

文章编号:1000-8055(2017)01-0130-08

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2017.01.018

直升机高速四点接触球轴承接触疲劳 可靠性评估方法

刘少军^{1,2}, 路春雨^{1,2}

- (1. 中南大学 机电工程学院, 长沙 410083;
2. 中南大学 高性能复杂制造国家重点实验室, 长沙 410083)

摘 要: 为了准确高效地分析高速四点接触球轴承的接触疲劳可靠性,将蒙特卡罗随机有限元(MC-SFEM)与应力-强度干涉理论相结合提出了一种有效的可靠性分析方法。在高速、高温和弹流润滑(EHL)的复杂工况下,利用有限元法(FEM)建立了基于热-结构耦合分析的有限元模型。考虑到轴承材料属性、润滑油参数及接触疲劳强度的随机性对可靠性的影响,在借助 MC-SFEM 和 K-S (Kolmogorov-Smirnov)检验确定了高速四点接触球轴承疲劳接触应力分布类型的条件下,根据应力-强度干涉理论建立了高速四点接触球轴承接触疲劳可靠性评估方法。结果表明:与传统的 MC-SFEM 方法相比,该方法的耗时仅是传统 MC-SFEM 的 0.243%,两者之间的可靠性误差仅为 1.48%,进一步验证了该方法的有效性。

关 键 词: 直升机; 高速四点接触球轴承; 随机有限元; 可靠性; 蒙特卡罗

中图分类号: V232; TH133.33⁺⁴

文献标志码: A

Contact fatigue reliability assessment method of high speed four-point contact ball bearing of helicopter

LIU Shao-jun^{1,2}, LU Chun-yu^{1,2}

- (1. School of Mechanical and Electrical Engineering,
Central South University, Changsha 410083, China;
2. State Key Laboratory of High Performance Complex Manufacturing,
Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: In order to efficiently and precisely analyze contact fatigue reliability of high speed four-point contact ball bearing, an effective reliability analysis method was proposed by combination with MC-SFEM (stochastic finite element method based on Monte Carlo) and stress-strength interference theory. Under the complex working condition of high speed, high temperature and EHL (elastohydrodynamic lubrication), the finite element model based on the thermal-structure coupling analysis was established by using the FEM (finite element method). Considering the influence of the stochastic performance of material parameters, lubricant parameters and contact fatigue strength factors on the reliability, under the premise that the distribution type of contact stress of high-speed four-point contact ball bearing was determined by means of the MC-SFEM and the K-S (Kolmogorov-Smirnov) method, contact

收稿日期: 2016-07-08

基金项目: 预研项目

作者简介: 刘少军(1954—),男,教授、博士生导师,博士,主要从深海装备及控制系统研究。

引用格式: 刘少军,路春雨. 直升机高速四点接触球轴承接触疲劳可靠性评估方法[J]. 航空动力学报,2017,32(1):130-137. LIU Shaojun, LU Chunyu. Contact fatigue reliability assessment method of high speed four-point contact ball bearing of helicopter[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(1): 130-137.

fatigue reliability assessment method of high speed four-point contact ball bearing was established based on stress-strength interference theory. Result showed that, compared with the traditional MC-SFEM method, the consuming time of the proposed method only accounted for about 0.243% of the traditional method, and the error between the above two methods was only 1.48%, validating the efficiency of the proposed method.

Key words: helicopter; high-speed four-point contact ball bearing; stochastic finite element; reliability; Monte Carlo

直升机作为一种特殊的航空飞行器,最显著的标志就是具有以旋翼和尾桨为代表的升力系统,旋翼和尾桨的旋转离不开一个关键部件——传动系统,传动系统是直升机 3 大关键部件(发动机、传动系统、旋翼)之一,而主减速器又是传动系统的核心部分,其特点是负荷大、减速比大、结构复杂^[1-2]. 直升机主减速器系统主要由机匣、齿轮副、滚动轴承、轴、润滑系统等组成,输入级轴承转速高、温度高、负荷大,主要由高速四点接触球轴承组成. 一个高速四点接触球轴承相当于一组背靠背角接触球或面对面角接触球轴承. 与角接触球轴承相比,四点接触球轴承不仅可以承受双向轴向载荷,而且占用空间更小^[3-5]. 直升机主减速器高速四点接触球轴承由于工作条件恶劣,在工作过程中产生的大量热量,如果不能及时的传递出去,必将对轴承的可靠性产生非常不利的影响,严重的甚至出现胶合或咬死等现象^[6-8]. 高速四点接触球轴承摩擦功耗的计算有两种方法:整体法和局部法,相对整体法而言,局部法直接从理论入手,能够较准确地计算轴承内部的各种摩擦生热,计算结果与实际情况也更接近,因而使用范围非常广泛^[9-11]. 由于高速四点接触球轴承运转时产生的热量对润滑油黏度、轴承游隙及轴承的动态性能都有重要影响,因此研究高速四点接触球轴承在高速、高温下的接触疲劳可靠性具有重要的工程实际意义.

