

平衡式两排轴向柱塞泵流量脉动研究^{*}

邓海顺 王传礼 张立祥

(安徽理工大学机械工程学院, 淮南 232001)

摘要: 平衡式两排轴向柱塞泵的结构特点, 决定了其流量脉动不同于普通轴向柱塞泵。分析了内外柱塞数同为奇数或偶数的平衡式两排轴向柱塞泵的流量脉动情况, 采用不同参数, 利用 Matlab 绘制其瞬时流量曲线进行比较。结果表明: 内外排柱塞数同为不相等的奇数或偶数时, 内外排瞬时流量存在抵消使流量脉动减小。内外排柱塞数为相同的奇数或偶数时, 内外排瞬时流量互相叠加使流量脉动保持不变。内外排柱塞数相等且交叉布置时, 其流量脉动具有最大的减小量, 脉动周期为普通轴向柱塞泵的一半, 有利于泵结构的紧凑。

关键词: 平衡式 双排轴向柱塞泵 流量脉动 瞬时流量

中图分类号: TH332 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)05-0305-05

引言

轴向柱塞泵因具有压力高、重量轻、效率高、寿命长等优点而广泛应用于工程机械、航天航空等场合。随着液压技术向高压、高速、高效、大功率、低噪声、长寿命等方向发展, 对轴向柱塞泵的性能提出了更高的要求^[1]。国内外学者从结构尺寸优化^[2-4]、新材料^[5-7]等方面进行了大量研究, 取得了丰硕的成果。但普通轴向柱塞泵固有的轴向液压力或力矩不平衡和固流量脉动而导致的压力脉动, 制约了其性能的进一步提高^[8-13]。同时也限制了轴向柱塞泵在某些流量均匀性要求较高的场合的使用^[14-15]。本文提出一种轴向液压力平衡的平衡式两排轴向柱塞泵, 其流量脉动不同于普通轴向柱塞泵, 有必要对其深入研究。

1 平衡式双排轴向柱塞泵工作原理

如图 1 所示, 平衡式两排轴向柱塞泵相比普通轴向柱塞泵的最大区别在于斜盘结构, 其斜盘由两个相互倾斜的斜面构成, 每个斜面上都有一排柱塞往复运动。在轴向柱塞泵的缸体设计两排同心圆分布的柱塞孔, 缸体运动时, 可以形成两排柱塞往复运动, 类似两个单个普通轴向柱塞泵同时工作的情况。由于两排轴向柱塞泵斜盘的两个斜面相反, 从而使图 1 中配流盘的两排柱塞孔对应的吸、排口方向相反, 对配流盘而言, 内外排同一侧油口

总是固定为一吸一排, 与普通双排轴向柱塞泵同一排油口均为吸油或排油不同, 从而使配流盘两侧都存在高压区。通过合理设计, 可使配流盘和缸体等关键零部件的受力近似保持平衡, 故称平衡式两排轴向柱塞泵。

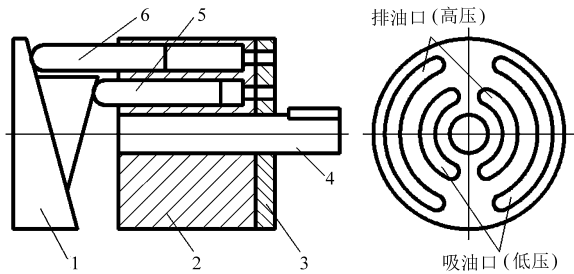


图 1 平衡式双排轴向柱塞泵示意图

Fig. 1 Diagrammatic sketch of balanced two-ring axial piston pump

1. 斜盘 2. 缸体 3. 配流盘 4. 传动轴 5. 内排柱塞 6. 外排柱塞

2 流量脉动分析

平衡式两排轴向柱塞泵可视为两个普通轴向柱塞泵的叠加, 内、外排的流量脉动应该和普通轴向柱塞泵的流量脉动具有相同的规律。为研究方便, 作如下几点假设: 不考虑配流盘三角槽的影响; 不考虑油液压缩性的影响; 不考虑泄漏量对流量脉动造成的影响; 不考虑管道等其它外界因素的影响。

