

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.12.047

2D 泵流动特性与配流窗口优化分析

申屠胜男 阮健 钱家圆 孟彬

(浙江工业大学机械工程学院, 杭州 310023)

摘要: 针对轴向柱塞泵配流盘吸油和排油切换过程中,存在闭死压缩和闭死膨胀,产生气穴现象和压力正超调和负超调,引起流量脉动的问题,设计了2D(二维)双联活塞泵。利用活塞的旋转进行配流,且活塞的配流槽两两对称分布,可双向配流,省去了独立的配流机构,零遮盖的配流方式消除了闭死压缩和闭死膨胀的影响。利用两个活塞串联的方式,消除流量叠加时产生的结构性流量脉动。建立了瞬时流量和压力特性数学模型,分析了各项结构参数与腔内压力和出口流量之间的关系,得出配流面积是影响流量脉动的主要因素。最后,搭建实验平台,制作样机,并对样机进行测试。实验结果表明,该样机容积效率可达96%,流量脉动为6.3%,说明2D泵的结构能获得很高的容积效率,且利用旋转配流以及双活塞串联的方式能够有效地降低流量脉动。优化结果表明,加入阻尼槽结构的配流窗口,进一步降低了流量脉动。

关键词: 2D泵; 流量脉动; 配流特性

中图分类号: TH321 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)12-0403-08

Optimization Analysis of Flow Characteristic and Distribution Window of 2D Pump

SHENTU Shengnan RUAN Jian QIAN Jiayuan MENG Bin

(College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310023, China)

Abstract: Aiming at the problems of cavitation and positive and negative overshoot of pressure, caused by closed compression and closed expansion in the switching process of oil suction and discharge of axial piston pump, leading to flow pulsation, a 2D (two-dimensional) pump was designed. The rotation of piston was used to distribute flow, and the distribution grooves of the piston were evenly distributed, which can eliminate the independent distribution mechanism and the effects of closed compression and closed expansion. In addition, two pistons in series were used to eliminate the structural flow pulsation caused by the motion law of piston. In order to further study the mechanism of flow fluctuation, mathematical models of instantaneous flow and pressure characteristics were established, the relationships between the structural parameters and the pressure in the cavity and the outlet flow were analyzed. It was concluded that the distribution area was the main factor affecting the flow fluctuation. Finally, the test bed was built, the prototype was made and tested. The experimental results showed that the volume efficiency of the prototype can reach 96% and the flow fluctuation was as low as 6.3%. It showed that the structure of the 2D pump can achieve high volume efficiency, and the flow fluctuation can be reduced by rotating flow distribution and double piston series connection. Damping groove in distribution windows also reduced flow ripple.

Key words: 2D pump; flow ripple; distribution characteristic

0 引言

传统的活塞泵一般通过活塞的往复运动形成周

期变化的工作容腔获得吸排油的功能,这需要一个独立设计的配流机构完成工作容腔吸排油的切换,其结构复杂、噪声大^[1-3]。泵的噪声包括流体噪声

收稿日期: 2019-06-10 修回日期: 2019-07-10
基金项目: 国家自然科学基金项目(51675482)
作者简介: 申屠胜男(1990—),女,博士生,主要从事液压元件相关研究,E-mail: sharonshentu@163.com
通信作者: 阮健(1963—),男,教授,博士生导师,主要从事流体传动与电液数字控制研究,E-mail: ruanjiane@zjut.edu.cn

和结构噪声。流体噪声主要由柱塞周期性产生流量脉动所引起,结构噪声由吸排油过程中压力冲击引起。研究表明,通过配流盘的优化可以达到减振降噪的目的。HARRIS 等^[4]分析了配流盘上阻尼槽对压力脉动的影响;德国 IFD 研究所通过在缸体上加入弹性环,利用弹性变形吸收或释放压力能,从而达到降低压力脉动的目的^[5]。文献[6-8]主要通过 在吸油槽和排油槽之间设置一个预压缩容积、优化斜盘中心轴线与缸体中心轴之间夹角控制柱塞腔的预压缩量、配流盘过渡区设置单向阀等 3 种方式,减少流量倒灌,达到降低流量脉动的目的。那成烈等^[9-10]提出孔槽结合以及非对称结构的配流槽的方法。闻德生等^[11-13]分析了配油窗口面积,以及闭死容积因素对噪声的影响。文献[14-17]分析了配流盘上阻尼槽、预压缩容腔以及交错角、串联角对噪声的影响。文献[18-20]对串联型和并联型柱塞泵配流原理进行了分析研究。上述研究都有降低流量脉动和压力冲击的效果,但是结构依旧复杂,且独立的配流机构依然存在。

阮健等^[21-22]提出一种 2D 活塞泵,该泵在工作过程中利用活塞的旋转进行配流,省去了独立的配流机构,且配流槽均匀分布,零遮盖方式配流,避免闭死压缩和闭死膨胀,且结构简单,通过双活塞串联的方式可消除结构上的流量脉动。本文以 2D 泵为研究对象,针对旋转配流的方式,研究其流量脉动产生的机理,分析影响流量脉动的结构参数,并设计样机,进行实验研究。