对于一个零件而言,由于受到加工、测量和装配等工艺的影响,其温度、弹流润滑和材料性能等因素都具有一定的随机性,不可能与设计要求绝对一致,即存在偏差. 传统的设计方法不能定量考虑这些随机因素对可靠性的影响,而实际产品的损坏往往都是一些随机因素造成的^[12-13],因此,研究分析随机因素对系统可靠性的影响非常重要. 本文基于拟动力学分析了四点接触球轴承的摩擦功耗,在综合考虑温度参数、材料特性参数及润滑油参数原始随机误差的基础上建立了高速四点接

触球轴承耦合分析随机有限元模型,接着利用 Monte Carlo 随机有限元法进行 30 次模拟试验,并借助 K-S 检验法进行了疲劳接触应力分布类型检验,检验结果表明高速四点接触球轴承疲劳接触应力服从正态分布,然后,基于上述结论,结合应力-强度干涉理论,对高速四点接触球轴承可靠度进行了分析计算,从而建立了基于 Monte Carlo 随机有限元的高速四点接触球轴承接触疲劳可靠性评估方法,最后,将本文方法与传统的 Monte Carlo 随机有限元法(MC-SFEM)进行比较,验证了本文方法的准确性和高效性.

1 高速四点接触球轴承基本结构

直升机主减速器结构紧凑,内部空间狭小,由高速四点接触球轴承产生的热量不易传递出去,从而使其处在一种高温的工作环境下. 对于喷油润滑方式而言,润滑油很难进入高速运转的轴承零件之间的缝隙,这使得轴承温度较高. 某型直升机主减速器三维结构示意图^[14-15],如图 1 所示. 齿轮传动系统两侧对称,采用 3 级减速结构,输入轴直接与发动机相连,采用高速四点接触球轴承作为支撑.

高速四点接触球轴承基本结构^[16]如图 2 所示,省略了保持架和内外圈倒角,4 个接触点在同一平面内,该类轴承主要用于承受以轴向力为主的负荷. 为了减少摩擦,工作时对角的两点接触.

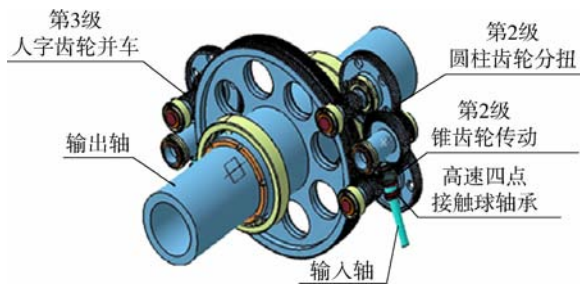


图 1 直升机主减速器结构简图

Fig. 1 Structure diagram of helicopter main reducer

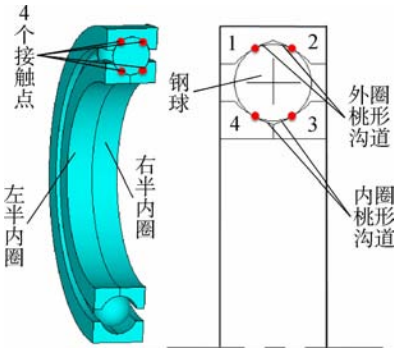


图2 四点接触球轴承结构

Fig. 2 Structure of four-point contact ball bearing

2 高速四点接触球轴承应力计算

2.1 确定性参数下的接触应力分析

2.1.1 热分析

以某型号高速四点接触球轴承为例,轴承基本参数为:内径 $d_i = 130$ mm,外径 $d_o = 200$ mm,宽度 $B = 33$ mm,钢球直径为 24 mm,球数 $Z = 17$,初始接触角 $\alpha_0 = 25^\circ$,垫片角 $\alpha_p = 12^\circ$,材料 GCr15A,润滑油为 4050 航空润滑油。

在主减速器中,高速四点接触球轴承的摩擦功耗主要来自 6 个方面:弹性滞后能量损失、流体动压引起的能量损失、差动滑动摩擦引起的能量损失、钢球自旋滑动摩擦引起的能量损失、保持架与套圈摩擦引起的能量损失、保持架与钢球摩擦引起的能量损失^[11,17]。

1) 弹性滞后能量损失

$$H_{N_{i(o)},j} = 1.5\gamma E_{i(o)} |n_{i(o)} - n_m| R_{i(o)} \cdot \left(\frac{\pi \sum \rho_{i(o)}}{2F_{i(o)}} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{1.5}{\kappa_{i(o)}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{1 - \lambda_1^2}{E_1} + \frac{1 - \lambda_2^2}{E_2} \right)^{\frac{1}{3}} Q_{i(o)}^{\frac{3}{4}} \quad (1)$$

