

安装过盈量和介质压力对旋转轴唇形橡胶密封圈密封性能的影响

李苗苗,陈蔚芳,崔惠婷,李卓

(南京航空航天大学 机电学院,江苏 南京 210016)

摘要:以水下工作的旋转轴唇形橡胶密封圈(简称唇形密封圈)为研究对象,基于有限元分析方法研究安装过盈量和介质压力对唇形密封圈密封性能的影响。使用ANSYS软件创建唇形密封圈的三维轴对称有限元分析模型。仿真结果表明:唇口接触宽度与最大接触压力随着安装过盈量的增大而增大,且安装弹簧的唇形密封圈接触宽度和接触压力比未安装弹簧的唇形密封圈大;随着介质压力的增大,唇口最大接触压力增大,接触压力的最大值出现在唇口尖端处,最大接触压力始终大于介质压力。

关键词:唇形橡胶密封圈;安装过盈量;介质压力;接触宽度;接触压力;有限元分析

中图分类号:TQ336.4⁺2;O241.82

文章编号:1000-890X(2019)06-0450-06

文献标志码:A

DOI:10.12136/j.issn.1000-890X.2019.06.0450

旋转轴唇形橡胶密封圈(以下简称唇形密封圈)是使用广泛的旋转轴密封件之一,具有结构简单、成本低、密封性能好、精度要求低等诸多优点^[1]。近年来,随着我国机械、航空、船舶等工业的快速发展,对唇形密封圈的性能要求也相应提高。橡胶密封圈由不同橡胶材料制作而成^[2],由于橡胶材料具有超弹性、不可压缩性、工作时产生大变形三大非线性特性,使得密封圈的密封性能分析常需用到固体力学、摩擦学、高分子材料学等多方面的理论,但要对其进行精确地理论研究非常困难^[3]。随着计算机技术的发展,有限元分析方法被越来越多地用于橡胶密封圈密封性能的研究中。杨光等^[4]利用有限元分析法分析了Yx形橡胶密封圈在不同工作压力下的应力和变形规律。李建国等^[5]建立了唇形密封圈的二维轴对称有限元模型,利用有限元分析软件ANSYS,分析了唇形密封圈的腰厚、密封圈唇口平面到弹簧中心平面的距离以及过盈量等参数对最大接触压力及其分布情况的影响。王保森等^[6]主要分析了唇形密封圈

唇口接触宽度和后唇角与唇口压力大小及分布的关系。R. S. Joshi等^[7]采用ANSYS软件分析了径向唇形密封件的非线性特性与密封件橡胶体中手指弹簧的作用。

本工作以水下工作的630 mm×680 mm×25 mm无骨架唇形密封圈为例,利用ANSYS软件建立唇形密封圈的三维有限元模型,并对唇口处接触压力及其分布进行分析,以期对唇形密封圈的结构优化与合理使用奠定基础。

1 唇形密封圈有限元分析模型的建立

1.1 材料模型的建立

唇形密封圈的主体材料为橡胶,是高度非线性的复合材料,具有非线性应力-应变关系。橡胶在受到较小外力的情况下就会有很大的应变,应力-应变关系远远超出了胡克定律的范围。针对橡胶材料这种复杂的应力-应变关系,国内外学者建立了许多描述橡胶材料物理行为的本构模型,其中Mooney-Rivlin模型是有限元分析软件中最常用到的分析橡胶应力-应变关系的模型,该模型通过附加体积约束能量项,得到一个修正的应变能函数,利用修正的应变能函数将原来的体积约束变分问题转化为无条件变分问题^[4]。Mooney-

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51505215)

作者简介:李苗苗(1981—),女,江苏徐州人,南京航空航天大学讲师,博士,主要从事机械传动相关研究。

E-mail:limiaomiao@nuaa.edu.cn

Rivlin模型有多种数量参数的模型,参数越多,越有可能准确地描述材料行为,但确定常数的工作也越复杂。两参数的Mooney-Rivlin模型能够较好地反映橡胶类材料的受力状态,且材料参数容易确定,是目前准确性比较高的不可压缩弹性体的模型,因此本工作采用两参数的Mooney-Rivlin模型,其应变能函数(W)为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (1)$$

应力-应变关系为

$$\sigma = \partial W / \partial \epsilon \quad (2)$$

式中, C_{10} 和 C_{01} 均为材料常数, I_1 和 I_2 分别为应力张量的第1和第2不变量, σ 为应力, ϵ 为应变。本研究 C_{10} 和 C_{01} 分别为1.87和0.47。

