

斜盘式轴向柱塞泵后壳体机械振动传递路径研究

权凌霄^{1,2,3}, 刘嵩¹, 焦宗夏³, 刘建伟¹, 张琦玮¹

(1.燕山大学 机械工程学院 河北 秦皇岛 066004;

2.燕山大学 河北省重型机械流体动力传输与控制实验室 河北 秦皇岛 066004;

3.北京航空航天大学 自动化科学与电气工程学院 中国 北京 100191;)

摘要: 轴向柱塞泵振动产生后, 会沿着一定路径向外传递, 其传递路径有一定规律。以斜盘式轴向柱塞泵机械振动为研究对象, 首先分析其振动产生机理及传递规律, 得到其振动传递路径模型, 然后以泵的后壳体作为振动传递的最终受体, 建立了泵转子系统偏心与不平衡引发的机械振动向后壳体传递的路径模型; 通过有限元仿真和实验确定模型参数, 利用 MATLAB 对数学模型进行求解, 得到了机械振动向后壳体传递的规律; 基于路径传递率的概念, 对振动传递路径系统进行了路径贡献度分析, 辨识出了主要的传递路径; 搭建了轴向柱塞泵振动测试实验台, 进行实验研究, 结果表明, 所建立的轴向柱塞泵振动传递路径模型和求解方法较为准确, 分析误差小于 5%。该研究方法具有一定的创新性, 为轴向柱塞泵振动传递、振动能量耗散规律研究, 以及参数灵敏度分析奠定理论基础。

关键词: 斜盘式轴向柱塞泵; 机械振动; 传递路径; 后壳体; 路径传递率

中图分类号: TH137.5, TP391.9 **文献标志码:** A

引言

轴向柱塞泵振动对自身及液压系统寿命影响很大, 机械振动和流体脉动是其振动产生的两个主要根源。转子系统是轴向柱塞泵的核心机械部件, 受外载荷和结构限制, 必然存在偏心和不平衡, 导致轴向柱塞泵在工作过程中发生不可避免的机械振动。因此, 轴向柱塞泵机械振动产生机理及传递规律极为重要, 对提高轴向柱塞泵性能和寿命具有重要意义^[1]。

轴向柱塞泵是机械结构最为复杂的液压元件。以力士乐公司 Rexroth-A11V(L)O 系列斜盘式轴向柱塞变量泵为例, 其由 21 个主要机械零件组成 (不包括螺栓等连接件), 工作过程中, 会有 14 个零件随之运动^[2]。这些运动部件的相互作用产生复杂的机械振动, 而且在其带载工作时, 以主轴、缸体、以及柱塞滑靴组件组成的转子系统需要完成机械能向液压能的转换, 因此, 振动更加强烈。振动传递是由机械零部件相互作用完成的, 由于轴向柱塞泵结构极为复杂, 因此, 机械振动会沿着多条不同路径传递, 每条路径的贡献度不同, 主要与该条路径中各零部件的质量、刚度以及相互之间的约束参数有直接关系。

国内外很多学者针对轴向柱塞泵振动机理展开了深入研究。德国 Rexroth 公司和德国亚琛工大的 Andre Palmen 分别对泵壳进行了研究和优化^[3-4]。美国德克萨斯大学的 Landsberger 教授通过实验研究证明轴向柱塞泵的振动与传动轴的转矩波动有关^[5]。普渡大学的 Monika 教授对轴向柱塞泵缸体和柱塞之间的油膜特性行了研究, 得到了机械振动引起的油膜热传递和热变形的变化规律^[6]。浙江大学杨华勇院士和徐兵教授进行了轴向柱塞泵振动实验, 证明柱塞泵的主要激励源是“斜盘-变量机构”, 以及配油盘困油区流量倒

灌与压力冲击^[7-9]。燕山大学的权凌霄等对轴向柱塞泵振动进行分析, 指出其振动的最终受体是泵壳^[10]。

这些研究工作对揭示轴向柱塞泵振动机理具有重要意义, 为其减振降噪提供了重要理论依据。但采用传递路径方法分析泵的振动传递规律, 计算各传递路径的传递率, 可以理论预测各路径的传递效果, 对精确研究轴向柱塞泵振动传递规律具有重要作用。

振动传递路径方法能够更好地反映复杂机械结构件的运动规律, 因此, 在其他很多振动研究领域得到了很好的应用, 比如汽车、数控机床等。比利时的 Janssens K^[11]等提出了参数化传递路径模型, 采用数学方法消除测试过程中的信噪干扰, 大大提高了模型精度。荷兰代尔夫特理工大学的 De Klerk D 和 Rixen D^[12]提出了一种分量传递路径分析方法, 该方法通过子系统的激励源来计算总的系统响应, 采用互易性矩阵来对模型进行补充, 并在实验台上进行了模型验证。东北大学张义民教授对振动传递路径基础理论研究较为深入, 他通过时域内振动传递路径系统随机响应分析, 更好地解决了不确定振动传递路径系统的问题^[13]; 还提出了路径传递度的新概念, 解决了时/频域内振动与噪声传递路径传递概率的度量问题^[14-15]; 此外, 在动态灵敏度分析技术基础上, 张教授提出一种有效的方法来评估各传递路径上参数和非线性刚度的变化对振动受体动态响应的影响^[16]。液压传动领域, 悉尼科技大学的 Zhang Tianxiao 和 Zhang Nong 建立了液压泵两自由度振动模型, 得到了液压泵振型和稳态响应, 并通过数值模拟得到泵的动态响应^[17]。

