

## 基于声振测试的 2D 液压泵振动特性分析\*

侯新义<sup>1</sup>, 徐洋<sup>1</sup>, 李艳<sup>1</sup>, 周小云<sup>2,3</sup>

(1. 东华大学机械工程学院 上海, 201620)

(2. 浙江工业大学机械工程学院 杭州, 310023)

(3. 绿的谐波传动科技股份有限公司 苏州, 215156)

**摘要** 为探究 2D 液压泵工作振动噪声过大的原因, 以 0.032cc 款 2D 液压泵为研究对象, 基于理论建模与声振测试实验对其振动特性进行分析。首先, 考虑在高速转动过程中由转子不平衡引起的陀螺效应, 依据多自由度系统振动理论建立了包括柱塞轴及滚轮组件转动与轴向往复运动的 2D 液压泵自由振动模型, 求解了包含平动、转动及摆动的多自由度振动频率; 其次, 基于不同转速下的声压信号频谱瀑布图频率分布特征, 分低、中高、高三频段对 2D 液压泵的振动特性进行分析。通过揭示激振力形成机理, 判断低频段谐波与柱塞轴轴向振动、流量脉动和压力冲击的关系。根据 2D 液压泵的模态特征及摆动频率特征可知, 柱塞轴转动及电机机身振动为中高频段峰值分布密集原因, 柱塞轴及滚轮组件的绕轴摆动导致了高频段峰值 V 形分布。研究结果可为 2D 液压泵减振降噪提供一定的理论参考。

**关键词** 2D 液压泵; 声振测试; 振动特性; 噪声

**中图分类号** TH322

### 引言

2D 液压泵是利用 2D 技术将油腔和配流结构集成在缸体及柱塞轴上的柱塞泵<sup>[1-2]</sup>, 其取缔了传统柱塞泵中的滑靴、配流盘等结构, 具有体积小、质量轻、效率高、排量-重量比大且适应高速化等优点, 能更好地应用于航空航天和医疗器械等领域。现阶段部分型号 2D 液压泵在测试中会产生较大的振动噪声, 而振动和噪声值是衡量其质量的重要指标之一<sup>[3-5]</sup>。振动过大不仅会导致零件磨损而减少使用寿命, 还会影响系统的稳定性并向外辐射噪声造成污染<sup>[6-8]</sup>。因此, 对 2D 液压泵进行振动特性分析及减振降噪工作具有重要意义。

目前, 对于 2D 液压泵的研究主要集中在多场景的结构设计、优化与验证环节。在振动与噪声方面, 有学者通过改善流量脉动来减小流体振动噪声。文献[9-11]分别通过研究流量脉动曲线、改变结构参数并加入阻尼槽结构, 有效降低了 2D 活活塞泵的流量脉动, 在一定程度上减小了流体振动噪声对其性能的影响。然而, 至今对于 2D 液压泵的振动特性分析及其振动噪声产生机理的研究相对较少。

针对当前 2D 液压泵的研究现状, 笔者以

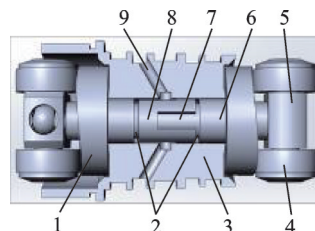
0.032cc 款 2D 液压泵为对象, 基于理论建模与声振测试分析对该款 2D 液压泵的振动特性进行了探讨, 分析其在工作状态下振动噪声过大的原因, 为后续 2D 液压泵减振降噪工作提供一定的理论依据。

### 1 2D 液压泵振动模型分析

#### 1.1 工作原理

0.032cc 型号 2D 液压泵结构如图 1 所示, 其主要运动部件为柱塞轴和滚轮组件。

2D 液压泵工作时, 柱塞轴四周分布对称的配流槽, 通过柱塞轴的旋转与缸体上的配流窗口周期性



1-凸轮导轨; 2-左/右侧油腔; 3-缸体; 4-滚轮; 5-滚轮轴; 6-衬套; 7-配流槽; 8-柱塞轴; 9-吸/排油窗口

图 1 2D 液压泵结构

Fig.1 2D Hydraulic pump structure

\* 国家自然科学基金资助项目(52375528)

