

DOI: 10.3969/j.issn.0254-0150.2012.02.008

丁腈橡胶 O 形圈往复密封性能实验研究*

吴 琼 索双富 廖传军 黄伟峰 刘向锋

(清华大学摩擦学国家重点实验室 北京 100084)

摘要: 根据《用于评估液压往复密封应用的标准试验方法》设计往复密封标准试验台, 能够对不同类型的密封环进行整环测试; 对不同工况下的丁腈橡胶 O 形圈进行实验研究, 并与工程解进行比较和分析, 结果具有较好的一致性。结果表明: 丁腈橡胶的力-位移响应滞后性很明显; 同样的工况条件下, 润滑油的润滑与减摩效果优于去离子水; 在低压差范围内, 随压力增加, 摩擦力基本呈线性增加; 随往复速度增加, 摩擦力会逐渐增大, 但增长率会逐渐变小, 直至滑动摩擦力达到稳定值。

关键词: 丁腈橡胶; O 形圈; 往复密封

中图分类号: TB42 文献标识码: A 文章编号: 0254-0150 (2012) 2-029-5

Experimental Study of Reciprocating Sealing Performance of Nitrile Rubber O-ring

Wu Qiong Suo Shuangfu Liao Chuanjun Huang Weifeng Liu Xiangfeng

(State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: A standard reciprocating seal test rig was designed based on the standard test methods of assessing the hydraulic reciprocating seals, which can test various sealing rings wholly without being cut into pieces. The experimental studies of nitrile rubber were made under different circumstances and the results were compared with engineering solutions. It was found the results were in good agreement. The results show that the force-displacement response lag of nitrile rubber is obvious; in a certain range the friction force increases linearly with the pressure; the lubricant effect of oil is much better than that of de-ionized water under the same working condition. With reciprocating velocity increases, the friction gradually increases but the growth rate becomes smaller until the sliding forces stabilize.

Keywords: nitrile rubber; O-ring; reciprocating seal

涉及 O 形圈的文献有很多, 国内的多数文献^[1-7]主要集中在 O 形圈本构模型和沟槽结构参数的讨论上, 如 O 形圈本构模型的选取、本构模型参数的测量, 沟槽宽度、深度、倒角的选取, 压缩率的确定, 挡圈的使用, 失效准则的讨论等等。国外的一些文献^[8-11]则利用比较完备的往复密封理论进行了数值仿真, 得到了一些具有参考意义的结果, 如临界粗糙度值这一概念的提出。

但就目前而言, 无论国内还是国外, 在实验方面的进展都相对滞后。刘莹等人^[12]研究了不同工况下三元乙丙橡胶的摩擦性能, 但是由于设备所限, 实验

只取了 15 mm 的片段, 并非整圈, 边界效应无法避免, 其次 SRV 摩擦磨损试验机只能模拟径向加载的情况, 不能模拟轴向施加压力的工况, 因而得到的实验结果存在一定的局限性。

本文作者根据文献 [13-14] 提及的英国流体力学研究组提出的《用于评估液压往复密封应用的标准试验方法》设计了往复密封标准试验台, 以对不同形式的密封圈在不同的工况下的往复密封性能和摩擦性能进行整环测试。

根据往复行程的不同, 按由小到大的顺序, O 形圈有 4 种不同的运动状态: 第一种是完全静止; 第二种是完全黏滑, 此时 O 形圈只发生剪切变形, 与试验缸缸壁之间没有宏观的相对滑动; 第三种叫做部分滑动, 此时部分试验圈与试验缸缸壁之间产生宏观的相对滑动, 但仍有部分区域处于黏结状态; 第四种是试验圈相对试验缸缸壁产生完全滑动, 此时最显著的特征即摩擦力基本不随位移而改变。本文作者将以第四种状态, 即 O 形圈的大行程往复运动作为研究重点。

* 基金项目: 国家 973 计划项目 (2009CB724304); 清华大学摩擦学国家重点实验室自主研究课题重点项目 (SKLT08A06); 国家自然科学基金项目 (50975157)。

收稿日期: 2011-09-08

作者简介: 吴琼 (1987—), 女, 硕士研究生, 主要从事机械密封副密封的研究。E-mail: wuqionghaoyangde@163.com.