本文以轴向柱塞泵后壳体为最终受体, 采用振动传递路径方法, 建立转子系统偏心及动不平衡产生的机械振动, 沿泵体内零部件向后壳体传递时的振动传递路径模型, 分别用有限元分析及实验方法确定参数模型, 然后采用 MATLAB 编程求解该模型, 分析两

收稿日期:

修订日期:

基金项目: 国家自然科学基金面上项目 (50575196), 国家自然科学基金面上项目 (4020445), 国家重点基础研究发展计划 (973 计划: 2014CB046405)。

条主要传递路径的贡献度, 辨识出主要传递路径, 然后对其进行实验验证。研究工作对揭示轴向柱塞泵振动传递规律提供一个新方法, 研究成果为轴向柱塞泵振动控制奠定理论基础。

1 斜盘式轴向柱塞泵机械振动动力学方程

1.1 斜盘式轴向柱塞泵机械振动传递路径物理模型

斜盘式轴向柱塞泵是常见的一类柱塞泵, 本文以 PCY-25 型斜盘式轴向柱塞泵为研究对象, 主要研究转子系统旋转体偏心与不平衡所引起的机械振动传递问题。由于该泵传动轴与缸体之间为过盈配合, 且柱塞滑靴组件位于缸体的柱塞腔内, 因此, 将传动轴、缸体和柱塞滑靴组件视为一个旋转体, 该旋转体即为转子系统。图 1 所示为该泵的机械结构图, 其振动产生机理及其传递规律具有如下几个特点:

1. 转子系统是机械振动产生的主振源。从图 1 可以看出, 转子系统转动时, 传动轴、缸体和柱塞滑靴组件均会产生自激振动或者与相接触部件产生相互作用进而导致振动, 是机械振动产生的主振源。

2. 不考虑钟形罩及联轴器影响, 泵壳是机械振动最终受体。壳体包括前壳体、中壳体和后壳体, 该泵采用高强螺栓将前壳体与钟形罩紧固连接, 因此, 如果将安装底座视为固支, 泵壳则是唯一的振动受体。

3. 后壳体振动最为复杂而且剧烈。由安装方式可以看出, 整泵振动结构为悬臂梁结构, 其主振型为垂直于轴向的上下左右摆动; 此外, 三个壳体依次通过高强螺栓紧固连接, 因此, 三个壳体的振动会相互作用叠加。

4. 泵的机械振动是垂直于轴向由内向外传递的。工作时, 泵内零部件围绕轴向旋转运动, 在离心力及主振型作用下, 振动将沿着垂直于主传动轴的方向由内向外传递。

5. 振动路径贡献度取决于接触零部件之间的径向等效刚度和阻尼。

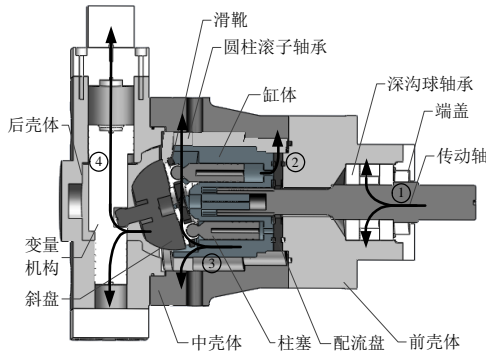


图1 轴向柱塞泵机械振动传递路径示意图

Fig.1 Axial piston pump mechanical vibration transfer path

于是可以得到所研究的以三个壳体为振动受体的斜盘式轴向柱塞泵机械振动的 4 条传递路径分别为:

路径 1: 传动轴→深沟球轴承→前壳体;

路径 2: 缸体→配油盘→中壳体;

路径 3: 缸体→圆柱滚子轴承→中壳体;

路径 4: 柱塞滑靴组件→斜盘→变量机构→后壳体。

1.2 机械振动后壳体传递路径物理模型

基于上述分析, 以后壳体作为振动最终受体, 转子系统产生的振动传递至后壳体通过两个路径, 即图 2 中的路径 I 和路径 II。

路径 I: 柱塞滑靴组件→斜盘→变量机构→后壳体。

路径 II: 缸体及传动轴→各零部件→中壳体→后壳体。

该两条路径包括六个质量块, 分别是传动轴-缸体-柱塞滑靴组件、配油盘、斜盘、前壳体、中壳体和后壳体。为了简化模型, 将联接元件的质量等效到振动主体上, 并将联接元件之间的相互作用等效为弹簧和阻尼。进而得到其传递路径物理模型如图 2 所示。

