

摩擦学学报

TRIBOLOGY



干气密封推环用弹簧蓄能密封圈工作特性研究

吴杰, 陈志, 赵鹏, 吉华

Working Performance of Push Ring's Spring Energized Seal

WU Jie, CHEN Zhi, ZHAO Peng, JI Hua

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2020152>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

两种螺旋角干气密封环端面摩擦特性试验研究

Experimental Study on Friction Characteristics of End Face of Dry Gas Seal Rings with Different Spiral Angle

摩擦学学报. 2017, 37(3): 290 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.03.002>

密封环挠性安装形式对干气密封动态追随性的影响

The Influence of Flexibly Mounted Ways of Seal Rings on Dynamic Tracking of Dry Gas Seal

摩擦学学报. 2017, 37(2): 139 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.02.001>

节流孔截面形状对静压干气密封稳态性能和压力波动特性影响

Effect of Orifice Cross-Section Shape on Steady Performance and Pressure Fluctuation Characteristics of Hydrostatic Dry Gas Seal

摩擦学学报. 2019, 39(6): 669 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2019027>

经典曲线型槽干气密封稳动态密封特性数值分析

Numerical Analysis of Steady-State and Dynamic Characteristics of Typical Molded Line Groove Dry Gas Seals

摩擦学学报. 2018, 38(5): 584 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.05.012>

离心惯性力效应对超临界二氧化碳干气密封流场与密封特性影响分析

The Influence Analysis of Centrifugal Inertia Force Effect on the Flow Field and Sealing Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide Dry Gas Seal

摩擦学学报. 2020, 40(6): 781 <https://doi.org/10.16078/j.tribology.2020021>



关注微信公众号, 获得更多资讯信息

DOI: 10.16078/j.tribology.2020152

干气密封推环用弹簧蓄能密封圈 工作特性研究

吴杰, 陈志*, 赵鹏, 吉华

(四川大学化学工程学院, 四川成都 610065)

摘要: 干气密封推环用密封圈关系到补偿环的浮动性和追随性。通过建立弹簧蓄能密封圈的二维轴对称等效模型, 对有、无凸台两种结构的弹簧蓄能密封圈, 模拟了不同工况下的密封特性及摩擦特性。研究表明: 两种结构弹簧蓄能密封圈的峰值接触压力随介质压力、预压缩率的增加而增大, 都具有良好的自紧密封特性。推环微动时密封圈的摩擦力较大, 不能忽略。推环轴向微动时, 有凸台结构与无台结构的弹簧蓄能密封圈表现出不同摩擦行为; 无台弹簧蓄能密封圈, 在推环沿 $\pm Z$ 方向微动时, 摩擦特性曲线相似。而有凸台的弹簧蓄能密封圈, 当推环沿 Z 方向微动时, 分离距离更大; 推环沿 $-Z$ 方向微动时, 具有更小的最大静摩擦力, 且滑动摩擦力与最大静摩擦力差值较小, 滑动平稳, 有利于补偿环恢复到设计工作位置。

关键词: 弹簧蓄能密封圈; 密封特性; 摩擦特性; 干气密封; 数值模拟
中图分类号: TB42

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2021)04-0532-11

Working Performance of Push Ring's Spring Energized Seal

WU Jie, CHEN Zhi*, ZHAO Peng, JI Hua

(School of Chemical Engineering, Sichuan University, Sichuan Chengdu 610065, China)

Abstract: Seal ring of the push ring in the dry gas seal is related to the floatability and tracing ability of compensated ring. By establishing a 2-D axisymmetric equivalent model of spring energized seal ring, the sealing characteristics and friction characteristics of spring energized seal rings with and without a boss were simulated under different working conditions. The results showed that the maximum contact pressure of two kinds of spring energized seal rings increased with the increase of medium pressure and precompression rate, and they had good self-tight characteristics. The friction of the spring energized seal ring was large and not ignorable. When the push ring moved in the axial direction, the spring energized seal rings with and without a boss structure showed different friction behaviors. When the push ring moved along $\pm Z$ direction, the friction characteristic curves of the spring energized seal ring without a boss were similar. However, the spring energized seal ring with a boss had a larger breakaway distance when the push ring moves in Z direction. It had smaller maximum static friction, and the difference between sliding friction and maximum static friction was smaller resulting in a smooth slide when the push ring moved along the $-Z$ direction, which were beneficial for the compensated ring to return to the designed working position.

Key words: spring energized seal ring; sealing characteristics; friction characteristics; dry gas seal; numerical simulation

作为一种非接触式密封, 干气密封凭借磨损少、能耗低、寿命长和性能稳定等特点在压缩机等高速回转机械上得到了广泛的应用^[1]。如图1所示, 干气密封主要由静环(补偿环)、动环(非补偿环)、推环、二次密封、弹簧和动环座等元件组成, 动环通过动环座装在

轴上, 补偿环组件由静环、静环密封圈和推环组成。干气密封中的泄漏点可分为两类, 一类是密封环端面之间的气膜间隙, 这是主密封; 另一类是两零件之间的静密封点, 如动环、静环和推环密封圈, 称为二次辅助密封。其中, 比较关键的二次辅助密封点为推环密封

Received 17 July 2020, revised 12 November 2020, accepted 14 November 2020, available online 28 July 2021.

*Corresponding author. E-mail: chenzhi19@sina.com, Tel: +86-13880267468.

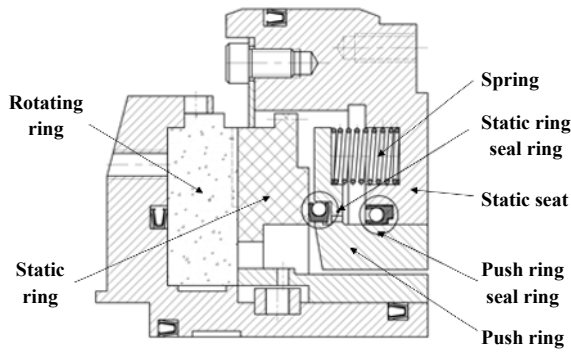


Fig. 1 Structure diagram of dry gas seal

图 1 干气密封示意图

圈,推环密封圈不仅要实现推环和弹簧座间的密封,而且要保证当推环微动时摩擦力较小,使补偿环组件具有足够的浮动性和追随性.辅助密封圈对干气密封追随性的影响是干气密封性能研究中的热点.陈源等^[2-3]对比了不同安装形式下操作与结构参数等因素对干气密封端面动态特性的影响,分析了影响S-DGS动态特性的各因素间的交互作用,并分别以最小突变峰和周期峰为目标进行了优化,其中发现,较小辅助密封圈阻尼有利于提高干气密封的追随性,白少先等^[4]在研究中也得出了这一结论.针对辅助密封圈的研究

中,郑金鹏等^[5]讨论了机械密封用O形橡胶密封圈微动特性,发现混合黏滑状态下O形圈密封界面摩擦力的显著波动会影响补偿环的浮动性.吴琼等^[6]分析了丁腈橡胶O形圈作为静密封和微动密封时的性能参数差别.Liao等^[7]使用声发射技术有效地描述了黏滑的各种状态,发现往复式O形密封圈的黏滑摩擦对整个密封系统的静环特性和动态特性有着重要的影响.Lai等^[8]用试验台研究了不同压力、润滑和表面处理条件下机械密封O形圈摩擦时的分离距离和最大静摩擦力.高压下,由于O形橡胶圈的二次压缩,推环密封处的摩擦力较大;因O形橡胶圈在高压工况下卸载会出现爆裂的问题,约翰克兰密封公司等高压干气密封上采用了弹簧蓄能密封圈,如图2所示.该密封圈由1个C形的PTFE(聚四氟乙烯)夹套(以下简称C形圈)和耐腐蚀的金属螺旋片形弹簧组成,PTFE材料具有良好的耐磨性,较低的摩擦系数和优良的自润滑性能^[9].Hai等^[10]研究了聚四氟乙烯径向唇形密封的磨损性能.贾晓红等^[11-12]根据蓄能弹簧压缩特性等效原则建立了弹簧蓄能密封圈的二维轴对称模型,并基于该模型研究了弹簧蓄能密封圈的密封特性.田乾等^[13]从应力方面对密封圈的尺寸参数进行了优化设计.Li等^[14]从试

