



## 球形叶片液压泵吸排油的动态特性分析

皮东亚, 张 瑞, 俞亚新

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

**摘 要:** 通过对球形叶片液压泵吸排油过程的分析, 应用 Matlab 建立泵的动态特性仿真模型, 对叶片泵吸排油时的压力冲击和回流流量进行分析, 实现了对球形叶片液压泵动态特性的研究。针对容腔在高低压腔过渡阶段存在压力冲击的问题, 采用正交试验法, 对排油窗口入口处三角槽的偏置角、包角、顶角和截面底角这 4 个影响压力冲击的因素进行优化, 由极差分析获得各因素对容腔内部压力的影响规律, 找到了影响容腔内部压力的主要因素和次要因素, 经过多次正交试验获得了各因素的最优组合。结果表明: 各个容腔之间的吸排油过程以  $\pi$  为相位差周期性变化; 当三角槽的顶角取  $53.75^\circ$ , 截面底角取  $87.50^\circ$ , 偏置角取  $11.25^\circ$ , 包角取  $2.50^\circ$  时, 容腔在高低压腔过渡阶段的压力峰值为  $31.94\text{ MPa}$ , 回流流量为  $2.05\text{ L/min}$ 。容腔内的压力冲击和回流现象均有显著改善, 从而有效降低了泵的噪声。

**关键词:** 球形叶片液压泵; 动态仿真; 正交试验; 压力冲击

中图分类号: TH137.51

文献标志码: A

文章编号: 1673-3851(2020)05-0332-09

## Analysis on dynamic characteristics of oil suction and discharge of hydraulic pump with spherical vane

PI Dongya, ZHANG Rui, YU Yaxin

(Faculty of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang  
Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** A dynamic characteristic simulation model of the hydraulic pump with spherical vane was established in Matlab software based on the analysis of oil suction and discharge of hydraulic pump with spherical vane. The research on the dynamic characteristics of the hydraulic pump with spherical vane was carried out by analyzing the pressure shock and return flow during oil suction and discharge. Aiming at the problem of pressure shock in the cavity during the transition between high and low pressure chambers, the orthogonal experiment was used to optimize the 4 factors influencing pressure shock: the offset angle of triangular groove, wrap angle, apex angle and bottom angle of the groove section at the inlet of oil drain window. According to the extreme difference analysis, the influencing law of various factors on the internal pressure of the cavity was gained. The main factors and secondary factors affecting the internal pressure of the cavity were found. After multiple orthogonal experiments, the optimal combination of various factors was obtained finally. The results show that the suction and discharge process of each cavity presents the periodical change with the phase difference of  $\pi$ . The internal pressure peak in the cavity during the transition between high and low pressure chambers is  $31.94\text{ MPa}$  and the reflux flow rate is  $2.05\text{ L/min}$  under the following conditions: apex angle  $53.75^\circ$ , bottom angle  $87.50^\circ$ , offset angle  $11.25^\circ$  and wrap angle  $2.50^\circ$ . The pressure shock and the reflow phenomenon in the cavity are significantly improved, thereby effectively reducing the noise of the pump.

收稿日期: 2019-11-18 网络出版日期: 2020-01-02

基金项目: 国家重点研发计划(2018YFD0700703); 国家自然科学基金创新研究群体科学基金项目(51521064)

作者简介: 皮东亚(1995-), 男, 河南驻马店人, 硕士研究生, 主要从事机械设计与理论方面的研究。

通信作者: 俞亚新, E-mail: yyxin@zstu.edu.cn

**Key words:** hydraulic pump with spherical vane; dynamic simulation; orthogonal experiment; pressure shock

## 0 引言

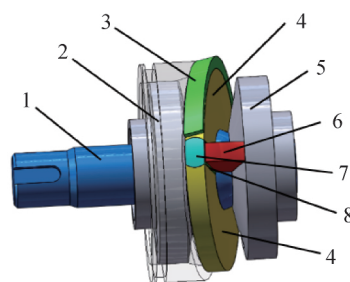
目前工业上使用的容积式液压泵通过增大和缩小密闭腔室的容积来实现进排油工作,容易导致工作输出流量的不稳定性。脉动的流量进入液压系统后会产生压力脉动,引起系统振动,从而产生较高噪声,严重影响液压系统的整体性能<sup>[1]</sup>。有关液压泵噪声的产生机理及降噪问题的研究,已成为国内外学者研究的热点。刘巧燕等<sup>[2]</sup>提出了一种能够实现流量多级输出的双定子力平衡轴向柱塞泵,分析了柱塞数与泵输出特性的关系,发现当两个泵的柱塞数相同且均为奇数时,流量波动最小。高彦军等<sup>[3]</sup>、Xu等<sup>[4]</sup>通过对轴向柱塞泵的仿真分析,研究了油液特性和预压缩容积大小对流量脉动的作用规律。阳宝元等<sup>[5]</sup>、李少年等<sup>[6]</sup>通过对叶片泵定子曲线的优化设计,有效解决了高压回流、叶片磨损严重等问题,降低了泵的工作噪声。刘巍等<sup>[7]</sup>采用正交试验法对泵进行多目标多参数优化研究,得到了最佳的参数组合方案。Ye等<sup>[8]</sup>分析了轴向柱塞泵配流盘上设置阻尼孔、阻尼槽等降噪形式对压力和流量特性的影响,并运用遗传算法对多目标参数进行了优化研究。通过对液压泵压力和流量的研究能够优化泵的结构,进一步提升泵的性能,但是现有的液压泵动态特性研究普遍针对低压泵,关于高压泵的动态特性研究尚存在欠缺,因此有必要对此进行相关研究。