1 结构及工作原理

图 1 为二维双联活塞泵的结构示意图,可由两个泵单元组成。每个泵单元都有一个缸体、一个活塞、两个凸轮导轨和两对运动构件组成。活塞位于缸体内,外圆周面上有两两对称分布的配流槽,且分别于左右两侧有一个开口,由此与缸体、同心环、凸轮导轨构成左右两个密闭容腔,也就是活塞的两个工作容腔。油液从缸体的配流窗口进入分配给活塞的配流槽,且根据活塞旋转分配给不同的工作容腔。而工作容腔的油液又可随着活塞往复轴向移动发生容积变化,从配流槽排出。因此工作容腔交替作吸油腔和排油腔。活塞的往复轴向移动是靠活塞的旋转通过滚轮机构与凸轮导轨转换而来。凸轮导轨的曲面设置为等加速等减速,且位于活塞两侧凸轮导轨的曲面位置需在轴向保持 90°相位差,即左侧凸轮最高点位置在轴向对应于右侧凸轮应为最低点,

这样活塞就能保证作往复运动。

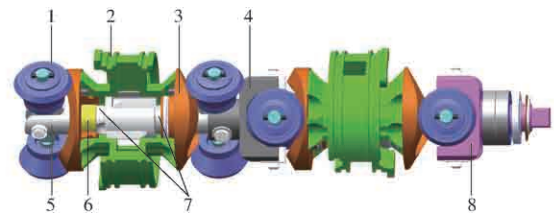


图 1 二维双联活塞泵的三维结构示意图

Fig. 1 Three-dimensional structural diagram of two-dimensional double piston pump

1. 滚轮 2. 缸体 3. 凸轮导轨 4. 联轴节 5. 活塞 6. 同心环
7. 活塞腔 8. 联轴器

在活塞往复运动一次时,活塞的位置,缸体的配流窗口与活塞配流槽之间的重叠面积,以及凸轮导轨与滚轮接触点的位置三者发生变化,其各时刻的位置关系为:从左往右看,初始位置设定为活塞位于最左端时,左侧凸轮导轨与滚轮在曲面最高点接触,活塞的配流槽与缸体的配流窗口零沟通。随着凸轮导轨与滚轮的接触点从最高点慢慢移向最低点,活塞往右移动到最右端,活塞与缸体的配流面积从零增加到最大,又以同样速度变小到零,活塞左侧容腔增大呈吸油状态,右侧容腔减小呈排油状态。接着凸轮导轨与滚轮接触点又从最低点运动到最高点,活塞往左移动到最左端,活塞与缸体的配流面积从零到最大又减小为零,活塞右侧容腔增大呈吸油状态,左侧容腔减小呈排油状态。此时,活塞完成一次往复运动,吸排油各两次,从能效角度,相当于柱塞泵单个柱塞的 4 倍。

与柱塞泵相比,省去了独立的配流机构,且两个活塞以 45°串联,使得两个活塞每一时刻的配流面积之和和保持不变,说明流量叠加值保持不变。配流口采用对称分布,即可双向旋转配流,也可用于马达工况;且配流槽和配流窗口采用零遮盖的形式使得活塞腔从吸油腔和排油腔之间转换时避免闭死压缩和闭死膨胀现象发生。

2 数学模型

为进一步研究 2D 泵的流动特性,本文建立瞬时流量和压力特性数学模型,分析影响其流量和压力的结构参数。

2.1 活塞运动分析及瞬时流量数学模型

二维双联活塞泵是由电机带动两个活塞旋转,构成串联双活塞,活塞的轴向运动规律是由凸轮导轨的限制引起,以活塞最左端或最右端为起点,轴向位移 s 和速度 ϑ 为

$$s = \begin{cases} \frac{8h\omega^2}{\pi^2}t^2 & \left(t \in \left[0, \frac{\pi}{4\omega}\right)\right) \\ -\frac{8h\omega^2}{\pi^2}t^2 + \frac{8h\omega}{\pi}t - h & \left(t \in \left[\frac{\pi}{4\omega}, \frac{3\pi}{4\omega}\right)\right) \\ \frac{8h\omega^2}{\pi^2}t^2 - \frac{16h\omega}{\pi}t + 8h & \left(t \in \left[\frac{3\pi}{4\omega}, \frac{5\pi}{4\omega}\right)\right) \\ -\frac{8h\omega^2}{\pi^2}t^2 + \frac{24h\omega}{\pi}t - 17h & \left(t \in \left[\frac{5\pi}{4\omega}, \frac{7\pi}{4\omega}\right)\right) \\ \frac{8h\omega^2}{\pi^2}t^2 - \frac{32h\omega}{\pi}t + 32h & \left(t \in \left[\frac{7\pi}{4\omega}, \frac{2\pi}{\omega}\right]\right) \end{cases} \quad (1)$$