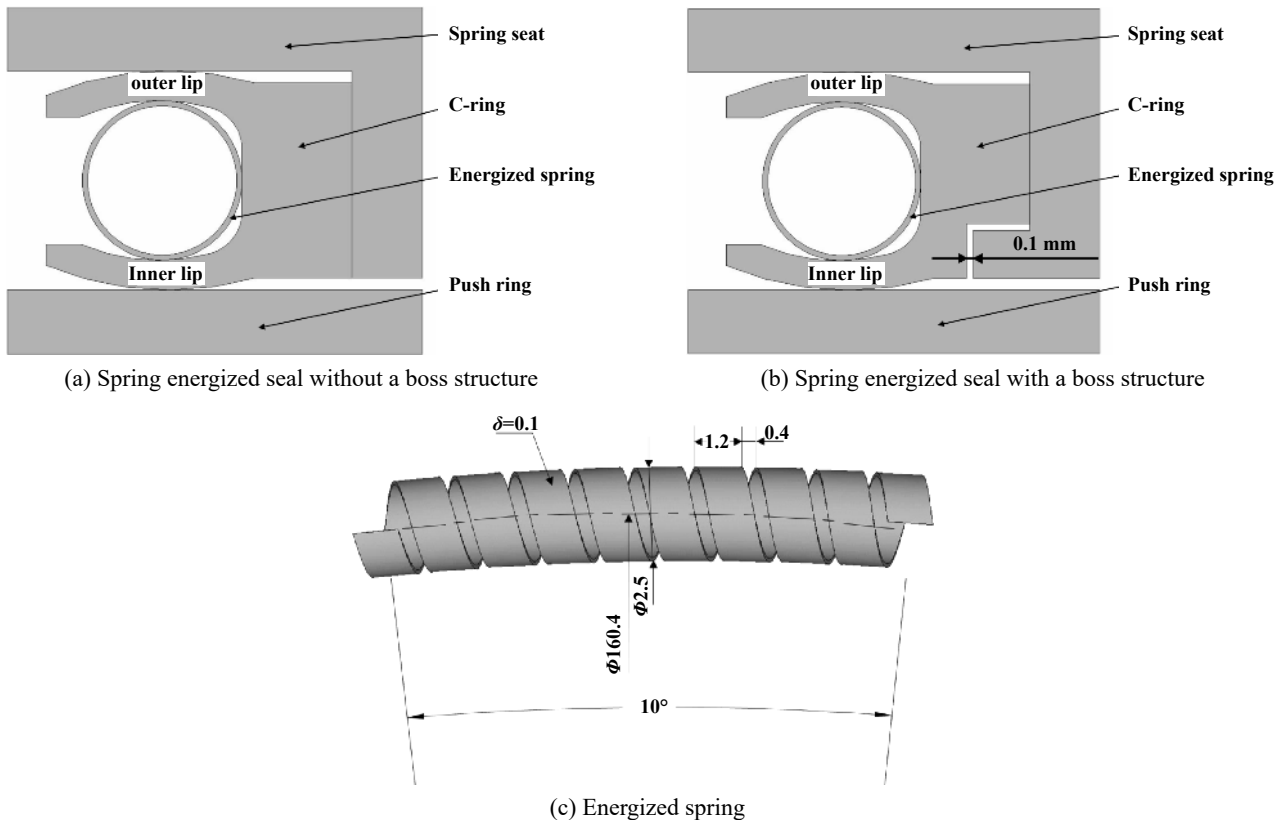


Fig. 2 Schematic diagram of push ring spring energized seal

图 2 推环用弹簧蓄能密封示意图

验和模拟两方面研究了推环轴向微量位移过程中推环与弹簧蓄能密封圈间摩擦力的“突跳”现象. 可见近期大量学者对弹簧蓄能密封圈的物理建模、密封特性、压缩特性和摩擦与磨损性能等方面均做了深入的研究.

在干气密封使用中, 推环与密封圈间摩擦状态从预滑动到完全滑动时的这种“突跳”会导致密封环的振动; 当推环处密封圈的摩擦力过大时, 会造成推环悬挂, 补偿环追随性变差, 甚至使密封端面打开. 通过优化结构设计使C形圈“突跳”距离增加, 或降低密封圈对推环的摩擦力以提高推环浮动性, 是提高高压干气密封性能的重要手段, 但有关研究相对较少. 本文作者应用有限元分析方法, 对比分析两种安装沟槽(图2所示弹簧座的密封圈安装沟槽底部设计无凸台、有凸台)的弹簧蓄能密封圈, 研究不同弹簧蓄能密封圈与安装沟槽设计的密封特性和摩擦特性.

1 结构和材料

该套干气密封实际工况: 密封介质为氮气, 平衡

直径为158.4 mm, 平衡系数为0.842, 进口压力9 MPa, 出口压力0 MPa, 转速12 224 r/min.

如图2(a)和(b)是本文中研究的两种不同安装沟槽结构的弹簧蓄能密封, 其中图2(b)所示C形圈的安装沟槽底部设有1个凸台结构, 自由状态下该C形圈底部和凸台间存在约0.1 mm的间隙, 下文中称为“有台结构”, 而图2(a)中的C形圈响应称为“无台结构”. (c)是部分蓄能弹簧的尺寸, 其弧长对应角度为10°, 定义C形圈与推环接触一侧为内唇口, 与弹簧座接触一侧为外唇口.

两种弹簧蓄能密封圈尺寸参数如图3. 密封圈中径 $D=160.4$ mm, 宽 $W=4.8$ mm, 高 $H=3.4$ mm. 密封介质位于C形圈开口方向一侧. 受到预压缩作用的密封圈模型如图4中所示, 受挤压后的密封圈预压缩率 ε 计算式如下:

$$\varepsilon = \frac{H - H_0}{H} \times 100\% \quad (1)$$

式中: H 为密封圈原始高度, mm, H_0 为弹簧蓄能密封圈安装高度, mm.

