

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2011.07.016

## Y<sub>x</sub>形液压密封圈的有限元分析及结构优化\*

于润生 杨秀萍

(天津理工大学机械工程学院 天津 300384)

**摘要:**应用超弹性理论和非线性理论,采用有限元方法对Y<sub>x</sub>形液压密封圈的性能进行模拟,分析其失效的位置和模式,研究参数对密封性能的影响,提出结构优化模型。结果表明:Y<sub>x</sub>形密封圈工作时最大应力出现在上下唇交汇处,变形最大区域发生在Y<sub>x</sub>形开口靠近内唇处,其根部有较大的接触压力,并且可能发生咬伤现象;介质压力增大时,剪应力和最大接触压力明显增加;最大变形随初始压缩率的增加而线性增大,最大剪应力在压缩率为20%时达到最大;槽口圆角半径对Y<sub>x</sub>形密封圈密封性能的影响很小;摩擦因数增大时,最大剪切应力明显增加,但最大变形和最大接触压力都有减小的趋势。结构尺寸优化后,密封性能增强,接触宽度明显减小,密封圈根部摩擦和磨损得到改善,可以提高密封圈的使用寿命。

**关键词:** Y<sub>x</sub> 密封圈;非线性;有限元;结构优化

**中图分类号:** TB42 **文献标识码:** A **文章编号:** 0254-0150(2011)7-066-4

## Finite Element Analysis and Optimization Design of Y<sub>x</sub> Shape Hydraulic Sealing Ring

Yu Runsheng Yang Xiuping

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Technology, Tianjin 300384, China)

**Abstract:** Based on super elasticity theory and nonlinear theory, the performances of Y<sub>x</sub> shape hydraulic sealing ring, such as the sealing ring deformation, the contact pressure and stress were simulated by finite element method, the failure position and patterns were analyzed, the effect of parameters on sealing performance were studied, the structure optimization model was put forward. Results show that the biggest stress appears in the intersection of lips, the largest deformation occurs in Y<sub>x</sub> shape openings near inner lip, and the root of sealing ring has larger contact pressure, which could result in bite phenomenon. The shear stress and maximum contact pressure increase significantly with the increase of medium pressure. The maximum deformation increases linearly with the increase of initial compression ratio, maximum shear stress reaches to the maximum when the compression rate is 20%. Notch fillet radius of Y<sub>x</sub> shape sealing ring has a little effect on seal performance. With the increase of friction coefficient, the maximum shear stress increases significantly, but the maximum deformation and maximum contact pressure decrease. After structure size optimization, the sealing performance of Y<sub>x</sub> shape hydraulic sealing ring is improved, the contact width is decreased greatly, the friction and wear of sealing ring root is improved, and the service life of sealing is prolonged.

**Keywords:** Y<sub>x</sub> sealing ring; nonlinearity; finite element; structure optimization

液压密封圈是液压系统防止泄漏,提高容积效率的重要元件。随着科学技术的迅速发展及工业水平的提高,对密封圈的性能和质量要求越来越高。合理的密封圈结构对提高密封性能和使用寿命具有重要意义。Y<sub>x</sub>形密封圈依靠其唇边部分受流体压力作用后,与被密封面紧密接触来进行密封的,主要用于往复运

动的密封。本文作者应用超弹性理论和非线性理论,采用有限元软件ANSYS对Y<sub>x</sub>形液压密封圈的性能进行模拟,分析其失效的位置和模式,研究结构参数和工作参数对密封性能的影响,提出了结构优化模型并进行模拟和分析。

### 1 Y<sub>x</sub>形橡胶密封圈的计算模型

#### 1.1 橡胶材料模型

假设:(1)Y<sub>x</sub>形密封圈材料具有确定的弹性模量 $E$ 和泊松比 $\nu$ ;温度变化不大时,材料性质不变;(2)Y<sub>x</sub>形密封圈受到的纵向压缩视为由约束边界的指定位移引起的;(3)蠕变不引起体积变化。

\* 基金项目:天津市自然科学基金资助项目(033700211)。

收稿日期:2011-01-10

作者简介:于润生(1985—),男,硕士研究生,研究方向为机械设计及理论。E-mail: yrs501@163.com.

