

## 基于流体压力渗透的压裂泵V形组合柱塞密封性能分析

赵明博<sup>1</sup> 侯勇俊<sup>1</sup> 唐瑞欢<sup>2</sup> 李华川<sup>3</sup> 刘有平<sup>3</sup>

(1. 西南石油大学机电工程学院, 成都 610500)

(2. 川庆钻探工程有限公司设备处, 成都 610051)

(3. 四川宝石机械专用车有限公司, 广汉 618300)

**摘要:** 压裂泵柱塞密封副长期在变载荷、往复摩擦及高压、酸性压裂液的环境下运行,是压裂泵液力端最容易失效的部件之一。为研究过盈量、介质压力等对V形密封圈密封性能的影响,采用自动收缩配合模拟V形密封圈的装配过程,基于流体压力渗透模拟V形密封圈的流体压力作业工况,建立了V形组合密封圈的有限元模型;分析了V形密封圈在准静态和动态密封下的最大Mises应力和接触压力的变化规律;提出了一种双级压差的柱塞密封结构,并对该结构进行了密封性能分析。结果表明,密封圈的最大接触压力都出现在靠近高压流体侧的V形密封圈处,最大应力主要在V形密封圈与支撑环和压环相接触的唇部和肩部;V形密封圈与柱塞接触一侧更容易发生失效;采用双级压差柱塞密封能够有效减小V形密封圈的Mises应力、剪切应力,以及与柱塞间的摩擦力,可延长压裂泵柱塞密封的工作寿命,提高压裂作业的可靠性和经济性。

**关键词:** V形密封圈; 过盈装配; 流体压力渗透; 结构设计; 密封性能

**中图分类号:** TE934.2 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.04.011

## 0 引言

随着油田开发难度的持续增加,压裂酸化技术已成为提升油气田开采量及开发速度的重要手段<sup>[1-2]</sup>。压裂泵是压力酸化工艺中的重要设备之一,其工作运行的可靠性将直接影响压裂酸化的正常施工<sup>[3]</sup>。V形组合柱塞密封副在变载荷、往复摩擦、高压及酸性压裂液的共同作用下,成为压裂泵液力端最易发生失效的部件之一,密封失效将导致压裂液泄漏并窜入压裂泵动力端损坏其他组件,进而降低压裂泵的使用寿命,影响压裂酸化作业的正常实施<sup>[4-5]</sup>。V形密封圈是柱塞密封副的主要密封元件,由于其密封性能良好、可以多圈重叠使用、具有自封作用等特点,被广泛应用于柱塞密封中。

为了提高V形密封圈的密封性能,延长其使用寿命,研究人员通过理论分析、数值模拟和实验等方法,对影响V形密封圈密封性能的因素进行了研究。朱维兵等<sup>[6-7]</sup>从理论和实验两方面分析了V形密封圈的轴向压力分布,研究了V形密封圈结构参数对接触应力的影响,对密封结构参数进行了优化。杨俭等<sup>[8]</sup>分析了柱塞在往复运动中的压力分布、泄漏量的变化规律以及密封元件的变形对密封性能的影响。GANG

等<sup>[9]</sup><sup>[14]</sup><sup>[32]</sup>研究了V形密封圈不同过盈量和唇边高度对密封性能的影响,通过对密封圈的几何参数进行优化,提高了密封圈的密封能力和使用寿命。杜坚等<sup>[10]</sup>对V形组合密封进行了分析,研究了轴向压紧力、密封圈个数及V形密封圈的结构对组合密封圈密封性能的影响。ZHOU等<sup>[11]</sup>研究了钻井泥浆泵柱塞密封在超高压超深井条件下的密封失效原因,建立了V形密封圈的二维轴对称有限元模型,分析了柱塞密封应力、应变和接触压力的分布规律,并提出了防止密封失效的基本方法。郑杰文等<sup>[12]</sup>建立V形组合密封圈的有限元模型,通过仿真分析得知随压力的增加,工作中的液膜厚度随之降低,泄漏量随之增加。DU等<sup>[13]</sup>设计了一种新型三级密封结构,探讨了不同流体压力和轴向预紧力对密封圈的接触应力和最大Mises的影响。秦瑶等<sup>[14]</sup>利用弹性力学理论,建立了V形填料密封的计算模型,并计算了压紧力和内外过盈量大小对轴向位移和内外接触面上的接触应力分布规律。吴长贵等<sup>[15]</sup><sup>[6]</sup>利用Abaqus流体压力渗透载荷的加载方法,对航空作动器VL密封圈进行了有限元仿真分析。

综上所述,目前的研究只考虑了准静态密封下V形密封圈的几何参数、轴向压紧力等因素,没有深入研究柱塞运动和介质压力变化对其密封性能的影响。

收稿日期: 2023-08-09 修回日期: 2023-09-19

基金项目: 四川省科技计划项目(2020YFG0260); 中国石油天然气集团公司重大科技项目(2019F-30)

作者简介: 赵明博,男,1997年生,陕西富平人,硕士研究生; 主要研究方向为橡胶往复密封; E-mail: zmb1118@126.com。

侯勇俊(通信作者),男,1967年生,四川盐亭人,教授,博士研究生导师; 主要研究方向为石油矿场机械; E-mail: yongjunhou@126.com。

引用格式: 赵明博,侯勇俊,唐瑞欢,等. 基于流体压力渗透的压裂泵V形组合柱塞密封性能分析[J]. 机械强度, 2025, 47(4): 87-95.

ZHAO Mingbo, HOU Yongjun, TANG Ruihuan, et al. Seal performance analysis of fracturing pump V-shaped combination plunger based on fluid pressure penetration[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(4): 87-95.

介质压力会对密封圈产生挤压变形,例如,膨胀和收缩,从而影响密封圈的尺寸和形状。如果忽略介质压力变化对密封性能的影响,可能会误判密封圈的性能和寿命,例如,一些密封圈在低压条件下表现出色,但在高压条件下可能失效。因此,考虑介质压力变化对密封性能的影响至关重要,在仿真中应该将介质压力变化考虑在内,以获得更准确的仿真结果。本文利用自动收缩配合方式来模拟密封圈的装配安装过程,采用流体压力渗透载荷的加载方式来模拟变化介质压力对密封圈的作用。结合这两种方式对V形组合密封圈进行数值模拟,重点研究了V形密封圈在准静态和动态密封下过盈量和工作介质压力对密封性能的影响。此外,针对目前超高压压裂泵柱塞密封的单级压差承压模式承受的压差过大的问题,设计了一种双级压差式柱塞密封,并对该结构进行密封性能和结构强度分析。本文的研究工作对超高压柱塞密封的性能的提高和压裂泵工作可靠性的提升具有重要的参考价值。

