

DOI: 10.12382/bgxb.2025.0334



摩擦焊柱塞的多体动力学特性及其对泵空化的改善

廖文博¹, 周俊杰^{1,2*}, 武艺¹, 陈泽¹, 郑志豪¹

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 北京理工大学 前沿技术研究院, 山东 济南 250101)

摘要: 针对高速旋转摩擦焊接工艺制备的重载流体传动机械零部件, 介绍了重载泵新型柱塞的高速旋转摩擦焊流程及控制参数。以该工艺生产的空心封闭柱塞为对象, 建立融合计算流体力学与刚柔耦合多体动力学的联合求解数值模型, 通过数值模拟与试验, 分析了摩擦焊柱塞的多体动力学特性及其对泵空化的改善效果。结果表明: 吸油行程中, 柱塞应力集中于球颈及球头侧芯杆, 滑靴承受柱塞球头挤压力与回程盘截切力, 靴底应力梯度方向与滑靴速度矢量正交; 排油行程中, 柱塞局部应力超 250 MPa 但分布分散, 组件结构强度安全。压力与空化特性方面, 相较传统大腔柱塞, 摩擦焊柱塞与缸体形成的闭死容腔最小, 容积效率高、响应快, 其较小闭死容腔可避免吸油时油液惯性导致的中压冲击, 减小空化射流强度, 降低空蚀破坏风险。

关键词: 摩擦焊接工艺; 多体动力学; 计算流体力学; 柱塞; 重载柱塞泵; 空化

中图分类号: TH137.5/TG453.9 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-1093(2025)S1-250334-11

Multibody Dynamics Characteristics of Friction-welded Piston and Their Effect on Pump Cavitation Mitigation

LIAO Wenbo¹, ZHOU Junjie^{1,2*}, WU Yi¹, CHEN Ze¹, ZHENG Zhihao¹

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing, China 100081, Jiangsu, China;

2. Institute of Advanced Technology, Beijing Institute of Technology, Jinan 250300, Shandong, China)

Abstract: This paper introduces the high-speed rotational friction welding process and control parameters for new-type pistons in heavy-duty pumps, focusing on the heavy-duty fluid power mechanical components manufactured by this process. Taking the hollow closed piston made by high-speed rotational friction welding as the research object, a coupled numerical model integrating computational fluid dynamics and rigid-flexible coupled multibody dynamics is established. The multibody dynamics characteristics of friction-welded pistons and their effects on the improvement of pump cavitation are analyzed through numerical simulation and experiment. The results show that the piston stress concentrates on the ball neck and the core rod near the ball head side during the suction stroke, the slipper is subjected by the squeezing force from the piston ball head and the cutting force from the return plate hole on the slipper rim, and the stress gradient direction at the slipper bottom is orthogonal to the velocity vector of slipper. Although the local stress in the friction-welded piston exceeds 250 MPa during the discharge stroke, the distribution of stress concentration points is dispersed, ensuring the structural strength safety of the piston assembly. In terms of pressure and cavitation characteristics, compared with traditional large-cavity pistons, the friction-welded piston form the smallest dead volume with the cylinder block, achieving higher

收稿日期: 2025-04-30

* 通信作者邮箱: bit_zhou50082@163.com

volumetric efficiency and faster response. The smaller dead volume avoids the medium-pressure impact caused by the oil inertia during oil suction, reduces the intensity of cavitating jets, and decreases the risk of cavitation erosion.

Keywords: friction welding; multibody dynamics model; computational fluid dynamics; piston; heavy-duty piston pump; cavitation

0 引言

重载柱塞泵作为高端装备的核心动力元件,其可靠性直接影响工程机械、国防装备及工业液压系统的性能^[1-3]。柱塞作为泵内关键运动部件,其结构与制造工艺对泵的效率、寿命及空化特性至关重要。传统工艺生产的柱塞存在闭死容积大、惯性效应显著等问题,易引发空化射流与结构疲劳。高速旋转摩擦焊接技术通过固态冶金结合实现空心封闭柱塞的轻量化与高强度制造,为解决上述问题提供了新路径。旋转摩擦焊接技术的原理基于热力学的基本原理,即通过摩擦生热机制实现材料间的固态连接^[4-6]。这项技术已经逐步应用于航空航天、汽车制造、液压传动等领域^[7-9]。在摩擦过程中,接触面上的材料受到高温和机械应力的共同作用,发生塑性变形并达到粘着状态。摩擦焊接技术具有诸多优点,如连接强度高、生产效率高、变形小、无需添加焊材等^[10-12]。

在应用于液压元件摩擦焊接技术方面,韦金钰^[7]和宋生华等人^[8]研究了轻量化液压油缸的旋转摩擦焊接工艺及其优化方案。然而,针对摩擦焊柱塞这种具有细长孔封闭结构的新型部件,其动态应力分布与流固耦合特性的研究仍处于起步阶段^[13-15]。在柱塞泵多体动力学领域,传统研究多基于刚体模型,忽略了柔性结构对载荷传递的影响。张静、廖文博等^[16,17]通过刚柔耦合仿真揭示了回程盘滑靴的应力集中问题,但未涉及摩擦焊柱塞的特殊结构。在压力和空化特性方面,Zhou 等^[18]揭示了闭死容积对压力脉动的显著影响,并提出闭死容积这一关键概念。Chao 等^[19]通过 CFD 仿真提出摩擦焊柱塞设计能显著降低压缩效应、压力脉动及空化,提升泵的流动特性。Wang 等^[20]提出基于瞬态流量测量的时空特征法和改进迁移学习方法,实现柱塞泵空化强度的识别。Lan 等^[21]构建了基于 MLP-Mixer 的空化检测框架,通过实验和信号处理将轴向柱塞泵空化强度分为 3 个阶段,并对不同工况的进行了检测。Yin 等^[22]提出考虑气液两相空化的海水轴向柱塞泵集中参数模型,结合 Monte

Carlo 方法计算流道面积,研究了转速和入口压力对泵瞬态流量和压力的影响。但这些研究工作均未针对摩擦焊柱塞的小容积结构进行专项分析。综上,现有研究缺乏对“摩擦焊柱塞-滑靴-缸体”耦合系统的动力学建模,且未充分揭示结构参数对泵内空化的抑制机制。摩擦焊柱塞在高速往复复杂运动中的多体动力学行为及其对空化流动的影响机制尚不明确,亟需通过跨学科研究揭示其耦合作用规律。

本研究旨在通过建立融合计算流体力学与刚柔耦合多体动力学的联合数值模型,分析摩擦焊柱塞的动态载荷分布及压力空化特性,为重载柱塞泵的高性能设计提供理论支撑,对提升我国高端液压元件的自主研发能力具有重要工程意义。

本文以高速旋转摩擦焊制备的空心封闭柱塞为对象,开展以下研究:1) 建立融合计算流体力学与刚柔耦合多体动力学的联合求解模型,分析柱塞在吸油/排油行程中的应力分布与动态载荷传递规律;2) 对比不同闭死容积柱塞(传统柱塞与摩擦焊柱塞)的压力特性与空化行为,对照耐久试验,揭示摩擦焊柱塞抑制空化的关键机制。

1 旋转摩擦焊工艺流程及研究对象

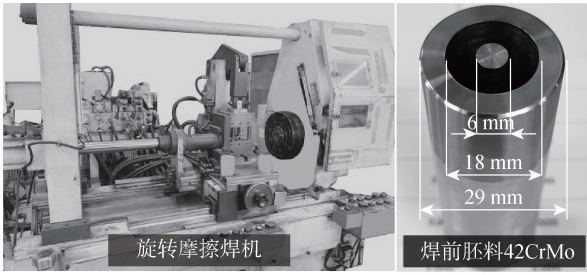
1.1 旋转摩擦焊流程及相关参数

使用的设备为某高转速油压控制的旋转摩擦焊机(如图 1(a)),其基本流程为 3 个阶段,升速准备:使主动轴达到目标转速;高速旋转摩擦:两工件同轴夹持,一端维持高速旋转,与固定端摩擦生热至材料塑性状态(约达被焊材料熔点 80%);顶锻结合:立即停止旋转并施加高压顶锻力,使塑性层流动混合,形成固态冶金结合。接头强度可达母材的 90%~95%。它的焊接工艺流程如图 1 所示。

对照旋转摩擦焊工艺过程示意(见图 1(b)),其焊接工艺参数与待焊材料参数见表 1 所示,被焊件两头材料均为 42CrMo,其化学成分符合 GB/T 3077-2015 和 ISO 683-18:2016 标准。

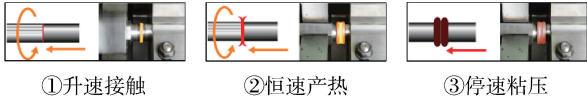
1.2 试验和研究对象

较常见的重载柱塞泵有力士乐 A11V 泵以及

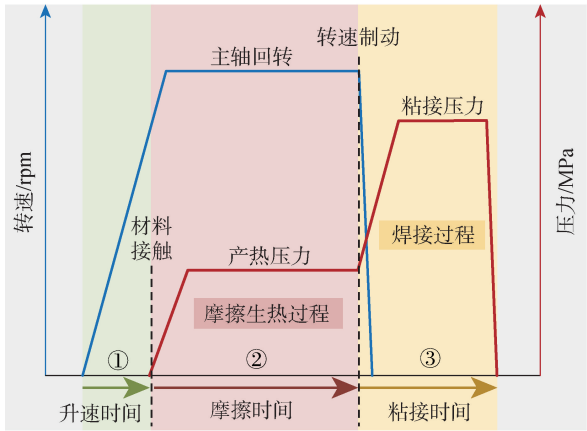


(a) 摩擦焊机及待焊柱塞胚料

(a) Friction welding machine and piston plank to be welded

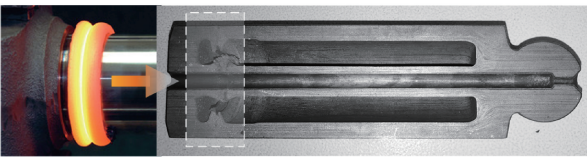


①升速接触 ②恒速产热 ③停速粘压



(b) 旋转摩擦焊接过程

(b) Rotary friction welding process



(c) 焊接完毕后的柱塞

(c) Welded piston

图1 旋转摩擦焊接以及柱塞

Fig. 1 Rotational friction welding and piston

A15V 泵,以某型号重载柱塞泵为研究依托,其基本技术参数见表 2 所示,内部装有摩擦焊接的具备封闭腔和细长孔的柱塞,柱塞质量为 0.229 kg。

2 计算模型

2.1 刚柔耦合动力学模型

刚体动力学建模(牛顿-欧拉方程):刚体运动通过广义坐标 q_r (位置、姿态)描述,考虑约束条件 $\Phi(q_r, \dot{q}_r) = 0$,采用拉格朗日乘子法处理约束反力。

$$M_r \ddot{q}_r + C_r(q_r, \dot{q}_r) + \Phi_q^T \lambda = F_r \quad (1)$$

其中, M_r 为刚体质量矩阵(对角块形式,含质量与转动惯量); C_r 为离心力与科里奥利力向量; λ 为拉格朗日乘子(约束反力); F_r 为外载荷(力比力矩)。

表 1 焊接工艺参数与材料参数

Table 1 Welding process parameters and material parameters

名称	项目	数值
旋转摩擦焊工艺参数	主轴升速时间/s	10.00
	主轴转速/rpm	4 520
	摩擦产热压力/MPa	3.00
	摩擦产热时间/s	4.20
	急停制动时间/s	0.40
	顶锻粘合压力/MPa	8.50
	顶锻粘合时间/s	3.00
	熔化缩距/mm	4.20
	待焊面积/mm ²	417.00
	峰值温度/°C	1 140
待焊件(42CrMo)	密度/(kg·m ⁻³)	7.85
	杨氏模量/Pa	2.10×10 ⁵
	泊松比	0.300
	熔点温度/°C	1 440
	待焊接端面粗糙度/μm	≤0.8
	待焊接端面硬度/HB	257~269
	屈服强度/MPa	≥930
抗拉强度(调质后)/MPa	≥1 080	

表 2 重载柱塞泵及柱塞技术参数

Table 2 Technical parameters of heavy-duty piston pumps and piston

图示	泵技术参数	数值
	额定压力/MPa	35
	最高压力/MPa	42
	额定转速/rpm	2 400
	最大倾角/(°)	16
	排量/ml	145
	摩擦焊接柱塞的主要几何特征	
	$D = 26.1 \text{ mm}$ $R = 9.35 \text{ mm}$ $d_3 = 3 \text{ mm}$ $L = 94.2 \text{ mm}$	

柔性体动力学建模(模态综合法):柔性体通过模态(Craig-Bampton 模态)坐标 η 降阶建模,将物理坐标 u 表示为静态凝聚模态与振动模态的线性组合,减少自由度。

$$\ddot{\eta} + \mathbf{A}^T \mathbf{K} \mathbf{A} \eta = \mathbf{A}^T \mathbf{F}_f \quad (2)$$

其中, \mathbf{A} 为模态振型矩阵(包含刚体模态与弹性模态); \mathbf{K} 为柔性体物理坐标刚度矩阵; \mathbf{F}_f 为柔性体节点力(来自接触、约束或外载荷)。

刚柔耦合方程联立:通过约束方程和力传递关系,将刚体广义坐标 q_r 与柔性体模态坐标 η 耦合,

形成系统级动力学方程。耦合方程为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_r & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_r \\ \ddot{\boldsymbol{\eta}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_r \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}_q^T \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \boldsymbol{\lambda} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_r + \mathbf{F}_{cr} \\ \boldsymbol{\Lambda}^T \mathbf{F}_r \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中 \mathbf{F}_{cr} 为柔性体对刚体的反作用力(通过耦合界面传递)。

求解数值方法主要为微分代数方程(Differential-algebraic Equations, DAE)求解、稀疏矩阵技术、应力/应变计算(柔性体后处理)。

DAE 求解:刚柔耦合系统含微分方程(运动方程)与代数方程(约束方程),构成 DAE 系统 $\mathbf{E} \dot{\mathbf{y}} = \mathbf{f}(t, \mathbf{y}, \dot{\mathbf{y}})$, 其中 $\mathbf{y} = [\mathbf{q}_r, \boldsymbol{\eta}, \boldsymbol{\lambda}]^T$ 。对 DAE 进行指标缩减,通过牛顿迭代法求解非线性方程(如接触力、大变形)。

稀疏矩阵技术:系统矩阵(质量矩阵、刚度矩阵)呈稀疏结构,利用稀疏矩阵存储(仅非零元素)和高效求解(LU 分解),降低计算复杂度($O(n)$ 而非 $O(n^3)$)。

其应用具体为:组装系统矩阵时保留稀疏性,通过节点编号优化(Cuthill-McKee 算法)减少带宽;求解线性方程组时采用稀疏直接法(适用于中等规模系统)或迭代法(适用于超大规模系统)。

应力/应变计算(柔性体后处理):基于模态坐标 $\boldsymbol{\eta}$ 还原柔性体物理变形,通过模态振型插值计算节点位移,进而求解应力比应变。节点位移 \mathbf{u} (\mathbf{u}_0 为静态变形)为 $\mathbf{u} = \mathbf{u}_0 + \boldsymbol{\Lambda} \boldsymbol{\eta}$;应变矩阵 $\boldsymbol{\varepsilon}$ (\mathbf{B} 为几何应变矩阵)为 $\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B} \mathbf{u}$;应力 $\boldsymbol{\sigma}$ (\mathbf{D} 为材料弹性矩阵)为 $\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \boldsymbol{\varepsilon}$ 。

2.2 计算流体力学模型

对于柱塞泵油液介质,采用油气两相流的连续性方程为

$$\frac{\partial \rho_{av}}{\partial t} + \nabla(\rho_{av} \mathbf{u}_{av}) = 0 \quad (4)$$

式(4)中: \mathbf{u}_{av} 为液气两相混合流体的平均速度矢量; ∇ 为矢量场基础算子; t 为时间; ρ_{av} 为两相流体的平均密度且 $\rho_{av} = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l$;而 α_v 为油液蒸汽的体积分数; ρ_l 为液压油密度; ρ_v 为油液蒸汽密度,且

$$\rho_v = \frac{PM}{RT} \quad (5)$$

在(5)式中: P 即油液压力; M 为油液介质的摩尔质量,取 0.0144 kg/mol ; R 为普适气体常数,一般为 $8.314 \text{ J/(mol} \cdot \text{K)}$; T 为油液环境温度,取 328 K 。

基于柱塞泵内油液流动的基本特征,引入 Ray-

leigh-Plesset 气泡动力学方程,忽略方程中的流体表面张力项以及 2 阶导数项,有

$$\frac{dR_v}{dt} = \text{sgn}(P_{lv} - P) \sqrt{\frac{2|P_{lv} - P|}{3\rho_l}} \quad (6)$$

上式中: R_v 为蒸汽气泡核半径; P_{lv} 为油液的饱和蒸汽压。

通过 Schmeer-Sauer 模型描述空化过程当中的质量传递,那么油液的蒸汽体积分数为

$$\alpha_v = \frac{\left(\frac{4}{3} K_v \pi R_v^3\right)}{1 + \left(\frac{4}{3} K_v 7 R_v^3\right)} \quad (7)$$

在式(7)中: K_v 表示单位体积中蒸汽气泡核的个数。而蒸汽的质量输送方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\alpha_v \rho_v)}{\partial t} + \nabla(\alpha_v \rho_v \mathbf{u}_{av}) \\ & = \text{sgn}(P_{lv} - P) \frac{3\rho_l \rho_v \alpha_v (1 - \alpha_v)}{\rho_{av} R_v} \sqrt{\frac{2(P_{lv} - P)}{3\rho_l}} \end{aligned} \quad (8)$$

湍流模型选择标准的 K-Epsilon 模型。忽略纳维斯托克斯方程的质量力和微小气泡的表面张力,建立湍流粘度方程

$$\mu_{at} = C_u \rho_{av} \frac{K^2}{\varepsilon} \min\left(1, \frac{C_3 \Delta \varepsilon}{K^{(2/3)}}\right) \quad (9)$$

在(9)式中: C_u 、 C_3 为经验值系数; K 为湍流动能; ε 为湍流耗散率; Δ 是网格过滤因子; μ_{at} 为湍流引起的动力粘度项。

则油气两相流的运动方程为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho_{av} \mathbf{u}_{av})}{\partial t} + \nabla(\rho_{av} \mathbf{u}_{av}) = -\nabla P \\ & + \nabla[(\mu_{av} + \mu_{at}) \nabla \mathbf{u}_{av}] + \frac{1}{3} \nabla[(\mu_{av} + \mu_{at}) \nabla \mathbf{u}_{av}] \end{aligned} \quad (10)$$

流体可压缩性方程可由牛顿流体的体积弹性模量的定义,知油液的密度为

$$\rho_l = \rho_{l0} e^{\left(\frac{P - P_0}{B_l}\right)} \quad (11)$$

在(11)式中: P_0 参考一个标准大气压; ρ_{l0} 为油液在参考压力 P_0 下的密度; ρ_{l0} 取 870 kg/m^3 ; B_l 为油液的弹性模量。

2.3 联合求解过程

计算流体力学模型在有限体积法框架下进行,抽取流域对该型号重载泵进行流体域模型建立,验证计算网格的无关性,输入流体介质的参数,见表 3 所示。

表 3 输入参数
Table 1 Input parameters

流体介质参数			
参数	数值	参数	数值
动力粘度/Pa·s	0.040 39	油液密度/(kg·m ⁻³)	870
弹性模量/MPa	1 500	饱和蒸汽压/MPa	0.004
气体质量分数/%	0.001 64	环境温度/K	328
刚体、柔性体材料参数			
部件	密度/(kg·m ⁻³)	杨氏模量/Pa	泊松比
回程盘(刚)	7.85×10 ³	2.06×10 ⁵	0.280
球铰(刚)	8.5×10 ³	1.10×10 ⁵	0.330
滑靴(柔)	8.5×10 ³	1.10×10 ⁵	0.330
柱塞(柔)	7.85×10 ³	2.10×10 ⁵	0.300
缸体(刚)	7.85×10 ³	2.16×10 ⁵	0.269
斜盘(刚)	7.85×10 ³	2.07×10 ⁵	0.270

刚体用牛顿-欧拉方程和拉格朗日乘子处理约束,柔性体用模态综合法降阶,通过耦合界面传递力与运动。以柔性体摩擦焊接封闭柱塞以及滑靴替换原来的刚性体零件。柔性体有限元网格数量根据模型试算的收敛性情况适度控制,输入刚体及柔性体固体材料的参数^[17-18],同见表 3 所示。

将计算流体力学求解的压力数据作为输入量载入刚柔耦合多体动力学求解过程,具体求解流程见图 2 所示。

3 摩擦焊柱塞组件多体动力学特性分析

由于回程盘滑靴对柱塞有实时剪切作用,加之受内部芯杆与主结构连接处的体积突变和局部材料单薄特性影响,吸油侧稳态工作的柱塞其应力主要集中在球颈处和内部靠近球头侧的芯杆上,此区域应力局部达到 50 MPa 以上,最大值可达 60~70 MPa,同时,柱塞细颈处受剪切和拉伸作用发生应力集中,局部应力可达 25 MPa,额外地,柱塞伸出部分柱面也有近 10 MPa 左右的应力分布,如图 3 所示。

而对处于排油侧的柱塞来讲,除了承载和吸油侧一致的剪切作用,它还承受了来自排油侧高压液体以及斜盘反推的平均高达 22 000 N 的挤压力,这使得柱塞多个部位在稳态工作时承受 200 MPa 以上的应力分布。从图 4 可分析得到这样一个结果,尽管具有细孔封闭腔的摩擦焊柱塞的应力部分超过 250 MPa 以上,但基于结构的合理布置,其应力虽有集中态势,但各集中点分布较发散,保证了摩擦焊接柱塞的结构强度使其远离屈服极限状态,处于一个非常安全的范围内。

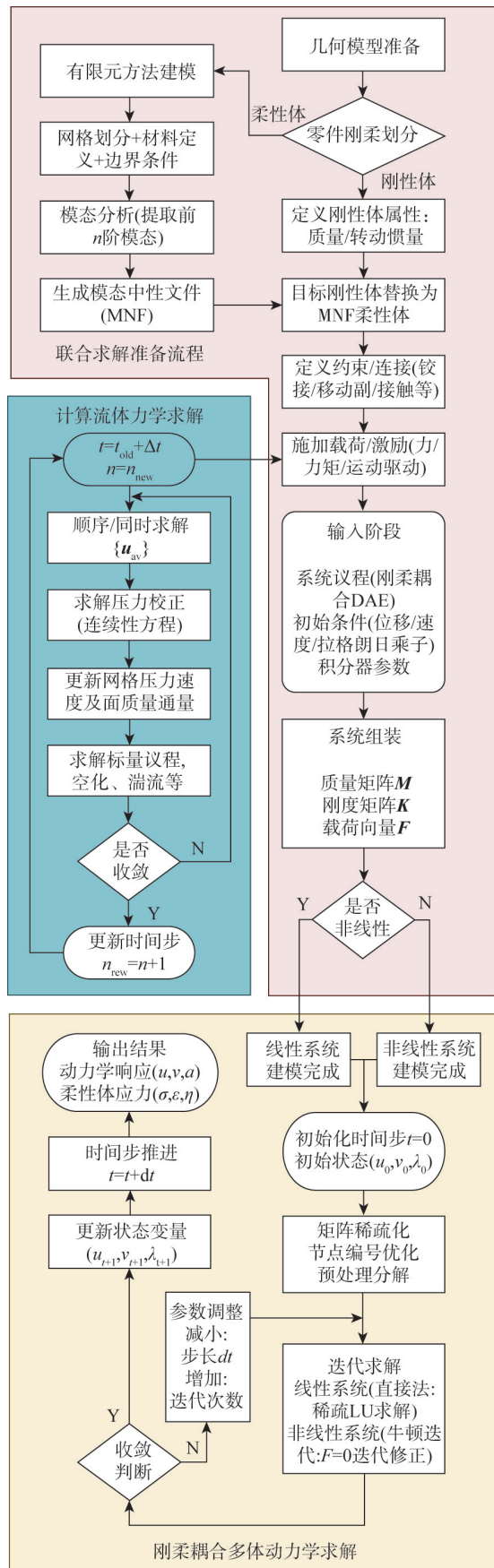


图 2 联合求解过程

Fig. 2 Joint solving procedure

如图 5 所示,处于稳态吸油行程的滑靴受柱塞与回程盘的反向拉力影响,滑靴主要承载柱塞球头对滑靴包边的挤压力以及回程盘孔对滑靴帽檐的截切力,使其在应力分布上呈现出帽檐与脖颈交接处发生汇聚状态,局部超过 5 MPa,最高状态达 6.2 MPa,靴底的应力分布梯度与应变分布梯度具有相似性,即梯度方向与滑靴速度矢量正交。

滑靴在排油侧工作时,不再承受剪切作用,相应地,取而代之的主要为柱塞球头对其球窝的强挤压力和斜盘对其的支撑力,使其达到工作稳动态平衡,致使滑靴球窝阻尼孔喇叭口处成为最大应力集中位置,促使这一区域的局部应力峰值达到 220 MPa。滑靴脖颈和靴底的应力状态较为均匀,达到平均 50 MPa 左右。

而对处于排油侧的柱塞来讲,除了承载和吸油侧一致的剪切作用,它还承受了来自排油侧高压液体以及斜盘反推的平均高达 22 000 N 的挤压力,这使得柱塞多个部位在稳态工作时承受 200 MPa 以上的应力分布。从图 4 可分析得到这样一个结果,尽管具有细孔封闭腔的摩擦焊柱塞的应力部分超过 250 MPa 以上,但基于结构的合理布置,其应力虽有集中态势,但各集中点分布较发散,保证了摩擦焊接柱塞的结构强度使其远离屈服极限状态,处于一个非常安全的范围内。

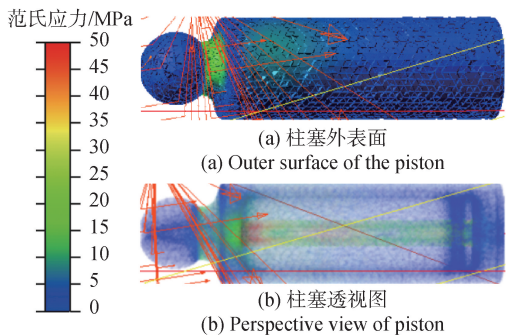


图 3 吸油行程柱塞应力分布

Fig. 3 Stress distribution of piston during oil suction

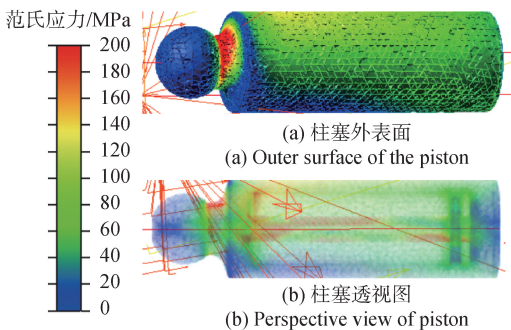


图 4 排油行程柱塞应力分布

Fig. 4 Stress distribution of piston during oil discharge

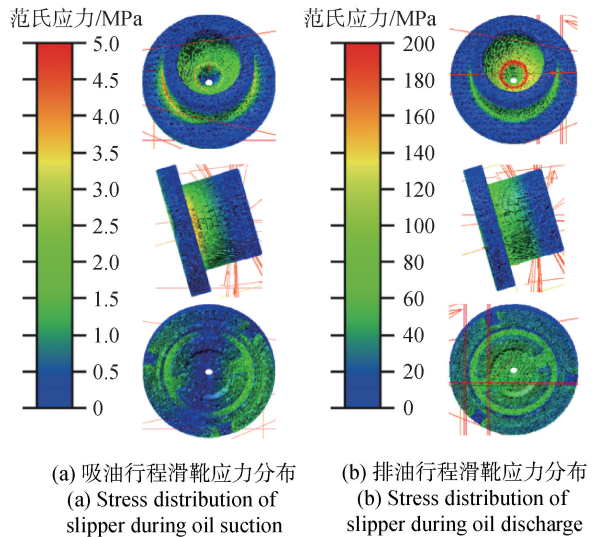


图 5 吸排油行程滑靴应力分布

Fig. 5 Stress distribution of slipper during operation

如图 5 所示,处于稳态吸油行程的滑靴受柱塞与回程盘的反向拉力影响,滑靴主要承载柱塞球头对滑靴包边的挤压力以及回程盘孔对滑靴帽檐的截切力,使其在应力分布上呈现出帽檐与脖颈交接处发生汇聚状态,局部超过 5 MPa,最高状态达 6.2 MPa,靴底的应力分布梯度与应变分布梯度具有相似性,即梯度方向与滑靴速度矢量正交。

滑靴在排油侧工作时,不再承受剪切作用,相应地,取而代之的主要为柱塞球头对其球窝的强挤压力和斜盘对其的支撑力,使其达到工作稳动态平衡,致使滑靴球窝阻尼孔喇叭口处成为最大应力集中位置,促使这一区域的局部应力峰值达到 220 MPa。滑靴脖颈和靴底的应力状态较为均匀,达到平均 50 MPa 左右。

4 摩擦焊柱塞对泵空化的改善

回溯到计算流体力学分析层面。本文所指的闭死容腔为柱塞运动至最里端时缸体与柱塞构成的容腔,红色区域为闭死容腔,如图 6 所示。主要以①②③种尺寸参数的柱塞展开计算和试验研究,他们的闭死容腔体积(淡黄色部分)分别为 18.53 cm³、9.13 cm³、5.25 cm³;外径 D 均为 26.1 mm;内径 d_1 、 d_2 和 d_3 分别为 16.1 mm、9 mm 和 3 mm;其中第①②种为传统大腔柱塞,质量为 0.231 kg 和 0.304 kg,第③种为摩擦焊接的具备封闭腔的柱塞,质量最轻,为 0.229 kg。

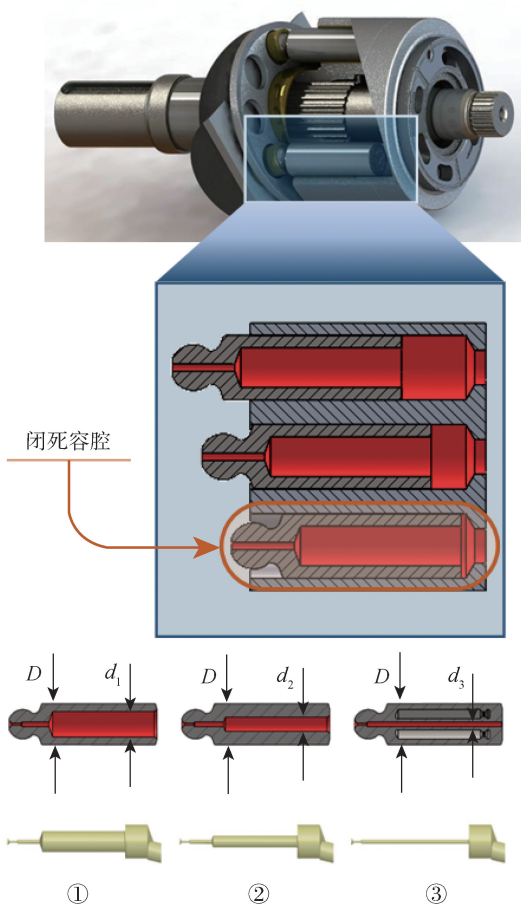


图 6 柱塞及闭死容腔的主要参数

Fig. 6 Main parameters of pistons and their closed dead chamber

4.1 数值计算可靠性依据

通过试验和数值计算,3 种不同闭死容腔的同一个泵在高压行程流量输出见图 7。

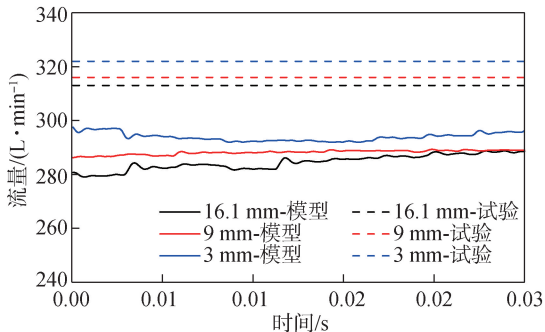


图 7 试验和数值计算的输出流量

Fig. 7 Experimental and calculated output flow rates

试验泵的理论流量为 348 L/min,装备有内孔直径为 16.1 mm、拥有 18.53 cm³ 闭死容腔的①号柱塞的泵试验实际流量为 313±0.4 L/min,容积效率为

90%,计算流体力学数值模型计算得到的流量经过平均加权为 285.7 L/min,误差在 8.7%。装备有内孔直径为 9 mm、拥有 9.13 cm³ 闭死容腔的②号柱塞的泵试验实际流量为 316±0.4 L/min,容积效率为 91%,计算流体力学数值模型计算得到的流量经过平均加权为 289.4 L/min,误差在 8.4%。装备有内孔直径为 3 mm、拥有 5.25 cm³ 闭死容腔的③号摩擦焊柱塞的泵试验实际流量为 322±0.4 L/min,容积效率为 92.5%,计算流体力学数值模型计算得到的流量经过平均加权为 300 L/min,误差在 6.8%。综上,所有计算误差都控制在 8.7% 以下,考虑到油液的可压缩性,计算误差随闭死容腔的缩小而减小。所以计算数据对比试验结果是可靠的。这也证明③号摩擦焊柱塞(拥有最小的闭死容腔)的应用对保持更高的容积效率有积极意义。

4.2 压力与空化特性

如图 8 所示,在柱塞进入排油行程进行升压时,具有最小闭死容腔的摩擦焊柱塞孔的内径为 3 mm 的③号柱塞升压速度最快。在降压过程,柱塞③的卸载过程仍然是最快的。除此之外,柱塞③孔内压力脉动也最小,高压噪声也是最小的。相反地,具有较大闭死容腔的情形会使情况相对糟糕,同时,闭死容腔越大,柱塞内的压力特性响应越慢,波动也越大,更容易产生高压噪声。

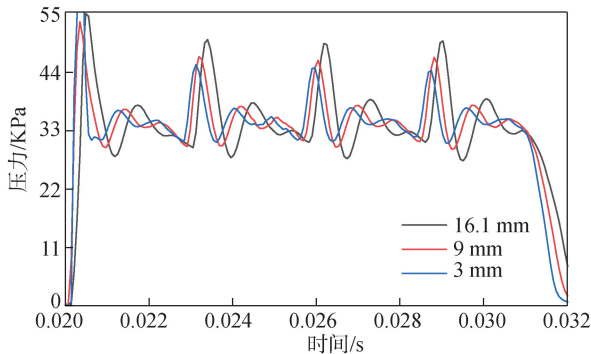


图 8 高压行程的柱塞承受压力

Fig. 8 The high-pressure process of the piston

如图 9 所示,在柱塞进入吸油行程的低压段时,具有最小闭死容腔的摩擦焊柱塞孔的内径为 3 mm 的③号柱塞压力平稳,但是具有 9 mm 和 16.1 mm 的②号和①号传统柱塞有明显的压力回升跳动,峰值达到 760 kPa 和 560 kPa,发生 2 次中等压力回升跳动,而且闭死容腔越大、压力回升跳动发生

的越早。

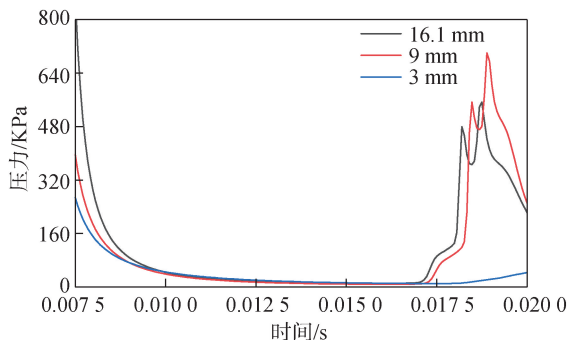


图 9 低压行程的柱塞承受压力

Fig. 9 The low-pressure process of the piston

为了细化低压行程期间闭死容腔内各位置的
压力变化特性以及时间相关性,对 3 种柱塞的闭死容
腔内各取位置一致的 11 个监测点,研究其具体规
律。如图 10 所示。

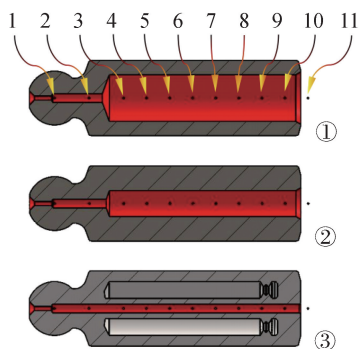


图 10 监测点位置示意图

Fig. 10 Schematic diagram of monitoring point location

从图 11 中可以得到柱塞随时间推移,刚刚进
入低压吸油行程时,无论闭死容腔多大,它里面各个
位置的压强都是接近的,闭死容腔越小,进入低压行
程以后,卸压就越快。在 0.009 6 s~0.016 8 s 内
的主要低压区段,3 种具有不同闭死容腔的柱塞各
位置、在同一时间压强几乎一样。但是,在柱塞即将
进入高压区但还没有与高压区联通时,具有最大闭死
容腔的①柱塞首先在位置 3 处开始升压,造成这个
结果的原因有 2 个,原因一,这是因为柱塞在即将
从低压区运动至高压区时,柱塞的轴向加速度与轴
向速度相反,而且这个反向加速度最大,此时,闭死
容腔越大,所携带的惯性油液也就越多,会使油液在
前方发生挤压;原因二,柱塞①、柱塞②在位置 3
处的流道为突缩流道,正压梯度大。所以,原因一和原

因二共同叠加作用,导致位置 3 处成为柱塞①、柱塞②
率先升压的位置。随着时间的推移,柱塞内部的压
力变化逐渐由原因二成为主导因素,使得靠近柱塞
球头的那一端因油液惯性因素成为压强最大的位
置,压强幅值超过 500 kPa。最后,仍然受惯性影响,
油液内部连续内部作用反复回弹,使位置 1、位置 2
处出现 2 次中压回升现象。在此之后,从柱塞球头
一端开始卸压,直至与负载高压连通,由柱塞后端
的位置 11 开始逐步向位置 10、位置 9、位置 8 等
由近到远逐个快速增压,最后彻底进入高压行程。

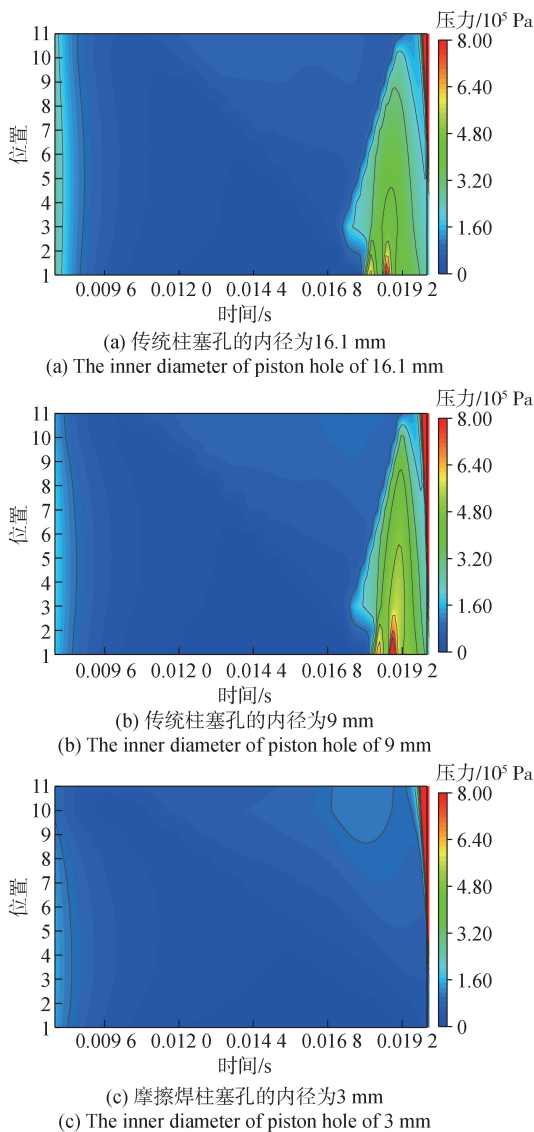


图 11 闭死容腔内各位置随时间的压强分布

Fig. 11 Pressure distribution at various positions in a closed dead chamber over time at low-pressure section

具有 16.1 mm 内径的柱塞①和具有 9 mm 内径
的柱塞②在低压行程期间显示的压强特性基本一

致,柱塞①发生的中压冲击现象要先于柱塞②,但柱塞②的压力回升幅值要高于柱塞①。

值得一提的是,具有最小闭死容腔的摩擦焊柱塞③的内部各位置的壓力特性都比较稳定,它进入低压区以后卸压最快,脱离低压行程后升压响应也最快,而且柱塞③的各位置的壓力都没有出现明显的受油液惯性影响导致的中压冲击现象。导致③柱塞具有的良好壓力特性的主要原因有2个,原因一,柱塞③拥有最小的闭死容腔,它的油液惯性最小,那么小的油液惯性也很难造成这个急促回弹中压冲击;原因二,柱塞孔内径达到3 mm,会形成有效的液阻,使得这种惯性回弹现象很难在细长孔内积压出較明显的壓力。

聚焦于柱塞①和柱塞②的低压壓力动态特性展现的中等壓力冲击现象,结合耐久冲击试验和数值计算结果,对中等壓力冲击现象展开分析。

图12和图13所显示的是同一时刻在靠近柱塞球头一端发生壓力回弹的冲击时的壓力分布和球头位置的气体体积分数,其中柱塞①和柱塞②在球头出油口位置的气体体积分数变化梯度大,而柱塞③的气体体积分数变化梯度最小,很难发生空化射流现象。

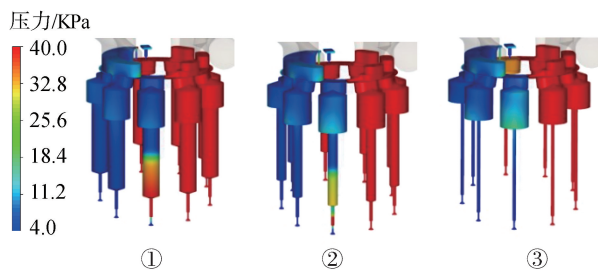


图12 惯性壓力回升

Fig. 12 Rebound of inertial pressure

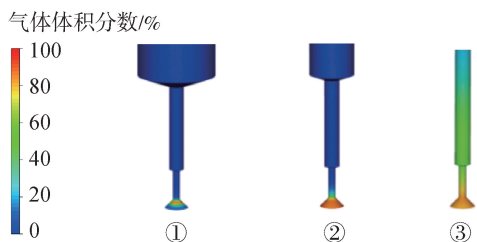


图13 柱塞球头位置

Fig. 13 Position of piston ball head

图14所示的是进行了200小时、144 000次冲击(高压35 MPa,持续2 s,低压12 MPa,总周期5 s)

的耐久试验结果,我们在与柱塞①、柱塞②一起配套的斜盘上发现了空蚀痕迹,空蚀位置与柱塞在低压吸油行程中的发生中压惯性冲击的位置一致。在与摩擦焊柱塞③配套的斜盘上未发现空蚀痕迹。

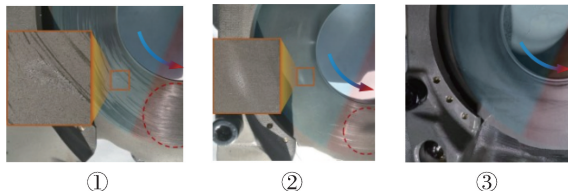


图14 耐久试验后的斜盘

Fig. 14 Cavitation corrosion of the swashplate for durability testing

可以做出一种合理的假设,柱塞①和柱塞②在发生中等壓力冲击现象时,柱塞球头位置产生了逆压梯度较大的空化射流现象,周而复始的空化射流造成了耐久试验的斜盘发生了空蚀破坏。

5 结论

本文对高速摩擦焊接柱塞的生产工艺及参数进行了详述,聚焦于采用高速旋转摩擦焊接技术的柱塞,辐射到它在于重载柱塞泵内刚柔耦合多体动力学特性以及油液流动空化特性,系列数值计算研究及对照试验表明:

1) 吸油行程中,摩擦焊接柱塞的应力主要集中在球颈处和内部靠近球头侧的芯杆上,此区域应力局部达到50 MPa以上,最大值可达60~70 MPa。滑靴主要承载柱塞球头对滑靴包边的挤压力以及回程盘孔对滑靴帽檐的截切力,局部超过5 MPa,最高状态达6.2 MPa,靴底的应力分布梯度方向与滑靴速度矢量正交。

2) 排油行程中,尽管摩擦焊接柱塞的应力部分超过250 MPa以上,但各应力集中点分布较发散。保证了摩擦焊柱塞的结构强度使其远离屈服极限状态,处于一个非常安全的范围内。滑靴不再承受剪切作用,而是柱塞球头对其球窝的强挤压力和斜盘对其的支撑力,使其达到工作稳态平衡,致使滑靴球窝阻尼孔喇叭口处成为最大应力集中位置,促使这一区域的局部应力峰值达到220 MPa。滑靴脖颈和靴底的应力状态较为均匀,达到平均50 MPa左右。

3) 摩擦焊柱塞与缸体构成的闭死容腔最小,容积效率就最高。证明更小的闭死容腔会使柱塞

的升压和卸压响应更快、而且还会降低高压行程的压力脉动和噪声。相反地,具有较大闭死容腔的传统大腔柱塞内油液的压力特性响应随闭死容腔体积增大而变慢,高压波动也越大,更容易产生高压噪声。

4) 较大的闭死容腔会在吸油期间更容易造成受油液惯性影响导致的中压冲击现象。压力幅值超过 500 kPa。耐久试验的斜盘上的空蚀位置与柱塞在低压吸油行程中的发生中压惯性冲击的位置一致。这可能是因为柱塞的大闭死容腔内的油液的惯性压力冲击导致了空化射流的频繁发生,使耐久试验的斜盘上发生了空蚀破坏。

5) 使用具有封闭空腔的细长孔、拥有更小的闭死容腔和重量的摩擦焊柱塞,可以有效地缓解甚至避免这些大闭死容腔的柱塞附带的潜在风险,增强重载柱塞泵的使用寿命和可靠性。

参考文献 (References)

[1] 杜善霄,周俊杰,荆崇波,等. 斜盘式轴向柱塞泵伺服变量特性[J]. 兵工学报,2023,44(1):193-202.
DU S X, ZHOU J J, JING C B, et al. Servo variable displacement characteristics of swash plate axial piston pump [J]. Acta Armamentarii, 2023, 44(1): 193-202. (in Chinese)

[2] 岳嘉为,代波,吴旭,等. 轴向柱塞泵流量脉动对火箭炮俯仰调炮精度的影响分析[J]. 兵工学报,2019,40(9):1781-1786.
YUE J W, DAI B, WU X, et al. The impact of flow pulsation of axial piston pump on gun pitching accuracy of a multiple rocket launcher [J]. Acta Armamentarii, 2019, 40(9): 1781-1786. (in Chinese)

[3] 汪浒江,毛明,林宇,等. 柱塞泵马达高压油路压力脉动耦合特性[J]. 兵工学报,2024,45(11):3781-3791.
WANG H J, MAO M, LIN Y, et al. Coupling characteristics of pressure pulsation in the high-pressure oil circuit of piston pump-motor system [J]. Acta Armamentarii, 2024, 45(11): 3781-3791. (in Chinese)

[4] RATHEE S, SRIVASTAVA M, MAHESHWARI S, et al. Friction based additive manufacturing technologies: principles for building in solid state, benefits, limitations, and applications [M]. Boca Raton, FL, US: CRC Press/Taylor & Francis Group, 2018.

[5] 陈忠海. 摩擦焊接技术及其工程应用[J]. 电焊机, 2011, 41(8): 101-106.
CHEN Z H. Analysis of friction processing technology and its engineering applications [J]. Electric Welding Machine, 2011, 41(8): 101-106. (in Chinese)

[6] 刘雪梅,张彦华,邹增大,等. 先进摩擦焊接技术的开发与应

用[J]. 热加工工艺,2006,(2):49-52.

LIU X M, ZHANG Y H, ZOU Z D, et al. Development and application of advanced friction welding technique [J]. Hot Working Technology, 2006, (2): 49-52. (in Chinese)

[7] 韦金钰. 挖掘机液压油缸活塞杆连续驱动摩擦焊工艺研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2019.
WEI J Y. Research on continuous friction welding technology of hydraulic cylinder piston rod of excavator [D]. Xuzhou: China University of Mining and Technology, 2019. (in Chinese)

[8] 宋生华,何锁山,王其福. 工程油缸活塞杆摩擦焊接工艺优化研究[J]. 液压气动与密封,2023,43(6):114-118.
SUN S H, HE S S, WANG Q F. Optimization of friction welding process for piston rod of engineering cylinder [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2023, 43(6): 114-118. (in Chinese)

[9] 任芝兰. 液压缸体的焊接[J]. 新技术新工艺,2005(6):52-53.
REN Z L. Welding of hydraulic cylinder [J]. New Technology & New Process, 2005(6): 52-53. (in Chinese)

[10] 关晓平,田新昊. 摩擦焊接基本原理及应用前景[J]. 机械制造,2015,53(1):77-79.
GUAN X P, TIAN X H. Basic principles and application prospects of friction welding [J]. Machinery, 2015, 53(1): 77-79. (in Chinese)

[11] 张晗,朱志明. 连续驱动摩擦焊接技术的研究与工程应用[J]. 工程科学学报,2022,44(6):1002-1013.
ZHANG H, ZHU Z M. Research and engineering application of continuous-drive friction welding [J]. Chinese Journal of Engineering, 2022, 44(6): 1002-1013. (in Chinese)

[12] 李丹. 加强焊接技术创新研究,促进基础研究与工程化应用的融合——走进陕西省摩擦焊接工程技术重点实验室[J]. 航空制造技术,2019,62(19):76-77.
Li D. Strengthen the innovation research of welding, promote the integration of basic research and engineering application [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2019, 62(19): 76-77. (in Chinese)

[13] YANG X Y, YU X D, XU Y L, et al. Transient deformation of axial closed hydrostatic carrying system for high-end inertial friction welding based on fluid-thermal-solid interaction [J]. Tribology International, 2025, 209: 110683.

[14] NAWALKAR A G S, YOGESH S, MANOJKUMAR S, et al. Effect of pre-and post-weld heat treatments on the microstructure and mechanical properties of the rotary friction welded Martensitic steel-soft magnetic alloy joints [J]. Materials Science and Engineering: A, 2025, 929: 148121.

[15] UDAY M B, FAUZI M N A, ZUHAILAWATI H, et al. Advances in friction welding process: a review [J]. Science and Technology of Welding and Joining, 2010, 15(7): 534 - 558.

- [16] 张静,廖文博,隋蕊阳,等. 基于 ADAMS 和 Pumplinx 联合仿真的柱塞泵回程盘运动受力薄弱点分析[J]. 兰州理工大学学报,2021,47(3):58-63.
ZHANG J, LIAO W B, SUI R Y, et al. Analysis of the weak points in the movement of slipper retainer from axial piston pump based on the joint simulation of adams and pumplinx [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2021, 47(3): 58-63. (in Chinese)
- [17] 廖文博. 轴向柱塞泵回程盘失效机理研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2020.
LIAO W B. Research on the failure mechanism of slipper retainer from axial piston pump [D]. Lanzhou : Lanzhou University of Technology, 2020. (in Chinese)
- [18] ZHOU J J, LIAO W B, WANG X, et al. The impact of dead chamber on the pressure characteristics of high flow piston pump and its potential hazards [C] // Proceedings of the 9th International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM) 2023. Lanzhou, China; IEEE, 2023: 1-7.
- [19] CHAO Q, XU Z, TAO J F, et al. Capped piston: a promising design to reduce compressibility effects, pressure ripple and cavitation for high-speed and high-pressure axial piston pumps [J]. Alexandria Engineering Journal, 2023, 62: 509-521.
- [20] WANG R Y, XU Y Z, MU W K, et al. Cavitation intensity recognition for axial piston pump based on transient flow rate measurement and improved transfer learning method [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2025, 232: 112667.
- [21] LAN Y, LI Z J, LIU S Z, et al. Experimental investigation on cavitation and cavitation detection of axial piston pump based on MLP-Mixer[J]. Measurement, 2022, 200: 111582.
- [22] YIN F L, KONG X L, JI H, et al. Research on the pressure and flow characteristics of seawater axial piston pump considering cavitation for reverse osmosis desalination system [J]. Desalination, 2022, 540: 115998.