

易攀,金永平,彭佑多,等.不同滑环槽形对组合密封结构性能影响分析[J].湖南科技大学学报(自然科学版),2019,34(3):53-60. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2019.03.008

Yi P, Jin Y P, Peng Y D, et al. Analysis of the Influence of Different Slip-ring Grooves on the Performance of Sealing Structure of Airtight Sampler Combined Seal in Deep Sea Sediment [J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2019, 34(3):53-60. doi:10.13582/j.cnki.1672-9102.2019.03.008

不同滑环槽形对组合密封结构性能影响分析

易攀,金永平*,彭佑多,万步炎

(湖南科技大学海洋矿产资源探采装备与安全技术国家地方联合工程实验室,湖南湘潭411201)

摘要:针对深海装备在深海高压环境下安全稳定运行的需要,基于非线性有限元接触理论,利用有限元分析软件ABAQUS建立组合密封结构的二维轴对称有限元模型,分析了不同滑环槽形对O形圈和滑环的最大Von Mises应力与接触应力的影响.结果表明:在不同的滑环截面形状下,O形圈的最大Von Mises应力位于滑环与沟槽之间的间隙处,且当滑环截面为矩形槽时,O形圈的最大Von Mises应力值相对比较小,同时不同滑环槽形对O形圈接触应力的影响非常小.相比较于其他滑环截面形状,滑环截面为矩形槽时所受的最大Von Mises应力与接触应力主要集中在滑环的第一个槽形口处,接触压力分布比较均匀,且接触压力变化曲线呈“三角形”分布,满足密封理论要求,有利于提高组合密封结构的密封性能,在高压环境下选用滑环截面形状为矩形槽时密封效果会更好.

关键词:全海深高压环境;组合密封结构;槽形结构;性能分析

中图分类号:P742 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-9102(2019)03-0053-08

Analysis of the Influence of Different Slip-ring Grooves on the Performance of Combined Sealing Structure

Yi Pan, Jin Yongping, Peng Youduo, Wan Buyan

(National-Local Joint Engineering Laboratory of Marine Mineral Resources Exploration Equipment and Safety Technology,
Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China)

Abstract: In order to meet the need of safe and stable operation of deep-sea equipment in the high-pressure environment of deep sea, based on the nonlinear finite element contact theory, the two-dimensional axisymmetric finite element model of composite seal structure was established by using the finite element analysis software ABAQUS, and the influences of different slip-ring groove shapes on the maximum Von Mises stress and contact stress of O-ring and slip-ring were analyzed. The results show that the maximum Von Mises stress of O-ring is located at the gap between the slip ring and groove under different slip ring section shapes, while the maximum Von Mises stress value of O-ring is relatively small when the slip ring section is rectangular groove, and the influence of different slip ring groove shapes on the contact stress of O-ring is very small. Compared to other slip ring cross section shape, slip ring cross section for rectangular groove when the maximum Von Mises stress and contact stress is mainly concentrated in the slip ring first channel mouth, the contact pressure distribution is more

收稿日期:2018-12-03

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51705145; 51779092);国家重点研发计划资助项目(2016YFC0300502; 2017YFC0307501);湖南省自然科学基金项目(2019JJ50182);湖南省教育厅科学研究项目(18B205)

*通信作者, E-mail: jinyongping12@163.com.

uniform, and the curves of contact pressure distribution is a "triangle", meet the requirements of sealing theory, to improve the sealing performance of the combined seal structure, and the sealing effect is better when the cross-section shape of sliding ring is rectangular groove under high pressure environment.

Keywords: deep sea high pressure environment; combined sealing structure; groove shape ; performance analysis.

深海海底蕴藏着丰富的资源,在对这些深海资源进行勘探和开发过程中,深海作业装备必须能够承受外部深海高压环境压力的影响,此时,对深海作业装备密封件的密封性能提出了更高的要求。O形圈由于结构简单、密封可靠、成本低廉、适用范围广以及容易安装等特点而被广泛应用于工程机械设备中^[1-3]。O形密封圈的密封性能涉及摩擦学、流体力学以及机械制造基础等多方面的理论知识,对其进行精确的研究存在诸多的困难^[4]。国内外对于O形圈也展开了很多的研究,同时也给出了O形圈的使用和设计规范要求,为设计带来了一定的方便。近年来一些学者对O形圈的密封特性进行了深入的研究,研究人员通过有限元方法对O形密封圈进行了模拟分析,得出了O形圈的应力应变云图、密封面的接触压力和剪切应力的分布状态,以及最大接触应力与外界压力及初始压缩率的关系^[5-9]。然而在现有的文献中,研究者大多仅局限于对O形圈单一性质的分析,并没有针对组合式密封结构中滑环不同槽形形状开展精确的密封结构设计分析。在此极端工况下,设备进行工作时介质(液体、气体等)更易泄露、杂质(灰尘、固体颗粒或水等)更易从外部侵入设备系统内的原件,滑环不同槽形形状的选用优劣,对组合密封结构整体的密封性能、O形圈的磨损量及使用寿命都有很大的影响,因此,在不同工况下对密封结构中滑环不同槽形的选型分析是十分必要的。通过结合“全海深沉积物气密取样器研制”国家重点研发计划课题的任务需求,开展了不同滑环槽形对全海深沉积物气密取样器组合密封结构性能影响分析,探明110 MPa高压环境下O形圈和滑环在不同滑环槽形下的几何变形情况以及主接触面上最大Von Mises应力与接触应力的分布规律,选择合适的滑环槽形、能满足110 MPa高压密封的要求,从而为全海深沉积物气密取样器研制提供技术支持,也进一步丰富了高压环境下的密封性能分析方法。

