损伤度增量。

从式(11)中可以看出当单元的损伤度接近 1 时, 每次载荷循环引起的损伤度增量较大, 这将导致载荷循环次数 $\Delta N_I < 1$, 从而低估了轴承的疲劳寿命, 因此需设定每段循环的最小载荷循环次数 $\Delta N_{\min} =$

1000,则式(12)被改写为^[25]

$$\Delta N_I = \max \left(\frac{\Delta D}{\left(\frac{dD}{dN} \right)_{I, \max}}, \Delta N_{\min} \right) \quad (13)$$

则在第 I 段循环内,各个单元的总损伤度增量为

$$\Delta D_I^J = \Delta N_I (dD/dN)_I^J \quad (14)$$

式中 $(dD/dN)_I^J$ 表示在第 I 段循环中每次载荷循环引起的第 J 个单元的损伤度增量; ΔD_I^J 表示在第 I 段循环中第 J 个单元的总损伤度增量。

则在第 I 段循环后,第 J 个单元的损伤度累积为

$$D_I^J = D_{I-1}^J + \Delta D_I^J \quad (15)$$

累积的载荷循环次数为

$$N_I^J = N_{I-1}^J + \Delta N_I^J \quad (16)$$

根据单元损伤度的累积,单元的弹性模量更新为

$$E_I^J = E_0 (1 - D_I^J) \quad (17)$$

式中 E_0 表示结构未损伤时材料的弹性模量, E_I^J 表示第 I 段循环后第 J 个单元的弹性模量。

根据更新后的单元弹性模量重新计算损伤条件下的应力-应变场。重复上述过程,直至轴承表面出现损伤度为 1 的单元,此时累积的载荷循环次数即为滚动轴承的疲劳寿命。基于损伤力学理论和有限元法的滚动轴承疲劳寿命预测流程如图 2 所示。

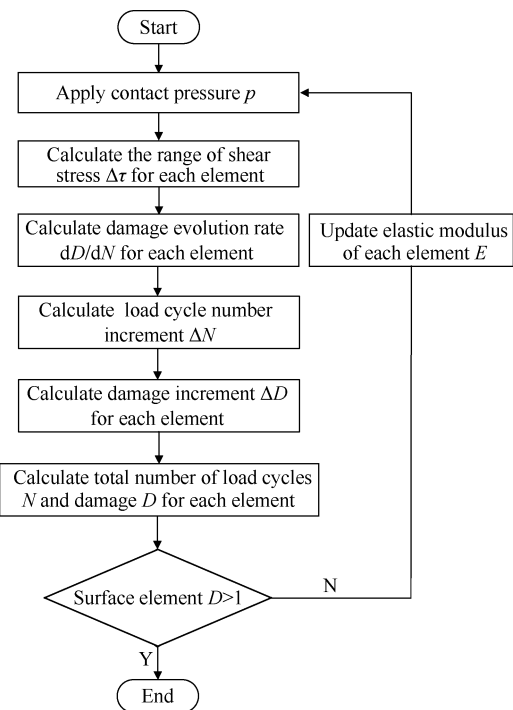


Fig. 2 Life prediction process of rolling bearings

3 结果与分析

3.1 滚珠与滚道的接触状态

以图 1 所示的三点接触双半内圈球轴承为研究对象,详细结构参数如表 1 所示。

Table 1 Geometric parameters of the split inner ring ball bearings

Parameter	Value
Bearing inner diameter/mm	32
Bearing outer diameter/mm	60
Inner ring groove curvature radius/mm	4.905
Outer ring groove curvature radius/mm	4.953
Ball diameter/mm	9.525
Ball number	10
Contact angle/(°)	25.5

利用爆震理论对一推力级 PDTE 的压气机和涡轮结构进行气动分析后,确定当 PDC 的工作频率为 20Hz 时,作用在压气机转子上的轴向载荷为 3.0kN,方向向前,作用在涡轮转子上向后的轴向载荷如图 3 所示。从图中可以看出,与传统航空发动机涡轮转子受到准稳态的轴向载荷不同,在 PDC 填充和排放阶段,涡轮转子受到 0.4kN 的轴向载荷,由于压气机转子的轴向载荷大于涡轮转子,因此作用在转子系统上的轴向载荷方向向前;而在 PDC 爆震阶段,涡轮转子瞬间受到 15.6kN 的轴向载荷,此时作用在转子系统上的轴向载荷方向向后。因此,在 PDTE 工作过程中,滚珠轴承受到 PDC 爆震阶段引入的高峰值轴向载荷的持续冲击作用,导致滚珠轴承上的轴向载荷不断变向,影响了转子系统的可靠性。