## 1 压裂泵V形组合柱塞密封结构及原理

随着压裂酸化工艺的不断强化和油气井深度的不断增加,压裂泵也朝着高压力和大排量的方向发展。目前,多个型号的压裂泵的最高工作压力已经达到140 MPa<sup>[16-18]</sup>。为了能够适应高压工况,压裂泵的V形柱塞密封往往采用多个V形密封圈串联的单级压差结构(图1),其由支撑环、密封圈、压环等部件组成。支撑环是支撑V形密封圈的重要部件,其断面厚而结实,凹形角与V形密封圈相同或稍大,使密封圈安放稳定。压环的作用是让V形密封圈产生一个初始压缩量,使其与被密封面充分接触,并可对V形圈的压缩量进行调节。在自由状态下,V形圈的唇部外径大于填料函的内径,唇的内径小于柱塞杆的外径,这样装配后便有一定的变形。由于支撑环的作用,这种变形只发生在唇部尖端,并在其接触部位产生压力,即使不施加压紧力,唇口也能封住一定的内压。因为唇有“自封”作用,当介质工作压力升高时,唇尖改变接触形状和加大接触应力,唇部与被密封面贴合得更紧密,实现密封作用,介质压力升高接触应力相应升高。超高压泵一般将多个V形密封圈组合使用,介质压力通过支撑环和压环施加压紧力将多个V形密封圈组合成一个整体,介质压力越高压紧力越大。

## 2 V形组合柱塞密封分析的有限元模型

### 2.1 密封圈橡胶材料本构模型

本文选用的V形密封圈材料为丁腈橡胶,其材料参数:密度为 $1.2 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ ;线膨胀系数为 $1.2 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$ <sup>[19]</sup>。由于橡胶材料近似为不可压缩的超弹性体(泊松比接近于0.5),具有几何非线性、材料非线性

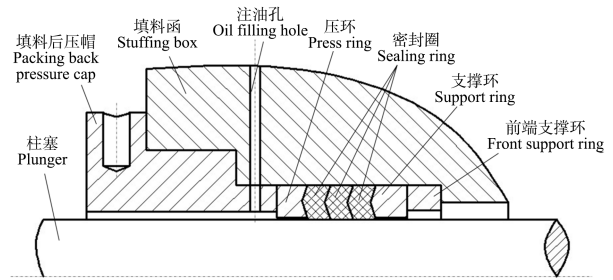


图1 单级压差柱塞密封副结构简图

Fig. 1 Sub-structure sketch of single-stage differential pressure plunger seal pair

和接触非线性<sup>[20]</sup>的特性。因此,很难对其进行精确研究,为研究密封圈的力学和密封性能,做下列假设:

- 橡胶材料各向同性,且完全弹性。
- 忽略橡胶材料的应力松弛特性和蠕变特性。
- 忽略温度和时间对橡胶材料性能的影响。

橡胶材料的本构模型选择 Mooney-Rivlin 模型<sup>[21]</sup>,其应变能密度函数为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{2}K_v(I_3 - 1)^2 \quad (1)$$

式中, $W$ 为应变能密度; $I_i(i = 1, 2, 3)$ 为 $i$ 方向的应变张量不变量; $C_{10}$ 、 $C_{01}$ 为材料常数; $K_v$ 为体积弹性模量。此外,橡胶属于不可压缩的超弹性体,因此可令 $I_3 = 1$ ,则式(1)可以简化为

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

其应力、应变的关系为

$$\sigma = \frac{\partial W}{\partial \varepsilon} \quad (3)$$

式中, $C_{10}$ 、 $C_{01}$ 通过橡胶材料的拉伸试验数据及仿真软件拟合得到,最终得到 $C_{10} = 2.688 \text{ MPa}$ , $C_{01} = 4.021 \text{ MPa}$ 。

### 2.2 有限元模型的建立

以7000型压力泵柱塞密封为研究对象,柱塞直径为127 mm,根据GB/T 10708.1—2000,本文选用内径×截面宽×截面高为124.2 mm×10.8 mm×6 mm的V形密封环进行密封性能分析。其中柱塞、填料函、填料压盖、支撑环和压环的材料均为碳素钢,弹性模量为200 GPa,泊松比为0.3。由于柱塞和填料函的刚度较V形圈材料高出很多,也不在研究范围内,所以将其设置为离散刚体。根据柱塞密封的实际结构及工况,柱塞密封件的几何结构及工况均呈现轴对称现象,建立单级压差柱塞密封的柱塞、V形组合密封圈、填料函的二维轴对称模型如图2所示,其中与支撑环接触的密封圈定义为密封圈1。

模型中分别建立了支撑环、3个V形密封圈,以及压环与柱塞、填料函和填料压盖之间的接触对,此接触问题属于带约束条件的泛函的极值问题,本文采用罚函数法进行描述,摩擦模型选用库仑摩擦模型。V形圈之间的摩擦因数定义为0.45,V形圈与柱塞、填料函、支撑环和压环之间的摩擦因数定义为0.2,支撑

环、压环与柱塞、填料函之间、压环填料压盖之间的摩擦因数定义为 0.1<sup>[9]</sup>1432。

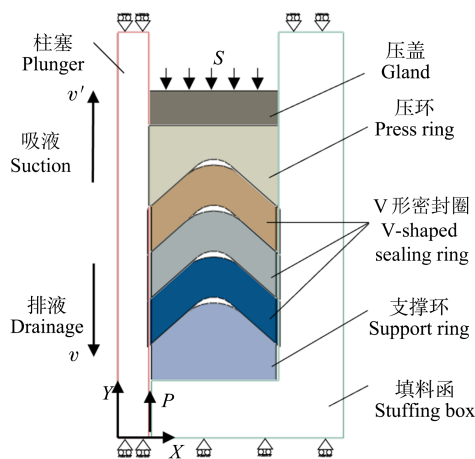


图 2 二维轴对称模型

Fig. 2 Two-dimensional axisymmetric model

### 2.3 网格划分及无关性分析

V 形密封圈的单元类型选用 CAX4RH, 该单元为 4 节点双线性轴对称四边形杂交单元, 支撑环、压环和填料压盖的单元类型选用 CAX4R, 该单元为 4 节点双线性轴对称四边形。为保证仿真结果的准确性和稳定性, 需验证仿真模型的网格无关性, 在过盈量为 0.1 mm、介质压力为 60 MPa 下分别划分 1 206、2 012、3 120、4 948 个网格进行计算, 图 3 为 3 种网格数计算得到的主密封面的接触压力图。由图 3 中可以看出, 网格数量较少时, 第 1 个密封圈的唇尖部位发生较大变形, 导致接触压力增大。随着接触位置的增加, 这 4 种网格数对应的接触压力曲线几乎重合, 但网格数越多, 计算越耗时, 选择 3 120 个网格进行计算既能得到比较准确的计算结果, 同时计算所需时间也不致过多, 因此选择这一网格划分数目比较合理。