橡胶材料选为丁腈橡胶,其力学模型表现为复杂的材料非线性、接触非线性和几何非线性,目前普遍采用的橡胶材料模型为近似不可压缩弹性材料的 Mooney-Rivlin 模型,本文作者采用两常数的 Mooney-Rivlin 模型,应变能函数为:

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

式中:  $W$  为修正的应变能;  $C_{10}$  和  $C_{01}$  为 Rivlin 系数,  $I_1, I_2$  分别为第 1、2 Green 应变不变量。

$C_{10}$  和  $C_{01}$  按下式确定<sup>[1]</sup>:

$$\lg E = 0.019 8H - 0.543 2 \quad (2)$$

$$E = 6(C_{10} + C_{01}) \quad (3)$$

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

式中:  $H$  为材料硬度;  $E$  为弹性模量; 已知橡胶的硬度为 85, 根据公式 (2) ~ (4) 可计算得到弹性模量  $E = 13.8$  MPa;  $C_{10} = 1.84$  MPa;  $C_{01} = 0.46$  MPa; 取泊松比  $\nu = 0.499$ 。

1.2 有限元模型

图 1 (a) 给出了公称直径 56 mm 的轴用 Yx 形密封圈几何尺寸<sup>[2]</sup>。密封圈与安装槽、活塞杆组成轴对称结构,在理想情况下,密封圈沿轴线方向的载荷也是轴对称的,因此计算模型采用平面轴对称模型,对密封圈的研究由三维简化为二维问题,有限元模型如图 1 (b) 所示。橡胶材料采用超弹性单元 PLANE183, 活塞杆和安装槽采用 PLANE82 单元,材料的弹性模量  $E = 2 \times 10^5$  MPa, 泊松比  $\nu = 0.3$ , 其表面简化为刚体边界,在密封圈唇口方向施加液体压力。

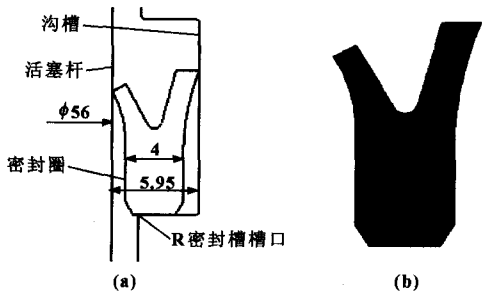


图 1 Yx 形密封圈截面尺寸 (a) 和有限元模型 (b)  
Fig 1 Yx shape sealing ring section size (a) and finite element model (b)

1.3 接触问题

密封圈和沟槽的接触采用接触单元 CONTA172 和目标单元 TARGE169, 活塞杆和沟槽面在 3 个接触对中作为主接触面, Yx 形圈的接触区域作为从接触面。

采用库伦摩擦模型,摩擦因数参照文献 [3] 确定。

产生接触的两物体必须满足无穿透约束条件,其方法有常规 Lagrange 法、罚方法、增广 Lagrange 乘子法等。由于 Yx 形密封圈内唇短边和密封面接触处尺寸较小,且存在尖角,为避免接触对互相渗透,这里采用常规 Lagrange 法<sup>[4]</sup>。

1.4 边界条件及加载方法

约束安装槽的所有自由度和活塞杆的垂直自由度。加载分为 2 个载荷步: 第一步,利用活塞杆位移来模拟 Yx 形橡胶密封圈的安装过程,使 Yx 形圈处于压缩状态; 第二步,“安装”结束后,在 Yx 形圈的唇部开口处逐步施加油压载荷,以模拟液压油的作用。

2 模拟结果分析

当压缩率  $w$  为 25%, 介质压力  $p$  为 4 MPa, 摩擦因数  $f$  为 0.3, 密封槽槽口圆角半径  $R$  为 0.2 mm 时,得到密封圈的变形、应力以及接触压力分布如图 2 ~ 4 所示。密封圈的失效准则<sup>[5]</sup>为:

(1) 最大接触压应力准则: 最大接触压应力小于工作内压时,会造成介质外泄,密封圈失效。

(2) 最大剪切应力准则: 保证密封下的剪切应力满足:

$$\sigma_{xy} < [\tau_b] \quad (5)$$

式中:  $\sigma_{xy}$  为密封圈在工况下所受的最大剪应力;  $[\tau_b]$  为橡胶材料的许用抗剪强度,  $[\tau_b] = 4.6$  MPa。