式中 $H_{N_{i(o)},j}$ 为第 j 个钢球经历一个受载循环的能量损失; γ 为材料弹性滞后系数; $n_{i(o)}$ 为内(外)圈转速; n_m 为钢球公转转速; $Q_{i(o)}$ 为钢球与滚道法向接触力; λ_1, λ_2 为钢球和套圈材料的泊松比; E_1, E_2 为钢球和套圈材料的弹性模量; $R_{i(o)}$ 为钢球与滚道接触处到轴承旋转轴线的距离; $\kappa_{i(o)}$ 为接触椭圆的偏心率; $\sum \rho_{i(o)}$ 为接触面的主曲率之和; $E_{i(o)}, F_{i(o)}$ 为第 1 类和第 2 类椭圆积分;

2) 流体动压引起的能量损失

$$H_{L_{i(o)},j} = \iint_{\Omega} \left\{ \frac{h^3}{12\eta} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} dx dz + \iint_{\Omega} \left[\frac{\nu_h (v_2 - v_1)^2}{h} \right] dx dz \quad (2)$$

式中 Ω 为接触椭圆面; h 为润滑油油膜厚度; ν_h 为润滑油黏度; p 为接触区压力; v_1, v_2 为钢球与滚道在接触点处的线速度。

3) 差动滑动摩擦引起的能量损失

$$H_{C_{i(o)},j} = \iint_D \frac{1.5v_{xy}\mu Q_{i(o),j}}{\pi a_{i(o),j} b_{i(o),j}} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{a_{i(o),j}} \right)^2 - \left(\frac{y}{b_{i(o),j}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} dx dy \quad (3)$$

式中 μ 为钢球与滚道之间的摩擦因数; v_{xy} 为钢球与滚道在接触面差动滑动方向上的相对速度。

4) 钢球自旋滑动摩擦引起的能量损失

$$H_{S_{i(o)},j} = \frac{3Q_{i(o),j}\omega_{S_{i(o)}} a_{i(o),j}}{8} \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} \mu_s \left\{ 1 - \left[1 - \frac{1}{1 - \left(\frac{a_{i(o),j}}{b_{i(o),j}} \right)^2} \right] \sin^2 \theta \right\}^{\frac{1}{2}} d\theta \quad (4)$$

式中 $\omega_{S_{i(o)}}$ 为钢球相对内外圈的自旋角速度; μ_s 为弹流润滑拖动系数。

5) 保持架与套圈摩擦功耗计算

保持架引导面与套圈引导面之间在轴承高速运动过程中,也将产生一定的摩擦热,其计算公式^[11]如下:

$$H_c = 5 \times 10^{-4} D_c (\omega_c - \omega_n) F_c \quad (5)$$

$$F_c = \frac{\nu_h \pi W_c D_c (\omega_c - \omega_n)}{1 - (d_b/d_t)} \quad (6)$$

式中 ω_c 为保持架的角速度; ω_n 为引导套圈的角速度; D_c 为保持架引导面直径; d_b, d_t 分别为保持架引导面直径和套圈引导面直径中的小者和大者;对于双挡边引导, W_c 近似为保持架宽度与球直径之差。

6) 保持架与钢球摩擦功耗计算

钢球与保持架之间也有一定的摩擦功耗,根据文献[7],其公式如下:

$$H_b = \frac{d_m}{4} \left(1 - \frac{D_w^2}{d_m^2} \cos 2\alpha_a \right) \omega_r \cdot \left[\sin \alpha_a + \tan \left(\frac{D_w \sin \alpha_a}{2R_{ca}} \right) \right] \quad (7)$$

式中 H_b 为钢球与保持架之间的摩擦功耗; α 为实际接触角; R_{ca} 为保持架兜孔半径;其他参数同上。

对于有限元模型的建立,为了减小计算量,考虑到轴承的对称性,故只需对半个轴承进行研究。同时,为了方便建模,忽略了对接触应力几乎没有影响了内外圈倒角和保持架。为了使计算结果更准确,对球与内外圈之间的接触部分进行了加密,密度合适与否可以通过前后两次的热分析计算结果相比较来进行判断。综合考虑上述因素,半个高

速四点接触球轴承有限元模型如图 3 所示。

在高速四点接触球轴承内部,采用喷油润滑时,对流换热方式主要为强迫对流. 由于输入轴为空心轴,轴的内部与外界空气之间对流很少,故可以认为轴内表面为绝热面,为了便于表示轴承内部的对流边界条件,作如下二维轴承对流换热边界条件图,如图 4 所示。

