

Design and Contact Performance analysis on Spherical Plain Bearings Based on FEM

Liu Dong Xiao^{1,a,*}, Gao Tong Hui^{2,b}

¹Department of Mechanical, Pingdingshan Industrial College of Technology, Pingdingshan Henan 467001, China

²Department of Automation, Pingdingshan Industrial College of Technology, Pingdingshan Henan 467001, China

Keywords: self-lubricating spherical plain bearing; FEM; mesh division; contact stress.

Abstract. Spherical plain bearings have the characteristics of self-adjusting and self-lubrication, they are widely used in defense, engineering and other fields. However, the spherical plain bearings are easy to fail in the process of work, and reasonable design seems to be very important. In order to save cost and reduce risk, the mechanical properties of spherical plain bearing are studied in the design process. According to a certain type of self-lubricating spherical plain bearings material properties, structure dimensions, working load and boundary conditions, the finite element model is established by using finite element method (FEM), then the finite element simulation analysis is carried out, the distribution of stress and deformation of spherical plain bearing is obtained, and the influence of grid division on the finite element results is analyzed. The results show that the maximum stress value occurs at a certain position in the outer ring and the maximum deformation occurs in contact position of the bearing line. Moreover, the simulation results are more practical and helpful to the design of bearing. The rationality of bearing design is verified by experiment, which provides a basis for bearing manufacturing enterprises..

基于有限元的关节轴承设计与接触性能分析

刘东晓^{1, a*}, 高同辉^{2, b}

¹平顶山工业职业技术学院机械系, 平顶山, 河南, 中国

²平顶山工业职业技术学院自动化系, 平顶山, 河南, 中国

^apzyldx@163.com, ^bgaothaaa@163.com

*刘东晓

关键词: 自润滑关节轴承; 有限元分析; 网格划分; 接触应力

中文摘要. 关节轴承具有自调心、自润滑等特点, 广泛应用于国防、工程等领域。但是, 关节轴承在工作过程中容易失效, 合理的设计显得很重要。为了节约成本、降低风险, 关节轴承在设计过程中需要研究其力学特性。根据某型号自润滑关节轴承的材料属性、结构尺寸、工作载荷和边界条件, 利用有限元方法 (FEM) 建立了自润滑关节轴承的有限元模型, 然后进行有限元仿真分析, 得出关节轴承应力和变形量的分布情况, 并分析了网格划分对有限元结果的影响。结果表明: 最大应力值出现在轴承外圈某一位置, 最大变形出现在轴承作用线的接触位置。并且使用规则网格划分后的仿真结果更接进实际情况, 有利于指导轴承的设计。通过试验验证了轴承设计的合理性, 为轴承制造企业研究轴承的性能提供了依据。

1. 引言

自润滑关节轴承主要由内圈和外圈组成，其特点是内圈与外圈之间在工作时自动形成滑动摩擦副，在无润滑剂的情况下也可正常工作，具有装卸方便、自润滑、承载能力大和耐冲击等特点，广泛应用于起重机械和航天等领域。图1为某一型号的自润滑关节轴承实物和结构模型图。随着国防科技、机械制造业的发展，对自润滑关节轴承的性能要求也越来越高。为保证设计的轴承达到要求，同时满足预期的承载能力和寿命要求，选取合理的设计方法不仅可以降低设计成本还能减小设计风险。因此，对关节轴承内、外圈之间的接触力学问题进行有限元分析具有重要意义，引起国、内外学者很多学者对轴承的力学性能进行研究，但主要是针对轴承尺寸等参数对应力值的影响进行分析，较少同时考虑轴承结构参数和网格分析。



