非轴对称双列深沟球轴承密封单元接触特性影响机理与失效准则

李佳琪[1] 邱 明[1*] 董艳方[1] 曲 琼[2] 刘 强[2]
1.河南科技大学机电工程学院,洛阳,471003
2.洛阳轴承集团股份有限公司,洛阳,471000

摘要:借助有限元方法对双列深沟球轴承密封单元进行三维分析,采用多元回归分析和主成分分析,揭示了密封圈内径、密封圈圆角半径、卡环内径和内圈圆角半径对密封单元接触特性影响程度的强弱;探究了这4种参数对双列深沟球轴承密封单元接触特性的影响机理。结果表明:结构参数对密封单元接触特性的影响程度由大到小依次为密封圈内径、内圈圆角半径、密封圈圆角半径、卡环内径;改变前3个因素会改变密封圈与内圈接触部位的接触形貌,进而改变单一因素的梯度变化规律。优化后最小有效接触应力提高16.28%,摩擦力降低30.95%。通过试验验证了有限元计算方法及密封单元接触特性计算结果的准确性。

关键词:双列深沟球轴承;密封单元;接触特性;多元统计分析;失效准则
中图分类号:TH133.33;TB42
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.09.017 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Influence Mechanism of Contact Characteristics and Failure Criterion for Sealing Units in Non-axisymmetric Double-row Deep Groove Ball Bearings

LI Jiaqi[1] QIU Ming[1*] DONG Yanfang[1] QU Qiong[2] LIU Qiang[2]
1.School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang, Henan, 471003
2.Luoyang Bearing Group Co., Ltd., Luoyang, Henan, 471000

Abstract: A 3D analysis of the sealing unit of a double-row deep groove ball bearing was carried out using finite element method. The degree to which the inner diameter of the sealing ring, the sealing ring fillet radius, the inner diameter of the retaining ring, and the inner ring fillet radius affect the contact characteristics of the sealing unit was revealed through multiple regression analyses and principal component analyses. The mechanisms by which these four parameters influence the contact characteristics of the double-row deep groove ball bearing sealing unit were also explored. Results show that the influence of structural parameters on the contact characteristics of the sealing unit decreases in the order: sealing ring inner diameter, inner ring fillet radius, sealing ring fillet radius, and retaining ring inner diameter. Changes in the first three parameters alter the contact morphology at the sealing ring-inner ring interface, thereby modifying the single-factor response trends. After optimization, the minimum effective contact stress increases by 16.28%, while the frictional force decreases by 30.95%. The accuracy of the finite element method and the calculated contact characteristics was verified by experiments.

Key words: double-row deep groove ball bearings; sealing unit; contact characteristic; multivariate statistical analysis; failure criterion

0 引言

对于滚动轴承,具有良好密封性能的密封圈能够有效防止外部污染物进入轴承内部以及润滑剂泄漏,提高设备的服役寿命[1]。由于密封圈的密封性与它的接触特性息息相关,因此研究密封圈接触特性的影响因素及其影响程度,对降低密封圈摩擦损耗、维持良好的密封性能十分有必要。

针对密封圈接触特性的相关研究,目前多采用二维有限元分析[2-3],还有部分采用半简化有限元分析[4-5]、数值分析[6-7]、三维有限元分析[8-11]以及试验研究[12-13]的方法,这些研究分别探究了密封圈几何参数、工况参数等对密封圈接触特性的影响[14-15]。也有学者对滚动轴承密封圈进行了研究。例如:胡永乐等[3]探究了汽车轮毂轴承密封

收稿日期:2025-05-12
基金项目:国家自然科学基金(52275186)

圈结构参数对密封性能的影响规律；ZHANG等[4]分析了轮毂轴承密封圈几何参数、材料硬度对von Mises应力和接触压力的影响。

但是，上述研究大多采用二维轴对称有限元分析，且多针对轴对称密封单元的接触特性分析，对三维结构及非对称结构密封圈的接触特性分析研究尚少，尤其是针对双列深沟球轴承密封圈密封性能的研究几乎未见报道。因此，本文借助三维有限元分析、回归分析以及主成分分析（PCA）等方法，探究在特定工况（轴承外圈固定、内圈转速为4 r/min）下结构参数对密封单元接触特性的影响机理及其影响的显著性。

1 轴承密封单元有限元分析

双列深沟球轴承密封单元主要由卡环、密封圈以及轴承内圈、外圈四部分组成。图1为初始安装的密封单元结构示意图。表1为密封单元主要结构参数。

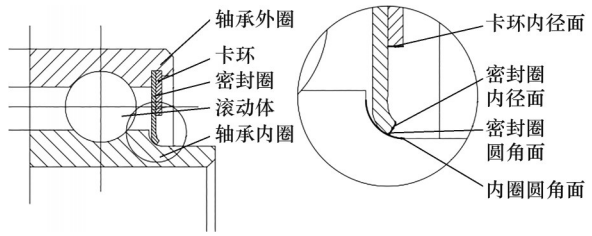


图1 密封单元结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the structure of the sealing unit

表1 密封单元主要结构参数

Tab.1 The main structural parameters of the sealing unit mm

参数	数值
密封圈外径D_1	19.4
密封圈内径d_1	10.9
密封圈厚度t_1	0.3
卡环外径D_2	19.6
卡环内径d_2	14.0
卡环厚度t_2	0.3
轴承内圈圆角半径r_c	0.5
密封圈圆角半径r_{1c}	0.06～0.14