$$\vartheta = \begin{cases} \frac{16h\omega^2}{\pi^2}t & \left(t \in \left[0, \frac{\pi}{4\omega}\right)\right) \\ -\frac{16h\omega^2}{\pi^2}t + \frac{8h\omega}{\pi} & \left(t \in \left[\frac{\pi}{4\omega}, \frac{3\pi}{4\omega}\right)\right) \\ \frac{16h\omega^2}{\pi^2}t - \frac{16h\omega}{\pi} & \left(t \in \left[\frac{3\pi}{4\omega}, \frac{5\pi}{4\omega}\right)\right) \\ -\frac{16h\omega^2}{\pi^2}t + \frac{24h\omega}{\pi} & \left(t \in \left[\frac{5\pi}{4\omega}, \frac{7\pi}{4\omega}\right)\right) \\ \frac{16h\omega^2}{\pi^2}t - \frac{32h\omega}{\pi} & \left(t \in \left[\frac{7\pi}{4\omega}, \frac{2\pi}{\omega}\right]\right) \end{cases} \quad (2)$$

式中 h ——活塞行程, mm
 ω ——活塞旋转角速度, rad/s

则单活塞腔内容积变化量为

$$V_t = V_0 + As_t = V_0 + \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)s_t \quad (3)$$

式中 A ——活塞腔横截面积, mm²
 s_t ——活塞瞬时位移, mm
 V_0 ——活塞腔剩余容积, mm³
 D ——活塞直径, mm
 d ——活塞推杆直径, mm

2D 泵的瞬时流量 q_t 可表示为

$$q_t = \frac{dV_t}{dt} = \begin{cases} -\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\frac{16h\omega^2}{\pi^2}t & \left(t \in \left[0, \frac{\pi}{4\omega}\right)\right) \\ -\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\left(-\frac{16h\omega^2}{\pi^2}t + \frac{8h\omega}{\pi}\right) & \left(t \in \left[\frac{\pi}{4\omega}, \frac{3\pi}{4\omega}\right)\right) \\ -\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\left(\frac{16h\omega^2}{\pi^2}t - \frac{16h\omega}{\pi}\right) & \left(t \in \left[\frac{3\pi}{4\omega}, \frac{5\pi}{4\omega}\right)\right) \\ -\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\left(-\frac{16h\omega^2}{\pi^2}t + \frac{24h\omega}{\pi}\right) & \left(t \in \left[\frac{5\pi}{4\omega}, \frac{7\pi}{4\omega}\right)\right) \\ -\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\left(\frac{16h\omega^2}{\pi^2}t - \frac{32h\omega}{\pi}\right) & \left(t \in \left[\frac{7\pi}{4\omega}, \frac{2\pi}{\omega}\right]\right) \end{cases} \quad (4)$$

2D 泵的出口流量 Q_t 是两个活塞排油瞬时流量的叠加, 即

$$Q_t = q_{t1} + q_{t2} = 2\pi hn(D^2 - d^2) \quad (5)$$

式中 q_{t1}, q_{t2} ——2D 泵中两个活塞理论排油流量, L/min
 n ——活塞转速, r/min

从式(5)可以看出, 两个活塞瞬时流量叠加为一个定值, 说明双活塞串联的方式消除了活塞运动产生的结构流量脉动。但是由于活塞高低压切换时腔内压力过低与出口压力形成压力差, 使得出口流量发生倒灌, 此时的排油流量为

$$Q_p = 2\pi hn(D^2 - d^2) - \text{sign}(p_d - p_t)C_dA_0\sqrt{\frac{2|p_d - p_t|}{\rho}} \quad (6)$$

式中 p_d ——排油腔工作压力, MPa
 p_t ——过渡区的工作压力, MPa
 A_0 ——配流口的过流面积, mm²
 C_d ——流量系数
 ρ ——油液密度, kg/m³

从式(6)可以看出, 流量脉动与过流面积、过渡区压力有关。

2.2 压力特性数学模型

为了研究活塞腔内压力的变化规律, 以单个活塞的排油腔作为研究对象, 如图 2 所示, 根据流量连续性方程, 排油腔流量变化量可表示为

$$\sum Q = \frac{dV_t}{dt} + \frac{V_t}{\beta_e} \frac{dp_t}{dt} \quad (7)$$

式中 β_e ——体积弹性模量

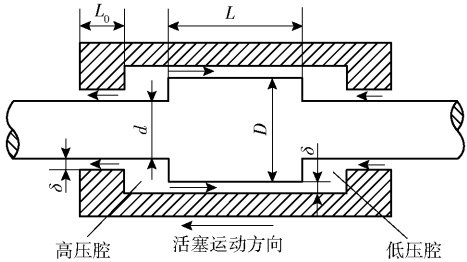


图 2 活塞泄漏示意图

Fig. 2 Leakage diagram of piston

左侧流量的变化又可表示为实际输出流量 Q_a 和泄漏流量 Q_l 之和, 即

$$\sum Q = Q_a + Q_l \quad (8)$$

泵的实际出口流量用伯努利方程表示为

$$Q_a = C_dA_0\sqrt{2|p_d - p_t|/\rho} \quad (9)$$

在一次排油过程中的活塞与缸体的配流口面积 A_0 变化规律为

$$A_0 = \begin{cases} 2LR\pi nt & \left(t \in \left[0, \frac{1}{8n}\right]\right) \\ 2LR\pi n\left[t - 1/(8n)\right] & \left(t \in \left[\frac{1}{8n}, \frac{1}{4n}\right]\right) \end{cases} \quad (10)$$