图1 自润滑关节轴承实物和结构组成

胡宝根[1]通过有限元法建立关节轴承的力学模型，并运用静力学方法分析了受额定径载荷时的应力值和变形情况。刘六井等[2]通过对关节轴承进行有限元分析时发现，在轴承摩擦系数确定情况下，只对轴承进行轴向加载时，轴承和变形应力的最大值随轴向载荷变化；只对轴承进行径向加载时，除应力和变形与轴向受载时相同外，隙均也随载荷接近线性变化；当对轴承施加两个方向的复合载荷时，与纯轴向加载时相比，应力和轴向位移的最大值随载荷的增加而减小，由于径向载荷约束了轴承球体与外座之间的位移，轴向变形因此减小。李科委等[3]考虑摩擦和零间隙的条件下求解了向心关节轴承在额定静载荷作用下的最大接触应力和变形。Byung Chul Kim等[4]利用有限元软件对自润滑关节轴承的配合关系进行分析，给出不同配合关系下的内、外圈变形曲线及应力分布。利用FEM技术求解关节轴承应力和变形值分布情况十分方便，且容易从分析结果中判断出轴承的危险部位，便于验证材料和结构设计的合理性。

本文在前人研究的基础上，对轴承工作时的力学特性进行了分析。在分析过程中，分别建立轴承的三维模型、材料模型和接触模型等，然后运用FEM法建立轴承的有限元模型，并进行对比分析。分析了参数对轴承应力和变形的影响，对比网格优化前后的计算结果，并通过试验验证了轴承设计的合理性。该方法为轴承的优化设计提供了参考，降低了产品的设计故障率，节约了时间、成本等，保证了设计要求和提高了产品的性能。

2. 自润滑关节轴承接触应力的基础理论分析

2.1 两曲面接触时的力学分析

当两曲面相接触于时，受到的压力 P 沿 z 轴作用在两接触曲面上，位于初始接触点的附近的材料发生局部的变形，并形成一个小椭圆形平面，椭圆的长半轴 a 位于 x 轴上，短半轴 b 位于 y 轴上。材料的变形量影响着椭圆形接触面上各点的单位压力大小，而位于 z 轴上的变形量比较大，故沿 z 轴接点将产生最大单位压力 P_0 。接触点附近区域各点的单位压力 P 呈现椭圆形规律分布，其压力分布方程为：

$$\frac{p^2}{p_0^2} + \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (1)$$

将公式（1）进行变换可得各点单位压力P为：

$$p = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (2)$$

根据单位压力，可求出总压力P总为：

$$p_{\text{总}} = \int p dS \quad (3)$$

从几何意义上讲， $\int dS$ 等于半椭圆形体的体积，故P总也等于：

$$p_{\text{总}} = \frac{2\pi ab p_0}{3} \quad (4)$$

位于两个接触面上的最大单位压力P₀称为接触应力 σ_a ，根据上式（4）可推导出 σ_a 为：

$$\sigma_a = p_0 = \frac{3p_{\text{总}}}{2\pi ab} \quad (5)$$

式（5）中，a和b的大小跟两个接触面的几何形状和材料有关。

当两个半径分别为R₁、R₂的自润滑关节轴承内外圈相互接触时满足赫兹接触理论，在压力P的作用下，形成一个半径为a的圆形接触面积，即a=b，因此根据上式（1）可得：

$$\frac{p^2}{p_0^2} + \frac{x^2 + y^2}{a^2} = 1 \quad (6)$$

上式（6）中P为接触区各点单位压力，P₀为接触区的最大单位压力，因此从上式（6）可求出P为：

$$p = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2 + y^2}{a^2}} \quad (7)$$

此时接触区的总压力为：

$$p_{\text{总}} = \frac{2\pi ab p_0}{3} = \frac{2\pi a^2}{3} p_0 = \frac{2\pi a^2}{3} \sigma_a \quad (8)$$

由赫兹接触公式可得：

$$a = \sqrt{\frac{3p}{4} \times \frac{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}} \quad (9)$$

式（9）中，E₁和E₂分别为两接触区物体材料的弹性模量， μ_1 和 μ_2 分别为两接触区物体材料的泊松比。

取两球体的综合曲率半径为R，则：

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (10)$$

假如接触区的两个球体的材料均为钢时，E₁=E₂=E， $\mu_1=\mu_2=0.3$ ，由此可得出接触区赫兹接触应力为：

$$\sigma_a = 0.388 \sqrt[3]{\frac{PE^2}{R^2}} \quad (11)$$

如果两接触区域的球面为内接触，则综合曲率半径为：

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} = \frac{\lambda}{R_1^2} \quad (12)$$