1 试验台构成

根据试验标准,设计的往复密封标准试验台如图 1 所示,试验台主要由以下几部分组成。

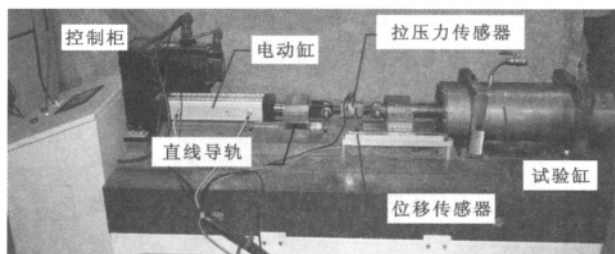


图 1 试验台组成

Fig 1 Components of the test rig

试验缸: 试验缸是试验台的主体部分,其内部示意图如图 2 所示。试验缸设有油气入口、油气出口及 2 个泄漏口。密封腔体由完全对称的 2 个活塞环和试验圈组成。活塞环与活塞传动轴采用如图 2 所示的结构是为了灵活地更换加工有不同槽型的活塞环,以便测试不同形状的密封环(如 O 形圈、Y 形圈)的密封性能和摩擦性能。

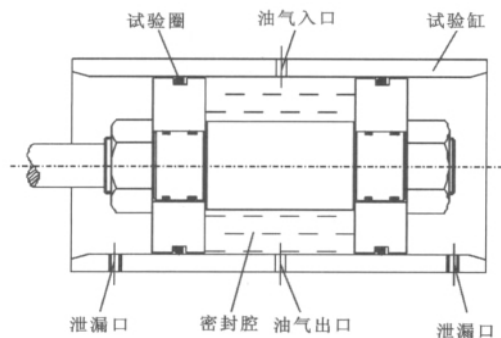


图 2 试验缸内部示意图

Fig 2 Schematic diagram of internal cylinder

往复动力单元: 试验台的动力由电动缸提供,电动缸将电机的旋转运动通过丝杆副的机械运动转换为推杆的直线运动,通过控制电机的转向改变推杆的运动方向,从而带动活塞环在试验缸内做往复运动。本试验台选用的是重庆海通机械制造有限公司的 ELA802Z-120-00 型电动缸,其电机为伺服电机,可实现无级调速。

拉压力传感器: 购置的传感器为北京中瑞能仪表技术有限公司的 ZRN602A 型拉压力传感器,量程为 $-10 \sim 10$ kN。拉压力传感器直接和电动缸的推杆和活塞传动轴相连,为了保证连接的直线度,为推杆和

活塞传动轴安装了直线导轨。在平稳的往复运动过程中,拉压力传感器记录的是活塞传动轴的推拉力,用该示数减去系统的固有摩擦力,即可获得被测试验圈的摩擦力。

位移传感器: 与活塞传动轴相连,其示数即与试验圈相连的活塞环的位移。本试验台选用的是北京机床研究所的 GS11 型光栅尺位移传感器,分辨率为 $4 \mu\text{m}$ 。

控制柜: 主要功能是控制试验台的启停,设定往复运动参数(包括往复行程次数、往复速度、和往复行程),完成试验数据和曲线的显示、记录和存储,该控制柜还具备了远程控制的功能。

液压和气压循环单元: 与试验缸相连,给试验缸提供具有一定压力的气、水、油等介质,该单元有单独的控制系統,图 1 中没有标示,在此不进行进一步的叙述。

2 试验部分

试验主要研究了一些可控的工况参数,如往复行程、往复速度、润滑介质、工作压力等对丁腈橡胶在往复运动过程中摩擦性能的影响。

2.1 试验材料及参数

同一型号(内径 190 mm,截面直径 5.3 mm)的具有优良的耐油性、耐磨性和气密性的丁腈橡胶(NBR) O 形圈若干,试验过程中压缩率恒为 17.925%。

为保证拉压力传感器读数的准确性,运动过程中必须要避免外界冲击,以保证运动的平稳性,以免产生不必要的惯性力,影响拉压力传感器示数。

在做不同的试验时,采用新的试验圈,以减少试验之间的相互影响。为保证数据的可靠性和可重复性,每次试验都至少重复做 5 次,然后对每组数据做均值处理。

试验台上直线导轨及连接部件的存在使得试验台存在一定的固有摩擦力,故而应首先进行空载试验,即不加试验圈,测试试验台固有的摩擦力。然后,将 2 个被测试验圈安装到密封环上进行摩擦力测试,除去系统的固有摩擦力即可获得试验圈在往复运动过程中受到的摩擦力。

2.2 试验结果与分析

2.2.1 往复行程的影响

通过 0.5 ~ 5 mm 往复行程的尝试,发现这些往复行程下的滑动特征都不明显(见图 3),这也间接地证明了当往复行程很小时,O 形圈只发生弹性变形,并未发生真正的滑动。

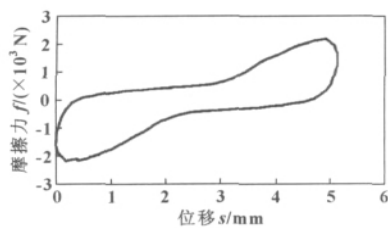


图3 往复行程 5 mm 时的力 - 位移曲线
Fig 3 Force-displacement curve of 5 mm-stroke

图 4 示出了干摩擦条件下, 往复行程为 50 mm , 速度为 0.01 m/min 时一个往复周期内 (位移最大—最小—最大) 的力和位移曲线。由于运动过程很缓慢, 最大摩擦力和滑动摩擦力的区别不是很大。

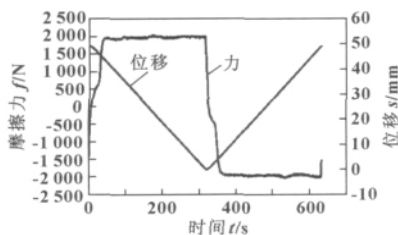


图 4 一个往复周期内的摩擦力与位移曲线 (0.01 m/min)
Fig 4 Friction force-displacement curves in a reciprocating cycle (0.01 m/min)

从图 4 中可以看出, 在换向过程中, 当位移减小到最小值时, 力并没有立即减小, 当反向运动一小段距离以后, 力才开始减小, 反向运动 4.688 mm 后, 力才达到反向最大值, 同理, 当位移达到最大值时, 力并没有达到最大值, 这很好地说明了橡胶材料力 - 位移响应的滞后性 (部件间的连接间隙固然存在, 根据位移数据可知, 在该 50 mm 往复行程的周期内, 间隙只有 0.928 mm, 滞后性依旧很突出) 。

2. 2. 2 润滑介质的影响

试验研究了润滑介质对丁腈橡胶在往复运动过程中摩擦性能的影响, 分别测试了在干摩擦、水润滑和油润滑条件下的摩擦力曲线, 试验结果如图 5 所示。

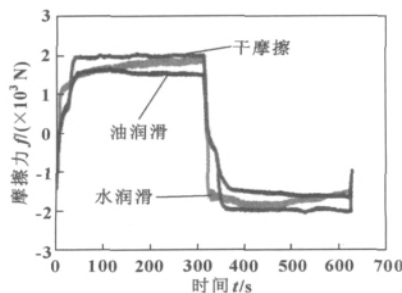


图 5 润滑介质对摩擦力的影响
Fig 5 Influence of lubricants on friction force

选择汽轮机油作为润滑介质, 对比图 5 中摩擦力曲线可以看出润滑油的润滑效果是很明显的, 它使摩擦力相比干摩擦时降低了 18.1%; 去离子水作为润滑介质时的摩擦力大小与干摩擦时的情况相比变化不大, 润滑效果不是很明显。

2. 2. 3 流体压力的影响

不同压力下, 一个往复周期内丁腈橡胶 O 形圈所受的摩擦力如图 6 所示, 将水平段的数据做均值处理即可获得 O 形圈往复运动所受的滑动摩擦力。

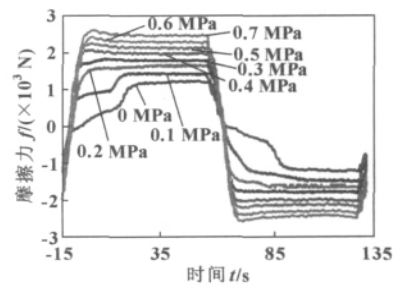


图 6 不同压力下的摩擦力曲线
Fig 6 Friction force curves under different pressures

针对上述应用背景, Artur Karaszkieicz^[15] 提出了如图 7 所示的工程法的理论计算模型, 模型中各参数的意义见表 1, 2。

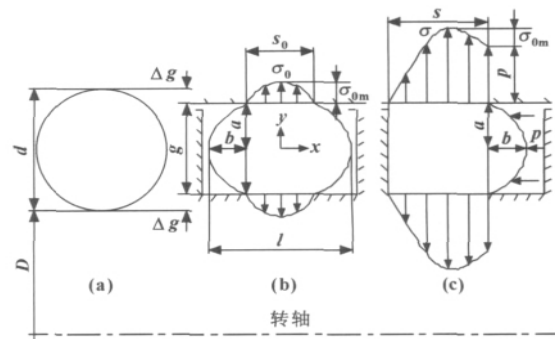


图 7 O 形密封圈的理论分析模型
Fig 7 Theoretical analysis model of O-ring

表 1 已知参数
Table 1 The known parameters

O 形圈截面直径	O 形圈内径	O 形圈挤压变形量
d	D	Δg

表 2 未知参数

Table 2 The unknown parameters

流体压力 $p=0$	流体压力 $p \neq 0$
接触宽度 s_0	接触宽度 s
接触压力分布 σ_0	接触压力分布 σ
平均接触压力 $\bar{\sigma}_0$	平均接触压力 $\bar{\sigma}$
最大接触压力 σ_{0m}	最大接触压力 σ_m
等效接触力 N_0	等效接触力 N
压缩率 ε	

各未知参数的计算公式如下:

$$\varepsilon = \Delta g/d = (d - g)/d \quad (1)$$

$$s_0 = d(2\varepsilon + 0.13) \quad (2)$$

$$\bar{\sigma}_0 = E\pi(2\varepsilon + 0.13)/6 \quad (3)$$

$$\sigma_{0m} = 0.67E(2\varepsilon + 0.13) \quad (4)$$

$$N_0 = \pi^2 E(D+d)d(2\varepsilon + 0.13)^2/6 \quad (5)$$

$$s = d\{ (2\varepsilon + 0.13) + [0.39(1 - \varepsilon)^{-1} - 0.5(2\varepsilon + 0.13)] [1 - \exp(-4.6p/E)] \} \quad (6)$$

$$\bar{\sigma} = \bar{\sigma}_0 + 0.9p \quad (7)$$

$$N = \pi(D+d)s\bar{\sigma} \quad (8)$$

将不同压力下 O 形圈所受滑动摩擦力的实验结果和工程解法的结果绘于图 8 中。可看出, 试验结果和工程解法的结果趋势是一致的, 在 0 ~ 0.7 MPa 的压差范围内, O 形圈所受滑动摩擦力与介质压力基本成线性关系。

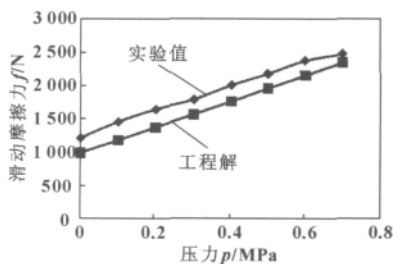


图 8 滑动摩擦力与压力关系

Fig 8 Relation between friction force and pressure

2.2.4 往复速度的影响

随着往复速度的提高, 换向时加速和减速过程产生的惯性力作用会增强 (电动缸转向过程中减速和加速的时间是一定的, 设定的速度越大, 加速度就会越大), 此时一个周期内的力-位移曲线形状会发生改变。图 9 示出了干摩擦条件下, 往复行程为 80 mm, 速度为 2 m/min 时一个往复周期内的力和位移

曲线。图中的摩擦力出现了尖峰, 但这和静态摩擦力是有区别的, 摩擦力尖峰值减去惯性力才是实际的静态摩擦力。图 9 中摩擦力的平滑段即为丁腈橡胶 O 形圈受到的滑动摩擦力, 从对应的位移也能看出此时的滑动是匀速的。

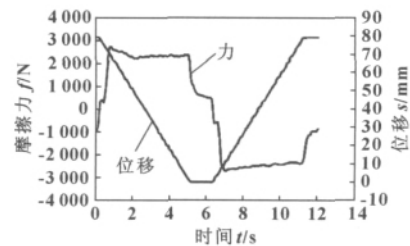


图 9 一个往复周期内的摩擦力与位移曲线 (2 m/min)

Fig 9 Friction force-displacement curves in a reciprocating cycle (2 m/min)

不同往复速度下, 丁腈橡胶 O 形圈所受的滑动摩擦力如图 10 所示。可以看出, 随着往复速度的增加, 丁腈橡胶 O 形圈在滑动时受到的滑动摩擦力会逐渐增大, 但增长率会逐渐变小, 直至滑动摩擦力达到稳定值。

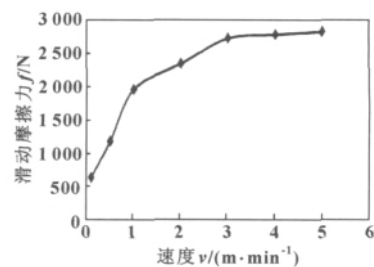


图 10 不同往复速度下 O 形圈所受滑动摩擦力

Fig 10 Friction force under different reciprocating velocities

3 结论

根据试验标准设计的试验台, 能够对密封环进行整环测试, 且试验结果与工程经验公式具有较好的一致性。不同工况下的试验结果表明, 丁腈橡胶 O 形圈的运动状态取决于往复行程的大小; 润滑介质、工作压力、往复速度都会对丁腈橡胶 O 形圈的摩擦特性产生影响, 具体结论如下:

(1) 在大的往复行程下, 去除机械装置间的连接间隙的影响, 丁腈橡胶的力-位移曲线依旧能明显地反映出材料的滞后性。

(2) 在同样的工况条件下, 润滑油的润滑与减

摩效果要远远优于去离子水。

(3) 试验结果与工程解法的结果趋势一致, 两者都表明, 在 0~0.7 MPa 的压差范围内, 随介质压力的增加, 丁腈橡胶完全滑动时所受的摩擦力基本呈线性增加。

(4) 随着往复速度的增加, 丁腈橡胶 O 形圈受到的滑动摩擦力会逐渐增大, 但增长率逐渐变小, 直至滑动摩擦力达到稳定值。

参考文献

- 【1】胡殿印, 王荣桥. 橡胶 O 形圈密封结构的有限元分析[J]. 北京航空航天大学学报 2005 31(2): 255-260.
Hu Dianyin, Wang Rongqiao. Finite element analysis of O-ring seal structure[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics 2005 31(2): 255-260.
- 【2】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): 9-14.
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): 9-14.
- 【3】谭晶, 杨卫民, 丁玉梅, 等. O 形橡胶密封圈密封性能的有限元分析[J]. 润滑与密封 2006 31(9): 65-69.
Tan Jing, Yang Weimin, Ding Yumei, et al. Finite element analysis of the sealing performance of O-ring seal structure[J]. Lubricating Engineering 2006 31(9): 65-69.
- 【4】王伟, 赵树高. O 形橡胶密封圈的非线性有限元分析[J]. 润滑与密封 2005 30(4): 106-108.
Wang Wei, Zhao Shugao. Nonlinear finite element analysis of rubber O-sealing ring[J]. Lubricating Engineering 2005 30(4): 106-108.
- 【5】王伟, 赵树高. 结构参数对橡胶 O 形密封圈性能的影响[J]. 润滑与密封 2010 35(1): 71-74.
Wang Wei, Zhao Shugao. Influence of structure parameters on the properties of rubber O-ring seal[J]. Lubricating Engineering 2010 35(1): 71-74.
- 【6】揭亮, 张秋翔, 蔡纪宁, 等. 加有单侧挡圈的 O 形密封圈有限元分析[J]. 石油化工设备 2009 38(4): 43-45.
Jie Liang, Zhang Qiuxiang, Cai Jining, et al. Finite element analysis of O-ring with single side gasket[J]. Petro-Chemical Equipment 2009 38(4): 43-45.
- 【7】揭亮, 张秋翔, 蔡纪宁, 等. 新型辅助密封圈的有限元分析[J]. 润滑与密封 2009 34(2): 38-40.
Jie Liang, Zhang Qiuxiang, Cai Jining, et al. Finite element analysis of a new type auxiliary seal ring[J]. Lubricating Engineering 2009 34(2): 38-40.
- 【8】Fribourg Didier, Durand Samuel, Audrain Alain, et al. Experimental and numerical study of mechanical face seals secondary seal[J]. International Sealing Conference Internationale Dichtungstagung 2008 7.
- 【9】Lebeck. Principles and design of mechanical face seals[M]. New York: Wiley, 1991.
- 【10】Bo Yang. Elastohydrodynamic model of reciprocating hydraulic rod seals[D]. Atlanta: Georgia Institute of Technology 2010.
- 【11】Nikas G K. Eighty years of research on hydraulic reciprocating seals: review of tribological studies and related topics since the 1930 s[J]. Engineering Tribology 2010 224: 1-23.
- 【12】刘莹, 陈焱, 高志, 等. 三元乙丙密封材料不同工况下的摩擦性能[J]. 摩擦学学报 2010 30(5): 461-465.
Liu Ying, Chen Yao, Gao Zhi, et al. Friction performance of EPDM used for seals in different working conditions[J]. Tribology 2010 30(5): 461-465.
- 【13】黄勇理. 往复密封试验标准与实现简介[J]. 液压与气动, 1999(2): 47-49.
Huang Yongli. Introduction of reciprocating seal test standard and realization[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 1999(2): 47-49.
- 【14】黄勇理. 液压往复密封试验及数据监测系统研究[J]. 华中理工大学学报, 1999 27(2): 34-36.
Huang Yongli. A data measuring system for the standard method of reciprocating seals test[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology, 1999 27(2): 34-36.
- 【15】Artur K. Geometry and contact pressure of an O-ring mounted in a seal groove[J]. Ind Eng Chem Res, 1990, 29: 2134-2137.

(上接第 19 页)

- 【6】李贵勇, 郝木明, 闫明强. 螺旋槽上游泵送机械密封密封特性数值计算[J]. 润滑与密封 2010 35(9): 56-59.
Li Guiyong, Hao Muming, Yan Mingqiang. Numerical computations of the seal performance of up-stream pumping mechanical seals with spiral grooves[J]. Lubrication Engineering 2010 35(9): 56-59.
- 【7】Etsion I. State of the art in laser surface texturing[J]. Journal of Tribology 2005 127: 248-253.
- 【8】陈汇龙, 黄建平, 李雯瑜. 螺旋槽造型端面液体机械密封内流场的数值分析[J]. 中国水利水电 2011(1): 156-159.

- Chen Huilong, Hung Jianping, Li Wenyu. A numerical analysis of the inner flow field with spiral groove shape face for liquid[J]. China Rural Water and Hydropower 2011(1): 156-159.
- 【9】温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 2 版. 北京: 清华大学出版社 2002.
- 【10】Mayer E. 机械密封[M]. 北京: 化学工业出版社, 1981.
- 【11】彭建, 郡新华, 左孝桐. 上游泵送密封研究[J]. 流体机械, 1998 26(2): 3-8.
Peng Jian, Jun Xinhua, Zuo Xiaotong. Research on upstream pumping mechanical seal[J]. Fluid Machinery, 1998, 26(2): 3-8.