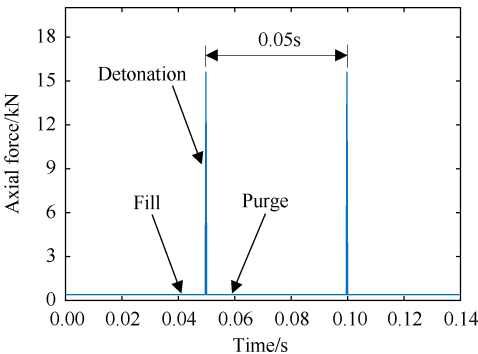


Fig. 3 Axial force on the turbine in PDTE

在 PDC 填充和排放阶段,第二半内圈和外圈左侧承载转子系统的轴向载荷,经计算每个滚珠与滚道之间的法向载荷为 603.9N。而在 PDC 爆震阶段,第一半内圈和外圈右侧承载爆震峰值轴向载荷,此

时每个滚珠与滚道之间的法向载荷为 2926.75N。根据 Hertz 接触理论可进一步确定在 PDC 不同工作阶段滚珠与内外滚道的接触状态。接触椭圆的长轴 a 、短轴 b 、表面最大接触应力 $p_{\max}$ 、次表面最大切应力 $\tau_{\max}$ 及所在深度 z 的计算结果如表 2 所示。

3.2 次表面的切应力范围

从表 2 中可以看出,在 PDC 不同工作阶段,两个半内圈的表面最大接触应力和次表面最大切应力均大于相对应的外圈,同时由于内圈带动滚珠旋转而外圈固定,所以内圈单位时间内承受的载荷循环次数最多,最可能发生疲劳失效。根据表 2 中两个半内圈的接触状态构造二维平面应力有限元模型,通过接触椭圆短轴的径向剖面将计算域截断为宽度为 $15b$ 、高度为 $7b$ 的矩形域。两个内圈承受的外载以 Hertz 接触压力等效,滚珠与第一半内圈仅在 PDC 爆震阶段产生接触,由于二者接触时间较短,所以表面摩擦对第一半内圈疲劳寿命的影响被忽略。将爆震阶段产生的接触压力施加到二维模型的中间区域,如图 4(a)所示,接触压力的分布服从式(18)。

$$p = p_{\max} \sqrt{1 - (x/b)^2} \tag{18}$$

在 PDC 填充和排放阶段,滚珠与第二半内圈接触。为确定第二半内圈的接触状态,构建如图 4(b)所示的二维平面应力模型,将 Hertz 接触压力施加在 $-2b \sim 2b$ 的 23 个离散位置处,以模拟滚珠滚过第二半内圈的行为,其中接触压力的分布服从下式

$$p(x) = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x - x_c}{b}\right)^2} \tag{19}$$

式中 x_c 为接触压力中心的坐标。

在 PDC 填充和排放阶段,需考虑滚珠与第二半内圈之间摩擦的影响,二者之间的摩擦力为

$$f(x) = \mu p(x) \tag{20}$$

式中 μ 为摩擦系数,在轴承润滑良好的情况下, μ 位于 $1.5 \times 10^{-3} \sim 2.2 \times 10^{-3}$ [26]。

在 ANSYS 中建立如图 4(a)所示的二维平面应力模型,如图 5 所示,在模型中间位置施加服从式(18)的接触压力。以 8 节点的 Plane 183 单元划分网格,因

轴承材料的晶粒尺寸为 $5 \sim 15 \mu\text{m}$,所以本文四边形单元的边长取 $10 \mu\text{m}$,轴承材料的弹性模量 $E=207\text{GPa}$,泊松比 $\nu=0.3$ 。为避免模型出现刚体位移而导致计算不收敛,约束底边上节点的所有自由度。