上式（12）中 λ 为关节轴承内、外圈之间的间隙。由于关节轴承是两球面内接触，故将式（12）代入式（11）中可得关节轴承接触区域的接触应力为：

$$\sigma_a = \frac{0.388}{R_1} \sqrt[3]{\frac{PE^2 \lambda^2}{R_1}} \quad (13)$$

上式 (13) 中 λ 为关节轴承内、外圈之间的间隙。

2.2 受载时关节轴承的力学分析

关节轴承内、外圈为两曲面接触，轴承接触应力的大小影响着轴承的接触疲劳和磨损。当将载荷施加在关节轴承表面时，承载区不同位置所受压应力值不同，假设轴承两接触面为刚性接触且没有间隙，即可分析轴承在受径向时的最大压应力与平均压应力，通过分析可得出压应力的最大位置。

因此，建立的关节轴承径向负荷受力分析图，如图2所示[5]。

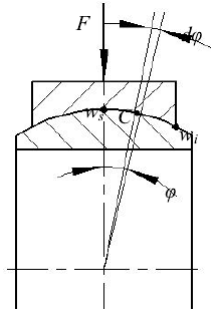


图2 关节轴承径向负荷受力分析模型

为了便于研究整个受力球面的平均接触压力，可以先取某一特定点C的一个单元进行受力分析，然后再整个接触区域球面进行积分处理即可，其C点受力分析模型如下图3所示。

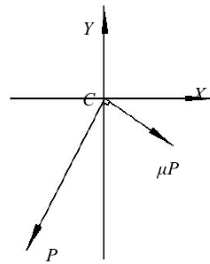


图3 特定点C受力分析模型

在上图2和3中，假设轴承外圈承受的径向力为F，内圈球面半径为R，C点和球心之间的连线与Y轴的夹角为 ψ ，且轴承内圈摆动的极限位置为 w_s 和 w_i ，内圈球面的圆周角为 θ ，取内圈承载区内任意一点C (R, ψ, θ)，P表示加载在C点上的压力， μ 为摩擦系数，则C点的摩擦力大小为 $\mu \cdot P$ ，C点接触区的微小椭圆形面积为 $R^2 d\varphi \sin \varphi d\theta$ 。假设轴承内、外圈为刚体，轴承内、外圈上半球面为主要的承载面，内圈接触应力在 $0 \sim \pi$ 范围内变化，可得接触球面受力F为：

$$F = 2 \int_0^{\pi} \int_{\varphi_{wi}}^{\frac{\pi}{2}} (P \sin \varphi + \mu \cos \varphi) \sin \theta R^2 \sin \varphi d\varphi d\theta \quad (14)$$

则内圈球面所受的平均接触压力 \bar{P} 为：

$$\bar{P} = \frac{2F}{R^2(\pi - 2\varphi_{wi} + 1 + \cos 2\varphi_{wi} - 2\mu \sin^2 \varphi_{wi})} \quad (15)$$

