

多输出径向柱塞泵输出特性分析与实验

闻德生 隋广东 冯佩坤 田山恒 王少朋 刘小雪

(燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004)

摘要: 现有的定量泵无法满足单泵输出多级流量,传统液压系统为了解决需求不同级流量问题,会采用变量泵以及利用阀类和辅助元件的控制来满足工况要求。多输出径向柱塞泵利用其结构特殊性,可实现输出流量多样性。根据力平衡原理和曲柄滑块机构原理,对多输出径向柱塞泵运动学进行分析,通过分析该泵不同工作方式下的流量脉动,确定了流量脉动最小的工作方式。理论分析表明,非相邻两列柱塞联合输出时的流量脉动曲线和相邻两列柱塞的输出流量脉动曲线相似,且不同工作方式下的曲线周期规律均和单列柱塞曲线周期规律有关,当泵输出最大流量工作时,油流的脉动幅度和脉动周期远小于单个输出。利用该泵样机,进行了泵的原理实验,实验结果表明,随着泵出口压力升高,测得泵实际流量不断减少,但是,由于加工条件有限,部分零件的加工精度无法保证,导致实验结果和理论分析不匹配,而实验数据分析验证了该泵的原理正确性和结构合理性,为日后径向柱塞泵的研究和发展奠定了基础。

关键词: 多输出径向柱塞泵; 高压大流量; 流量脉动; 实验

中图分类号: TH322 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)10-0418-09

Output Characteristics Analysis and Experiment of Multi-output Radial Piston Pump

WEN Desheng SUI Guangdong FENG Peikun TIAN Shanheng WANG Shaopeng LIU Xiaoxue
(School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: The existing quantitative pump cannot meet the multi-stage flow of single pump output. In order to solve the problem of different flow levels of the traditional hydraulic system, the variable pump and control of valve and auxiliary components were used to meet the working condition requirements. The multi-output radial piston pump was a new hydraulic component designed according to the "double stator theory". It utilized its structural specificity to achieve output flow diversity. According to the principle of force balance and the principle of crank-slider mechanism, the kinematics of multi-output radial piston pump was analyzed. By analyzing the flow pulsation of the pump under different working modes, the working mode with minimum flow pulsation was determined. Theoretical analysis showed that the flow pulsation curve of the non-adjacent two columns of plungers was similar to the output flow pulsation curve of the adjacent two columns of plungers, and the curve periodicity of the different working modes was related to the periodicity of the single column plunger curve. When the pump output maximum flow, the pulsation amplitude and pulsation period of the oil flow were much smaller than the single output. Using the pump prototype, the principle experiment of the pump was carried out. The experimental results showed that the actual flow rate of the pump was continuously decreasing as the pump outlet pressure was increased. However, due to limited processing conditions, the machining accuracy of some parts cannot be guaranteed, resulting in experimental results. The theoretical analysis did not match, and the experimental data analysis verified the correctness of the principle and structural rationality of the pump, which laid a foundation for the research and development of the radial piston pump in the future.

Key words: multi-output radial piston pump; high pressure and large flow; flow pulsation; experiment

收稿日期: 2018-04-28 修回日期: 2018-05-28

基金项目: 国家自然科学基金项目(50975246)

作者简介: 闻德生(1954—),男,教授,博士生导师,主要从事液压元件及液压传动研究,E-mail: wendesheng@ysu.edu.cn

0 引言

为了满足工程机械工作过程稳定性、可靠性和多样化的要求,工程技术人员需不断地改进液压系统性能和控制技术^[1]。首要任务是完善液压系统的动力源,包括齿轮泵、叶片泵、柱塞泵、螺杆泵等。由于柱塞泵具有结构紧凑和高输出的流体压力特性,而被广泛使用,但对径向柱塞泵来说,其结构复杂、自吸能力差、配油轴易磨损等因素均限制了径向柱塞泵转速和输出油液压力的提高^[2],因此近年来对径向柱塞泵的应用已逐渐被轴向柱塞泵所替代。

本文利用多输出径向柱塞泵结构的特殊性,在合理布置柱塞数的情况下,使配油轴受到的径向力大大减小,降低磨损量。在系统需求多级流量时,通常采用变量泵和液压阀以及辅助元件的控制来满足工况要求,但对于该泵来说,由于可直接提供多级输出流量,且泵体结构采用联合配流方式^[3]和“开路式”原理^[4-5]。对该泵在不同工作方式下的流量脉动进行理论分析和实验,以期为径向柱塞泵的研究和发展奠定基础。

1 多输出径向柱塞泵的工作原理

多输出径向柱塞泵是基于“开路式”理论,根据传统柱塞泵原理设计的径向柱塞泵^[6]。该泵主要特点有:①既能实现多个相互独立的输出,也能联合输出。②配流轴为多段偏心结构的偏心轴^[7],且每段的径向均分布偶数个柱塞组,使得每一段偏心轴受到的径向力大大降低,从而提高配流轴的使用寿命和工作性能。③采用轴配流和阀配流的联合配流方式^[8]。④结构相对较简单,其中柱塞组拆卸容易,便于维修。图 1 为多输出径向柱塞泵的结构原理图。