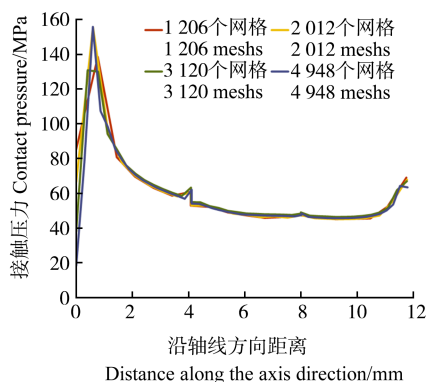


图 3 不同网格数计算出的接触压力图

Fig. 3 Contact pressure diagram calculated by different grid numbers

### 2.4 边界及载荷条件

根据实际工况, 本文定义不同分析步来模拟 V 形圈的各个工况, 一共设置 5 个分析步: 第 1 个分析步模拟 V 形圈的过盈装配过程, 分别给柱塞和填料函指定

参考点, 参考点固定不动, 设置不同的过盈量, 利用自动收缩方式模拟过盈装配; 第 2 个分析步中给填料压盖施加轴向位移  $S$ , 向下挤压 V 形圈, 模拟 V 形圈预压紧过程; 第 3 个分析步为吸入介质过程, 介质腔为负压状态, 压力可以忽略, 只需在预紧工况的基础上对活塞杆施加向上位移; 第 4 个分析步需要在密封面上施加压力渗透载荷; 第 5 个分析步模拟介质泵出过程。要实现预期的密封效果就必须要求使接触应力达到相应的准则, 即  $\delta_{max} \geq P$ ,  $\delta_{max}$  为主密封面最大接触应力,  $P$  为介质压力<sup>[22-23]</sup>。

流体压力渗透可以模拟流体穿过两相互接触的表面, 通过定义“主面”和“从面”, 指定一个起始点, 该起始点应完全暴露于流体中。流体压力将沿着起始点向接触面加载, 且压力加载的方向垂直于单元面。直到到达某个节点, 此节点的接触压力大于流体压力时停止加载。如图 4 所示, 主面由 4 号与 5 号单元组成, 节点编号为 201、202、203, 从面由 1 号和 2 号单元组成, 节点编号为 101、102、103。指定 201 为主面的起始点, 101 为从面的起始点。当流体通过主从接触面 102 号节点时, 如果节点 102 的接触压力小于流体压力, 流体将继续向前加载; 反之, 如果节点 102 的接触压力值大于流体压力值, 流体到达该节点, 将停止向前加载。利用这种加载方式, 可动态找到临界点, 最终得到更准确的计算结果<sup>[15]16</sup>。

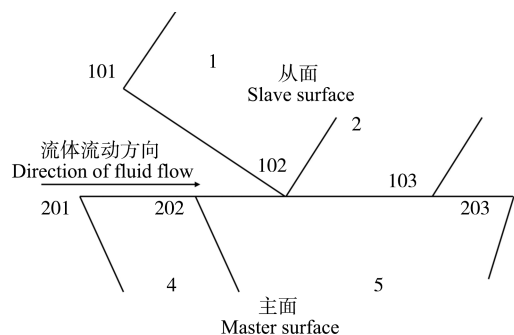


图 4 流体压力渗透加载原理

Fig. 4 Permeation and loading principle of the fluid pressure

## 3 单级压差柱塞密封性能分析

### 3.1 准静态密封性能

根据 V 形组合密封系统的结构, V 形密封圈与柱塞之间形成的接触面为主要密封面。如图 5 所示, V 形密封圈被安装后, 处于过盈装配状态, 此时 V 形密封圈被压缩, 最大应力位于第 3 个密封圈的肩部。由图 6 可以看出, 当施加 60 MPa 的介质压力时, 最大应力主要集中在第 1 个密封圈的唇尖部位, 在这种情况下, 主密封面的最大接触压力大于介质压力, 说明准静态密封性能是可靠的。

### 3.2 动态密封性能

在往复密封系统中, V 形密封圈和柱塞之间存在

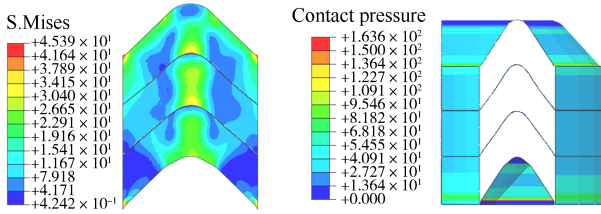


图5 装配状态下V形密封圈的Mises应力和接触压力云图

Fig. 5 Mises stress and contact pressure nephogram of V-shaped sealing ring in the assembled state

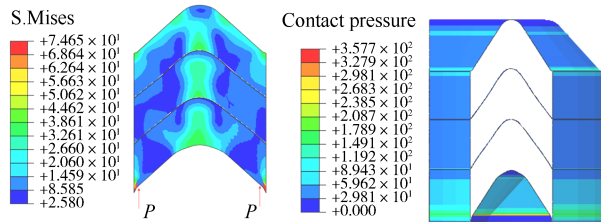
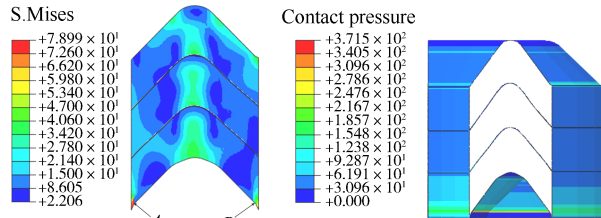


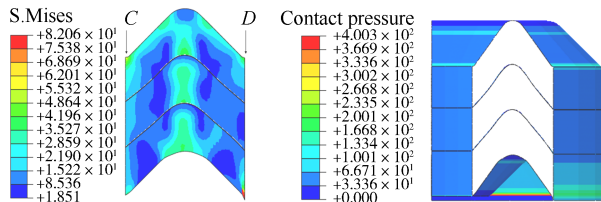
图6 准静态密封状态下V形密封圈的Mises应力和接触压力云图

Fig. 6 Mises stress and contact pressure nephogram of V-shaped sealing ring in the quasi-static sealing condition

相对运动。V形密封圈的变形和应力随着橡胶材料的近似不可压缩性而变化。图7为柱塞平均速度为1 m/s、介质压力为60 MPa时V形密封圈的应力和接触压力云图。由于柱塞的往复运动，V形密封圈与柱塞表面存在较大的接触压力及摩擦力，导致V形密封圈在靠近柱塞一侧出现较大变形。在吸液过程中，高应力区域集中在V形密封圈靠近填料函一侧的唇尖部位。排液时，由于柱塞向下运动，第1个密封圈的唇尖部位被挤压，出现应力集中区域。