为保证关节轴承能正常工作，其额定载荷需大于实际载荷，即：

$$[p_1] \times S_1 \geq F_1 \quad (16)$$

由于本文设计的轴承内径大于10mm，在后续计算中， $[p_1]$ 一般取值为400Mpa。

3. 建立关节轴承有限元模型

3.1 关节轴承几何模型

某型号自润滑关节轴承几何参数如下表1所示：

表1 某型号关节轴承几何参数

名称	直径 (mm)	宽度 (mm)
外圈	75	30
内圈	50	35
内外圈球面直径	68	

其结构模型如下图4所示：

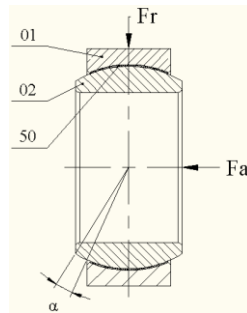


图4 某型号关节轴承结构示意图

根据几何参数和结构模型，运用UG软件建立其三维模型，如下图5所示。

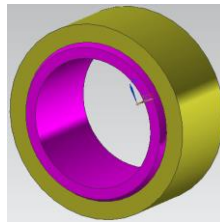


图5 某型号关节轴承三维模型

3.2 关节轴承材料模型

本文在分析过程中，对轴承模型进行了简化，忽略倒角等因素对轴承应力的影响，选定轴承内圈材料为9Cr18、外圈材料为0Cr17Ni4Cu4Nb，内、外圈的材料模型如下表2所示。

表2 关节轴承材料模型

名称	外圈	内圈
泊松比	0.3	0.3
弹性模量	206GPa	200GPa
密度	7800kg/m ³	7800kg/m ³

3.3 关节轴承有限元模型

当轴承仅受径向载荷时，利用UG建立关节轴承的简化模型，利用FEM软件（workbench）进行求解，有限元单元用Solid45单元，在轴承外圈上表面施加均布载荷，轴承接触面的接触形式为绑定，轴承的约束为固定约束，约束施加在内圈两端面上，对模型进行网格划分，划分后的模型如下图6所示。

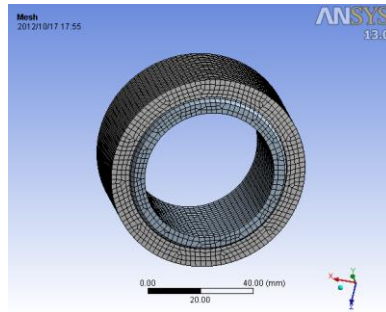
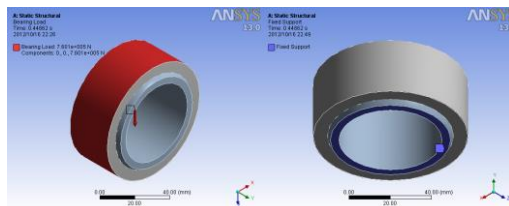


图6 某型号关节轴承有限元模型

内、外圈之间球面的摩擦类型设置为Frictional，不考虑润滑剂的影响，TC4的摩擦系数定为0.37[6]，施加的轴承载荷为760.1KN (337MPa)，施加载荷及约束后的有限元模型如下图7所示。



(a) 施加载荷后 (b) 施加约束

图7 施加载荷和约束后的有限元模型

4. 关节轴承力学性能分析与讨论

4.1 网格优化前的关节轴承力学性能分析

仿真时网格划分的好坏影响着力学性能的分析，其大小、数量、质量等因素直接影响着计算的精度，适当增加网格的质量可提高计算的精度[7]，为了得出网格数量、大小对仿真结果的影响情况，对轴承零部件直接采用单元数量较少、收敛速度较快的六面体网格，采用自动划分网格的方法，仿真结果如下所示。

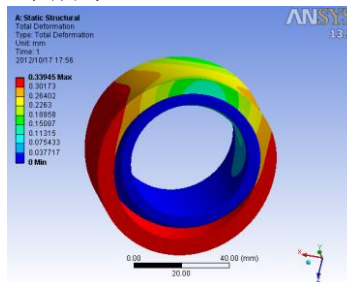


图8 自由划分网格时等效位移云图

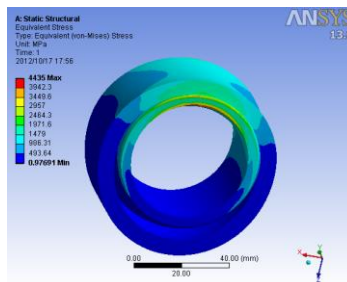


图9 自由划分网格时等效应力云图

由图8可以看出,由于轴承外圈上半球面加载力的缘故,导致轴承外圈接触处沿径向产生位移量,最大值为0.33945mm。而轴承在轴上转动时,芯轴两端离内圈边缘位置相对较近,芯轴的弹性模量较大且两端被全部约束,此处用直接在内圈两端面进行约束,所以内圈端面沿轴向位移量接近零,且越靠近内圈边缘的位置,沿受力方向的位移量越小。