平衡式两排轴向柱塞泵流量脉动的瞬时流量 q_m 的定义与普通轴向柱塞泵相同, 即

收稿日期: 2013-04-01 修回日期: 2013-05-02

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51205002, 51075001)和安徽省自然科学基金重点项目(KJ2011A076)

作者简介: 邓海顺, 博士后, 副教授, 主要从事液压传动与控制研究, E-mail: hsdeng@ aust. edu. cn

通讯作者: 王传礼, 教授, 博士生导师, 主要从事液压传动与控制研究, E-mail: chlwang@ aust. edu. cn

$$q_m = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\text{pav}}} \quad (1)$$

式中 $q_{\max}$ ——泵瞬时最大流量
 $q_{\min}$ ——泵瞬时最小流量
 q_{pav} ——泵平均流量

为描述方便,定义沿着缸体转动方向相邻内、外排柱塞之间的夹角称为交错角 φ_j ,如图 2 所示。可见,当内外排柱塞数相等时,所有交错角都是相等的,当内外排柱塞数不相等时,交错角有不同数值。

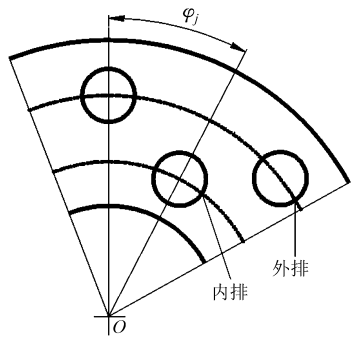


图 2 内外排交错角示意图

Fig. 2 Alternate angle inside and outside

可分两种情况讨论平衡式两排轴向柱塞泵的流量脉动:内外排柱塞数均为奇数;内外排柱塞数均为偶数。

2.1 内外排柱塞数均为奇数的情况

如图 3 所示,假设内排柱塞数为 z_1 ,外排柱塞数为 z_2 ,均为奇数。令 $\alpha_1 = \pi/z_1, \alpha_2 = \pi/z_2$,则内、外排柱塞运动产生的瞬时流量^[16]为

$$q_1 = \begin{cases} A_1 \omega R_1 \tan \gamma_1 \frac{\cos\left(\frac{\alpha_1}{2} - \varphi_1\right)}{2 \sin \frac{\alpha_1}{2}} & (0 \leq \varphi_1 \leq \alpha_1) \\ A_1 \omega R_1 \tan \gamma_1 \frac{\cos\left(\frac{3\alpha_1}{2} - \varphi_1\right)}{2 \sin \frac{\alpha_1}{2}} & (\alpha_1 < \varphi_1 \leq 2\alpha_1) \end{cases} \quad (2)$$

$$q_2 = \begin{cases} A_2 \omega R_2 \tan \gamma_2 \frac{\cos\left(\frac{\alpha_2}{2} - \varphi_2\right)}{2 \sin \frac{\alpha_2}{2}} & (0 \leq \varphi_2 \leq \alpha_2) \\ A_2 \omega R_2 \tan \gamma_2 \frac{\cos\left(\frac{3\alpha_2}{2} - \varphi_2\right)}{2 \sin \frac{\alpha_2}{2}} & (\alpha_2 < \varphi_2 \leq 2\alpha_2) \end{cases} \quad (3)$$

式中 $A_1、A_2$ ——内、外排柱塞面积
 ω ——缸体的转动角速度
 $R_1、R_2$ ——内、外排柱塞分布圆半径
 $\gamma_1、\gamma_2$ ——内、外排对应斜盘斜面的倾角

