

# 轴向柱塞泵孔槽结合配流方式多目标驱动正向设计\*

徐兵 张军辉 杨华勇 叶绍干

(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

**摘要:** 基于配流盘过渡区优化的传统轴向柱塞泵降噪方法是在过渡区配流结构已知的前提下进行反向参数优化, 缺少普遍性的指导意义。首先对轴向柱塞泵流体噪声和结构噪声激振源形成机理进行分析; 在此基础上以消除柱塞腔压力冲击和控制柱塞腔流量倒灌峰值及分布位置为设计目标, 提出开式轴向柱塞泵孔槽结合配流方式正向设计理论; 采用轴向柱塞泵流动特性仿真模型, 对此设计理论设计的配流盘的降噪效果进行分析, 仿真结果表明可以显著降低轴向柱塞泵出口流量脉动幅值, 基本消除柱塞腔压力冲击。由于此设计方法是基于目标驱动的, 可以指导不同型号国产轴向柱塞泵配流盘的设计。

**关键词:** 轴向柱塞泵 减振降噪 流量脉动 配流盘 正向设计

**中图分类号:** TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)07-0279-07

## Multi-objective Drive Forward Design with Damping Orifice and Groove for Axial Piston Pump

Xu Bing Zhang Junhui Yang Huayong Ye Shaogan

(The State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

**Abstract:** Traditional noise reduction method for axial piston pump by optimizing the transition area in the valve plate is based on specific structural parameters, which is of less meaning for valve plate design. The formation mechanism of the noise excitation sources of hydraulic noise and structural noise for axial piston pump was discussed. Then, aiming at elimination of the pressure overshoot in piston chamber, and control of the peak value and position of backflow into piston chamber, a forward design theory of distribution method with damping orifice and damping groove for axial piston pump was proposed. Finally, a valve plate was designed based on this design theory. The noise reduction effect of this valve plate was analyzed. Results showed that the application of this design method could reduce the flow ripple amplitude apparently and the pressure overshoot could be almost eliminated. Because the structure of the damping groove was not appointed, this design theory can be used in the valve-plate design of different domestic axial piston pumps.

**Key words:** Axial piston pump Noise reduction Flow ripple Valve plate Forward design

### 引言

配流盘是轴向柱塞泵关键零部件之一, 配流盘的主要结构包括内外密封带、吸排油腰型槽及过渡区结构。内外密封带的油膜决定配流盘的承载能力及摩擦磨损性能; 柱塞与低压吸油腰型槽和高压排

油腰型槽交替接通, 形成轴向柱塞泵的吸排油过程, 而过渡区结构影响柱塞腔的压力冲击及轴向柱塞泵的出口流量脉动, 从而决定轴向柱塞泵的噪声等级<sup>[1-2]</sup>。

随着轴向柱塞泵噪声等级要求的日益严格, 国内外研究机构在轴向柱塞泵配流方式优化设计方面

收稿日期: 2012-06-25 修回日期: 2012-09-05

\* 国家自然科学基金资助项目(51075360)、“十二五”国家科技支撑计划资助项目(2011BAF09B03)和高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20090101110041)

作者简介: 徐兵, 教授, 博士生导师, 主要从事机电液控制及流体动力元件与系统研究, E-mail: bxu@zju.edu.cn

开展了大量研究<sup>[3-5]</sup>,而不同的轴向柱塞泵产品的配流盘过渡区结构之间也存在较大差异,国内的轴向柱塞泵企业停留在仿制阶段,缺乏配流盘设计相关的设计手段。国内学者对于基于配流盘过渡区结构优化设计的轴向柱塞泵降噪技术进行了相关研究<sup>[6-10]</sup>,但是大部分研究是在配流盘过渡区结构形式已知的前提下进行的反向参数优化验证(如三角槽深度角、宽度角等),通用性较差,不能建立完整的轴向柱塞泵配流方式设计方法。

本文在对轴向柱塞泵噪声激振源产生机理深入分析的基础上,提出完整的轴向柱塞泵配流盘腰型槽及过渡区设计方法,并对某型号轴向柱塞泵产品配流盘的配流结构进行设计,对所提出的孔槽结合配流方式设计方法的降噪效果进行验证分析,为国产轴向柱塞泵配流盘设计提供有效的设计依据和手段。