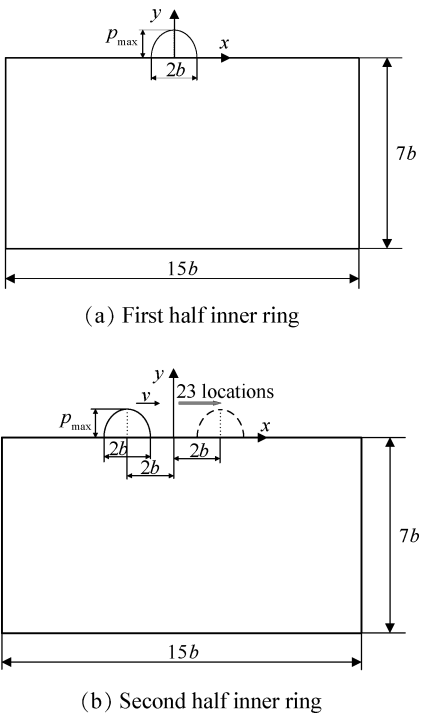


Fig. 4 Two-dimensional plane stress model of two half inner rings

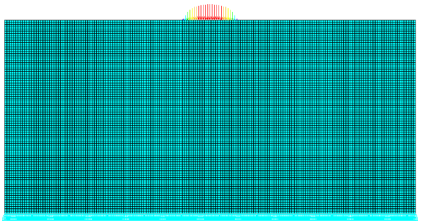


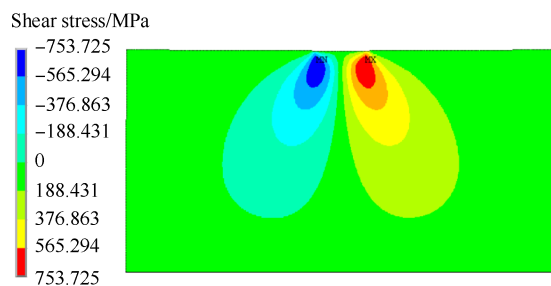
Fig. 5 Finite element model of the first half inner ring

在 PDC 爆震阶段引入的峰值轴向载荷作用下,第一半内圈的切应力分布如图 6(a)所示。从图中可以看出,在接触区次表面出现了两个大小相等、方向相反的切应力区,最大切应力 $\tau_{xy}=753.725\text{MPa}$,最大切应力单元对应的深度为 0.10mm ,与表 2 中 Hertz 理

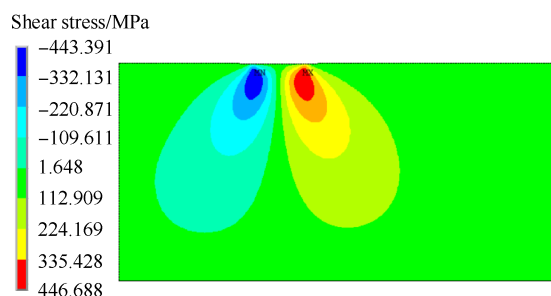
Table 2 Contact state of the split inner ring ball bearings

	First half inner ring	Right side of outer ring	Second half inner ring	Left side of outer ring
a/mm	2.2479	1.9357	1.3283	1.1439
b/mm	0.2059	0.2636	0.1217	0.1558
z/mm	0.1020	0.1298	0.0603	0.0767
$p_{\max}/\text{MPa}$	3018.8	2738.2	1783.9	1618.1
$\tau_{\max}/\text{MPa}$	751.68	679.90	444.19	401.77

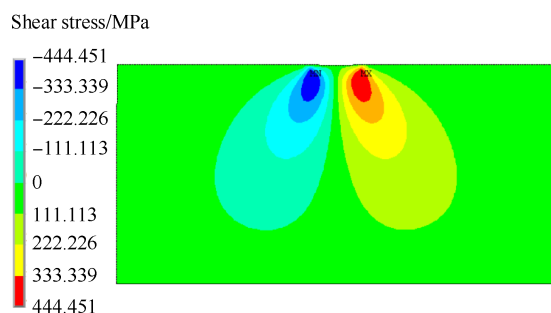
论解的相对误差分别为 0.27% 和 1.96%。因在 PDC 填充和排放阶段第一半内圈和滚珠无接触,而在 PDC 爆震阶段,接触区次表面的最大切应力为 $\tau_{\max}$ 。因此,仅在 PDC 爆震阶段会导致第一半内圈疲劳损伤,且引起损伤的切应力范围为 $0 \sim \tau_{\max}$,即 $\Delta\tau = \tau_{\max}$ 。