$\varphi_1、\varphi_2$ ——内、外排从其上死点位置柱塞转动的角度

平衡式两排轴向柱塞泵的瞬时流量可用内外排瞬时流量之和表示,称为总瞬时流量

$$q = q_1 + q_2 \quad (4)$$

内外排分布圆半径的关系为

$$R_2 = R_1 + dR \quad (5)$$

式中 dR ——内外排柱塞孔中心距

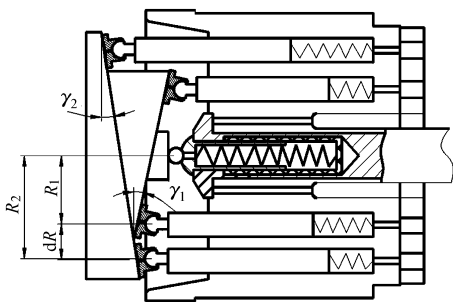


图 3 柱塞分布示意图

Fig. 3 Distribution diagram of piston

一般情况下,可令外排柱塞数大于等于内排柱塞数,即 $z_2 \geq z_1$,如内、外排柱塞各有一个柱塞处于内排柱塞的上死点,如图 4 所示,由于内外排斜盘斜面相反,则处于外排上死点的柱塞数为 $(z_2 + 1)/2$,内、外排从其上死点转动的角度 φ_1 和 φ_2 可分 3 种情况进行讨论,即

$$\varphi_2 = \begin{cases} \frac{2\pi}{z_2} \frac{z_2 + 1}{2} - \pi + \varphi_1 = \frac{\pi}{z_2} + \varphi_1 & (0 \leq \varphi_1 < \pi/z_2) \\ \pi - \frac{2\pi}{z_2} \frac{z_2 - 1}{2} - \pi + \varphi_1 = \frac{\pi}{z_2} + \varphi_1 & (\pi/z_2 \leq \varphi_1 < 2\pi/z_2) \\ \frac{2\pi}{z_2} \frac{z_2 + 1}{2} - \pi + \varphi_1 = \frac{\pi}{z_2} + \varphi_1 & (2\pi/z_2 \leq \varphi_1 < 2\pi/z_1) \end{cases} \quad (6)$$

由式(6)可见,当内外排柱塞各有一个柱塞同时处于内排上死点时,内排柱塞转角在 $0 \sim 2\pi/z_1$ 范围内变化时,对应外排转角 φ_2 均在 $\pi/z_2 + \varphi_1$ 范围内变化。

选择计算参数如表 1 所示,且内外排柱塞各有

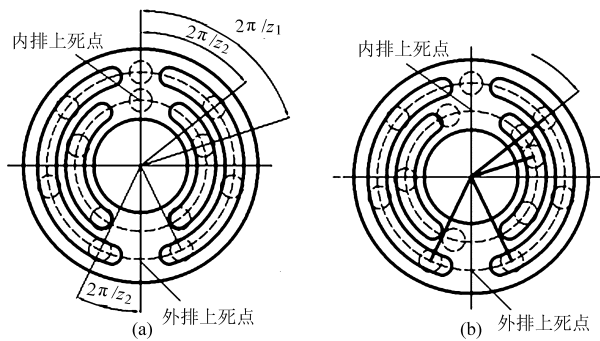


图 4 内外排转角关系的示意图

Fig. 4 Relation of rotor angle inside and outside

(a) 内排柱塞处上死点 (b) 缸体转动 $2\pi/(2z_2)$ 角度

一个柱塞同时处于内排的上死点时,选择内排柱塞数为 5 个,外排柱塞数为 7 个,利用 Matlab 绘制平衡式两排轴向柱塞泵内外排瞬时流量和总瞬时流量如图 5 所示。由图可见,总的瞬时流量脉动周期变大,为内排的 5 倍,外排的 7 倍,且同一个周期内瞬时流量多次在平均流量上下波动。经计算,总的瞬时流量最大脉动量为 0.033 8,内排最大脉动量为 0.025 3,外排最大脉动量为 0.049 8。可见,总的瞬时流量的某个时刻脉动量变小,这是由于内外排的瞬时流量高于平均流量和低于平均流量可以相互抵消。