1.1 轴承零件材料属性设置

密封圈采用聚四氟乙烯材料（PTFE），采用文献[15]中的材料模型来描述聚四氟乙烯的材料性能。卡环材料选取1Cr17Ni7，轴承外圈材料选取40Cr15Mo2VN，内圈材料选取GCr15。具体的材料属性如表2所示。

1.2 三维有限元分析

图2所示为密封单元三维有限元分析的网格划分，确定网格大小为0.02 mm时网格无关性验证通过。轴承外圈设置为完全固定，卡环及密封圈固定在轴承外圈的密封槽内。密封圈在轴承内圈圆角处与轴承内圈接触并挤压变形。密封单元相对轴承外圈固定，相对轴承内圈旋转，转速为4 r/min；密封圈与内圈之间有滑动摩擦，密封圈与内圈间的摩擦因数取0.15。

表2 材料属性

Tab.2 Material properties

材料	聚四氟乙烯	1Cr17Ni7	40Cr15Mo2VN	GCr15
密度/(g·cm^{-3})	2.3	7.7	7.81	7.80
弹性模量/GPa	1.21	203.4	205	207
泊松比	0.46	0.3	0.3	0.3

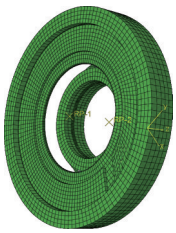


图2 密封单元三维有限元网格划分

Fig.2 3D finite element meshing of the sealing unit

1.3 二维有限元分析

对轴承密封单元实施二维轴对称有限元网格划分，如图3所示。轴承外圈固定，卡环及密封圈分别与外圈绑定，卡环与密封圈之间设置无摩擦接触。对密封圈施加轴向位移载荷以模拟密封圈的安装过程，密封圈与轴承内圈间的摩擦因数取0.15。

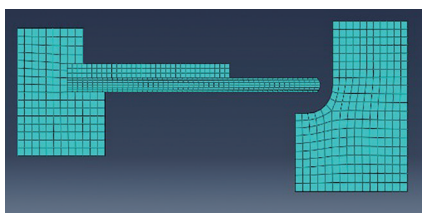


图3 轴承密封单元二维轴对称有限元网格划分

Fig.3 2D axisymmetric finite element meshing of bearing sealing units

2 轴承密封单元计算结果对比及验证

2.1 二维与三维计算结果对比

密封圈接触部位的压力越大，密封性能越好，因此接触部位压力是密封圈接触特性的一个重要指标。但摩擦力增大会使密封圈在运转时产生过量的热进而导致密封圈过早失效；根据库仑摩擦模型可知，摩擦力是摩擦因数、接触面积以及接触压力的乘积。因此，综上分析，拟把密封圈与轴承内圈的接触面积、接触压力以及摩擦力作为对比指标。密封单元二维及三维计算的结果对比如表

3所示。由表3可知，二维分析得到的密封圈与轴承内圈的接触面积、接触压力及摩擦力均大于三维分析对应的结果。这是因为二维分析无法考虑卡环存在卡槽的问题。密封圈在安装后，卡环的卡槽会导致密封圈接触部位压力分布不均（如图4所示），存在接触压力以及摩擦力减小的现象，从而使整体的接触压力和摩擦力减小。

表3　二维与三维计算结果

Tab.3　2D and 3D calculations

	二维计算结果	三维计算结果
接触面积/mm^2	0.31	0.25
接触压力/N	3.68	3.36
摩擦力/N	0.91	0.84

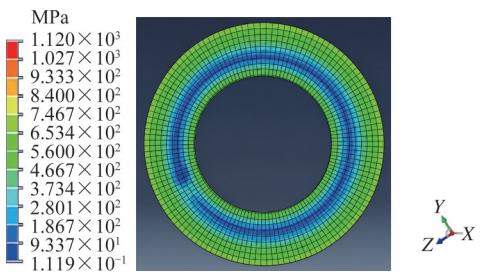


图4　密封圈三维有限元计算压力分布

Fig.4　3D model pressure distribution of the sealing ring

综上所述，在探讨双列深沟球轴承密封单元的接触特性时，引入有效接触应力p_e的概念[16]，并将有效接触应力作为密封圈密封性能的评价指标。若满足接触部位最小有效接触应力大于轴承腔工作压力，则认为轴承密封可靠。

2.2　三维分析准确性试验验证

使用如图5所示RTEC摩擦磨损试验机，选取1、3、5、7 N这4组载荷作为GCr15钢球对聚四氟乙烯密封圈施加的径向载荷，设置往复频率20 Hz，试验时间5 min。将试验结果与三维有限元计算结果进行对比。



图5　MFT-5000型多功能摩擦磨损试验机

Fig.5　MFT-5000 multi-functional friction and wear testing machine

图6所示为三维有限元计算结果与试验值的对比结果。可知，仿真值与试验值变化规律一致，且最大误差不超过8%。仿真值随载荷增大整体呈线性变化趋势，试验值增幅随载荷增大有轻微变化。这主要是由于试验过程中，随着载荷增大，聚四氟乙烯材料产生轻微磨损，而有限元分析无法考虑到上述问题。但总体来看，仿真值与试验值基本吻合，由此验证了三维有限元分析结果的准确性。

