

基于 Ansys 的不同截面密封圈密封性能仿真分析

王永茂¹, 申展²

(1.陆军航空兵军事代表局驻洛阳地区军事代表机构, 洛阳 471000;

2.西南技术工程研究所, 重庆 400039)

摘要:目的 对“凸”形、矩形和“Y”形截面密封圈的密封性能进行对比分析, 为端面静密封形式的密封圈选型和结构设计提供参考。方法 基于 Ansys 的大变形接触有限元分析, 对 3 种不同截面密封圈进行应力和接触压力仿真分析, 并对结果进行比较。结果 “凸”形截面密封圈在压缩过程中最大应力和最大接触压力变化均匀, 最大接触压力面较宽; 矩形截面密封圈最大应力变化均匀, 最大接触压力在密封圈压缩量超过 18%后呈现陡增现象; “Y”形截面密封圈最大应力和最大接触压力在密封圈压缩量超过 18%后均呈现陡增现象, 而且最大接触压力面狭窄。结论 对于特定密封圈槽的端面静密封形式, “凸”形截面密封圈密封性能最优。

关键词: 密封圈; 接触压力; 密封性能

中图分类号: TB485.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)19-0158-06

Simulation and Analysis of Sealing Performance of Different Cross-section Sealing Ring Based on Ansys

WANG Yong-mao¹, SHEN Zhan²

(1.The Army Aviation Military Agent's Office in Luoyang, Luoyang 471000, China;

2.Southwest Technology and Engineering Research Institute, Chongqing 400039, China)

ABSTRACT: The work aims to provide reference for the selection and structural design of the sealing ring with end face statically sealed by comparatively analyzing the sealing performance of sealing rings with the convex, rectangle and Y-shaped cross sections, respectively. Simulation analysis of the stress and contact pressure of 3 kinds of sealing rings with different cross sections were carried out and the results were compared through the finite element analysis on the contact with large deformation based on Ansys. In the compression process of sealing rings with convex cross section, the maximum stress and the maximum contact pressure changed uniformly, and the maximum contact pressure surface was wide. For the sealing rings with rectangle cross section, the maximum stress changed uniformly, and the maximum contact pressure was steeply increased when the compressibility of sealing ring was over 18%. After the compressibility was over 18%, the maximum stress and the maximum contact pressure of sealing ring with Y-shaped cross section were steeply increased, and the maximum contact pressure surface was narrow. The sealing performance of sealing ring with the convex cross section used in the static sealing of end surface of a specific seal groove is optimal.

KEY WORDS: sealing ring; contact pressure; sealing performance

橡胶是一种具有可逆变形的高弹性聚合物材料, 无外力作用时, 橡胶的大分子链呈现无规卷曲线团状。在外力作用下, 橡胶分子链曲线团发生相互纠缠, 橡胶分子链产生强烈的恢复倾向, 发生反弹。当线型

分子通过一些原子或原子团彼此交联形成三维网状结构时, 橡胶各支链的自由活动能力减弱, 材料表现为宏观强度、弹性和硬度上升, 韧性下降, 因此橡胶材料具有高弹性、低阻抗、低密度等特性^[1]。

收稿日期: 2017-04-20

作者简介: 王永茂 (1980—), 男, 工程师, 主要研究方向为质量管理。

通讯作者: 申展 (1988—), 女, 硕士, 工程师, 主要研究方向为包装防护。

密封圈在包装领域主要应用于包装筒和包装箱上,其包装筒和包装箱的常用密封形式主要为固定于密封圈槽的端面静密封。密封圈常用橡胶材料为丁晴橡胶、氯丁橡胶、硅橡胶和乙丙橡胶,其中乙丙橡胶粘着性差,丁晴橡胶和氯丁橡胶耐寒性较差,不适用于低温环境,而硅橡胶为甲基乙烯基硅氧烷聚合物,对高温和低温具有很好的耐受性^[2],因此,文中选用硅橡胶作为密封圈材料。

目前,对于密封圈密封性能的研究越来越多,何广德等^[3]针对矩形截面的密封圈密封性能进行了研究,分析了矩形密封圈压缩率对接触应力的影响。饶建华等^[4]针对 O 形截面密封圈进行了研究,分析了不同油压与密封圈接触应力的关系。对于固定于特定密封圈槽的不同截面的密封圈用于端面静密封时,密封圈的变形、最大应力、应力分布、最大接触压力和接触压力面的对比分析没有过多的研究,因此针对包装领域密封圈的选型及结构设计展开研究。