表 1 计算参数
Tab.1 Calculating parameters

参数	内排	外排
斜盘斜角/(°)	10	10
缸体转速/(r·min ⁻¹)	1 000	1 000
柱塞直径/mm	24	24
分布圆直径/mm	100	134

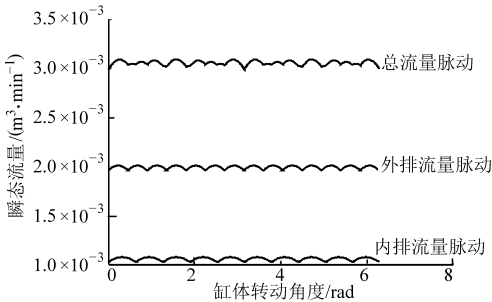


图 5 $z_1=5, z_2=7$ 时瞬时流量曲线
Fig. 5 Instantaneous flow when $z_1=5, z_2=7$

图 6 为内排和外排柱塞数均为 7 个,其它参数和条件与图 5 相同,内排、外排和总瞬时流量随转角变化的曲线。由图 6 可见,内排与外排的脉动周期相同且同步,总的瞬时流量的最大脉动量和每一时刻的脉动量都与相应的内排和外排脉动量相等,均为 0.025 3。此时,平衡式两排轴向柱塞泵的流量脉动情况和同流量的普通轴向柱塞泵的流量脉动情况基本一致。

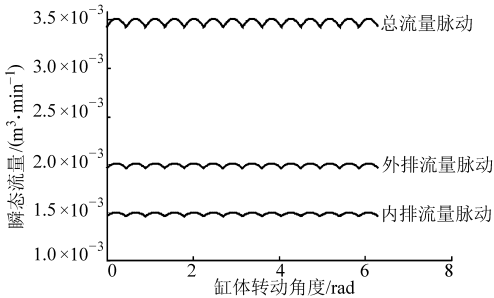


图 6 $z_1=7, z_2=7$ 时瞬时流量曲线
Fig. 6 Instantaneous flow when $z_1=7, z_2=7$

2.2 内外排柱塞数均为偶数的情况

假设内外排柱塞数均为偶数,当 $0 < \varphi_1 < 2\alpha_1$,

$0 < \varphi_2 < 2\alpha_2$,其瞬时流量为^[16]

$$q_1 = A_1 \omega R_1 \tan \gamma_1 \frac{\cos(\alpha_1 - \varphi_1)}{\sin \alpha_1} \tag{7}$$

$$q_2 = A_2 \omega R_2 \tan \gamma_2 \frac{\cos(\alpha_2 - \varphi_2)}{\sin \alpha_2} \tag{8}$$

选择内排柱塞数为 6,外排柱塞数为 8,其它参数和条件与图 5 相同,平衡式两排轴向柱塞泵内排、外排和总瞬时流量如图 7 所示。由图 7 可见,其瞬时流量变化与图 5 一致,存在内外排瞬时流量相互抵消的情况,内排、外排和总瞬时流量最大脉动量分别为 0.14、0.078、0.080 2。相比同流量的普通轴向柱塞泵脉动量有所减小。

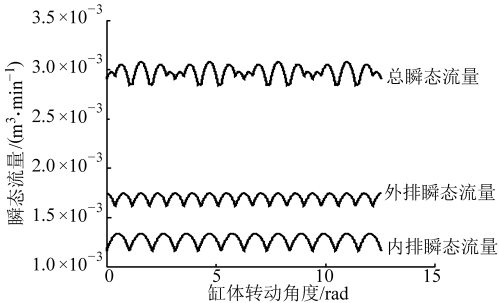


图 7 $z_1=6, z_2=8$ 时瞬时流量曲线
Fig. 7 Instantaneous flow when $z_1=6, z_2=8$

图 8 为内排和外排柱塞数均为 6 个,其它参数和条件与图 5 相同,可见,内外排的脉动周期相同且同步,内外排的瞬时流量波动量没有相互抵消。经计算,内排、外排和总瞬时流量的最大脉动量均为 0.14。此时平衡式两排轴向柱塞泵的流量脉动与同流量同条件的普通轴向柱塞泵没有区别。