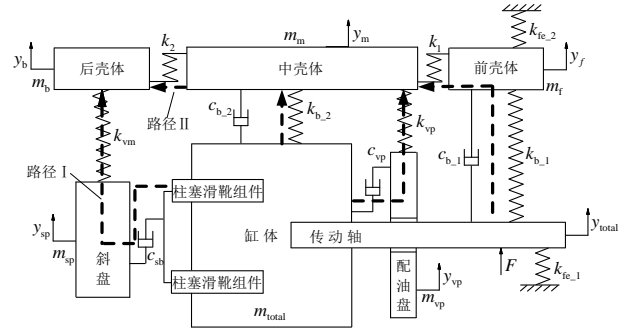


图2 轴向柱塞泵机械振动后壳体传递路径物理模型

Fig.2 Physical model of the axial piston pump mechanical vibration transfer path

本文研究过程中, 为突出机械振动作用, 让该泵空载运行, 使其出口压力流量脉动影响尽量小。由图可以看出, 激振力 F 作用在传动轴-缸体-柱塞滑靴组件整个旋转体上。 y_{total} 、 y_{vp} 、 y_f 、 y_m 、 y_b 、 y_{sp} 分别为传动轴-缸体-柱塞滑靴组件、配油盘、前壳体、中壳体、后壳体和斜盘在激振力 F 作用下沿径向的振动位移;

m_{total} 、 m_{vp} 、 m_f 、 m_m 、 m_b 、 m_{sp} 分别为动轴-缸体-柱塞滑靴组件、配油盘、前壳体、中壳体、后壳体和斜盘的集中质量; k_{fe-1} 为传动轴与联轴器之间的径向刚度; k_{fe-2} 为前壳体与固定端之间的径向刚度; k_{b-1} 、 c_{b-1} 分别为传动轴与前壳体间深沟球轴承的径向刚度和阻尼; k_{b-2} 、 c_{b-2} 分别为缸体与中壳体间圆柱滚子轴承的径向刚度和阻尼; c_{vp} 为缸体与配油盘间的径向摩擦阻尼; c_{sb} 为滑靴与斜盘间的径向摩擦阻尼; k_{vp} 为配油盘与中壳体间的接触刚度; k_{vm} 为斜盘与后壳体间变量机构的径向刚度; k_1 为前壳体与中壳体间螺栓组的径向刚度; k_2 为中壳体与后壳体间螺栓组的径向刚度。

1.3 模型参数确定

本文研究的斜盘式轴向柱塞泵型号为 PCY-25, 其

零部件等效质量、等效安装刚度及等效阻尼都对振动传递路径有影响。等效质量由其结构决定，等效刚度大小主要由两接触体的材料属性及接触方式决定，等效阻尼大小则受两接触体之间的油膜特性所影响。本文采取以下方法分别确定质量、刚度及阻尼参数。

1.3.1 零部件质量的确定

拆解实验用泵，将各零部件清理干净，用天平称取各自质量。

1.3.2 接触刚度的确定

接触刚度采用有限元软件 Ansys/workbench 分析得。即在有限元中建立各零部件有限元模型，并设置约束和材料性能，进行静力学分析，得到接触刚度，进而得到接触刚度。

由于轴承径向刚度随滚动体位置变化而呈周期性波动^[18]，所以在 Ansys/workbench 软件中建立如图 3 所示的有限元模型，并在轴承内圈施加沿 Y 轴正方向的静载荷力，进行有限元分析得到轴承最大刚度。然后，将轴承滚动体旋转 θ 角度，进一步分析得到轴承最小刚度。 θ 与轴承滚珠个数有关，当滚珠个数为偶数时， $\theta=360^\circ/2n$ ；当滚珠个数为奇数时， $\theta=360^\circ/4n$ ，其中， n 为滚珠个数。

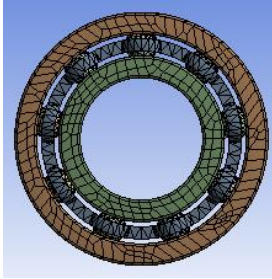


图 3 轴承有限元模型
Fig.3 Finite element model of bearing

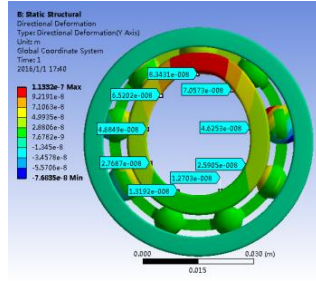
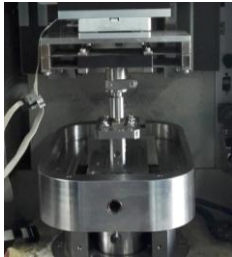


图 4 滚动体有限元分析
Fig.4 Finite element analysis of rolling element

1.3.3 阻尼参数的确定

主要分析滚动轴承阻尼和泵的两大摩擦副阻尼。轴承阻尼参照文献[19]和[20]确定，与轴承刚度相同，轴承阻尼也呈周期性波动。泵的两大摩擦副阻尼则需要通过摩擦磨损实验确定，本文采用型号为如图 5 的 CETR UMT-3 摩擦磨损实验机进行实验。