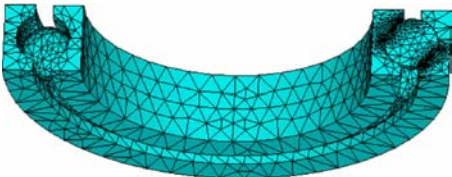


图 3 四点接触球轴承有限元模型

Fig. 3 FE model of four-point contact ball bearing

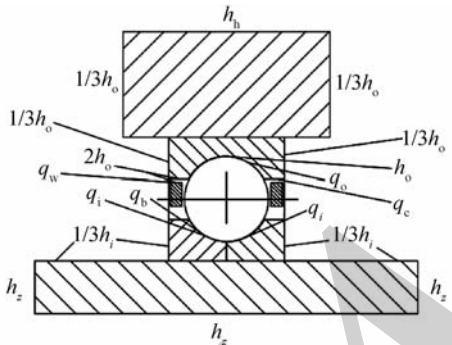


图 4 轴承对流换热边界条件

Fig. 4 Heat convection boundary conditions of bearing

在图 4 中, h_i 为内圈沟道表面传热系数, h_o 为外圈沟道表面传热系数, h_z 为空心轴截面和内表面的表面传热系数,图中 h_z 均为零, h_b 为轴承座外表面的表面传热系数,图中 h_b 为零. q_i 为内圈沟道接触面上的热流密度, q_o 为外圈沟道接触面上的热流密度, q_b 为钢球上的热流密度, q_c 、 q_w 分别为保持架引导面和外圈引导面上的热流密度。

对流换热是高速四点接触球轴承最重要的散热形式,由于轴承内部结构复杂,无法将传热学中的表面传热系数公式直接简单地套用在滚动轴承上,故滚动轴承表面传热系数常用经验公式有

润滑油强迫表面传热系数^[18]:

$$\alpha_w = 0.0986 \{ (n/\nu_h) \cdot [1 \pm D \cos \alpha_a / d_m] \}^{\frac{1}{2}} \cdot K_h Pr^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

式中 D 为滚动体直径; d_m 为节圆直径; n 为轴承转速; ν_h 为润滑油运动黏度; K_h 为润滑油的导热系数。

轴承座圆柱表面的自然表面传热系数可通过下式计算^[18]:

$$\gamma = 0.53 \frac{K_h}{D_h} (Gr Pr)^{\frac{1}{4}} \quad (9)$$

式中 Gr 、 Pr 分别为葛拉晓夫数和普朗特数; D_h 为轴承座圆柱面直径。

2.1.2 热-结构耦合分析

高速四点接触球轴承热-结构耦合分析是在热分析基础上的接触分析,其有限元模型仍然采用热分析有限元模型,但边界条件与热分析不同. 高速四点接触球轴承耦合分析载荷边界条件为

- 1) 模拟钢球与内外圈的摩擦作用,将热流密度施加在钢球与内外圈接触部位;
- 2) 模拟保持架与引导之间的摩擦作用,将热流密度施加在引导面上;
- 3) 模拟轴承与润滑油的对流换热作用,将表面传热系数施加在轴承内外圈端面、滚道表面和挡边上表面。

位移边界条件及其他约束如图 5 所示。

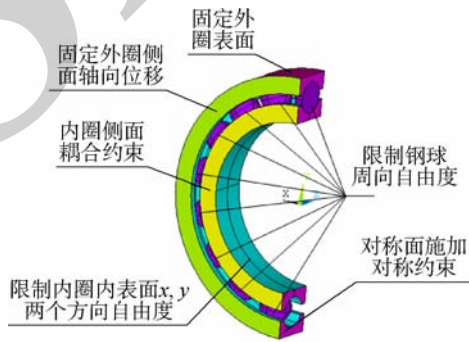


图 5 耦合分析边界条件

Fig. 5 Boundary conditions of integrated analysis

高速四点接触球轴承耦合分析,除载荷和转速外,还必须将热分析的温度结果作为耦合接触分析的外载荷映射在整个轴承上。

2.2 考虑参数随机性的接触应力分析

2.2.1 随机变量的确定

通常接触应力的计算都是在确定性参数下进行的,但在实际工程中存在着大量不确定因素,这些不确定因素对目标响应有着不同程度的影响. 由于高速四点接触球轴承在旋转时会使得轴承温度急剧上升,润滑油黏度下降,油膜厚度变薄,钢球与套圈之间的摩擦增大,严重影响高速四点接触球轴承的可靠性,因此,考虑到弹流润滑、材料属性及轴承接触疲劳强度的随机性,轴承相关随

机变量最终被定义为：弹性模量 E 、转速 n 、密度 ρ 、泊松比 λ 、线膨胀系数 L 、导热系数 C ，有效应力集中系数 K_σ ，尺寸系数 ϵ_σ ，表面质量系数 β_z ，轴承材料疲劳强度极限 σ_{-1} ；润滑油随机参数定义为：润滑油初始运动的黏度 ν_h 、润滑油导热系数 K_h ，根据有关概率统计资料并结合具体工况^[19-20]，上述所有随机参数的分布类型及相关参数如表 1 所示。