式中 L ——活塞轴向长度,mm
 R ——活塞半径,mm

说明实际出口流量不仅与配流面积有关,还与腔内和出口的压力差有关。

右侧 dV_t/dt 腔内容积变化率可表示为

$$\frac{dV_t}{dt} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \vartheta$$

(11)

根据上述工作原理说明,活塞一次排油的速度为

$$\vartheta = \begin{cases} 64hn^2t & \left(t \in \left[0, \frac{1}{8n}\right]\right) \\ -64hn^2t + 16hn & \left(t \in \left[\frac{1}{8n}, \frac{1}{4n}\right]\right) \end{cases}$$

(12)

图2为泵单活塞的泄漏示意图,可以看出泵的泄漏分为两个平行圆盘之间的挤压泄漏、压差流和剪切流。泄漏流量 Q_2 是由高压腔的流体通过活塞外壁与缸体内壁之间的间隙泄漏到低压腔,泄漏流量 Q_1 是高压腔的油液通过活塞推杆和同心环内壁之间的间隙向外泄漏。

泄漏流量 Q_1 是由高压腔通过活塞推杆和同心环内壁之间的间隙泄漏。该部分泄漏流也包括差压流和剪切流,计算式为

$$Q_1 = \frac{\Delta p_1 \pi d \delta^3}{12 \mu L_0} + \frac{\pi d \delta \vartheta}{2}$$

(13)

式中 Δp_1 ——同心环两端压差,MPa
 δ ——活塞与缸体之间的间隙,mm
 L_0 ——同心环宽度,mm
 μ ——油液动力粘度,Pa·s

泄漏流量 Q_2 是从高压腔向低压腔的泄漏,活塞面存在高低压配流槽,结构复杂,将活塞进行展开,如图3所示将高压腔与高压槽看成一个整体,低压腔与低压槽为一个整体,泄漏流量包含轴向和周向双向泄漏。

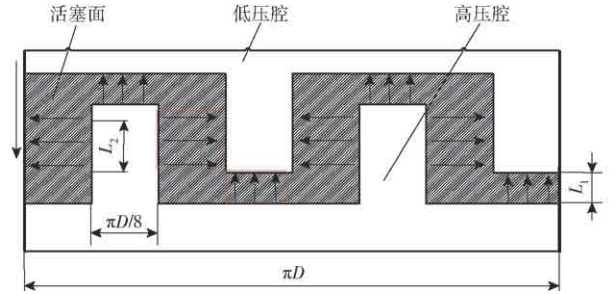


图3 活塞展开图
Fig.3 Expansion diagram of piston

周向泄漏 Q_{21} 可表示为

$$Q_{21} = \frac{4 \Delta p_2 \delta^3 L_2}{12 \mu \gamma}$$

(14)

其中 $\gamma = \begin{cases} \frac{\pi D}{8} - v \left(t - \frac{1}{4n}\right) & \left(t \in \left[\frac{1}{4n}, \frac{3}{8n}\right]\right) \\ v \left(t - \frac{1}{4n}\right) - \frac{\pi D}{8} & \left(t \in \left[\frac{3}{8n}, \frac{1}{2n}\right]\right) \end{cases}$

式中 Δp_2 ——活塞吸排油腔压力差,MPa
 L_1 ——配流槽与活塞最近侧面间的宽度,mm
 L_2 ——活塞中配流槽的轴向宽度,mm
 γ ——泄漏部分周向长度,mm
 v ——活塞旋转运动的线速度,m/s

轴向泄漏流量 Q_{22} 同时由剪切流和压差流构成,同时由于活塞运动方向与压差方向相反,因此剪切流会减小轴向泄漏。 Q_{22} 可表示为

$$Q_{22} = \frac{\Delta p_2 \pi D \delta^3}{12 \mu L_1} - \frac{\pi D \delta \vartheta}{4}$$

(15)

因此,单个活塞的总泄漏量可表示为

$$Q_l = Q_1 + Q_{21} + Q_{22} = \frac{\Delta p_1 \pi d \delta^3}{12 \mu L_0} + \frac{\pi d \delta \vartheta}{2} + \frac{4 \Delta p_2 \delta^3 (L_2 - L_1)}{12 \mu \gamma} + \frac{\Delta p_2 \pi D \delta^3}{24 \mu L_1} - \frac{\pi D \delta \vartheta}{4}$$

(16)

腔内压力变化率为

$$\frac{dp_t}{dt} = \frac{\beta_c}{V_q} \cdot \left(C_d A_0 \sqrt{\frac{2|p_d - p_t|}{\rho}} \text{sign}(p_d - p_t) + Q_l - \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \vartheta \right)$$

(17)