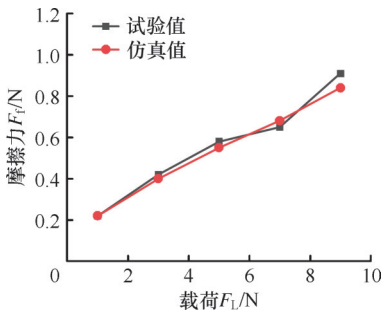


图6　摩擦力随载荷增大变化曲线

Fig.6　Frictional force changes with increase of load

3　结构参数对密封单元接触特性的影响

3.1　影响因素分析

选取密封圈内径、卡环内径、内圈圆角半径以及密封圈圆角半径这4个对密封单元接触特性影响程度较大且相互独立的结构参数进行密封单元接触特性的影响分析。

由图7、图8可知，随着密封圈内径以及卡环内径的增大，密封圈接触部位的有效接触应力、摩擦力以及接触面积整体呈减小趋势。由图9、图10可知，当密封圈与轴承内圈之间的接触面积出现下降趋势时，密封圈与内圈之间的有效接触应力呈上升趋势；反之，接触面积出现上升趋势时，有效接触应力呈下降趋势。造成这一现象的原因是，虽然内圈圆角半径以及密封圈圆角半径的大小有变化，但密封圈与内圈之间的过盈量并没有变，在

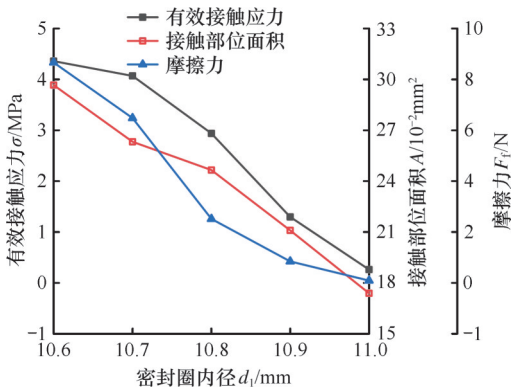


图7　密封圈内径对接触特性的影响

Fig.7　Effect of the inner diameter of the sealing ring on the contact characteristics

同样过盈量的前提下，改变细节结构，接触面积减小会引起应力增大。同时，本文探讨的对象为非对称结构的密封单元，因此密封圈与轴承内圈的

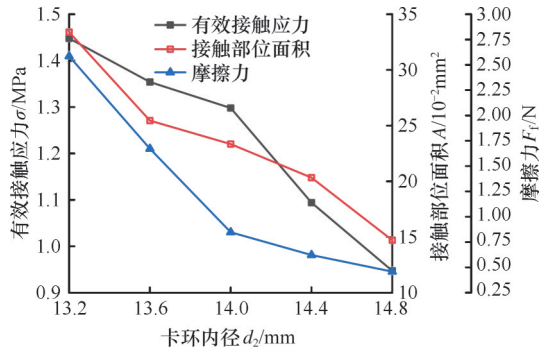


图8 卡环内径对接触特性的影响

Fig.8 Effect of the inner diameter of the retaining ring on the contact characteristics

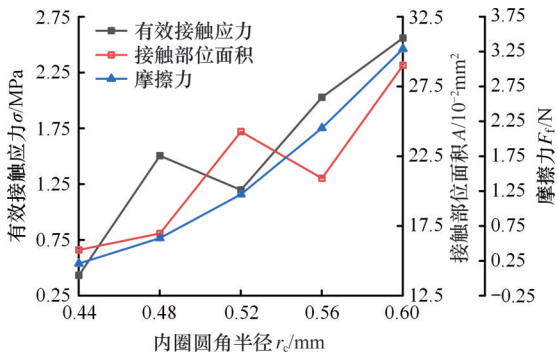


图9 内圈圆角半径对接触特性的影响

Fig.9 Effect of the radius of the inner ring fillet on the contact characteristics

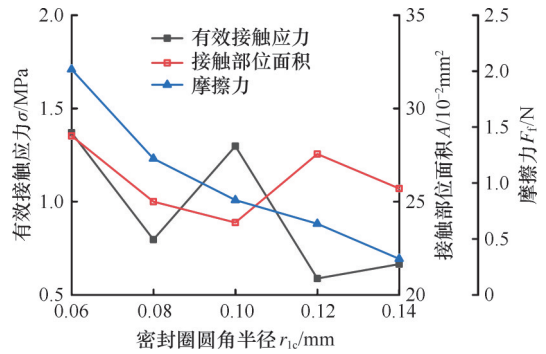


图10 密封圈圆角半径对接触特性的影响

Fig.10 Effect of the radius of the sealing ring fillet on the contact characteristics

接触面积和卡环开口的非对称结构相关。

3.2 影响程度分析

采用多元回归与PCA相结合的方法，分析了各结构参数对密封圈与内圈接触部位有效接触应力的敏感度。依据3.1节所述，各结构参数取值水平如表4所示，并对双列深沟球轴承密封单元的4个结构参数进行正交试验设计，共计25组计算试验。