表 1 随机参数及分布类型

参数	分布类型	均值	变异系数
$n/(\text{r/min})$	正态	12 000	0.03
$C/(\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C}))$	正态	44.0	0.01
$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	正态	7 830	0.05
E/GPa	正态	216	0.03
λ	正态	0.30	0.03
$L/10^{-6}(1/^\circ\text{C})$	正态	12.03	0.01
$\nu_h/(\text{mm}^2/\text{s})$	正态	4.11	0.01
$K_h/(\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C}))$	正态	0.139	0.01
K_σ	正态	1.53	0.02
ϵ_σ	正态	0.92	0.01
β_z	正态	0.92	0.01
σ_{-1}/MPa	正态	3907.4	0.1

2.2.2 Monte Carlo 模拟及接触应力分布检验

为了获得一定数量的样本，需要对随机变量进行抽样. 首先采用乘同余法生成 $[0,1]$ 区间上均匀分布的随机数，由于乘同余法生成的随机数并不严格服从均匀分布，且采用的公式和参数具有半经验性质，故必须对其进行检验. 对于 $[0,1]$ 区间上的随机数序列均匀性，采用 χ^2 检验法检验经验频率与理论频率是否有显著差异.

均匀性检验统计量为^[20]：

$$\chi^2 = \frac{k}{N_s} \sum_{i=1}^k \left(n_{si} - \frac{N_s}{k} \right)^2 \tag{10}$$

式中 k 为区间 $(0,1)$ 的等分数； N_s 为样本数； n_{si} 为随机样本值落在第 i 个小区间的个数.

如果 $\chi^2 \geq \chi_\alpha^2$ (α 为显著性水平)，表明乘同余法生成的随机数序列不均匀，否则，均匀.

为了得到服从随机变量分布类型的样本，需要根据 $(0,1)$ 区间上的随机数序列对随机变量进行抽样. 对于服从正态分布的随机变量，可先将正态分布转化为标准正态分布，然后再对标准正态

分布进行抽样变换，正态分布抽样变换公式为^[21]

$$X = \mu + \sigma Z \tag{11}$$

$$x = \begin{cases} \sqrt{-2\ln r} & 0 < r \leq 0.5 \\ \sqrt{-2\ln(1-r)} & 0.5 < r < 1 \end{cases} \tag{12}$$

$$z = \begin{cases} x - \frac{a_0 + a_1 x + a_2 x^2}{1 + b_1 x + b_2 x^2 + b_3 x^3} & 0 < r \leq 0.5 \\ \frac{a_0 + a_1 x + a_2 x^2}{1 + b_1 x + b_2 x^2 + b_3 x^3} - x & 0.5 < r < 1 \end{cases} \tag{13}$$

式中 r 为 $[0,1]$ 区间的随机数； μ 为均值； σ 为标准差；系数 $a_0 = 2.515\ 517$ ， $a_1 = 0.802\ 853$ ， $a_2 = 0.010\ 328$ ， $b_1 = 1.432\ 788$ ， $b_2 = 0.189\ 269$ ， $b_3 = 0.001\ 308$.

基于随机变量抽样结果，采用 Monte Carlo 随机有限元法计算接触应力的过程，如图 6 所示.

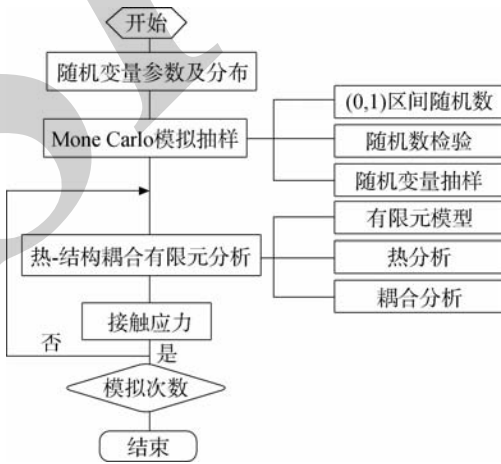


图 6 随机有限元法接触应力计算
Fig. 6 Contact stress calculation of stochastic finite element method

将 30 组随机输入参数样本作为第 2.1.2 节热-结构耦合分析的输入参数，从而获得 30 组接触应力样本，如表 2 所示. 这种通过 Monte Carlo 与 FEM 相结合的随机有限元法克服了极限状态函数未知而难以估算可靠性的问题.

为了确定接触应力是否服从正态分布，采用 K-S 检验法对其进行检验.

检验统计量为^[20]

$$D_r = \substack{\text{sub} \\ -\infty < x < \infty} |F_r(x) - F_0(x)| = \max\{m_i\} \tag{14}$$

式中 $F_0(x)$ 为正态分布函数； $F_r(x)$ 为经验分布函数.

$$F_r(x) = \begin{cases} 0 & x < x_1 \\ \frac{i}{r} & x_i < x < x_{i-1} \\ 1 & x > x_r \end{cases} \quad (15)$$

$$m_i = \max\left\{F_0(x) - \frac{i-1}{r}, \frac{i}{r} - F_0(x_i)\right\} \quad (16)$$

式中 i 为试验序号; r 为试验次数; x 为接触应力.