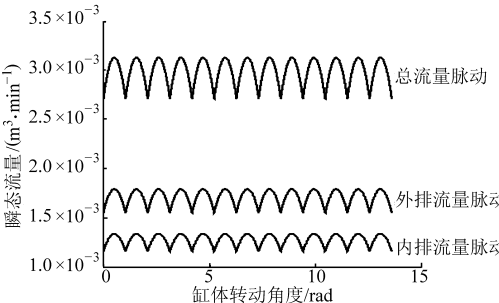


图 8 $z_1=6, z_2=6$ 时瞬时流量曲线
Fig. 8 Instantaneous flow when $z_1=6, z_2=6$

3 减小流量脉动措施

由以上分析可知,平衡式两排轴向柱塞泵内外排的流量脉动都是固定频率的余弦波动函数,可将内外排轴向柱塞泵的流量脉动表示为

$$q_1 = K_1 \cos(\alpha_1 - \varphi_1) \tag{9}$$

$$q_2 = K_2 \cos(\alpha_2 - \varphi_2) \tag{10}$$

式中 K_1 ——内排流量脉动振幅
 K_2 ——外排流量脉动振幅

为减小平衡式两排轴向柱塞泵内外排的流量脉动,可增大内外排轴向柱塞泵的波动量相互叠加和抵消的机会。可假设内外排流量脉动周期相同,由式(2)和式(8)可知,此时 $z_2 = z_1$ 。且使内外排波动起始角相差半个周期,此时若内排处于最大瞬时流量,则外排处于最小瞬时流量,可较好的抵消流量脉动。

另一方面,若使平衡式两排轴向柱塞泵内外排的瞬时流量脉动的振幅相同,即 $K_1 = K_2$ 时,抵消后的流量波动较均匀,代入式(2)、(3)、(7)、(8)可得

$$\begin{cases} \frac{A_1 \omega R_1 \tan \gamma_1}{2 \sin \frac{\alpha_1}{2}} = \frac{A_2 \omega R_2 \tan \gamma_2}{2 \sin \frac{\alpha_2}{2}} & (\text{均为奇数}) \\ \frac{A_1 \omega R_1 \tan \gamma_1}{\sin \alpha_1} = \frac{A_2 \omega R_2 \tan \gamma_2}{\sin \alpha_2} & (\text{均为偶数}) \end{cases} \quad (11)$$

由于内外排柱塞数相等,进一步简化,可得统一公式

$$A_1 R_1 \tan \gamma_1 = A_2 R_2 \tan \gamma_2 \quad (12)$$

假设内外排的柱塞直径分别为 d_1 、 d_2 ,代入式(12),则有

$$\frac{d_1}{d_2} = \sqrt{\frac{R_2 \tan \gamma_2}{R_1 \tan \gamma_1}} \quad (13)$$

按照上面的分析,考察内外排柱塞数均为7和均为6时的瞬时流量。图9内外排柱塞数均为7个,交错角为 $\pi/(2z_1)$ 或 $\pi/(2z_2)$,且内外排的结构参数按照式(13)设定,使内外排的平均流量相等。由图可见,内外排的瞬时最大流量总是和瞬时最小流量相对应,从而使总的瞬时流量的波动最大程度地减小,总的最大脉动量为内外排最大脉动量的