1.2 几何模型的建立

唇形密封圈一般由耐油橡胶与紧固弹簧组成。建立唇形密封圈模型时,假设其结构是完全对称的理想模型。图1为唇形密封圈的横截面,各部分尺寸为: D (唇形密封圈外径)=680 mm, d (唇形密封圈唇口内径)=630 mm, $H=25$ mm, $b=11$ mm, $c=9.5$ mm, $e=9$ mm, $i=5$ mm, $k=6.5$ mm, $l=12.5$ mm, $m=13.5$ mm, $n=18$ mm, $o=19.5$ mm, $p=23$ mm, $R=2$ mm, $R_1=6$ mm, $R_2=1.5$ mm, $a=25$ mm。

考虑到唇形密封圈安装在轴与密封室之间,边界受力条件具有圆周对称性,因此将旋转唇形密封圈简化为轴对称模型,针对1/2的模型进行分析计算,以在对分析结果影响不大的前提下少用计算资源,节省计算时间。图2为ANSYS软件中唇形密封圈的三维模型。取一半模型,分别对安

装、未安装弹簧的唇形密封圈进行分析。图3和4分别示出了ANSYS软件中未安装弹簧和安装弹簧的1/2唇形密封圈。

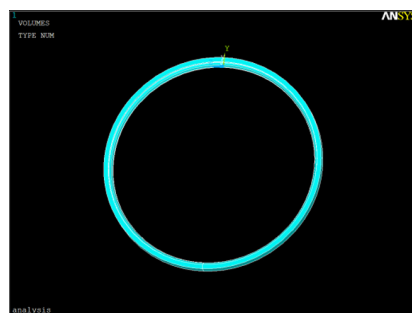


图2 唇形密封圈三维模型

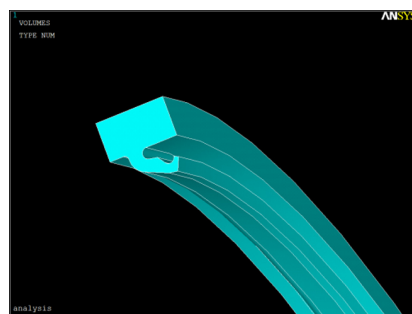


图3 未安装弹簧的1/2唇形密封圈示意

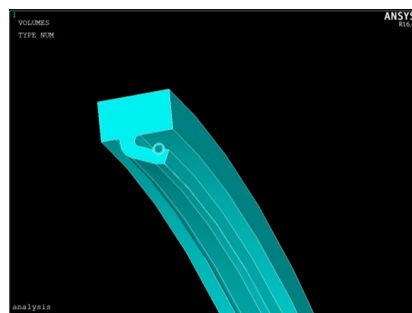


图4 安装弹簧的1/2唇形密封圈示意

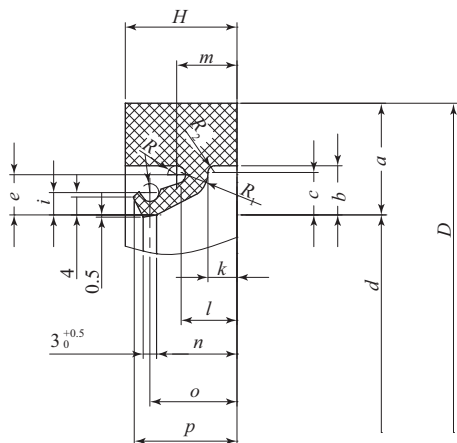


图1 唇形密封圈横截面示意

2 唇形密封圈有限元分析

2.1 单元及材料

以一对背对背安装的唇形密封圈为研究对象,在ANSYS软件中建立唇形密封圈的有限元分析模型,该模型包括唇形密封圈、弹簧和轴。定义轴的材料为钢,材料弹性模量为 2.1×10^5 MPa,泊松比为0.3,密度为 $7.8 \text{ Mg} \cdot \text{m}^{-3}$;密封圈橡胶选丁腈橡胶,弹性模量为25 MPa,泊松比为0.49。

在唇形密封圈安装弹簧时,对弹簧的结构进行相应简化。简化后的弹簧结构呈圆管状,

用圆管材料的弹性模量(E)来表征弹簧系数(K , $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$)^[8]:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{F}{B \cdot \varepsilon} = \frac{K \cdot \Delta L}{B \cdot \frac{\Delta L}{L}} = \frac{K \cdot L}{B} \quad (3)$$