表 2 随机试验数据及处理

Table 2 Stochastic test data and data processing

序号	接触应力/MPa	$F_0(x)$	$\frac{(i-1)}{r}$	$\frac{i}{r}$	m_i
1	2668.64	0.014457	0	0.0333	0.018843
2	2850.02	0.072929	0.0333	0.0667	0.039629
3	2890.7	0.098436	0.0667	0.1000	0.031736
4	2943.54	0.14057	0.1000	0.1333	0.04057
5	2950.21	0.14665	0.1333	0.1667	0.02005
6	2992.12	0.18885	0.1667	0.2000	0.02215
7	3033.32	0.23692	0.2000	0.2333	0.03692
8	3043.94	0.25032	0.2333	0.2667	0.01702
9	3059.99	0.27131	0.2667	0.3000	0.02869
10	3078.77	0.29693	0.3000	0.3333	0.03637
11	3091.58	0.31502	0.3333	0.3667	0.05168
12	3095.53	0.3207	0.3667	0.4000	0.0793
13	3134.95	0.37941	0.4000	0.4333	0.05389
14	3159.28	0.4172	0.4333	0.4667	0.0495
15	3161.25	0.4203	0.4667	0.5000	0.0797
16	3162.51	0.42228	0.5000	0.5333	0.11102
17	3176.44	0.44434	0.5333	0.5667	0.12236
18	3262.53	0.58187	0.5667	0.6000	0.01813
19	3286.15	0.61859	0.6000	0.6333	0.01859
20	3322.79	0.6734	0.6333	0.6667	0.0401
21	3346.21	0.70665	0.6667	0.7000	0.03995
22	3386.36	0.75969	0.7000	0.7333	0.05969
23	3416.95	0.7963	0.7333	0.7667	0.063
24	3431.36	0.81232	0.7667	0.8000	0.04562
25	3511.44	0.88666	0.8000	0.8333	0.08666
26	3511.62	0.8868	0.8333	0.8667	0.0535
27	3519.53	0.89279	0.8667	0.9000	0.02609
28	3588.94	0.93587	0.9000	0.9333	0.03587
29	3595.04	0.93889	0.9333	0.9667	0.02781
30	3664.11	0.9659	0.9667	1.0000	0.0341

如果 $D_r \leq D_{r,a}$ ($D_{r,a}$ 为临界值),表明接触应力服从正态分布,否则,不服从正态分布.

由于 K-S 检验法精确且适用于小样本的特性,故可对上述 30 组接触应力进行正态分布类型检验.在检验之前,先将这些数据按照从小到大的顺序排列,如表 2 所示.

根据式(14)~式(16),对上述接触应力作统计处理,结果如表 2 所示.

取显著性水平 $\alpha=0.1$,经查表,临界值 $D_{r,a}=D_{30,0.1}=0.21756$,从表 2 中最右边一列中可以看出 $D_r=D_{30}=\max\{m_i\}=0.1224$,故 $D_r < D_{r,a}$,接触应力服从正态分布.

2.3 基于应力-强度理论的可靠性分析与比较

在应力-寿命(S-N)曲线中,设高速四点接触球轴承零件接触疲劳极限对应的应力循环次数为 N_∞ ,当应力循环次数 $N_t > N_\infty$ 时,高速四点接触球轴承接触疲劳强度均值 $\bar{\sigma}_{-1C}$ 为^[20]

$$\bar{\sigma}_{-1C} = \frac{\bar{\sigma}_s \bar{\beta}_q}{\bar{K}_{\sigma C}} \quad (17)$$

$$\bar{K}_{\sigma C} = \frac{\bar{K}_\sigma}{\bar{\epsilon}_\sigma} + \frac{1}{\bar{\beta}_z} - 1 \quad (18)$$

式中 $\bar{\beta}_q=1$,其他参数如表 1 所示.

高速四点接触球轴承接触疲劳强度变异系数 $V_{\sigma_{-1C}}$ 为

$$V_{\sigma_{-1C}} = (V_{\sigma_{-1}}^2 + V_{\beta_q}^2 + V_{K_{\sigma C}}^2 + V_{\sigma_{-1}}^2 V_{K_{\sigma C}}^2 + V_{\beta_q}^2 V_{K_{\sigma C}}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (19)$$

式中 $V_{\sigma_{-1}}=0.1, V_{\beta_q}=0, V_{K_{\sigma C}}=0.025$.

高速四点接触球轴承接触疲劳强度标准差 $S_{\sigma_{-1C}}$ 为

$$S_{\sigma_{-1C}} = \bar{\sigma}_{-1C} V_{\sigma_{-1C}} \quad (20)$$

根据应力-强度干涉理论,当应力和强度都服从正态分布时,可靠度为

$$z_R = \frac{\bar{x}_s - \bar{x}_1}{(\sigma_s^2 + \sigma_1^2)^{\frac{1}{2}}} \quad (21)$$

$$R = \phi(z_R) \quad (22)$$

式中 $\bar{x}_s, \sigma_s$ 分别为接触疲劳强度的均值和标准差; $\bar{x}_1, \sigma_1$ 分别为接触应力的均值和标准差.