式中 V_q ——活塞腔瞬时容积

由式(16)可知,泄漏流量与活塞各结构参数有关,但参数固定时,活塞两腔压力差和同心环左右两侧压力差是影响泄漏的主要因素,即与负载压力有关。负载压力越大,泄漏越大。

由式(17)可知,配流面积直接影响活塞腔内的压力变化,因此,对配流面积进行优化,可以降低流量脉动。

不同负载和转速情况下腔内压力和出口流量的变化曲线,如图4、5所示。由图可知,图中出现负流量,这是由于活塞腔从低压向高压切换时,腔内压力低于出口压力,压差产生了油液的流动,负流量仅指油液流动方向上的正负,也可以描述为油液从出口到腔内的倒灌。

由图4可知,在活塞转速相同的情况下,随着负载压力的升高,腔内压力上升所需时间增加,倒灌流量增大,且倒灌时间也增加。当负载压力一定时,由图5可知,随着活塞转速升高,腔内压力上升过程变长,倒灌流量增大且倒灌时间增加。

由分析可知,腔内压力的变化由倒灌流量和

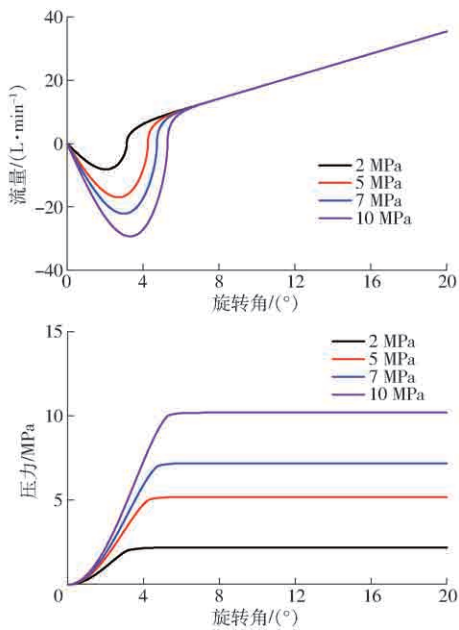


图 4 不同负载下的流量和压力变化曲线
Fig. 4 Flow and pressure curves under different loads

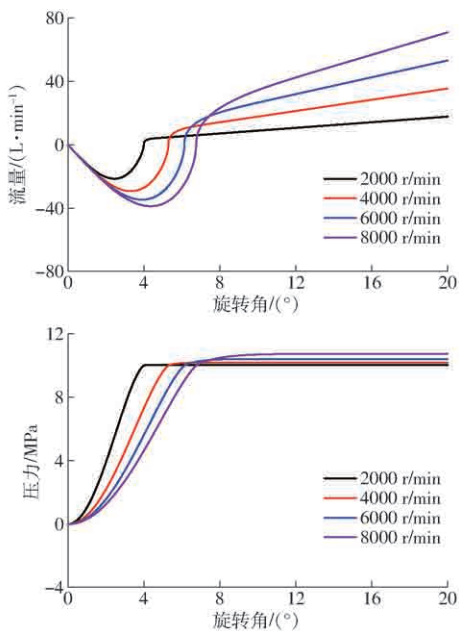


图 5 不同转速下的流量和压力变化曲线
Fig. 5 Flow and pressure curves at different rotational speeds

活塞运动共同作用产生。开始时活塞运动速度小,压力上升主要靠倒灌流量,随着配流窗口慢慢变大,倒灌流量增大,活塞速度增大到一定程度,压力上升主要靠活塞速度,倒灌流量慢慢变小,直到达到最大值。显然腔内压力上升的速度直接影响倒灌流量,而倒灌流量也直接影响出口流量脉动的幅值。

因此,从出口倒灌回腔内的这部分负流量直接影响了出口流量波动,周期性的流量脉动又会引起压力脉动,进而产生噪声,减少倒灌流量,可以相应地减少噪声。

3 实验

建立 2D 泵测试台,系统原理图如图 6 所示,该测试台分为进油辅助回路,电机功率输入回路和出口回油回路。该实验台用于测试泵的相关性能参数,如压力和流量。样机如图 7a 所示,该 2D 测试泵尺寸较小,质量仅为 2.5 kg。将其装置在实验台测试,如图 7b 所示。不同转速下的容积效率如图 8 所示,当负载压力一定时,随着转速的升高,效率升高;如图 9 所示,当转速一定时,随着负载压力增大,效率降低。总体上,容积效率可达 96%,这也说明泄漏量较小。出口压力变化曲线如图 10 所示,负载压力增大时,压力波动幅值增大,这是由于内泄漏变大导致的。此时,脉动率低至 6%,利用伯努利方程得到流量脉动为 6.3%,说明两个活塞串联的方式有效地降低了一部分流量脉动,且脉动率明显低于轴向柱塞泵。