式中, F 为弹簧拉力, N ; B 为圆管截面积, mm^2 ; L 为弹簧长度, mm ; ΔL 为弹簧的拉伸变形量, mm 。

采用Solid185六面体单元进行分析,用体积扫描的方法对唇形密封圈进行网格划分。模型中存在接触对,接触对由目标单元TARGE169和接触单元CONTA172组成。未安装弹簧和安装弹簧的划分网格的唇形密封圈有限元模型分别如图5和6所示。

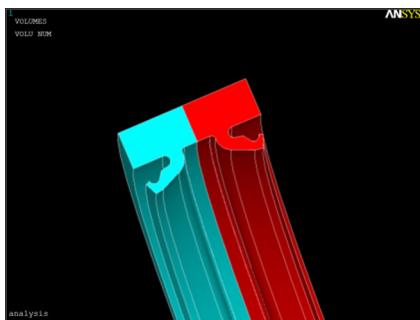


图5 未安装弹簧唇形密封圈有限元模型

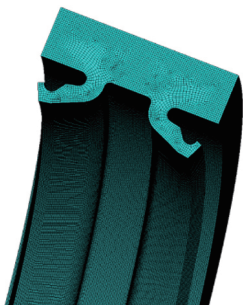


图6 安装弹簧唇形密封圈有限元模型

2.2 接触问题

在自由状态下,唇形密封圈的內径小于轴径,即存在过盈量。当唇形密封圈安装在轴上时,橡胶的弹性会使接触面产生一定的压力,即接触压力。接触问题可以划分为半柔体-柔体接触和刚体-柔体接触,对于刚体-柔体接触,两个接触表面刚度相差很大。唇形密封圈的材质为橡胶,其硬度与钢材质的轴相比要小得多,因此,在唇形密封圈与轴的接触中可认为只有橡胶发生了变形,可见唇形密封圈和轴的接触属于刚体-柔体接触。在用ANSYS软件分析唇形密封圈与轴的接触分析

前,需要确定模型中可能接触的部分,从而确定其接触方式。

2.2.1 未安装弹簧的情况

在未安装弹簧的情况下,唇形密封圈与轴存在接触,该接触属于面-面接触。直接利用ANSYS软件中的接触对建立向导,完成模拟过程中接触对的建立。在有限元分析过程中,首先是选择变形体,在唇形密封圈和轴间的接触分析过程中变形体为橡胶;接着选择刚体,分析过程中将轴定义为刚体。变形体和刚体定义完后,需要对接触进行设置,将唇形密封圈与轴设置为接触,建立的唇形密封圈与轴的接触对如图7所示。

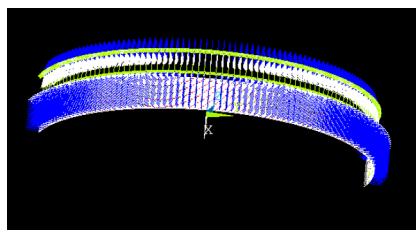


图7 唇形密封圈与轴的接触对

2.2.2 安装弹簧的情况

在安装弹簧的情况下,存在两组接触对,一组为唇形密封圈与轴的接触,另一组为唇形密封圈与弹簧的接触。唇形密封圈与轴的接触设置与未安装弹簧时的设置相同;对于唇形密封圈与弹簧的接触设置,将弹簧定义为刚体,将唇形密封圈定义为变形体,然后利用接触向导建立唇形密封圈与弹簧的接触对,如图8所示。

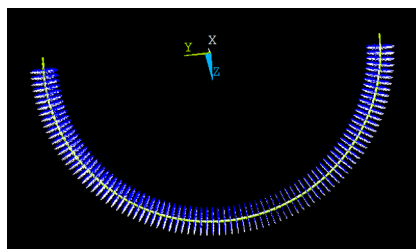


图8 唇形密封圈与弹簧的接触对

2.3 边界条件及加载

主要分析唇形密封圈唇口与轴之间的接触压力及其分布,对唇形密封圈的分析为静态分析。唇形密封圈外侧与密封室相配合,建模时将唇形密封圈外侧的自由度进行约束即可,不用建立密封室的模型,从而简化了模型,节省了计算机资源,提高了计算速度。

2.3.1 安装过盈量

密封圈唇部与轴是过盈配合,在建模时,根据标准选定 d ,为了满足唇形密封圈与轴过盈配合的条件,根据不同的安装过盈量(δ),改变轴的直径($d+\delta$)。模拟安装过程时,将唇形密封圈的外侧进行全约束,给轴一个 X 方向的位移,见图9。唇形密封圈与轴的模型都是轴对称的,因此取一半模型,并在对称面上施加对称约束(S)(如图10所示),采用ANSYS软件仿真。