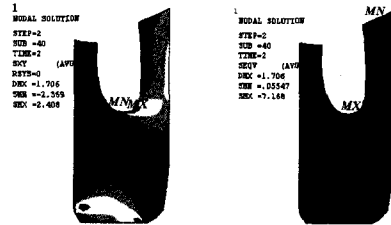


图 2 剪切应力和 Mises 应力图 (MPa)

Fig 2 Contour of shear stress and Mises stress (MPa)

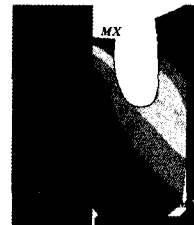


图 3 变形图 (mm)

Fig 3 Contour of displacement (mm)

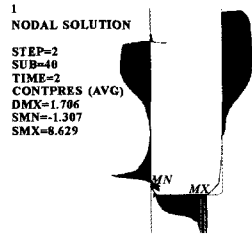


图 4 接触压力分布云图 (MPa)

Fig 4 Contour of contact pressure (MPa)

由图 2~4 可以看出最大剪切应力和 Mises 应力都出现在上下唇交汇处, 变形最大区域发生在 Yx 形开口靠近内唇处; 根部有较大的接触压力, 因此密封圈破坏模式应为两唇交汇区域因压缩后的最大应力导致失效以及根部的磨损或咬伤导致密封圈失效。

由于  $\sigma_{xy}$  为 2.4 MPa, 没有超过材料的许用抗剪强度; 接触压力为 8.6 MPa, 大于介质压力, 故该工况下密封圈没有失效。

### 3 参数对密封性能的影响

利用上述模型, 研究结构参数和工作参数对密封性能的影响。

#### 3.1 介质压力 $p$

密封圈的最大变形、剪应力、Mises 应力和接触压力随介质压力的变化曲线如图 5 所示。压力增大时, 最大变形增加不明显; 但剪应力明显增加, 当  $p$  大于 15 MPa 时, 剪应力超过  $[\tau_b]$  而发生剪切失效; 压力  $p$  超过 5 MPa 后, Mises 应力基本不变, 最大接触压力随介质压力呈线性增长, 但始终大于介质压力, 能保证密封性能, 但接触宽度也随之增加, 摩擦力增大, 磨损严重, 会影响密封圈的使用寿命。

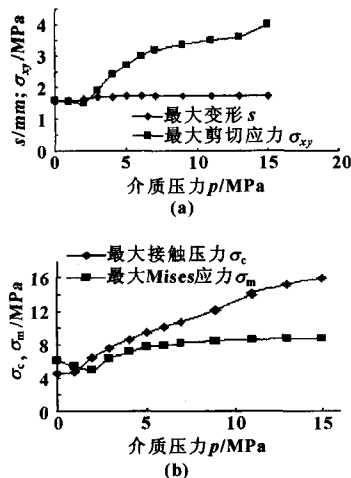


图 5 介质压力对密封性能的影响

Fig 5 Effect of medium pressure on seal performances

#### 3.2 初始压缩率 $w$

图 6 示出了初始压缩率与最大剪应力、最大接触压力、最大 Mises 应力和最大变形之间的关系曲线。最大变形随初始压缩率的增加而线性增大, 最大剪应力在压缩率为 20% 时达到最大 1.63 MPa, 小于抗剪强度, 没有失效, 然后减小, 初始压缩率  $w < 20\%$  时, 最大接触压力小于介质压力, 不能保证密封。

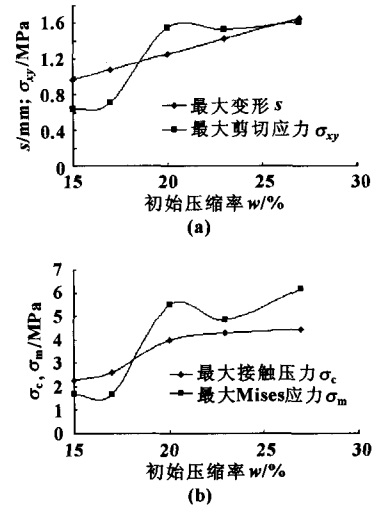


图 6 初始压缩率对密封性能的影响

Fig 6 Effect of initial compression ratio on seal performances

#### 3.3 密封槽槽口圆角半径 $R$

槽口圆角半径对 Yx 形密封圈密封性能的影响很小, 如图 7 所示, 这点与 O 形密封圈不同<sup>[6]</sup>, 因此结构优化设计时不必过多考虑该尺寸。