1 组合密封结构模型构建

1.1 组合密封结构组成

滑环式组合密封结构,一般是由增强的聚四氟乙烯(PTFE)材料和橡胶弹性体组合而成。通过对PTFE材料进行特殊处理,增强材料的高耐磨和低摩擦特性从而提高组合密封结构的使用寿命、降低摩擦阻力。这种滑环式组合密封件以较长的使用寿命、较低的摩擦阻力以及无粘着性等特点在液压行业中获得广泛的应用。但滑环式组合密封结构的泄漏量是常规橡胶密封制品的2~3倍。因此对新型滑环式组合密封结构的研究使之同时具备一般滑环式组合密封结构的优点,具有重要的意义^[10]。一般的滑环式组合密封结构通常以方形同轴密封件(格莱圈)、阶梯形同轴密封件(斯特圈)应用最为广泛,但由于滑环较“厚硬”,容易形成磨损并产生一定的间隙,同时对于滑环产生的变形O形圈不能提供足够的力对其进行补偿,因此长期工作后导致组合密封结构泄漏量较大。而直角滑环式组合密封结构(以下简称组合密封结构)是一种在磨损后O形圈能够不断加以补偿的结构形式,同时结合采用耐磨材料,提高密封结构的密封性能。该密封结构主要由轴、滑环、O形密封圈以及沟槽组成,如图1和图2所示。而滑环槽口的形状与厚度是影响该组合密封结构密封性能的关键。滑环槽口形状如果太厚,则刚性过大、“跟随补偿性”差,且在压力作用下难以产生足够的变形来弥补被密封表面的细微波谷,在高速、低压及偏心振动等情况下泄漏量会更大^[10]。但滑环槽形口若出现“尖角”或太薄会导致对冲击载荷比较敏感,容易产生应力集中现象,不利于达到密封性能。因此对滑环不同槽形的分析是非常必要的,确定理想的滑环槽形,不但能够满足密封性能的基本要求,而且能够延长组合密封结构的使用寿命。