本研究组前期研究<sup>[9]</sup>提出了一种具有新型结构的高压球形叶片液压泵,对泵的流量特性进行了理论分析,发现随着叶片数目的增加,流量脉动会随之降低,但是并未对泵整体的动态性能进行分析评估。为了进一步研究泵的工作性能,本文在该球形叶片液压泵的结构特征和相关参数分析基础上,利用Matlab/Simulink平台,建立球形叶片液压泵动态特性仿真模型并进行仿真分析,采用正交试验法对排油窗口腰型槽入口处三角槽的参数进行优化,减小叶片泵的压力冲击,达到降低噪声的目的。

## 1 球形叶片液压泵的结构及工作原理

球形叶片液压泵<sup>[9-10]</sup>去掉端盖和泵体后的内部结构如图1所示,泵腔由斜盘一分二,泵腔密封处均为面密封,密封性能较好。球形叶片液压泵工作

时,叶片通过密封条使斜盘在支撑环内转动。由于斜盘与配油锥始终是面接触,配油锥、斜盘、叶片和斜锥之间形成的密闭容积发生增大和缩小变化,通过配油锥上的配油窗口进行吸油和排油,达到连续输出高压流体的目的。



1. 传动轴; 2. 斜锥; 3. 支撑环; 4. 斜盘;  
5. 配油锥; 6. 叶片; 7. 垫块; 8. 密封条

图1 球形叶片液压泵内部结构

## 2 球形叶片液压泵的仿真模型建立

### 2.1 泵吸排油过程分析

球形叶片液压泵工作过程容腔分布如图2所示,其中:叶片与密封面 $abcd$ 的夹角为 $\phi$ ,传动轴的转速为 $\omega$ 。球形叶片液压泵有两个叶片,共4个面。叶片1的两个面定义为叶片面1和叶片面2;叶片2的两个面定义为叶片面3和叶片面4。斜盘与配油锥的密封面为面 $abcd$ 。叶片将斜盘一侧的泵腔分为1、2、3三个封闭容腔,如图2(a)所示,另一侧的泵腔分为4、5、6三个封闭容腔,如图2(b)所示。

现以容腔1为例进行分析容腔分布变化情况:

当 $0^\circ < \phi < 90^\circ$ 时,如图2(c)所示,容腔1为密封面 $bd$ 侧至叶片面1部分,其容积由0逐渐增大,它通过吸油窗口吸油。

当 $90^\circ < \phi < 180^\circ$ 时,如图2(d)所示,容腔1容积继续增大,保持在吸油状态。当 $\phi = 180^\circ$ ,叶片面4转过了密封面,容腔1变化为叶片面4到叶片面1之间的泵腔。

当 $180^\circ < \phi < 270^\circ$ 时,如图2(e)所示,容腔1的容积持续增大,保持吸油状态, $\phi = 270^\circ$ 时,容腔1的容积达到最大值。

当 $270^\circ < \phi < 360^\circ$ 时,如图2(f)所示,容腔1的容积开始减小,其中油液被压缩,通过排油窗口排油。 $\phi = 360^\circ$ ,叶片面1转入密封面,容腔1变化为叶片面4到密封面 $ac$ 侧之间的泵腔。