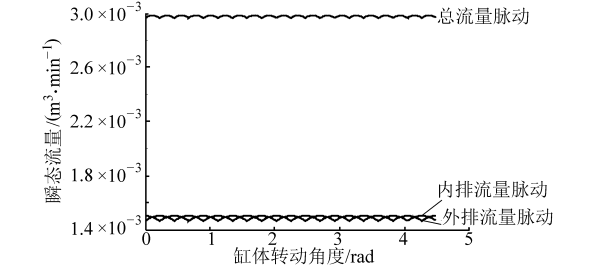


图9 $z_1 = 7, z_2 = 7$ 时瞬时流量曲线
Fig. 9 Instantaneous flow when $z_1 = 7, z_2 = 7$

$1/2$,脉动周期为 $\pi/(2z_2)$ 。
图10为内外排柱塞数均为6个,交错角为 π/z_1 或 π/z_2 ,同理使内外排的平均流量相等,图10表现出和图9相同的现象。

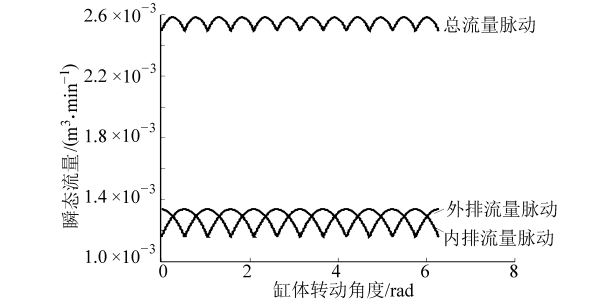


图10 $z_1 = 6, z_2 = 6$ 时瞬时流量曲线
Fig. 10 Instantaneous flow when $z_1 = 6, z_2 = 6$

可见,只要使内外排柱塞直径、柱塞分布圆半径和对应的斜盘斜面倾角满足式(13),即使内外排的平均流量相等,可获得最小的脉动量。这为双排柱塞泵内、外排的流量分配为1:1提供了依据。

经上述处理后,平衡式双排轴向柱塞泵的流量脉动周期减小为内排或外排流量脉动的一半。相比于内外排柱塞数不相等或内外排平均流量不相等的情况,有如下优势:减小了脉动量;由于内外排柱塞相互错开,增加了内外排相邻柱塞的中心距,提高了缸体的利用率。

4 结论

- (1)平衡式两排式轴向柱塞泵内外排柱塞数相等时,内外排对应柱塞处于同一径向方向时,平衡式两排轴向柱塞泵流量脉动与普通轴向柱塞泵相同。
- (2)平衡式两排式轴向柱塞泵内外排柱塞数不相等时,内外排的瞬时流量会相互抵消,从而减小了流量脉动。
- (3)可采用如下措施减小平衡式两排式轴向柱塞泵的流量脉动:内外排流量或排量分配关系为1:1;对于内外排柱塞数相等且均为偶数时,内外排柱塞交错排列;对于内外排柱塞数相等且均为奇数,内外排柱塞加错排列,且交错角为内排或外排脉动周期角的 $1/2$ 。

参 考 文 献

1 艾青林,周华,杨华勇. 轴向柱塞泵配流副润滑特性的数值分析[J]. 农业机械学报,2004,35(6):78-81.
Ai Qinglin, Zhou Hua, Yang Huayong. Numerical analysis of lubrication property for port plate pair of axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2004, 35(6): 78-81. (in Chinese)

2 邓海顺,祁胜,于海武,等. 轴向柱塞泵配流副低压区结构化数值分析[J]. 农业机械学报,2011,42(6):203-207.
Deng Haishun, Qi Sheng, Yu Haiwu, et al. Numerical analysis for textured port plate of axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 203-207. (in Chinese)

3 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)

4 钟伟旭, 权龙. 并联式三油口轴向变量柱塞泵设计, 建模与仿真[J]. 中国机械工程, 2011, 22(7): 869 – 872.