## 1 轴向柱塞泵噪声机理研究

轴向柱塞泵的噪声分为流体噪声和结构噪声,流体噪声的激振源主要是出口流量脉动,泵源流量脉动在负载阻抗作用下转化为系统压力脉动,引起柱塞泵及下游液压元件如油管、液压阀、油缸等元件振动,产生噪声辐射,此外在吸空等非正常工况下,轴向柱塞泵内的局部位置气泡破裂产生的气穴噪声通常也被归类为流体噪声。结构噪声的激振源主要是柱塞腔内吸排油过程中产生的压力冲击,压力冲击引起的振动经由斜盘、主轴、轴承等向外传递至壳体 and 端盖,产生噪声辐射<sup>[11]</sup>。

为了研究轴向柱塞泵配流盘结构对其噪声等级的影响,本课题建立了轴向柱塞泵流动特性仿真模型,并建立轴向柱塞泵出口流量脉动和柱塞腔压力冲击测试试验台,试验结果和仿真结果的对比分析表明此理论仿真模型具有较好的仿真精度,可以用于指导轴向柱塞泵配流方式研究<sup>[12]</sup>。

根据所建立的轴向柱塞泵流动特性仿真模型,对轴向柱塞泵出口流量脉动及柱塞腔压力冲击形成机理进行分析。图1、2为某型号排量为71 mL/r的

轴向柱塞泵在20 MPa工作压力、1 500 r/min工作转速及12°斜盘倾角下的仿真结果。

图1为轴向柱塞泵出口流量脉动与单柱塞腔流量变化关系图,图中点划线为单个柱塞腔与排油腰型槽之间的流量,正值表示油液从柱塞腔进入排油腰型槽,负值表示油液从排油腰型槽倒灌进入柱塞腔,图中实线为轴向柱塞泵实际出口流量,虚线为消除从排油腰型槽到柱塞腔的流量倒灌之后的柱塞腔流量合流曲线。对比可知,从排油腰型槽到柱塞腔的流量倒灌的峰值和峰值分布位置决定轴向柱塞泵出口流量的最小值,从而显著影响泵出口流量脉动幅值。因此,为了降低轴向柱塞泵流体噪声激振源,需要降低从排油腰型槽到柱塞腔的流量倒灌峰值,并优化峰值分布位置。

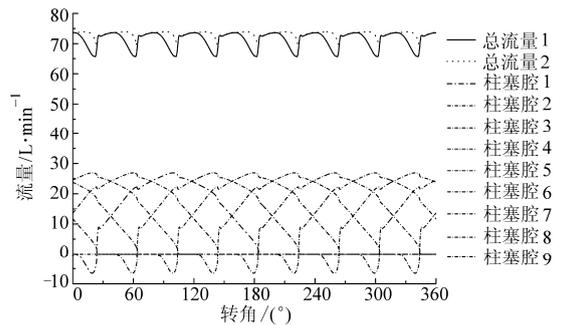


图1 轴向柱塞泵出口流量曲线

Fig. 1 Flow ripple of axial piston pump

柱塞腔压力在一个周期内的变化情况如图2a所示,图中以轴向柱塞泵的外死点为起点,柱塞腔压力在排油高压和吸油低压之间周期性变化。由于泵出口压力存在脉动,柱塞腔在高压排油区会存在一定的压力波动,此压力波动幅值由轴向柱塞泵出口的负载阻抗决定。柱塞腔在进入实际的吸油和排油阶段之前,首先要实现柱塞腔压力的过渡,如果配流盘过渡区设计不合理,柱塞腔内可能发生压力的正负超调各两次。在吸油阶段初期和末期,如果柱塞腔通流面积太小,则吸油过程的压降较大,柱塞腔内将产生压力负超调,严重时发生局部吸空现象,如图2b和图2c所示。在排油阶段初期和末期,如果柱塞腔通流面积太小,则发生压力正超调,产生远大