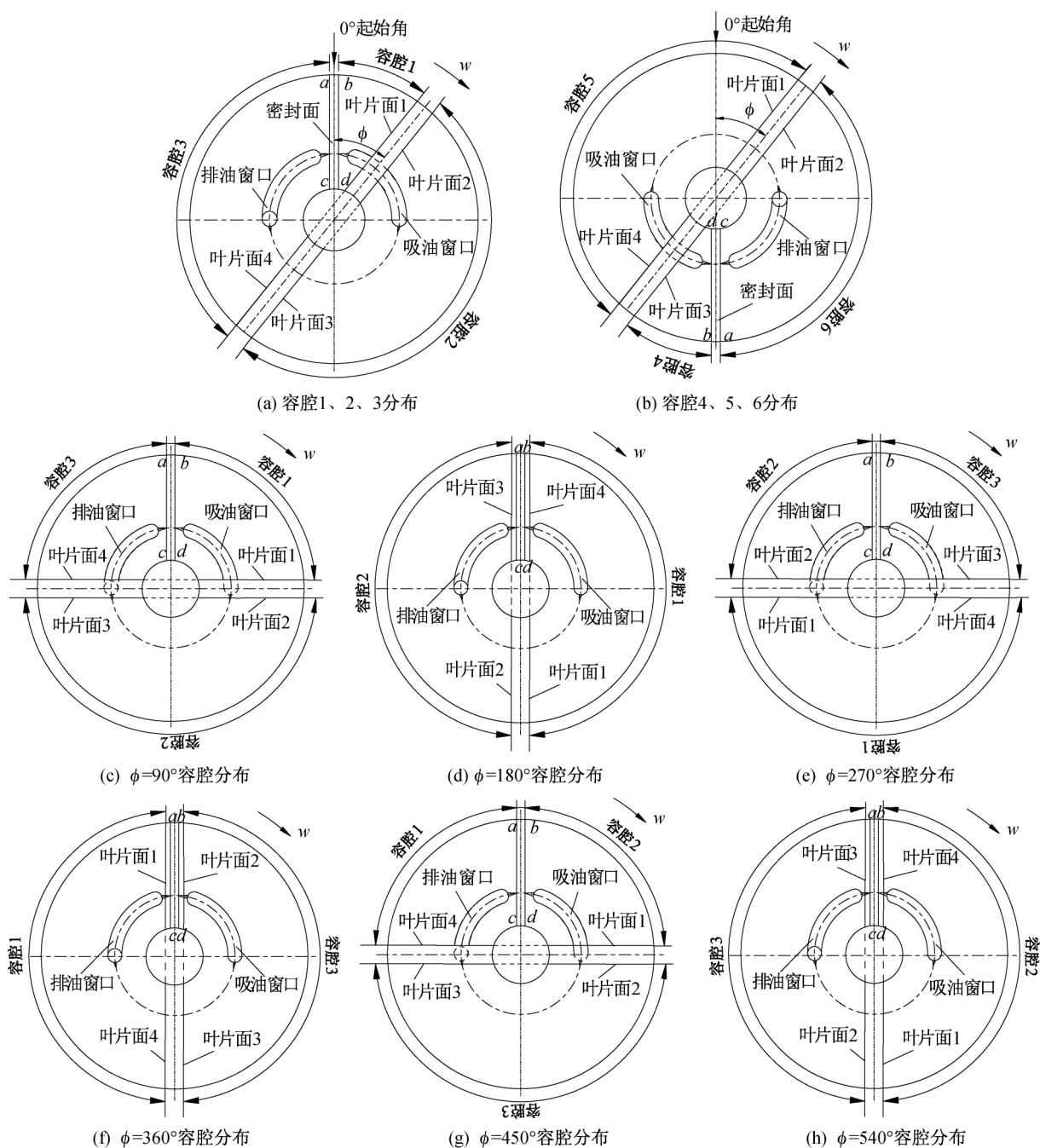


图2 球形叶片液压泵工作过程容腔分布

当  $360^\circ < \phi < 540^\circ$  时,如图 2(g)~(h) 所示,容腔 1 通过排油窗口排油,容积持续减小直到为 0。 $\phi = 540^\circ$  时,叶片面 3 转过密封面后,容腔 1 的容积再次从 0 开始变化,进入下一个变化周期。

同理可对容腔 2、3 进行分析,它们的容积变化

分别落后容腔 1 容积变化的  $180^\circ$  和  $360^\circ$ 。由球形叶片液压泵结构的对称性可得斜盘另外一侧的容腔 4、容腔 5 和容腔 6 的容积变化分别落后容腔 1 容积变化的  $0^\circ$ 、 $180^\circ$  和  $360^\circ$ 。

考虑叶片厚度,利用球坐标系<sup>[10]</sup> 计算得到容腔 1 的容积  $V(\theta)$  的表达式为:

$$V(\theta) = \begin{cases} 0, \theta \in \left(0, \frac{z+t}{R_1+r_1}\right) \\ \frac{1}{3}(R_1^3-r_1^3) \left[ \theta \sin \alpha - \frac{t \sin \alpha}{R_1+r_1} - \arcsin(\sin \alpha \sin(\theta - \frac{t}{R_1+r_1})) \right], \theta \in \left(\frac{z+t}{R_1+r_1}, \pi - \frac{t}{R_1+r_1}\right) \\ \frac{1}{3}(R_1^3-r_1^3) \left[ \left(\pi - \frac{2t}{R_1+r_1}\right) \sin \alpha - \arcsin(\sin \alpha \sin(\theta - \frac{t}{R_1+r_1})) \right] + \\ \arcsin(\sin \alpha \sin(\theta - \pi + \frac{t}{R_1+r_1})) \right], \theta \in \left(\pi - \frac{t}{R_1+r_1}, 2\pi + \frac{t}{R_1+r_1}\right) \\ \frac{1}{3}(R_1^3-r_1^3) \left[ \left(3\pi - \theta - \frac{t}{R_1+r_1}\right) \sin \alpha + \arcsin(\sin \alpha \sin(\theta - \pi + \frac{t}{R_1+r_1})) \right], \theta \in \left(2\pi + \frac{t}{R_1+r_1}, \right. \\ \left. 3\pi - \frac{z+t}{R_1+r_1}\right) \\ 0, \theta \in \left(3\pi - \frac{z+t}{R_1+r_1}, 3\pi\right) \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $R_1$  表示叶片外球面半径;  $r_1$  表示叶片与传动轴接触球面半径;  $\alpha$  表示斜盘倾角;  $z$  表示密封面  $abcd$  的宽度;  $\theta$  表示叶片的旋转角度;  $t$  表示叶片厚度。

取  $R_1 = 35 \text{ mm}$ ,  $r_1 = 15 \text{ mm}$ ,  $z = 5 \text{ mm}$ ,  $t = 7 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 12^\circ$ , 由公式(1)以及6个容腔容积之间的周期性变化关系可得各个容腔的容积变化曲线, 如图3所示。

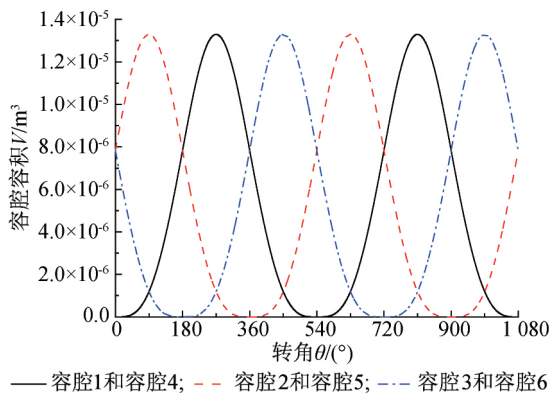


图3 各个容腔容积变化曲线

## 2.2 液动力学模型约束方程

根据2.1节分析, 将每个容腔的压力和流量相互耦合, 建立泵的模型, 其原理图如图4所示。图4中:  $Q_{in,i}$  表示容腔  $i$  的吸油流量;  $Q_{out,i}$  表示容腔  $i$  的排油流量;  $V_i$  表示容腔  $i$  的容积;  $p_i$  表示容腔  $i$  的压力,  $i \in (1, 2, \dots, 6)$ ;  $Q_1$  表示泵的输出流量;  $Q_2$  表示流过泵出口节流阀的流量;  $A_1$  表示节流阀的过流面积;  $V_7$  表示容腔7的容积;  $p_7$  表示泵出口压力(容腔7的压力);  $C_d$  表示流量系数;  $p_T$  表示回油压力( $p_T = 0$ )。