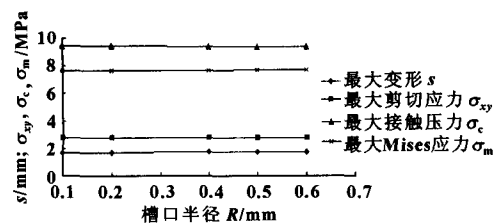


图 7 槽口圆角半径对密封性能的影响

Fig 7 Effect of notch fillet radius on seal performances

#### 3.4 密封圈与内壁间的摩擦因数 $f$

如图 8 所示, 摩擦因数增大时, 最大剪切应力明显增加, 当摩擦因数超过 0.7 时剪应力会急剧增大, 发生剪切破坏的可能性会增大; 最大变形和最大接触压力都有减小的趋势。

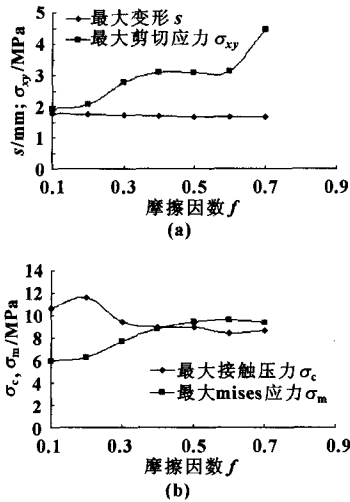


图8 摩擦因数对密封性能的影响

Fig 8 Effect of friction coefficient on seal performances

#### 4 Yx形密封圈的结构优化及性能分析

从上面的分析可以看出, 介质压力和初始压缩率对密封性能影响较大。当压力增加、预压缩量过大时, 密封圈接触宽度明显增大, 摩擦范围和摩擦力增大, 从而影响使用寿命。因此为提高密封性能, 延长密封圈的使用寿命, 参考国外密封圈设计经验, 可将密封圈根部结构尺寸优化为如图9所示, 以缩小接触宽度, 减小摩擦范围和摩擦力。

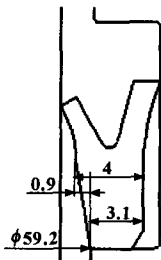


图9 优化后截面尺寸 (mm)

Fig 9 The drawing after optimization (mm)

优化前的密封圈 (见图1) 其根部尺寸为 4 mm, 预装入沟槽后会出现整个密封圈根部抱紧活塞杆的现象, 在压力作用下, 密封圈根部将进一步抱紧活塞杆。优化后的密封圈 (见图9), 根部尺寸从 3.1 mm 过渡到 4 mm, 预装时只有唇边及其唇口中部分贴紧活塞杆, 在介质压力作用下, 其唇口中部分附近受力变形得到改善, 更易贴紧活塞杆。

图10示出了优化前后接触宽度随介质压力变化的曲线, 图11示出了优化前后接触压力分布, 可以看出: 优化后的结构其接触宽度明显小于优化前的,

压力分布更为合理, 接触压力集中在唇口中部分附近, 可以使密封性能稳定, 且压紧力随介质压力的变化而变化, 接触面间易形成一层很薄的连续油膜, 起到润滑效果, 减少干摩擦导致的快速磨损, 延长使用寿命。