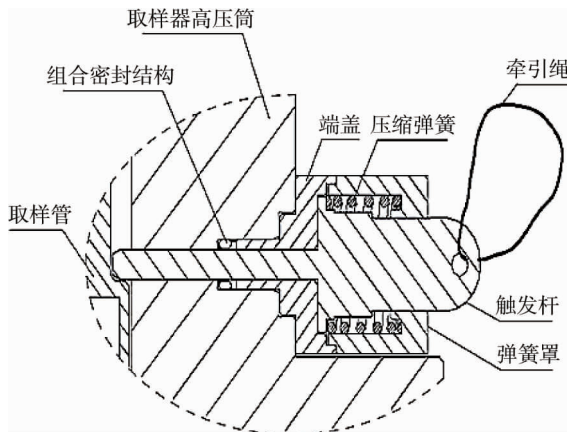


图 1 触发机构

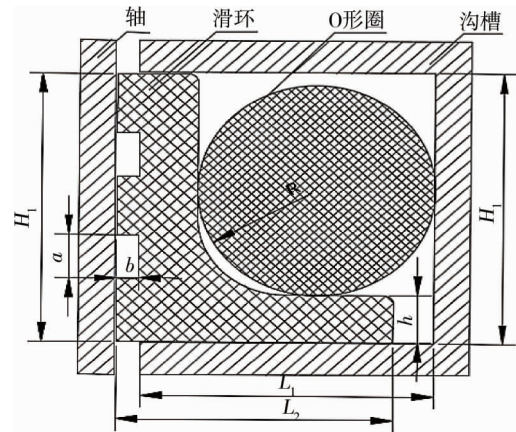


图 2 组合密封结构

1.2 组合密封结构有限元分析模型构建

以线径为 5.3 mm 的 O 形圈为例,鉴于组合密封结构具有轴对称的特点,为简化所建立的有限元模型,因此采用二维结构模型来对组合密封结构进行性能分析^[11],在 ABAQUS 中建立组合密封结构的二维轴对称模型,其中沟槽的宽度 $H_1 = 7 \text{ mm}$,深度 $L_1 = 6.45 \text{ mm}$;滑环的截面高度为 $H_2 = 6.2 \text{ mm}$,厚度为 $h = 1.8 \text{ mm}$,滑环上倒角半径 $r = 0.2 \text{ mm}$,槽截面形状尺寸为矩形:长×宽 $1.1 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$,如图 2 所示.对于沟槽和轴都为刚体、且硬度都较大,不考虑其材质的差异,把 2 个构件作为同性质的刚体考虑,其弹性模量 $E = 210\,000 \text{ MPa}$,泊松比为 0.3,滑环的弹性模量 $E = 1\,020 \text{ MPa}$,泊松比为 $\mu = 0.45$,O 形圈作为柔体考虑,O 形圈泊松比为 0.499 MPa ,弹性模量根据所选用的全氟橡胶硬度确定.为了简化模型,缩短计算时间,对组合密封结构进行分割处理,同时采用四边形 CAX4R 单元,使模型的网格分布更为均匀,减少计算时间、提高计算精度,网格划分模型如图 3 所示.

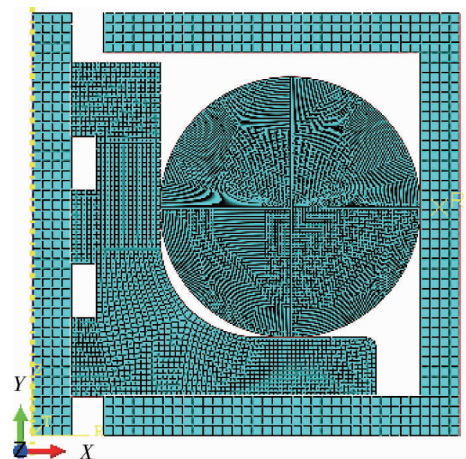


图 3 组合密封结构有限元模型

1.3 组合密封结构材料参数的确定

所研究的静密封组合密封结构中,选用的 O 形密封圈材料为全氟橡胶,断面直径为 5.3 mm.由于密封圈具有高度的非线性,即几何非线性、材料非线性和状态非线性 3 大非线性特征,因此在研究中做出如下几点假设^[12-13]:(1) 密封圈具有对应的模型参数和泊松比;(2) 密封圈材料的拉伸与压缩蠕变性质相同且蠕变不引起体积发生变化;(3) 密封圈受到的纵向压缩视为由约束边界的指定位移引起;(4) 忽略温度变化对橡胶材料密封性能的影响.对于橡胶类物理非线性材料,目前最常用的是采用 Mooney-Rivlin 模型来描述,该模型不仅简单、参数容易确定,同时能够较好地描述橡胶材料的大变形和非线性特性,完全满足橡胶材料在工程实际应用中对性能计算的要求.其应变能密度函数 W 与对应的 3 个主伸长率 λ_1, λ_2 和 λ_3 之间的关系式为^[11]

$$\begin{cases} I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2; \\ I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_1^2 \lambda_3^2; \\ I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2. \end{cases} \quad (1)$$

应变能密度函数 W 与 3 个基本应变函数 I_1, I_2 和 I_3 之间的关系式为

$$W = f(I_1, I_2, I_3). \quad (2)$$

在上述假设中,已经定义密封圈蠕变不引起体积的变化,即 $I_3 = 1$,从而简化了应变能密度函数.其简

化后的应变能函数表达式为

$$W = C_1(I_1 - 3) + C_2(I_2 - 3). \quad (3)$$

式中: C_1, C_2 为材料常数, 其取值可根据文献[14-16]得出.

全氟橡胶材料具有物理性能稳定、耐腐蚀、耐高温、耐磨性好等优点被广泛应用于工业生产中, O形圈采用全氟橡胶材料, 同时采用 Mooney-Rivlin 模型中 C_{01} 与 C_{10} 这 2 个材料参数来描述橡胶材料的特性. 通常橡胶材料的硬度值 HS 可以为 60HA~90HA, 一般而言, 随着外部压力的增大, 所选择橡胶的硬度值也越高, 以材料硬度为邵氏 75HA, 80HA, 85HA, 90HA, 95HA 的 O 形密封圈为例, 将其代入弹性模量 E_0 与橡胶硬度 HS 的函数拟合关系式^[17]:

$$E_0 = \frac{15.75 + 2.15HS}{100 - HS};$$

$$C_{10} = \frac{E_0}{6 \times 1.25};$$

$$C_{01} = 0.25C_{10}. \quad (4)$$

通过求解可得材料参数 $C_{10} = 1.78 \text{ MPa}$, $C_{01} = 0.45 \text{ MPa}$.