收稿日期: 2023-11-29; 修回日期: 2024-02-01

相同实现配流功能。与此同时,通过凸轮导轨与滚轮接触配合使柱塞轴在旋转时也进行轴向往复运动,使得2个油腔容积周期性增大或减小,实现吸油和排油功能。

## 1.2 振动模型建立

根据液压泵的2D工作原理及其运动组件的约束状态,建立包括柱塞轴及滚轮组件转动与轴向往复运动的2D液压泵自由振动模型。将柱塞轴与滚轮组件简化等效为柱塞轴两端的质量块 $m_1$ 和 $m_2$ ,凸轮导轨和其他结构均简化为固定结构。结构简化振动模型如图2所示。

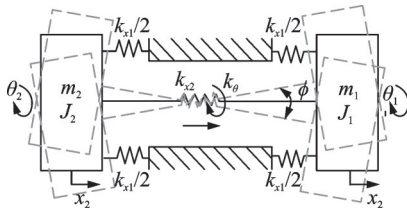


图2 结构简化振动模型

Fig.2 Structural simplification model

运动组件的自由振动方程为

$$M\ddot{X} + KX = 0 \quad (1)$$

其中: $M$ 为运动组件的质量矩阵; $K$ 为振动系统的刚度矩阵; $X = [x_1, x_2, \theta_1, \theta_2]^T$ ,为运动组件的位移向量。

在轴向移动和周向转动上,依据多自由度系统振动理论可得

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + (k_{x2} + k_{x1})x_1 - k_{x2}x_2 = 0 \\ m_2\ddot{x}_2 - k_{x2}x_1 + (k_{x1} + k_{x2})x_2 = 0 \\ J_1\ddot{\theta}_1 + k_\theta\theta_1 - k_\theta\theta_2 = 0 \\ J_2\ddot{\theta}_2 - k_\theta\theta_1 + k_\theta\theta_2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

其中: $m_1$ 、 $m_2$ 为等效质量块质量; $J_1$ 、 $J_2$ 为质量块绕转轴的转动惯量; $k_{x1}$ 、 $k_{x2}$ 分别为凸轮导轨与运动组件的等效接触刚度和转轴的刚度; $k_\theta$ 为转轴的转动刚度。

获得的质量矩阵 $M$ 和刚度矩阵 $K$ 分别为

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{x2} + k_{x1} & -k_{x2} & 0 & 0 \\ -k_{x2} & k_{x1} + k_{x2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_\theta & -k_\theta \\ 0 & 0 & -k_\theta & k_\theta \end{bmatrix} \quad (4)$$

根据质量矩阵和刚度矩阵,可以得到振动系统的频率行列式方程为

$$|K - \omega^2 M| = 0 \quad (5)$$

根据频率行列式方程,解得振动系统平动和转动固有频率为

$$\begin{cases} f_{x1,2} = \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{k_{x1}(m_1 - m_2) + k_{x2}(m_1 + m_2)}{2m_1m_2} \pm \sqrt{\frac{(k_{x1}^2 + k_{x2}^2)(m_1 + m_2)^2 + 2k_{x1}k_{x2}(m_1^2 - m_2^2)}{2m_1m_2}} \right]^{\frac{1}{2}} \\ f_\theta = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_\theta(J_1 + J_2)}{J_1J_2}} \end{cases} \quad (6)$$

由于2D液压泵在高速转动过程中的转子不平衡,其两端质量块存在绕转轴中心摆动引起的陀螺效应,如图2中灰色虚线部分所示, $\varphi$ 为质量块摆动偏离转轴的摆角。柱塞轴及两端滚轮组件的摆动频率<sup>[12]</sup>为

$$f_{\phi_1, \phi_2} = \frac{1}{2\pi} \left[ \pm \frac{\omega J_z}{2J_r} + \sqrt{\left(\frac{\omega J_z}{2J_r}\right)^2 + \frac{k_\theta}{J_r}} \right] \quad (7)$$