当配流轴旋转运动时,位于最上端的柱塞因弹簧力的作用而向下运动,使得由配流阀、柱塞、柱塞孔形成的密闭容积产生负压,低压油通过吸油口 B 进入配流轴的流道内,并通过偏心轴上的凹槽与配流轴中心孔的流道进入吸油腔,完成吸油工作。配流轴继续旋转,此时位于最下端的柱塞滑靴和配流轴无凹槽部分接触,柱塞开始相对柱塞套筒向上运动,使得由柱塞、配流阀和柱塞座组成的密闭容积产生高压,油液经过配流阀和压油口 A 输出,完成压油工作。

2 多输出径向柱塞泵的性能分析

2.1 排量推导

由于该泵具有特殊结构,可以满足多个工作方

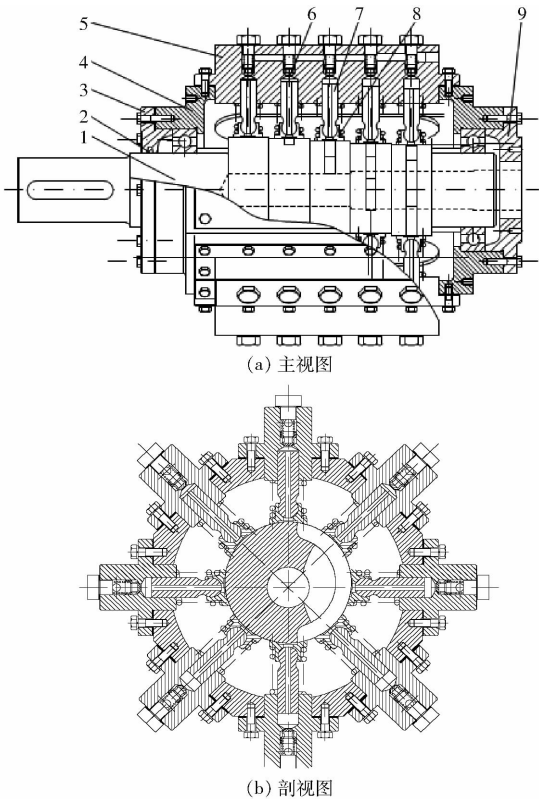


图 1 多输出径向柱塞泵的结构原理图

Fig. 1 Structural schematics of multi-output radial piston pump

1. 配流轴 2. 密封圈 3. 泵体左端盖 4. 泵体 5. 柱塞套筒
6. 配流阀 7. 柱塞 8. 滑靴 9. 泵体右端盖

式,故要分析不同工作方式下的输出流量脉动和排量情况^[9]。图 2 表示单个柱塞的运动简图,其单个柱塞的排量 V_0 为

$$V_0 = A s_{\max} = \frac{\pi}{2} d^2 e \tag{1}$$

- 式中 $s_{\max}$ ——柱塞的最大位移, mm
 d ——柱塞直径, mm
 e ——偏心距, mm
 A ——柱塞截面积, mm^2

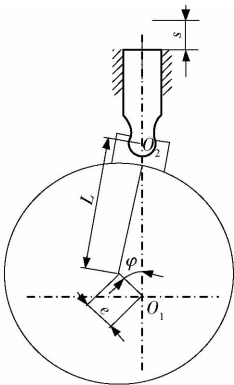


图 2 单个柱塞的运动简图

Fig. 2 Motion diagram of single plunger

当单列柱塞输出时,此时泵最小排量 $V_{\min}$ 为

$$V_{\min}=V_0=\frac{\pi}{2}d^2e$$

(2)

泵的最大排量 $V_{\max}$ 为

$$V_{\max}=xyV_0=\frac{\pi}{2}xyd^2e$$

(3)

式中 x ——每排径向分布的柱塞组个数
 y ——轴向分布柱塞个数

2.2 运动学分析

2.2.1 柱塞的行程

柱塞位于最上端时开始分析^[10],柱塞位移可表示为

$$s=e\left(1-\cos\varphi-\frac{e}{2L}\sin^2\varphi\right)$$

(4)

式中 φ ——偏心距与最上端($\varphi=0^\circ$)的夹角,rad
 L ——柱塞的球部中心与偏心圆圆心间的距离,mm

由于偏心距一般较小,所以柱塞位移 s 可简化为

$$s=e(1-\cos\varphi)$$

当偏心轴转到最下端($\varphi=180^\circ$),此时柱塞的位移最大,即

$$s_{\max}=2e$$

柱塞径向速度

$$v=e\omega\sin\varphi$$

式中 ω ——偏心轴的角速度,rad/s

柱塞运动的加速度

$$a=e\omega^2\cos\varphi$$

2.2.2 柱塞泵理论流量和实际流量

由 $q_t=Vn$ 和 $q=q_t\eta_v$ 可知,单个输出下泵的理论流量 q_t 和实际流量 q 为

$$q_t=\frac{\pi d^2}{2}eyn$$

(5)

$$q=\frac{\pi d^2}{2}eyn\eta_v$$

(6)

式中 n ——配流轴转速,r/min
 η_v ——容积效率

当其中 i 个油口联合输出时,其理论流量为 $q_{ti}=iq_t$ 。

3 不同工作方式下的流量脉动分析

从柱塞径向运动等式可以看出,柱塞运动速度根据偏心轴转角正弦规律而变化,因此,单个柱塞的流量也会根据正弦函数变化,且是间歇性的。由于该泵的轴向和径向都分布多组柱塞,所以排出的油液流量会叠加成一个复杂波动性的规律^[11]。为了便于分析,将油液的流动情况以纵波传播进行分析,根据简谐波原理, v 表示柱塞排油时的油液速