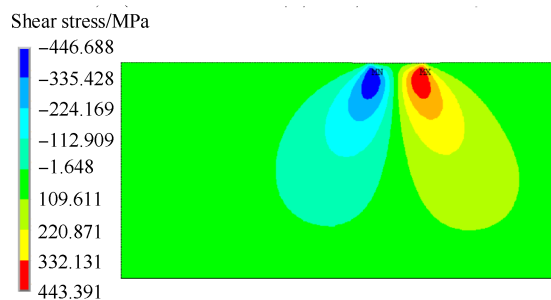
(a) Shear stress of the first half inner ring



(b) Pressure center is located at $-2b$



(c) Pressure center is located at 0



(d) Pressure center is located at $2b$

Fig. 6 Distribution of shear stress for two half inner rings

对于第二半内圈,按照图 4(b)所示,在 $-2b \sim 2b$ 的 23 个不同位置处施加接触压力,当压力中心分别位于 $-2b, 0$ 和 $2b$ 时,第二半内圈次表面切应力 τ_{xy} 的分布如图 6(b)~6(d)所示。从图中可以看出滚珠滚过第二半内圈时,接触区内的单元受到交变的切应力,且

位于 $-b \sim b$ 内的单元经历了切应力的变向。图 7 显示了在 23 个不同位置处,位于 $x=0$ 且 $0, 0.5b$ 和 b 深度处的三个单元切应力的变化。从图中可以看出,这三个单元的切应力 τ_{xy} 均发生了变向,因此引起第二半内圈疲劳损伤的切应力范围为 $-\tau_{\max} \sim \tau_{\max}$,即 $\Delta\tau = 2\tau_{\max}$ 。

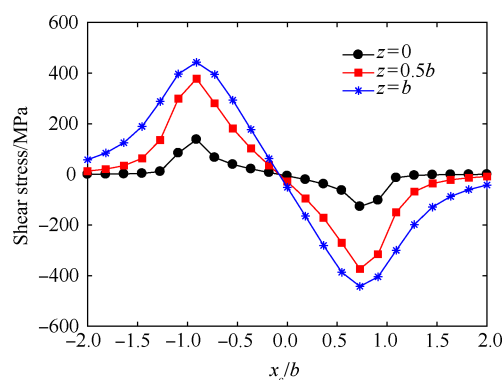


Fig. 7 Shear stress of elements at different depths

3.3 疲劳寿命的预估

图 8 显示了第一半内圈的损伤演化示意图及所对应的载荷循环累积次数。蓝色表示单元无损伤,颜色越深单元损伤越大,红色表示单元完全失效即失去了承载能力。从图中可以看出,第一半内圈的初始裂纹在次表面最大切应力单元处萌生,继续作用载荷循环后,裂纹同时向内部和表面扩展,当裂纹扩展至轴承表面时所累积的载荷循环次数即为第一半内圈的疲劳寿命。经计算,在本文的研究工况下,第一半内圈的疲劳寿命为 2.3402×10^9 次,即可承受 2.3402×10^9 次爆震峰值轴向载荷的冲击,当 PDC 的工作频率为 20Hz 时,对应的使用时长为 32502.78h。

假设滚珠与第二半内圈之间的摩擦系数 $\mu = 0.002$,设滚珠朝着 x 轴正向运动,则摩擦力的方向指向 x 轴负向。第二半内圈的损伤演化如图 9 所示,从图中可以看出第二半内圈的损伤演化模式与第一半内圈不同,由于 x 轴负向的摩擦力增大了左侧单元次表面的切应力,因此裂纹首先在左侧最大切应力单元处萌生,并在摩擦力和接触压力的载荷循环作用下逐渐传播至轴承表面导致第二半内圈疲劳失效。经计算,第二半内圈的接触疲劳寿命为 3.824×10^8 次。当转子转速为 5000r/min 时,由载荷循环次数与转速之间的关系可知^[24],第二半内圈的使用时长为 214.79h,远小于第一半内圈的疲劳寿命。这是由于在 PDC 爆震阶段引起第一半内圈疲劳损伤的切应力范围小于在接触摩擦作用下滚珠滚过第二半内圈时所引起的切应力范围,因此由式(11)可得第一半内

圈具有较小的损伤演化速率即较大的疲劳寿命。对于近似受到定常轴向载荷的第二半内圈,由 Lundberg-Palmgren 理论^[27]可得其疲劳寿命为 3.101×10^8 次,与损伤演化有限元模型的计算结果相差 7.23×10^7 次,从而验证了本文双半内圈球轴承疲劳寿命预测模型的有效性。