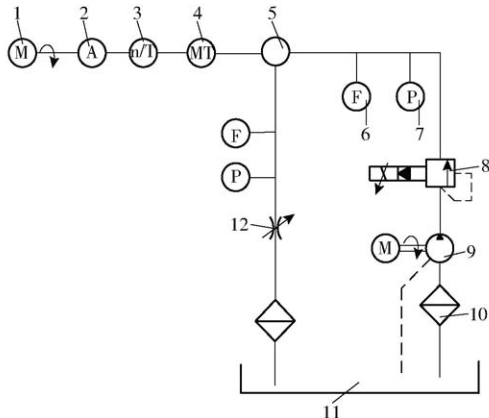


图 6 2D 泵测试原理图
Fig. 6 Test schematic of 2D pump

1. 电机 2. 增速器 3. 扭矩传感器 4. 联轴器 5. 2D 泵 6. 流量计 7. 压力传感器 8. 安全阀 9. 辅助泵 10. 过滤器 11. 油箱 12. 节流阀

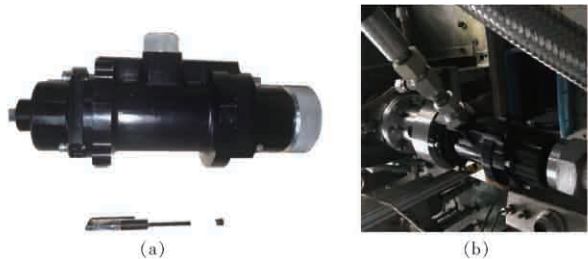


图 7 2D 泵实验图
Fig. 7 Experiment pictures of 2D pump

4 结构优化

基于上述理论和实验研究,从倒灌流量表达式——孔口流量方程可知,配流面积是影响流量脉动和压力特性的主要因素,因此优化配流窗口面积,

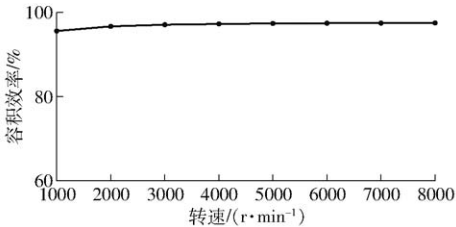


图 8 不同转速下的容积效率

Fig. 8 Volumetric efficiency at different rotational speeds

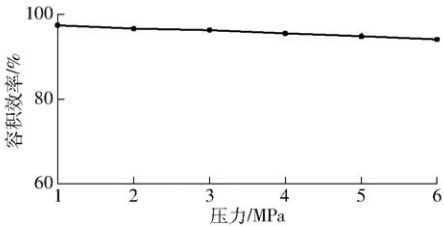


图 9 不同负载压力下的容积效率

Fig. 9 Volumetric efficiency under different load pressures

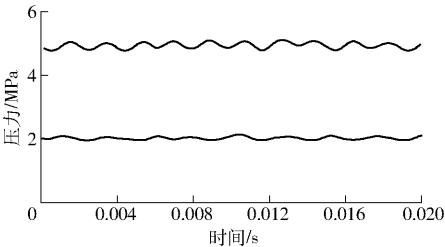


图 10 出口压力变化曲线

Fig. 10 Changing curves of output pressure in experiment

有利于降低流量脉动。

借鉴轴向柱塞泵流量脉动降低的方法,引入闭死角和阻尼槽的方式来降低流量脉动。闭死角是活塞工作容腔从吸油区过渡到排油区之前,活塞腔内

压力先随活塞轴向运动发生闭死压缩,使腔内压力上升,再进入排油区。在转速和压力一定的情况下,分析不同旋转角的闭死容腔对腔内压力和出口流量的影响。配流面积、腔内压力、单活塞出口流量以及串联泵出口流量变化曲线如图 11 所示。在原始状态,配流面积变化呈三角形形式,与活塞运动速度成正比;当加入闭死容积后,配流面积刚开始为零,随后配流口打开,呈线性增涨趋势,达到最大后有一段稳定过程,最后又呈线性减小至零。在这一过程中,压力和流量的变化如图 11b、11c 所示,腔内压力在刚开始较原始的上升缓慢,随着配流口开通,压力上升加快,不同的闭死角压力上升到最大的时间不同。且随着闭死角的加大,倒灌流量变小,但是倒灌时间延后,使得两个活塞的流量叠加后相差不大。闭死角的加入是为了让腔内压力先随着活塞运动压缩增大一段时间,但是活塞初始速度小,导致闭死角很大时才有效果,显然闭死角的加入意义不大。

而阻尼槽的加入是使活塞腔从低压向高压切换时仍然打开配流窗口,只是窗口面积是从零慢慢变大,从而倒灌流量也比原始的小,阻尼槽设计成三角形形状,当角度为 60° 时,槽身的长度以其两端与该截面上中心形成的角度为标注,分别用 2° 、 4° 、 6° 、 8° 进行比较。如图 12 所示,随着槽身角度的变大,腔内压力上升的曲率在三角槽段一样,只是中止点慢慢延后,达到最大值的时间也延后,同时可以看到,压力的最大幅值也变大,倒灌流量变小,叠加后的总流量脉动幅值变小。

