

耦合滑靴副和配流副的柱塞泵振动及润滑特性研究

赖荣燊¹ 朱小腾^{1,2} 权云晴³ 苗克非³ 叶绍干^{2*} 鲍岳²
刘会祥³ 赵守军³

1. 厦门理工学院机械与汽车工程学院, 厦门, 361024
2. 厦门大学萨本栋微米纳米科学技术研究院, 厦门, 361021
3. 北京精密机电控制设备研究所, 北京, 100076

摘要:为探究轴向柱塞泵振动特性与油膜耦合作用的内在关联机制,构建了轴向柱塞泵各关键组件动力学模型,并与滑靴副及配流副的油膜润滑模型耦合,形成完整的耦合动力学分析框架。采用显隐结合法与控制容积法联合求解该模型,系统分析了不同工况下柱塞泵的振动响应以及滑靴副与配流副的油膜润滑行为,并通过振动实验验证模型的准确性。研究结果表明:在振动特性方面,耦合模型的预测结果与实验数据具有较高的吻合性;在油膜特性方面,转速增大导致中心油膜厚度增大,而压力增大则使高压区中心油膜厚度减小,油膜压力分布与柱塞腔压力呈同步周期性变化趋势,且油膜泄漏量随压力和转速的增大而显著增大,尤其在高压区增幅更大。研究结果为轴向柱塞泵设计提供了重要的理论支持。

关键词:轴向柱塞泵;滑靴副;配流副;耦合动力学模型;振动特性;油膜特性

中图分类号:TH137.51

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.02.003

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Research on Vibration and Lubrication Characteristics of Piston Pumps with Coupled Slipper Pair and Valve Plate Pair Interactions

LAI Rongshen¹ ZHU Xiaoteng^{1,2} QUAN Yunqing³ MIAO Kefei³ YE Shaogan^{2*} BAO Yue²
LIU Huixiang³ ZHAO Shoujun³

1. School of Mechanical and Automotive Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen, Fujian, 361024
2. Pen-Tung Sah Institute of Micro-Nano Science and Technology, Xiamen University, Xiamen, Fujian, 361021
3. Beijing Institute of Precision Mechatronics and Controls, Beijing, 100076

Abstract: This paper investigated the vibration-oil film coupling mechanism in axial piston pumps through an integrated dynamics model combining pump component dynamics with slipper/swashplate and valve plate/cylinder block lubrication models. The model was solved using a combined explicit-implicit approach with control volume method. Experimental validation confirmed the model effectiveness in predicting vibration characteristics. The results indicate that calculated results of coupled model show strong agreement with experimental data; in terms of oil film characteristics, increases of rotational speed lead to greater central oil film thickness, while pressure elevation results in reduces of oil film thickness at the center of high-pressure regions. The oil film pressure distribution exhibits periodic variation in sync with the plunger chamber pressure. Leakage increases markedly with both increases of pressure and speed, especially in high-pressure regions. The coupled model demonstrates superior predictive accuracy compared to conventional decoupled approaches. The research provides important theoretical support for the design of axial piston pumps.

Key words: axial piston pump; slipper pair; valve plate pair; coupled dynamics model; vibration characteristic; oil film characteristic

0 引言

轴向柱塞泵作为液压系统的动力源,因其结

构紧凑、功率密度大、响应频率快、工作压力大等优点而被广泛应用于工程机械、建筑机械、矿山机械及航空航天设备等领域^[1-5]。然而,轴向柱塞泵在工作过程中存在两大关键问题:一是众多组件的振动会降低系统稳定性,二是摩擦副间的油膜耦合作用会影响其工作效率与寿命。因此,研究

收稿日期:2025-05-30

基金项目:国家自然科学基金(U24B2049,52175062);福建省自然科学基金(2024J01413186)

轴向柱塞泵组件的振动特性及其摩擦副油膜耦合作用机制,对提高泵的工作效率、压力输出稳定性和减振降噪具有重要工程意义^[6-8]。

国内外学者针对柱塞泵振动特性进行了大量研究。TSUTA等^[9]基于2个集中质量点和10自由度模型建立了柱塞-滑靴耦合系统的动力学方程。CHEN等^[10]将斜盘式液压马达简化为刚度-阻尼系统,提出了包含3个集中质量点和14自由度的动力学模型。YE等^[11]在此基础上进一步简化,建立了4个集中质量点和19自由度的柱塞泵动力学模型,系统分析了轴向柱塞泵的振动特性。汪浒江等^[12]通过构建完全参数化描述的系统动力学模型,研究了浮动式配流盘柱塞泵马达油液压力的动态变化规律。谷建宁等^[13]建立了一种基于数据驱动的高保真动力学模型,探究了柱塞泵出口压力和转速对缸体倾覆的影响。

柱塞泵摩擦副的油膜特性与其振动动力学密不可分。YE等^[14]建立了柱塞-滑靴耦合动力学模型,并结合滑靴姿态变化分析油膜厚度分布,分析了柱塞-滑靴振动对油膜润滑特性的影响。侯亮等^[15]构建了配流副油膜动力学模型,系统研究了工作压力、转速及斜盘倾角等工况参数对配流副泄漏流量和摩擦损耗特性的影响规律。TANG等^[16]基于热-弹耦合变形理论研究了倾覆工况下滑靴副的热流体动力润滑特性。LONG等^[17]通

过累积损伤理论构建了滑靴副热-流-固动态耦合模型,分析了滑靴副在黏温压效应与损伤变形共同作用下的时变润滑特性。岳星歧等^[18]采用等间距试验法分析了轴向柱塞泵配流副油膜润滑特性与空化特性。胡敏等^[19]通过数值解析与试验验证,提出了配流盘具有抗倾覆能力的平面辅助支承结构。陈鼎等^[20]通过建立滑靴和柱塞运动与球铰副油膜润滑行为耦合的动力学模型,系统分析了不同配合间隙下的球铰副油膜润滑特性。

当前研究在分析轴向柱塞泵动力学行为时,往往将振动特性与油膜润滑特性分离考虑,尚缺乏对其耦合效应及内在关联机制的全面探讨。为此,本文将轴向柱塞泵各组成部件的动力学特性与滑靴副、配流副的油膜润滑行为进行耦合建模,并采用显隐结合法结合控制容积法对耦合模型进行数值求解,在此基础上系统分析了不同工况参数下滑靴副-配流副油膜耦合作用对柱塞泵振动响应的影响规律以及滑靴副与配流副的油膜特性变化。

1 耦合动力学模型

1.1 刚性体动力学模型

耦合滑靴副和配流副油膜作用的柱塞泵动力学模型如图1所示。将壳体与斜盘、端盖与配流盘等效为固定刚性体,其余组件都为独立的刚性体(包括7个滑靴、7个柱塞、缸体、主轴)。

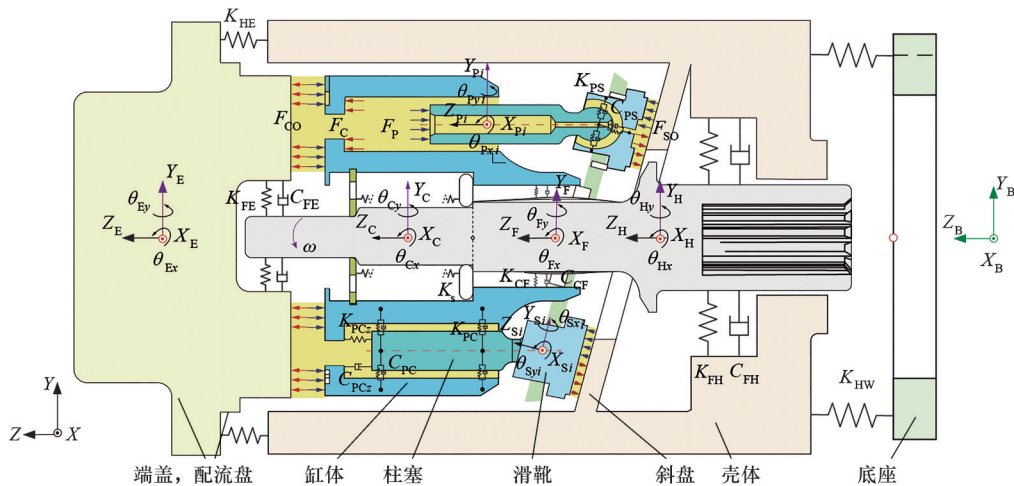


图1 耦合滑靴副和配流副油膜作用的柱塞泵动力学模型示意图

Fig.1 Schematic of piston pump dynamics model incorporating oil film interactions in slipper-swashplate and valve plate-cylinder interfaces

在轴向柱塞泵运行过程中,配流盘与缸体之间的配流副以及滑靴与斜盘之间的滑靴副都会形成动态润滑油膜。这些油膜在相对运动过程中会产生显著的流体动压效应,从而分别在配流副和滑靴副接触界面形成具有承载能力的流体动压支承力。其余运动副间的动态相互作用则通过等效

刚度-阻尼模型进行简化表征,其中柱塞副与球铰副间的油液相互作用由等效刚度和阻尼系数表示;主轴与缸体之间通过花键连接,与壳体、端盖之间通过轴承连接,其相对作用皆由等效刚度和阻尼系数表示;而端盖与壳体、壳体与基座通过螺栓连接,简化为刚性连接,由等效刚度表示。刚度

系数、阻尼系数详见文献[11],该文献所采用的系数已被证明能有效表征系统动力学特性。

为建立轴向柱塞泵刚性体动力学模型,分别求解各组件的动能、势能和耗散能,壳体的动能 T_H 、势能 U_H 和耗散能 D_H 的计算公式如下:

$$T_H = \frac{1}{2} M_H \dot{X}_H^2 + \frac{1}{2} M_H \dot{Y}_H^2 + \frac{1}{2} M_H \dot{Z}_H^2 + \frac{1}{2} I_{Hx} \dot{\theta}_{Hx}^2 + \frac{1}{2} I_{Hy} \dot{\theta}_{Hy}^2 \quad (1)$$

$$U_H = \frac{1}{2} K_{FHL} X_{FH}^2 + \frac{1}{2} K_{FHy} Y_{FH}^2 + \frac{1}{2} K_{FHz} Z_{FH}^2 + 2K_{HEr} X_{HE}^2 + 2K_{HEy} Y_{HE}^2 + \frac{1}{2} K_{HEz} \cdot [Z_H \pm L_{HEr} \theta_{Hy} \pm L_{HEy} \theta_{Hx} - (Z_E \pm L_{EHy} \theta_{Ex} \pm L_{EHy} \theta_{Er})]^2 + 2K_{HWx} (X_H - L_{HWz} \theta_{Hy})^2 + 2K_{HWy} (Y_H + L_{HWz} \theta_{Hx})^2 + \frac{1}{2} K_{HWz} (Z_H \pm L_{HWx} \theta_{Hy} \pm L_{HWy} \theta_{Hx})^2 \quad (2)$$

$$D_H = \frac{1}{2} C_{FHL} \dot{X}_{FH}^2 + \frac{1}{2} C_{FHy} \dot{Y}_{FH}^2 + \frac{1}{2} C_{FHz} \dot{Z}_{FH}^2 \quad (3)$$

式中: T_H 为壳体的振动动能; M_H 为壳体的质量; I_{Hx} 为壳体在 θ_x 方向的转动惯量; U_H 为壳体的势能; K_{FHL} 为壳体与主轴在 X 方向的等效刚度; X_{FH} 为壳体与主轴在 X 方向的相对位移; K_{HEr} 为壳体与端盖在 X 方向的等效刚度; X_{HE} 为壳体与端盖在 X 方向的相对位移; L_{HEr} 为 X 方向壳体质心到 K_{HE} 位置的距离; L_{EHy} 为 X 方向端盖质心到 K_{HE} 位置的距离; K_{HWx} 为壳体与基座在 X 方向的等效刚度; L_{HWz} 为 Z 方向壳体质心到 K_{HW} 位置的距离,其他方向的符号命名保持一致; D_H 为壳体的耗散能; C_{FHL} 为壳体与主轴在 X 方向的等效阻尼。

壳体与主轴的相对位移为

$$\left. \begin{aligned} X_{FH} &= X_F - L_{FHz} \theta_{Fy} - (X_H - L_{HFz} \theta_{Hy}) \\ Y_{FH} &= Y_F + L_{FHy} \theta_{Fx} - (Y_H + L_{HFy} \theta_{Hx}) \\ Z_{FH} &= Z_F - Z_H \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: X_F 为主轴在 X 方向的振动位移; L_{FHz} 为 Z 方向壳体质心到 K_{FH} 与 C_{FH} 位置中心的距离; X_H 为壳体在 X 方向的振动位移; L_{HFz} 为 Z 方向主轴质心到 K_{FH} 与 C_{FH} 位置中心的距离。其他组件间的相对位移同理,特殊情况则单独给出。

将各组件动能、势能和耗散能代入拉格朗日方程,求解各组件动力学模型运动方程。其中,壳体的运动方程分别为

$$M_H \ddot{X}_H = K_{FHL} X_{FH} + C_{FHL} \dot{X}_{FH} - 4K_{HEr} X_{HE} - 4K_{HWx} (X_H - L_{HWz} \theta_{Hy}) \quad (5)$$

$$M_H \ddot{Y}_H = K_{FHy} Y_{FH} + C_{FHy} \dot{Y}_{FH} - 4K_{HEy} Y_{HE} - 4K_{HWy} (Y_H + L_{HWz} \theta_{Hx}) - \sum_{i=1}^7 F_{SOzi} \sin \beta \quad (6)$$

$$M_H \ddot{Z}_H = K_{FHz} Z_{FH} + C_{FHz} \dot{Z}_{FH} - 4K_{HEz} Z_{HE} - 4K_{HWz} Z_H - \sum_{i=1}^7 F_{SOzi} \cos \beta \quad (7)$$

$$I_{Hx} \ddot{\theta}_{Hx} = K_{FHy} L_{FHz} Y_{FH} + C_{FHy} L_{FHz} \dot{Y}_{FH} - 4K_{HEz} L_{HEy} (L_{HEy} \theta_{Hx} + L_{EHy} \theta_{Er}) - 4K_{HEy} L_{HEz} Y_{HE} - 4K_{HWz} L_{HWy}^2 \theta_{Hx} -$$

$$4K_{HWy} L_{HWz} (Y_H + L_{HWz} \theta_{Hx}) - \sum_{i=1}^7 M_{SOzi} \cos \beta \quad (8)$$

式中: F_{SOzi} 为第 i 个滑靴副油膜支撑力; β 为斜盘倾角; M_{SOzi} 为 X 方向第 i 个滑靴副油膜支撑力矩。

壳体在 θ_y 方向的运动方程为

$$I_{Hy} \ddot{\theta}_{Hy} = -K_{FHL} L_{FHz} X_{FH} - C_{FHL} L_{FHz} \dot{X}_{FH} - 4K_{HWx} L_{HWz} (X_H - L_{HWz} \theta_{Hy}) + 4K_{HEz} L_{HEr} (L_{HEr} \theta_{Hy} - L_{EHy} \theta_{Er}) + 4K_{HEr} L_{HEz} X_{HE} - 4K_{HWz} L_{HWx}^2 \theta_{Hy} - \sum_{i=1}^7 M_{SOyi} \cos \beta \quad (9)$$

式中: M_{SOyi} 为 Y 方向第 i 个滑靴副油膜支撑力矩,其余组件运动方程同理,不再赘述。

1.2 油膜润滑模型

滑靴副油膜厚度分布情况如图2所示。

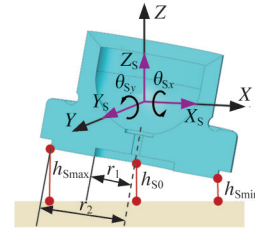


图2 滑靴副油膜厚度

Fig.2 Oil film thickness of slipper pair

通过滑靴与斜盘的振动位移和倾覆角度求解油膜厚度场分布及厚度场变化率,即

$$\left. \begin{aligned} h_s(r, \theta) &= h_{Sinit} + (Z_S - Z_H) - r(\theta_{Sx} - \theta_{Hx}) \sin \theta - \\ & \quad r(\theta_{Sy} - \theta_{Hy}) \cos \theta \\ \dot{h}_s(r, \theta) &= (\dot{Z}_S - \dot{Z}_H) - r(\dot{\theta}_{Sx} - \dot{\theta}_{Hx}) \sin \theta - \\ & \quad r(\dot{\theta}_{Sy} - \dot{\theta}_{Hy}) \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: h_{Sinit} 为滑靴副油膜初始厚度; Z_S 为滑靴在 Z 方向的振动位移; θ_{Sx} 为滑靴 θ_x 方向的倾覆角度。

为分析平面滑靴副油膜压力分布,建立了滑靴副油膜流体微元模型,如图3所示。

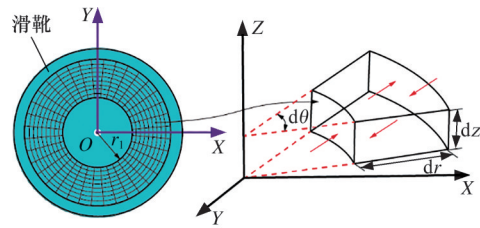


图3 滑靴副油膜流体微元模型

Fig.3 Slipper pair oil film fluid micro-element model

考虑滑靴副油液离心力与油膜微元受力分析,可得滑靴副油膜压力控制方程:

$$\frac{1}{\mu r} \frac{\partial}{\partial r} (r h_s^3 \frac{\partial p_s}{\partial r}) + \frac{1}{r^2 \mu} (h_s^3 \frac{\partial p_s}{\partial \theta}) = 12 \frac{\partial h}{\partial t} + 6 \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r h_s v_{S\theta 0}) + 6 \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (h_s v_{S\theta 0}) + \frac{3\rho}{10\mu r} \frac{\partial}{\partial r} (h_s^3 v_{S\theta 0}^2) \quad (11)$$

式中: μ 为油液动力黏度; p_s 为滑靴副油膜压力; $v_{S\theta 0}$ 、 $v_{Sr 0}$ 分别为近壁面滑靴副油膜微元沿周向与径向的速度; ρ 为油

液密度。

采用控制容积法与交错网格法求解滑靴副油膜压力控制方程,如图4所示。

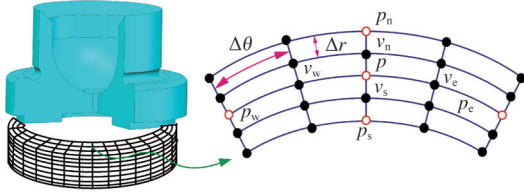


图4 滑靴副油膜网格划分及控制容积

Fig.4 Slipper pair oil film mesh division and control volume

对式(11)进行积分并化简成以下形式:

$$\left. \begin{aligned} a_p p_p &= a_n p_n + a_s p_s + a_e p_e + a_w p_w + S \\ a_p &= a_n + a_s + a_e + a_w + S \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} a_n &= \frac{(rh_s^3)_n}{\mu} \frac{\Delta\theta}{\Delta r} & a_s &= \frac{(rh_s^3)_s}{\mu} \frac{\Delta\theta}{\Delta r} \\ a_w &= \frac{(h_s^3)_w}{r_p \mu} \frac{\Delta r}{\Delta\theta} & a_e &= \frac{(h_s^3)_e}{r_p \mu} \frac{\Delta r}{\Delta\theta} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} S &= -12[(rv_{s00}h_s)_n - (rv_{s00}h_s)_s] \Delta\theta - 12[(rv_{s0}h_s)_e - \\ & (rv_{s0}h_s)_w] \Delta r - 48r_p \frac{(h_{sp}^{t+\Delta t} - h_{sp}^t)}{\Delta t} \Delta r \Delta\theta - \\ & \frac{3\rho}{5\mu} [(h_s^3 v_{s0}^2)_n - (h_s^3 v_{s0}^2)_s] \Delta\theta \end{aligned} \quad (14)$$

滑靴副的边界条件为

$$\left. \begin{aligned} p(r_1, \theta) &= p_h \\ p(r_2, \theta) &= p_c \\ p(r, 2\pi) &= p(r, 0) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

式中: p_h 为油液进口压力; p_c 为壳体压力。

运用环形三对角矩阵算法(circular tridiagonal matrix algorithm, CTDMA)求解滑靴副油膜压力场各节点压力^[14]。收敛条件为

$$\sum_{ij} |p_{(i,j)}^{k+1} - p_{(i,j)}^k| / \sum_{ij} p_{(i,j)}^k \leq \epsilon \quad (16)$$

式中: k 为迭代次数; ϵ 为收敛判据。

最终,滑靴副油膜的支承力及力矩可表示为

$$\left. \begin{aligned} F_{SOz} &= \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p_s r dr d\theta + \pi r_1^2 F_p \\ M_{SOx} &= \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p_s r^2 \sin \theta dr d\theta \\ M_{SOy} &= - \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} p_s r^2 \cos \theta dr d\theta \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: F_p 为柱塞腔压力。

配流副油膜厚度与压力建模与滑靴副同理,其网格划分如图5所示。

配流副的边界条件为

$$\left. \begin{aligned} p(R_1, \varphi) &= p(R_2, \varphi) = p_c \\ p(R_3 \leq R \leq R_4, \varphi_{hs} \leq \varphi \leq \varphi_{he}) &= p_h \\ p(R_3 \leq R \leq R_4, \varphi_{ls} \leq \varphi \leq \varphi_{le}) &= p_l \\ p(R, 2\pi) &= p(R, 0) \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

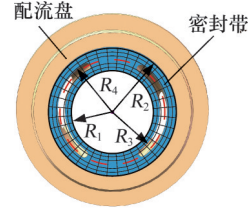


图5 配流副油膜网格划分

Fig.5 Meshing for oil film in port plate pair

式中: p_l 为油液出口压力。

同样采用CTDMA算法求解配流副油膜压力场各节点压力,最终配流副油膜的支承力及力矩可表示为

$$\left. \begin{aligned} F_{COz} &= \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} p_c r dr d\varphi \\ M_{COx} &= \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} p_c r^2 \sin \varphi dr d\varphi \\ M_{COy} &= - \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} p_c r^2 \cos \varphi dr d\varphi \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

式中: p_c 为配流副油膜压力; F_{COz} 为配流副油膜支承力; M_{COx} 为配流副 X 方向的油膜支撑力矩; M_{COy} 为配流副 Y 方向的油膜支撑力矩。

2 耦合动力学模型求解

采用显隐结合的方法求解系统耦合动力学模型^[21],求解流程如图6所示。首先基于初始振动响应与油膜参数,采用显式求解法预测下一时刻各组件的振动位移与振动速度;随后根据预测的振动响应结合初始油膜厚度求解滑靴副与配流副的油膜厚度场、速度场,并采用有限容积法求解滑靴副与配流副压力场,通过对各油膜压力场积分获得油膜支撑力并耦合至组件动力学方程,从而求解预测的加速度响应;再以隐式求解法校正预测结果,循环更新油膜特性与振动响应,直至完成所有时刻的仿真分析。为确保求解过程的稳定收敛,设定仿真步长: $\varphi_{\Delta t} = \omega \Delta t = 0.01$ 。

3 耦合动力学模型准确性验证

3.1 振动测试实验方案

为验证耦合动力学模型的准确性,通过实验测试获取了轴向柱塞泵在不同工况下的振动加速度^[14]。图7为柱塞泵振动测点布置及试验设备连接示意图,实验系统采用伺服电机驱动被测泵,通过溢流阀和供油系统调节压力与流量,并利用温度计、压力传感器和流量计实时监测油温、进出口压力及主回路流量等参数。实验采用的被测泵为0.05 mL排量的微型高速轴向柱塞泵,额定转速为20 000 r/min,额定工作压力可达21 MPa。设定各实验工况如下:①固定压力为10 MPa,分别

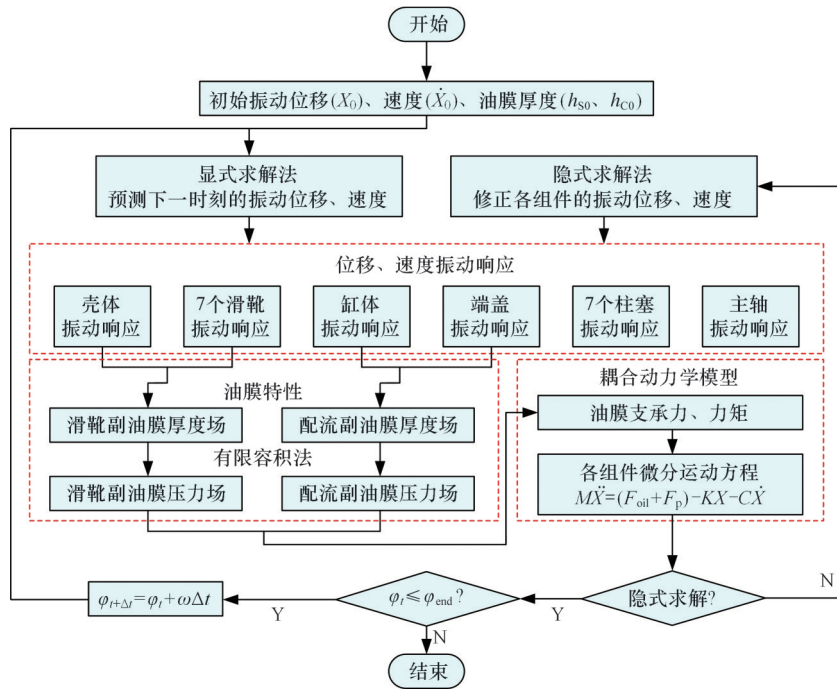


图6 耦合动力学模型求解流程图

Fig.6 Flowchart for solving coupled dynamic model

测试转速为 8000、12 000、16 000、20 000 r/min 时测点 1 和测点 2 位置处的振动加速度数据。②固定转速为 16 000 r/min, 分别测试压力为 5、10、15、20 MPa 时测点 1 和测点 2 的振动加速度数据。

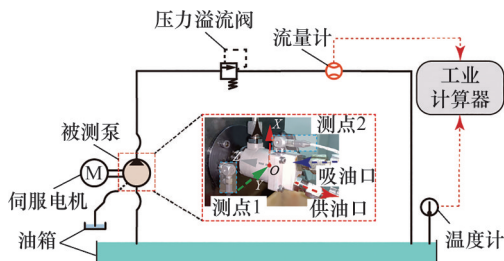


图7 测点布置及实验设备连接示意图

Fig.7 Schematic diagram of measuring point arrangement and test equipment connection

3.2 振动测试结果分析

仿真分析上述试验工况, 利用傅里叶变换处理仿真与试验数据, 对比测点 2 上 Y 方向的振动速度仿真与试验结果, 验证动力学模型的准确性。

如图 8 和图 9 所示, 仿真与实验趋势一致, 随着工况压力的增大, 仿真与试验在 Y 方向的振动速度均呈现出递增趋势, 在基频处, 仿真与试验结果的幅值均达到最大值。在不同工况下, 仿真与实验都呈现了较好的吻合性, 特别在压力为 20 MPa、转速为 16 000 r/min 的工况下, 基频处的吻合程度超过 85%。仿真中采用的材料参数(如阻尼系数、密度等)通常设定为恒定值, 但实际材料

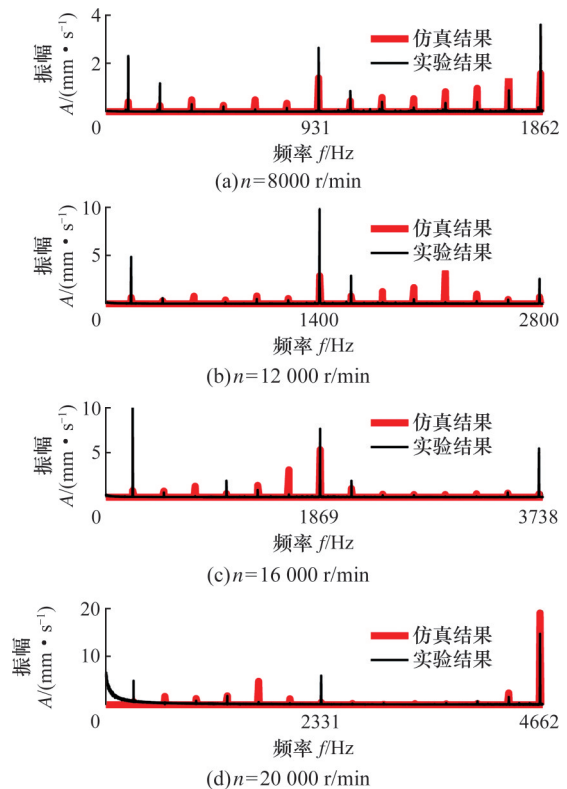


图8 不同转速 Y 方向振动速度仿真与实验对比

Fig.8 Comparison of simulated and experimental Y-direction vibration velocities at different rotational speed

属性会因制造公差、温度波动及工作应力而产生变化。其次, 传感器采集的振动数据易受外部噪声、传感灵敏度及安装精度的影响, 上述因素是导致仿真与实验结果间出现细微偏差的原因。但总体而言, 实验结果验证了所提动力学模型的准确性。

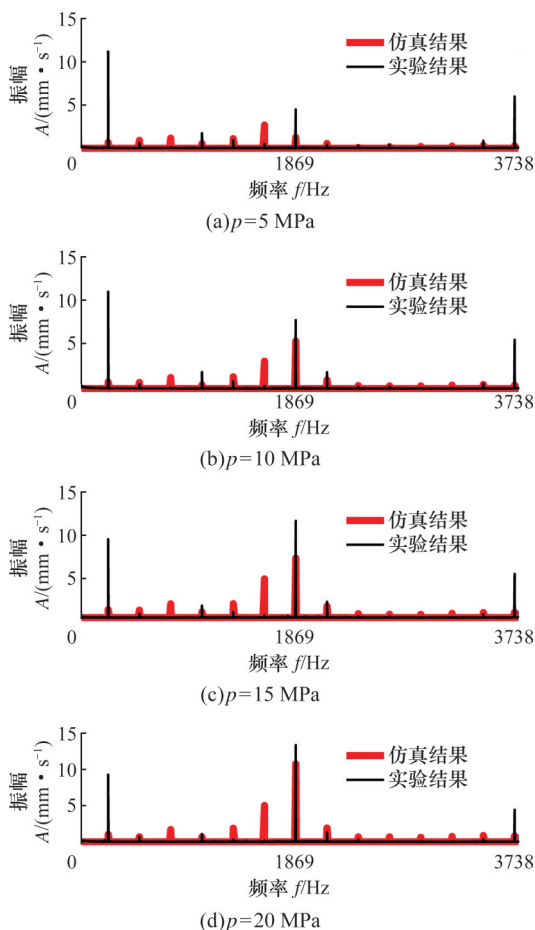


图9 不同压力下Y方向振动速度仿真与实验对比
Fig.9 Comparison of Y-direction vibration velocities between simulation and experiment under different pressures

4 油膜特性分析

仿真的工况参数与实验一致,结构参数见表1。当柱塞滑靴组件位于 $0^{\circ}\sim 180^{\circ}$ 时,柱塞腔压力为高压;位于 $180^{\circ}\sim 360^{\circ}$ 时柱塞腔压力为低压。

表1 油膜耦合模型仿真参数

Tab.1 Simulation parameters of the oil film coupling model

斜盘倾角 $\beta/ (^{\circ})$	15.4
滑靴密封带内径 r_1/ mm	1.41
滑靴密封带外径 r_2/ mm	2.96
配流盘密封带内径 R_1/ mm	5.22
配流盘密封带外径 R_2/ mm	7.82
油液温度 $\theta_0/ ^{\circ}\text{C}$	50
油液密度 $\rho/ (\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	850
油液动力黏度 $\mu/ (\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.085

4.1 滑靴副油膜特性

分析转速对滑靴副油膜油膜厚度分布和压力分布规律的影响,图10、图11所示为滑靴副油膜在不同工况下滑靴位于 0° 、 90° 、 180° 、 270° 方位角

时的厚度场和压力场分布情况。由图10可知,转速从8000 r/min增加到20 000 r/min,滑靴副的油膜中心厚度逐渐增大,滑靴的倾覆程度也随之加剧,滑靴在四个方位的中心油膜厚度增量分别为6.25、9.36、11.28、7.93 μm ,分别增大92.32%、139.91%、159.55%、110.45%。这是因为转速增大时,滑靴与斜盘之间的相对运动速度增大,润滑油被剪切拖曳进入收敛楔形间隙,形成更强的动压效应。同时,转速增大使离心力矩增大,导致滑靴倾覆加剧。而滑靴副油膜压力场分布主要受柱塞腔高压主导,由此受转速变化的影响相对有限。可以看出由于中心油室压力显著大于壳体压力,油膜压力场整体呈现阶梯状圆柱分布特征。

如图11所示,当压力从5 MPa增至20 MPa时,滑靴位于 0° 与 90° 位置的中心油膜厚度呈减小趋势,减小量分别为3.21 μm 和4.5 μm ,对应减幅为24.75%和32.54%。这是因为压力增大,滑靴与斜盘在高压接触区的法向载荷显著增大,导致润滑油膜承受更强的挤压效应。与之相反,滑靴位于 180° 与 270° 位置的中心油膜厚度则逐渐增加,增量分别为3.07 μm 和0.18 μm ,对应增幅为16.03%和5.34%。这是由于在滑靴过渡区,压力梯度成为油膜厚度的主导因素。边界压力的增大提高了滑靴-斜盘副过渡区的压力梯度,强化密封带区的动压润滑效应,增强支承性能并增大油膜厚度。

为了进一步说明工况参数对滑靴副油膜特性的影响,分别分析不同工况下滑靴副油膜泄漏功率。图12、图13给出了滑靴副油膜在不同工况下泄漏功率的变化情况。由图12可知,滑靴副油膜的泄漏功率损失随转速增大呈现整体增大的趋势,其中高压区域的功率损失增长尤为显著。转速从8000 r/min增加到20 000 r/min,泄漏功率损失增加7.5 W。这是因为转速的提高增大了滑靴所受的离心力,使其压紧力减小,导致油膜厚度增加。且高转速下动压效应显著增强,使得油膜压力分布更不均匀,从而导致泄漏功率增加。

由图13可知,滑靴副油膜的泄漏功率损失整体随着压力的增大呈增大趋势,且高压区的增幅明显大于低压区。压力从5 MPa增加到20 MPa,泄漏功率损失增加了27 W。这一现象主要归因于高压区域油膜厚度减小导致的泄漏阻力减小、黏压耦合作用增强所导致的压差泄漏加剧,以及非线性压力梯度对泄漏流动的放大效应。相比之下,低压区主要受黏性剪切流主导,它对压力变化的响应较为平缓,因而泄漏功率损失增幅较小。

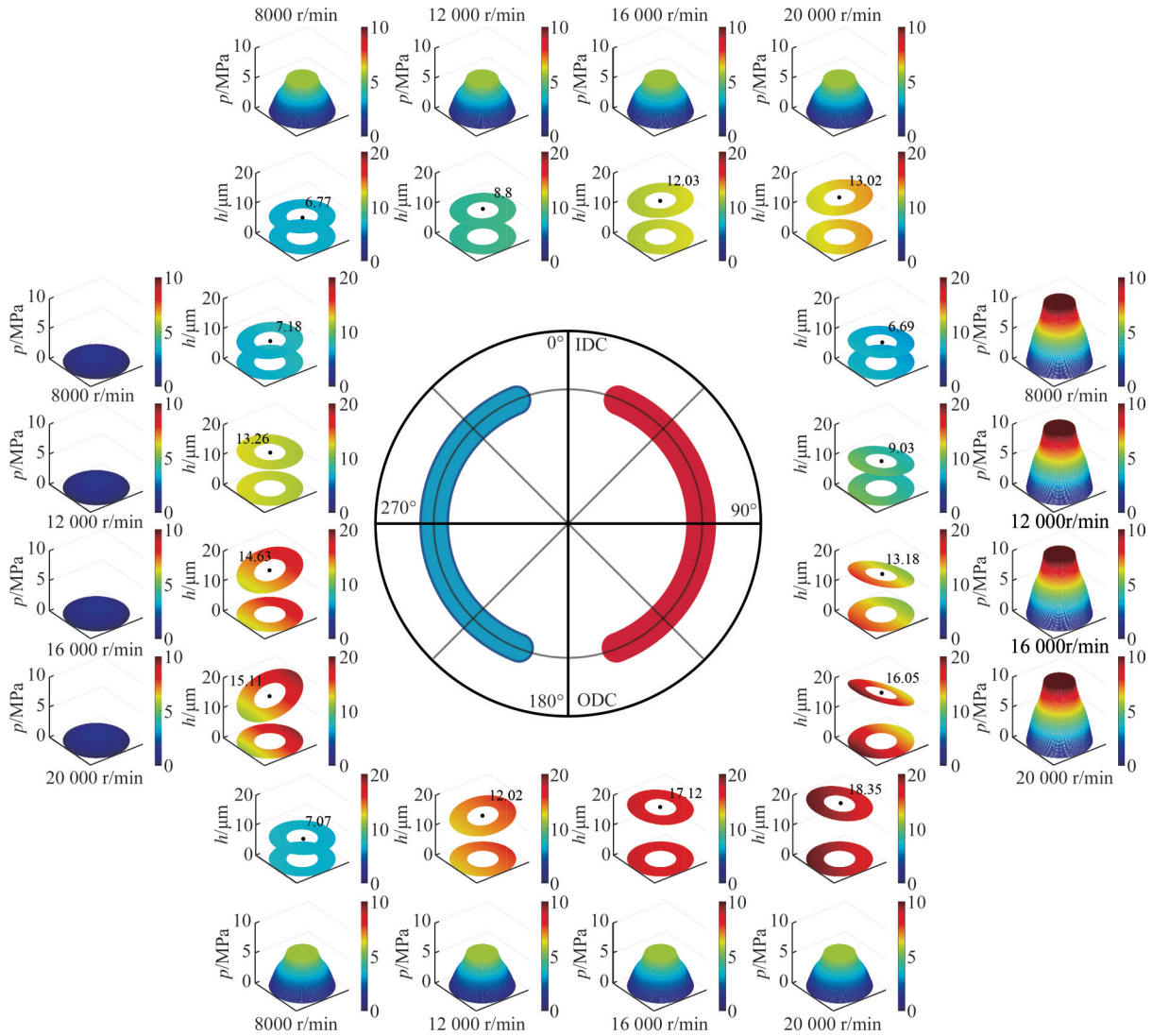


图10 不同转速下的滑靴副油膜厚度场和压力场分布情况

Fig.10 Distribution of oil film thickness and pressure fields in slipper pair at different rotational speeds

4.2 配流副油膜特性

分析不同工况参数对滑靴副油膜油膜厚度分布和压力分布规律的影响,图14、图15所示为配流副在不同工况下的厚度场和压力场分布情况。由于配流副的周期与柱塞个数相关,故选取 13° 、 26° 、 39° 、 52° 作为关键角度进行分析。由图14可知,转速从8000 r/min增加到20000 r/min,配流副的油膜中心厚度逐渐增大,在四个方位的中心油膜厚度增量分别为1.4、1.43、1.44、1.47 μm ,分别增大55.78%、56.75%、56.69%、57.87%。这是由于转速的提高增强了动压润滑效应,从而提高了油膜承载力。同时,高速旋转产生的离心力会推动润滑油向外周径向迁移,从而在油膜核心区域形成更厚的润滑层。另外,转速变化对配流副压力场的影响不大,这是由于结构的压力平衡设计和系统供油压力的综合调控作用。

由图15可知,压力从5 MPa增至20 MPa,配

流副的油膜中心厚度逐渐减小,在四个方位的中心油膜厚度减少量分别为0.56、0.53、0.51、0.55 μm ,分别减小14.83%、14.10%、13.46%、14.47%。这是由于工作压力的增大使配流盘间的压紧力显著增大,油膜受到更强烈的挤压作用;同时高压工况下润滑油的黏压效应使油液黏度急剧增大,进一步加剧了油膜的压缩变薄。配流副油膜压力场呈现周期性变化特征,也证明了油膜承载能力与系统工作压力之间的正相关特性。

为进一步说明各工况对配流副油膜特性的影响,图16、图17所示为配流副油膜在不同参数下的泄漏功率。由图16可知,配流副泄漏功率随着转速的提高逐渐增大。转速从8000 r/min增加到20000 r/min,泄漏功率损失增加25 W。由于转速的提高使缸体产生的离心力增大,使得润滑油产生显著的径向迁移流动,形成局部高压泄漏通道,导致泄漏功率增大。由图17可知,压力从5

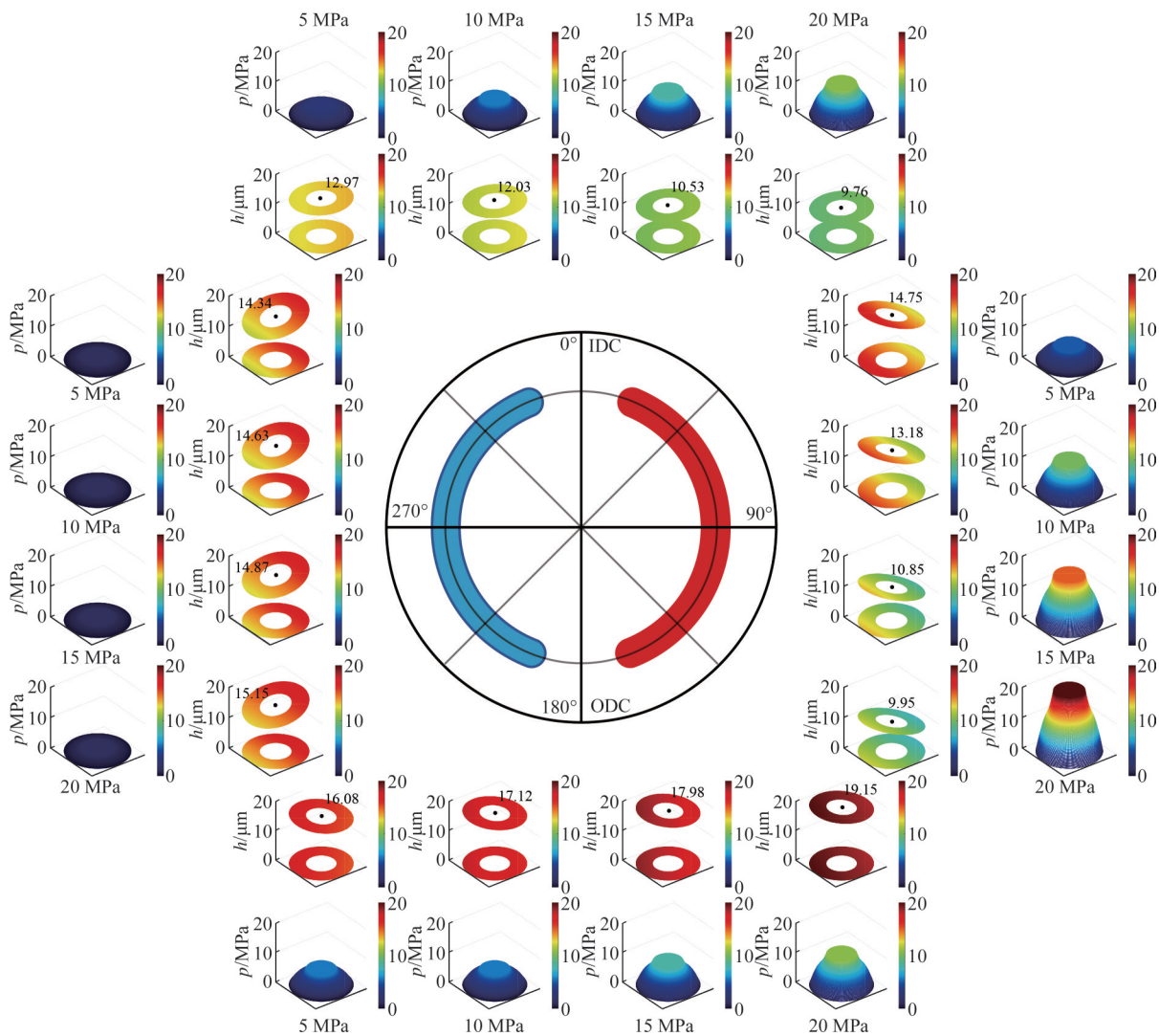


图 11 不同压力下的滑靴副油膜厚度场和压力场分布情况

Fig.11 The distribution of oil film thickness and pressure fields in the slipper pair under varying pressures

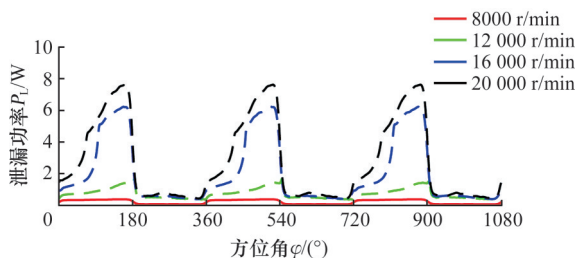


图 12 不同转速下的滑靴副油膜泄漏功率

Fig.12 Leakage power of slipper pair oil film at different rotational speeds

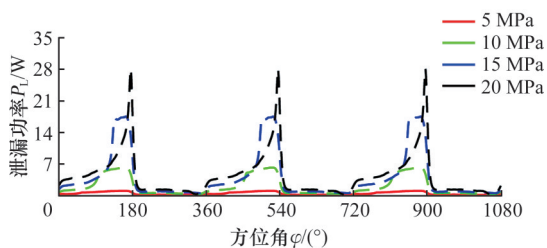


图 13 不同压力下的滑靴副油膜泄漏功率

Fig.13 Leakage power of the slipper pair oil film under different pressures

MPa增加到20 MPa, 泄漏功率损失增大60 W, 泄漏功率损失最高可达65 W。压力的增大会直接增大配流副油膜的的压力梯度, 并压缩油膜厚度, 从而减小流动阻力, 最终导致泄漏功率增加。

5 结论

1) 本文建立的动力学耦合模型数值计算结果与实验结果具有较高的吻合度, 基频处吻合度最高可达85%以上, 证明所提模型能够有效表征泵体各组件在实际工况下的振动响应特性。

2) 转速增大导致滑靴副与配流副的油膜厚度均呈增大趋势; 工作压力增大使配流副油膜整体变薄, 且滑靴副高压接触区的油膜厚度显著减小。油膜压力场分布主要由柱塞腔压力主导, 转速变化对其影响相对有限。

3) 滑靴副与配流副的泄漏功率随工作压力及转速的增大均呈现显著增长, 且在高压区表现出更大的增幅。相较于转速, 压力的提高对泄漏功

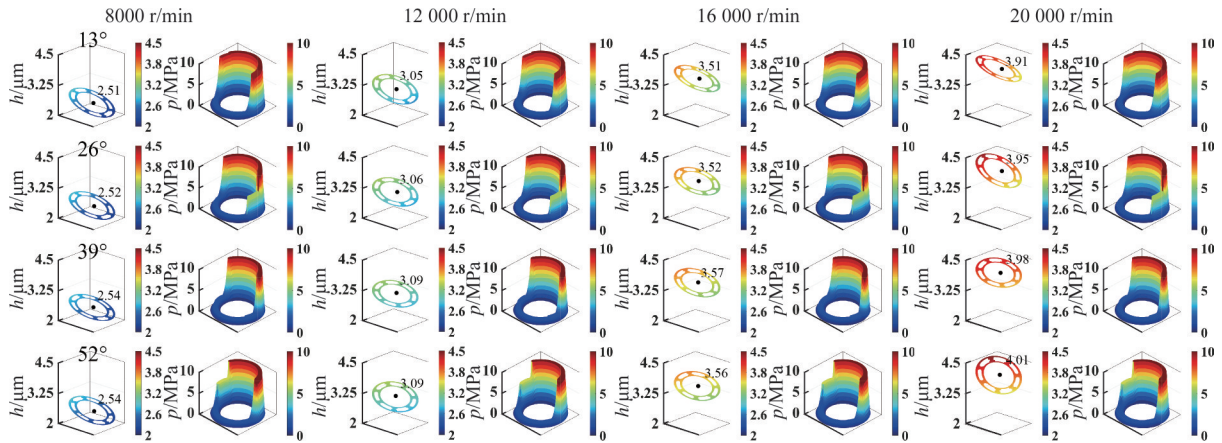


图 14 不同转速下的配流副油膜厚度场和压力场分布情况

Fig.14 Distribution of oil film thickness and pressure field in the port plate pair under different rotational speeds

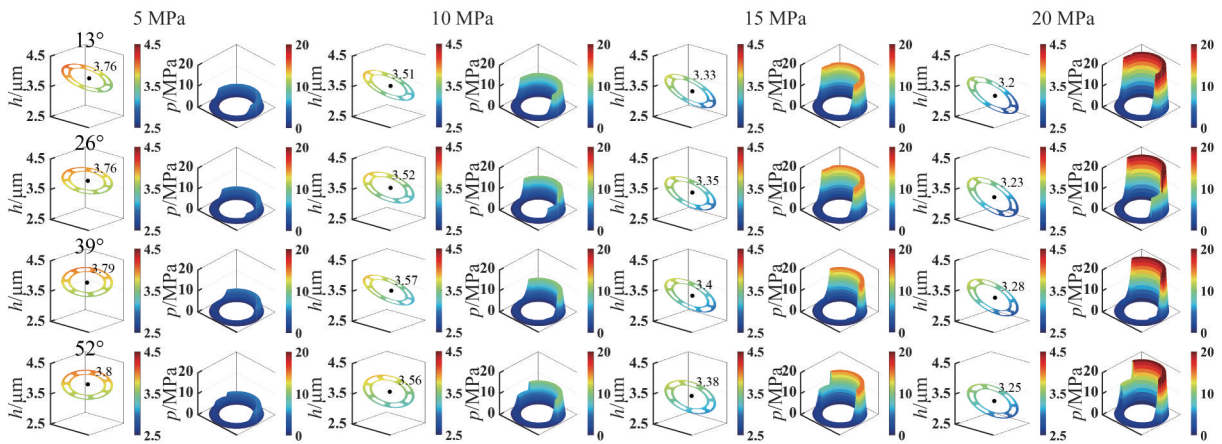


图 15 不同压力下的配流副油膜厚度场和压力场分布情况

Fig.15 Distribution of oil film thickness and pressure fields in the port plate pair under varying pressures

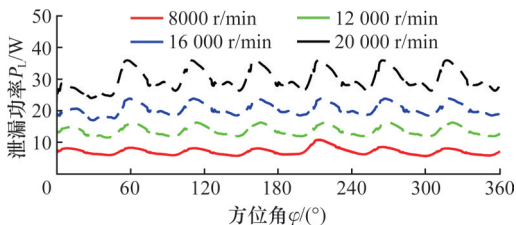


图 16 不同转速下的配流副油膜泄漏功率

Fig. 16 The leakage power of the oil film in the port plate pair under varying rotational speeds

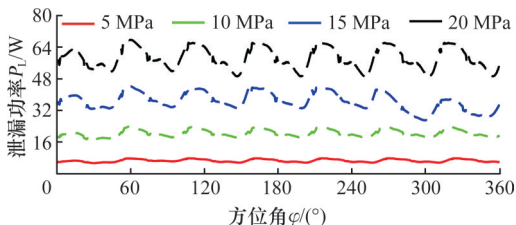


图 17 不同压力下的配流副油膜泄漏功率

Fig. 17 The oil film leakage power of the port plate pair under varying pressures

率损失的影响更为突出。当压力达 20 MPa 时,配流副的泄漏功率可达 65 W。

后续研究将进一步考虑柱塞副与球铰副的耦

合作用,并在此基础上探讨弹性变形与热变形对轴向柱塞泵振动特性与油膜特性的影响。同时在后续研究的试验方案中搭建集成油膜厚度与压力原位测量系统,实现对滑靴副、配流副等核心组件工作状态的直接监测,以提高动力学模型的实验验证置信度。

参考文献:

[1] XIANG Pengjie, YAN Liang, GE Lijia, et al. Development of a Radial-flux Machine with Multi-shaped Magnet Rotor and Non-ferromagnetic Yoke for Low Torque Ripple and Rotor Mass[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2025, 61(2): 2897-2910.

[2] XIANG Pengjie, YAN Liang, LIU Xiaoshuai, et al. Structural Topology Design for Electromagnetic Performance Enhancement of Permanent-magnet Machines[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2025, 38(1): 26.

[3] CHENG Min, HE Jingbo, et al. Opportunities and Challenges of Electrohydraulic Control Systems in the Electrification Era of Non-road Mobile Machinery[J]. Journal of Advanced Manufacturing Science and Technology, 2024, 4(2): 2024001.

[4] LI Shuai, ZHONG Hong, et al. Fast Finite-time Feedback Linearization Sliding Mode Position Tracking Control

- of Electro-hydraulic Systems with Terminal Sliding Mode Disturbance Observer[J]. *Journal of Advanced Manufacturing Science and Technology*, 2024, 4(1): 2023019.
- [5] DING Ruqi, SUN Guohua, ZHANG Junhui, et al. A Review of Independent Metering Control System for Mobile Machinery [J]. *International Journal of Hydromechanics*, 2025, 8(5): 1-39.
- [6] 叶绍干, 陈天星, 陈鼎, 等. 柱塞泵缸体-主轴花键齿面修形及抗磨损研究[J]. *中国机械工程*, 2025, 36(8): 1767-1773.
YE Shaogan, CHEN Tianxing, CHEN Ding, et al. Tooth Surface Modification and Anti-wear Design of Spline between Cylinder and Shaft of Piston Pumps [J]. *China Mechanical Engineering*, 2025, 36(8): 1767-1773.
- [7] YE Shaogan, LIN Quan, ZHENG Chenliang, et al. Dynamic Modeling and Vibration Response Analysis of an Internal Gear Pump[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2025, 239(8): 2823-2840.
- [8] 杭畅, 闫康昊, 黄丹. 计入柱塞套弹性变形的柱塞副摩擦与密封特性分析[J]. *中国机械工程*, 2023, 34(1): 17-26.
HANG Yang, YAN Kanghao, HUANG Dan. Analysis of Friction and Sealing Characteristics of Plunger Pair Considering Elastic Deformation of Plunger Sleeve[J]. *China Mechanical Engineering*, 2023, 34(1): 17-26.
- [9] TSUTA T, KAWAKAMI M, FUJIWARA M, et al. Dynamic Response Analysis of a Piston-slipper System in Hydraulic Piston Pump with a Swash Plate[J]. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, 1996, 62(594): 502-509.
- [10] CHEN H X, CHUA P S K, LIM G H. Dynamic Vibration Analysis of a Swash-plate Type Water Hydraulic Motor [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2006, 41(5): 487-504.
- [11] YE Shaogan, ZHANG Junhui, XU Bing, et al. Theoretical Investigation of the Contributions of the Excitation Forces to the Vibration of an Axial Piston Pump[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 129: 201-217.
- [12] 汪浒江, 王涛, 林宇, 等. 浮动式配流盘柱塞泵马达系统动力学建模及特性研究[J]. *汽车工程*, 2024, 46(11): 2122-2132.
WANG Hujiang, WANG Tao, LIN Yu, et al. Dynamic Modeling and Characteristic Research of Motor System of Floating Port Plate Piston Pump[J]. *Automotive Engineering*, 2024, 46(11): 2122-2132.
- [13] 谷建宁, 张小波, 夏天翔, 等. 航空柱塞泵缸体倾覆行为仿真及试验方法研究[J/OL]. *北京航空航天大学学报*, 1-21 [2025-05-29].
GU Jianning, ZHANG Xiaobo, XIA Tianxiang, et al. Simulation and Experimental Method Study on Overturning Behavior of Aircraft Plunger Pump Cylinder[J/OL]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 1-21 [2025-05-29].
- [14] YE Shaogan, SUN Yintong, ZHANG Junhui, et al. A New Coupled Dynamic Model to Study the Vibration and Lubrication Characteristics of Slipper/Swash-plate Interface in an Axial Piston Pump[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2025, 239(8): 1026-1049.
- [15] 侯亮, 赖伟群, 崔凯, 等. 轴向柱塞马达平面配流副油膜润滑特性建模及分析[J]. *华南理工大学学报(自然科学版)*, 2021, 49(2): 99-109.
HOU Liang, LAI Weiqun, CUI Kai, et al. Modeling and Analysis of Oil Film Lubrication Characteristics of Plane Distribution Pair of Axial Piston Motor [J]. *Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition)*, 2021, 49(2): 99-109.
- [16] TANG Hesheng, REN Yan, XIANG Jiawei. A Novel Model for Predicting Thermoelastohydrodynamic Lubrication Characteristics of Slipper Pair in Axial Piston Pump [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2017, 124/125: 109-121.
- [17] LONG Junzhi, LU Yan, ZHANG Hao, et al. Life Cycle Assessment of a Slipper/Swash Plate Friction Pair Based on Thermal-fluid-structure Lubrication State Dynamic Recognition[J]. *Tribology International*, 2024, 192: 109256.
- [18] 岳星岐, 王慧, 赵国超, 等. 斜盘式轴向柱塞泵配流副油膜特性分析[J]. *振动与冲击*, 2025, 44(11): 92-100.
YUE Xingqi, WANG Hui, ZHAO Guochao, et al. Analysis of Oil Film Characteristics of Port Plate Pair of Swash Plate Axial Piston Pumps [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2025, 44(11): 92-100.
- [19] 胡敏, 丘天祥, 吴喆, 等. 超高压高速斜盘式轴向柱塞变量泵配流副油膜抗倾覆润滑承载特性研究[J]. *机械工程学报*, 2025, 61(2): 358-370.
HU Min, QIU Tianxiang, WU Zhe, et al. Study on Anti-overturning Lubrication Bearing Characteristics of Oil Film in Distribution Pair of Ultra-high Pressure and High Speed Swash Plate Axial Piston Variable Displacement Pump[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2025, 61(2): 358-370.
- [20] 陈鼎, 陈健, 叶绍干, 等. 配合间隙对柱塞-滑靴组件动力学及油膜润滑特性的影响[J]. *振动与冲击*, 2024, 43(22): 261-269.
CHEN Ding, CHEN Jian, YE Shaogan, et al. Influence of Mating Clearance on the Dynamics of Piston-slipper Assemblies and the Film Lubrication Characteristics [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2024, 43(22): 261-269.
- [21] ZHAI W M. Two Simple Fast Integration Methods for Large-scale Dynamic Problems in Engineering[J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1996, 39(24): 4199-4214.

(编辑 陈勇)

作者简介: 赖荣桑, 男, 1983年生, 副教授、博士。研究方向为大规模个性化设计、机器人路径规划、故障诊断等。E-mail: 122774584@qq.com。叶绍干*(通信作者), 男, 1989年生, 教授、博士研究生导师。研究方向为液压元件及系统振动控制与可靠性设计、测试。E-mail: shaoganye@xmu.edu.cn。

本文引用格式:

赖荣桑, 朱小腾, 权云晴, 等. 耦合滑靴副和配流副的柱塞泵振动及润滑特性研究[J]. *中国机械工程*, 2026, 37(2): 275-284.

LAI Rongshan, ZHU Xiaoteng, QUAN Yunqing, et al. Research on Vibration and Lubrication Characteristics of Piston Pumps with Coupled Slipper Pair and Valve Plate Pair Interactions[J]. *China Mechanical Engineering*, 2026, 37(2): 275-284.