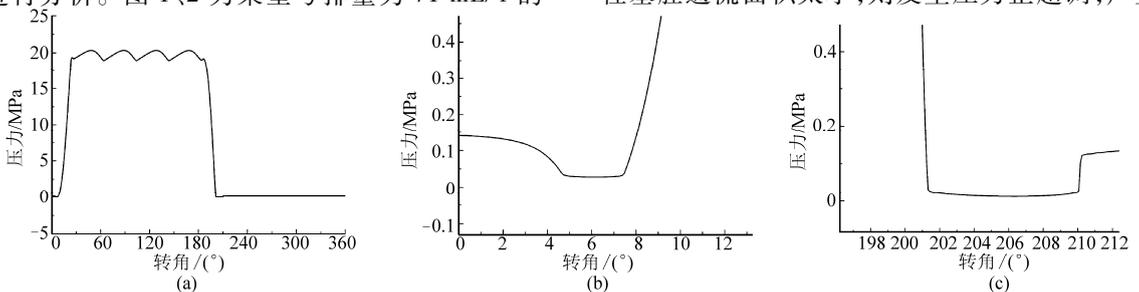


图2 柱塞腔压力变化曲线

Fig. 2 Pressure variation in piston chamber

于负载压力的瞬时高压,影响零部件结构强度。为了降低轴向柱塞泵结构噪声激振源强度和气穴噪声,也要求对配流盘过渡区进行优化设计,消除柱塞腔在过渡区的压力冲击现象。

综上所述,轴向柱塞泵减振降噪的关键在于配流盘过渡区的设计,通过降低柱塞腔的流量倒灌和压力超调,达到降低柱塞泵流体噪声和结构噪声激振源强度的目的。

## 2 孔槽结合配流方式设计

此设计方法是在已知柱塞孔直径、柱塞腔出口分布半径及轴向柱塞泵工作参数的前提下,以降低柱塞腔流量倒灌和压力冲击为设计目标,对开放式轴向柱塞泵的配流盘腰型槽及过渡区结构参数进行设计。基于孔槽结合配流方式的配流盘示意图如图3所示,除了2个腰型槽之外,外死点过渡区的配流结构包括2个阻尼孔和1个阻尼槽,2个阻尼孔与排油腰型槽接通;内死点过渡区的配流结构包括阻尼孔和阻尼槽各1个,阻尼孔直接与壳体腔接通;图中的阻尼槽是泛指,并不限定为三角槽。

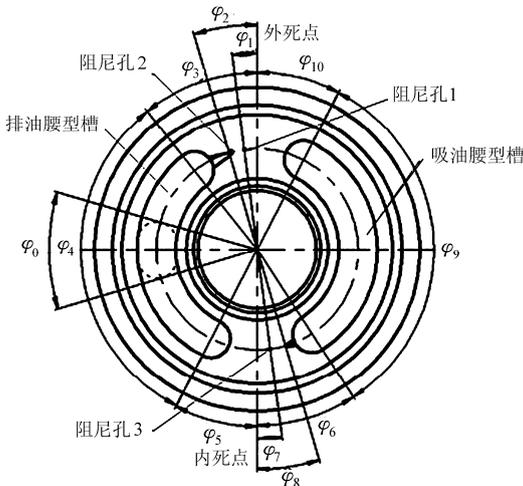


图3 孔槽结合配流盘示意图

Fig. 3 Schematic of valve plate with damping orifices and grooves

### 2.1 腰型槽设计

柱塞随着缸体旋转与腰型槽接通,根据最小压降原则,腰型槽的宽度和分布半径等于柱塞腔出口的宽度和分布半径。柱塞腔最大通流面积由其出口面积决定,柱塞腔的出口面积由包角 $\varphi_0$ 和宽度 $2R_v$ 决定,其中包角 $\varphi_0$ 满足

$$\varphi_0 = 2\arctan\left(\frac{R_p}{R_0}\right) \quad (1)$$

式中  $R_p$ ——柱塞孔半径

$R_0$ ——柱塞腔出口截面的分布半径

当柱塞腔出口完全与腰型槽接通时,如果柱塞

轴向运动速度最大时,配流过程的压损小于 $\Delta p$ ,则在柱塞腔处于最大通流面积的吸排油过程中的压损都小于 $\Delta p$ ,根据经验此最大压损取0.01 MPa。在忽略柱塞腔泄漏量的前提下,对于圆柱形缸体,柱塞腔的瞬时流量满足

$$CA_m \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \frac{dV_f}{dt} = \pi\omega_m R_p^2 R_c \tan\beta \sin\left(\frac{\pi}{2}\right) \quad (2)$$

其中  $A_m = 2R_0 R_v \left[ \varphi_0 - 4\arcsin\left(\frac{R_v}{2R_0}\right) \right] + \pi R_v^2$