1.4 不同接触对之间的接触条件分析

接触属于非线性问题, 其存在 2 个主要难点: 一是在求解模型之前无法确定其接触区域, 尤其当接触区域随材料、载荷、边界以及其他因素确定时; 二是许多接触问题都会伴随有摩擦的计算从而使得求解模型更加难以收敛. 在 ABAQUS 软件中设置接触定义时有库仑摩擦和罚摩擦 2 种摩擦类型, 本研究中采用罚摩擦类型, 利用直接约束法来求解组合密封结构中的接触问题, 同时分别定义点与面、面与面之间的接触对, 本研究中主要建立了轴与滑环、O 形圈与滑环、O 形圈与沟槽、滑环与沟槽 4 组接触对. 在建立接触对的过程中, 需要明确指定相互接触主表面与从表面, 原则上是优选刚性大的表面选为主表面^[11].

1.5 边界处理与加载方式

在 ABAQUS 分析软件中建立了组合密封结构二维轴对称有限元模型, 根据模型的平面位置, 组合密封结构特性主要由 3 个分析步组成. 第一步: 首先对内轴施加全约束, 并建立 4 组相互作用的接触对, 同时分别设置轴在 X, Y, Z 方向的位移均为 0 (其中 X, Y, Z 的方向如图 3 所示). 第二步: 对沟槽 X 轴的负方向施加一定的位移, 从而实现装配并对密封圈施加预压缩; 第三步: 在 O 形圈的一侧逐步施加与不同海水深度对应的压力, 使其达到最终的接触变形状态. 通过上述 3 个分析步骤, 可以模拟 O 形密封圈的预压缩过程和外部海水压力作用过程.

2 组合密封结构有限元数值模拟与分析

2.1 不同槽形下组合密封结构的应力分布

当介质压力一定时 11 000 m (110 MPa), 组合密封滑环不同槽形对组合密封结构密封性能的影响是值得关注的问题. 在此极端工况下, 滑环不同槽形的密封面上所受 Von Mises 应力、接触应力的大小及分布, 将直接影响组合密封结构的密封性能, 滑环槽形的确定对组合密封结构静密封、动密封性能的分析具有重要意义. 下面分别对槽形为等腰梯形、矩形、等腰三角形、直角三角形、半圆形等 5 种不同截面形状的滑环进行有限元分析, 得出它们的 Von Mises 应力与接触压力分布云图, 通过对比分析不同槽形应力变化以及变形情况选择合适的滑环槽形, 能满足 110 MPa 高压密封的要求.

图 4 为不同槽形下密封面的 Von Mises 应力云图, 由图可知, 各密封面的应力主要集中在轴与滑环、滑环与 O 形圈的接触面之间, 下面分别提取 O 形圈与滑环的 Von Mises 应力和接触应力云图进行分析, 如图 5 和图 8 所示.

2.2 不同槽形下 O 形圈的 Mises 应力及接触应力分布

由图 5 可知:组合密封结构中 O 形圈的 Von Mises 应力随槽形的不同而变化,当滑环截面槽形分别为等腰梯形、等腰三角形、直角三角形和半圆形时,O 形圈所承受的 Von Mises 应力比较大,当截面形状为半圆形时 O 形圈所承受的最大 Von Mises 应力达到了 68.89 MPa,且 O 形圈最大 Von Mises 应力主要集中于侧面靠近沟槽的密封间隙处,而当滑环截面形状槽形为矩形时,O 形圈所承受的 Von Mises 应力相对较小。