图 10 显示了两个半内圈最大切应力单元的损伤度和弹性模量随载荷循环次数的变化。从图中可以看出最大切应力单元损伤度的累积和弹性模量的衰减均随着载荷循环次数非线性变化。当单元损伤度累积为 1 或弹性模量减小为 0 时,该单元失效即失去了承载能力。从图中可以进一步看出轴承单元的疲

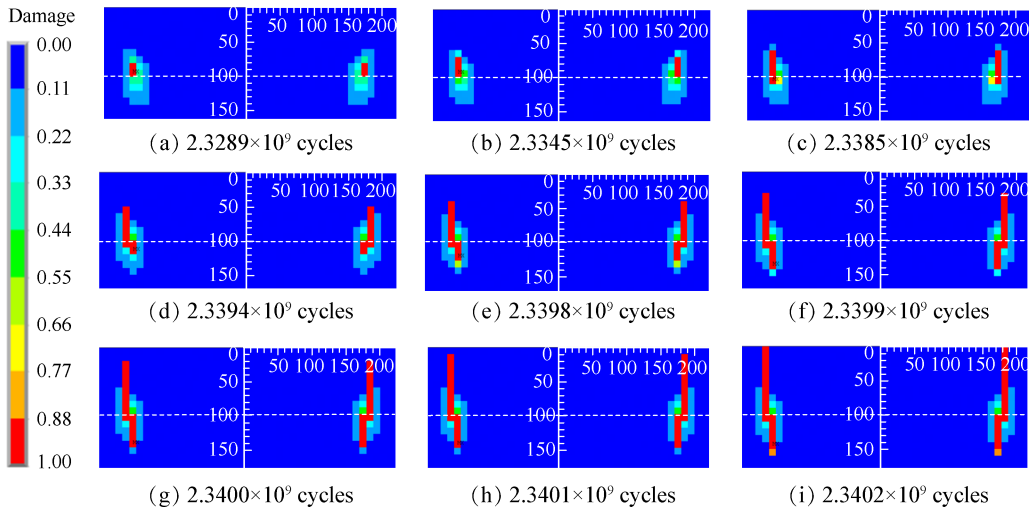


Fig. 8 Schematic diagram of damage evolution of the first half inner ring

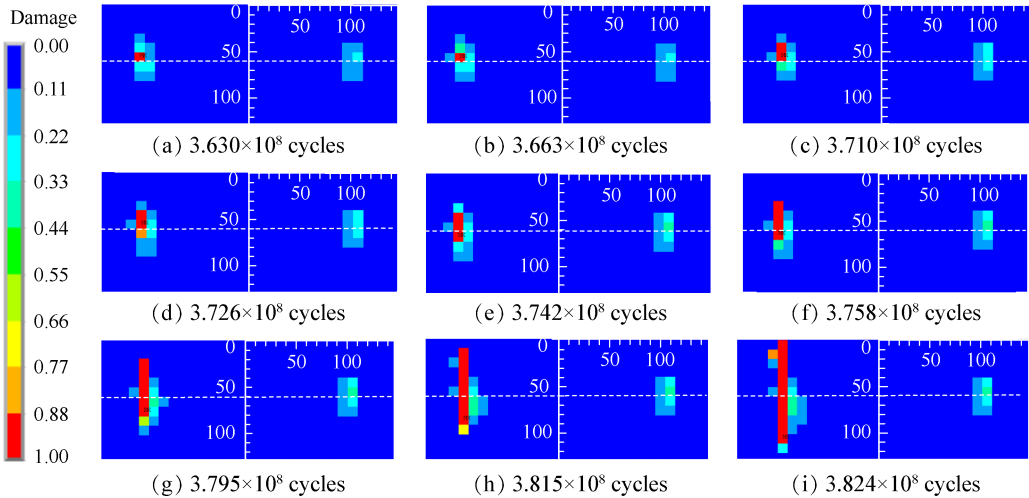


Fig. 9 Schematic diagram of damage evolution of the second half inner ring

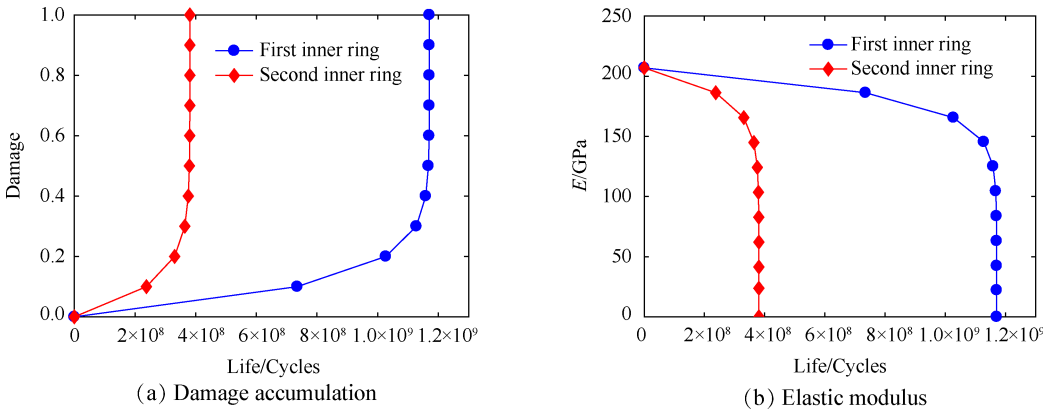


Fig. 10 Damage accumulation and elastic modulus vary with the load cycles

劳寿命主要集中在 0~0.5 的损伤度范围内。当轴承单元的损伤度超过 0.5 时,继续作用载荷循环会导致轴承迅速失效。图 11 分别给出了爆震峰值载荷的大小和摩擦系数对两个半内圈疲劳寿命的影响。从图 11(a)中可以看出,增加爆震峰值载荷会增大次表面单元的切应力,从而降低了第一半内圈的疲劳寿命,但即使爆震峰值载荷为 20kN,第一半内圈的疲劳寿