对球形叶片液压泵每个容腔列写流量连续性方

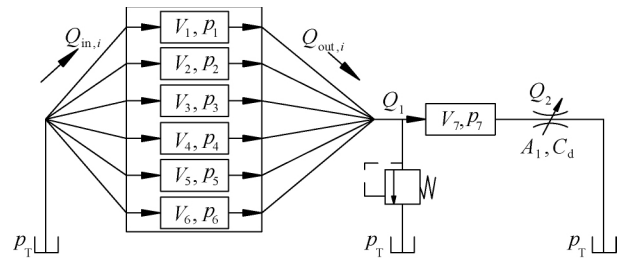


图4 球形叶片液压泵模型原理

程<sup>[11]</sup>如下:

$$Q_{in,i} - Q_{out,i} = \frac{dV_i}{dt} + \frac{V_i}{E_\beta} \cdot \frac{dp_i}{dt} \quad (2)$$

其中:  $E_\beta$  表示油液的体积弹性模量。吸排油流量为:

$$\begin{cases} Q_{in,i} = C_d A_{in,i} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_T - p_i|} \operatorname{sgn}(p_T - p_i) \\ Q_{out,i} = C_d A_{out,i} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_i - p_7|} \operatorname{sgn}(p_i - p_7) \end{cases} \quad (3)$$

其中:  $A_{in,i}$  表示容腔  $i$  的吸油口过流面积;  $A_{out,i}$  表示容腔  $i$  的排油口过流面积;  $\rho$  表示油液的密度。

为简单起见, 将泵的出口容腔7看作一段长为  $L$ 、直径为  $D$  的管道, 以节流阀来代替负载, 列写容腔7的流量连续性方程为:

$$Q_1 - Q_2 - Q_y = \frac{dV_7}{dt} + \frac{V_7}{E_\beta} \cdot \frac{dp_7}{dt} \quad (4)$$

$$Q_1 = \sum_{i=1}^6 Q_{out,i} \quad (5)$$

$$Q_2 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_7 - p_T)} \quad (6)$$

球形叶片液压泵设计的额定压力为 31.50 MPa, 为了使溢流阀对泵的压力和流量特性不产生影响, 将其溢流压力调定为 40.00 MPa, 故流过溢流阀的流量  $Q_y = 0$ 。

### 2.3 过流面积计算

球形叶片液压泵属于容积式泵的一种,在配流过程中会伴有气穴和压力冲击的产生,出现配流噪声和困油现象。为了改善泵输出油液的脉动特性,配油锥上的配流窗口采用具有一定偏置角的腰型槽结构,并在吸油窗口腰形槽和排油窗口腰形槽首尾端均设置三角槽来减小配油锥与叶片之间的压力冲击。配油锥处配流窗口分布如图5所示,从图中可以看出:叶片从 $0^\circ$ 起始角开始,传动轴顺时针旋转一个周期角,泵的各个容腔经过配流窗口时所对应的过流面积可分为容腔与入口三角形阻尼槽连通、容腔与入口圆弧段连通、容腔与等截面段连通、容腔与出口圆弧段连通和容腔与出口三角形阻尼槽连通五个阶段<sup>[12]</sup>。

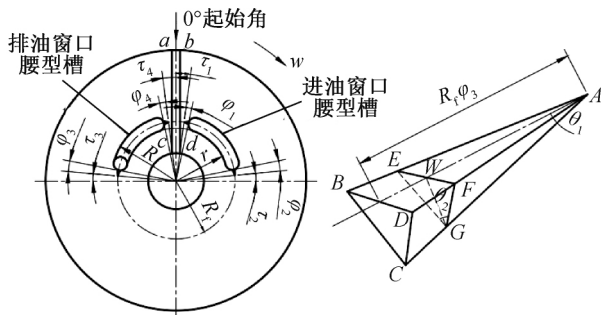


图5 配油锥处配流窗口分布

随着叶片的转动,三角槽的过流面积公式为:

$$S = (R_f \varphi_3)^2 \tan \theta_1 \tan \frac{\theta_2}{2} \quad (7)$$

各个工作容腔吸油时过流面积变化为:

$$A_{in} = f(R, r, z, t, \tau_1, \varphi_1, \tau_2, \varphi_2, H, S, \theta) \quad (8)$$

各个工作容腔排油时过流面积变化为:

$$A_{out} = f(R, r, z, t, \tau_3, \varphi_3, \tau_4, \varphi_4, H, S, \theta) \quad (9)$$