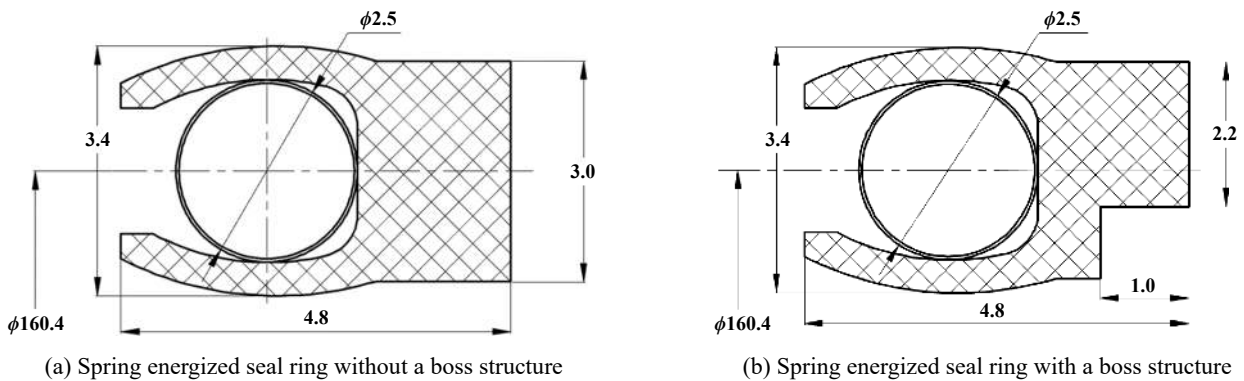


Fig. 3 Dimension parameters of push ring spring energized seal

图3 推环弹簧蓄能密封圈的原始尺寸

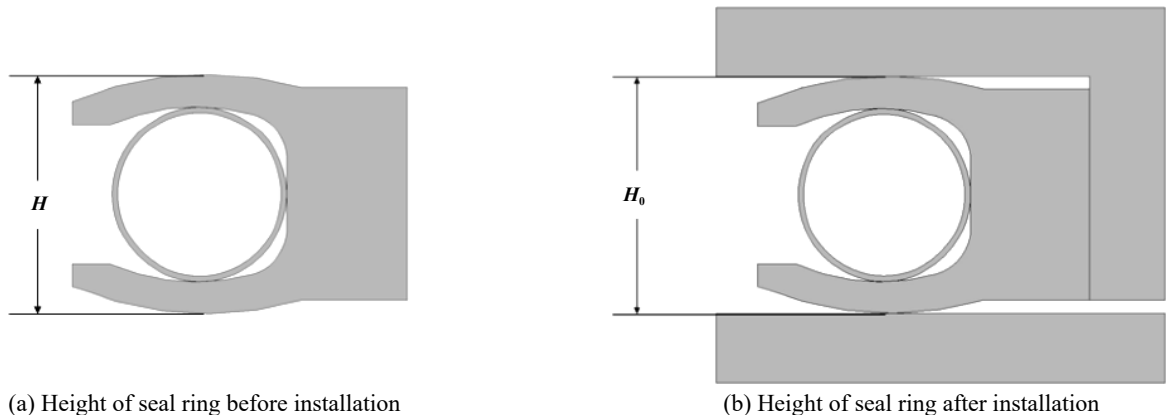


Fig. 4 Height change of seal ring before and after precompression

图4 密封圈受预压缩前后的高度变化

弹簧蓄能密封圈中的弹簧由S51770(即07Cr17Ni7Al)不锈钢薄片螺旋缠绕后弯曲制成. 弹簧的形状使其具有中到高的弹簧负荷和更小的变形范围, 非常适用于轻质气体的径向静密封^[15]. 弹簧与C形圈的材料参数

列于表1和表2中, 弹簧材料的部分参数采用了文献[16]中的数据. 考虑到弹簧和C形圈变形时发生塑性流动或塑性强化, 采用双线性等向强化材料模型(BISO)来描述材料的非线性行为.

表 1 弹簧材料参数^[16]

Table 1 Material Parameters of Spring^[16]

Material	Modulus of elasticity	Yield strength	Tensile strength	Poisson's ratio	Relative friction coefficient
S51770	200 GPa	1 320 MPa	1 720 MPa	0.3	0.1

表 2 PTFE材料参数^[11, 17]

Table 2 Parameters of PTFE material^[11, 17]

Material	Modulus of elasticity	Tangent modulus	Poisson's ratio	Relative friction coefficient
PTFE (polytetrafluoroethylene)	488.38 MPa	38.348 MPa	0.457	0.1

2 有限元模型

2.1 蓄能弹簧的二维轴对称等效

弹簧蓄能密封圈中, 蓄能弹簧的压缩性能对密封圈的力学性能有显著的影响. 为减少计算时间, 本文作者将三维弹簧简化为材料和外径相同的等效O形环, 简化后的O形环与弹簧压缩力学特性一致. 参考文献[11]中的等效方法, 对三维弹簧进行模拟压缩试验, 获得该弹簧的压缩特性曲线, 找出压缩特性近似的二维轴对称圆环弹簧模型. 针对弹簧几何结构周期性分布的特点, 截取部分弹簧进行模拟压缩试验, 本文中选择了两种弧长的弹簧(弧长所对应的周向角度分别为5°和10°)来讨论模型的简化.

通过提取刚性面的节点反力得到弹簧受压缩所产生的压缩反力, 提取得到的弹簧压缩反力均化为单位圆周长度的弹簧力, 如图5所示. 考虑到蓄能密封圈压缩率一般为3%~7%, 压缩量在0.25 mm以内, 此时两

种弧长的弹簧模型的压缩特性差异已经很小, 最大误差仅为0.699%. 故本文中选择了10°弧长的弹簧模型的模拟结果作为等效二维O形环弹簧的基础数据.

设置圆环外径为2.5 mm, 盘绕中径为160.4 mm, 通过改变截面厚度得到等效弹簧压缩特性曲线. 对比发现当圆环厚度为0.082 mm时, 其压缩特性曲线与10°弧长的三维弹簧基本一致, 如图6所示.

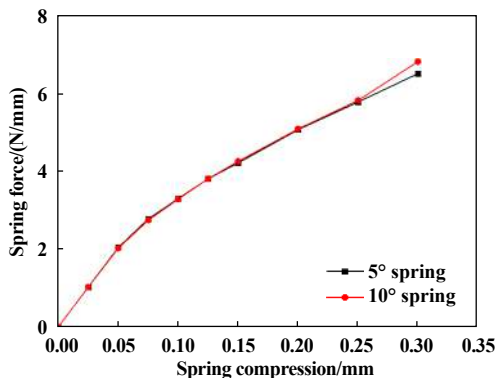


Fig. 5 Compression characteristic curves of energized springs with different circumferential angles

图 5 不同周向角度的蓄能弹簧的压缩特性曲线

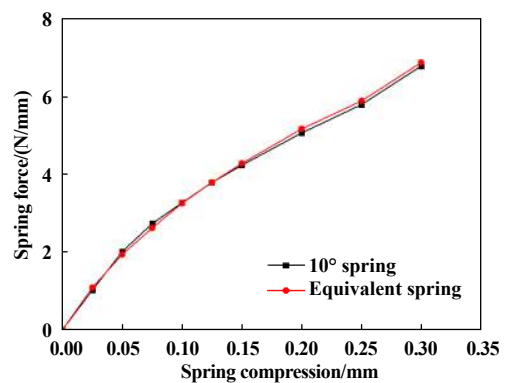


Fig. 6 Compression characteristic curves of equivalent springs

图 6 等效弹簧压缩特性曲线

2.2 计算模型

2.2.1 基本假设

为简化计算, 在建立弹簧蓄能密封模型时做出如下假设:

- 1) 推环与弹簧座材料的弹性模量相对于PTFE C形圈大很多, 可视为刚性体;
- 2) 不锈钢材料的螺旋盘绕片形弹簧在预压缩过程中变形量较大, 可视为柔性体;
- 3) PTFE材料为弹塑性材料;