(a) 实验前



(b) 实验后

(a) Before the experiment (b) After the experiment

图 5 实验过程

Fig.5 Test procedures

1.3.4 模型总参数表

表 1 为 PCY-25 型轴向柱塞泵机械振动系统的参数值。其中，轴承刚度和阻尼呈正弦规律变化，周期与转速有关，其他值取常数。

表 1 PCY 轴向柱塞泵机械振动系统参数值

Tab.1 Parameters of axial piston pump mechanical vibration

参量	数值	参量	数值
m_{total}/kg	6.8	$k_1/N\ m^{-1}$	5.2×10^8
m_{vp}/kg	0.25	$k_2/N\ m^{-1}$	6.3×10^8
m_f/kg	8.1	$k_{vp}/N\ m^{-1}$	4.71×10^8
m_m/kg	8.6	$k_{vm}/N\ m^{-1}$	1×10^9
m_b/kg	8.5	F_0/N	250
m_{sp}/kg	2.1	$n/(r/min)$	1460
$k_{fe-1}/N\ m^{-1}$	2.5×10^8	$c_{vp}/N\ s\ m^{-1}$	1100
$k_{fe-2}/N\ m^{-1}$	3×10^8	$c_{sb}/N\ s\ m^{-1}$	370
$k_{b-1}/N\ m^{-1}$	$5.11 \times 10^8 + 1.3 \times 10^7 \sin(438\pi t)$	$c_{b-1}/N\ s\ m^{-1}$	$1900 + 100 \sin(438\pi t)$
$k_{b-2}/N\ m^{-1}$	$k_{b-1} = 6.04 \times 10^8 + 1.55 \times 10^7 \sin(1216\pi t)$	$c_{b-2}/N\ s\ m^{-1}$	$2500 + 500 \sin(1216\pi t)$

1.4 斜盘式轴向柱塞泵机械振动的数学模型

本文采用分析力学^[21]对轴向柱塞泵机械振动传递路径建模，采用功与能量分析路径中各零部件的力和力矩分布，它们之间的关系如式(1)所示。

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}} = \Omega \quad (1)$$

式中 T —— 系统惯性力所做的功（动能）；
 U —— 系统弹性力所做的功（势能）；
 D —— 系统阻尼力所做的功（耗散能）；
 q_j —— 广义坐标；
 Ω —— 系统广义力。

于是结合图 2 所示的轴向柱塞泵振动传递路径模型，得到各振动主体的 Lagrange 微分方程为

$$\begin{cases} m_{total} \ddot{y}_{total} + c_{b-1}(\dot{y}_{total} - \dot{y}_f) + c_{b-2}(\dot{y}_{total} - \dot{y}_m) \\ + c_{vp}(\dot{y}_{total} - \dot{y}_{vp}) + c_{sb}(\dot{y}_{total} - \dot{y}_{sp}) \\ + k_{fe-1}y_{total} + k_{b-1}(y_{total} - y_f) \\ + k_{b-2}(y_{total} - y_m) = F \\ m_{vp} \ddot{y}_{vp} - c_{vp}(\dot{y}_{total} - \dot{y}_{vp}) + k_{vp}(y_{vp} - y_m) = 0 \\ m_f \ddot{y}_f - c_{b-1}(\dot{y}_{total} - \dot{y}_f) + k_{fe-2}y_f \\ - k_{b-1}(y_{total} - y_f) + k_1(y_f - y_m) = 0 \\ m_m \ddot{y}_m - c_{b-2}(\dot{y}_{total} - \dot{y}_m) - k_{b-2}(y_{total} - y_m) \\ - k_{vp}(y_{vp} - y_m) - k_1(y_f - y_m) + k_2(y_m - y_b) = 0 \\ m_b \ddot{y}_b - k_2(y_m - y_b) + k_{vm}(y_b - y_{sp}) = 0 \\ m_{sp} \ddot{y}_{sp} - c_{sb}(\dot{y}_{total} - \dot{y}_{sp}) - k_{vm}(y_b - y_{sp}) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

其中，激振力 $F = F_0 \sin(2\pi n / 60)t$ ， n 为轴向柱塞泵转速，当泵的转速不同时，激振力频率也会不同。

由于轴向柱塞泵激振力和轴承的刚度与阻尼是时变的, 因此, 该模型属于非线性时变方程组, 因此, 在理论上不存在解析解, 只能得到数值解。

2 振动传递路径模型求解及分析

2.1 振动传递路径模型求解

下面采用 Runge-Kutta 法^[22], 按照图 6 流程在 Matlab 软件中编程求解振动传递路径模型。

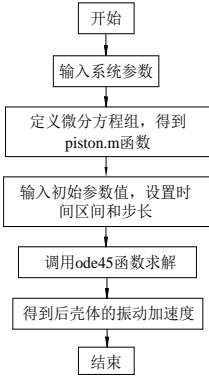
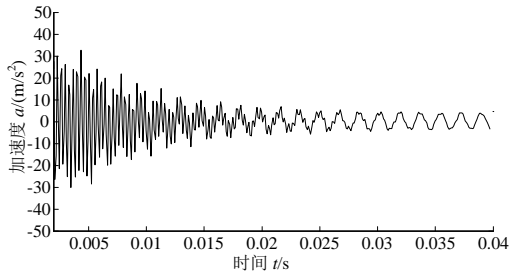


图 6 振动系统求解程序流程图

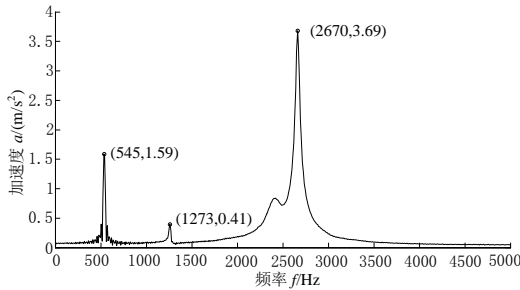
Fig.6 Flowchart of Vibration system solver