1 不同截面密封圈建模

密封圈固定于特定的密封圈槽内,密封圈槽结构类似于燕尾槽结构,密封圈密封形式为端面静密封。设计 3 种不同截面的密封圈结构,分别为“凸”形截面密封圈、矩形截面密封圈和“Y”形截面密封圈,并建立 3 种密封装配模型见图 1。3 种截面的密封圈底部宽度(即与密封圈槽接触位置)宽度均为 6 mm,中部宽度均为 4 mm,高度均为 5.5 mm。

3 种不同截面的密封圈装配于同一外形尺寸的密封圈槽中,图 1 中下方为密封圈槽,中间为 3 种不同截面的密封圈,上方为密封盖。图 1 中密封盖和密封圈槽间隙为 1.5 mm,此时密封盖刚好与密封圈接触,3 种密封圈均处于自然无压缩状态,密封盖向下移动,逐步压紧密封圈,使密封圈压缩变形形成静密封,直至密封盖与密封圈槽接触。

2 密封圈大变形接触有限元前处理

2.1 材料参数

模型中的密封盖和密封圈槽材料均为铝合金,密封圈材料为硅橡胶。鉴于研究的主体对象为密封圈,主要研究分析密封圈压缩产生的大变形对密封性能的影响,因此相对密封圈而言的密封盖和密封圈槽可以近视为刚体。密封盖和密封圈槽的材料选用 Ansys 材料库中自带的铝合金材料参数。

密封圈采用的硅橡胶材料为高度非线性材料,Ansys 中通过应变能密度函数(W)对硅橡胶这一类的高弹性材料进行表征,密封圈本构模型采用 Moon-Rivlin 模型,该模型能很好地描述高度非线性材料 100% 的拉伸变形和 30% 的压缩变形。模型中密封盖

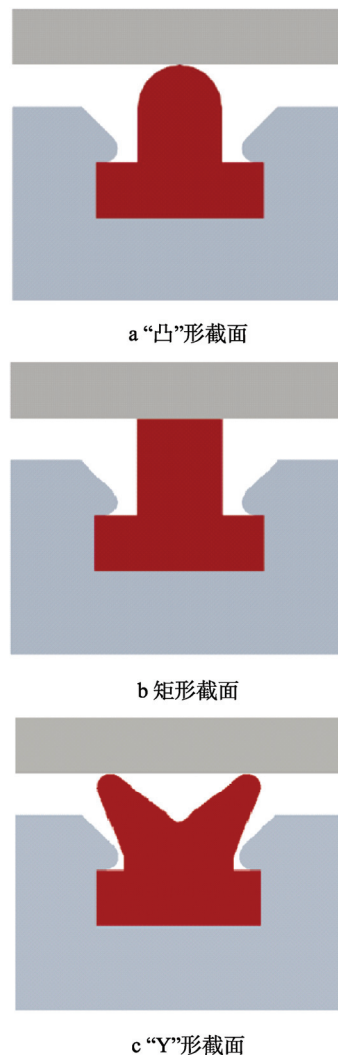


图 1 密封结构

Fig.1 Sealing structure

与密封圈槽间隙为 1.5 mm,当箱盖下压密封圈直至完全与密封圈槽接触时,密封圈的压缩量为 27%,因此完全满足 Moon-Rivlin 模型中高弹性材料变形适用范围,具有较好的稳定性。

Moon-Rivlin 模型本构方程为:

$$W = \sum_{i+j} C_{ij} (I_1 + 3)^i (I_2 - 3)^j + \frac{1}{D_1} (J - 1)^2 \quad (1)$$

式中: W 为应变能函数; n 为多项式的阶数; C_{ij} 和 D_1 为 Rivlin 系数; I_1 和 I_2 为应变不变量; J 为高弹性材料变形前后的体积比,对于不可压缩材料而言, $J=1$ 。