度,可表示为

$$v=\frac{n}{60}\lambda$$

(7)

式中 λ ——简谐波波长,m

图 3 表示油排出时泵流道结构的示意图,图中 l 表示相邻柱塞之间的距离,当油液从 A 流向 B 时,经过波长数为 $m=\frac{60l}{n}$ 。为了使 B 口处油液脉动的波形不存在角度差,则 m 取整数,此时相互叠加后的波动幅度也会增加 1 倍;如 m 取整数后再加 1/2,则 B 处两列柱塞流量脉动波形角度会相差半个周期,叠加后的波形会相互抵消。所以 l 因素也会影响泵的流量脉动情况,但由于零件加工过程中会存在很多不可控的因素,所以 l 参数很难保证,故分析流量脉动时,忽略此参数影响。

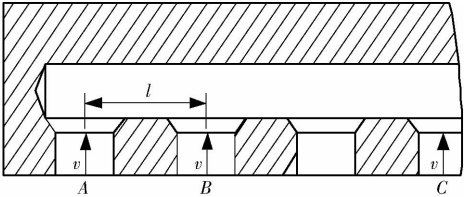


图 3 泵流道的结构简图

Fig. 3 Structure diagram of pump flow

3.1 单列输出时的流量脉动分析

当该泵只有一个输出工作时,其瞬时流量表达式为

$$q_{sh}=\sum_{i=1}^kAv_i=\frac{\pi d^2}{4}e\omega\sum_{i=1}^k\sin\varphi_i$$

(8)

式中 v_i ——第 i 个柱塞的径向速度,m/s
 φ_i ——第 i 个柱塞相对于最下端的转角,rad
 k ——处于压油区单列柱塞的个数

设相邻 2 个偏心轴段沿偏心方向夹角 $\alpha=\frac{2\pi}{y}$,则

$$q_{sh}=\frac{\pi d^2}{4}e\omega\sum_{i=1}^k\sin\varphi_i=\\ \frac{\pi d^2}{4}e\omega[\sin\varphi_1+\sin(\varphi_1+2\alpha)+\cdots+\\ \sin(\varphi_1+2\alpha(y-1))]$$

(9)

由式(9)可知,单输出油液流量脉动规律和具有 y 个柱塞的普通径向柱塞泵流量脉动规律相似。当 y 是奇数时,脉动频率大且波动幅度小;当 y 取偶数时,脉动频率小且波动幅度大,所以径向柱塞泵沿轴向分布的柱塞数 y 选奇数^[12]。

3.2 相邻两列柱塞联合输出时的流量脉动分析

设第一列中第一个进入压油区的柱塞与配流轴偏心部分最下端夹角为 φ_1 ,同时刻相邻的一列柱塞与偏心部分最下端夹角为 φ_2 ,满足 $\varphi_1=\varphi_2+\phi$,其中 ϕ 是 φ_1 与 φ_2 的角度差。由于轴向分布的相邻柱塞

夹角为 $2\pi/x$, 配流轴偏心部分方向的相邻柱塞夹角为 $2\pi/y$, 且这两个夹角都是定值, ϕ 可表示为

$$\phi = \min \left(p \frac{2\pi}{x} - q \frac{2\pi}{y} \right) \geq 0$$

其中, $0 \leq p \leq x, 0 \leq q \leq y$, 且 $p, q \in \mathbf{N}$ 。由于流量脉动满足叠加原理, 故相邻两排柱塞输出油液脉动表示为

$$q_{sh,1,2} = \sum_{i=1}^k (Av_{1,i} + Av_{2,i}) = \frac{\pi d^2}{4} e\omega \left(\sum_{i=1}^k \sin\varphi_{1,i} + \sum_{i=1}^k \sin\varphi_{2,i} \right) = q_{sh,1} + q_{sh,2} \tag{10}$$

式中 $v_{1,i}, v_{2,i}$ ——第 1 和第 2 列柱塞中第 i 个在压油区柱塞的径向速度, m/s

$\varphi_{1,i}, \varphi_{2,i}$ ——第 1 列和第 2 列柱塞中第 i 个在压油区的柱塞与偏心轴最下端的夹角, rad

$q_{sh,1}$ ——第 1 列瞬时输出流量, L/min
 $q_{sh,2}$ ——第 2 列瞬时输出流量, L/min

当 y 取奇数时, 在 $0 \leq \varphi_1 \leq \alpha$ 的区间内, 有 $\frac{z+1}{2}$ 个柱塞处在压油区; 在 $\alpha \leq \varphi_1 \leq 2\alpha$ 的后半周期区间内时, 有 $\frac{z-1}{2}$ 个柱塞处在压油区。结合 φ_1 与 φ_2 的角度差 ϕ 分析得相邻两列柱塞联合输出时瞬时流量表达式为

$$q_{sh,1-2} = \begin{cases} Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1 - \phi\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} & (0 \leq \varphi_1 \leq \alpha - \phi) \\ Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{3\alpha}{2} - \varphi_1 - \phi\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} & (\alpha - \phi < \varphi_1 \leq \alpha) \\ Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{3\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{3\alpha}{2} - \varphi_1 - \phi\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} & (\alpha < \varphi_1 \leq 2\alpha - \phi) \\ Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{3\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{5\alpha}{2} - \varphi_1 - \phi\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} & (2\alpha - \phi < \varphi_1 \leq 2\alpha) \end{cases} \tag{11}$$