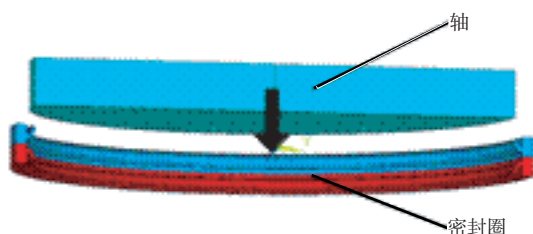


图9 密封圈安装示意

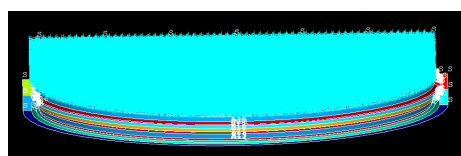


图10 过盈约束与载荷的施加

2.3.2 介质压力

根据实际安装时的情况,唇形密封圈最外侧被固定。将ANSYS中唇形密封圈模型外圈的自由度进行全约束;将轴的自由度进行全约束;分析时并未建立完整的模型,因此在对称面施加 S ;考虑水压作用在唇形密封圈的一侧,因此在唇形密封圈一侧的面上施加不同压力值的介质压力,模拟不同介质压力下的受力情况。图11为进行有限元分析时施加的约束与载荷。

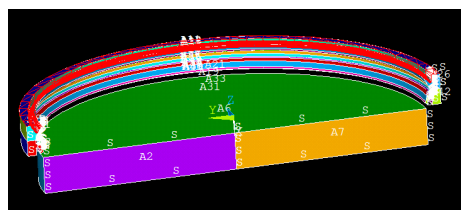


图11 一定介质压力下约束与载荷的施加

3 安装过盈量对唇形密封圈接触压力的影响

过盈量是指在自由状态时,唇形密封圈唇口内径与轴径之差。分析安装过盈量对接触压力

的影响时,其他参数保持不变,对安装过盈量在 $0.5\sim 1.0\text{ mm}$ 之间的接触压力进行分析。接触区域如图12所示,为了清楚地看出接触压力的分布情况,将接触部分放大。图13和14为未安装弹簧的情况下,安装过盈量分别为 0.6 和 1.0 mm 时唇口接触压力的分布。从图13和14可以看出,安装过盈量为 1.0 mm 时唇口接触宽度与最大接触压力均比安装过盈量为 0.6 mm 时相应值大。唇口最大接触压力出现在唇尖处,且更靠近油侧。

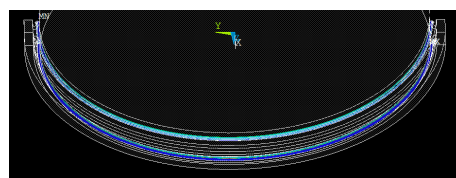


图12 接触区域

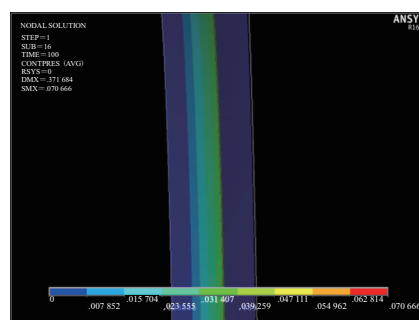


图13 安装过盈量为 0.6 mm 时唇口接触压力分布

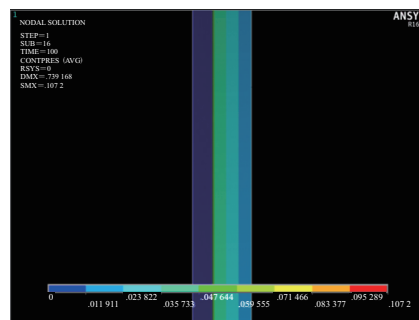


图14 安装过盈量为 1.0 mm 时唇口接触压力分布

此外,接触压力的分布情况同样是决定唇形密封圈密封性能的主要因素。为了使唇形密封圈具有好的密封效果,应使密封唇与轴表面接触区域中的最大接触压力尽可能地靠近油侧。图15和16分别为未安装弹簧和安装弹簧时,安装过盈量对唇口与轴接触面上接触压力沿接触区域分布的影响。从图15和16可以看出,未安装弹簧和安装弹簧时唇口接触压力均随着安装过盈量的增大而