由图9可以看出,等效应力最大值为4435MPa,出现在外圈球面边缘与内圈接触受力位置,因此该位置很有可能是轴承开裂的初始位置,根据实际工况可知,关节轴承破坏的位置绝大多数是轴承外圈,这与仿真结果相吻合。

4.2 网格优化后的关节轴承力学性能分析

从上述自由划分网格的仿真结果可知,应力、应变值偏大,与实际轴承应力情况有偏差,为了更好的模拟实际过程,需要对网格进行优化仿真分析。

网格优化最先由斯坦福大学的Berger于1982年提出,首次使用网格细化算法[8],求解双曲型偏微分方程问题。使用网格优化主要有以下优势。

- (1) 细化的规则网格,易于求解网格点的空间导数,易于仿真计算。
- (2) 细化网格后,通过基网格上的数值解插值得到边界上数值解的计算误差小。
- (3) 细化网格后的有限元求解速度快。

为了更好的与实际结果相符,利用扫掠法重新划分有限元网格,设置网格大小为1mm,关节轴承有限元模型如图10所示。

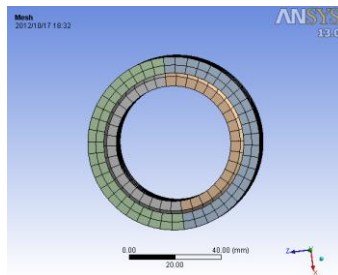


图10 网格优化1mm时有限元模型

对细化后的有限元模型进行计算后,得到的仿真结果如图11,图12所示。

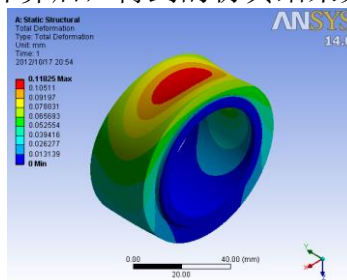


图11 网格优化1mm时等效位移云图

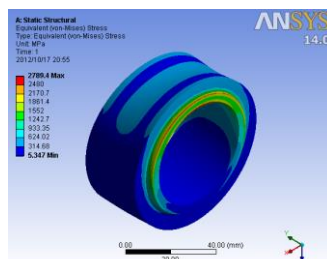


图12 网格优化1mm时等效应力云图

由图11可以看出，关节轴承最大位移出现在径向载荷作用中心点的轴向位置上，并向中心位置边缘逐渐减小，内圈的最大变形值为0.11825mm，出现在表面的中心位置，与未优化前的位移量相比较小。

由图12可以看出，等效应力最大值为2789.4MPa，出现在外圈外侧边缘上，而内圈最大应力出现在边缘靠近与外圈接触部位，在受到径向载荷的作用下，应力值比较集中。最大应力值与未优化前的计算结果相比较小，与实际结果相符。

为了更好的说明网格对仿真结果的影响，对网格进行进一步优化，以求与实际情况完全相符。重新用扫掠法对轴承网格进一步细化，网格大小设置为0.5mm，轴承有限元模型如图13所示。