其中: $J_z$ 、 $J_r$ 分别为质量块轴向转动惯量和径向转动惯量; $\omega$ 为转轴的角速度。

相关结构参数见表1。将参数代入到式(6)、式(7)中进行计算,得到 $f_{x1} = 3\,597\text{ Hz}$ ,  $f_{x2} = 9\,342\text{ Hz}$ ,  $f_\theta = 6\,186\text{ Hz}$ ,  $f_{\phi_1}$ 和 $f_{\phi_2}$ 的起始频率为 $9\,876\text{ Hz}$ 。

表1 相关结构参数

Tab.1 Related structural parameters

参数	数值	参数	数值
$m_1/\text{g}$	15.2	$k_{x1}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$3.38 \times 10^4$
$m_2/\text{g}$	12.9	$k_{x2}/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	$1.26 \times 10^4$
$J_1/(\text{g}\cdot\text{mm}^2)$	504.8	$k_\theta/((\text{N}\cdot\text{mm})/(\text{°})^{-1})$	$3.23 \times 10^5$
$J_2/(\text{g}\cdot\text{mm}^2)$	370.5		

## 1.3 激振力频率分析

2D液压泵在工作过程中受到多种激振力,通过分析激振力频率,可为后续的声振测试分析提供验证依据,具体分析如下。

1) 柱塞轴的旋转和轴向往复移动产生的激振力。由于柱塞轴高速转动,转子不平衡产生的激振力频率为

$$f_0 = \frac{n}{60} \quad (8)$$

其中: $n$ 为柱塞轴转速。

柱塞轴每转 1 圈,往复运动 2 次,因此由轴向移动产生的激振力频率为

$$f_1 = 2f_0 = \frac{n}{30} \quad (9)$$

2) 固有流量脉动和压力冲击产生的激振力。柱塞轴每转 1 圈,2D 液压泵进行 4 次吸/排油,则流量脉动和压力冲击产生的激振力频率为

$$f_2 = 4f_0 = \frac{n}{15} \quad (10)$$

此外,还有滚轮与凸轮导轨之间滚动摩擦及滚轮内部产生的激振力,但由于润滑性能及液体压力传递,所产生的振动噪声贡献较少。综上分析,各类固有频率、摆动频率及工作激振力频率如图 3 所示。其中:平动和转动固有频率为 3 条纵坐标值为  $f_{x1}$ 、 $f_{x2}$  和  $f_0$  的水平直线;摆动频率为从起始频率  $f_0$  出发的 2 个 V 形线;激振力频率  $f_0$ 、 $f_1$  和  $f_2$  为经过原点的 3 条谐波。

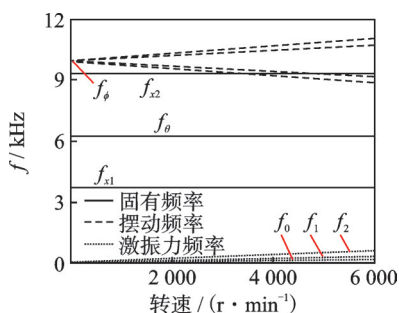


图 3 固有频率、摆动频率及工作激振力频率  
Fig.3 Natural frequency, oscillation frequency and working excitation force frequency

由于几何特征的简化使计算结果与真实值存在偏差,为了更准确地分析 2D 液压泵的振动特性,需建立其有限元模型进一步进行计算。

## 2 测试台模态仿真与声振测试分析

### 2.1 有限元模型的建立与模态分析

考虑到声振测试台局部构件对振动特性的影响,将 2D 液压泵泵体、固定阀块和电机完全组装到模型中,并添加相应约束及接触刚度来模拟零部件之间约束力对振动特性的影响。此外,在对整体振动特性影响较小的情况下,忽略了结构中倒角、圆角和螺纹等特征,简化了电机结构。实验台装配体有限元模型如图 4 所示。

由于 2D 液压泵的模态频率大多分布在较高频段,所以求解了 10 kHz 以内 2D 液压泵测试台装配体的模态信息。10 kHz 以内固有频率及振型见表 2。

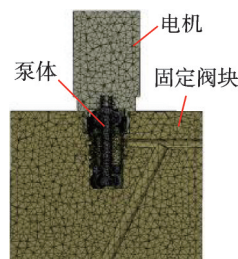


图 4 实验台装配体有限元模型  
Fig.4 Finite element model of test bench assembly

表 2 10 kHz 以内固有频率及振型  
Tab.2 Natural frequencies and vibration modes within 10 kHz