命也为 8.025×10^8 次,即使用时长为 11145.83h。因此,在对 PDC 爆震阶段引入的峰值轴向载荷进行合理设计后,PDTE 中双半内圈球轴承的疲劳寿命主要取决于压气机和 PDC 填充、排放阶段的轴向载荷。从图 11(b)中可以看出,增大摩擦系数会显著减小第二半内圈的接触疲劳寿命,因此必须保证双半内圈球轴承在工作过程中被良好的润滑。

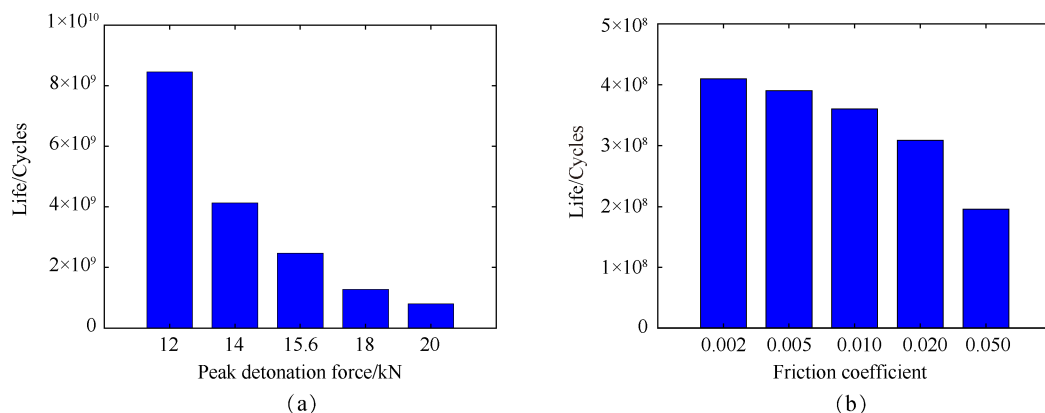


Fig. 11 Effects of peak detonation load and friction coefficient on fatigue life

4 结 论

通过本文研究,得到以下结论:

(1) 三点接触双半内圈球轴承可承受较大的双向轴向载荷,可将其应用于 PDTE 中,以解决转子系统轴向载荷不断变向所引起的滚珠轴承可靠性降低的问题。

(2) 在 PDTE 中周期性、强非定常轴向载荷的作用下,双半内圈球轴承的两个半内圈均在接触区次表面最大切应力位置处萌生裂纹,随后裂纹逐渐扩展至表面导致轴承疲劳失效。

(3) 在 PDC 爆震阶段,由于引起第一半内圈疲劳损伤的切应力范围较小,因此第一半内圈的疲劳寿命较高;而在 PDC 填充和排放阶段,由于接触摩擦作用以及滚珠滚过第二半内圈时产生较大的切应力范围,从而导致第二半内圈的疲劳寿命较低。

(4) 在对 PDC 爆震阶段引入的峰值轴向载荷进行合理设计后,PDTE 中双半内圈球轴承的疲劳寿命主要由第二半内圈的接触状态和轴承的润滑条件决定。

致 谢:感谢王双对本文提出的宝贵意见。

参考文献

[1] 严传俊,范 玮,黄希桥. 脉冲爆震发动机原理及关键技术[M]. 西安:西北工业大学出版社,2005.