现对硅橡胶材料做如下假设:硅橡胶材料各向同性;硅橡胶材料体积不可压缩性,即 $J=1$ 。Moon-Rivlin 模型采用 1 阶 2 参数,即模型公式简化为:

$$W = C_{10} (I_1 - 3) + C_{01} (I_2 - 3) \quad (2)$$

由经验算法和试验数据能够得到硅橡胶本构模型中 C_{10} , C_{01} 参数分别为 1.54, 0.37。

2.2 接触边界和载荷设定

模型中密封圈为超弹性体材料,因此密封圈压缩

变形的有限元分析属于接触和大变形问题。为了让模型的计算结果更精确和更好收敛,在接触设置中将密封圈与密封圈槽相关接触面、密封圈与密封盖相关接触面设置为 frictional 接触,摩擦因数为 0.2,接触算法选用拉格朗日增强算法,接触探测采用 Guass Piont 探测,将密封圈的外表面设置为相互接触,开启大变形选项。相对于高弹性大变形的密封圈而言,密封圈槽和密封盖设置为刚体,不考虑密封圈槽和密封盖的应力和变形。将密封圈槽设置为固定,密封盖均匀向下移动,逐步压紧密封圈,直至密封盖与密封圈槽接触为止。

3 不同截面密封圈密封性能对比分析

3.1 不同截面密封圈 von missee 等效应力对比分析

当密封盖向下移动 0.5 mm 时,密封圈压缩量为 9%,3 种不同截面的密封圈应力云图见图 2。可以看出,密封圈压缩量为 9%时,“凸”形截面密封圈最大应力出现在内部,最大应力为 1.07 MPa,矩形截面密封圈最大应力出现在两侧顶部,最大应力为 0.98 MPa,“Y”形截面密封圈最大应力出现在两侧顶部,最大应力为 1.13 MPa。

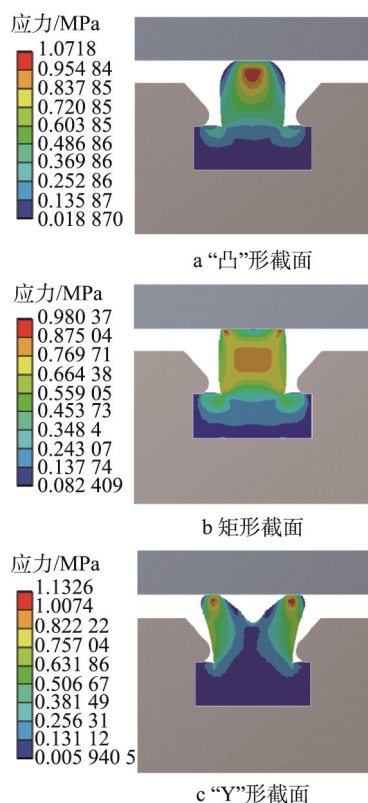


图2 密封圈压缩量为 9% 的应力云图

Fig.2 Stress nephogram of 9% sealing ring compressibility

当密封盖向下移动 1 mm 时,密封圈压缩量为 18%,3 种不同截面密封圈应力云图见图 3。可以看出,密封圈压缩量为 18%时,“凸”形截面密封圈最大

应力进一步增大为 2.25 MPa,应力分布无变化。矩形截面密封圈最大应力增大为 2.16 MPa,最大应力由两侧顶部扩展到内部。“Y”形截面密封圈最大应力为 2.24 MPa,最大应力位置由两侧顶部变化为中间顶部。

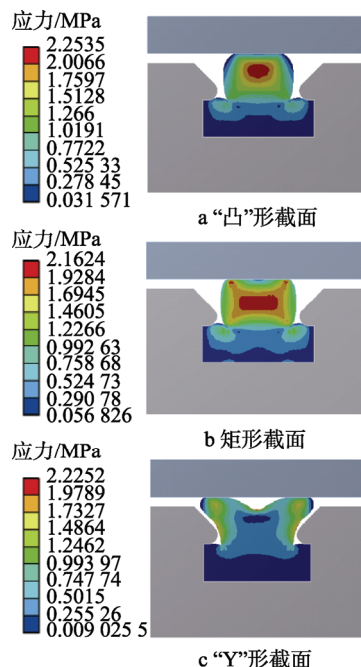


图3 密封圈压缩量为 18% 的应力云图

Fig.3 Stress nephogram of 18% sealing ring compressibility

当密封盖下压 1.5 mm 时,密封盖与密封圈槽接触,密封圈压缩量为 27%,3 种不同截面密封圈应力云图见图 4。可以看出,密封圈压缩量为 27%时,“凸”形截面密封圈最大应力为 4.30 MPa,应力分布无变