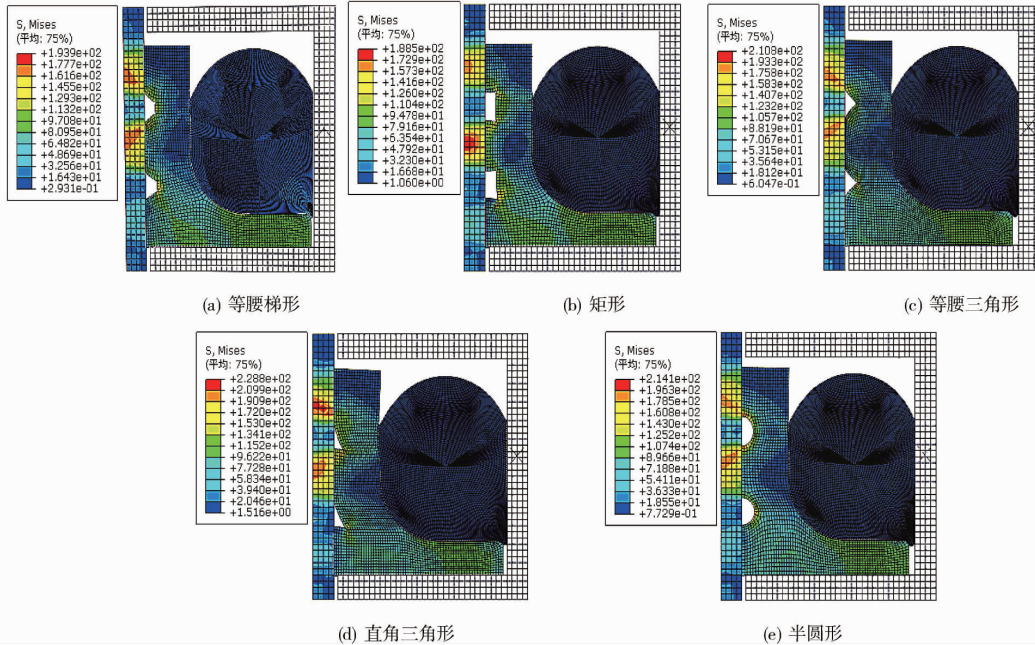


图 4 不同槽形下密封面的 Von Mises 应力云

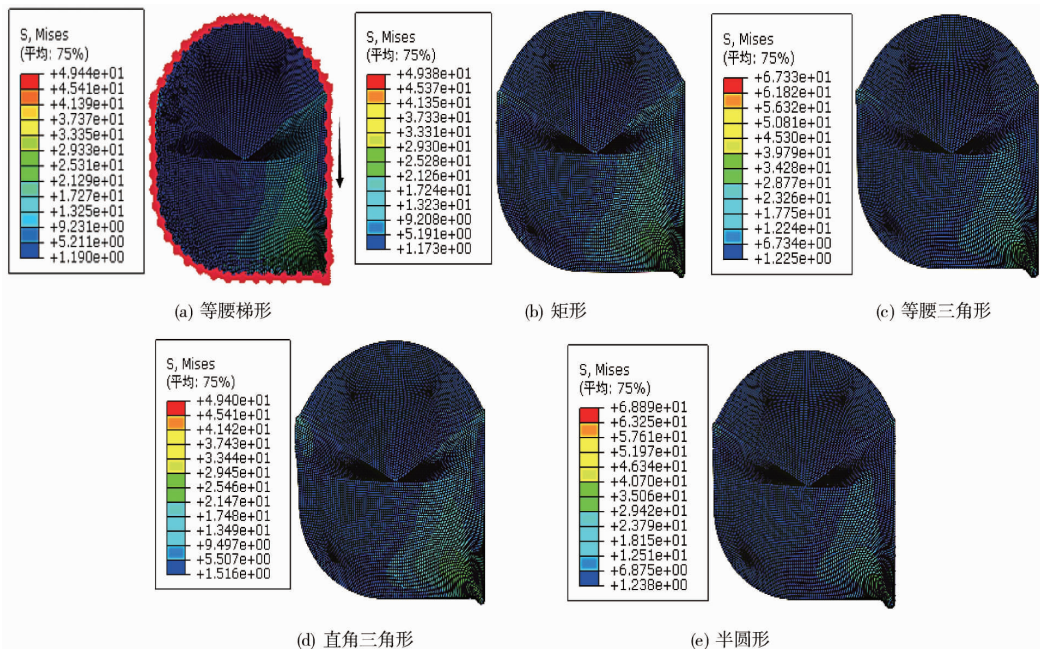


图 5 不同槽形下 O 形圈的 Von Mises 应力云

在图 5a 中选 O 形圈红色圆圈的结点路径,以 O 形圈顶点为起点、顺时针旋转为路径方向,根据这条结点路径进一步研究不同槽形形状下 O 形圈的 Von Mises 应力以及接触应力变化情况.如图 6 和图 7 分别给出了不同滑环槽形下 O 形圈的 Von Mises 应力与接触应力分布曲线图.由图 5 可知,在 O 形圈安装完成后,O 形圈有少量被挤入滑环与沟槽之间的间隙内,且 O 形圈的最大 Von Mises 应力值位于该间隙处,如图 6 所示.一般而言,O 形圈 Von Mises 应力值越大的区域,密封材料越容易出现裂纹,进而引起 O 形圈

发生撕裂破坏.而从图7中可以看出,不同槽形下O形圈的接触应力变化曲线几乎完全重合,在不同滑环截面形状下所产生的接触应力曲线基本一致,说明不同滑环截面形状对密封圈接触应力的影响非常小,但当O形圈位于6~8 mm处时接触应力出现“V”字形突变,接触应力出现明显减小、然后再增大,波动幅度比较大,这主要是因为轴在往复运动中,对橡胶材料产生了拉拽变形作用,致使O形圈出现一个形变恢复与再变形现象.下面将进一步分析不同槽形下滑环的 Mises 应力及接触应力分布变化情况.