4) 忽略温度和时间对材料性能的影响。

2.2.2 接触设置

下面以无台弹簧蓄能密封圈为例介绍计算模型的接触设置、网格划分、载荷与约束, 有台结构与此相同。选用PLANE183单元划分网格, 设置轴对称属性。C形圈与沟槽、推环和弹簧间建立接触对: C形圈表面为接触面, 沟槽、推环和弹簧为目标面, 接触单元为CONTA172, 目标单元为TARGE169。选择库伦摩擦, 摩擦系数为0.1^[14]。考虑最大静摩擦力对接触的影响, FACT系数(最大静摩擦力和滑动摩擦力之比)设为

3^[18]。设置非线性求解器时由于计算过程中需要考虑摩擦力的存在, 采用完全非对称Newton-Raphson算法^[11]。

2.2.3 网格划分

网格尺寸: 等效弹簧0.01 mm, PTFE C形圈0.03 mm, 推环和弹簧座0.08 mm, 采用lrefine命令对C形圈的唇口区域进行网格局部细化。为消除网格尺寸对计算结果的影响, 以不同唇口网格尺寸, 检验蓄能密封圈在预压缩率 $\varepsilon=3\%$ 时, 内唇口的峰值接触压力。根据表3的结果, 综合考虑计算精度和时间, 选择唇口部位的网格尺寸为0.007 5 mm, 网格模型如图7所示。

表3 唇口接触面的网格无关性检验

Table 3 Mesh independence test of lip contact surface

Mesh size of lip contact area	Number of grids	Number of nodes	Maximum contact pressure of inner lip
0.030 0 mm	19 466	60 484	11.996 MPa
0.015 0 mm	22 657	69 956	12.266 MPa
0.007 5 mm	43 015	128 596	12.366 MPa
0.003 3 mm	67 243	205 722	12.371 MPa

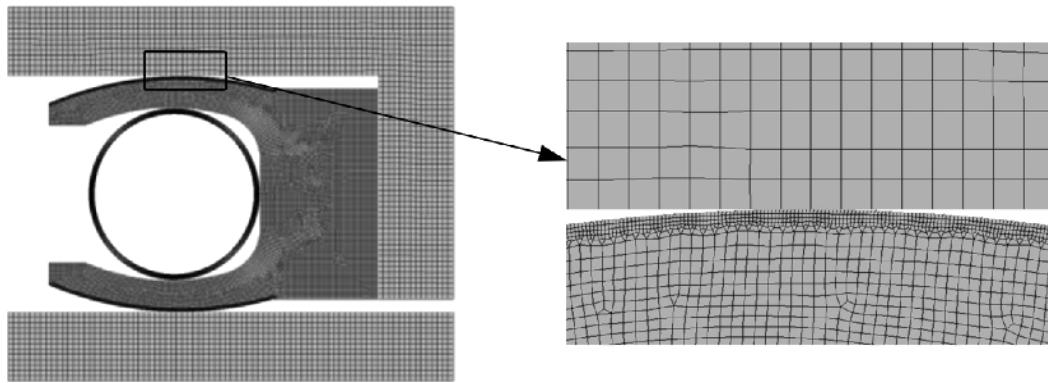


Fig. 7 Grid model of spring energized seal without a boss

图7 无台弹簧蓄能密封网格模型

2.2.4 约束与载荷

如图8所示, 定义弹簧蓄能密封的坐标系为柱坐标系, OZ轴为回转中心轴, R为径向方向。对弹簧蓄能密封圈的工况模拟分为预压缩和施加介质压力两步。对于预压缩, 在弹簧座施加固定约束、推环施加R方向的位移以模拟蓄能密封圈受到的不同预压缩率。对于介质压力, 通过多次循环加载在介质能够达到的区域节点施加压力载荷。本文中研究了弹簧蓄能密封圈的预压缩率 ε 分别为3%、5%和7%, 介质压力P为3、6、9和12 MPa(文中介质压力均为表压)。

接触问题的求解属于非线性分析, 需要迭代求解, 本文中的仿真计算采用以力和位移为基础的收敛, 其中以力为基础的收敛采用L2范数收敛准则, 迭

代收敛容差为0.005, 位移为基础的收敛采用无限范数收敛准则, 迭代收敛容差为0.05。图9中分别是无台弹簧蓄能密封圈在 $\varepsilon=5\%$, $P=9$ MPa下计算收敛后的应力、位移和接触渗透云图。

3 密封性能对比

3.1 预压缩率对接触压力分布的影响

蓄能密封圈的密封点包括C形圈唇口与推环和弹簧座的接触区域, 密封面的接触压力大小决定了弹簧蓄能密封圈对介质的密封能力。图10和图11是介质压力为9 MPa时, 不同预压缩率下两种C形圈内、外唇口处的接触压力分布。当介质压力为9 MPa时, 随预压缩率的增大, 两种结构C形圈的接触宽度以接触中心点

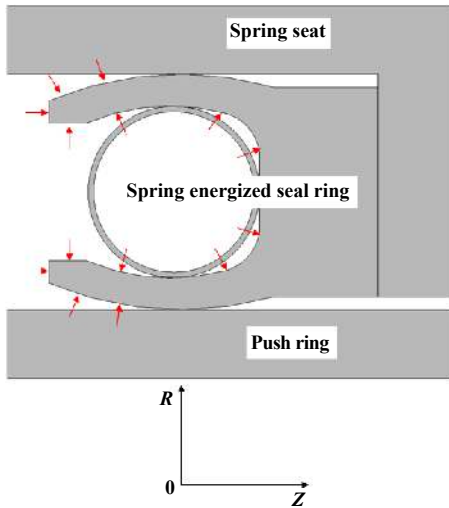


Fig. 8 Simulation calculation model of spring energized seal in working conditions
图 8 蓄能密封圈工况模拟模型

为中心向两侧逐渐增长. 预压缩率3%时, 接触压力类似抛物线分布, 但随着预压缩率的增大, 接触压力的峰值逐渐向介质一侧靠近. 接触宽度随着预压缩率的增大而增加, 有台结构C形圈在两唇口密封面的接触宽度大于无台结构.

总体上, 随预压缩率增大($\epsilon=3\%$ 、 5% 、 7%), 内唇口

峰值接触压力将逐渐增大, 而外唇口一侧将有所减小. 无台结构C形圈的峰值接触压力: 内唇口分别为 20.50、20.70和 21.35 MPa, 外唇口分别为 20.30、19.66和 19.03 MPa; 有台结构C形圈的峰值接触压力: 内唇口分别为 19.65、18.92和 20.49 MPa, 外唇口分别为 20.17、19.94和 19.46 MPa. 两类密封圈在密封面上的峰值接触压力均远大于介质压力, 实现了对介质的密封. 因为介质压力对C形圈产生了二次压缩, 因此弹簧蓄能密封圈的压缩率不宜过大. 较大的预压缩率使密封面的接触宽度增加, 增大了密封圈对推环的摩擦力, 影响推环以及补偿环的浮动性.

3.2 介质压力对密封性能的影响

为了研究介质压力对密封性能的影响, 预压缩率保持在5%, 改变介质压力, 得到如图12所示的弹簧蓄能密封圈的内外唇口密封点的峰值接触压力和接触宽度的变化情况.