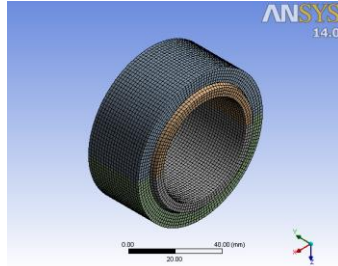


图13 网格优化0.5mm时有限元模型

对细化后的有限元模型进行计算后，得到的仿真结果如图14，图15所示。

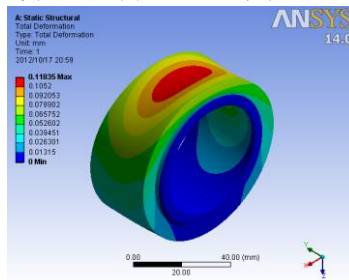


图14 网格优化0.5mm时等效位移云图

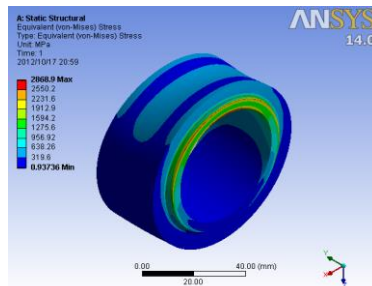


图15 网格优化0.5mm时等效应力云图

由图14可以看出，关节轴承最大位移出现在径向载荷作用中心点的轴向上，且向圆周两边逐级减小，最大值为0.11835mm，内圈是固定约束，因而内圈位移量接近零，而外圈因受到加载的作用位置量比内圈大，与上一优化结果相比相差不大，说明两次结果接近真实值。

由图15可以看出，最大等效应力出现在外圈接触位置，最大值为2868.9MPa，而内圈比外圈宽，同时由于受外圈边缘的影响发生应力集中现象。最大应力值与上一优化计算结果相比相差不大，说明已达到最优结果。

对比有限元仿真分析结果，如下表3所示：

表3 有限元仿真结果对比

名称	最大接触应力	径向位移量
自由网格	4435MPa	0.33945mm
1mm网格	2789.4MPa	0.11825mm
0.5mm网格	2868.9MPa	0.11835mm

4.3 关节轴承实例计算结果分析

由上述设计的轴承参数可知，轴承球径为68mm，根据轴承内、外圈接触宽度公式可计算出接触宽度 C_1 ，公式如17所示：

$$C_1 = \lambda d_k \quad (17)$$

式中， d_k 为轴承球径， λ 为系数，取值如下表4所示。

表4 λ 取值表

宽度系列（外圈）	取值范围
窄系列（GE…）	0.4~0.45
中系列（GEG…）	0.47~0.5
宽系列（GEK…）	0.53~0.63

将 d_k 和 λ 数值带入式（17）中，可求出内、外圈之间的接触宽度 C_1 值为30.6mm，因此，接触面积 S_1 为2080.8mm²，根据2.2节中式（16）可知，满足要求时：

$$[p_1] \times S_1 = 832.32kN \geq F_1 = 760.1kN \quad (18)$$

由上述计算结果可知，自润滑关节轴承的参数设计满足要求。

结合2.1节中理论分析，以及表1和表2中轴承参数可知，由式（9）计算出关节轴承内外圈接触区域半径 $a=7.995mm$ 。

根据GB/T 9163-2001查询得该型号关节轴承径向间隙值为0.1mm，将轴承参数代入上式（13）可得两接触区域的应力值为：

$$\sigma_a \approx 342 \text{ (MPa)} \quad (19)$$

根据上文3.3节可知，在对关节轴承施加760.1KN载荷时，作用在轴承上的接触应力为337MPa，其结果与上述理论计算结果342MPa相近。在以上计算中可能存在的问题：关节轴承内外圈接触不是完全的球面接触，实际接触区域比上述计算中的值小。

4.4 关节轴承试验结果分析

取上述设计型号的轴承，将其安装在轴承试验装置上，且按照是上图2所示的方向对轴承进行加载。轴承内径与轴的配合间隙在0.012~0.038mm之间，轴承的安装要使轴在径向载荷作用下受双剪切力且弯曲变形最小，内圈能相对外圈旋转。受载的轴承在转动过程中，内、外圈之间由于摩擦力的存在磨损而产生一定的相对位移，用电感测量仪显示的变化值表示轴承沿径向产生的位移量，结果如下表5所示。