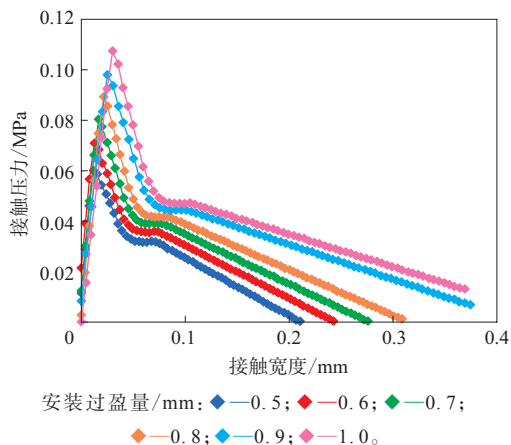


图15 未安装弹簧时唇口接触压力分布曲线

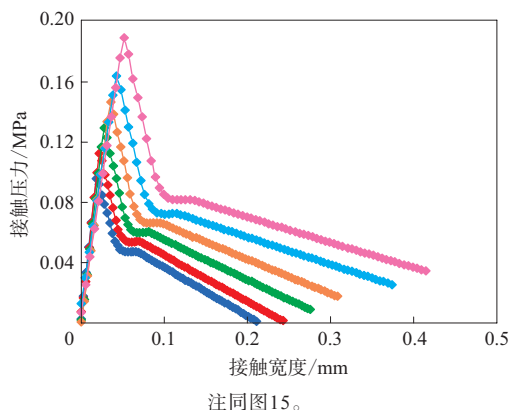


图16 安装弹簧时唇口接触压力分布曲线

逐渐增大,最大接触压力也随之呈现递增趋势,接触区域的尺寸也相应增大,接触应力的最大值出现在唇口尖端处。唇口接触压力近似呈线性分布,接触压力的峰值靠近油侧,有利于提高唇形密封圈的密封性能。对比图15和16可以看出,安装弹簧时唇口的接触宽度和接触压力均较未安装弹簧时大。

4 介质压力对唇形密封圈接触压力的影响

唇形密封圈的作用就是防止密封腔内液体外泄。唇形密封圈是否能够起到密封作用,需要考察唇口接触压力是否满足密封要求。对不同介质压力下唇形密封圈进行分析,研究介质压力对唇形密封圈变形、应力以及唇口接触压力大小及分布的影响,可以为预测唇形密封圈的抗压能力和适压范围提供方法和依据。

为了分析介质压力的影响,所有的压力均视

为在同一个无压静态分析的基础上施加。该无压静态分析安装过盈量为0.5 mm,不安装弹簧。标准的唇形密封圈允许介质压力为0~0.5 MPa,通常为0.01 MPa^[9]。对于无骨架唇形密封圈,一般工作介质压力需要在0.03 MPa以内。分析时介质压力取值0.01~0.05 MPa,分析步长0.01 MPa。图17和18为未安装弹簧的情况下,介质压力分别为0.01和0.05 MPa时唇口接触压力分布。可以看出,介质压力为0.05 MPa时唇口接触压力和接触宽度均比介质压力为0.01 MPa时相应值大。

提取ANSYS软件分析数据,并用MATLAB画出未安装弹簧和安装弹簧两种情况下,介质压力对唇口与轴接触面上接触应力沿接触区域的分布曲线,结果如图19所示。可以看出,接触压力的最大值出现在唇口尖端处,随着介质压力的逐渐增大,最大接触压力也随之增大。但是唇口最大接触压力始终大于介质压力,因此唇形密封圈能够起到密封的作用^[10]。