序号	$f/\text{Hz}$	振型描述
1	3 691.5	柱塞轴转动,幅度下端 > 上端
2	4 906.0	电机等效部分左右来回摆动
3	6 212.9	柱塞轴轴向运动,上端滚轮变形
4	6 805.8	电机沿阀块对角线方向摆动
5	7 933.9	下端滚轮组件沿滚轮轴向摆动
6	8 348.0	阀块带动电机绕周向转动
7	9 429.2	柱塞轴转动,幅度上端 > 下端
8	9 695.3	下端滚轮组件沿滚轮径向摆动
9	9 929.1	上端滚轮组件沿滚轮轴向摆动

由表 2 可知,在 10 kHz 以内各阶模态中,第 5 阶为装配体全局模态,第 2 阶和第 4 阶为电机局部模态,其余阶数均为 2D 液压泵泵体的局部模态。2D 液压泵测试台装配前 4 阶模态振型如图 5 所示。其中,第 1、3 和 7 阶对应式(6)中理论计算的振动频率。

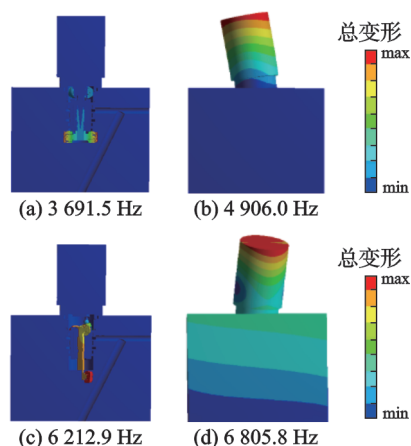


图 5 2D 液压泵测试台装配前 4 阶模态振型  
Fig.5 4th modal shape of 2D hydraulic pump test bench before assembly

模态频率理论值与仿真值对比见表 3。由表可知,其误差均小于 3%,处于可接受误差范围内,验证了 2D 液压泵振动模型理论分析的有效性。

表3 模态频率理论值与仿真值对比

Tab.3 Comparison between theoretical and simulated modal frequency values

理论值/Hz	仿真值/Hz	相对误差/%
3 597	3 691.5	2.6
6 186	6 212.9	0.4
9 342	9 429.2	1.1

## 2.2 声振测试实验

### 2.2.1 实验方案

为进一步了解2D液压泵的振动特性及转速对其振动噪声的影响,搭建了如图6所示的声振测试实验台,获取在不同转速下的声振信号。该实验平台主要包括伺服电机、2D液压泵、固定阀块和液压管道。实验使用了PCB365A32型号的微型三轴加速度传感器和MPA416型号的声压传感器,传感器灵敏度分别为 $10.2 \text{ mV}/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$ 和 $50 \text{ mV}/\text{Pa}$ ,采样频率均取 $25.6 \text{ kHz}$ 。

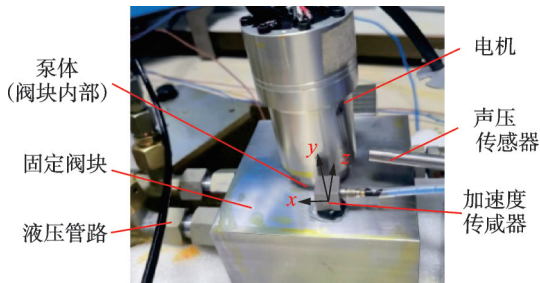


图6 声振测试实验台

Fig.6 Vibration test bench

在 $21 \text{ MPa}$ 额定压力下采集了不同转速的振动加速度和声压信号,转速从0开始依次增加 $200 \text{ r}/\text{min}$ ,直至 $6\,000 \text{ r}/\text{min}$ ,每次采集 $10 \text{ s}$ 。

### 2.2.2 转速对振动噪声影响分析

通过计算各转速下振动加速度和声压级的均方根值(root mean square,简称RMS),反映出不同转速对2D液压泵振动噪声信号的影响。各转速下振动加速度和声压级的RMS值如图7所示。

由图可知:当转速低于 $4\,600 \text{ r}/\text{min}$ 时,各方向加速度和声压级均随着转速的增加而增加,其中 $z$ 方向(径向)的加速度值最大;当转速高于 $4\,600 \text{ r}/\text{min}$ 时, $x$ 方向和 $z$ 方向的加速度陆续达到峰值后, $z$ 方向的加速度开始出现下降,而 $x$ 方向加速度变化也趋于平缓; $y$ 方向(轴向)的加速度和声压级基本保持着随转速增加而增加的趋势。

通过以上分析可得:转速低于 $4\,600 \text{ r}/\text{min}$ 时,

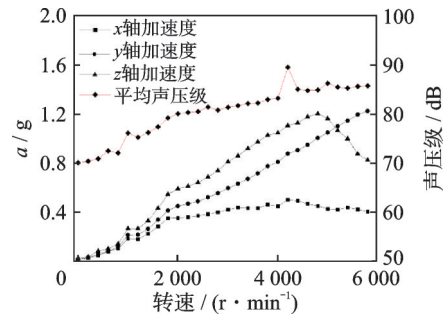


图7 各转速下振动加速度和声压级的RMS值

Fig.7 RMS values of vibration acceleration and sound pressure level at various rotational speeds

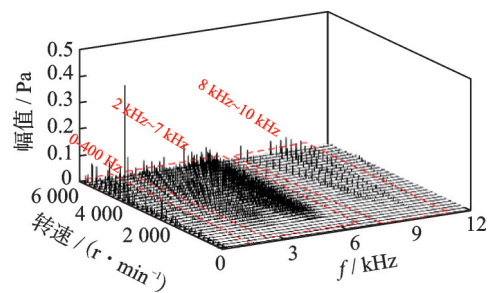
声压级随着3个方向的加速度增加而增加;转速在 $4\,600 \text{ r}/\text{min}$ 以上时,声压级主要受轴向振动的影响。

## 3 基于声压信号瀑布图的振动特性分析

本研究基于各转速的声压信号,绘制了频率-转速-幅值三维瀑布图,对2D液压泵进行特性分析,并通过谐波分析,结合激振力形成机理及模态特性,揭示了2D液压泵工作振动噪声产生的主要原因。

### 3.1 全频段声压信号频谱瀑布图

图8为 $0\sim 12 \text{ kHz}$ 声压频谱瀑布图。根据频率峰值分布疏密程度将其划分为3个频段,分别为低频段( $0\sim 400 \text{ Hz}$ )、中高频段( $2 \text{ kHz}\sim 7 \text{ kHz}$ )和高频段( $8 \text{ kHz}\sim 10 \text{ kHz}$ )。其中,中高频段的声压峰值分布相对密集,而低频段和高频段声压峰值分布较为零散。

图8  $0\sim 12 \text{ kHz}$ 声压频谱瀑布图Fig.8 Waterfall chart of  $0\sim 12 \text{ kHz}$  sound pressure spectrum

### 3.2 低频段声压信号分析

图9为 $0\sim 400 \text{ Hz}$ 声压频谱瀑布图。由图可知,除了低频环境噪声外,还存在2倍转频和4倍转频的2条谐波。

根据图3中激振力频率的谐波分布特征可知,2倍转频谐波源于柱塞轴的轴向振动,而流量脉动

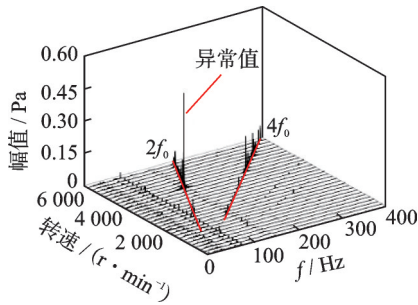


图 9 0~400 Hz 声压频谱瀑布图

Fig.9 Waterfall chart of 0~400 Hz sound pressure spectrum

以及压力冲击产生了 4 倍转频谐波。图 10 为 0~200 Hz 环境声压频谱图。在转速为 4 200 r/min 时, 2 倍转频处的幅值异常高, 这是由于环境噪声频谱在 140 Hz 频段附近存在峰值, 导致共振现象的发生。因此, 在实际工作中需要考虑避免与环境噪声发生共振。