基于25组计算试验所得的有效接触应力以及摩擦力，采用多元回归方法定量研究了各参数对密封性能的影响。①影响参数(自变量)：密封圈内径X_1；密封圈圆角半径X_2；卡环内径X_3；内圈圆角半径X_4。②考核指标(因变量)：摩擦力Y_1；有效接触应力Y_2；主成分综合指标Y_3。③综合指标的选择是Y_1和Y_2进行PCA信息融合后所得的贡献率为94.93%的第1主成分PC1。且在PC1的构成中，有效接触应力贡献最大(贡献系数为1.8987)，摩擦力贡献小(贡献系数为0.1013)，说明在有关密封单元密封特性的分析中，应着重分析有效接触应力的变化。

表4 正交设计中的结构参数

Tab.4 Structural parameters in orthogonal design

mm

水平	因素及水平值			
	密封圈内径X_1	密封圈圆角半径X_2	卡环内径X_3	内圈圆角半径X_4
1	10.6	0.06	13.2	0.44
2	10.7	0.08	13.6	0.48
3	10.8	0.10	14.0	0.52
4	10.9	0.12	14.4	0.56
5	11.0	0.14	14.8	0.60

通过标准化消除各变量量纲影响，将X_1、X_2、X_3、X_4进行PCA分析后，发现各主成分贡献率均为25%，对应的特征值均为1，这说明4个自变量之间完全独立，没有多重共性。分别建立Y_1、Y_2、Y_3与X_1、X_2、X_3、X_4的多元回归模型，解析4个自变量对摩擦力、有效接触应力及综合指标的影响。

表5为4个影响变量对摩擦力Y_1、有效接触应力Y_2以及综合指标Y_3回归模型的贡献率。由表5可以看出各影响变量对Y_1、Y_2、Y_3的贡献率，贡献率越大说明该参数对Y_1、Y_2、Y_3的影响程度越大。各参数影响程度由大到小排序结果如下。①摩擦力：X_1、X_4、X_2、X_3；②有效接触应力：X_1、X_2、X_4、X_3；③综合指标：X_1、X_4、X_2、X_3。

表5 不同影响变量对Y_1、Y_2、Y_3的贡献率

Tab.5 Contribution rate of different variables to frictional force Y_1, Y_2, Y_3

自变量	X_1	X_2	X_3	X_4
对于Y_1的贡献率/%	48.22	14.51	13.06	24.21
对于Y_2的贡献率/%	49.16	20.81	12.22	17.81
对于Y_3的贡献率/%	48.49	16.33	12.82	22.37

综上分析，在进行双列深沟球轴承密封单元优化设计时，建议按照密封圈内径(X_1)、内圈圆角半径(X_4)、密封圈圆角半径(X_2)、卡环内径(X_3)的顺序进行优化设计。

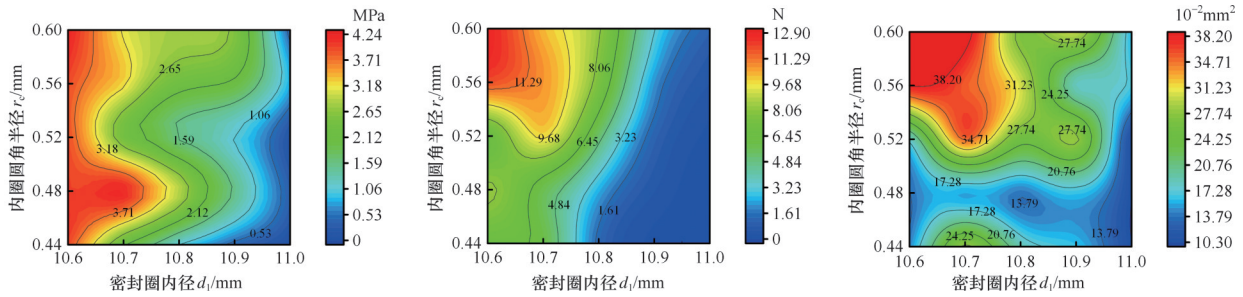
4 各因素交互作用对密封单元接触特性的影响

对密封圈内径、卡环内径、内圈圆角半径以及

密封圈圆角半径这4个相互独立的影响变量分别实施两两交互，分析其对密封圈与内圈接触部位有效接触应力、摩擦力以及接触面积的影响。

4.1　密封圈内径与内圈圆角半径交互影响

结合图11a、图11b可以看出，当内圈圆角半径为0.48 mm及0.56 mm时，密封圈接触部位均出现较高的有效接触应力，但当内圈圆角半径值为0.48 mm时，对应的摩擦力呈下降趋势。此现象源于接触区域的几何重构效应。由图11c可知，当内圈圆角半径达到0.48 mm时，密封圈与内圈的接触状态发生改变，导致实际接触面积减小，总摩擦力降低。从密封可靠性的角度来看，内圈圆角半径取0.48 mm时具有最优的综合性能。