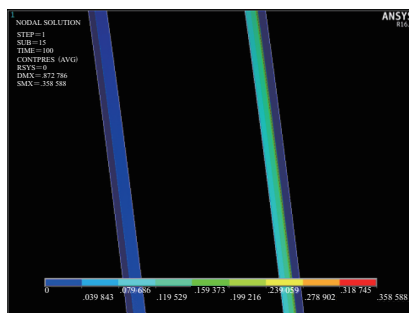


图17 介质压力为0.01 MPa时唇口接触压力分布曲线

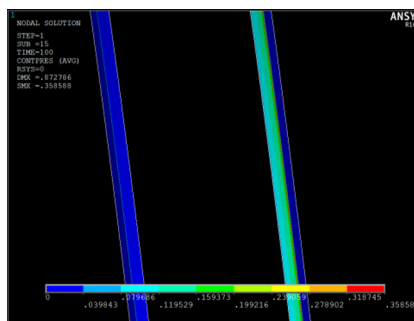


图18 介质压力为0.05 MPa时唇口接触压力分布曲线

5 结论

通过研究安装过盈量和介质压力对唇形密封圈性能的影响,得出以下结论。

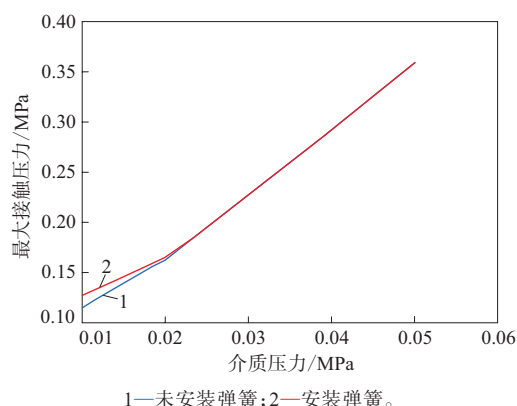


图19 唇口最大接触压力随介质压力的变化曲线

(1)唇形密封圈唇口接触宽度与最大接触压力均随安装过盈量的增大而增大;在安装弹簧与未安装弹簧的情况下,唇口最大接触压力均出现在唇尖处,且最大接触压力靠近油侧;在安装过盈量相同的情况下,安装弹簧时唇口的接触宽度和接触压力均较未安装弹簧时大。

(2)在只改变介质压力的情况下,唇形密封圈唇口接触宽度和接触压力均随着介质压力的增大而增大;在未安装弹簧和安装弹簧的情况下,唇口接触压力最大值均出现在唇口尖端处,且随着介质压力的增大最大接触压力也增大;最大接触压

力始终大于介质压力。

参考文献:

- [1] Liu D, Wang S, Zhang C. A Multiscale Wear Simulation Method for Rotary Lip Seal under Mixed Lubricating Conditions[J]. Tribology International, 2018, 121: 190–203.
- [2] 赵敏. 一种聚丙烯酸酯橡胶旋转轴唇形密封圈及其制备方法[J]. 橡胶工业, 2018, 65(4): 378.
- [3] 左正兴, 廖日东. 12150柴油机橡胶密封圈的有限元分析[J]. 内燃机工程, 1996, 17(2): 46–49.
- [4] 杨光, 胡旭林, 崔盼超. Yx形密封圈应力与变形非线性有限元分析[J]. 煤矿机械, 2010, 31(3): 99–101.
- [5] 李建国, 丁玉梅, 杨卫民, 等. 油封密封性能的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2006(10): 116–119.
- [6] 王保森, 何红, 杨伟民. 油封唇口压力大小及分布的有限元分析[J]. 特种橡胶制品, 2007, 28(2): 39–43.
- [7] Joshi R S, Roberts D C, Ghoneim H. Nonlinear Finite Element Analysis of Radial Lip Seals[A]. ASME 2017 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Ta MPa, Florida, USA: 2017, V009T12A027.
- [8] 谭晶, 杨卫民, 丁玉梅, 等. 弹簧对油封密封性能的影响[J]. 特种橡胶制品, 2008, 29(3): 41–48.
- [9] 田晖, 李军荣, 孙淑娥. 旋转轴唇形密封圈渗漏油的原因及预防[J]. 液压气动与密封, 2005(2–3): 40–42.
- [10] 陈桥, 周建军, 李凤远, 等. 压紧环唇形密封圈优化设计研究[J]. 液压气动与密封, 2015(3): 56–61.

收稿日期: 2019-01-13

Influence of Installation Interference and Medium Pressure on Sealing Performance of Rotating Shaft Lip Rubber Seal Ring

LI Miaomiao, CHEN Weifang, CUI Huiting, LI Zhuo

(Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The rotating shaft lip rubber seal ring working under water was studied. Based on the finite element analysis method, the effects of installation interference and medium pressure on the sealing performance of the lip rubber seal ring were investigated. A three-dimensional axisymmetric finite element model of the lip ring seal was set up using ANSYS software. Simulation analysis showed that, the contact width and maximum contact pressure at the lip increased with the increase of the installation interference, and the spring-loaded lip seal ring had a larger contact width and a greater contact pressure than the lip seal ring without spring. With the increase of the medium pressure, the maximum contact pressure at the lip increased. The maximum contact pressure occurred at the tip of the lip and it was always greater than the medium pressure.

Key words: lip rubber seal ring; installation interference; medium pressure; contact width; contact pressure; finite element analysis