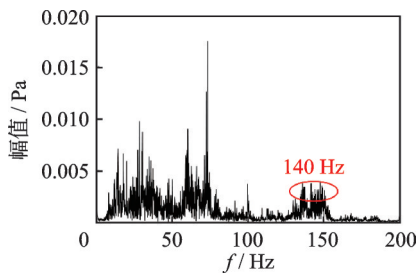


图 10 0~200 Hz 环境声压频谱图

Fig.10 Environmental sound pressure spectrum of 0~200 Hz

### 3.3 中高频段声压信号分析

在 2 kHz~7 kHz 的中高频段范围内, 声压呈现较为密集的特征。为了便于观察分析, 通过频率视角观察该频段的频谱瀑布图。

图 11 为 2 kHz~7 kHz 声压频谱瀑布频率视图。可以看到, 在 3.5 kHz 和 5.2 kHz 附近分别出现了两个明显的峰值区域。根据表 2 中的模态分析结果, 这些频段恰好对应 2D 液压泵测试装配体的前 2 阶

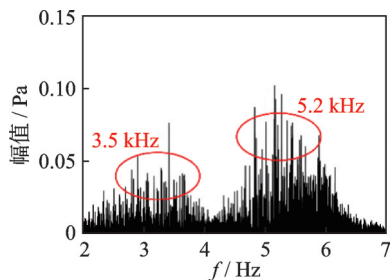


图 11 2 kHz~7 kHz 声压频谱瀑布频率视图

Fig.11 Waterfall frequency view of 2 kHz~7 kHz sound pressure spectrum

模态, 其模态频率分别为 3 691.5 Hz 和 4 906.0 Hz, 误差均在 5% 左右, 模态振型分别为柱塞轴转动和电机摆动, 振型云图见图 5。由此可以判断, 该频段附近的声压峰值密集现象是由共振效应引起的, 且发生共振的部位在柱塞轴和电机。

通过更换柱塞轴材料和提高电机的装配刚度, 可以在一定程度上减少 2D 液压泵的振动噪声。在选择柱塞轴材料时, 需要重点考虑其耐磨性和韧性, 并确保其弹性模量大于目前选用材料的 200 GPa, 电机的装配刚度应该高于目前材料的  $5.26 \times 10^3$  N/mm。

### 3.4 高频段声压信号分析

图 12 为 8 kHz~12 kHz 声压频谱瀑布图。可以看出, 在该频段范围内频率峰值呈多个 V 形分布, 交汇点频率约为 10 kHz。

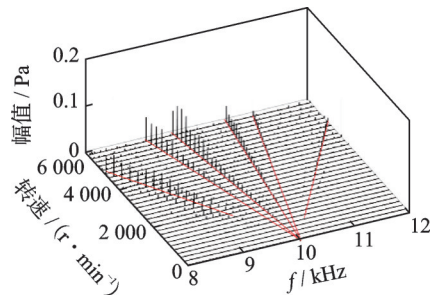


图 12 8 kHz~12 kHz 声压频谱瀑布图

Fig.12 Waterfall of 8 kHz~12 kHz sound pressure spectrum

根据图 3 中摆动频率的 V 形分布特征可知, 这是由于柱塞轴及两端滚轮组件产生转子不平衡, 引起陀螺效应而发生摆动所致。当转速超过 2 000 r/min 时, 频率峰值较高, 摆动效应开始逐渐明显, 且转速越大摆动效应越明显。

## 4 结 论

1) 针对 0.032cc 款 2D 液压泵进行了声振测试, 基于不同转速下的声压信号瀑布图的频率分布特征, 并结合理论建模与仿真分析, 揭示了振动噪声不同频段产生的原因。