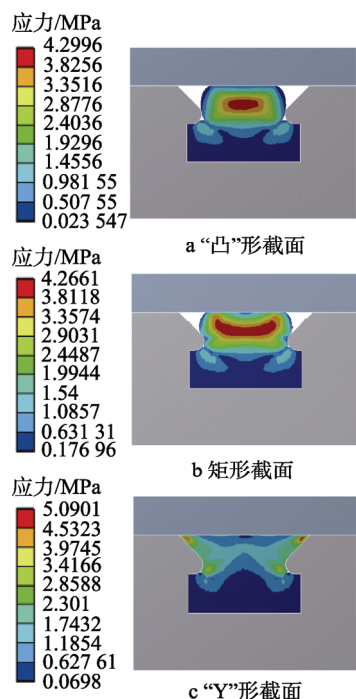


图4 密封圈压缩量为 27% 的应力云图

Fig.4 Stress nephogram of 27% sealing ring compressibility

化。矩形截面密封圈最大应力增大 4.27 MPa, 应力分布无变化。“Y”形截面密封圈最大应力为 5.09 MPa, 从图 4c 可以看出, “Y”形截面密封圈在 27% 的压缩量时, 密封圈变形大于“凸”形截面和矩形截面密封圈, 最大应力位置变回到两侧顶部。

密封盖均匀向下移动过程中, 3 种不同截面的密封圈最大压力-压缩位移曲线见图 5。可以看出, “凸”形截面和矩形截面密封圈在压缩变形过程中最大压力值基本相同且均呈现均匀增长趋势。“Y”形截面密封圈在密封盖下压至 1 mm 的过程中, 密封圈压缩变形产生的最大压力值同其他 2 种截面密封圈基本相同, 且均匀增大。当密封盖下压 1 ~ 1.5 mm 的过程中, “Y”形截面密封圈压缩变形产生的最大压力值产生波动, 最大压力在略微降低后急剧增大, 呈现陡增的趋势。

“Y”形截面密封圈在 1 mm 处出现该种折线状态是由于其本身具有的“Y”结构所导致的。当密封盖下压 0 ~ 0.9 mm 的过程中, 主要最大应力来源于密封圈“Y”形上部 2 支耳内部受压, 因此随着密封盖下压距离增加, 密封圈“Y”形上部 2 支耳内部应力均匀增加。当密封盖下压至 1 mm 时, 从图 3c 可以看出, 密封圈“Y”形上部 2 支耳发生类似于悬臂梁式的弯曲变形, 对“Y”形中部产生拉伸, 此时最大应力出现在“Y”形中部受拉伸处, 因此在密封盖下压 1 ~ 1.3 mm 附近时, 由于最大应力位置发生变化, 导致该区间出现应力微降的折线现象。当密封盖下压 1.3 ~ 1.5 mm 时, 由图 4c 可以看出, “Y”形截面密封圈几乎无变形空间, 因此该阶段密封圈的最大应力出现陡增现象。

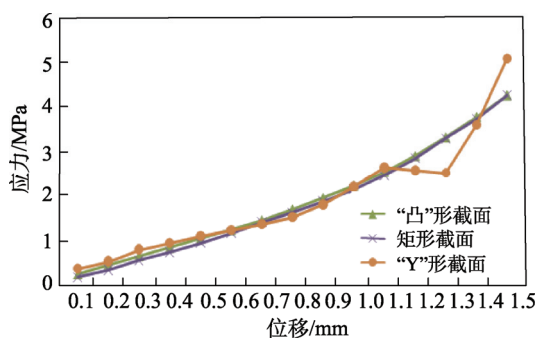


图 5 密封圈最大应力-压缩位移曲线

Fig.5 Sealing ring maximum stress-compressive displacement curve

3.2 不同截面密封圈接触压力对比分析

密封盖下压 0.5 mm 时, 密封圈压缩量为 9%, 3 种不同截面密封圈接触压力云图见图 6。由图 6a 可以看出, 密封盖压紧密封圈, “凸”形截面密封圈接触面中部接触压力最大, 最大接触压力面较宽且均匀, 最大接触压力为 1.50 MPa。图 6b 可以看出, 矩形截面密封圈接触面外沿接触压力最大, 最大接触压力面狭窄, 最大接触压力为 1.63 MPa, 接触面中部接触压力分布均匀、较宽, 但接触压力相对较小。图 6c 可

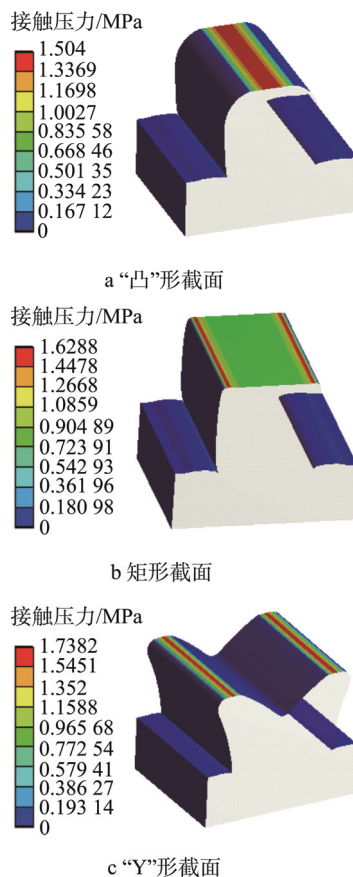


图 6 密封圈压缩量为 9% 的接触压力云图

Fig.6 Contact pressure nephogram of 9% sealing ring compressibility

以看出, “Y”形截面密封圈最大接触压力位于“Y”形两侧顶部, 最大接触压力为 1.74 MPa, 最大接触压力面狭窄, 整体接触面只在“Y”形两侧顶部, 相对而言最狭窄。

密封盖下压 1 mm 时, 密封圈压缩量为 18%, 3 种不同截面密封圈接触压力云图见图 7。由图 7a 可以看出, “凸”形截面密封圈最大接触压力面进一步增宽, 最大接触压力为 2.67 MPa。由图 7b 可以看出, 矩形截面密封圈最大接触压力为 3.52 MPa。由图 7c 可以看出, “Y”形截面密封圈最大接触压力面增宽, 最大接触压力为 1.89 MPa, 整体接触面依旧狭窄。

密封盖下压 1.5 mm 时, 密封圈压缩量为 27%, 3 种不同截面密封圈接触压力云图见图 8。由图 8a 可以看出, “凸”形截面密封圈最大接触压力为 4.43 MPa。由图 8b 可以看出, 矩形截面密封圈最大接触压力为 7.36 MPa。由图 8c 可以看出, “Y”形截面密封圈最大接触压力为 9.13 MPa, 此时 3 种截面的密封圈接触压力面宽度基本相同。

密封盖均匀向下移动过程中, 3 种不同截面密封圈最大接触压力-压缩位移曲线见图 9。可以看出, 密封圈在压缩量小于 9%, 即密封圈压缩位移小于 0.5 mm 的范围内, 3 种截面密封圈的最大接触压力值基本相同,

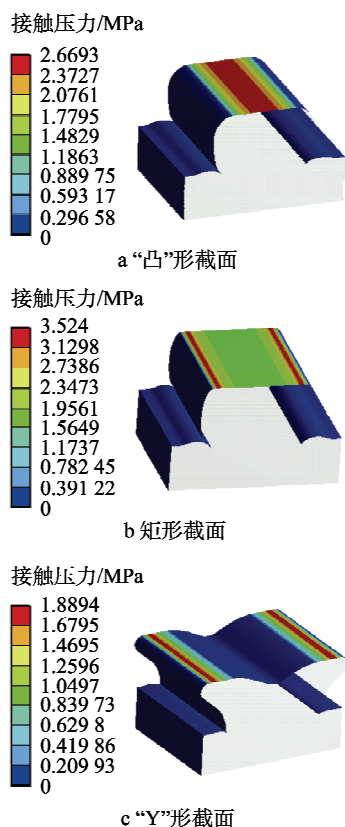


图7 密封圈压缩量为18%的接触压力云图
Fig.7 Contact pressure nephogram of 18% sealing ring compressibility