确定每排径向分布的柱塞组数为 8 个; 轴向分布柱塞个数为 7 个。将式(11)用 Matlab 进行仿真, 图 4 为相邻两列柱塞的瞬时输出流量脉动曲线, 通过对比可知, 相邻两列柱塞输出时的流量脉动曲线和单列输出时流量脉动曲线的周期相同。

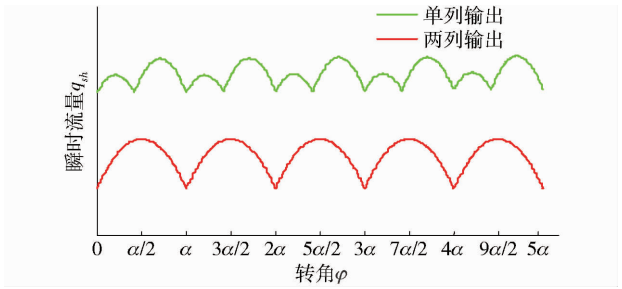


图 4 相邻两列柱塞输出流量脉动曲线

Fig. 4 Two rows of plunger output flow pulse curves

3.3 相邻 i 列柱塞联合输出时的流量脉动分析

由于泵联合输出时的瞬时流量是多个单列柱塞的瞬时输出流量的总和, 因此在分析多列柱塞联合输出的瞬时流量时可利用波的叠加原理进行分析。

设在某一时刻 t_1 时, 第 1 列第 1 个进入压油区的柱塞与偏心轴最下端夹角为 φ_1 。当偏心轴转 $\frac{2\pi}{x}$ 时, 第 2 列处于压油区柱塞的运动状态与 t_1 时刻的柱塞运动状态相同, 设此时时间为 $t_2, t_2 = t_1 + \frac{2\pi}{\omega x}$ 。

当偏心轴转 $\frac{2\pi i}{x} (i \geq 2)$ 时, 第 $i-1$ 列处于压油区柱塞与 t_1 时刻的第 1 列柱塞的运动状态相同^[13]。当 $t = t_1$ 时, 第 1 列柱塞瞬时流量表达式为

$$q_{sh}(\varphi_1) = Ae\omega \frac{\cos\left(\alpha \pm \frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \tag{12}$$

同时刻的第 $i (i \geq 2)$ 列柱塞瞬时流量表达式为

$$q_{sh}\left(\varphi_1 + (i-1)\frac{2\pi}{x}\right) = Ae\omega \frac{\cos\left(\alpha \pm \frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \tag{13}$$

通过式(12)结构形式可知, $q_{sh}(\varphi_1)$ 是周期 $T = \frac{2\pi}{x}$ 的分段函数, 故式(13)也是周期为 T 的分段函数, 即可得相邻 i 列柱塞联合输出时瞬时流量表达式

$$q_{sh,1-i} = q_{sh}(\varphi_1) + q_{sh}\left(\varphi_1 + \frac{2\pi}{x}\right) + \cdots + q_{sh}\left(\varphi_1 + (i-1)\frac{2\pi}{x}\right) \tag{14}$$

3.4 不相邻两列柱塞联合输出时的流量脉动分析

3.4.1 相隔一列的两排柱塞联合输出时瞬时流量
第 1 列和第 3 列的瞬时流量表达式为

$$q_{sh,1,3} = \sum_{i=1}^k (Av_{1,i} + Av_{3,i}) =$$
$$\frac{\pi d^2}{4} e\omega \left(\sum_{i=1}^k \sin\varphi_{1,i} + \sum_{i=1}^k \sin\varphi_{3,i} \right) = q_{sh,1} + q_{sh,3}$$

(15)

当 y 为奇数时,根据角度差的影响和传统的柱塞泵瞬时流量计算公式得

$$q_{sh,1,3} =$$
$$\left\{ \begin{aligned} &Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1 - \phi_2\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \quad (0 \leq \varphi_1 \leq \alpha - \phi_2) \\ &Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{3\alpha}{2} - \varphi_1 - \phi_2\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \quad (\alpha - \phi_2 < \varphi_1 \leq \alpha) \\ &Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{3\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{3\alpha}{2} - \varphi_1 - \phi_2\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \quad (\alpha < \varphi_1 \leq 2\alpha - \phi_2) \\ &Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{3\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{5\alpha}{2} - \varphi_1 - \phi_2\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \quad (2\alpha - \phi_2 < \varphi_1 \leq 2\alpha) \end{aligned} \right.$$

(16)

将式(16)用 Matlab 进行仿真,即可得如图 5 所示第 1 列和第 3 列联合输出时流量脉动曲线,由图 5 可知,不相邻两列柱塞联合输出时的流量脉动曲线和单列输出流量脉动曲线的周期相同,即与不相邻两列柱塞共同工作时的流量脉动曲线周期也相同。