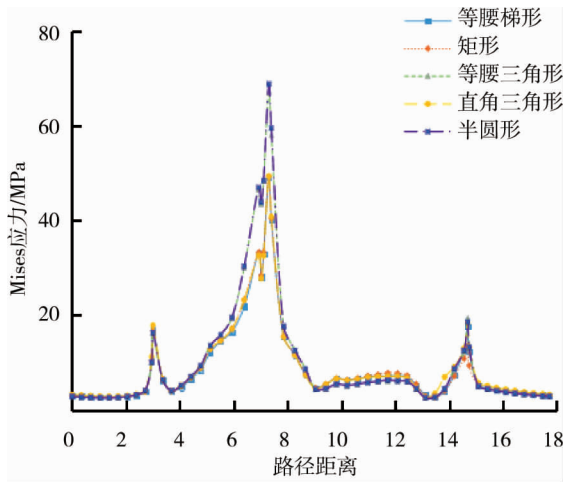


图6 不同槽形下O形圈的 Von Mises 应力分布曲线

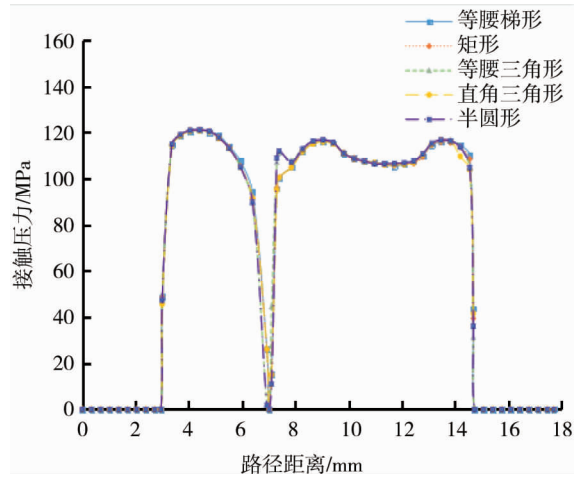


图7 不同槽形下O形圈的接触应力分布曲线

2.3 不同槽形下滑环的 Mises 应力及接触应力分布

图8和图9给出了5种不同槽形下滑环各槽形口的 Von Mises 应力与接触应力云图,由图可知,不同槽形下滑环与轴之间的最大 Von Mises 应力与接触应力及其分布存在较大的差异.且当滑环截面槽形分别为等腰梯形、等腰三角形、等腰直角三角形和半圆形时,滑环各密封槽形口的 Von Mises 应力与接触应力均明显偏大,同时滑环的最大 Von Mises 应力与接触应力都主要集中在滑环的第2个槽形口两侧处,当滑环截面槽形为三角形时其所承受的应力最大,最大 Von Mises 应力与接触应力分别达到了 214.1, 394.4 MPa,由于应力过于集中,致使滑环第二个槽形口处出现向内侧压缩变形.而相比较于滑环截面槽形为矩形时,滑环各密封槽形口的 Von Mises 应力与接触应力比较小,且应力主要集中位于滑环的第1个槽形口处,同时应力分布更加均匀,不会形成接触压力过于集中的现象.