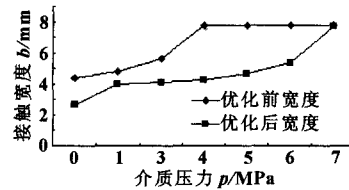


图10 优化前后接触宽度的变化

Fig 10 The change of contact width before and after the optimization

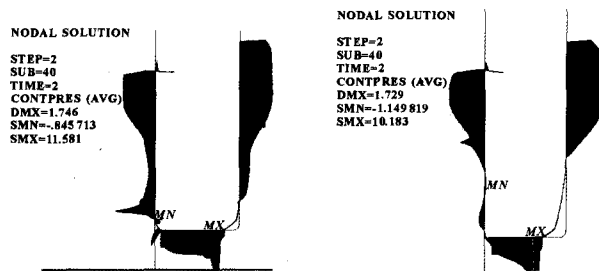


图11 介质压力为5 MPa时优化前、后的接触压力云图 (MPa)

Fig 11 Contour of contact pressure before and after the optimization under medium pressure of 5 MPa (MPa)

接触面间的摩擦力<sup>[6]</sup>可以表示为:

$$F = \pi f (p_p + p_i) ab \quad (7)$$

式中:  $f$  为摩擦因数;  $p_p$  为介质压力;  $p_i$  为初始预紧力;  $a$  为密封接触面直径;  $b$  为密封接触面宽度。

显然, 同等条件下, 优化后的摩擦力较优化前的摩擦力要小, 密封圈根部磨损可以得到改善, 同时摩擦力与压力迭加后, 最大接触压力出现在唇口中部分附近, 避免了根部出现最大接触压力而磨损早于唇部磨损 (优化前的结构) 导致密封失效的现象。

#### 5 结论

(1) Yx形密封圈工作时, 最大剪切应力和 Mises 应力都出现在上下唇交汇处; 变形最大区域发生在 Yx 形开口靠近内唇处; 根部有较大的接触压力, 并且可能发生咬伤现象。

(2) 槽口圆角半径对密封圈性能影响很小; 压力增大时, 最大变形增加不明显, 但剪应力明显增加, 当  $p > 15$  MPa 时, 剪应力超过  $[\tau_b]$  而发生剪切失效; 压力  $p$  超过 5 MPa 后, Mises 应力基本不变, 最大接触压力随介质压力呈线性增长, 但始终大于介质压力, 能保证密封性能, 但接触宽 (下转第 74 页)

(2)  $\text{MoS}_2\text{-Sb}_2\text{O}_3$  复合薄膜在真空下具有比大气下更稳定的摩擦学性能, 更长的耐磨寿命。

(3) 提高溅射原子能量能有效地提高  $\text{MoS}_2\text{-Sb}_2\text{O}_3$  复合薄膜的承载性能, 减少薄膜的内应力, 提高薄膜的附着力, 提高薄膜的耐磨寿命。

#### 参考文献

- [1] Fleischauer P D, Hilton M R. Application of space tribology in the USA[J]. *Tribology International*, 1999, 23: 135 - 139.
- [2] Muratore C, Voevodin A A. Control of molybdenum disulfide basal plane orientation during coating growth in pulsed magnetron sputtering discharges[J]. *Thin Solid Film*, 2009, 517: 5605 - 5610.
- [3] Renevier N M, Fox V C, Teer D G, et al. Coating characteristics and tribological properties of sputter-deposited  $\text{MoS}_2$ /metal composite coatings deposited by closed field unbalanced magnetron sputter ion plating[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2000, 127: 24 - 37.
- [4] Zabinski J S, Donley M S, Walck S D. The effects of dopants on the chemistry and tribology of sputter-deposited  $\text{MoS}_2$  films[J]. *Tribology Transactions*, 1995, 4: 894 - 904.
- [5] 周晖, 温庆平, 桑瑞鹏, 等. 溅射沉积  $\text{MoS}_2$  薄膜中掺杂 Ti 对其结构与性能的影响研究[J]. *润滑与密封*, 2006, 31(11): 21 - 27.  
Zhou Hui, Wen Qingping, Sang RuiPeng, et al. Study of structure and mechanical performance changes affected by doping Ti in sputtered  $\text{MoS}_2$  coating[J]. *Lubrication Engineering*, 2006, 31(11): 21 - 27.
- [6] Fenker M, Balzer M, Kappl H, Savan A. Corrosion behaviour of  $\text{MoS}_2$ -based coatings deposited onto high speed steel by magnetron sputtering[J]. *Surface & Coatings Technology*, 2006, 201:

4099 - 4104.