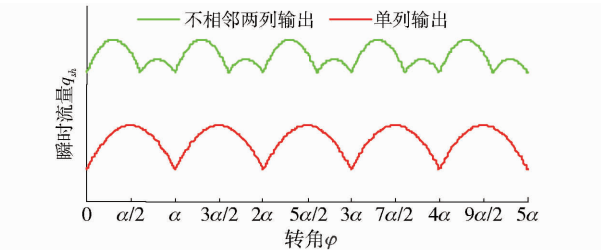


图 5 第 1 和第 3 列联合输出时流量脉动曲线
Fig.5 Flow pulsation curve at joint output of columns 1 and 3

3.4.2 相隔 $i(i \leq x/2)$ 列的两排柱塞联合输出时瞬时流量分析

第 1 列柱塞瞬时流量表达式为

$$q_{sh}(\varphi_1) = Ae\omega \frac{\cos\left(\alpha \pm \frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}}$$

(17)

第 $i+1$ 列柱塞瞬时流量表达式为

$$q_{sh}\left(\varphi_1 + i\frac{2\pi}{x}\right) = Ae\omega \frac{\cos\left(\alpha \pm \frac{\alpha}{2} - \varphi_1 + \frac{2\pi}{x}\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}}$$

(18)

结合对相邻 i 列柱塞联合输出时瞬时流量分析方法得,当相隔 i 列的两列柱塞组合输出时的瞬时流量表达式

$$q_{sh,1,i}(\varphi_1) = q_{sh}\left(\varphi_1 + i\frac{2\pi}{x}\right) + q_{sh}(\varphi_1)$$

(19)

3.5 输出最大流量时的流量脉动分析

当泵的所有油口联合输出时,泵的输出流量最大^[14]。参数 $\varphi_i(0 \leq \phi_1 \leq 2\pi)$ 是每排柱塞各自的初始相位角,定义 $f(\varphi_1)$ 为径向布置的任一列柱塞的瞬时流量, $f(\varphi_2) \sim f(\varphi_8)$ 是其他 7 列柱塞的瞬时流量。在某一时刻 t_0 ,当配流轴顺时针旋转时间 $t_1 = \frac{\pi}{4}$ 时,函数 $f(\varphi_2)$ 和 t_0 时刻函数 $f(\varphi_1)$ 相同,可得

$$f(\varphi_2) = f\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{4}\right)$$

当 $\varphi_1, \varphi_2 \in (0, 2\pi)$ 时,同理可得

$$f(\varphi_{i+1}) = f\left(\varphi_i + \frac{\pi}{4}\right)$$

所有油口联合输出油液时的流量公式为

$$f_{1-8}(\varphi_1) = f(\varphi_1) + f\left(\varphi_1 + \frac{\pi}{4}\right) + \cdots +$$
$$f\left(\varphi_1 + \frac{7\pi}{4}\right)$$

(20)

由于 $f(\varphi_1) = q_{sh,1} + q_{sh,2}, f(\varphi_1)$ 是周期为 $2\alpha = \frac{2\pi}{y}$ 的分段函数。利用 Matlab 仿真得到图 6 所示泵以最大流量输出时的流量脉动曲线。通过仿真可知,最大流量输出时的流量脉动曲线周期是单列输出脉动曲线周期的 0.25 倍。

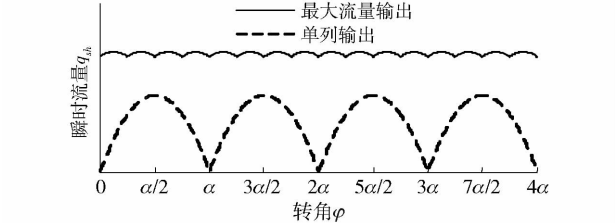


图 6 泵以最大流量输出的流量脉动曲线
Fig.6 Pump output flow pulsation curve with maximum flow

3.6 泵以力平衡方式输出时的流量脉动分析

为了抵消配流轴所受到径向力,故在选择 2 个油口输出时,通常选择 2 个对称的油口^[15]。定义 $f(\varphi_1)$ 为径向布置的任一列柱塞的瞬时流量, $f(\varphi_4)$ 是与之对称的第 4 列柱塞的输出瞬时流量,满足

$f(\varphi_4) = f\left(\varphi_1 + \frac{3\pi}{4}\right)$,故对称分布的 2 个油口输出瞬时流量公式为

$$f_{1,4}(\varphi_1) = \left\{ \begin{aligned} & Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{3\alpha}{2} - \varphi_1 - \frac{10\pi}{xy}\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \quad \left(0 \leq \varphi_1 \leq \alpha - \frac{2\pi}{xy}\right) \\ & Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{5\alpha}{2} - \varphi_1 - \frac{10\pi}{xy}\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \quad \left(\alpha - \frac{2\pi}{xy} < \varphi_1 \leq \alpha\right) \\ & Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{5\alpha}{2} - \varphi_1 - \frac{10\pi}{xy}\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \quad \left(\alpha < \varphi_1 \leq \alpha + \frac{6\pi}{xy}\right) \\ & Ae\omega \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi_1\right) + \cos\left(\frac{7\alpha}{2} - \varphi_1 - \frac{10\pi}{xy}\right)}{2\sin\frac{\alpha}{2}} \quad \left(\alpha + \frac{6\pi}{xy} < \varphi_1 \leq 2\alpha\right) \end{aligned} \right. \quad (21)$$

式中 $x = 8, y = 7, \alpha = \frac{2\pi}{x}$,代入式(21)即可得到具体函数,利用 Matlab 软件仿真即可得到如图 7 所示的泵以力平衡方式输出的流量脉动曲线,可知力平衡方式输出的流量脉动曲线周期是单列输出脉动曲线的一半。