2) 根据激振力频率特征可知, 低频段的 2 倍谐波主要源于柱塞轴轴向振动, 4 倍谐波主要源于流量脉动及压力冲击。

3) 由结构模态判断中高频段的峰值区域主要由共振引起, 共振部位为柱塞轴转动和电机摆动。

4) 通过摆动频率特征得知, 柱塞轴及两端滚轮组件发生摆动导致了高频段的 V 形峰值分布。

## 参 考 文 献

- [1] 张振炎, 张聪超, 路超, 等. 2D 液压柱塞泵的设计[J]. 液压与气动, 2017(8): 107-111.  
ZHANG Zhenyan, ZHANG Congchao, LU Chao, et al. Design of 2D hydraulic plunger pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2017(8): 107-111. (in Chinese)
- [2] 江菡. 微小型二维活塞泵的动力学分析及凸轮-锥轮阻力特性的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
- [3] OUYANG X P, FANG X, YANG H Y. An investigation into the swash plate vibration and pressure pulsation of piston pumps based on full fluid-structure interactions[J]. Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics & Engineering), 2016, 17(3): 202-214.
- [4] 赵薇, 张义民. 具有随机路径的振动传递路径系统的随机响应分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(2): 99-101, 116.  
ZHAO Wei, ZHANG Yimin. Response of vibration transfer path systems with uncertain paths[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(2): 99-101, 116. (in Chinese)
- [5] 袁科研, 兰媛, 黄家海, 等. 基于GCN的轴向柱塞泵故障诊断方法[J]. 振动、测试与诊断, 2025, 45(1): 140-145.  
YUAN Keyan, LAN Yuan, HUANG Jiahai, et al. Fault diagnosis method of axial piston pump based on GCN [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2025, 45(1): 140-145. (in Chinese)
- [6] 邓海顺, 柴文俊, 洪东炳, 等. 平衡式大流量电机柱塞泵振动传递路径分析[J]. 机床与液压, 2023, 51(7): 171-175.  
DENG Haishun, CHAI Wenjun, HONG Dongbing, et al. Vibration transmission path analysis of balanced high flow motor piston pumps[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2023, 51(7): 171-175. (in Chinese)
- [7] 施嘉佳, 侯亮, 郭志敏, 等. 轴向柱塞泵缸体位姿机液一体化联合仿真[J]. 液压与气动, 2021, 45(4): 1-7.  
SHI Jiajia, HOU Liang, GUO Zhimin, et al. Mechanical-hydraulic integrated co-simulation of dynamic movement of cylinder block in an axial piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45(4): 1-7. (in Chinese)
- [8] 张小龙, 崔凯, 郭志敏, 等. 新型十字摆盘驱动式水压轴向柱塞泵阀配流系统设计[J]. 液压与气动, 2021, 45(4): 19-24.  
ZHANG Xiaolong, CUI Kai, GUO Zhimin, et al. Design of check valve system to the new water hydraulic axial piston pump driven by cross wobble plate[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45(4): 19-24. (in Chinese)
- [9] 方继根, 王西峰, 吴进军, 等. 超声驱动二维柱塞泵瞬时流量脉动分析[J]. 机电产品开发与创新, 2019, 32(1): 1-5.  
FANG Jigen, WANG Xifeng, WU Jinjun, et al. A study on instantaneous flow pulsation of ultrasonic drive two-dimensional piston pump[J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2019, 32(1): 1-5. (in Chinese)
- [10] 申屠胜男, 阮健, 钱家圆, 等. 2D 泵流动特性与配流窗口优化分析[J]. 农业机械学报, 2019, 50(12): 403-410.  
SHEN Tushengnan, RUAN Jian, QIAN Jiayuan, et al. Optimization analysis of flow characteristic and distribution window of 2D pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(12): 403-410. (in Chinese)
- [11] 申屠胜男. 电动二维活塞(2D)燃油泵的流量特性研究[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2020.
- [12] YIN X B, SHENG X W, XU Y, et al. Characteristic analysis and harmonic feature identification of micro-vibration on flywheels[J]. Journal of Donghua University, 2021, 38(1): 28-35.



**第一作者简介:**侯新义,男,1999年5月生,硕士生。主要研究方向为振动噪声分析评估。

E-mail:1939131303@qq.com

**通信作者简介:**徐洋,女,1977年8月生,博士、教授。主要研究方向为大型复杂机械耦合系统动力学建模及参数识别、系统振动源和噪声源定位识别及主被动控制方法。

E-mail:xuyang@dhu.edu.cn