根据式(21)~式(22),高速四点接触球轴承接触疲劳可靠度指标 $\beta=1.5037$,可靠度为 93.37%,由此可见,在此工况下高速四点接触球轴承疲劳失效概率比较大,这主要是由于轴承温度的升高所导致.图 7 为四点接触球轴承在上述确定性参数下的温度场分布,红色区域表示高温,从图中可以看出,内圈与球的接触表面温度最高,

为 236.269°。在此温度的影响下,润滑油黏度下降,膜厚变薄,从而导致球与内圈之间的接触状况恶化,加剧了摩擦. 温度过高也可能引起接触材料回火软化,更严重的甚至导致轴承胶合或咬死,最终导致轴承过早疲劳失效。

为了说明本文方法的有效性,采用传统的 Monte Carlo 随机有限元法对上述四点接触球轴承进行大量数值模拟,结果如表 3 所示,接触应力的均值和标准差变化趋势如图 8,图 9 所示,从图中可以看出,接触应力的均值和标准差的变化逐渐趋于稳定,说明模拟次数足够。

与传统的 Monte Carlo 随机有限元法相比,本文方法在效率和精度方面的优越性如表 3 所示. 显然,本文方法是准确有效的。

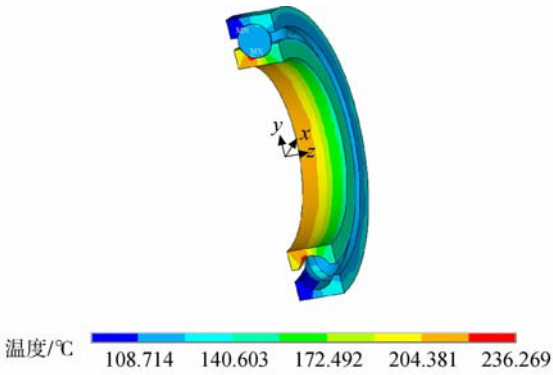


图 7 四点接触球轴承温度分布
Fig. 7 Temperature distribution of four-point contact ball bearing

表 3 两种不同方法的比较
Table 3 Comparison between two different methods

方法	β	R	相对误差 $R_e/\%$	运行次数	运行速度(曙光 5000)/(万亿/次)	计算时间/h
本文方法	1.5037	0.9337	1.48	30	10	1.5
传统 MC-SFEM	1.6226	0.9477		10^5		617

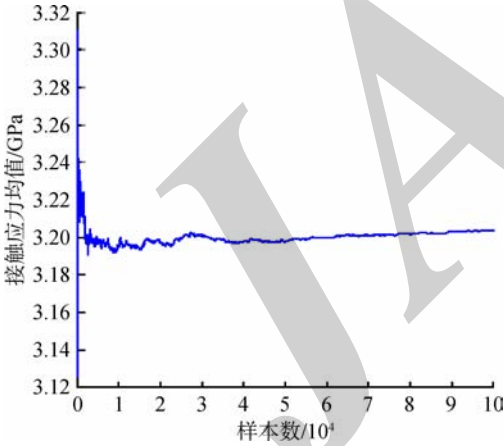


图 8 随机有限元方法接触应力均值
Fig. 8 Contact stress mean of stochastic finite element method

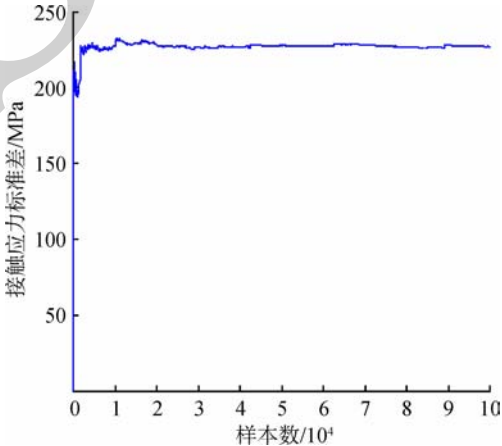


图 9 随机有限元方法接触应力标准差
Fig. 9 Contact stress deviation of stochastic finite element method

3 结 论

1) 在综合考虑高速、高温和弹流润滑的影响下,将 Monte Carlo 随机有限元与应力-强度理论相结合,建立了一种有效的滚动轴承接触疲劳可靠性评估方法。

2) 在本工况下,由于高温对润滑剂的影响,导致轴承的可靠性下降,即轴承疲劳失效的概率增大,达到 6.63%,此轴承不适合在此工况下工作。

3) 与传统的 Monte Carlo 随机有限元法相比,本文提出的随机有限元与应力-强度理论相结合的滚动轴承可靠性评估方法是准确高效的。

4) 本文提出的 Monte Carlo 随机有限元与应力-强度理论相结合的可靠性分析方法也适用于其他轴承或结构。

参考文献:

[1] 穆志韬,曾本银. 直升机结构疲劳[M]. 北京:国防工业出

- 版社,2009.
- [2] Mermoz E, Linares J M, Bernard A. Benefits and limitations of parametric design implementation in helicopter gearbox design phase[J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2011, 60(1):199-202.
- [3] 郭新三. 双半内圈(四点接触)球轴承的结构特点及其应用[J]. *内燃机车*, 1983(8):33-36.
- GUO Xinsan. Structure characteristic and application of two and a half inner ring (four-point contact) ball bearing[J]. *Diesel Locomotives*, 1983(8):33-36. (in Chinese)
- [4] Samy L, Daniel N. Four-point contact ball bearing model with deformable rings[J]. *Journal of Tribology*, 2013, 135(3):928-931.
- [5] Chen G, Jia P, He J. Effects of geometric parameters on static load capacity of a double-row four-point contact ball bearing[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2013, 27(4):1053-1061.
- [6] Randall R B, Antoni J. Rolling element bearing diagnostics; a tutorial[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2011, 25(2):485-520.
- [7] 崔永存. 滚动轴承-轴系统动力学仿真分析[D]. 河南 洛阳:河南科技大学, 2013.
- CUI Yongcun. Rolling bearings-axis system dynamics simulation analysis[D]. Luoyang Henan: Henan University of Science and Technology, 2013. (in Chinese)
- [8] 胡小舟, 刘少军, 彭杰. 直升机主减速器传动轴稳态热分析[J]. *中南大学学报:自然科学版*, 2015, 46(12):4469-4475.
- HU Xiaozhou, LIU Shaojun, PENG Jie. Steady state thermal analysis of transmission shaft system of main reducer of helicopter[J]. *Journal of Central South University: Science and Technology*, 2015, 46(12):4469-4475. (in Chinese)
- [9] 刘喆, 王燕霜. 滚动轴承温度场研究的现状和展望[J]. *机械传动*, 2010, 34(3):88-91.
- LIU Zhe, WANG Yanshuang. Current situation and expectation of research on temperature field for rolling bearing[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2010, 34(3):88-91. (in Chinese)
- [10] 陈观慈, 王黎钦, 古乐, 等. 高速球轴承的生热分析[J]. *航空动力学报*, 2007, 22(1):163-168.
- CHEN Guanci, WANG Liqin, GU Le, et al. Heating analysis of the speed ball bearing[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2007, 22(1):163-168. (in Chinese)
- [11] 邓四二, 李兴林, 汪久根, 等. 角接触球轴承摩擦力矩特性研究[J]. *机械工程学报*, 2011, 47(5):114-119.
- DENG Sier, LI Xinglin, WANG Jiugen, et al. Frictional torque characteristic of angular contact ball bearings[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, 47(5):114-119. (in Chinese)
- [12] Cusumano J P, Roy A, Li Q. Damage dynamics, rate laws, and failure statistics via Hamilton's principle[J]. *Meccanica*, 2015, 50(1):77-98.
- [13] Stefanou G. The stochastic finite element method: past, present and future[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2009, 198(9/10/11/12):1031-1051.
- [14] 邱江. 直升机主减速器主要性能参数评估方法[D]. 南京:南京航空航天大学, 2013.
- QIU Jiang. Study on evaluation methods of chief performance parameters for helicopter main reducer[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013. (in Chinese)
- [15] Gmirya Y. Multi-path rotary wing aircraft gearbox: US, US 20090277299 A1[P]. 2009-11-12.
- [16] 路春雨, 刘少军, 戴瑜. 高速四点接触球轴承力学模型的数值求解算法[J]. *华南理工大学学报*, 2016, 44(1):123-130.
- LU Chunyu, LIU Shaojun, DAI Yu. A numerical solution algorithm for mechanical models of high-speed four-point contact ball bearings[J]. *Journal of South China University of Technology*, 2016, 44(1):123-130. (in Chinese)
- [17] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京:机械工业出版社, 1987.
- [18] 刘志全, 张永红, 苏华. 高速滚动轴承热分析[J]. *润滑与密封*, 1998(4):66-68.
- LIU Zhiquan, ZHANG Yonghong, SU Hua. Thermal analysis of high-speed rolling bearing[J]. *Lubrication Engineering*, 1998(4):66-68. (in Chinese)
- [19] HU Yun, LIU Shaojun, DING Sheng. Application of response surface method method for contact fatigue reliability analysis of spur gear with consideration of EHL[J]. *Journal of Central South University*, 2015, 22(7):2549-2556.
- [20] 孙志礼, 陈良玉. 实用机械可靠性设计理论与方法[J]. 北京:科学出版社, 2003.
- [21] 徐钟济. 蒙特卡罗方法[M]. 上海:上海科学技术出版社, 1985.

(编辑:王碧珺)