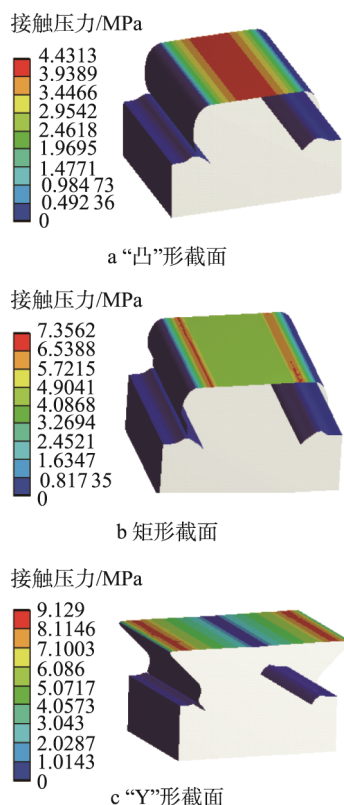


图8 密封圈压缩量为27%的接触压力云图
Fig.8 Contact pressure nephogram of 27% sealing ring compressibility

且增加均匀。当密封圈压缩量在9%~18%,即密封圈压缩位移在0.5~1 mm的范围内,“凸”形截面和矩形截面密封圈接触压力均匀增加,“凸”形截面密封圈最大接触压力略小于矩形截面密封圈接触压力,但“凸”形截面密封圈最大接触压力面远宽于矩形截面和“Y”形截面密封圈。而“Y”形截面密封圈在该阶段最大接触应力出现微减趋势。当密封圈压缩量在18%~27%,即密封圈压缩位移在1~1.5 mm的范围内,“凸”形截面密封圈最大接触压力依旧均匀平稳的增加,而矩形截面和“Y”形截面密封圈在该阶段最大接触压力均出现了陡增的趋势。

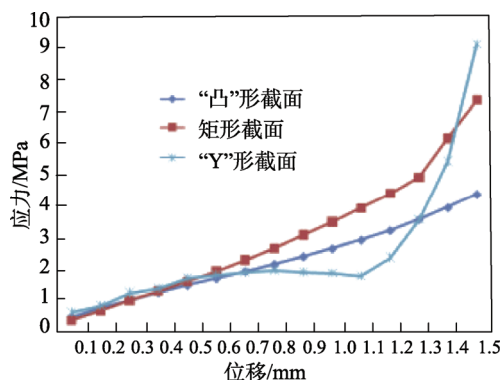


图9 密封圈最大接触压力-压缩位移曲线
Fig.9 Sealing ring maximum contact pressure-compressive displacement curve

“Y”形截面密封圈最大接触压力出现折线现象的原因与图5中最大应力出现折线的原因相同,但由于图9中为密封圈最大接触压力值,当“Y”形截面上部2支耳出现弯曲变形时,由于“Y”形截面中部并未发生接触,因此接触表面的最大接触压力值仍然在2支耳处,仅仅出现了微降的折线段。当继续下压密封盖至1.1 mm附近时,由于“Y”形截面密封圈变形量几乎充填可变形空间,接触表面的最大接触压力值出现陡增现象。

4 结语

利用有限元软件 Ansys Workbench,对密封圈这类高弹性材料进行了大变形接触分析,得到了3种不同截面(“凸”形、矩形和“Y”形)的密封圈应力和接触压力云图以及应力-压缩位移、接触压力-压缩位移曲线。通过对不同截面的密封圈应力分布、最大应力值、接触压力分布和最大接触压力值对比分析可以得出,端面静密封形式下,密封圈用于特定密封圈槽时,“凸”形截面的密封圈在压缩过程中,应力变化均匀,最大接触压力面较宽,最大接触压力变化均匀,因此密封圈在同等压缩量的情况下,“凸”形截面的密封圈密封特性优于矩形和“Y”形截面密封圈。

参考文献:

- [1] 危银涛, 方庆红, 金状兵, 等. 填充橡胶本构模型研究进展[J]. 高分子通报, 2014(5): 15—21.
WEI Yin-tao, FANG Qing-hong, JIN Zhuang-bing, et al. Research Progress on Constitutive Model of Filled Rubber[J]. Polymer Bulletin, 2014(5): 15—21.
- [2] 徐灏. 密封[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2005.
XU Hao. Sealing[M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2005.
- [3] 何广德, 谭永发, 洪玮, 等. 基于有限元分析的矩形橡胶密封圈密封性能研究[J]. 液压气动与密封, 2014, 34(7): 35—36.
HE Guang-de, TAN Yong-fa, HONG Wei, et al. Research the Sealing Performance of the Rectangular Rubber Seals Based on the FEA[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2014, 34(7): 35—36.
- [4] 饶建华, 陆兆鹏. O形橡胶密封圈配合挡圈密封的应力与接触压力有限元分析[J]. 润滑与密封, 2009, 34(5): 65—68.
RAO Jian-hua, LU Zhao-peng. Finite Element Analysis of Stress and Contact Pressure of Rubber O-sealing Ring with Back-up Ring[J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(5): 65—68.
- [5] 王文涛, 上官文斌, 段小成. 超弹性体本构模型对橡胶隔振器静态特性预测影响的研究[J]. 汽车工程, 2012, 34(6): 543—550.
WANG Wen-tao, SHANGGUAN Wen-bin, DUAN Xiao-cheng. A Study on the Effects of Hyperelastic Constitutive Models on the Static Characteristic Prediction of Rubber Isolator[J]. Automotive Engineering, 2012, 34(6): 543—550.
- [6] 郑明军, 张杰. 往复密封用 X 形圈的优化设计及有限元分析[J]. 液压与气动, 2012(10): 76—79.
ZHENG Ming-jun, ZHANG Jie. Optimization and Finite Element Analysis on X-ring of Reciprocating Seals[J]. Hydraulic and Pneumatic, 2012(10): 76—79.
- [7] AUSTRELL P, OLSSON A K. Modeling Procedures and Properties of Rubber in Rolling Contact[J]. Polymer Testing, 2013, 32(2): 306—312.
- [8] MOSSI I A K, SHZI S, REMOND Y, et al. Modeling of the Stress-birefringence-stretch Behavior in Rubbers Using the Gent Model[J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 2011, 133: 1—8.
- [9] LI Xu, LI Zi-ran, XIA Yuan-ming. Test and Calculation of the Carbon Black Reinforcement Effect on the Hyper-elastic Properties of Tire Rubbers[J]. Rubber Chemistry and Technology, 2015, 88(1): 98—116.
- [10] 刘俊. 基于 ANSYS 的橡胶 O 型密封圈仿真分析[J]. 工业技术创新, 2016, 6(3): 1088—1090.
LIU Jun. Simulation Analysis on O-type Rubber Sealing Ring Using ANSYS[J]. Industrial Technology Innovation, 2016, 6(3): 1088—1090.
- [11] 王刚, 张晞, 张戈, 等. 基于 ANSYS Workbench 的 O 形密封圈有限元分析研究[J]. 煤矿机械, 2015, 36(10): 263—265.
WANG Gang, ZHANG Xi, ZHANG Ge, et al. Finite Element Analysis for O-ring Sealing Performance Based on ANSYS Workbench[J]. Coal Mine Machinery, 2015, 36(10): 263—265.
- [12] 王朝晖, 何康康. O 形橡胶密封圈的非线性有限元分析[J]. 航天制造技术, 2016(2): 4—8.
WANG Zhao-hui, HE Kang-kang. Nonlinear Finite Element Analysis of Rubber O-sealing Ring[J]. Aerospace Manufacturing Technology, 2016(2): 4—8.
- [13] 夏卫明, 骆桂林, 嵇宽斌. 橡胶结构有限元分析收敛问题的对策[J]. 机械设计与制造, 2013(7): 265—268.
XIA Wei-ming, LUO Gui-lin, JI Kuan-bin. Countermeasures of the Convergence Problems in Rubber Structure's FEA[J]. Machinery Design & Manufacture, 2013(7): 265—268.
- [14] 高俊杰, 李银霞. 小型隔膜真空泵橡胶隔膜的 ANSYS 有限元分析[J]. 真空, 2014(2): 13—15.
GAO Jun-jie, LI Yin-xia. Finite Element Analysis of Rubber Diaphragm of the Small Diaphragm Vacuum Pump by ANSYS[J]. Vacuum, 2014(2): 13—15.
- [15] 李海宁, 李丹, 辛新. 基于 Ansys 的聚氨酯蕾形密封圈有限元分析[J]. 润滑与密封, 2015, 40(4): 82—85.
LI Hai-ning, LI Dan, XIN Xin. Finite Element Analysis of Polyurethane Lei-ring Based on ANSYS[J]. Lubrication Engineering, 2015, 40(4): 82—85.