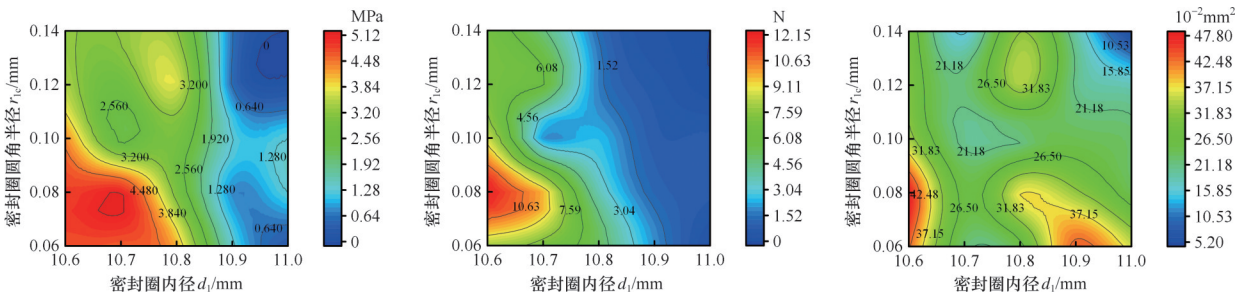
（a）有效接触应力　（b）摩擦力　（c）接触面积

图11　密封圈内径与内圈圆角半径的交互影响

Fig.11　Interaction between inner diameter of sealing ring and radius of inner ring fillet

4.2　密封圈内径与密封圈圆角半径交互影响

结合图12a、图12b可以看出，当密封圈圆角半径为0.06～0.10 mm时，密封圈接触部位出现较高的有效接触应力，但密封圈圆角半径为0.10 mm时，对应的摩擦力呈下降趋势。由图12c可知，当密封圈圆角半径为0.10 mm时，密封圈与内圈的接触状态发生改变，实际接触面积较小，总摩擦力降低。从密封可靠性的角度来看，密封圈圆角半径取0.10 mm具有最优的综合性能。



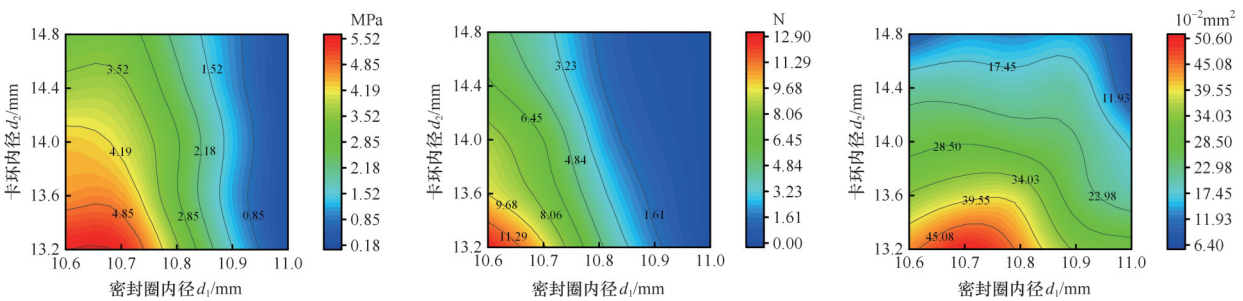
（a）有效接触应力　（b）摩擦力　（c）接触面积

图12　密封圈内径与密封圈圆角半径的交互影响

Fig.12　Interaction between inner diameter of sealing ring and radius of sealing ring fillet

4.3　密封圈内径与卡环内径交互影响

由图13可知，密封圈内径与卡环内径对密封单元接触特性的影响仅是绝对数值的叠加，即卡环内径与密封圈内径对密封单元接触特性的影响相互独立，不会改变彼此对密封单元接触特性的影响规律。



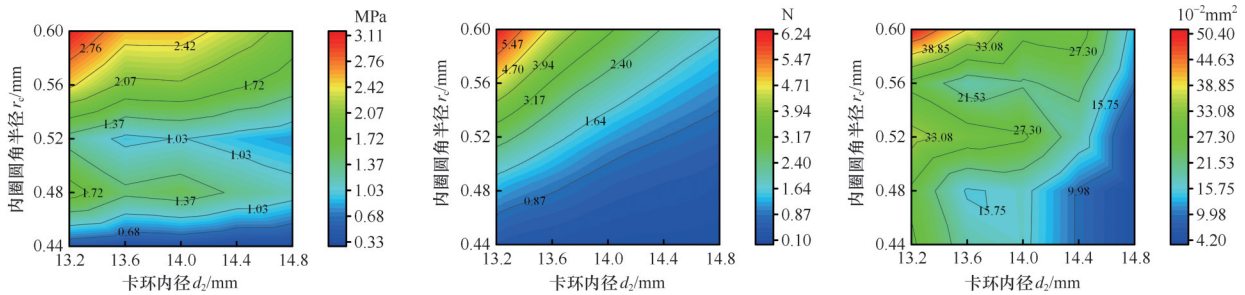
（a）有效接触应力　（b）摩擦力　（c）接触面积

图13　密封圈内径与卡环内径的交互影响

Fig.13　Interaction between inner diameter of sealing ring and inner diameter of clasp