式中  $C$ ——流量系数

$A_m$ ——柱塞腔最大通流面积

$\rho$ ——油液密度

$V_f$ ——柱塞腔瞬时体积

$\omega_m$ ——柱塞泵主轴最大转动角速度

$R_c$ ——柱塞孔分布半径

$\beta$ ——斜盘倾角

在柱塞腔尺寸已知时,根据式(2)可知,吸排油腰型槽的宽度主要由轴向柱塞泵的工作转速决定,因此应该选择最大工作转速为设计依据。

### 2.2 外死点过渡区设计

柱塞腔在外死点过渡区完成从吸油到排油的过渡,在柱塞腔完全与吸油腰型槽脱离时,如果柱塞腔正好运行到速度为零的外死点,则既可以避免柱塞腔由于闭死膨胀而造成压力迅速降低,又可以避免柱塞腔进入排油行程时仍与吸油腰型槽接通,前者可以避免柱塞腔内产生吸空现象,后者可以减小柱塞泵的内泄漏损失,因此吸油腰型槽包角满足

$$\varphi_{10} = \frac{\varphi_0}{2} + 2\arcsin\left(\frac{R_v}{2R_0}\right) \quad (3)$$

在吸油阶段末期,柱塞腔和吸油腰型槽之间的通流面积为橄榄球形状,则通流面积 $A$ 的计算公式为

$$A = (\gamma R_0 - 2R_v) \sqrt{\gamma R_0 R_v - \frac{(R_0 \gamma)^2}{4}} + \pi R_v^2 + 2R_v^2 \arcsin\left(\frac{R_0 \gamma - 2R_v}{2R_v}\right) \quad (4)$$

其中  $\gamma = 4\arcsin\left(\frac{R_v}{2R_0}\right) - (\varphi - \varepsilon)$

$$\varepsilon = \varphi_{10} + \frac{1}{2} \left[ \varphi_0 - 4\arcsin\left(\frac{R_v}{2R_0}\right) \right]$$

式中  $\varphi$ ——柱塞腔以外死点为起点逆时针转过的角度

$\varepsilon$ ——柱塞腔出口与吸油腰型槽末端正好组成圆形通流面积时,柱塞腔转过角度

$\gamma$ ——橄榄球形通流面积的包角

假设当柱塞腔转过角度 $\varphi_{k1}$ 时,柱塞腔内的压力

即将小于柱塞腔内最小允许压力  $p_m$ , 进一步降低则柱塞腔内将发生吸空现象, 则此时柱塞腔需要通过阻尼孔 1 与排油腰型槽的高压油接通, 通过少量的倒灌高压油消除柱塞轴向运动造成的柱塞腔压力进一步降低, 因此阻尼孔 1 的位置满足

$$CA(\varphi_{k1}) \sqrt{\frac{2(p_s - p_m)}{\rho}} = \pi \omega R_p^2 R_c \tan \beta \sin \varphi_{k1} \quad (5)$$

其中  $\varphi_1 = \varphi_{k1} + \frac{\varphi_0}{2} - 2\pi$

式中  $p_s$ ——吸油腰型槽压力

通过阻尼孔 1 流入柱塞腔的高压油液流量由排油腰型槽压力  $p_d$  和阻尼孔 1 的直径  $d_{k1}$  决定, 阻尼孔 1 为细长孔形式, 为了减少变量, 这里仍采用薄壁小孔计算公式, 在后文计算柱塞腔压力变化时采用细长孔流量计算公式, 则阻尼孔 1 直径  $d_{k1}$  满足

$$C \frac{\pi d_{k1}^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_d - p_m)}{\rho}} = -\pi \omega R_p^2 R_c \tan \beta \sin \varphi - CA(\varphi) \sqrt{\frac{2(p_s - p_m)}{\rho}} \quad (\varphi_{k1} < \varphi < 2\pi) \quad (6)$$

根据式(6)求得阻尼孔 1 直径  $d_{k1}$  和转角  $\varphi$  的函数关系, 为了满足柱塞腔在整个吸油阶段末期都不发生吸空现象, 则阻尼孔 1 的半径应取  $d_{k1}(\varphi)$  的最大值。

由式(5)和(6)可知, 在柱塞腔几何参数确定的前提下, 阻尼孔 1 的位置主要是由轴向柱塞泵的工作转速决定, 转速越大, 则阻尼孔 1 的位置越靠近吸油腰型槽, 为了保证柱塞腔在整个转速范围内都不发生吸空现象, 应选择轴向柱塞泵额定转速为设计依据; 阻尼孔 1 的直径由负载压力决定, 负载压力越大, 则阻尼孔 1 的直径越小, 因此应选取轴向柱塞泵最常用负载等级最小值作为设计依据, 如果选择额定压力作为设计依据, 则当轴向柱塞泵工作在低压工况下, 由于通过阻尼孔 1 的流量不足, 柱塞腔将有可能发生吸空现象, 因此求得的阻尼孔 1 的直径需要乘以大于 1 的扩大系数。