当轴向柱塞泵转速为 1460 r/min 时, 得到后壳体振动加速度时/频域曲线如图 7 所示。



(a) The time-domain acceleration Curve of the back shell vibration

(a) 后壳体振动加速度时域曲线



(b) 后壳体振动加速度频域曲线

(b) The frequency-domain acceleration Curve of the back shell

图 7 后壳体振动特性曲线

Fig.7 Curve of the back shell vibration

由图 7-(a)可以看出, 在输入机械振动激励下, 后壳体振动时域响应可以分为瞬态响应和稳态响应两个阶段。在初始瞬态响应阶段, 响应幅值比较大。但是由于系统的阻尼效应, 会逐渐减小, 最终进入稳态响应阶段, 此时, 振动呈现周期性。同样, 由图 7-(b)

可以看出, 当机械振动频率为 545 Hz 时, 频域曲线出现第一个峰值; 当机械振动频率为 1273 Hz 时, 频域曲线出现第二个峰值。当机械振动频率为 2670 Hz 时, 频域曲线出现第三个峰值。

2.2 振动传递路径贡献度分析

确定一条贡献度最大的传递路径, 获取其路径传递率, 更有利于评估路径模型精度^[14]。路径传递率为每条路径传递到接受体的力与振源激励力之比^[23], 即

$$T = F_T / F \quad (3)$$

其中, T 表示路径传递率, F_T 表示传递到受体的力, F 表示激励力。路径传递率是一种简便快捷的分析路径贡献度的评估指标, 可作为对振动传递路径系统的路径传递效果的理论预测依据。

考虑图 2 应用牛顿定律得系统的振动微分方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (4)$$

其中,

$$M = \begin{bmatrix} m_{\text{total}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_f & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{vp} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_{sp} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_b \end{bmatrix} \quad x = \begin{bmatrix} x_{\text{total}} \\ x_f \\ x_{vp} \\ x_m \\ x_{sp} \\ x_b \end{bmatrix} \quad F(t) = \begin{bmatrix} F_0 e^{i\omega t} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{fe_1} + k_{b_1} + k_{b_2} & -k_{b_1} & 0 & -k_{b_2} & 0 & 0 \\ -k_{b_1} & k_{fe_2} + k_{b_1} + k_1 & 0 & -k_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{vp} & -k_{vp} & 0 & 0 \\ -k_{b_2} & -k_1 & -k_{vp} & k_1 + k_{vp} + k_{b_2} + k_2 & 0 & -k_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{vm} & -k_{vm} \\ 0 & 0 & 0 & -k_2 & -k_{vm} & k_2 + k_{vm} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} c_{vp} + c_{b_1} + c_{b_2} + c_{sb} & -c_{b_1} & -c_{vp} & -c_{b_2} & -c_{sb} & 0 \\ -c_{b_1} & c_{b_1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_{vp} & 0 & c_{vp} & 0 & 0 & 0 \\ -c_{b_2} & 0 & 0 & c_{b_2} & 0 & 0 \\ -c_{sb} & 0 & 0 & 0 & c_{sb} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

设稳态响应为

$$x(t) = X e^{i(\omega t - \phi)} \quad (6)$$

这里 X 是决定于激励频率 ω 和系统参数的实数, ϕ 是相位角。把(6)和(5)式代入方程(4), 得

$$([k] + i\omega[c] - \omega^2[m])\{X\} = \{F\} \quad (7)$$

令

$$[z(\omega)] = [k] + i\omega[c] - \omega^2[m] \quad (8)$$

$[z(\omega)]$ 称为阻抗矩阵, 它的元素

$$z_{ij} = k_{ij} - \omega^2 m_{ij} + i\omega c_{ij} \quad (i, j = 1, 2, 3, 4, 5, 6) \quad (9)$$

该元素称为机械阻抗。

将式(8)代入式(7), 然后用 $[z(\omega)]^{-1}$ 左乘方程两端, 得

$$\{X\} = [z(\omega)]^{-1} \{F\} \quad (10)$$

$$[z(w)]^{-1} = \begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} & z_{13} & z_{14} & z_{15} & z_{16} \\ z_{21} & z_{22} & z_{23} & z_{24} & z_{25} & z_{26} \\ z_{31} & z_{32} & z_{33} & z_{34} & z_{35} & z_{36} \\ z_{41} & z_{42} & z_{43} & z_{44} & z_{45} & z_{46} \\ z_{51} & z_{52} & z_{53} & z_{54} & z_{55} & z_{56} \\ z_{61} & z_{62} & z_{63} & z_{64} & z_{65} & z_{66} \end{bmatrix}^{-1}$$

$$= \frac{1}{\det([z(w)])} \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{21} & Z_{31} & Z_{41} & Z_{51} & Z_{61} \\ Z_{12} & Z_{22} & Z_{32} & Z_{42} & Z_{52} & Z_{62} \\ Z_{13} & Z_{23} & Z_{33} & Z_{43} & Z_{53} & Z_{63} \\ Z_{14} & Z_{24} & Z_{34} & Z_{44} & Z_{54} & Z_{64} \\ Z_{15} & Z_{25} & Z_{35} & Z_{45} & Z_{55} & Z_{65} \\ Z_{16} & Z_{26} & Z_{36} & Z_{46} & Z_{56} & Z_{66} \end{bmatrix} \quad (11)$$

其中, Z_{ij} 为阻抗矩阵 $[z(w)]$ 各元素 z_{ij} 的代数余子式, 有

将式 (10) 代入式 (9), 展开可得

$$X(w)e^{-i\phi} = \frac{Z_{1j}}{\det([z(w)])} F_0 \quad (12)$$

振动源的力是通过振动传递路径传播到接受结构的, 在这里也就是通过弹簧传给接受结构, 传递力为

$$F_T = k_n(x_b - x_n) = [k_2(X_b e^{i\phi_b} - X_n e^{i\phi_n})]e^{i\omega t} \quad (13)$$

所以, 第 n 条路径的路径传递率为

$$T_n = \left| \frac{F_T}{F} \right| = \left| \frac{k_2(X_b e^{i\phi_b} - X_n e^{i\phi_n})}{F_0} \right| \quad (14)$$

本文将后壳体确定为振动的接受体, 通过后壳体与其他部件的约束情况确定了相关的振动传递路径。进一步, 利用传递率的大小对两条主要传递路径进行排序, 就可以找出主要的传递路径。于是基于式(14), 可得到两条传递路径的传递率如图 8 所示。

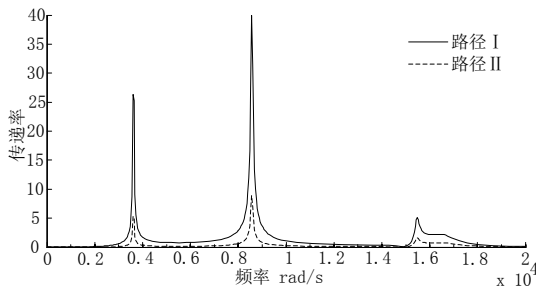


图 8 各路径传递率曲线

Fig.8 Curve of the rate of each transfer path

将图 8 频率单位转为赫兹后, 可以得到, 该振动系统的峰值频率分别在 550 Hz、1300 Hz、2600 Hz 附近; 在各峰值频率处, 两条传递路径均有较高的传递率; 在 3000 Hz 内, 路径 I 的传递率高于路径 II 的传递率。路径 I 的主要零部件构成了轴向柱塞泵的变量机构, 这就说明, 轴向柱塞泵的变量机构在机械振动传递中起了更为重要的作用, 因此, 要减小后壳体振动, 应对变量机构的质量、刚度及阻尼参数进行合理匹配。

3 实验验证

3.1 实验台搭建及信号滤波算法

本文搭建了图 9 所示的测试平台。实验采用国产 LC0122-50 压电式加速度传感器测量加速度, 其灵敏度为 100 mv/g, 谐振频率为 38 kHz, 量程为 50 g (重力加速度)。实验数据通过 NI 数据采集系统完成采集。型号为 NI9234, 输入信号范围为 ± 5 V, 具有 4 个采集通道, 数模转化精度为 24 位。



图 9 测试平台实物照片

Fig.9 Overall test chart of the test set

图 10 所示为加速度传感器安装照片, 其安置在泵的后壳体上。测试过程中, 泵的转速为 1460 r/min, 出口压力为 1 MPa。

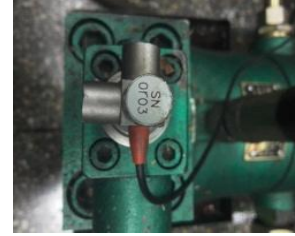


图 10 柱塞泵后壳体测点图

Fig.10 The back shell of pump measuring point

采用 db5 小波算法对采集得到的原始实验数据进行 3 层分解, 并进一步做滤波降噪处理, 得到后壳体振动加速度时域曲线。然后再对其进行傅里叶变换, 得到泵后壳体振动加速度频域曲线。

3.2 实验结果分析

要获得后壳体振动的瞬态响应, 需要采用较高的采样频率。将采样频率设为 20kHz, 得到后壳体的时域瞬态响应曲线如图 11 所示。

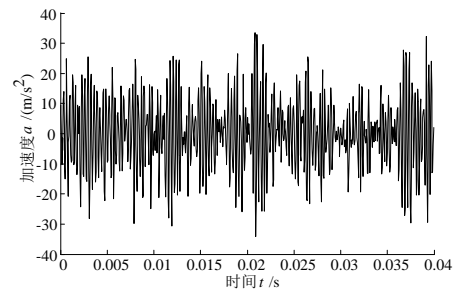
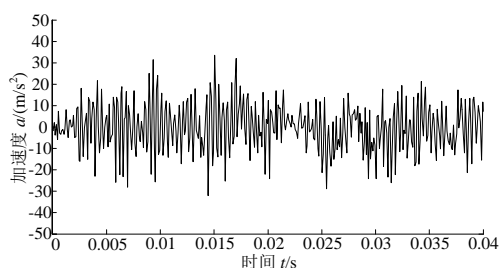


图 11 轴向柱塞泵后壳体振动加速度瞬态响应曲线

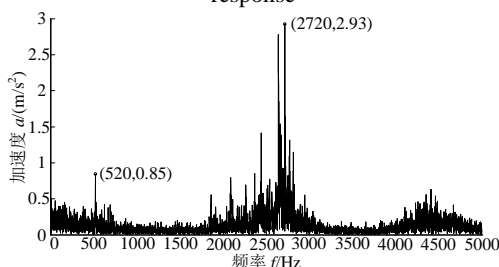
Fig.11 The time-domain acceleration curve of the back shell transient response

设定采样频率为 10kHz, 得到后壳体稳态振动加速度时域和频域曲线分别如图 12-(a)和图 12-(b)所示。



(a) 后壳体振动加速度稳态时域曲线

(a) The time-domain acceleration curve of the back shell stable response



(b) 后壳体振动加速度稳态频域曲线

(b) The frequency-domain acceleration Curve of the back shell stable response

图 12 轴向柱塞泵后壳体振动加速度稳态响应曲线

Fig.12 The acceleration curve of back shell stable response

对比图 7-(a)与图 12-(a), 可以看出, 当轴向柱塞泵转动平稳后, 仍然呈现周期性振动, 振动的幅值要大于仿真结果。这是由于泵在实际工作中会受其他机械因素和流体振动的影响, 而仿真模型的激励则更为理想。进一步对比图 7-(b)与图 12-(b), 可以看出, 泵壳体振动加速度的峰值均出现在 520 Hz 和 2720 Hz 频率点附近, 理论与实验相差不大, 误差在 5% 以内。对比图 7-(a)和图 11, 可以看出, 仿真得到的加速度瞬态响应幅值和变化趋势与实验测试结果基本一致, 仿真得到的幅值略大于实验测试结果, 二者误差小于 5%。因此应该考虑通过结构优化或修正零部件及相互作用的刚度和阻尼参数来错开共振频率, 以减小振动。

4 结论

鉴于轴向柱塞泵振动研究工作的重要性及其结构的复杂性, 本文首次提出采用振动传递路径法建立轴向柱塞泵的机械振动传递路径模型, 并对振动特性进行研究, 得到如下结论:

(1) 振动传递路径分析方法是研究轴向柱塞泵转子系统机械振动传递规律的有效手段。本文针对 PCY-25 型轴向柱塞泵抽象出了机械振动传递路径物理模型, 然后采用分析力学的方法建立了相应的数学模型, 能够完整反映该泵的机械振动特点, 具有一定的创新性。

(2) 模型参数及模型求解方法对模型精度影响较大。本文通过实验测试和有限元法确定模型参数, 运用 Runge-Kutta 法对数学模型编程求解, 获得时/频域下的振动接受结构的响应, 为提高轴向柱塞泵机械振

动传递路径模型准确求解奠定了基础。

(3) 实验与理论分析结果较为符合, 精度较高。表明振动传递路径方法能够很好地揭示轴向柱塞泵机械振动传递规律, 这为轴向柱塞泵振动传递路径分析、振动能量耗散规律研究以及参数灵敏度分析奠定了理论基础。

(4) 振动传递路径贡献度分析能够为轴向柱塞泵减振降噪分析提供指导。对于本文研究的 PCY-25 型轴向柱塞泵, 以后壳体作为机械振动的最终受体, 那么包含变量机构的传递路径对振动传递影响最大, 可以作为该泵减小振动的首选路径。

参考文献:

- [1] 罗向阳, 权凌霄, 关庆生, 等. 轴向柱塞泵振动机理的研究现状及发展[J]. 流体机械, 2015, 43(8):41-45.
Luo Xiangyang, Quan Lingxiao, Guan Qingsheng, et al. Review of vibration of axial piston pump[J]. Fluid Machinery, 2015, 43(8):41-45.
- [2] 刘明安, 张小欢. 德国 Rexroth-A11V(L)O 系列柱塞泵结构与变量机构控制原理分析[J]. 机床与液压, 2010, 38(18):35-40.
Liu Mingan, Zhang Xianhuan. The structure and control principle of Rexroth-A11V(L)O series axial piston variable displacement pump[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2010, 38(18):35-40.
- [3] Dr I, Thomas K, Dipl I, et al. Noise reduction at hydraulic pumps by structure optimization and acoustic simulation[J]. Bosch Rexroth AG, 2004.
- [4] Palmen A. Noise reduction of an axial piston pump by means of structural modification[J]. Olhydraulic Und Pneumatik, 2004, 48(4):11-14.
- [5] Landsberger B. Using the ideal function concept for machine noise control[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2003, 114(114):2440-2440.
- [6] Matteo P, Monika I. Heat Transfer and Thermal Elastic Deformation Analysis on the Piston/Cylinder Interface of Axial Piston Machines[J]. Journal of Tribology, 2012, 134(4):119-128.
- [7] 徐兵, 张军辉, 杨华勇, 等. 轴向柱塞泵孔槽结合配流方式多目标驱动正向设计[J]. 农业机械学报, 2013, 44(7):279-285.
Xu Bing, Zhang Junhui, Yang huayong, et al. Multi-objective drive forward design with damping orifice and groove for axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(7):279-285.
- [8] 童章谦. 轴向柱塞泵结构辐射噪声的分析与研究[D]. 浙江: 浙江大学, 2012.
Tong Zhangqian. Research on the structural emission noise of axial piston pump[D]. Zhejiang: Zhejiang University, 2012.
- [9] 徐兵, 张军辉, 杨华勇. 基于虚拟样机的轴向柱塞泵柱塞副仿真分析[J]. 兰州理工大学学报, 2010, 36(3):31-37.
Xu Bing, Zhang Junhui, Yang huayong. Simulative analysis of piston-cylinder pair of axial piston pump based on virtual prototype[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2010, 36(3):31-37.
- [10] 权凌霄, 骆洪亮, 张晋. 斜轴式轴向柱塞泵壳体结构振动谐响应分析[J]. 液压与气动, 2014(5):33-39.