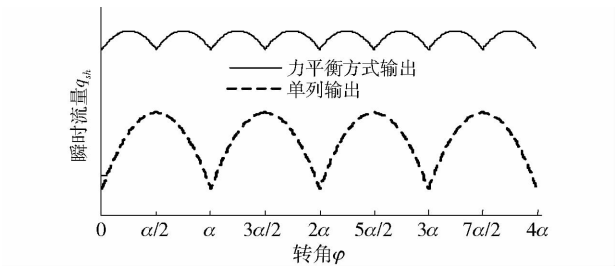


图 7 泵以力平衡方式输出时的流量脉动曲线
Fig.7 Pump output flow pulsation curve in a balanced manner

当该泵的组合油口一定时,尽管有多种不同的组合方式,但在实际工作过程中只使用一种组合形式,对于选择流量脉动小的组合形式是很有必要的。由以上分析可知,流量脉动函数是一个周期函数,并且满足叠加原理。所以要想让流量脉动最小,就需满足相差半个周期的两列曲线的最大值和最小值相叠加。

4 实验

通过已加工的样机对其泵的原理进行实验,该样机的结构参数如表 1 所示。新泵样机如图 8 所示,泵的试验系统原理图如图 9 所示。图 10 为泵的实验连接图。

表 1 试验样机设计参数

Tab.1 Test prototype design parameters

参数	数值
柱塞直径/mm	16
柱塞数	$x = 6, y = 3$
最高转速/($r \cdot \min^{-1}$)	800
最高压力/MPa	10.0
偏心距/mm	2.5
工作时最大流量排量/($\text{mL} \cdot r^{-1}$)	18
工作时最小流量排量/($\text{mL} \cdot r^{-1}$)	3
3 个油口联合输出时排量/($\text{mL} \cdot r^{-1}$)	9

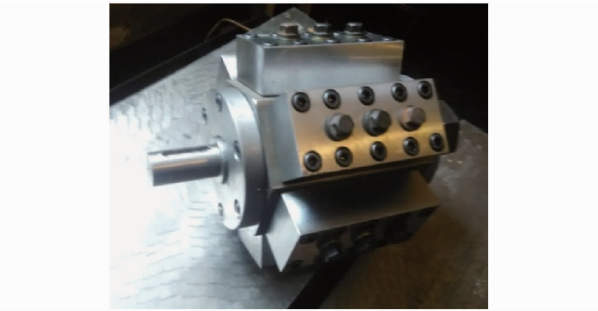


图 8 新泵样机
Fig.8 New pump prototype

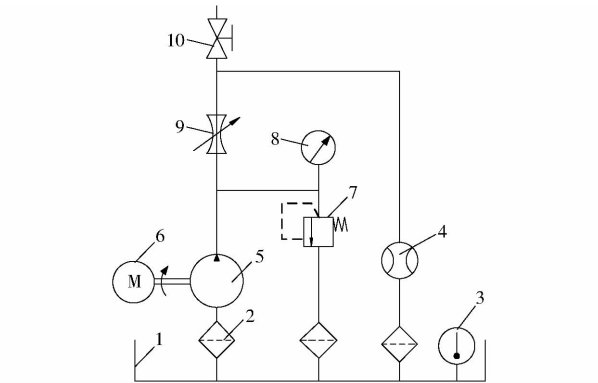


图 9 泵的实验系统原理图
Fig.9 Principle diagram of new pump experimental system
1. 油箱 2. 过滤器 3. 温度计 4. 流量计 5. 泵 6. 电机
7. 溢流阀 8. 压力表 9. 节流阀 10. 截止阀



图 10 实验连接图
Fig.10 Experimental connection diagram

在实验系统原理图中,通过调节节流阀的开度来控制系统负载,用压力表和流量计实时监测压力

和系统流量。在开始实验之前,将系统内的空气排净,检查系统的管路连接是否正确,然后完全打开溢流阀和节流阀并开启电源。泵稳定运行后,首先调溢流阀压力至 13 MPa,逐步调节电机转速和节流阀开度,调节压力表压力至 1 MPa 或更低,记录电机在每个转速下的压力表读数和流量计读数。逐步调节节流阀开度,记录压力表、流量计和电机转速,直至压力达 10 MPa 停止测试。

该新型多输出径向柱塞泵在空载情况下的最大流量输出和单个油口的独立输出时实验数据如表 2、3 所示。表 4 是 3 个油口组合输出时的实验数据。

表 2 最大流量时泵空载排量

Tab.2 Pump empty displacement measurement at maximum flow rate

压力表 数 1/MPa	压力表 数 2/MPa	压差/ MPa	转速/ (r·min ⁻¹)	输出流量/ (L·min ⁻¹)
1.0	0.2	0.8	397	6.6
0.9	0.3	0.6	451	7.6
1.1	0.4	0.7	504	8.6
0.9	0.2	0.7	558	9.3
1.2	0.3	0.9	605	10.1

表 3 最小流量时泵空载排量

Tab.3 Pump empty displacement at minimum flow rate

压力表 数 1/MPa	压力表 数 2/MPa	压差/ MPa	转速/ (r·min ⁻¹)	输出流量/ (L·min ⁻¹)
1.0	0.3	0.7	405	1.23
0.9	0.3	0.6	447	1.36
1.1	0.2	0.9	503	1.45
0.9	0.4	0.5	556	1.53
1.2	0.3	0.9	604	1.72