由图12可见, 随着介质压力增大, 两唇口的峰值接触压力和接触宽度均有较大幅度的增长, 介质压力大于9 MPa后, 接触宽度增长趋势逐渐减缓. 这表明两种弹簧蓄能密封都具有自紧密封特性, 即使介质压力增大, 仍能保证密封作用. 对比两种弹簧蓄能密封圈在不同介质压力下峰值接触压力和接触宽度的变化,

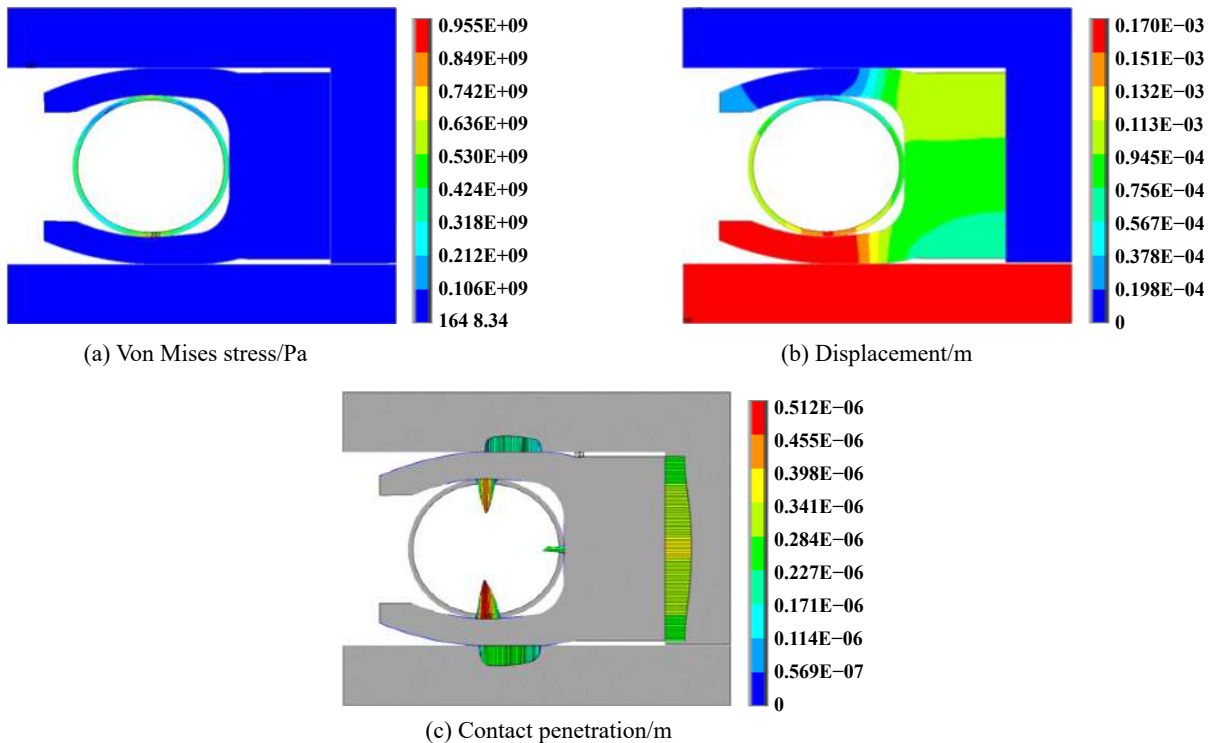


Fig. 9 The stress, displacement and contact penetration nephogram of the spring energized seal without a boss ($\epsilon=5\%$, $P=9$ MPa)

图 9 无台弹簧蓄能密封圈的应力、位移和接触渗透分布图($\epsilon=5\%$, $P=9$ MPa)

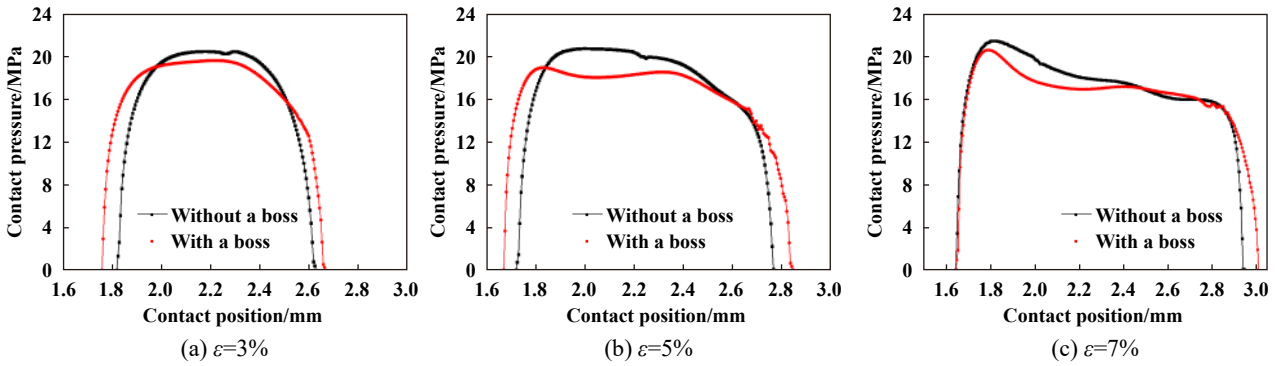


Fig. 10 Variations of contact pressure distribution of inner lip under different precompression rate ($P=9$ MPa)

图 10 不同预压缩率下内唇口接触压力分布的变化($P=9$ MPa)

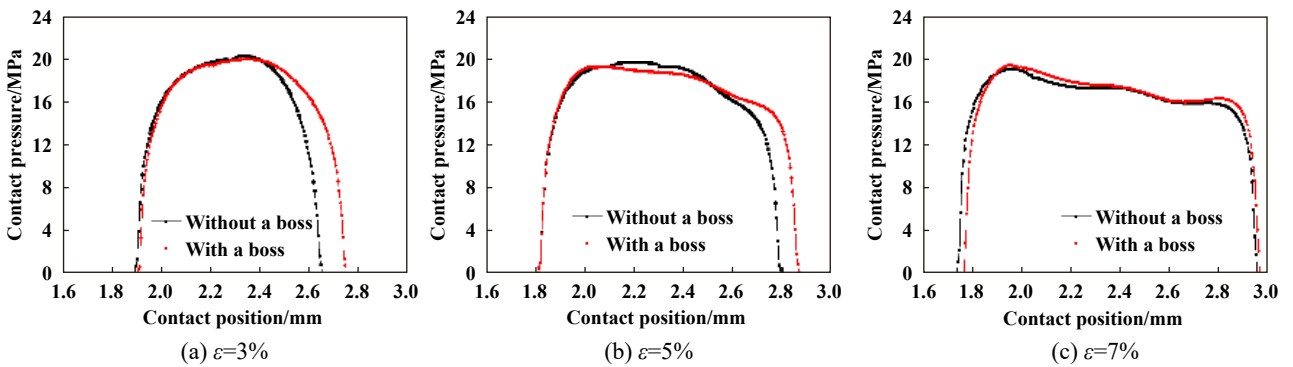


Fig. 11 Variations of contact pressure distribution of outer lip under different precompression rate ($P=9$ MPa)

图 11 不同预压缩率下外唇口接触压力分布的变化($P=9$ MPa)