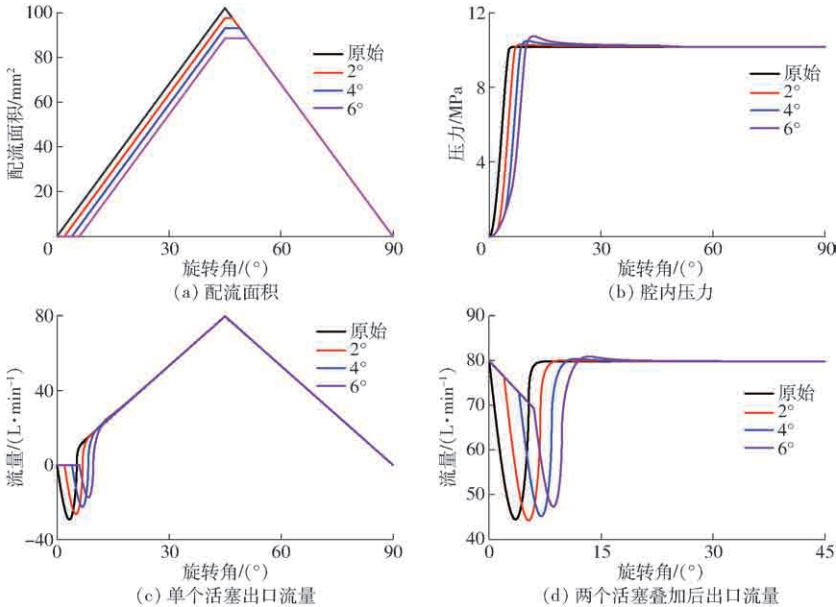


图 11 引入闭死角各参数的变化曲线

Fig. 11 Variation curves of parameters with closed dead angle

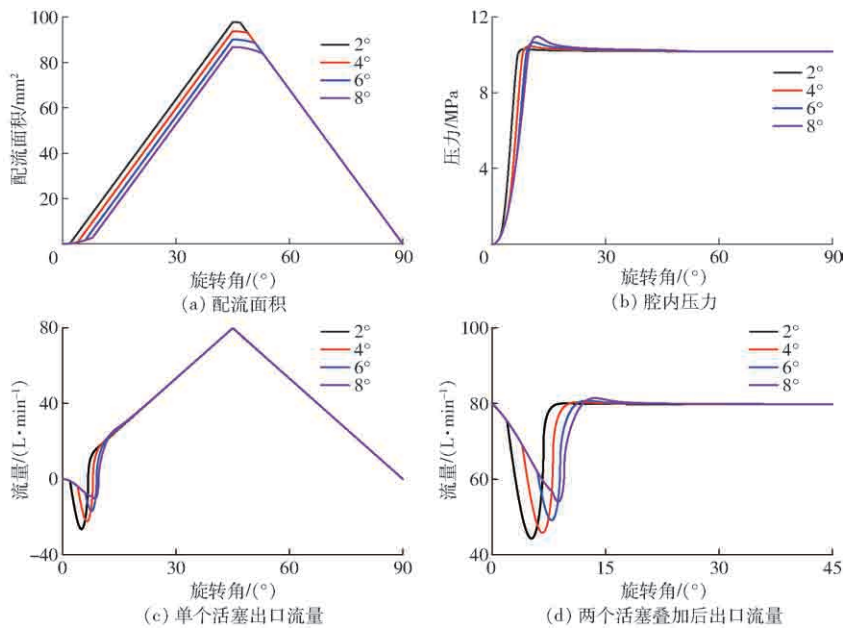


图 12 引入阻尼槽各项参数的变化规律

Fig. 12 Variation law of parameters with damping groove

5 结论

(1) 针对传统柱塞泵需要一个独立配流机构的问题,提出一种利用活塞旋转配流的方式,将配流和吸排油功能一体化,简化了泵的结构,同时将两个活塞串联,消除活塞运动形式带来的结构性流量脉动。