4.4 卡环内径与内圈圆角半径交互影响

由图14可知，卡环内径与内圈圆角半径对密封单元接触特性的影响同样是绝对数值的叠加。从密封可靠性的角度来看，内圈圆角半径取0.48 mm具有最优的综合性能。



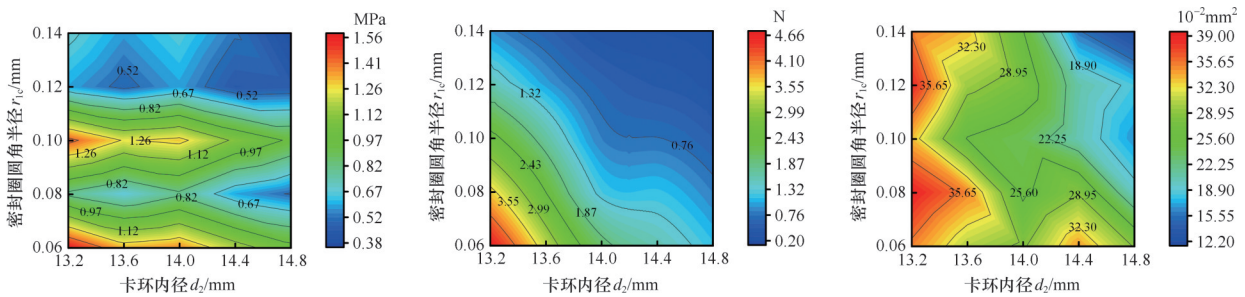
（a）有效接触应力　（b）摩擦力　（c）接触面积

图14　卡环内径与内圈圆角半径的交互影响

Fig.14　Interaction between inner diameter of clasp and radius of inner ring fillet

4.5 卡环内径与密封圈圆角半径交互影响

由图15可知，卡环内径与密封圈圆角半径对密封单元接触特性的影响同样是绝对数值的叠加。从密封可靠性的角度来看，密封圈圆角半径取0.10 mm时具有最优的综合性能。



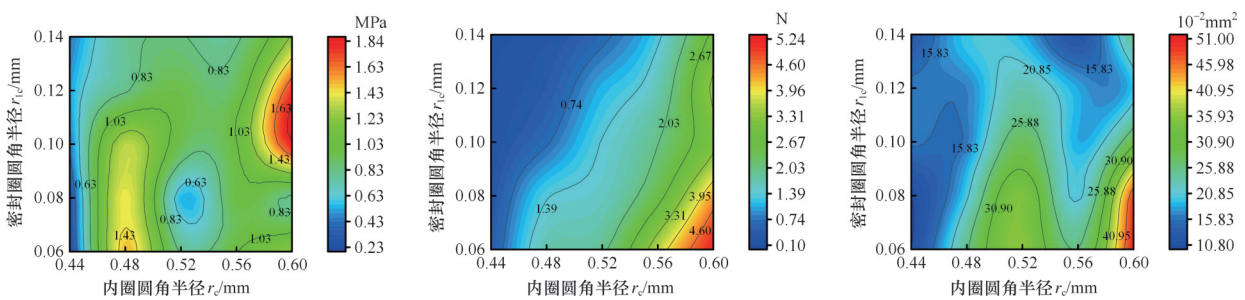
（a）有效接触应力　（b）摩擦力　（c）接触面积

图15　卡环内径与密封圈圆角半径的交互影响

Fig.15　Interaction between inner diameter of retaining ring and radius of sealing ring fillet

4.6 内圈圆角半径与密封圈圆角半径交互影响

由图16可知，内圈圆角半径与密封圈圆角半径对密封圈接触部位接触特性的交互影响会改变单一参数对密封圈接触部位接触特性的影响规律。当内圈圆角半径取0.48 mm时，密封圈与内圈的接触状态发生改变，造成此时密封圈与内圈接触部位接触面积较小，因此摩擦力较小。从密封可靠性的角度来看，内圈圆角半径取0.48 mm具有最优的综合性能。



（a）有效接触应力　（b）摩擦力　（c）接触面积

图16　内圈圆角半径与密封圈圆角半径的交互影响

Fig.16　Interaction between radius of inner ring fillet and radius of sealing ring fillet

通过仿真可得原始结构密封单元最小有效接触应力为1.29 MPa，所受摩擦力为0.84 N。经上述分析，拟采取密封圈内径为10.9 mm、卡环内径为14.0 mm、内圈圆角半径为0.48 mm、密封圈圆角半径为0.10 mm作为优化后的密封单元结构参数组合，通过仿真得到此时密封圈最小有效接触应力为1.50 MPa，所受摩擦力为0.58 N，比原结构最小有效接触应力值增大16.28%，摩擦力降低30.95%，密封性能有显著提高。

4.7　计算结果试验验证

为了验证密封单元接触特性有限元计算的准确性，这里对原始结构密封单元的摩擦力矩进行试验验证，摩擦力矩试验装置如图17所示，装置由一个中心安装定位心轴的定位盘、一根棉线、一个装砝码的容器组成。将定位盘贴在竖直面上，将轴承安装在定位心轴上，将棉线缠在轴承外圈中部，不断向容器中添加砝码，直到轴承被砝码带动旋转，此时砝码容器的重力即为带动轴承整体旋转的启动摩擦力。用所得启动摩擦力与轴承外圈半径相乘即为整体启动摩擦力矩，分别测量有无密封圈时的启动摩擦力矩，二者相减即为密封圈的启动摩擦力矩。