其中:  $R_f$  表示腰型槽分布圆周半径;  $\theta_1$  表示三角槽顶角;  $\theta_2$  表示三角槽截面底角;  $R$  表示腰形槽大圆周的半径;  $r$  表示腰形槽小圆周的半径;  $\tau_1$  表示吸油窗口腰型槽入口处三角槽偏置角;  $\tau_2$  表示吸油窗口腰型槽出口处三角槽偏置角;  $\varphi_1$  表示吸油窗口腰型槽入口处三角槽在其分布圆周上对应的包角;  $\varphi_2$  表示吸油窗口腰型槽出口处三角槽在其分布圆周上对应的包角;  $\tau_3$  表示排油窗口腰型槽入口处三角槽偏置角;  $\varphi_3$  表示排油窗口腰型槽入口处三角槽在其分布圆周上对应的包角;  $\tau_4$  表示排油窗口腰型槽出口处三角槽偏置角;  $\varphi_4$  表示排油窗口腰型槽出口处三角槽在其分布圆周上对应的包角;  $H$  表示排油窗口配油锥锥面侧的深度。

### 3 动态仿真结果与参数优化

#### 3.1 初始参数设置

球形叶片液压泵的主要结构参数如表1所示。通过2.3节过流面积的计算,采用Matlab/Simulink模块对球形叶片液压泵建立仿真模型进行分析。仿真所用油液的物理参数如表2所示。

表1 球形叶片液压泵主要参数

结构参数	数值
腰形槽大圆周的半径 $R/\text{mm}$	29
腰形槽小圆周的半径 $r/\text{mm}$	23
腰型槽中心线半径 $R_f/\text{mm}$	26
节流阀的孔口直径 $d/\text{mm}$	2.65
容腔7的体积 $V_7/\text{m}^3$	0.001
排油窗口配油锥锥面侧的深度 $H/\text{mm}$	6

表2 油液物理参数

油液参数	数值
油液的密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	865
油液的体积弹性模量 $E_\beta/\text{MPa}$	1000
流量系数 $C_d$	0.85

为了便于仿真分析,排油窗口腰型槽入口处三角槽的顶角为 $\theta_3$ ,截面底角为 $\theta_4$ ,其余三角槽的顶角均为 $\theta_1$ ,截面底角均为 $\theta_2$ 。三角槽各参数的初始取值设置如表3所示,以下角度设置以顺时针为正。

表3 仿真参数设置

仿真参数	初始值
吸油窗口腰型槽入口处三角槽偏置角 $\tau_1/^\circ$	12
吸油窗口腰型槽入口处三角槽包角 $\varphi_1/^\circ$	4
吸油窗口腰型槽出口处三角槽偏置角 $\tau_2/^\circ$	10
吸油窗口腰型槽出口处三角槽包角 $\varphi_2/^\circ$	2
排油窗口腰型槽入口处三角槽偏置角 $\tau_3/^\circ$	10
排油窗口腰型槽入口处三角槽包角 $\varphi_3/^\circ$	4
排油窗口腰型槽出口处三角槽偏置角 $\tau_4/^\circ$	-6
排油窗口腰型槽出口处三角槽包角 $\varphi_4/^\circ$	0
三角槽顶部开角 $\theta_1/^\circ$	30
三角槽截面底角 $\theta_2/^\circ$	60
三角槽顶部开角 $\theta_3/^\circ$	40
三角槽截面底角 $\theta_4/^\circ$	80

根据以上参数进行仿真计算,泵工作稳定时,容腔1内部两个周期的压力和流量变化如图6和图7所示,从图中可以看出:容腔1处于高压腔时存在两个压力峰值,低压腔到高压腔过渡时的压力峰值命名为 $p_v$ ,第二个压力峰值命名为 $p_h$ 。容腔1内部排油流量 $Q_{out,1}$ 正值表示排油,负值表示吸油。容腔1内部压力值 $p_v$ 出现正超调现象,表明容腔1由

低压腔向高压腔过渡时存在困油现象,极易造成压力冲击,而且伴有少量的回流流量。随着压力值  $p_v$  的降低,压力冲击减小,回流流量会增加,当压力值  $p_v$  较小时,会出现显著的回流现象。

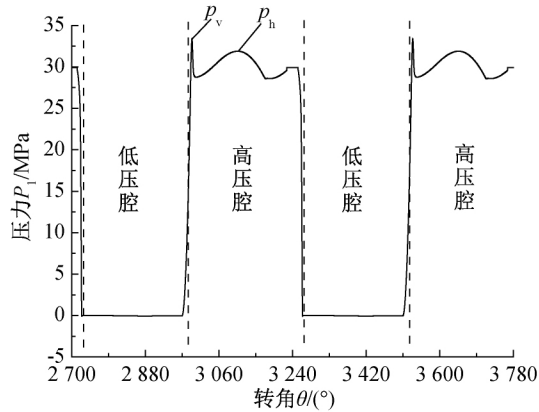


图6 容腔1内部压力曲线

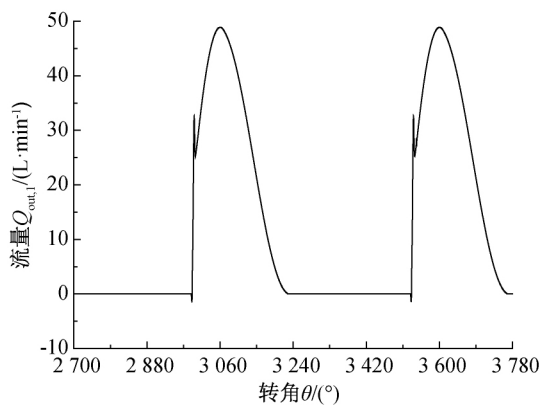


图7 容腔1内部排油流量曲线

### 3.2 正交试验法

正交试验法是研究和处理多因素试验的一种方法,它建立在数理统计规律的基础上,利用正交表来安排试验,用较少的试验次数选出有利的参数组合<sup>[13]</sup>。