表 4 3 个油口组合输出时泵空载排量

Tab.4 No-load displacement of pump when three oil ports were combined to output

压力表 数 1/MPa	压力表 数 2/MPa	压差/ MPa	转速/ (r·min ⁻¹)	输出流量/ (L·min ⁻¹)
1.0	0.2	0.8	403	3.42
0.9	0.3	0.6	457	3.92
1.1	0.3	0.8	498	4.23
0.9	0.4	0.5	563	4.5
1.1	0.3	0.8	605	5.1

通过查阅相关资料可知^[16],液压泵在空载工作时的排量 V_i 计算公式为

$$V_i = 1\,000 \frac{N \sum_{j=1}^N n_j q_{v_2} - q_{v_2} \sum_{j=1}^N n_j}{N \sum_{j=1}^N n_j^2 - \left(\sum_{j=1}^N n_j \right)^2} \quad (22)$$

式中 q_{v_2} ——有效输出流量,L/min
 n_j ——泵实际转速,r/min

N ——转速测量挡数

将表 4 的实验数据代入式(22)中,可得不同工作方式下液压泵空载排量如表 5 所示。

表 5 液压泵空载排量

Tab.5 Hydraulic pump empty displacement

工况	排量/(mL·r ⁻¹)
所有油口组合输出的排量	17.2
单个油口独立输出的排量	3.0
一半油口组合输出的排量	8.4

在实验过程中,由于油液随着温度的升高导致粘度降低,读取测试仪器数值有误差,结构的配合精度较低,零件之间的相对运动造成的磨损,其他人为因素等都会造成实验与理论分析存在误差,但误差都在允许范围内^[17-18]。根据实验数据可知,由于负载逐渐增加,导致泄漏越来越严重,所以随着泵出油口压力升高,测得泵实际流量不断减小。图 11、12 分别表示最大流量时泵的压力流量曲线和最小流量时泵的压力流量曲线。

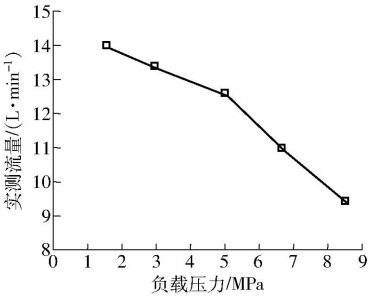


图 11 最大流量时泵的压力流量曲线

Fig. 11 Pressure flow curve of pump at maximum flow

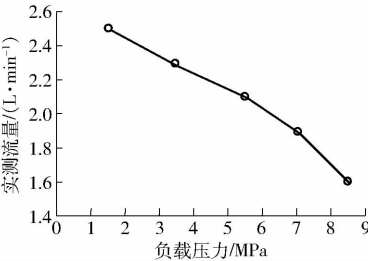


图 12 最小流量时泵的压力流量曲线

Fig. 12 Pressure flow curve of pump at minimum flow

在该多输出径向柱塞泵第一次启动前,需特别注意以下几点^[19-20]:①推荐使用 30 号液压油或 L-AN22 全损耗系统用油及其他矿物油。②电动机轴和配流轴用弹性联轴器连接,并保证两轴同轴度公差小于 $\phi 0.1\text{ mm}$ 。③检查带动泵运转的电动机旋向是否符合规定。④注意所有管接头应旋紧,保证接合面密封。

由于加工条件有限,部分零件的加工精度不符合要求,导致实验结果和理论分析不匹配,然而实验数据的分析验证了该泵的原理正确性和结构合理性,从

而为径向柱塞泵日后深入研究和发

展奠定了基础。
(2) 当泵以最大流量输出和力平衡方式输出时,油液流量脉动幅值和脉动周期相比于单输出小很多。

5 结论

(1) 由于该多输出径向柱塞泵的结构特殊性,对高压或需求多级流量的工作场合,可部分解决传统液压系统占地面积大、易发生故障等缺点。

(3) 由于负载逐渐增加,导致泄漏越来越严重,所以随着泵出油口压力升高,测得泵实际流量不断减小。

参 考 文 献

1 李永华. “一带一路”上的中国工程机械[J]. 中国经济周刊,2017(19):31 – 33.

2 郭桐,赵升吨,刘辰,等. 径向柱塞泵结构发展概述[J]. 机床与液压,2015,43(13):156 – 162.
GUO Tong, ZHAO Shengdun, LIU Chen, et al. Study on the development of radial piston pump structure[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2015, 43(13):156 – 162. (in Chinese)

3 闻德生,王宝华,王广怀,等. 串联多级联合配油开路式轴向柱塞泵原理及试验[J]. 工程机械,1993(6):14 – 16,41.

4 闻德生. 端面配油全开路式轴向柱塞泵的工作原理及其试验[J]. 工程机械,1985(7):28 – 31.

5 YANG Kun, ZHOU Lelai, RONG Xuewen, et al. Onboard hydraulic system controller design for quadruped robot driven by gasoline engine[J]. Mechatronics,2018, 52:36 – 48.

6 闻德生,高俊峰,周瑞彬,等. 多作用双定子力偶液压马达转矩脉动分析[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(10):319 – 325.
http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20141050&journal_id=jcsam. DOI:10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2014. 10. 050.