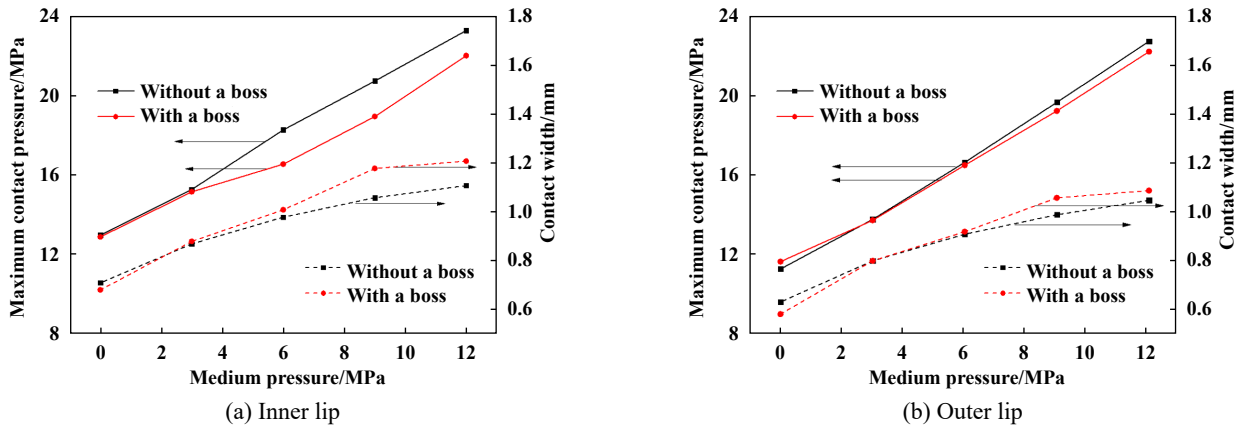


Fig. 12 Variations of maximum contact pressure and contact width under different medium pressure($\epsilon=5\%$)

图 12 不同介质压力下峰值接触压力和接触宽度的变化($\epsilon=5\%$)

介质压力大于3 MPa时,有台结构的弹簧蓄能密封圈接触宽度大于无台结构的蓄能密封圈,但峰值接触压力更小。

4 摩擦特性分析

4.1 摩擦力随推环微动的变化

动环安装在轴上,轴系的振动会造成动环移动或

偏摆,使干气密封端面间隙发生变化,理论上在闭合合力带动下,推环带动静环应有相应的追踪响应(追随性)。由文献[14]可知在给定条件下无台弹簧蓄能密封圈由静摩擦到滑动摩擦的突跳距离约为25~50 μm ,因此本文作者针对50 μm 推环位移范围的弹簧蓄能密封圈的摩擦特性展开讨论。

采用Restart方法对推环逐步施加沿Z/Z向的位

移, 模拟弹簧蓄能密封圈与密封座相对静止, 与推环轴向相对位移情况下的摩擦特性. 如图13所示, 假定当推环向右移动(Z轴方向)时为正位移, 此时推环受到内唇口的摩擦力(-Z轴方向)为正, 反之则为负. 计算模型中推环受到的PTFE夹套内唇口的摩擦力与内唇口给推环的摩擦力相等, 通过提取推环在Z轴方向的节点力得到推环受到的总摩擦力.

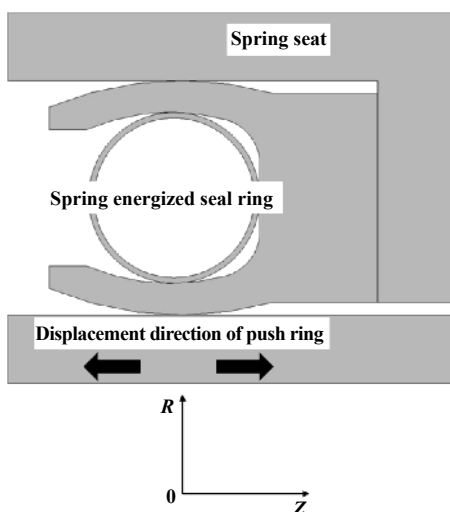


Fig. 13 Friction calculation model of spring energized seal
图13 弹簧蓄能密封圈摩擦力计算模型

图14所示为两种弹簧蓄能密封圈在推环沿Z轴和-Z轴方向位移时, 摩擦力随位移的变化曲线, 其预压缩率为5%, 介质压力为9 MPa. 当推环沿Z轴方向位移逐步增加, 两种弹簧蓄能圈对推环的摩擦力呈线性增加, 直到摩擦力达到了最大静摩擦力值MSF, 此时推环与C形圈处于静摩擦状态. 随后从预滑动过渡到滑动状态, 摩擦力发生“突跳”, 从最大值突然减小到一恒定值. 两种结构弹簧蓄能密封圈的“突跳”现象与文献[14]中的试验、模拟结果规律相似. 自推环开始移动到“突跳”发生, 推环与C形圈的接触点发生分离, 这一位移量称为分离距离BD. 本研究中发现当推环沿Z方向发生微动时, 无台弹簧蓄能密封圈的最大静摩擦力和滑动摩擦力分别为1 062和913 N(突跳值149 N), 分离距离BD为21 μm ; 有台结构的最大静摩擦力和滑动摩擦力为1 215和966 N(突跳值249 N), 分离距离BD为33 μm .

而当推环沿-Z轴方向位移时, 无台弹簧蓄能密封圈的最大静摩擦力和滑动摩擦力分别为-1 218和-869 N(突跳值349 N), 分离距离BD为20 μm ; 有台结构的最大静摩擦力和滑动摩擦力分别为-966和-930 N(突跳

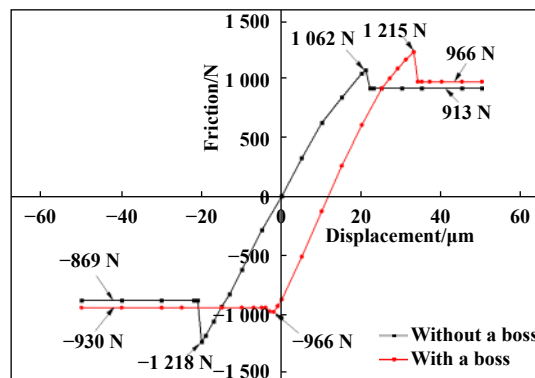


Fig. 14 Friction force vs displacement of push ring ($\epsilon=5\%$, $P=9$ MPa)

图14 摩擦力随推环位移的变化关系($\epsilon=5\%$, $P=9$ MPa)

值36 N), 分离距离BD仅为2 μm . 无台结构下推环Z及-Z方向的移动, 最大静摩擦力和滑动摩擦力的突跳值、分离距离差别不大. 但有台结构下推环在Z及-Z方向的移动, 最大静摩擦力和滑动摩擦力的突跳值分别为349和36 N、分离距离BD分别为33和2 μm . 有台结构弹簧蓄能密封圈在推环沿Z及-Z方向移动时, 在摩擦力突跳值、分离距离上均有数量级的差别.

进一步结合图1发现, 有台结构弹簧蓄能密封适应了干气密封的结构和运行特征. 当轴系沿Z方向窜动, 动环随之移动, 密封间隙减小, 端面开启力增大, 气膜力带动静环组件沿Z轴方向移动, 直至开启力和闭合力达到平衡. 而当动环沿-Z轴方向窜动, 端面间隙增大, 推环需要在介质力和弹簧力的作用下克服开启力和推环与C形圈间的摩擦力才能推动静环追随动环的窜动, 此时闭合力是一定的. “回程”过程中摩擦力过大, 会造成静环组件悬挂, 不能回到理想的平衡位置, 对静环组件追随性和浮动性的影响较为显著. 有台C形圈在推环沿-Z轴方向位移时, 最大静摩擦力小于无台结构, 且摩擦力突跳值很小, 为推环提供了比较平稳的摩擦力, 这对补偿环组件的浮动性和追随性是有利的, 故凸台设计在防止推环悬挂上是有利的. 此外当推环沿Z轴方向运动时, 有台结构的C形圈分离距离更大, 对于较小的轴系窜动(小于BD), 该密封不易产生“突跳”引起的不稳定.