柱塞腔经过外死点之后进入预升压阶段, 在柱塞轴向运动的体积压缩和从排油腰型槽到柱塞腔的流量倒灌共同作用下, 柱塞腔完成从吸油低压到排油高压的过渡, 因此图 3 中的角度  $\varphi_2$  满足

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_0}{2} \quad (7)$$

假设柱塞轴向运动和流量倒灌的预升压效应先后单独进行, 且由柱塞轴向运动产生的预升压效果占柱塞腔总预升压的  $1/m$ , 则根据油液弹性模量计算公式可得

$$\frac{p_d}{m} - p_s = -K_e \ln \left( \frac{V_f(\theta_1)}{V_f(0)} \right) \quad (8)$$

式中  $K_e$ ——油液弹性模量

$\theta_1$ ——柱塞腔完成预升压转过的角度

根据式(8)求得预压缩角  $\theta_1$ , 则排油腰型槽包角满足

$$\varphi_3 = \theta_1 + \frac{\varphi_0}{2} + 2 \arcsin \left( \frac{R_v}{2R_0} \right) \quad (9)$$

假设在流量倒灌过程中排油腰型槽的压力不变, 则为了实现柱塞腔剩余部分的预升压, 从排油腰型槽到柱塞腔的流量倒灌总量  $\Delta V$  满足

$$p_d - \frac{p_d}{m} = -K_e \ln \left( \frac{V_f(\theta_1) - \Delta V}{V_f(\theta_1)} \right) \quad (10)$$

关于流量脉动形成机理分析指出, 减小从排油腰型槽到柱塞腔的流量倒灌峰值可以降低轴向柱塞泵出口流量脉动幅值, 最简单的方法是使总倒灌流量在  $\theta_1$  角度范围内平均分布, 忽略柱塞腔泄流量, 则柱塞腔的压力  $p$  满足

$$\begin{cases} \frac{dp}{d\varphi} = \frac{K_e}{V_p} \left( \frac{\Delta V}{\varphi_1} + \frac{dV_p}{d\varphi} \right) \\ p(0) = p_s \\ p(\theta_1) = p_d \end{cases} \quad (11)$$

式中  $V_p$ ——柱塞腔容积

在满足积分边界的条件下, 根据式(11)可以求出柱塞腔在预升压过程中的压力变化情况, 根据此压力  $p$  可以求得阻尼槽的通流面积  $A_h$  满足

$$\frac{\Delta V \omega}{\varphi_1} = CA_h \sqrt{\frac{2(p_d - p(\varphi))}{\rho}} + \frac{1}{C_e} \frac{\pi d_{k1}^4}{128\mu l} (p_d - p(\varphi)) \quad (12)$$

式中  $C_e$ ——压力流量系数

$\mu$ ——油液粘度

$A_h$ ——预升压阻尼槽通流面积

$l$ ——阻尼孔 1 的长度, 近似为配流盘厚度

关于流量脉动形成机理分析指出, 从排油腰型槽到柱塞腔的流量倒灌峰值的分布位置也会影响轴向柱塞泵出口流量脉动幅值, 从图 1 可知, 此倒灌峰值相位提前有利于降低流量脉动幅值, 为此在阻尼槽始端加工阻尼孔 2, 由于预升压过程中, 排油腰型槽和柱塞腔之间的压力差逐渐降低, 则通过阻尼孔 2 的倒灌流量呈递减趋势, 因此柱塞腔的总倒灌流量变化呈现递减趋势, 流量倒灌峰值在最前端, 其中阻尼孔 2 的半径  $d_{k2}$  满足

$$\frac{\pi d_{k2}^2}{4} = A_h(0) \quad (13)$$

根据式(8)~(13)可知, 预升压阻尼槽的包角和通流面积由轴向柱塞泵负载压力和工作转速共同

决定,随着负载压力和工作转速升高,阻尼槽的包角和通流面积增大。如果选择额定压力和额定转速作为设计依据,则当轴向柱塞泵工作低压和低转速工况时,柱塞腔压力将过升压,产生大于负载压力的瞬时压力,但是由于此压力峰值不会大于泵的额定压力,因此不会影响零部件强度;如果选择其他低压低转速作为设计依据,则在高压高转速工况下,柱塞腔将由于预升压不足,而产生较大的流量倒灌峰值,因此以额定转速和额定压力为设计依据是最佳选择。