球形叶片液压泵工作过程中,容腔由低压腔向高压腔过渡时存在回流和困油现象,容腔内有压力冲击,产生噪声。因此需对影响压力值  $p_v$  的排油窗口腰型槽入口处三角槽参数进行优化来减少困油现象,降低腔内的压力冲击。

排油窗口腰型槽入口处三角槽的参数包括三角槽顶角  $\theta_3$ ;三角槽截面底角  $\theta_4$ ;三角槽偏置角  $\tau_3$ ;三角槽包角  $\varphi_3$ 。利用正交试验法对其进行优化,它们各取3个水平,记为1、2、3,选用四因素三水平的正交表  $L_9(3^4)$  来安排试验,优化目标记为  $K$ ,具体正交试验方案如表4所示。

表4 正交试验方案

试验 序号	参数				
	$\theta_3$	$\theta_4$	$\tau_3$	$\varphi_3$	$K$
1	1	1	1	1	$K_1$
2	1	2	2	2	$K_2$
3	1	3	3	3	$K_3$
4	2	1	2	3	$K_4$
5	2	2	3	1	$K_5$
6	2	3	1	2	$K_6$
7	3	1	3	2	$K_7$
8	3	2	1	3	$K_8$
9	3	3	2	1	$K_9$

运用极差分析法对试验结果进行分析,极差分析见表5。表中  $K_{cj}$  为第  $c$  个因素取第  $j$  水平对应试验目标值  $K$  的平均值,极差为:

$$J_c = \max\{K_{c1}, K_{c2}, K_{c3}\} - \min\{K_{c1}, K_{c2}, K_{c3}\} \quad (10)$$

表5 极差分析

水平和 极差	参数			
	$\theta_3$	$\theta_4$	$\tau_3$	$\varphi_3$
水平1	$K_{11}$	$K_{21}$	$K_{31}$	$K_{41}$
水平2	$K_{12}$	$K_{22}$	$K_{32}$	$K_{42}$
水平3	$K_{13}$	$K_{23}$	$K_{33}$	$K_{43}$
极差值 $J$	$J_1$	$J_2$	$J_3$	$J_4$

为了使试验目标值  $K$  最小,则因素  $\theta_3$ 、因素  $\theta_4$ 、因素  $\tau_3$  和因素  $\varphi_3$  应取极差分析表中  $K_{cj}$  为最小时所对应的水平值,从而得到排油窗口腰型槽入口三角槽的最佳设计参数。同时通过对比极差值  $J$  的大小能够分析各因素对优化目标  $K$  的影响程度的大小。

仅通过一轮试验只能在初始的3个水平值中选出最优参数值,为了在参数的取值范围内选取最优参数值,采用文献[14]中的方法,正交试验的程序:假设因素  $\theta_3$  的取值范围为  $(0, 4b)$ ,那么初始的三个水平取值为  $M_{11} = b, M_{12} = 2b, M_{13} = 3b$  ( $b$  为常数)。经过第一轮试验后,因素的最优水平值  $\theta_3 = M_{1c_1}, c_1 \in \{1, 2, 3\}$ ,然后以上一轮最优的水平值为下一轮试验因素水平值的中心值,向两边同时偏移上一轮试验因素各水平值之间差值的一半作为新的三个水平值继续下一轮试验。当试验轮次足够多时,各因素将会收敛于其取值区间的一个值,实际试验中只需要使优化目标值达到一定预定范围或者极差较小时就可以认为因素已经取到最优值。

### 3.3 正交试验优化分析

由2.1节分析可知,各个容腔的吸排油是周期性变化,因此选取容腔1内部压力值为试验数据。



由于优化的参数只对压力值  $p_v$  的大小产生影响, 压力值  $p_h = 31.89 \text{ MPa}$  保持不变。因此在减少容腔内部回流量的基础上, 降低容腔内的压力冲击, 应使  $\lim(p_v - p_h) \rightarrow 0$ , 所以将压力值  $p_v$  与  $p_h$  差值的绝对值作为优化目标  $K$ ,  $K = |p_v - p_h|$ 。程序的终止条件压力误差  $\xi/\% = \frac{K}{p_h} \times 100 \leq 1.5\%$ 。

排油窗口腰型槽入口处三角槽的 4 个参数取值范围为:

$$\theta_3 = (0^\circ, 80^\circ), \theta_4 = (0^\circ, 160^\circ), \\ \tau_3 = (2^\circ, 18^\circ), \varphi_3 = (0^\circ, 8^\circ),$$

则第一轮试验各因素取值为:

$$\theta_3 = \{20^\circ, 40^\circ, 60^\circ\}, \theta_4 = \{40^\circ, 80^\circ, 120^\circ\}, \\ \tau_3 = \{6^\circ, 10^\circ, 14^\circ\}, \varphi_3 = \{2^\circ, 4^\circ, 6^\circ\}.$$

经过对第 1 轮 9 次试验的数据进行处理, 得到极差分析表如表 6 所示。

表 6 第 1 轮极差分析表

水平和极差	参数			
	$\theta_3$	$\theta_4$	$\tau_3$	$\varphi_3$
水平 1	5.6767	4.3367	2.3900	3.4333
水平 2	3.8833	3.5533	2.1900	3.7967
水平 3	3.8467	5.5167	8.8267	6.1767
极差值 $J$	1.8300	1.9633	6.6367	2.7433

根据优化目标, 可得各因素的最优参数取值为:

$$\theta_3 = 60^\circ, \theta_4 = 80^\circ, \tau_3 = 10^\circ, \varphi_3 = 2^\circ.$$