传统干气密封平衡工作间隙计算时通常不考虑辅助密封圈的摩擦力^[19], 只考虑闭合力和开启力的平衡. 但在本文研究中介质压力9 MPa下干气密封的闭合力为85 147 N, 弹簧力设计通常较小(200 N左右), 推环与弹簧蓄能密封圈间的摩擦力范围在869~1 215 N. 因此, 在干气密封设计和浮动性研究中, 推环与C形圈之

间的摩擦力是不可忽略的。

4.2 有台结构对摩擦力初值形成的影响

由图14发现,有台C形圈在推环位移为零时,内唇口对推环产生了较大的负摩擦力.为了探究负摩擦力的产生机理,本文中提取了预压缩率5%时,加载介质压力(9 MPa)前后C形圈截面的变形进行对比,如图15所示.可见介质压力的二次压缩使有台结构C形圈的内唇口沿Z轴方向变形,推环受到夹套内唇口沿Z轴方向的静摩擦力,故凸台结构使C形圈在高介质压力下的二次压缩对推环产生向右的静摩擦力(为负值).

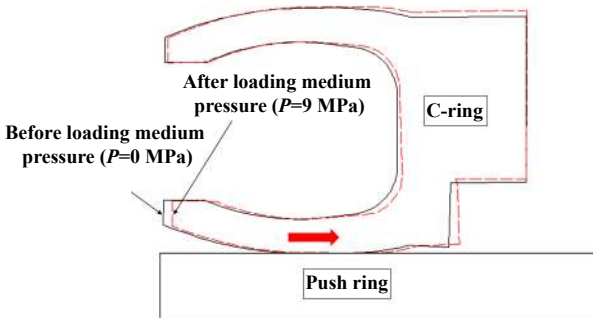


Fig. 15 Secondary deformation diagram of C-ring with a boss under medium pressure ($\epsilon=5\%$)
图 15 有台C形圈受介质压力二次变形示意图($\epsilon=5\%$)

4.3 介质压力对C形圈摩擦力的影响

4.3.1 介质压力对有台C形圈摩擦力的影响

为进一步讨论有台结构和介质压力对推环弹簧蓄能密封圈摩擦特性的影响,如图16为预压缩率5%,介质压力6、9和12 MPa下,推环沿Z轴方向移动时与C形圈间的摩擦力随位移的变化曲线.可见,有台弹簧蓄能密封圈在不同介质压力下的摩擦力和分离距离是不同的.低介质压力下最大静摩擦力和滑动摩擦力低,分离距离BD更大.

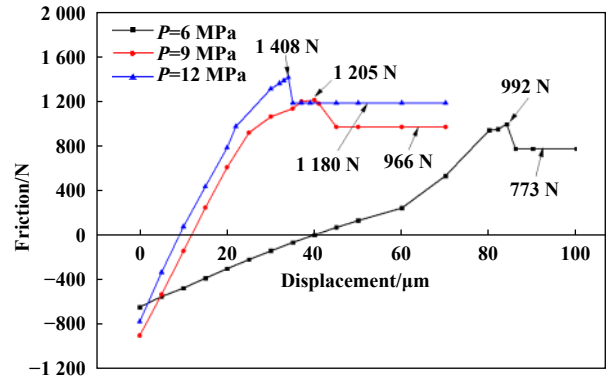


Fig. 16 Variation of friction of C-ring with a boss under different medium pressure with displacement of push ring ($\epsilon=5\%$)

图 16 有台C形圈在不同介质压力下摩擦力随推环位移的变化($\epsilon=5\%$)

图17给出对应C形圈的轴向变形,可见在介质压力作用下,有台C形圈沿Z轴方向发生微量变形,内唇口处轴向变形高于其他部位.随着介质压力的增大,内唇口底部与凸台面出现接近、部分接触到完全压紧3种状态.当压力低于6 MPa时,内唇口根部与凸台尚未接触,间隙的存在使内唇口更易发生沿Z轴方向的变形,故此时推环位移时受到的阻碍较小.因此6 MPa时静摩擦力随位移的增长速率低于唇口底部与凸台已经发生接触而变形受限的9和12 MPa两组,故其分离距离BD也更大,如图16所示.

4.3.2 介质压力对无台C形圈摩擦力的影响

图18中所示是预压缩率 $\epsilon=5\%$,介质压力在6、9和12 MPa下,推环沿Z轴方向移动时与无台C形圈间的摩擦力随位移变化的曲线.可以发现,不同介质压力下摩擦力随位移呈线性增长,增长速率接近,介质压力的增大会提升夹套圈与推环位移过程中的最大静摩擦力和滑动摩擦力,这是由于介质压力的增大使得

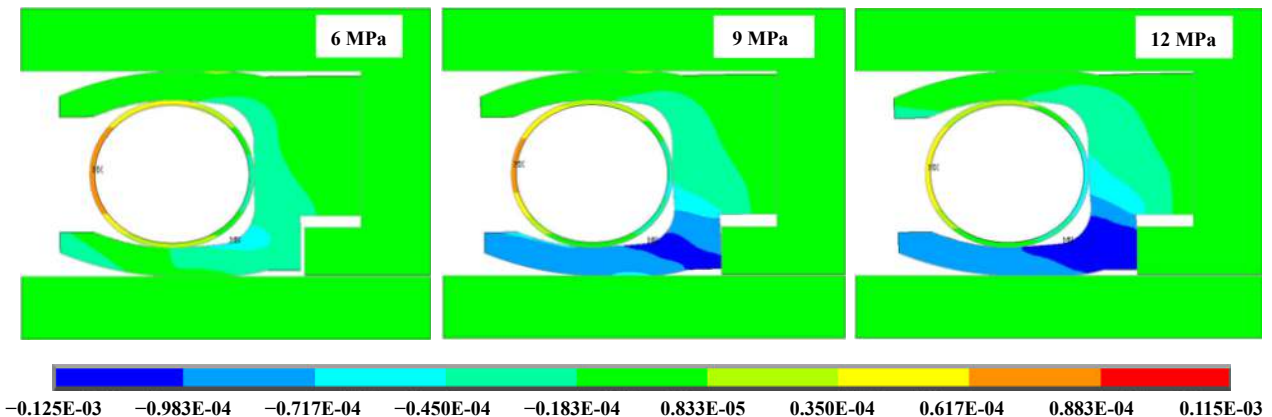


Fig. 17 Axial deformation of C-ring with a boss under different medium pressure ($\epsilon=5\%$, unit: m)

图 17 有台C形圈在不同介质压力下的轴向变形 ($\epsilon=5\%$, 单位: m)

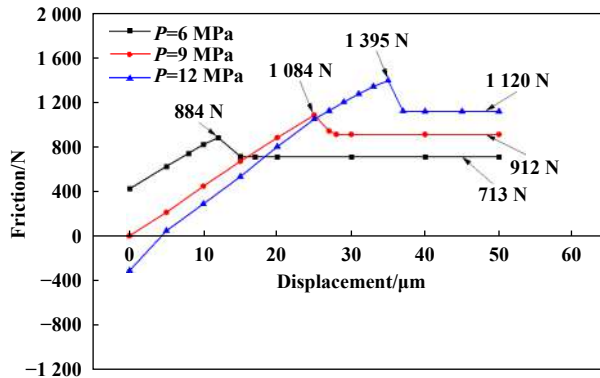


Fig. 18 Variation of friction of C-ring without a boss under different medium pressure with displacement of push ring ($\varepsilon=5\%$)

图 18 无台C形圈不同介质压力下摩擦力随推环位移的变化($\varepsilon=5\%$)

推环与夹套圈接触面之间的接触压力增大. 而随着介质压力增大(6、9和12 MPa), 分离距离将大幅增长, 分别达到12、25和35 μm .