(a) 吸液  
(a) Suction



(b) 排液  
(b) Drainage

图7 动密封中V形密封圈的Mises应力和接触压力云图

Fig. 7 Mises stress and contact pressure nephogram of V-shaped sealing ring in dynamic sealing

分别选取V形密封圈唇尖和肩部区域的4个参考点A、B、C和D，4个点的应力曲线如图8所示。除D点外，其余3个点的应力曲线在往复运动中都会有波动。在吸液行程向排液行程过渡阶段，由于摩擦力减小，会降低A点和C点与金属部件的接触力，从而导致A

点和C点的Mises应力减小。在排液行程中，在摩擦力作用下，A点和C点都向下运动，导致A点与支撑环接触，其Mises应力增大，而C点与金属部件的接触力变小，其Mises应力减小。此外，由于橡胶材料具有黏弹性，B点在排液行程中也向下移动与支撑环接触，其Mises应力增大。因此，V形密封圈靠近柱塞一侧更容易发生失效。

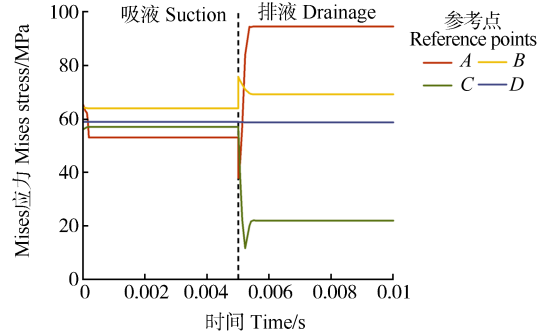


图8 4个点的时间-应力曲线

Fig. 8 Time-stress curves of four points

图9显示了动态密封过程中主密封面接触压力的变化。由图9可以看出，密封表面的接触压力曲线是波动的。排液过程的接触压力曲线较吸液过程的接触压力曲线波动更严重，但它们的最大值都大于介质压力60 MPa，因此，动密封性能是可靠的。

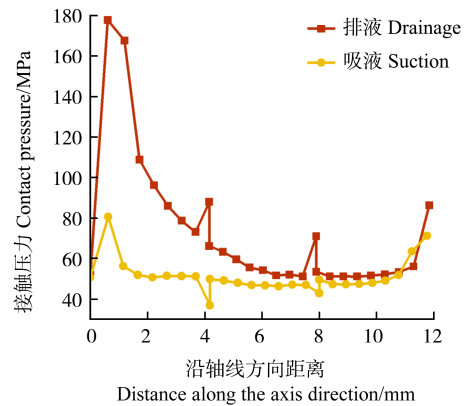


图9 主密封面的接触压力曲线

Fig. 9 Contact pressure curve of the main sealing surface

## 4 双级压差柱塞密封结构及密封性能分析

### 4.1 双级压差柱塞密封结构

双级压差柱塞密封装置的结构<sup>[24]</sup>如图10所示，由柱塞、压差柱塞组件、泵头、钻孔工艺堵头、O形密封圈、高压后压帽、低压后压帽、低压V形密封组件、高压V形密封组件组成。其中，压差柱塞大端面积为小段面积的n倍，柱塞排液时，通过压差柱塞组件把工作压力降低后传递到高压V形密封组件和低压V形密封组件间的空间，在高压V形密封组件的后侧形成背压，使高压V形密封的作用压差减小，同时该压力作为低压V形密封组件的工作压力，其工作压差也大幅下降。

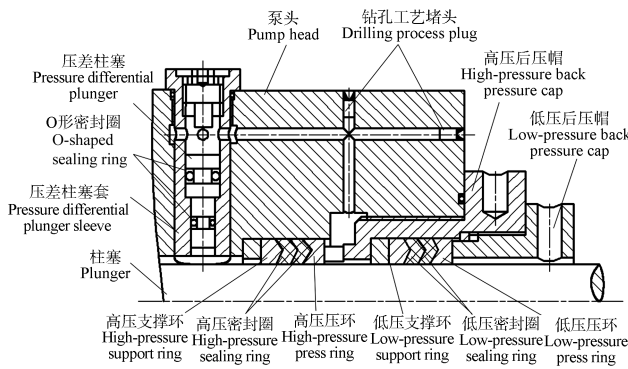


图 10 压差式柱塞密封结构示意图

Fig. 10 Schematic diagram of differential pressure plunger seal structure

## 4.2 准静态密封性能

### 4.2.1 过盈量对密封性能的影响

采用密封干涉的方法模拟 V 形圈过盈装配过程,密封干涉定义为初始状态下 V 形密封圈的内外径分别与填料函外径和柱塞内径的差值,通过改变密封圈的内外径,得到密封圈与柱塞和填料函之间不同的过盈量,以及在不同过盈量下密封圈的接触应力和 Mises 应力分布情况。

当施加介质压力为 60 MPa 时,高压柱塞组件和低压柱塞组件压差均为 30 MPa,图 11 所示为分别采用 0.0、0.05、0.1、0.15、0.2 mm 过盈量下主密封面的接触压力曲线。由图 11 可以看出,高压密封圈和低压密封圈主密封面的接触压力先增大后减小,在第 3 个密封圈和第 6 个密封圈上则增加,这意味着 V 形密封圈的密封能力呈现出相同的趋势。

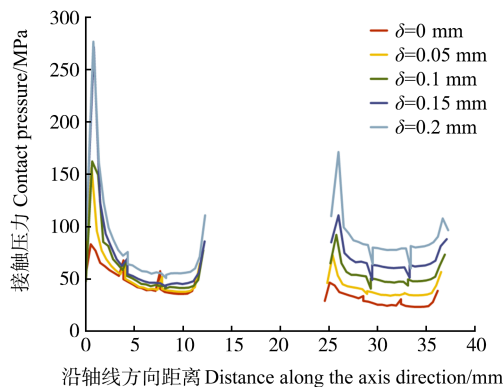


图 11 主密封面的接触压力曲线

Fig. 11 Contact pressure curve of the main sealing surface

图 12 所示为不同过盈量下每个 V 形密封圈的最大 Mises 应力分布曲线,与其他两个密封圈(即第 2 和第 5 密封圈)相比,与支撑环和压环直接接触的密封圈具有更高的 Mises 应力。随着过盈量的增加,最大 Mises 应力变化趋势更为明显,并且增长更为剧烈。