按照上述优化程序, 第 2 轮各参数的取值为

$$\theta_3 = \{50^\circ, 60^\circ, 70^\circ\}, \theta_4 = \{60^\circ, 80^\circ, 100^\circ\}, \\ \tau_3 = \{8^\circ, 10^\circ, 12^\circ\}, \varphi_3 = \{1^\circ, 2^\circ, 3^\circ\}.$$

根据优化步骤, 第 5 轮试验的极差分析表如表 7 所示。

表 7 第 5 轮极差分析表

水平和极差	参数			
	$\theta_3$	$\theta_4$	$\tau_3$	$\varphi_3$
水平 1	0.5233	0.5267	0.1500	0.4700
水平 2	0.4800	0.4733	0.4667	0.4033
水平 3	0.4100	0.4133	0.7967	0.4067
极差值 $J$	0.1133	0.1134	0.6467	0.0667

经过 5 轮试验后, 各个试验因素对应的极差值  $J$  变化如图 8 所示, 从图中可以看出: 极差值总体为下降趋势, 表明优化方向正确。进行第 2 轮试验时, 各因素的极差值下降最为显著; 第 3 轮和第 4 轮试验极差值较小, 进行到第 5 轮试验时, 极差值维持在较小值状态, 基本不再变化。

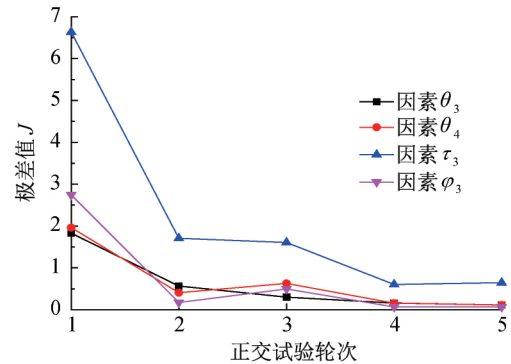


图 8 极差值变化曲线

第 5 轮试验后各因素的最优取值为:

$$\theta_3 = 53.75^\circ, \theta_4 = 87.50^\circ, \tau_3 = 11.25^\circ, \varphi_3 = 2.50^\circ.$$

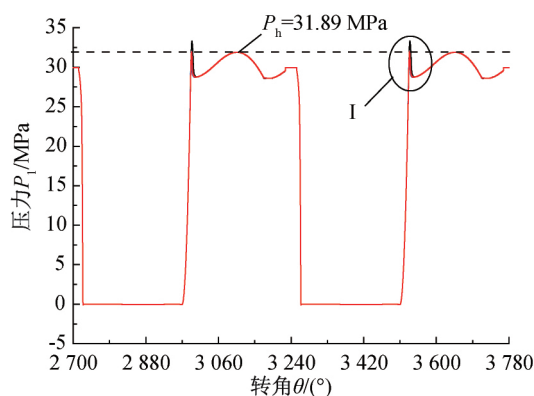
因素  $\theta_3$ 、因素  $\theta_4$ 、因素  $\tau_3$  和因素  $\varphi_3$  的三个水平值之间的差值(分别为 1.250, 2.500, 0.250 和 0.125)和各水平值对应的优化目标的平均值已足够小, 此时优化目标的误差最大值:

$$\xi_{\max}/\% = \frac{K}{p_h} \times 100 = 1.3\% < 1.5\% \quad (11)$$

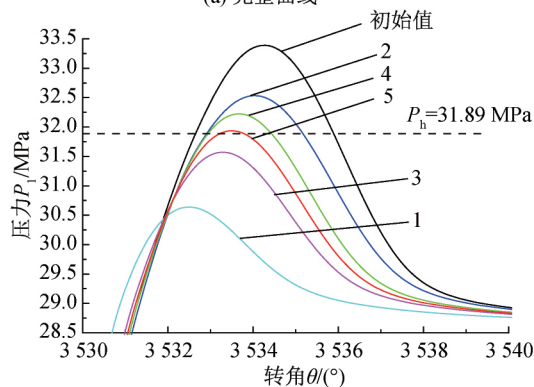
满足要求, 试验结束。

从极差分析表中可以得出各因素对优化目标的影响程度是有差异的。总体来看, 三角槽偏置角  $\tau_3$  的影响最大, 三角槽截面底角  $\theta_4$  的影响次之, 三角槽顶角  $\theta_3$  的影响再次之, 三角槽包角  $\varphi_3$  的影响最小, 所以在参数优化过程中, 三角槽偏置角  $\tau_3$  的取值尤为重要。

经过 5 轮优化试验后, 容腔 1 内部压力变化曲线如图 9 所示, 与其对应的流量变化曲线如图 10 所示, 其中图 9(b) 是图 9(a) 中标识 I 区域的放大图, 图 10(b) 是图 10(a) 中标识 II 区域的放大图。初始值曲线为参数优化前的压力、流量变化曲线, 曲线 1—5 分别为第 1 轮、第 2 轮、第 3 轮、第 4 轮和第 5 轮试验所选取因素最优水平值对应的压力变化曲线和流量变化曲线。经过前 3 轮试验, 因素最优水平值对应的容腔 1 内部压力值  $p_v$  波动较为显著, 与压力值  $p_h$  的差值在逐渐减小, 对比优化前的压力值  $p_v$  已有很大改善, 但仍有明显的回流流量; 第 4 轮和第 5 轮优化试验后, 压力值  $p_v$  为 31.94 MPa, 和  $p_h$  的差值为 0.05 MPa, 压力值  $p_v$  相较于初始值降低 1.45 MPa, 压力冲击降低; 回流流量为 2.05 L/min, 回流流量相较于初始值减少 0.89 L/min, 减少了流量脉动。

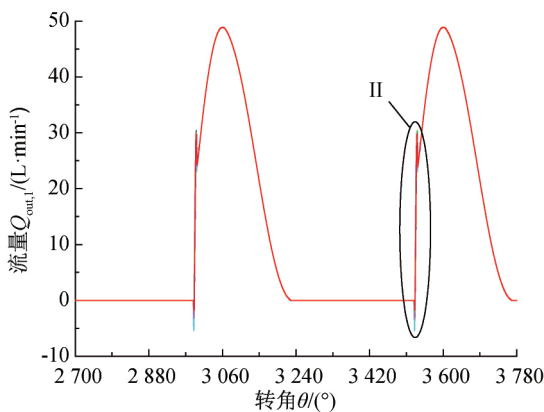


(a) 完整曲线

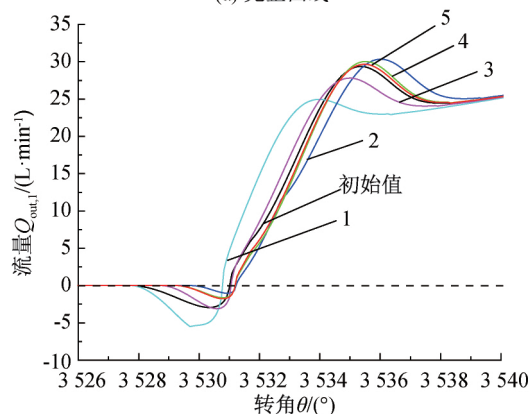


(b) 标识 I 区域的放大图

图9 压力优化曲线



(a) 完整曲线



(b) 标识 II 区域的放大图

图10 排油流量优化曲线

## 4 结 语

本文通过对球形叶片液压泵吸排油变化规律的分析,建立整泵的动态特性仿真模型,对影响流量和压力特性的参数进行优化,进一步提升了泵的工作性能。

a) 由于球形叶片液压泵结构的对称性,斜盘两侧可分为中心对称的6个吸排油容腔。泵工作时,各个容腔之间的吸排油过程以 $\pi$ 为相位差周期性变化。

b) 利用 Matlab/Simulink 平台建立球形叶片液压泵的动态特性仿真模型,并采用正交试验法对排油窗口腰型槽入口处三角槽参数进行优化分析,由极差值得到三角槽偏置角 $\tau_3$ 的取值对容腔内部压力值 $p_v$ 与 $p_h$ 差值的绝对值的影响最大,三角槽截面底角 $\theta_4$ 的影响次之,三角槽顶角 $\theta_3$ 的影响再次之,三角槽包角 $\varphi_3$ 的影响最小。当 $\theta_3=53.75^\circ$ , $\theta_4=87.50^\circ$ , $\tau_3=11.25^\circ$ , $\varphi_3=2.50^\circ$ 时,高低压腔过渡时的压力峰值为31.94 MPa,回流流量为2.05 L/min;相较于参数初始取值,压力值 $p_v$ 降低1.45 MPa,回流流量减少0.89 L/min,容腔内的压力冲击和回流现象均有改善,从而有效降低了泵的噪声。

本文运用数值模拟的方法对球形叶片液压泵的动态特性进行了分析优化,但是缺少一定的实验验证,希望在后期的研究中,加工出泵的样机,通过实验测试与仿真结果作对比,验证数值模拟的准确性,并对样机的真实性能作进一步优化提升。

## 参考文献:

- [1] 李小军. 双作用叶片泵的内部结构对流量脉及其噪声的影响分析[D]. 兰州理工大学, 2016:2-6.
- [2] 刘巧燕, 闻德生, 高俊峰. 双定子力平衡轴向柱塞泵及其流量波动性分析[J]. 中国机械工程, 2017, 28(2): 228-232.
- [3] 高彦军, 谷立臣, 焦龙飞. 油液特性对柱塞泵流量脉动影响的仿真分析[J]. 中国机械工程, 2017, 28(11): 1333-1338.
- [4] Xu B, Song Y C, Yang H Y. Pre-compression volume on flow ripple reduction of a piston pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(6): 1259-1266.
- [5] 阳宝元, 詹俊. 新型双作用叶片泵定子曲线的设计[J]. 液压气动与密封, 2017, 37(10): 26-28.
- [6] 李少年, 魏列江, 冀宏, 等. 改进定子曲线对高压子母叶片泵特性的影响[J]. 农业机械学报, 2012, 43(1): 219-223.
- [7] 刘巍, 王世明. 低噪声叶片泵阻尼槽结构的优化设计[J]. 液压气动与密封, 2018, 38(3): 36-39.



- [8] Ye S G, Zhang J H, Xu B. Noise reduction of an axial piston pump by valve plate optimization[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2018, 31(1): 57.
- [9] 俞亚新, 姜建雨, 金波, 等. 球形叶片液压泵流量特性[J]. 中国机械工程, 2018, 29(8): 930-936.
- [10] 姜建雨. 球形叶片液压泵流量特性研究及结构设计[D]. 杭州: 浙江理工大学, 2018: 10-49.
- [11] 张晓刚, 闫政, 权龙, 等. 双排油轴向柱塞泵配流特性理论分析与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(6): 373-380.
- [12] 马吉恩. 轴向柱塞泵流量脉动及配流盘优化设计研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2009: 23-41.
- [13] 陈魁. 实验设计与分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2015: 21-36.
- [14] 金波, 朱世强, 张光琼, 等. 用正交试验法整定 PID 控制器参数[J]. 中国机械工程, 2000, 11(6): 682-683.

(责任编辑:康 锋)