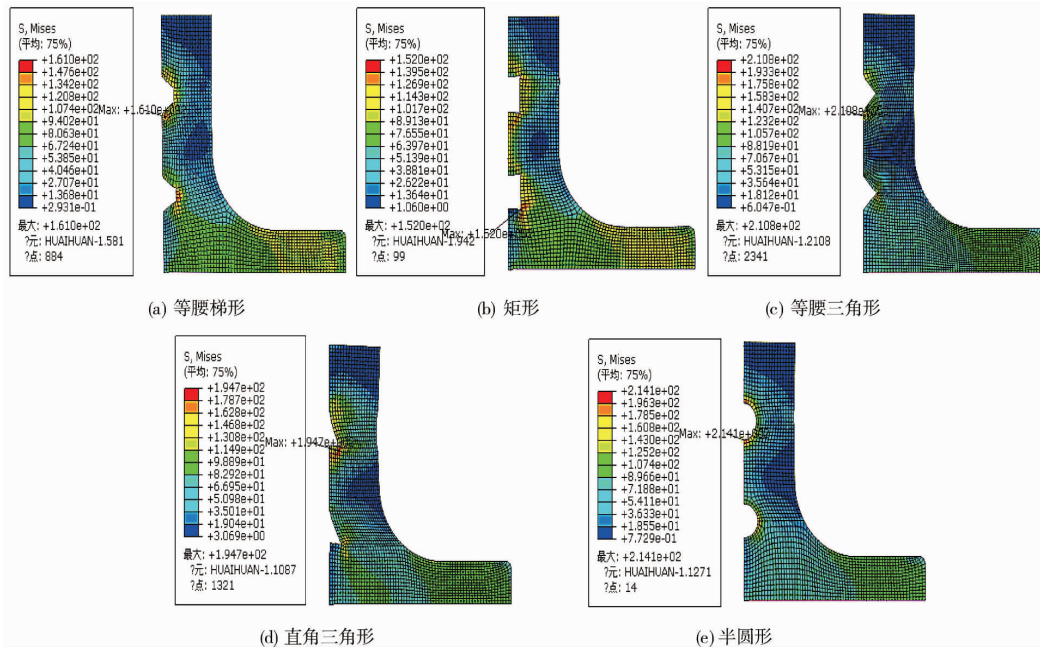


图8 不同槽形下滑环的 Von Mises 应力云

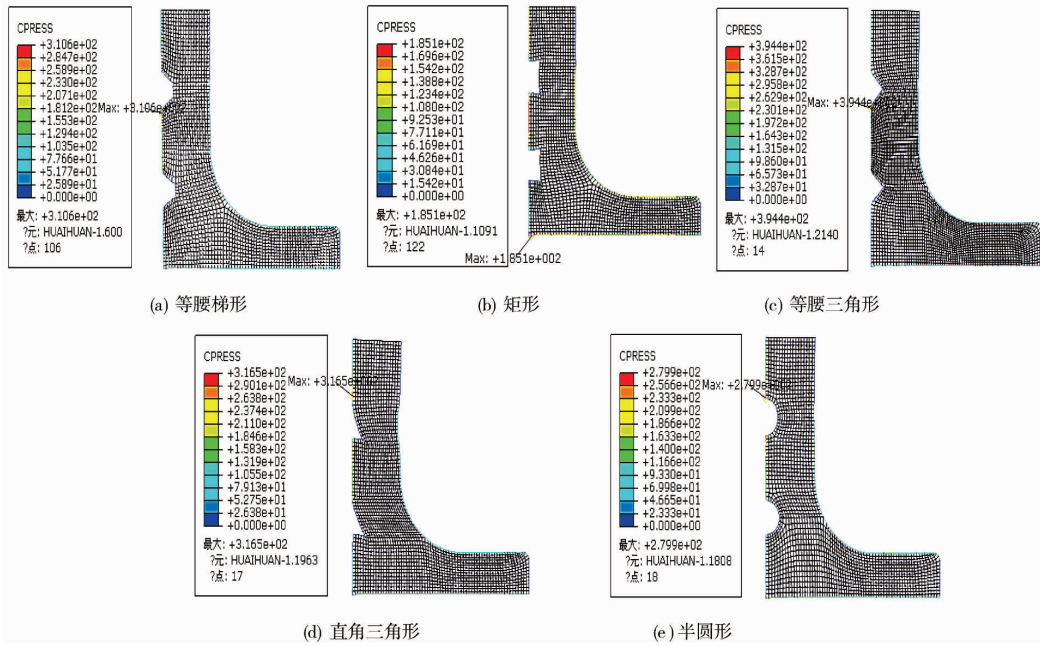


图 9 不同槽形下滑环的接触应力云

图 10 和图 11 分别为不同槽形下滑环的 Von Mises 应力与接触应力分布曲线图.其中横坐标表示滑环与往复轴的接触宽度,从下往上依次为滑环的第 1 个槽形口、第 2 个槽形口,纵坐标分别表示滑环与往复轴的 Von Mises 应力与接触压力.由图 10 可知:滑环不同槽形口位置处所受的 Von Mises 应力是不断波动变化的,且波动幅度比较大,当滑环截面槽形分别梯形、三角形和半圆形时,滑环各密封槽形口的 Von Mises 应力均明显大于矩形槽时所受到的应力.由图 11 中可以看出,当滑环截面形状为梯形、三角形以及半圆形时,滑环的最大接触压力主要位于第 2 个槽形口位置,且滑环的接触压力分布大体呈“U”形变化趋势.而当滑环截面形状为矩形时,其最大接触压力主要位于滑环第 2 个槽形口位置,且最大接触压力值相对较小,同时滑环的接触压力分布变化趋势呈“三角形”接触压力分布,这与 Muller 教授^[18]在研究往复式动密封时所得到的结论一致.证明了在高压环境下选用滑环截面形状为槽形时应力分布比较均匀、密封效果更好.