- [7] Hu J J, Bultman J E, Zabinski J S. Microstructure and lubrication mechanism of multilayered  $\text{MoS}_2/\text{Sb}_2\text{O}_3$  thin films[J]. *Tribology Letters*, 2006, 21(2): 169 - 174.
- [8] 周晖, 温庆平, 郝宏, 等. 非平衡磁控溅射沉积  $\text{MoS}_2\text{-Ti}$  复合薄膜结构与摩擦磨损性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2006, 26(2): 183 - 187.  
Zhou Hui, Wen Qingping, Hao Hong, et al. Study of structural and tribology properties of  $\text{MoS}_2\text{-Ti}$  composite coating deposited by unbalanced magnetron sputter[J]. *Tribology*, 2006, 26(2): 183 - 187.
- [9] Scharf T W, Kotula P G, Prasad S V. Friction and wear mechanisms in  $\text{MoS}_2/\text{Sb}_2\text{O}_3/\text{Au}$  nanocomposite coatings[J]. *Acta Materialia*, 2010, 58: 4100 - 4109.
- [10] Roberts E W. Thin solid lubricant films in space[J]. *Tribology International*, 1990, 23(2): 95.
- [11] 周晖, 王志华, 郑军, 等. 沉积压力对非平衡磁控溅射沉积  $\text{MoS}_2\text{-Ti}$  复合薄膜的结构与性能影响研究[J]. *润滑与密封*, 2009, 34(5): 9 - 12.  
Zhou Hui, Wan Zhihua, Zheng Jun, et al. Study of structure and performance of unbalanced magnetron sputtering  $\text{MoS}_2\text{-Ti}$  coating affected by deposition pressure[J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34(5): 9 - 12.
- [12] 周晖, 温庆平, 郑军, 等. 工件台转速对非平衡磁控溅射沉积  $\text{MoS}_2\text{-Ti}$  复合薄膜的结构与性能影响[J]. *润滑与密封*, 2008, 33(4): 1 - 3.  
Zhou Hui, Wen Qingping, Zheng Jun, et al. The Influence of substrate table rotation rate on structure and performance of unbalanced magnetron sputtering  $\text{MoS}_2\text{-Ti}$  coating[J]. *Lubrication Engineering*, 2008, 33(4): 1 - 3.

(上接第 69 页) 度也随之增加, 摩擦力增大, 磨损严重, 会影响密封圈的寿命。最大变形随初始压缩率的增加而线性增大, 最大剪应力在压缩率为 20% 时达到最大, 然后减小。槽口圆角半径对 Yx 形密封圈密封性能的影响很小, 这点与 O 形密封圈不同。摩擦因数增大时, 最大剪切应力明显增加, 但最大变形和最大接触压力都有减小的趋势。

(3) 密封圈结构尺寸优化后, 密封性能增强, 接触宽度明显减小, 根部磨损得到改善, 摩擦减小, 可以提高密封圈的使用寿命。

#### 参考文献

- [1] 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 - 9.  
Wang Wei, Deng Tao, Zhao Shugao. Determination for material constants of rubber Mooney-Rivlin model[J]. *Special Purpose Rubber Products*, 2004, 25(4): 8 - 9.
- [2] 雷天觉, 杨尔庄, 李寿刚. 新编液压工程手册: 下册[M]. 北

京: 北京理工大学出版社, 1998: 1634 - 1665.

- [3] 王杰, 谢禹钧. 关于橡胶 O 形密封圈的 Ansys 分析[J]. *辽宁石油化工大学学报*, 2008, 12(4): 48 - 50.  
Wang Jie, Xie Yujun. Ansys analysis of rubber O-sealing ring[J]. *Journal of Liaoning University of Petroleum & Chemical Technology*, 2008, 12(4): 48 - 50.
- [4] 凌道盛, 徐兴. 非线性有限元及程序[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2004: 227 - 230.
- [5] 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): 13 - 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): 13 - 14.
- [6] 吕尚连. 探讨轴用 Yx 密封圈的形状尺寸[J]. *润滑与密封*, 2000, 25(2): 61 - 62.  
Lu Shanglian. Approaching shape and size of Yx-packing of rod seal[J]. *Lubrication Engineering*, 2000, 25(2): 61 - 62.