WEN Desheng, GAO Junfeng, ZHOU Ruibin, et al. Analysis of torque pulsation for multi-acting double-stators couple hydraulic motor[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(10): 319 – 325. (in Chinese)

7 欧阳小平,王天照,方旭. 高速航空柱塞泵研究现状[J]. 液压与气动,2018(2):1 – 8.
OUYANG Xiaoping, WANG Tianzhao, FANG Xu. Research status of high speed aviation piston pumps[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018(2):1 – 8. (in Chinese)

8 李海宁,曹春玲. 一种用阀控实现变量的卧式径向柱塞泵[J]. 液压与气动,2005(1):59 – 60.
LI Haining, CAO Chunling. A horizontal radial piston pump with variable valve control[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2005(1):59 – 60. (in Chinese)

9 胡文龙. 联合配流开路式径向多输出柱塞泵的研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2016.
HU Wenlong. Research on joint-distribution open radial multi-output plunger pump [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2016. (in Chinese)

10 闻德生,张凯明,张三喜,等. 双定子异形滑块液压马达角速度不均匀性研究[J/OL]. 农业机械学报,2014,45(4):341 – 346. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20140454&journal_id=jcsam. DOI:10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2014. 04. 054.

WEN Desheng, ZHANG Kaiming, ZHANG Sanxi, et al. Uniformity of double stator alien slider hydraulic motor [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(4): 341 – 346. (in Chinese)

11 闻德生,胡文龙,邱华,等. 多泵单马达传动系统输出转矩特性分析[J/OL]. 农业机械学报,2016,47(1):397 – 402. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20160155&journal_id=jcsam. DOI:10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2016. 01. 055.

WEN Desheng, HU Wenlong, QIU Hua, et al. Output torque characteristics analysis of multi-pump and single-motor transmission system[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(1): 397 – 402. (in Chinese)

12 闻德生,常雪,张少波,等. 双定子单作用液压马达转矩脉动研究[J/OL]. 农业机械学报,2013,44(2):238 – 242,247. http://www.jcsam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20130243&journal_id=jcsam. DOI:10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2013. 02. 043.

WEN Desheng, CHANG Xue, ZHANG Shaobo, et al. Analysis of torque pulsation for double-stator single-acting multi-motors[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 238 – 242, 247. (in Chinese)

13 闻德生,商旭东,马光磊,等. 比例型多泵多速马达传动系统设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(9):421 – 428. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170953&journal_id=jcsam. DOI:10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2017. 09. 053.

WEN Desheng, SHANG Xudong, MA Guanglei, et al. Design and experiment of proportional type multi-pump and multi-speed motor driving system[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(9): 421 – 428. (in Chinese)

14 闻德生,商旭东,潘为圆,等. 齿轮型多泵多马达传动系统设计与试验[J/OL]. 农业机械学报,2017,48(6):399 – 406. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=20170653&journal_id=jcsam. DOI:10. 6041/j. issn. 1000-1298. 2017. 06. 053.

WEN Desheng, SHANG Xudong, PAN Weiyuan, et al. Design and experiment on gear multi-pump and multi-motor driving system [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(6): 399 – 406. (in Chinese)

15 杨国来, 田丽红, 张友亮, 等. 大排量径向柱塞泵主要结构参数及流量脉动研究[J]. 液压气动与密封, 2015, 35(2): 13 – 15.

YANG Guolai, TIAN Lihong, ZHANG Youliang, et al. Research on main structure parameters and flow pulsation of large displacement radial piston pump[J]. Hydraulic & Pneumatic & Sealing, 2015, 35(2): 13 – 15. (in Chinese)

16 闻德生, 刘巧燕, 刘忠迅, 等. 混合型多泵多速马达传动输出特性的研究[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(12): 15 – 20.

WEN Desheng, LIU Qiaoyan, LIU Zhongxun, et al. Study on transmission output characteristics of hybrid multi-pump multi-speed motor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(12): 15 – 20. (in Chinese)

17 闻德生, 吕世君, 杜孝杰, 等. 双定子液压马达差动连接理论分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 219 – 224.

WEN Desheng, LÜ Shijun, DU Xiaojie, et al. Theoretical analysis of differential connection of double-stator hydraulic motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 219 – 224. (in Chinese)

18 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. http://www.j-csam.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.

WEN Desheng, YANG Jie, ZHENG Zhenquan, et al. Theory analyses of double stator symmetrical type multi pump and multi speed motor[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(7): 321 – 324. (in Chinese)

19 陈玉华, 卞祖亮, 陆玉春. 背压机组液压调节系统改进与实践[J]. 冶金动力, 2018(5): 37 – 40, 43.

CHEN Yuhua, BIAN Zuliang, LU Yuchun. Improvement and practice of hydraulic regulating system of back pressure unit[J]. Metallurgical Power, 2018(5): 37 – 40, 43. (in Chinese)

20 王雪丽. 基于 RBF 神经网络电液恒功率调速自整定 PID 控制[J]. 机床与液压, 2016, 44(22): 115 – 117.

WANG Xueli. Self-tuning PID control based on RBF neural network electro-hydraulic constant power speed regulation[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(22): 115 – 117. (in Chinese)

(上接第 386 页)

13 SALVIA-TRUJILLO L, QIAN C, MARTