两种常见O形圈挡圈组合有限元分析对比

周　翰，黄　乐*，向　宇
（广州机械科学研究院有限公司，广东 广州　510535）

摘要：通过ANSYS有限元软件建立矩形挡圈和弧形挡圈与O形圈组合的有限元分析模型，借助迭代计算法求出O形圈承受油液压力时的压力边界，分析对比这两种常见挡圈组合在不同油液压力和压缩率下的力学性能与密封特性。结果表明：在相同油液压力和压缩率下，弧形挡圈组合O形圈的最大等效应力小于矩形挡圈组合，最大接触压力略大于矩形挡圈组合；弧形挡圈组合的密封性能在高压（大于15 MPa）、低压缩率（小于20%）条件下有一定优势；减小挡圈弧形半径可以降低弧形挡圈组合的O形圈的最大等效应力和增大最大接触压力，但会增加O形圈破坏的风险，应综合考虑弧形半径的取值。

关键词：O形圈；挡圈；有限元分析；压力边界；等效应力；接触压力；密封性能
中图分类号：TQ336.4+2；TP391.9　　**文章编号**：2095-5448(2019)04-0000-06
文献标志码：A　　**DOI**：10.12137/j.issn.2095-5448.2019.04.0001

O形密封圈（以下简称O形圈）具有结构简单、体积小、密封可靠、价格低廉等特点，广泛应用于液压、机械、汽车等领域，主要作为静密封以及较小油液压力和速度条件下的动密封。

目前，已有很多学者建立了不同的分析模型对O形圈进行研究，分析了O形圈在不同油液压力、压缩率、拉伸率等条件下的密封性能[1-3]，但对其配合挡圈的研究较少。挡圈可以增强O形圈的耐压能力，矩形挡圈和弧形挡圈是两种常见的挡圈。

本工作以静密封用O形圈及其配合挡圈为分析对象，进行了有限元建模，对矩形挡圈和弧形挡圈及其与O形圈的配合进行分析对比，研究其在不同油液压力和压缩率下的力学性能与密封性能。

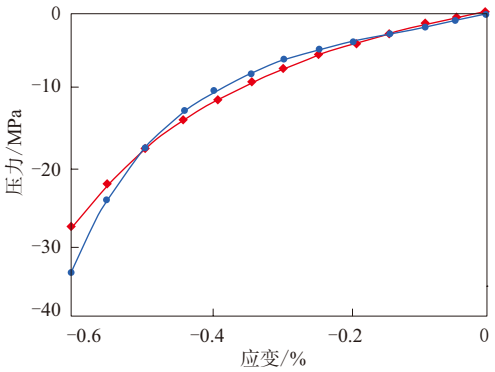
1　有限元模型

1.1　模型假设

由于O形圈分析具有高度非线性的特点，即材料非线性、几何非线性和接触非线性[4]，因此在分析之前需要对模型做以下假设：(1)材料是连续均匀的；(2)蠕变不引起体积的变化；(3)密封圈受到的纵向压缩是由约束边界的指定位移引起的；(4)忽略温度的变化对密封性能的影响。

1.2　材料模型

缸筒与轴的材料为金属，定义其弹性模量为200 GPa，泊松比为0.3；挡圈的材料为聚四氟乙烯，定义其弹性模量为600 MPa，泊松比为0.45；O形圈的主体材料为丁腈橡胶。橡胶属于超弹性材料，具有材料非线性特性，故采用两参数Mooney-Rivlin模型来定义其材料特性，通过材料万能试验机获得丁腈橡胶的压缩试验数据，再用ANSYS软件对试验数据进行拟合，得到Mooney-Rivlin模型的两个参数，分别为C10＝3.38，C01＝－0.43，拟合曲线如图1所示。图1中，试验曲线是NBR材料



●—试验曲线；◆—拟合曲线。

图1　Mooney-Rivlin模型拟合结果

作者简介：周翰（1986—），男，安徽合肥人，广州机械科学研究院有限公司工程师，学士，主要从事橡胶密封相关的研究。
*通信联系人（huangle27@163.com）

单轴压缩的试验数据，拟合曲线是采用Mooney-Rivlin模型拟合的单轴压缩试验数据。

从图1可以看出，选用的两参数Mooney-Rivlin模型与试验曲线的拟合程度较好。

1.3 几何模型及网格划分

参照Trelleborg设计规范，以内径为60 mm、截面直径为3.55 mm的O形圈为研究对象，分别对其与矩形挡圈和弧形挡圈的配合情况进行分析。

由于密封圈的结构及其受力具有轴对称特点，所以对O形圈及挡圈进行有限元分析时，在ANSYS有限元软件中建立二维轴对称模型，采用PLANE182单元，通过四面体网格进行网格划分，O形圈与矩形挡圈组合的有限元模型如图2所示。设置了5个接触对（O形圈与挡圈，O形圈与缸筒，O形圈与轴，挡圈与缸筒，挡圈与轴）来反映密封结构各部件之间的接触关系，接触类型为刚柔接触，接触单元分别采用CONTA172单元和TARGE169单元。

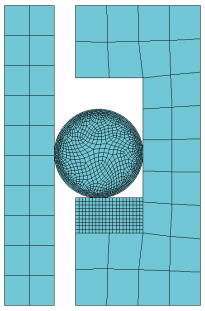


图2 O形圈与矩形挡圈组合的有限元模型示意

1.4 载荷及边界

通过两个载荷步来进行分析：第1步，对轴施加径向位移0.5 mm，模拟O形圈装配状态下的预紧压缩；第2步，对O形圈的工作面施加油液压力，模拟静密封工作过程。

由于O形圈的接触区会随着油液压力的大小而发生改变，因此查找准确的油液压力施加边界是第2载荷步的关键和难点。通过循环迭代的方法来寻找准确的油液压力施加边界，迭代流程如图3所示，首先假定承压区间，并提取区间内所有节点的接触压力信息存入矩阵，然后从矩阵中间分别往两侧依次判断节点接触压力大小，选择压力值首次不为零的节点定义为压力边界点EgNL和EgNR，下一次迭代计算则以这两点为边界对O形圈施加油液压力，计算完成后再提取新的边界点NEgNL和NEgNR，如果新的边界点与原边界点节点号相等，则计算结束。

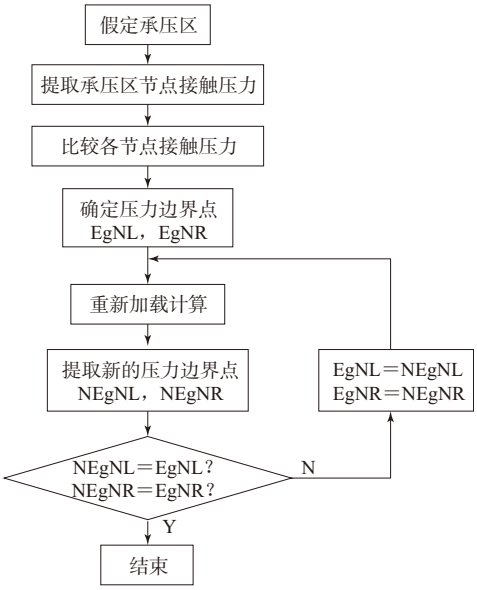


图3 油液压力施加边界的查找流程

2 结果与讨论

2.1 密封原理

O形圈属于自紧式挤压型密封件，其工作原理是依靠密封件的弹性变形在密封接触面上产生接触压力以实现密封[5]，因此密封件的接触压力大于被密封介质的压力时才能实现密封，反之则会发生泄漏，即

$$P_c > P \tag{1}$$

式中，P_c为密封件的接触压力，P为油液压力。

由公式(1)可知，判断能否实现密封时需要先确定密封界面上的接触压力。接触压力大小及分布是影响O形圈密封性能的重要参数，但通过试验测量接触压力比较困难，随着数学方法、计算机技术以及有限元分析软件的发展，接触分析数值算法成为可能。

可密封的O形圈有可能出现损伤等失效形式，通常来说，等效应力越大，O形密封圈越容易出现损伤。等效应力是一个综合概念，它考虑了第1主应力、第2主应力和第3主应力。

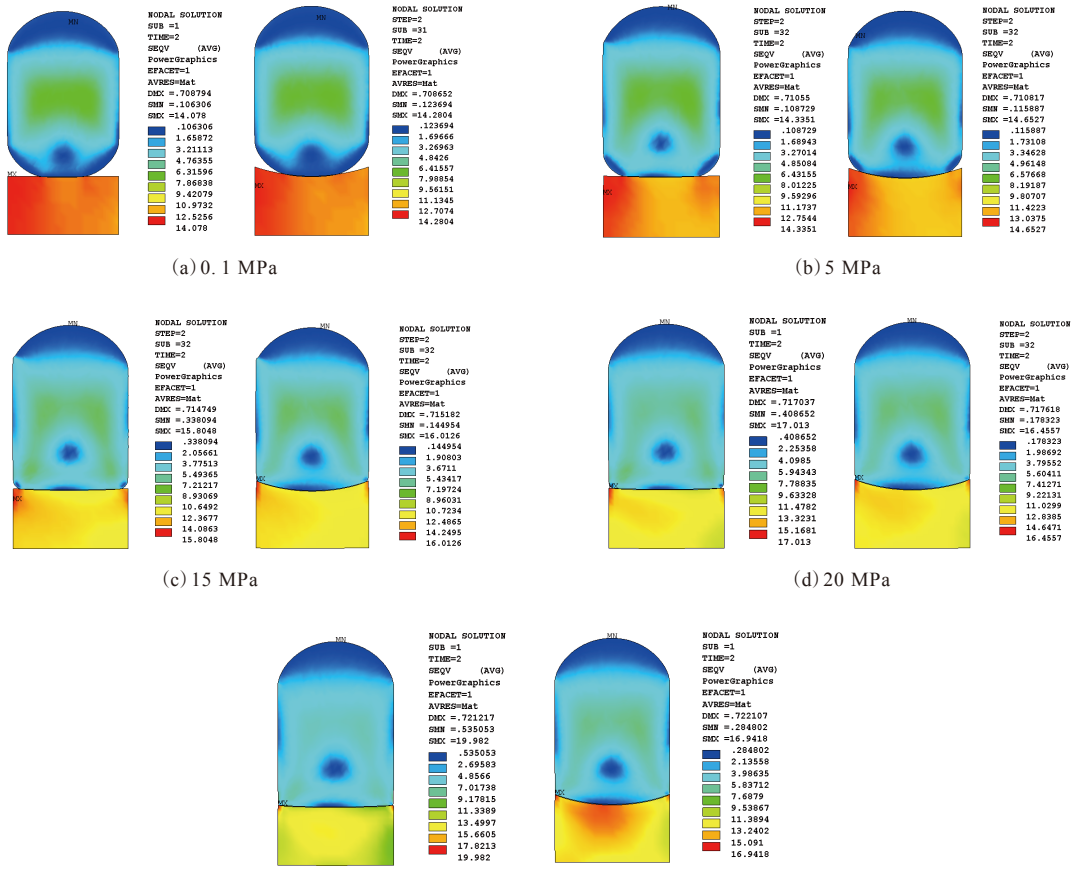
$$\sigma = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]/2} \tag{2}$$

式中，σ_1，σ_2，σ_3为3个方向上的主应力。

2.2　油液压力对O形圈密封性能的影响

油液压力对O形圈的密封性能影响很大。分析对比了压缩率为24%，弧形挡圈弧形半径为4.42 mm，油液压力分别为0.1，5，15，20，30 MPa时两种挡圈组合的等效应力和接触压力，等效应力分布如图4所示。

两种挡圈组合中的O形圈和挡圈在不同油液压力作用下的最大等效应力如表1所示。



(a) 0.1 MPa　(b) 5 MPa　(c) 15 MPa　(d) 20 MPa　(e) 30 MPa

左图为矩形挡圈组合，右图为弧形挡圈组合。

图4　两种挡圈组合在不同油液压力下的等效应力分布

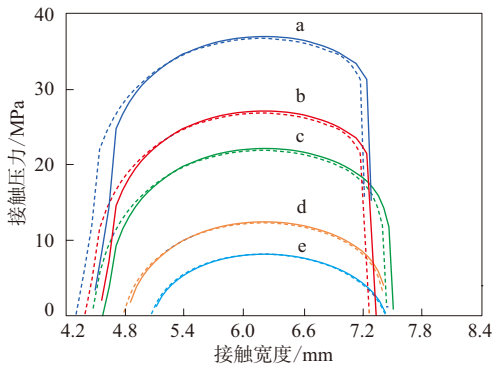
从表1可以看出：随着油液压力的增大，两种挡圈组合的O形圈和挡圈的最大等效应力均呈增大趋势；当油液压力小于15 MPa时，最大等效应力增速非常缓慢，且两种挡圈组合的O形圈的最大等效应力几乎一致；当油液压力大于15 MPa时，等效应力增速增大，其中矩形挡圈组合等效应力的增速较大；当油液压力达到30 MPa时，矩形挡圈组合的O形圈的最大等效应力比弧形挡圈组合大1 MPa左右。

表1　两种挡圈组合在不同油液压力作用下的最大等效应力　MPa

项　目	油液压力/MPa				
	0.1	5	15	20	30
矩形挡圈组合					
O形圈	6.96	7.02	7.11	7.39	9.25
矩形挡圈	14.08	14.34	15.81	17.01	19.98
弧形挡圈组合					
O形圈	6.98	7.02	7.06	7.13	8.26
弧形挡圈	14.28	14.65	16.01	16.46	16.94

两种挡圈组合的O形圈在不同油液压力下与轴的接触压力大小及分布情况如图5所示。

从图5可以看出，不同油液压力下弧形挡圈组合的O形圈的最大接触压力都略大于矩形挡圈组合，可知弧形挡圈组合的密封能力略强。



油液压力/MPa：a—0.1；b—5；c—15；d—20；e—30。

实线为弧形挡圈组合，虚线为矩形挡圈组合。

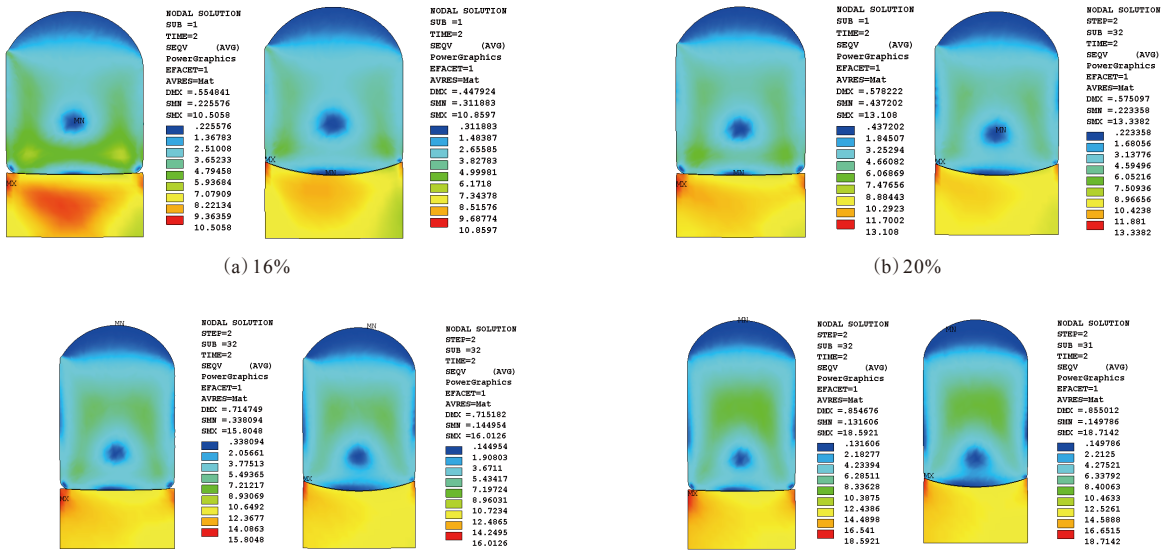
图5　两种挡圈组合O形圈在不同油液压力下与轴的接触压力结果

2.3　压缩率对O形圈密封性能的影响

分析对比了油液压力为15 MPa，弧形挡圈弧形半径为4.42 mm，压缩率分别为16%、20%、24%、28%时两种挡圈组合的等效应力和接触压力情况，等效应力分布如图6所示。

两种挡圈组合的O形圈与挡圈在不同压缩率下的最大等效应力如表2所示。

从表2可以看出：随着压缩率的增大，两种挡圈组合的O形圈和挡圈的最大等效应力均呈增大趋势；当压缩率小于20%时，O形圈的最大等效应力增速较缓，此时弧形挡圈组合的O形圈的最大等效应力明显小于矩形挡圈组合；当压缩率大于20%时，O形圈的最大等效应力增速增大，其中弧形挡圈组合的O形圈的最大等效应力先于矩形挡圈组合开始加速增大；当压缩率大于24%时，两种挡圈组合的O形圈的最大等效应力几乎一致，弧形挡圈组合略小于矩形挡圈组合。



(a) 16%　(b) 20%　(c) 24%　(d) 28%

左侧为矩形挡圈组合，右侧为弧形挡圈组合。

图6　两种挡圈组合在不同压缩率下的等效应力分布

表2　两种挡圈组合在不同压缩率作用下的最大等效应力　MPa

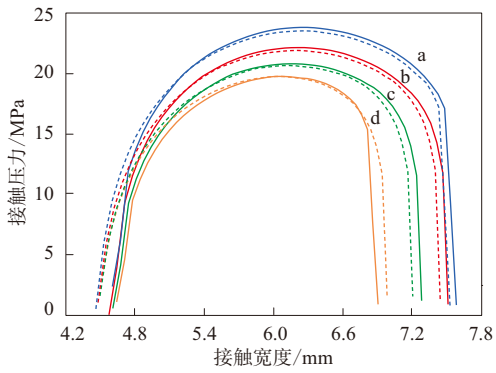
项　目	压缩率大小			
	16%	20%	24%	28%
矩形组合				
O形圈	6.69	6.65	7.11	8.92
矩形挡圈	10.51	13.11	15.81	18.59
弧形组合				
O形圈	5.24	5.61	7.06	8.91
弧形挡圈	10.86	13.34	16.01	18.71

不同压缩率下O形圈与轴的接触压力大小及分布情况如图7所示。

从图7可以看出，不同压缩率下弧形挡圈组合的O形圈的最大接触压力均略大于矩形挡圈组合，由此可知弧形挡圈组合的密封能力略强。

2.4　弧形半径对O形圈密封性能的影响

分析对比了油液压力20 MPa，压缩率为24%，



压缩率/%：a—16；b—20；c—24；d—28。

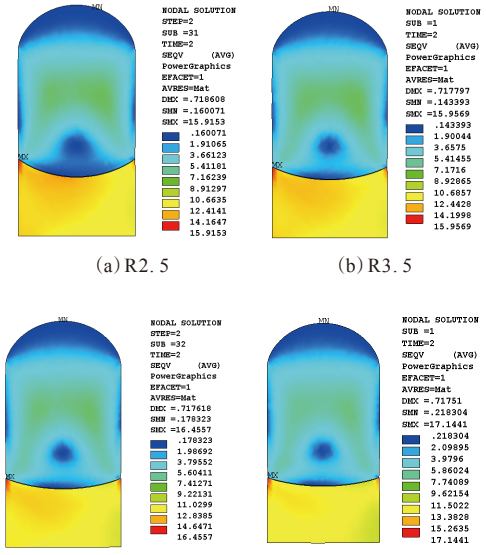
实线为弧形挡圈组合，虚线为矩形挡圈组合。

图7　两种挡圈组合O形圈在不同压缩率下的接触压力

弧形挡圈弧形半径分别为2.5，3.5，4.42，5.5 mm时，弧形挡圈组合的等效应力和接触压力情况，等效应力分布如图8所示。

弧形挡圈组合的O形圈与挡圈在不同弧形半径下的最大等效应力如表3所示。

从表3可以看出，随着弧形挡圈弧形半径的增大，O形圈的最大等效应力呈增大趋势，说明减小挡圈弧形半径可以减小O形圈的最大等效应力，但随着弧形挡圈弧形半径的减小，挡圈弧形边缘会越来越尖锐，从而增加O形圈被边缘破坏的风险，因此弧形挡圈弧形半径取值时需综合考虑两方面因素。



(a) R2.5　(b) R3.5　(c) R4.42　(d) R5.5

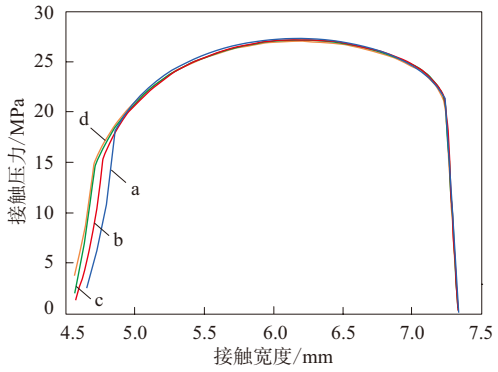
图8　不同弧形半径下的等效应力结果

表3　弧形挡圈组合在不同弧形半径下的最大等效应力

MPa

项　目	挡圈弧形半径/mm			
	2.5	3.5	4.42	5.5
O形圈	7.05	7.12	7.13	7.14
弧形挡圈	15.92	15.96	16.46	17.14

在不同弧形半径下弧形挡圈组合的O形圈与轴的接触压力大小及分布情况如图9所示。



弧形挡圈弧形半径/mm：a—2.5；b—3.5；c—4.42；d—5.5。

图9　不同弧形半径下O形圈与轴的接触压力

从图9可以看出，减小弧形挡圈的弧形半径可以略微增大O形圈的最大接触压力，从而增强其密封性能，但效果不明显。

3　结论

(1) 在相同油液压力和压缩率下，弧形挡圈组合的O形圈的最大等效应力小于矩形挡圈组合，本研究的弧形挡圈组合在高油液压力(大于15 MPa)、低压缩率(小于20%)下的密封性能有一定优势，但当油液压力较低(小于15 MPa)或者压缩率较高(大于20%)时，弧形挡圈组合的密封性能优势不明显。

(2) 在相同油液压力和压缩率下，弧形挡圈组合的O形圈的最大接触压力略大于矩形挡圈组合，说明弧形挡圈组合具有更好的密封性能，但优势不明显。

(3) 对于弧形挡圈组合，减小挡圈弧形半径可以减小O形圈的最大等效应力和增大O形圈的最大接触压力，但会使挡圈弧形边缘变尖锐，增加O形圈被挡圈边缘破坏的风险，弧形挡圈弧形半径的取值应综合考虑两方面因素。

参考文献：

[1] 郭海丰，张萱芮，李巍，等. 基于ABAQUS的O形密封圈自力式密封方式的研究[J]. 沈阳建筑大学学报（自然科学版），2016（5）：904-913.

[2] 杜晓琼，陈国海，闫晓亮，等. 考虑安装过程的O形密封圈有限元分析模型[J]. 液压与气动，2017（10）：27-33.

[3] 王丹，韩磊，陈加鑫，等. 基于Abaqus的O形橡胶密封圈热应力分析[J]. 橡胶科技，2013，11（6）：18-21.

[4] 王刚，张晞，张弋，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.

[5] 车毅力. 有限元分析在O形密封圈静密封应力分析中的应用[J]. 液压气动与密封，2013，33（11）：77-78.

收稿日期：2018-11-17

Finite Element Analysis and Comparison of Two Common Back-up Ring With O-ring

ZHOU Han，HUANG Le，XIANG Yu

（Guangzhou Mechanical Engineering Research Institute Co. ，Ltd，Guangzhou　510535，China）

Abstract：The finite element analysis model of the O-ring with the rectangular back-up ring and the arc back-up ring was established through the ANSYS software，and the pressure boundary of O-ring under the oil pressure was obtained by iteration calculation method. The mechanical properties and sealing characteristics of these two kinds combinations under different oil pressure and compression ratio were analyzed and compared. The results showed that under the same oil pressure and compression ratio，the maximum equivalent stress of O-ring of arc back-up ring combination was less than that of rectangular back-up ring combination，and the maximum contact pressure was slightly larger than that of rectangular back-up ring combination. The sealing performance of arc back-up ring combination had certain advantages under the conditions of high pressure（above 15 MPa) and low compression rate （less than 20%）. Reducing the arc radius of the arc back-up ring could reduce the maximum equivalent stress and increase the maximum contact pressure of the O-ring，but the risk of the O-ring damage increased. So the value of arc radius of the arc back-up ring should be considered comprehensively

Key words：O-ring；back-up ring；finite element analysis；pressure boundary；equivalent stress；contact pressure；sealing performance