[2] 郑龙席,卢 杰,严传俊,等. 脉冲爆震涡轮发动机研究进展[J]. 航空动力学报,2014,29(5):993-1000.

[3] 卢 杰,郑龙席,王治武,等. 多管脉冲爆震发动机压力反传特性试验与数值研究[J]. 推进技术,2014,35(11):1558-1565. (LU Jie, ZHENG Long-xi, WANG Zhi-wu, et al. Experimental and Numerical Investigation on Propagation of BackPressure Waves of a Four-Tube Pulse Detonation Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2014, 35(11):1558-1565.)

[4] Endo T, Masuda K, Watanabe W, et al. Reduction of Air Flow Rate for Pulse Detonation Turbine Engine Operation by Water-Droplet Injection[J]. *Journal of Thermal Science and Technology*, 2016, 11(2).

[5] 何 龙,郑龙席,邱 华,等. 脉冲爆震涡轮发动机性能计算[J]. 推进技术,2012,33(5):665-670. (HE Long, ZHENG Long-xi, QIU Hua, et al. Calculating Performance of Pulse Detonation Turbo Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2012, 33(5):665-670.)

[6] 李胜远,郑龙席,贾胜锡,等. 脉冲爆震载荷作用下转子系统动力学特性[J]. 航空动力学报,2019,34(9):1936-1943.

[7] 于广滨,卓 识,于 军,等. 基于 InfoLSGAN 和 AC 算法的滚动轴承剩余寿命预测[J]. 航空动力学报,2020,35(6):1212-1221.

[8] 孟文俊,张四聪,淡紫嫣,等. 滚动轴承寿命动态预测新方法[J]. 振动测试与诊断,2019,39(3):652-658.

- [9] 苗学问. 航空发动机主轴承使用寿命预测技术研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2008.
- [10] Senanayaka J S L, Van Khang H, Robbersmyr K G. Autoencoders and Recurrent Neural Networks Based Algorithm for Prognosis of Bearing Life[C]. *Jeju: 21st International Conference on Electrical Machines and Systems*, 2018.
- [11] Weinzapfel N, Sadeghi F. Numerical Modeling of Sub-Surface Initiated Spalling in Rolling Contacts[J]. *Tribology International*, 2013, 59: 210-221.
- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] Raje N, Slack T, Sadeghi F. A Discrete Damage Mechanics Model for High Cycle Fatigue in Polycrystalline Materials Subject to Rolling Contact [J]. *International Journal of Fatigue*, 2009, 31(2): 346-360.
- [15] Slack T, Sadeghi F. Explicit Finite Element Modeling of Subsurface Initiated Spalling in Rolling Contacts[J]. *Tribology International*, 2010, 43(9): 1693-1702.
- [16] Jalalahmadi B, Sadeghi F. A Voronoi FE Fatigue Damage Model for Life Scatter in Rolling Contacts[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(2).
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] 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.
- [20] 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.
- [21] 邓四二, 闫亚超, 王燕霜, 等. 弹性支承下的双半内圈角接触球轴承振动分析[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(2): 241-251.
- [22] 奚 强, 胡玉梅, 皮阳军, 等. 深沟球轴承非赫兹接触及失效机理分析[J]. *机械科学与技术*, 2019, 38(12): 1868-1876.
- [23] Memon I 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.
- [24] Harris T A, Kotzalas M N. Essential Concepts of Bearing Technology[M]. UK: CRC Press, 2006.
- [25] 张 晶. 基于 Voronoi 有限元方法的滚动轴承疲劳寿命分析[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2017.
- [26] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册(第12分册)传动与润滑系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [27] Lundberg G, Palmgren A. Dynamic Capacity of Rolling Bearings[J]. *Acta Polytechnica Scandinavica Mechanical Engineering Series*, 1947, 1(3): 7-53.

(编辑:张 贺)