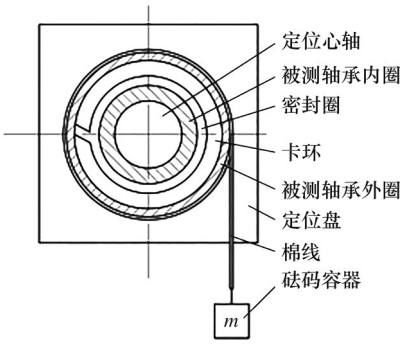


图17　轴承启动摩擦力矩试验装置

Fig.17　Testing device of bearing starting friction torque

图18所示为密封单元接触特性仿真与试验结果对比。经过多次试验，带密封单元和无密封圈的轴承整体启动摩擦力矩平均值分别为6.45 mN·m和3.90 mN·m；被测轴承两侧均安装有密封单元，试验得到密封单元启动摩擦力矩值为1.275 mN·m。如图18所示，试验测量与仿真得到密封圈启动摩擦力矩值误差仅为5.4%，由此可验证密封单元接触特性仿真的准确性。

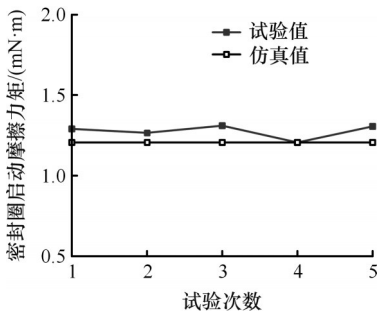


图18　密封单元启动摩擦力矩仿真与试验值

Fig.18　Simulation and test values of starting friction torque in sealing unit

5　密封圈失效准则

现有文献对密封圈的分析多是二维分析或旋转轴对称三维分析，对于此类密封圈，通常采用最大接触应力准则作为密封圈的失效准则[17]。而在实际中，密封圈通常是从接触部位的某一点开始失效的，损伤变形非轴对称，因此，传统的失效准则并不能精确地判断出非轴对称结构密封单元的失效临界值。

为了解决上述问题，给出一种针对非轴对称结构密封单元的失效准则：当接触部位有效接触应力大于轴承腔工作压力，则认为轴承密封可靠——即有效接触应力准则。这是因为，若密封圈与轴承内圈间有效接触应力值小于轴承工作时的腔体压力，则会导致轴承腔中润滑剂泄漏，造成密封失效。在产品实际加工应用过程中，对密封圈不满足应用需求的临界结构进行计算，得到有效接触应力为1.3 MPa，并通过试验验证了有限元计算结果的准确性。因此认为1.3 MPa为密封圈失效的临界值，即当密封圈有效接触应力小于1.3 MPa时，认为密封失效。

6　结论

1）根据双列深沟球轴承密封单元的二维及三维有限元分析结果发现，二维分析无法考虑卡环结构非对称性造成的接触压力非对称分布的问题，而三维分析能够更精确地表现出双列深沟球轴承密封单元接触部位的应力分布情况，更适用于非轴对称结构密封单元的分析。通过试验验证了三维有限元计算的准确性。

2）分析了4个结构参数变化对密封圈接触特性的影响规律，采用多元回归分析以及主成分分析法，进一步分析了各结构参数对摩擦力、有效接触应力以及综合指标的影响，影响程度由强至弱依次为：密封圈内径、内圈圆角半径、密封圈圆角半径、卡环内径。建议按照该顺序进行优化设计。

3）分析了4个参数之间两两交互作用对双列深沟球轴承密封单元接触特性的影响机理。给出了优化后的结构参数组合：密封圈内径为10.9 mm、内圈圆角半径为0.48 mm、密封圈圆角半径为0.10 mm、卡环内径为14.0 mm，优化后密封圈接触部位最小有效接触应力增大16.28%，摩擦力降低30.95%，密封性能有显著提高。通过试验验证了密封单元接触特性有限元计算的准确性。

4）给出了一种针对非轴对称密封单元的失效准则，即有效接触应力准则，并根据计算分析以及产品应用验证，给出了密封圈的失效临界值为1.3 MPa。

参考文献：

[1] 李婷，马吉恩，章禹，等. 基于CFD的磁流体轴承润滑膜特性分析[J]. 中国机械工程，2016，27(7)：939-944.
LI Ting，MA Jien，ZHANG Yu，et al. Lubrication Characteristics Analyses of Ferrofluid Bearing Based on CFD Simulation[J]. China Mechanical Engineering，2016，27(7)：939-944.

[2] 解芳，冯长虹，王召兴，等. 宽温度域工况下汽车水泵O形密封圈的密封性研究[J]. 中国机械工程，2014，25(15)：2013-2016.
XIE Fang，FENG Changhong，WANG Zhaoxing，et al. Study on Sealing Property of O-ring Seal of Automobile Water Pump under Broad Temperature Region[J]. China Mechanical Engineering，2014，25(15)：2013-2016.

[3] 胡永乐，邓四二，李影，等. 汽车轮毂轴承唇形密封圈密封性能优化研究[J]. 润滑与密封，2018，43(9)：54-61.
HU Yongle，DENG Sier，LI Ying，et al. Optimized Study on Sealing Performance of Automotive Wheel Hub Bearing Lip Seal[J]. Lubrication Engineering，2018，43(9)：54-61.

[4] ZHANG Shuai，DENG Sier，ZHANG Wenhu，et al. Simulation and Experiment on Sealing Mechanism with Rigid-Flexible Combined Seal Groove in Hub Bearing[J]. Tribology International，2019，136：385-394.