### 2.3 内死点过渡区设计

在内死点过渡区,柱塞腔压力完成从排油高压到吸油低压的过渡,与外死点过渡区设计方法基本相同。

在排油阶段末期,柱塞腔与阻尼孔3接通,防止柱塞腔内出现压力正超调,阻尼孔3的位置和直径与阻尼孔1的设计方法相同,此处的 $\Delta p$ 为最大允许正超调量,阻尼孔3的设计依据为轴向柱塞泵的额定压力和额定转速。

预降压阻尼槽的通流面积保证从柱塞腔到吸油腰型槽的流量倒灌幅值恒定,与预升压阻尼槽设计方法相同,由于不需要控制从柱塞腔到吸油腰型槽的流量倒灌峰值的位置,因此内死点过渡区只需要1个阻尼孔。如果选用额定压力和额定转速为设计依据,当轴向柱塞泵工作在低压低转速工况时,柱塞腔提前完成预降压,则在吸油阶段初期,柱塞腔通过阻尼槽进行吸油,由于阻尼槽通流面积太小,柱塞腔将可能发生吸空现象,因此预降压阻尼槽的设计应该以轴向柱塞泵最常用工况为设计依据,争取达到降低流量倒灌峰值和防止吸空的综合优化。

上述孔槽结合配流方式设计方法主要用于开式轴向柱塞泵配流盘设计,对于闭式轴向柱塞泵,由阻尼槽的功能随着吸油腰型槽和排油腰型槽的互换而改变,需要在后续工作中进行进一步针对性深入研究。另外对于柱塞轴向运动产生的压力过渡占柱塞腔压力过渡的最佳比例,也需要在实际设计中进行优化选择。

## 3 设计实例及降噪效果分析

### 3.1 配流盘设计实例

根据上述孔槽结合配流盘设计理论,对某型号最大排量为112 mL/r的轴向柱塞泵配流盘的配流结构进行设计。主要设计依据和设计结果如表1所示,而柱塞腔在1个周期内的通流面积变化如图4所示。在设计过程中,选择由柱塞轴向运动产生的预升压效果占柱塞腔预升压一半,即 $m=2$ ,在加工过程中需要对部分设计结果进行圆整处理。

根据设计结果可知,预升压角大于预降压角,这是由于外死点时柱塞处于最大外伸,柱塞腔容积最大,而内死点时柱塞腔容积最小,所以实现同样的压力差过渡,预升压过程所需要的柱塞轴向运动和流量倒灌量略多。

表1 配流盘设计主要参数

Tab.1 Main parameters of valve plate design

参数	数值
负载压力 $p_d$ /MPa	28
吸油压力 $p_s$ /MPa	0.1
最小压力 $p_m$ /MPa	0.04
额定工作转速 $n/r \cdot \text{min}^{-1}$	2 200
最高转速 $n_{\text{max}}/r \cdot \text{min}^{-1}$	2 360
最大斜盘倾角 $\beta/(\circ)$	16
柱塞半径 $R_p$ /mm	12
柱塞分布半径 $R_c$ /mm	47.5
腰型槽分布半径 $R_0$ /mm	34.1
柱塞腔最小容积 $V_{\text{pmin}}/\text{cm}^3$	3.728
阻尼孔长度 $l$ /mm	8.75
流量系数 $C$	0.73
角度 $\varphi_1/(\circ)$	7.40
角度 $\varphi_2/(\circ)$	16.35
角度 $\varphi_3/(\circ)$	38.52
角度 $\varphi_5/(\circ)$	27.29
角度 $\varphi_6/(\circ)$	7.40
角度 $\varphi_7/(\circ)$	16.35
角度 $\varphi_8/(\circ)$	32.80
角度 $\varphi_{10}/(\circ)$	27.29
阻尼孔1直径 $d_{k1}$ /mm	0.44
阻尼孔2直径 $d_{k2}$ /mm	1.00
阻尼孔3直径 $d_{k3}$ /mm	0.44
腰型槽宽度 $R_r$ /mm	3.2

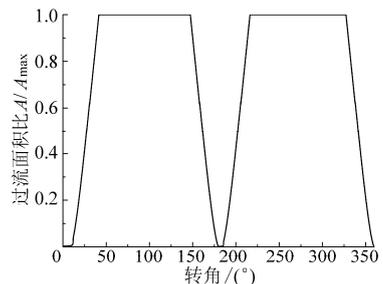


图4 柱塞腔过流面积变化曲线

Fig.4 Flow area variation of piston chamber

### 3.2 降噪效果分析

利用建立的轴向柱塞泵流动特性仿真模型,对设计的配流盘降噪效果进行分析,此型号轴向柱塞泵的原配流盘过渡区也是孔槽结合配流方式,模型中负载压力为25 MPa,工作转速为1 500 r/min,斜盘倾角为 $12^\circ$ 。