表5 关节轴承径向位移试验结果

试验时间（h）	径向位移量（mm）
1	0.07615
2	0.09652
3	0.09989
4	0.10112

从表5中轴承在转动过程中径向位移量测试试验的结果可知，随着试验时间增加，轴承位移量的变化较小并逐渐趋于稳定状态。在文中第2部分理论分析以及文中第3部分轴承结构参数和仿真参数设置的基础上，建立了轴承有限元模型并进行了有限元分析，从表3中的仿真结

果可以看出轴承在受载转动过程中其位移量的变化情况，在轴承有限元分析过程中，其位移变化量趋于稳定，其稳定后的结果0.11835mm与轴承径向位移量测试试验的结果0.10112mm接近，说明所设计的轴承结果参数以及有限元参数合理。试验值更接近实际情况，提高了轴承的设计效率并为轴承的设计过程提供了参考依据。

上文的有限元仿真中分别对轴承的承载能力和位移量进行了分析，从表3的试验结果可知轴承的承载能力和变形量逐渐变化较小并最终趋于稳定状态。在轴承受载的运动过程中，关节轴承接触的两曲面受应力的影响而产生接触疲劳和磨损。为了进一步验证轴承设计的合理性，还需要对轴承的承载能力进行实际的试验。在试验过程中，选取与仿真过程相同的试验参数及加载方式进行试验，试验结果如下表6所示。

表6 关节轴承承载试验结果

载荷KN	接触应力MPa	应变mm
760.1	2806.5	0.0521

将轴承放在试验机上进行承载试验，试验时的加载力为760.1kN。由表6轴承承载试验结果可知，轴承的接触应力为2806.5MPa，与表3中轴承仿真的试验结果2868.9MPa值相接近。

5. 结束语

本文以某型号自润滑关节轴承为研究对象，分别建立关节轴承的简化三维模型、材料模型及有限元模型，并对其进行有限元分析，得到了轴承内、外圈上应力和变形量的分布规律。为了进一步探讨仿真结果，对不同大小网格划分的有限元结果进行了分析，得到较为接近实际情况的仿真结果，通过结果较为准确分析出轴承的发生破坏的位置及趋势。从仿真结果可以看出，施加载荷一定时，最大应力出现在轴承外圈上的接触位置，最大位移变化量在所受作用力的接触位置，这与实际情况相符合。最后对设计的轴承进行了实例计算，并用实物轴承在试验机上进行轴承径向位移量测试试验与承载力试验，由试验结果可知设计轴承的合理性。此外，轴承的位移除了和自身结构参数有关外，还受环境及工况条件的影响。因此，本文的方法提高了关节轴承的设计效率和成本，有利于指导轴承参数设计和选型。

致谢

本文为河南省教育厅科学技术研究重点项目(14A520040)的阶段性成果之一。

References

- [1] B. G. Hu, Simulation Analysis of Self-lubricating spherical plain bearings and Research on liner material Tribological properties, *Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, 2014.
- [2] L. J. Liu, W Gao, Finite element analysis on structure of the large-scale thrust joint bearing, *SHIP & OCEAN ENGINEERING*, 2004(2): 25-27.
- [3] K. W. Li, X. J. Li, Y. G. Chen, Three-dimensional Finite Element Analysis of Radial Spherical Plain Bearings, *BEARING*, 2008(6): 19-22.
- [4] Byung C K, Dong C P, Hak S K, et al, Development of Composite Spherical Bearing, *Composite Structures*, 2006, 75(1): 231-240.
- [5] Z. Wang. Contact Performance Analysis On Self-Lubricating Spherical Plain Bearings, *Qinghuangdao: Yanshan University*, 2015.
- [6] H. Y. Wu, P. Z. Zhang, J. T. Xu, et al, Current Situations and Applications of Titanium Alloys Wear Resistance Coatings, *MATERIALS REVIEW*, 2006(4): 74-76.

- [7] X. J. Zhu, Pivotal Skills in Grid Division in FEA, *MECHANICAL ENGINEERING & AUTOMATION*, 2009(1): 185-186.
- [8] Tewarson.R.P, Sparse Matrices , *Beijing: Beijing Science Press*, 1981: 1-83.