[5] 孙烨彤，孟祥铠，赵文静，等. 超低温弹簧蓄能密封圈的三维接触行为分析[J]. 润滑与密封，2025，50(1)：68-76.
SUN Yetong，MENG Xiangkai，ZHAO Wenjing，et al. Three-dimensional Contact Behavior Analysis of Spring Energized Seal at Ultra-low Temperature[J]. Lubrication Engineering，2025，50(1)：68-76.

[6] GONG Ran，WANG Heng，ZHANG He，et al. Influence of Wear on Hot Banding Migration of Sealing Ring Using FEM[J]. Wear，2019，428/429：449-456.

[7] 张帅，杜学芳，马纯，等. 高速脂润滑滚动轴承密封结构优化与漏脂试验[J]. 润滑与密封，2022，47(9)：111-117.
ZHANG Shuai，DU Xuefang，MA Chun，et al. Sealing Structure Optimization and Grease-leakage Test of High-speed Grease-lubricated Rolling Bearing[J]. Lubrication Engineering，2022，47(9)：111-117.

[8] 姜金裕，孙丹，赵欢，等. 新型涡流槽密封泄漏特性与动力特性研究[J]. 中国机械工程，2022，33(19)：2306-2316.
JIANG Jinyu，SUN Dan，ZHAO Huan，et al. Study on Leakage Characteristics and Dynamic Characteristics of New Type of Vortex Groove Seals[J]. China Mechanical Engineering，2022，33(19)：2306-2316.

[9] 崔颖，王大玮，于颖嘉，等. 形状记忆合金梁式管接头密封性能数值研究[J]. 航空动力学报，2023，38(3)：513-521.
CUI Ying，WANG Dawei，YU Yingjia，et al. Numerical Study on the Sealing Performance of Shape Memory Alloy Beam Seal[J]. Journal of Aerospace Power，2023，38(3)：513-521.

[10] 崔颖，于颖嘉，王永亮，等. 一种梁式管接头密封性能与结构参数敏感性分析[J]. 机械工程学报，2021，57(3)：147-155.
CUI Ying，YU Yingjia，WANG Yongliang，et al. Sealing Performance and Sensitivity Analysis of Structure Parameters for a New Beam Seal[J]. Journal of Mechanical Engineering，2021，57(3)：147-155.

[11] 王衍，谢雪非，徐慧，等. 新型非接触式自冲击密封结构设计与性能分析[J]. 机械工程学报，2023，59(15)：204-215.
WANG Yan，XIE Xuefei，XU Hui，et al. Design and Performance Analysis of a New Non-contact Self-impact Seal[J]. Journal of Mechanical Engineering，2023，59(15)：204-215.

[12] CHENG Ganlin，GUO Fei，ZANG Xiaohua，et al. Failure Analysis and Improvement Measures of Airplane Actuator Seals[J]. Engineering Failure Analysis，2022，133：105949.

[13] MAHANKAR P S，DHOBLE A S，PRABHU R. Experimental Investigation of Polyurethane Seal Failure Used in Hydraulic System[J]. Engineering Failure Analysis，2023，150：107319.

[14] 张付英，杨朋伟，吴继豪，等. Y形组合密封的密封性能研究[J]. 润滑与密封，2024，49(3)：126-132.
ZHANG Fuying，YANG Pengwei，WU Jihao，et al. Research on the Sealing Performance of Y-shaped Combined Sealing[J]. Lubrication Engineering，2024，49(3)：126-132.

[15] 鲁寨军，孙永龙，钟睦. 基于PTFE矩形密封圈的高压容器密封结构设计[J]. 润滑与密封，2024，49(4)：95-102.
LU Zhaijun，SUN Yonglong，ZHONG Mu. Sealing Structure Design of High Pressure Vessel Based on PTFE Rectangular Sealing Ring[J]. Lubrication Engineering，2024，49(4)：95-102.

[16] 祝效华，敬洋. 基于三维接触的滑环式旋转组合密封性能主控因素分析[J]. 中国机械工程，2017，28(13)：1548-1553.
ZHU Xiaohua，JING Yang. Analysis of Main Influence Factors for Slip Ring Combined Rotating Seals Based on 3D Contact[J]. China Mechanical Engineering，2017，28(13)：1548-1553.

[17] 任全彬，蔡体敏，王荣桥，等. 橡胶“O”形密封圈结构参数和失效准则研究[J]. 固体火箭技术，2006，29(1)：9-14.
REN Quanbin，CAI Timin，WANG Rongqiao，et al. Investigation on Structure Parameters and Failure Criteria of “O”-type Rubber Sealing Ring[J]. Journal of Solid Rocket Technology，2006，29(1)：9-14.

（编辑 王旻玥）

作者简介：李佳琪，女，2000年生，硕士研究生。研究方向为滚动轴承设计与性能分析。E-mail：15137938932@163.com。
邱 明*（通信作者），女，1969年生，教授、博士研究生导师。研究方向为滚动轴承设计与性能分析。E-mail：qiuming@haust.edu.cn。

本文引用格式：

李佳琪，邱明，董艳方，等. 非轴对称双列深沟球轴承密封单元接触特性影响机理与失效准则[J]. 中国机械工程，2026，37(9)：2251-2258.

LI Jiaqi，QIU Ming，DONG Yanfang，et al. Influence Mechanism of Contact Characteristics and Failure Criterion for Sealing Units in Non-axisymmetric Double-row Deep Groove Ball Bearings[J]. China Mechanical Engineering，2026，37(9)：2251-2258.