图5为不同配流盘方案对应的排油腰型槽和柱塞腔之间的流量变化,对比可知,采用孔槽结合配流

方式设计方法设计的配流盘对应的流量倒灌峰值小于原配流盘对应的流量倒灌峰值,而且由于对流量倒灌的峰值及峰值位置进行控制,新设计的配流盘对应的流量倒灌幅值呈现递减趋势,峰值位置提前。根据流量脉动形成机理,新设计的配流盘对应的轴向柱塞泵出口流量脉动将明显降低。

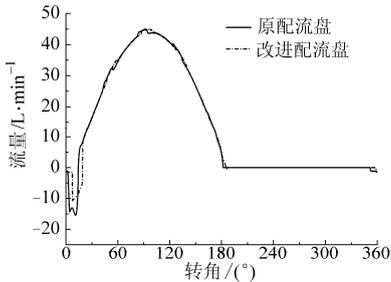


图5 流量倒灌对比曲线

Fig. 5 Comparison of backflow

此型号柱塞泵原配流盘和新设计配流盘对应的流量脉动对比如图6所示,从图中可知,新设计的配流盘结构使轴向柱塞泵出口流量最小值增加了2.72 L/min,流量脉动幅值降低1.89 L/min,流量脉动率降低1.75个百分点,因此与原配流盘相比,根据孔槽结合配流方式设计方法设计的配流盘结构降低流量脉动的效果更加显著。原配流盘阻尼槽结构为经过优化设计的三角槽,而新设计的配流盘阻尼

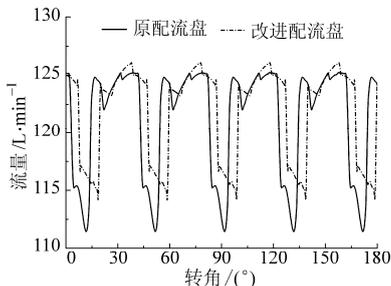
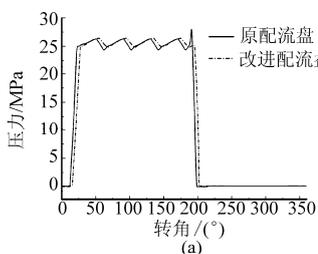
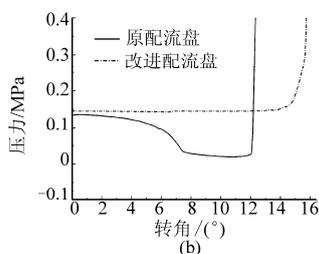


图6 流量脉动对比曲线

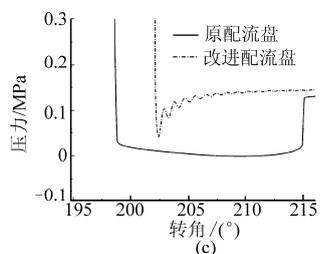
Fig. 6 Comparison of flow ripple



(a)



(b)



(c)

图7 柱塞腔压力变化对比曲线

Fig. 7 Comparison of pressure variations in piston chamber

## 4 结论

(1) 采用轴向柱塞泵流动特性仿真模型分析噪声激振源形成机理,指出从排油腰型槽到柱塞腔的流量倒灌峰值及分布位置是决定泵出口流量脉动幅

槽只是一组通流面积,实际加工中需要采用三角槽、U形槽或者组合型阻尼槽来拟合实现,通流面积必然存在一定差异,因此根据设计方案加工的配流盘其实际降低流量脉动的效果将略小于表2中所示结果。

表2 流量脉动对比

Tab. 2 Comparison of flow ripple

型式	最大	最小	流量脉动	流量脉
	流量 $Q_{\max}$	流量 $Q_{\min}$	幅值 $\Delta Q$	动率 $\eta$
	$/L \cdot \min^{-1}$	$/L \cdot \min^{-1}$	$/L \cdot \min^{-1}$	$/\%$
原配流盘	125.25	111.44	13.81	11.67
改进配流盘	126.08	114.16	11.92	9.92