(2) 针对活塞旋转配流的方式,建立出口瞬时

流量和压力特性数学模型,分析该配流方式的流量脉动产生机理,得出配流面积是影响流量脉动的主要因素。

(3) 对样机进行流量和压力测试,结果表明,该 2D 泵容积效率较高,可达 96%,流量脉动为 6.3%。

(4) 针对配流窗口进行优化设计,引入闭死角和阻尼槽进行对比分析,结果表明,加入阻尼槽可进一步降低流量脉动。

参 考 文 献

- [1] 杨华勇,马吉恩,徐兵. 轴向柱塞泵流体噪声的研究现状[J]. 机械工程学报, 2009, 45(8): 71-77.
YANG Huayong, MA Jien, XU Bing. Research status of axial piston pump fluid-borne noise[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(8): 71-77. (in Chinese)
- [2] 徐兵,陈媛,张军辉. 轴向柱塞泵减振降噪技术研究现状及进展[J]. 液压与气动, 2014(3): 1-12.
XU Bing, CHEN Yuan, ZHANG Junhui. Current researches and progress on vibration and noise reduction technology of axial piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2014(3): 1-12. (in Chinese)
- [3] 潘阳,李毅波,黄明辉,等. 双联轴向柱塞泵配流盘优化与流量脉动特性分析[J/OL]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 391-398.
PAN Yang, LI Yibo, HUANG Minghui, et al. Valve plate improvement and flow ripple characteristic analysis for double compound axial piston pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 391-398. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160451&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2016.04.051. (in Chinese)
- [4] HARRIS R M, EDGE K A, TILLEY D G. Suction dynamics of positive displacement axial piston pumps [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1994, 116(2): 281-287.
- [5] BECHER D, HELDUSER S. Innovation pump design to reduce pressure pulsations of axial piston pumps [C] // Workshop on Power Transmission and Motion Control, Bath, 2000.
- [6] PETTERSSON M E, WEDDFELT K G, PALMBERG J O S. Methods of reducing flow ripple from fluid power pumps—a theoretical approach [J]. SAE Transactions, 1991, 100(2): 158-167.
- [7] JOHANSSON A, PALMBERG J O, RYDBERG K E. Cross angle—a design feature for reducing noise and vibrations in hydrostatic piston pumps [C] // The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2001.
- [8] HARRISON A M, EDGE K A. Reduction of axial piston pump pressure ripple [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of System and Control Engineering, 2000, 214(1): 53-63.
- [9] 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.

- [10] 那成烈,尹文波,那焱青. 可压缩流体工作介质情况下轴向柱塞泵配流盘设计[J]. 甘肃工业大学学报,2002,28(4): 65-67.
NA Chenglie,YIN Wenbo,NA Yanqing. Design of valve plate of axial piston pump with compressible working medium [J]. Journal of Gansu University of Technology,2002,28(4):65-67. (in Chinese)
- [11] 闻德生,潘景昇,吕世君,等. 轴向柱塞泵配油窗口面积对转速和噪声的影响[J]. 机床与液压,2003(5):115-116,268.
WEN Desheng,PAN Jingsheng,LÜ Shijun,et al. Effect of oil distribution window area of axial piston pump on speed and noise [J]. Machine Tool & Hydraulics,2003(5):115-116,268. (in Chinese)
- [12] 闻德生,杨杰,郑珍泉,等. 双定子对称型多泵多速马达理论特性分析[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(7):321-324.
WEN Desheng,YANG Jie,ZHENG Zhenquan,et al. Analysis of theoretical characteristics of symmetrical multi-pump multi-speed motor with two stators [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2014,45(7):321-324. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20140749&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2014.07.049. (in Chinese)
- [13] 闻德生,隋广东,冯佩坤,等. 多输出径向柱塞泵输出特性分析与实验[J/OL]. 农业机械学报,2018,49(10):418-425.
WEN Desheng,SUI Guangdong,FENG Peikun,et al. Output characteristics analysis and experiment of multi-output radial piston pump[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2018,49(10):418-425. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20181049&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.10.049. (in Chinese)
- [14] XU Bing,YE Shaogan,ZHANG Junhui,et al. Flow ripple reduction of an axial piston pump by a combination of cross-angle and pressure relief grooves: analysis and optimization [J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2016,30(6):2531-2545.
- [15] 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.
MA Jien. Study on flow ripple and valve plate optimization of axial piston pump [D]. Hangzhou: Zhejiang University,2009. (in Chinese)
- [16] 张军辉. 面向轴向柱塞泵降噪的配流盘及配流方法研究[D]. 杭州:浙江大学,2013.
ZHANG Junhui. Study on valve plate and flow distribution method for noise reduction of axial piston pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University,2013. (in Chinese)
- [17] 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/OL]. 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/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2013,44(7):279-285. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20130748&journal_id=jcsam. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2013.07.048. (in Chinese)
- [18] 杨阳,权龙,杨敬. 轴向柱塞泵非止点配流窗口过渡区压力脉动特性分析[J]. 机械工程学报,2011,47(24):128-134.
YANG Yang,QUAN Long,YANG Jing. Pressure pulsation characteristic analysis of the non-dead spots transition zone between flow distribution windows of axial piston pump [J]. Journal of Mechanical Engineering,2011,47(24):128-134. (in Chinese)
- [19] 张晓刚,权龙,杨阳,等. 并联型三配流窗口轴向柱塞泵特性理论分析及试验研究[J]. 机械工程学报,2011,47(14): 151-157.
ZHANG Xiaogang,QUAN Long,YANG Yang,et al. Theoretical analysis and experimental research on characteristics of parallel three assignment windows axial piston pump[J]. Journal of Mechanical Engineering,2011,47(14):151-157. (in Chinese)
- [20] 张晓刚. 三配流窗口轴向柱塞泵配流理论及试验研究[D]. 太原:太原理工大学,2011.
ZHANG Xiaogang. The theory and experiment studies on three assignment windows axial piston pump assignment [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology,2011. (in Chinese)
- [21] 阮健,申屠胜男,吴圣,等. 浮动型二维双联活塞泵:201610779346.5[P]. 2019-05-28.
- [22] 阮健,申屠胜男,吴圣,等. 入口增压型二维双联活塞泵:201610789633.4[P]. 2019-05-28.