5 结论

a. 介质压力对C形圈产生了二次压缩, 使弹簧蓄能密封圈在较小的预压缩率下也可以实现密封. 相比于无台结构, 有台结构的接触宽度略大, 峰值接触压力略小.

b. 推环与C形圈之间的摩擦力是不可忽略的. 介质压力越大, 弹簧蓄能密封圈与推环间的摩擦力越大, 当 $\varepsilon=5\%$, $P=9$ MPa, 有台和无台两种密封圈的最大摩擦力分别可达1 215和1 218 N.

c. 无台、有台弹簧蓄能密封圈具有不同的摩擦特性, 相较于无台结构, 有台C形圈能够改善补环组件的浮动性和追随性. 推环沿Z方向微动时, 有台C形圈的分离距离更大, 不易引起“突跳”. 推环沿-Z方向微动时, 有台C形圈的分离距离BD很短, 摩擦力也更小, 可以克服静环组件回程悬挂的问题.

参考文献

- [1] Fairuz Z M, Jahn I, Abdul-Rahman R. The effect of convection area on the deformation of dry gas seal operating with supercritical CO_2 [J]. Tribology International, 2019, 137: 349–365. doi: 10.1016/j.triboint.2019.04.043.
- [2] Chen Yuan, Peng Xudong, Jiang Jinbo, et al. The influence of flexibly mounted ways of seal rings on dynamic tracking of dry gas seal[J]. Tribology, 2017, 37(2): 139–147 (in Chinese) [陈源, 彭旭东, 江锦波, 等. 密封环挠性安装形式对干气密封动态追随性的影响[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(2): 139–147]. doi: 10.16078/j.tribology.2017.02.001.
- [3] Chen Yuan, Jiang Jinbo, Peng Xudong, et al. Dynamic performance of dry gas seals and analysis of interactions among its influencing factors[J]. Tribology, 2019, 39(3): 269–278 (in Chinese) [陈源, 江锦波, 彭旭东, 等. 干气密封力学系统动态性能及其影响因素间的交互作用分析[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(3): 269–278]. doi: 10.16078/j.tribology.2018144.
- [4] Bai Shaoxian, Wei Jia, Zhu Delei, et al. Thermoelastohydrodynamic gas lubrication of T-Groove face seals: stability of sealing film[J]. Tribology, 2019, 39(2): 131–139 (in Chinese) [白少先, 魏佳, 朱得磊, 等. T型槽端面密封气膜热弹流润滑动态稳定性[J]. 摩擦学学报, 2019, 39(2): 131–139]. doi: 10.16078/j.tribology.2018073.
- [5] Zheng Jinpeng, Shen Mingxue, Meng Xiangkai, et al. Fretting characteristics of the rubber o-ring for a mechanical seal[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2014, 48(6): 856–862 (in Chinese) [郑金鹏, 沈明学, 孟祥铠, 等. 机械密封用O形橡胶密封圈微动特性[J]. 上海交通大学学报, 2014, 48(6): 856–862]. doi: 10.16183/j.cnki.jsjtu.2014.06.022.
- [6] Wu Qiong, Suo Shuangfu, Liu Xiangfeng, et al. Static sealing and pseudo-sealing characteristics of nitrile rubber O-ring[J]. Lubrication Engineering, 2012, 37(11): 5–11 (in Chinese) [吴琼, 索双富, 刘向锋, 等. 丁腈橡胶O形圈的静密封及微动密封特性[J]. 润滑与密封, 2012, 37(11): 5–11]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2012.11.002.
- [7] Liao C J, Suo S F, Wang Y M, et al. Study on stick-slip friction of reciprocating O-ring using acoustic emission techniques[J]. Tribology Transactions, 2012, 55(1): 43–51. doi: 10.1080/10402004.2011.626145.
- [8] Lai T, Kay P. Breakaway frictions of dynamic o-rings in mechanical seals[J]. Lubrication Engineering, 1993, 49(5): 349–356.
- [9] Dhanumalayan E, Joshi G M. Performance properties and applications of polytetrafluoroethylene (PTFE)-a review[J]. Advanced Composites and Hybrid Materials, 2018, 1(2): 247–268. doi: 10.1007/s42114-018-0023-8.
- [10] Sui Hai, Pohl H, Schomburg U, et al. Wear and friction of PTFE seals[J]. Wear, 1999, 224(2): 175–182. doi: 10.1016/s0043-1648(98)00306-8.
- [11] Jia Xiaohong, Li Kun. A research on 2-D axisymmetric finite element model for spring energized seal ring[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(11): 1–5 (in Chinese) [贾晓红, 李坤. 弹簧蓄能密封圈轴对称仿真模型建模方法研究[J]. 润滑与密封, 2015, 40(11): 1–5]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2015.11.001.
- [12] Jia Xiaohong, Li Kun. Research on sealing characteristics of sealing system utilizing spring energized seal ring[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(12): 116–120 (in Chinese) [贾晓红, 李坤. 弹簧蓄能密封圈密封系统的密封特性研究[J]. 润滑与密封, 2015, 40(12): 116–120]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2015.12.022.
- [13] Tian Qian, Wang Lifeng, Li Fan, et al. Optimization design of energy-storage slipping seal ring structure by finite element method[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(10): 128–132

- (in Chinese) [田乾, 王立峰, 李凡, 等. 滑环式蓄能密封环结构的有限元优化设计[J]. 润滑与密封, 2014, 39(10): 128-132]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2014.10.027](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2014.10.027).
- [14] Li Kun, Jia Xiaohong, Guo Fei. A model for breakaway distance and maximum static friction to study the static frictional behavior of the secondary seal in non-contacting mechanical seals[J]. *Tribology International*, 2019, 135: 219-229. doi: [10.1016/j.triboint.2019.03.013](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.03.013).
- [15] Kang Jiaming. Research on the performance of auxiliary sealing ring for high pressure dry gas sealing[D]. Kunming: Kunming University of Technology, 2016(in Chinese) [康家明. 高压干气密封用辅助密封圈性能研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2018].
- [16] Ministry of Industry and Information of the People's Republic of China. Ferrous Metallurgy Standard of the People's Republic of China: Cold rolled stainless steel strips for springs YB/T 5310-2010[S]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2011(in Chinese) [中华人民共和国工业和信息化部. 中华人民共和国冶金行业标准: 弹簧用不锈钢冷轧钢带 YB/T 5310-2010[S]. 北京: 冶金工业出版社, 2011].
- [17] Rae P J, Dattelbaum D M. The properties of poly (tetrafluoroethylene) (PTFE) in compression[J]. *Polymer*, 2004, 45(22): 7615-7625. doi: [10.1016/j.polymer.2004.08.064](https://doi.org/10.1016/j.polymer.2004.08.064).
- [18] Biswas S K, Vijayan K. Friction and wear of PTFE-a review[J]. *Wear*, 1992, 158(1-2): 193-211. doi: [10.1016/0043-1648\(92\)90039-B](https://doi.org/10.1016/0043-1648(92)90039-B).
- [19] Hu Songtao, Huang Weifeng, Liu Xiangfeng, et al. Applicability analysis of steady-state models for spiral groove gas face seals[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 53(23): 7-13 (in Chinese) [胡松涛, 黄伟峰, 刘向锋, 等. 螺旋槽干气密封稳态特性分析模型的对比研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(23): 7-13]. doi: [10.3901/JME.2017.23.007](https://doi.org/10.3901/JME.2017.23.007).