不同配流盘方案对应的柱塞腔压力对比如图7所示,从图中可知,原配流盘结构对应的柱塞腔压力在过渡区有明显的两次压力负超调和一次压力正超调现象,压力负超调处,柱塞腔将发生吸空现象,引起轴向柱塞泵的气穴气蚀,压力正超调处产生远大于负载压力的瞬时压力。而采用新设计的配流盘结构,柱塞腔压力在过渡区基本不存在压力超调,在吸油阶段初期柱塞腔压力略有降低,这一方面是由于设计理论中忽略了泄漏量等因素造成的设计误差,另一方面是由于设计工作参数和仿真工作参数略有不同,但是总体上,此孔槽结合配流方式设计方法有助于降低轴向柱塞泵气穴噪声和结构噪声激振源强度。

综上,此孔槽结合配流方式设计方法可以显著降低轴向柱塞泵出口流量脉动,基本消除柱塞腔正负压力冲击,噪声激振源幅值的降低,将有利于轴向柱塞泵噪声等级降低。而且由于此设计方案没有限定阻尼槽结构形式,可以采用不同的阻尼槽结构实现对最优通流面积的拟合,因此具有普遍的指导意义。

值的重要因素,而通流面积变化率与柱塞轴向运动速度变化率不匹配是造成柱塞腔压力冲击的根本原因。

(2) 以消除柱塞腔压力冲击和控制柱塞腔流量倒灌峰值变化趋势为设计目标,提出具有普遍指导

意义的开式轴向柱塞泵孔槽结合的配流方式设计方法,对配流盘腰型槽及过渡区进行设计,并指出最佳设计依据。分析表明,此设计方法可以显著降低轴

向柱塞泵出口流量脉动幅值,并基本消除柱塞腔压力正负超调现象,具有较好的降噪效果。

#### 参 考 文 献

- 1 Ivantysynova J, Ivantysynova M. Hydrostatic pumps and motors [M]. Inadia: Akademia Books International, 2001: 346 ~ 425.
- 2 翟培祥. 斜盘式轴向柱塞泵[M]. 北京:煤炭工业出版社, 1978.
- 3 Seeniraj G K, Ivantysynova M. Noise reduction in axial piston pump machines based on multi-parameter optimization [C] // Proceedings of 4th FPNI-PhD Symposium, Sarasota, 2006: 235 ~ 246.
- 4 Nafz T, Murrenhoff H, Rudik R. Active systems for noise reduction and efficiency improvement of axial piston pumps [C] // Proceeding of Fluid Power and Motion Control, Bath, UK:PTMC, 2008: 327 ~ 340.
- 5 Johansson A. Design principles for noise reduction in hydraulic piston pumps-simulation, optimization and experimental verification [D]. Sweden: Linköping University, 2005.
- 6 那成烈. 轴向柱塞泵可压缩流体配流原理[M]. 北京:兵器工业出版社, 2003.
- 7 那成烈, 叶敏, 孙洪余. 轴向柱塞泵减振孔和减振槽的计算与特性分析[J]. 甘肃工业大学学报, 1988, 14(1): 9 ~ 19.  
Na Chenglie, Ye Min, Sun Qiyu. Calculation and performance analysis of damping orifice and damping channels of axial piston pump[J]. Journal of Gansu University of Technology, 1988, 14(1): 9 ~ 19. (in Chinese)
- 8 余经洪, 陈兆能, 陆元章. 液压柱塞泵配流过程的理论模型及参数辨识[J]. 上海交通大学学报, 1992, 26(4): 29 ~ 33.  
Yu Jinghong, Chen Zhaoneng, Lu Yuanzhang. An analytical model of fluid distribution process of hydraulic piston pumps and its parameter identification[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1992, 26(4): 29 ~ 33. (in Chinese)
- 9 Ma Jien, Fang Youtong, Xu Bing, et al. The optimization of valve plate cross angle based on the pumping dynamics mode[J]. Journal of Zhejiang University: Science A, 2010, 11(3): 181 ~ 190.
- 10 马吉恩, 徐兵, 杨华勇. 轴向柱塞泵流动特性理论建模分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 188 ~ 194.  
Ma Jien, Xu Bing, Yang Huayong. Study on the fluid character of axial piston pump with mathematical model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 188 ~ 194. (in Chinese)
- 11 Ivantysynova M, Seeniraj G, Huang C. Comparison of different valve plate designs focusing on oscillating forces and flow pulsation [C] // Proceedings of the Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power. Linköping, Sweden: SICFP, 2005: 1 ~ 16.
- 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: 99 ~ 115.  
Ma Jien. Study on flow ripple and valve plate optimization of axial piston pump [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009: 99 ~ 155. (in Chinese)