- Quan Lingxiao, Luo Hongliang, Zhang Jin. Harmonic response analysis of axial plunger pump shell structure[J]. Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2014(5):33-39.
- [11] Janssens K, Gajdatsy P, Gielen L, et al. OPAX: A New Transfer Path Analysis Method Based On Parametric Load Models[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 25(4):1321-1338.
- [12] De Klerk D, Rixen D. Component Transfer Path Analysis Method With Compensation For Test Bench Dynamics[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2010, 24(6):1693-1710.
- [13] 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.
- Zhao Wei, Zhang Yi-min. Random response of vibration systems with uncertain transfer paths[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(2):99-101.
- [14] 张义民. 时域内振动与噪声传递路径系统的路径传递度探索[J]. 航空学报, 2007, 28(4):971-974.
- Zhang Yimin. Exploration of path transfer probability for vibration and noise transfer path systems in time range [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(4):971-974.
- [15] 张义民. 频域内振动传递路径的传递度排序[J]. 自然科学进展, 2007, 17(3):410-414.
- ZHANG Yimin. Transfer ratio of vibration path systems in frequency range[J]. Progress in Natural Science, 2007, 28(4):971-974.
- [16] Zhang Yimin, Huang Xianzhen. Sensitivity with respect to the path parameters and nonlinear stiffness of vibration transfer path systems[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2010, 4(2010):1-11.
- [17] Zhang Tianxiao, Zhang Nong. Vibration modes and the dynamic behaviour of a hydraulic plunger pump[J]. Shock and Vibration, 2016 (2016):1-7.
- [18] 曹宏瑞, 李亚敏, 何正嘉, 等. 高速滚动轴承-转子系统时变轴承刚度及振动响应分析[J]. 机械工程学报, 2014, 50(15):73-81.
- Cao Hongrui, Li Yamin, He Zhengjia, et al. Time varying bearing stiffness and vibration response analysis of high speed rolling bearing-rotor systems[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(15):73-81.
- [19] 陈萍, 李松生, 刘思胜, 等. 超高转速条件下主轴轴承内部油膜阻尼研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(6):65-68.
- Chen Ping, Li Songsheng, Liu Sisheng, et al. Study on oil film damping in ultra high speed electric spindle bearings[J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(6):65-68.
- [20] 吴明星, 吴维, 胡纪滨, 等. 考虑自旋的高速角接触球轴承油膜刚度计算[J]. 振动与冲击, 2014, 33(10):38-42.
- Wu Mingxing, Wu Wei, Hu Jibin, et al. Oil film stiffness calculation of high speed angular contact ball bearings considering spinning[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(10):38-42.
- [21] 胡海岩. 应用非线性力学[M]. 北京: 航空工业出版社, 2006.
- Hu Haiyan. Applied nonlinear mechanics[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2006.
- [22] 李夏云, 陈传淼. 用龙格-库塔法求解线性方程[J]. 数学理论与应用, 2008, 28(2):62-65.
- Li Xiayun, Chen Chuanmiao. Solving nonlinear equations by using Runge-Kutta method[J]. Mathematical Theory and Applications, 2008, 28(2):62-65.
- [23] 赵薇. 机械振动传递路径系统传递性的研究与应用[D]. 沈阳: 东北大学, 2012.
- Zhao Wei. Research and Application of Transitivity in Mechanical Vibration Transfer Path Systems[D]. ShenYang: Northeastern University, 2012.

Mechanical vibration transfer path analysis of swash-plate axial piston pump back shell

QUAN Ling-xiao^{1,2,3}, LIU Song¹, JIAO Zong-xia³, LIU Jian-wei¹, ZHANG Qi-wei¹

(1. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei 066004)

2. Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei 066004;

3. School of Automated, Beihang University, Beijing, China 10019)

Abstract: Vibrations of axial piston pump pass out along a certain path, which is regular. Based on the mechanical vibration transfer path of swash-plate axial piston pump, Firstly, the vibration generation mechanism and transmission law were analyzed, and the vibration transmission path model was obtained. Then, the back shell of axial-piston pump was seen as a final acceptor of vibration, the transfer path modeling of mechanical vibration of the pump back shell caused by rotor imbalance was established. The finite element analysis and experimental research were employed to determine the values of stiffness and damping in the model. Based on the concept of transfer rate, the path contribution analysis of vibration transfer paths was performed, the main transfer path is identified; A MATLAB programming solution was used to obtain the vibration of the pump back shell. A vibration test experiment was performed on the back shell of a PCY axial piston pump, it is shown that the results calculated by the mathematical model agree well with the experiment results, and the analytical error can be controlled within 5%. This research is innovative, which provides a theory basis for the vibration transfer path analysis, the research of law of vibration energy dissipation and sensitivity of axial-piston pump parameters.

Key words: swash-plate axial piston pump; mechanical vibration; transfer path; back shell; transfer rate

作者简介: 权凌霄 (1977—), 男, 副教授, 电话: 13933507417 Email: lingxiao@ysu.edu.cn