### 4.2.2 介质压力对密封性能的影响

当过盈量为 0.1 mm 时,分别加载 60、80、100、120、140 MPa 的介质压力,这时高压柱塞组件和低压柱塞

组件压差均为介质压力的一半。图 13 所示为不同介质压力下主密封面的接触压力分布。由图 13 可以看出,主密封面的接触压力随着介质压力的增加而增大,其中靠近金属部件的密封圈接触压力变化最为明显。高压密封组件的接触压力波动较为明显。

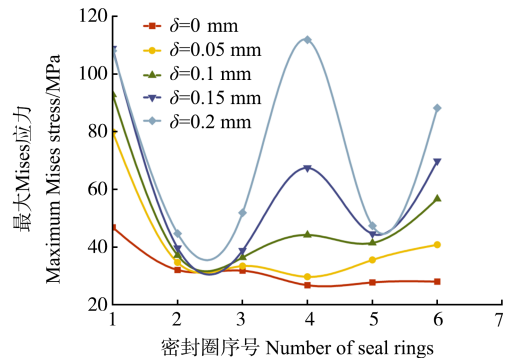


图 12 最大 Mises 应力分布曲线

Fig. 12 Distribution curve of the maximum Mises stress

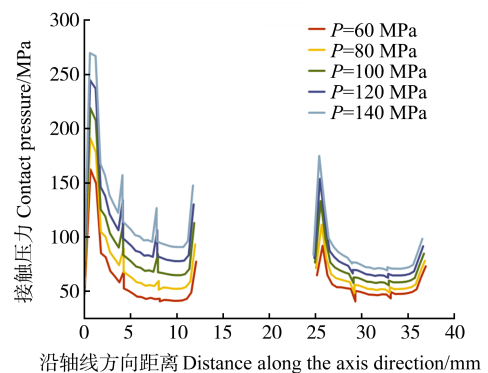


图 13 主密封面的接触压力曲线

Fig. 13 Contact pressure curve of the main sealing surface

图 14 所示为不同介质压力下每个 V 形密封圈的最大 Mises 应力分布曲线。由图 14 可以看出,第 1 个密封圈的最大 Mises 应力随着介质压力的增加而增大。当  $P \leq 100$  MPa 时,第 4 个密封圈的最大 Mises 应力保持不变。其余密封圈的最大 Mises 应力的趋势和数值发生了很小的变化。

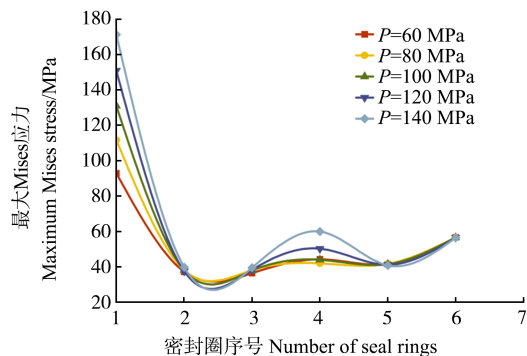


图 14 V 形密封圈的最大 Mises 应力分布曲线

Fig. 14 Maximum Mises stress distribution curve of V-shaped sealing ring

## 4.3 动密封性能

### 4.3.1 过盈量对密封性能的影响

当介质压力为 60 MPa,采用不同过盈量,得到的

接触压力分布曲线如图 15 所示。由图 15 可以看出,随着过盈量的增加,压差柱塞的主密封面的接触压力不断增大。高压密封圈的接触压力曲线在吸液行程和排液行程中差距最大,当过盈量  $\delta \leq 0.1 \text{ mm}$  时,高压密封圈在吸液行程中的接触压力小于介质压力。当过盈量  $\delta > 0.05 \text{ mm}$  时,低压密封圈在吸液行程中的接触压力大于介质压力。

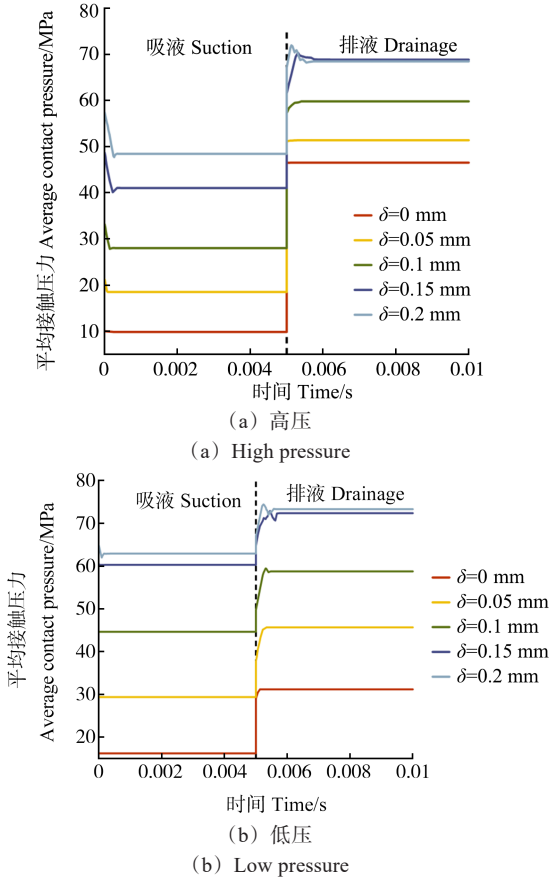


图 15 不同过盈量下接触压力曲线

Fig. 15 Contact pressure curves under different interference magnitudes

图 16 为不同过盈量下主密封面的平均摩擦力和平均剪切应力对比图。由图 16 可以看出,随着过盈量的增加,主密封面的平均摩擦力和平均剪切应力不断增大。在吸液和排液行程中,低压密封圈的平均摩擦力和平均剪切应力都大于高压密封圈。与单级密封相比,高压密封圈的平均摩擦力在吸液行程中最大减小 79%,在排液行程中最大减小 41.33%。低压密封圈的平均摩擦力在吸液行程中最大减小 66.48%,在排液行程中最大减小 60.33%。高压密封圈的平均剪切应力在吸液行程中最大减小 80.52%,在排液行程最大减小 44.39%,低压密封圈的平均剪切应力在吸液行程中最大减小 67.42%,在排液行程最大减小 61.45%。

图 17 所示为不同过盈量下密封圈的最大 Mises 应力曲线。随着过盈量的增加,高压密封圈和低压密封的最大 Mises 应力不断增大。在吸液行程中,  $\delta \leq$

0.05 mm 时,在排液行程中,  $\delta \geq 0.15 \text{ mm}$  时,低压密封圈的最大 Mises 应力大于高压密封圈。与单级密封相比,高压密封圈的最大 Mises 应力在吸液行程中最大减小 73.73%,在排液行程中最大减小 40.8%。低压密封圈的最大 Mises 应力在吸液行程中最大减小 58.09%,在排液行程中最大减小 57.89%。

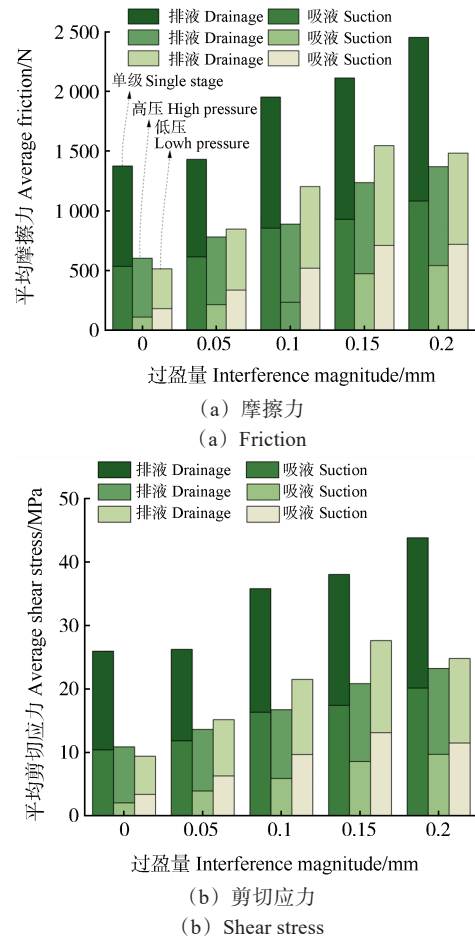


图 16 不同过盈量下摩擦力与剪切应力对比

Fig. 16 Comparison of friction and shear stress under different interference magnitudes

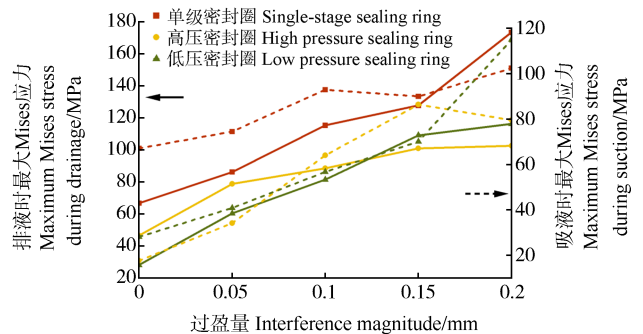


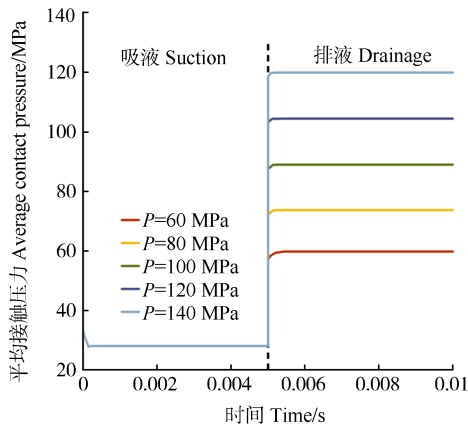
图 17 不同过盈量下最大 Mises 应力曲线

Fig. 17 Maximum Mises stress curve under different interference magnitudes

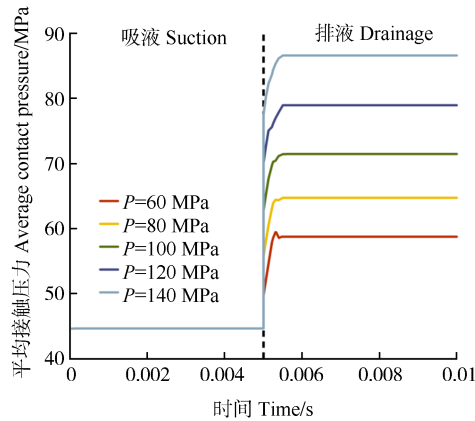
4.3.2 介质压力对密封性能的影响

当过盈量为 0.1 mm 时,施加不同介质压力,图 18 所示为不同介质压力下主密封面的接触压力曲线。由于吸液过程中没有介质压力作用在 V 形密封圈上,

所以在吸液行程中主密封面的接触压力、最大 Mises 应力、摩擦力、剪切应力都保持不变。在排液行程中,主密封面的接触压力大于介质压差。低压密封面的接触压力在吸液行程向排液行程转化的瞬间有所波动。



(a) 高压  
(a) High pressure



(b) 低压  
(b) Low pressure

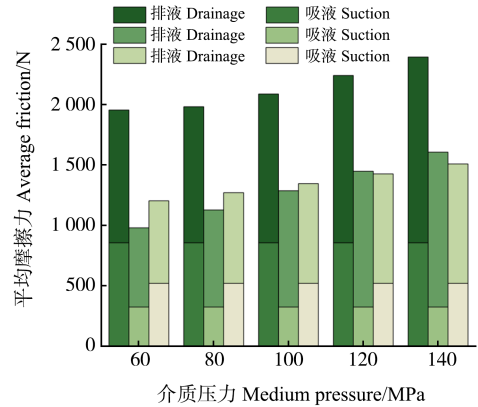
图 18 不同介质压力下接触压力曲线

Fig. 18 Contact pressure curve under different medium pressures

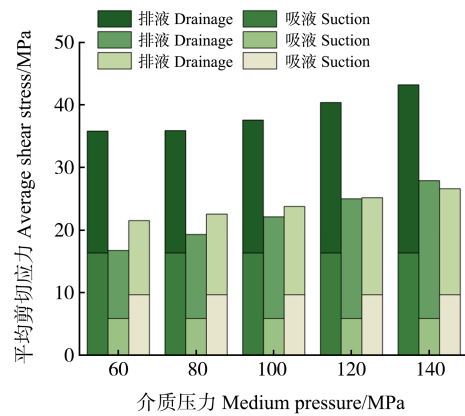
图 19 为不同介质压力主密封面的平均摩擦力和平均剪切应力对比图。由图 19 可以看出,主密封面的平均摩擦力和平均剪切应力都随着介质压力的增加而增大。在排液行程中,当介质压力  $P \geq 120$  MPa 时,高压密封面的平均摩擦力和平均剪切应力大于低压密封面。与单级密封相比,高压密封圈的平均摩擦力在吸液行程中最大减小 62.18%,在排液行程中最大减小 40.35%。低压密封圈的平均摩擦力在吸液行程中最大减小 39.22%,在排液行程中最大减小 37.84%。高压密封圈的平均剪切应力在吸液行程中最大减小 64.01%,在排液行程中最大减小 44.39%,低压密封圈的平均剪切应力在吸液行程中最大减小 40.86%,在排液行程中最大减小 39.3%

图 20 所示为不同介质压力下密封圈的最大 Mises 应力曲线。由图 20 可以看出,在往复运动中,高压密封圈的最大 Mises 应力大于低压密封圈。在排液行程中,当  $P \geq 120$  MPa 时,高压密封圈的最大 Mises 应力

大于单级密封圈。与单级密封相比,高压密封圈的最大 Mises 应力在吸液行程中最大减小 31.14%,在排液行程中最大减小 23.24%。低压密封圈的最大 Mises 应力在吸液行程中最大减小 38.97%,在排液行程中最大减小 33.11%。



(a) 摩擦力  
(a) Friction



(b) 剪切应力  
(b) Shear stress

图 19 不同介质压力下摩擦力与剪切应力对比

Fig. 19 Comparison of friction and shear stress under different medium pressures

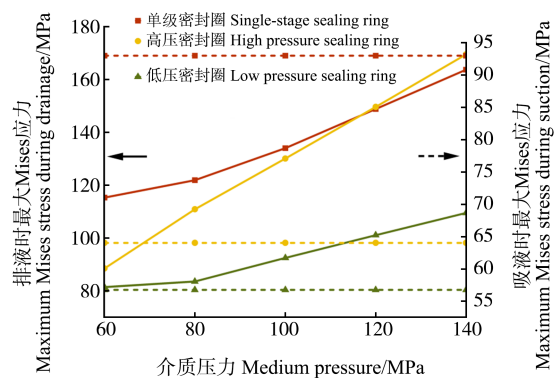


图 20 不同介质压力下最大 Mises 应力曲线

Fig. 20 Maximum Mises stress curve under different medium pressures

### 5 结论

基于流体压力渗透,研究了过盈量和介质压力对压裂泵柱塞密封性能的影响,主要结论如下:

1)最大 Mises 应力过大会导致橡胶材料发生破裂和变形。平均摩擦应力和平均剪切应力的增大可能导致主密封面的磨损,增加泄漏风险,从而影响柱塞密封工作寿命。这3个参数的综合分析,有助于深入了解密封性能在不同工况下的表现,并为密封系统的优化提供了重要的参考依据。

2)单级压差密封的准静态分析结果表明,最大 Mises 应力主要集中在密封圈与支撑环接触的唇尖部位以及与压环接触的肩部,这是 V 形密封圈最容易失效的部位。最大接触应力出现在与支撑环接触的密封圈处,说明此密封圈在密封中起主导作用。

3)单级压差密封的动态分析结果表明,吸液行程和排液行程中最大应力出现的部位不同。V 形密封圈与柱塞接触的一侧更容易发生失效。

4)双级压差柱塞的准静态分析结果表明,高压密封组件和低压密封组件中前两个密封圈的主密封面的接触压力先增大后减小,而在第3个密封圈和第6个密封圈上则增加。与支撑环和压环直接接触的密封圈具有更高的 Mises 应力。

5)双级压差柱塞的动态分析结果表明,V 形密封圈的最大 Mises 应力、平均摩擦力和平均剪切应力相比单级柱塞密封都在降低,使用压差柱塞密封可以延长柱塞密封的工作寿命,提高压裂作业的可靠性和经济性。

6)动态分析结果与准静态分析结果相比,动态分析能够模拟实际工作条件下的动态行为,更全面地评估密封圈与柱塞表面的接触情况。

#### 参考文献 (References)

- [1] 张冕,池晓明,刘欢,等. 我国石油工程领域压裂酸化技术现状、未来趋势及促进对策[J]. 中国石油大学学报(社会科学版), 2021,37(4):25-30.  
ZHANG Mian, CHI Xiaoming, LIU Huan, et al. Current status, future trends, and promotion measures of fracture acidizing technology in China's petroleum engineering field[J]. Journal of China University of Petroleum (Social Science Edition), 2021, 37(4): 25-30. (In Chinese)
- [2] 耿铁鑫. 超深井酸压及压裂技术[J]. 化学工程与装备, 2022(5): 143-144.  
GENG Tiexin. Acid fracturing and fracturing technology for ultra-deep wells[J]. Chemical Engineering and Equipment, 2022(5): 143-144. (In Chinese)
- [3] 王钊钊,浅谈压裂泵技术的现状及原理[J]. 农家参谋, 2018(15):229.  
WANG Yifan. An overview of the status and principles of fracturing pump technology[J]. Farmers' Counselor, 2018(15): 229. (In Chinese)
- [4] 王国荣,廖带盛,何霞,等. 压裂泵柱塞密封副优化技术的发展与展望[J]. 天然气工业, 2019,39(7):73-80.  
WANG Guorong, LIAO Daisheng, HE Xia, et al. Development and prospect of plunger seal suboptimization technology for fracturing pumps[J]. Natural Gas Industry, 2019, 39(7): 73-80. (In Chinese)
- [5] 黄志强,卜艳,李琴,等. 万米钻井泥浆泵柱塞密封失效分析及改进[J]. 天然气工业, 2009,29(1):70-72.  
HUANG Zhiqiang, BU Yan, LI Qin, et al. Analysis and improvement of plunger seal failure of 10 000 m drilling mud pump[J]. Natural Gas Industry, 2009, 29(1): 70-72. (In Chinese)
- [6] 朱维兵,周锡容,王进荣. 压裂泵柱塞密封副轴向压力分布的研究[J]. 钻采工艺, 2007,30(6):91-93.  
ZHU Weibing, ZHOU Xirong, WANG Jinrong. Study on the axial pressure distribution of fracturing pump plunger seal sub[J]. Drilling Technology, 2007, 30(6): 91-93. (In Chinese)
- [7] 朱维兵,周锡容,赵卫. 压裂泵往复密封圈结构的分析[J]. 西华大学学报(自然科学版), 2007,26(5):1-2.  
ZHU Weibing, ZHOU Xirong, ZHAO Wei. Analysis of reciprocating seal structure of fracturing pump[J]. Journal of Xihua University (Natural Science Edition), 2007, 26(5): 1-2. (In Chinese)
- [8] 杨俭,方宇,尧辉明. 柱塞密封流体动力学特性研究[J]. 润滑与密封, 2008,33(9):10-12.  
YANG Jian, FANG Yu, YAO Huiming. Study on the hydrodynamic characteristics of plunger seals[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(9): 10-12. (In Chinese)
- [9] GANG H, WANG G, DAI L, et al. Sealing failure analysis on V-shaped sealing rings of an inserted sealing tool used for multistage fracturing processes[J]. Energies, 2018, 11(6):1432.
- [10] 杜坚,刘旭. 钻井泥浆泵柱塞 V 型圈密封失效仿真分析[J]. 应用力学学报, 2017,34(4):698-703.  
DU Jian, LIU Xu. Simulation analysis of plunger V-ring seal failure of drilling mud pump[J]. Journal of Applied Mechanics, 2017, 34(4): 698-703. (In Chinese)
- [11] ZHOU Y, HUANG Z Q, BU Y. Simulation studies on drilling mud pump plunger seal failure under ultrahigh pressure and ultra-deep conditions [J]. Engineering Failure Analysis, 2014, 45: 142-150.
- [12] 郑杰文,孙凤,徐方超. 往复密封 V 型密封圈密封性能分析[J]. 越野世界, 2022,17(15):203-205.  
ZHENG Jiewen, SUN Feng, XU Fangchao. Analysis of the sealing performance of reciprocating seal V-seals [J]. Off-road World, 2022, 17(15): 203-205. (In Chinese)
- [13] DU M J, XI J Q, LIU Y P, et al. Design of three-stage sealing structure and investigation of sealing performance for 7000 fracturing plunger pump[J]. Mechanica, 2023, 29: 19-26.
- [14] 秦瑶,王财生,周琼,等. V 型填料密封压紧过程受力计算方法[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2013,39(1):108-114.  
QIN Yao, WANG Caisheng, ZHOU Qiong, et al. Calculation method of force in compression process of V-packing seal [J]. Journal of East China University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2013, 39(1): 108-114. (In Chinese)
- [15] 吴长贵,索双富,李雪梨. 基于 Abaqus 的往复密封仿真分析[C]//第11届中国CAE工程分析技术年会, 2015:6.  
WU Changgui, SUO Shuangfu, LI Xueli. Abaqus-based reciprocating seal simulation analysis [C]//The 11th Annual China CAE Engineering Analysis Technology Conference, 2015: 6. (In Chinese)
- [16] 曹秀义. 压裂装备技术现状及发展方向探讨[J]. 石化技术, 2021,28(7):119-120.  
CAO Xiuyi. Discussion on the status and development direction of fracturing equipment technology [J]. Petrochemical Technology, 2021, 28(7): 119-120. (In Chinese)

- [17] 彭俊威,周青,戴启平,等. 国内大型压裂装备发展现状及分析[J]. 石油机械,2016,44(5):82-86.  
PENG Junwei, ZHOU Qing, DAI Qiping, et al. Current status and analysis of the development of domestic large-scale fracturing equipment[J]. China Petroleum Machinery, 2016, 44(5): 82-86. (In Chinese)
- [18] 袁旭军,吴汉川. 从我国压裂市场现状谈大型压裂机组的研制[J]. 石油天然气学报,2010,32(3):383-385.  
YUAN Xujun, WU Hanchuan. The development of large fracturing units from the current situation of the fracturing market in China[J]. Journal of Petroleum and Natural Gas, 2010, 32(3): 383-385. (In Chinese)
- [19] 陈晨,钱国庆,许兴彦,等. 基于 Abaqus 的流体压力渗透 O 形圈密封性能仿真研究[J]. 液压气动与密封,2021,41(2):86-90.  
CHEN Chen, QIAN Guoqing, XU Xingyan, et al. Simulation study on sealing performance of fluid pressure permeable O-rings based on Abaqus[J]. Hydraulic Pneumatics and Seals, 2021, 41(2): 86-90. (In Chinese)
- [20] 张晓东,杨林,张毅,等. 基于流体压力渗透法的齿形滑环组合密封有限元分析[J]. 润滑与密封,2019,44(12):12-17.  
ZHANG Xiaodong, YANG Lin, ZHANG Yi, et al. Finite element analysis of toothed slip ring combination seal based on fluid pressure penetration method[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(12):12-17. (In Chinese)
- [21] 刘萌,王青春,王国权. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型中材料常数的确定[J]. 橡胶工业,2011,58(4):241-245.  
LIU Meng, WANG Qingchun, WANG Guoquan. Determination of material constants in the Mooney-Rivlin model for rubber[J]. Rubber Industry, 2011, 58(4):241-245. (In Chinese)
- [22] 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. Study on structural parameters and failure criteria of rubber O shaped seals[J]. Solid Rocket Technology, 2006, 29(1):9-14. (In Chinese)
- [23] NOTZON S. High pressure dynamic seal for plunger pumps with pressures above 35 KPSI [C]//ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Conference. New York:ASME,2010:111-119.
- [24] 席建秋,侯勇俊,张斌,等. 一种压差式压裂泵柱塞密封装置: CN114576158A[P]. 2022-06-03.  
XI Jianqiu, HOU Yongjun, ZHANG Bin, et al. A pressure differential fracturing pump plunger sealing device: CN114576158A[P]. 2022-06-03. (In Chinese)

## Seal performance analysis of fracturing pump V-shaped combination plunger based on fluid pressure penetration

ZHAO Mingbo<sup>1</sup> HOU Yongjun<sup>1</sup> TANG Ruihuan<sup>2</sup> LI Huachuan<sup>3</sup> LIU Youping<sup>3</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Southwest Petroleum University, Chengdu 610500, China)

(2. Equipment Department, Chuanqing Drilling Engineering Co., Ltd., Chengdu 610051, China)

(3. BOMCO Sichuan Special Vehicle Co., Ltd., Guanghan 618300, China)

**Abstract:** The fracturing pump plunger seal pair is one of the components most prone to failure at the hydraulic end of the fracturing pump due to its long-term operation under variable load, reciprocal friction and high pressure, and acidic fracturing fluid. To study the influence of interference magnitude, medium pressure, etc. on the sealing performance of V-shaped sealing ring, the assembly process of V-shaped sealing ring was simulated by using automatic shrinkage fit, the actual fluid pressure action condition of the V-shaped sealing ring was simulated based on fluid pressure penetration, and the finite element model of V-shaped sealing ring was established. Under quasi-static and dynamic sealing, the maximum Mises stress and the variation law of contact pressure of the V-shaped sealing ring were analyzed. A two-stage differential pressure plunger seal structure was proposed, and the sealing performance analysis of the structure was carried out. The results show that the maximum contact pressure of the seals all appear in the V-shaped sealing ring near the high-pressure fluid side, and the maximum stress is mainly in the lip and shoulder of the V-shaped sealing ring in contact with the support ring and press ring, the V-shaped sealing ring is more likely to fail on the side in contact with the plunger. The use of two-stage differential pressure plunger seal can effectively reduce the Mises stress, shear stress, and friction between the V-shaped sealing ring and the plunger, which can extend the working life of the fracturing pump plunger seal and improve the reliability and economy of the fracturing operation.

**Key words:** V-shaped sealing ring; Interference assembly; Fluid pressure penetration; Structural design; Sealing performance

Corresponding author: HOU Yongjun, E-mail: yongjunhou@126.com

Fund: Sichuan Science and Technology Programme Project (2020YFG0260); Major Science and Technology Project of China National Petroleum Corporation (2019F-30)

Received: 2023-08-09 Revised: 2023-09-19