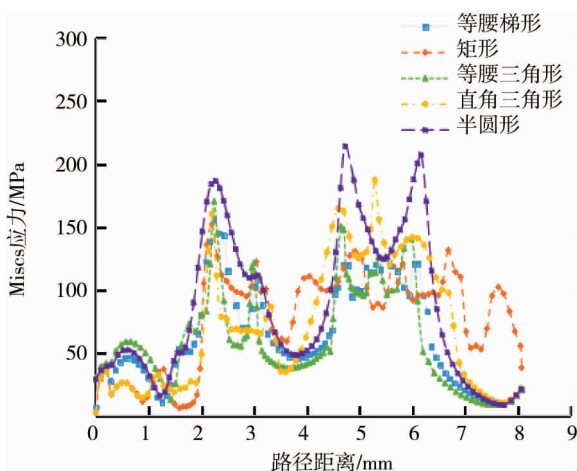


图 10 不同槽形下滑环的 Von Mises 应力分布曲线

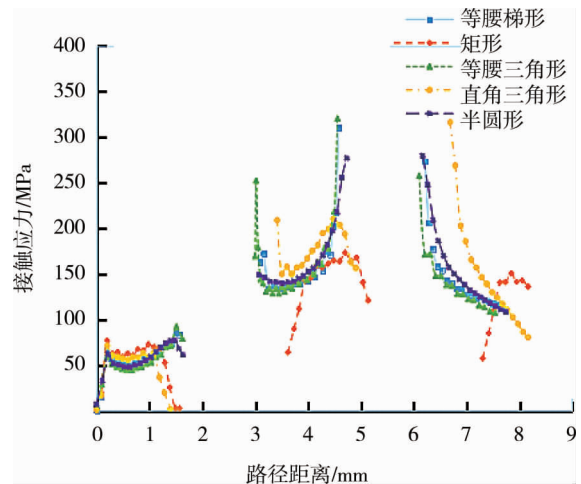


图 11 不同槽形下滑环的接触应力分布曲线

3 结论

1) 在不同的滑环截面形状下,O 形圈的最大 Von Mises 应力位于滑环与沟槽之间的间隙处,且滑环截

面形状为矩形槽时,O形圈的最大 Von Mises 应力值相对比较小.同时不同滑环截面形状对 O 形圈接触应力的影响非常小.

2) 相比较于其他滑环截面形状,滑环截面为矩形槽时所受的最大 Von Mises 应力与接触应力主要集中在滑环的第 1 个槽形口处,且接触压力分布比较均匀,有利于提高组合密封结构的密封性能.

3) 当滑环截面形状为矩形槽时所受的接触压力变化曲线呈“三角形”分布,满足密封理论要求,在高压环境下选用滑环截面形状为矩形槽时密封效果会更好.

参考文献:

- [1] 张海,陈晓东,庞坤玮.聚氨酯弹性体材料的应用及发展前景[C]//中国聚氨酯工业协会弹性体专业委员会 2013 年会议论文集,2013:82-91.
- [2] 黄志坚.现代密封技术应用[M].北京:机械工业出版社,2008:5.
- [3] 黄迷梅.液压气动密封与泄漏防治[M].北京:机械工业出版社,2003:3.
- [4] 王伟,赵树高.橡胶形密封圈的非线性有限元分析[J].润滑与密封,2005,170(4):108-110.
- [5] 陈国定, Haiser H, Haas W, 等. O 形密封圈的有限元力学分析[J].机械科学与技术,2000,19(5):740-741.
- [6] Li W, Mays S, Lam D. Material and finite element analysis of poly (tetrafluoroethylene) rotary seals[J]. Plast Rubber Compos. 2002, 31(8): 359-363.
- [7] 徐同江.基于 ANSYS 的 O 形密封圈的有限元分析[D].济南:山东大学,2012.
- [8] Nikas G K. Theoretical study of solid back-up rings for elastomeric seals in hydraulic actuators[J].Tribology International, 2004,37(9): 689-699.
- [9] Yang B, Salant R F. Elastohydrodynamic lubrication simulation of O-ring and U-cup hydraulic seals[J]. Archive Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology, 2011, 225(7): 603-610.
- [10] 陈社会.直角滑环式组合密封的密封机理及其应用[J]. 液压气动与密封, 2000(6):38-40.
- [11] 易攀,金永平,彭佑多,等.深海高压环境下组合密封结构性能分析[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2018,33(2):34-39.
- [12] 莫丽,王军.O 形圈动密封特性的有限元分析[J]. 机械科学与技术, 2015, 34(3):386-392.
- [13] 韩传军,张杰,黄岗,等.往复密封中星形密封圈的密封性能分析[J].润滑与密封,2012,37(9):28-36.
- [14] 王伟,邓涛,赵树高. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型中材料常数的确定[J]. 特种橡胶制品, 2004, 25(4): 8-10.
- [15] 刘鹏,宋文杰,蒋庆林,等. 深海高压环境下 O 形密封圈的密封性能研究[J]. 液压与气动, 2017(4):66-70.
- [16] 刘萌,王青春,王国权.橡胶 Mooney-Rivlin 模型中材料常数的确定[J]. 橡胶工业,2011,58(4):241-245.
- [17] 郑明军,王文静,陈政南,等.橡胶 Mooney-Rivlin 模型力学性能常数的确定[J].橡胶工业,2003,50(8):462-465.
- [18] Muller H K. Abdichtung bewegter maschinenteile, medienverlag[M]. Ursula Muller, Waiblingen Germany, 1990.