Zhong Weixu, Quan Long. Design modeling and simulation of three oli port variable axial piston pump with paralleled kidney slot [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(7): 869 – 872. (in Chinese)

5 Hong Y S, Lee S Y. A comparative study of Cr—X—N (X =Zr, Si) coatings for the improvement of the low-speed torque efficiency of a hydraulic piston pump [J]. Metals and Materials International, 2008, 14(1): 33 – 40.

6 周元康, 罗述洁, 刘盛. N⁺ 注入改性的 25Cr3MoA 材料在轴向柱塞泵配流盘上的应用研究[J]. 贵州工业大学学报, 1998, 27(5): 50 – 54.

Zhou Yuankang, Luo Shuijie, Liu Sheng. The applied research of 25Cr3MoA modified by N ion implantation in the valve plate of pump [J]. Journal of Guizhou University of Technology, 1998, 27(5): 50 – 54. (in Chinese)

7 李慧云, 高仲达. 柱塞泵粉末冶金球铰的研制与应用[J]. 兵器材料科学与工程, 2011, 34(1): 71 – 73.

Li Huiyun, Gao Zhongda. Development and application of powder metallurgy spherical hinge for piston pump[J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2011, 34(1): 71 – 73. (in Chinese)

8 Kim J K, Kim H E, Lee Y B, et al. Measurment of fluid film thickness on the valve plate in oil hydraulic axial piston pumps (part II: spherical design effects) [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2005, 19(2): 655 – 663.

9 陶军. 水润滑下材料的摩擦特性及在柱塞泵中应用的相关问题研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2009.

10 Bergada J, Kumar S, Davies D L, et al. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples[J]. Applied Mathematical Modelling, 2012, 36(4): 1731 – 1751.

11 杨华勇, 宋月超, 徐兵. 复杂工况下柱塞泵流量脉动并行仿真与试验研究[J]. 中国科学: 技术科学, 2012, 42(12): 1463 – 1471.

12 Bergada J, Davies D L, Kumar S, et al. The effect of oil pressure and temperature on barrel film thickness and barrel dynamics of an axial piston pump[J]. Meccanica, 2012, 47(3): 639 – 654.

13 Mandal N, Saha R, Sanyal D. Effects of flow inertia modelling and valve-plate geometry on swash-plate axial-piston pump performance[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2012, 226(4): 451 – 465.

14 牛雪梅, 冀鹏飞, 杨阳, 等. 双供油轴向柱塞泵压力流量的脉动特性[J]. 振动. 测试与诊断, 2012, 32(1): 151 – 156.

Niu Xuemei, Ji Pengfei, Yang Yang, et al. Pressure and flow pulsation characteristics of dual discharging axial piston pump[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(1): 151 – 156. (in Chinese)

15 Harrison K, Edge K. Reduction of axial piston pump pressure ripple[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2000, 214(1): 53 – 64.

16 李壮云. 液压元件与系统.[M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2008.

Study on Flow Ripple of Balanced Two-ring Axial Piston Pump

Deng Haishun Wang Chuanli Zhang Lixiang
(Department of Mechanical Engineering, Auhui University of Science and Technology, Huainan 232001, China)

Abstract: The balanced two-ring axial piston pump has a different characteristic of flow ripple because of its improved structure. The flow rippleis analyzed when the numbers of the piston inside and outside are even or odd. And its instantaneous flow ’ s curves are drawn by Matlab, based on the different parameters. The results show that when the numbers of the piston inside and outside are unequal even or unequal odd, the instantaneous flow inside and outside will counteract, and the flow ripple will reduce. When the numbers of the piston inside and outside are equal even or equal odd, the instantaneous flow inside and outside will overlap, and the flow ripple will remain unchanged. When the numbers of the piston inside and outside are equal and the piston inside and outside are arranged in cross, the pump has the minimum flow ripple, the ripple period is half of that of ordinary axial piston pump, and the pump’s structure is more compact.

Key words: Balanced Two-ring axial piston pump Flow ripple Instantaneous flow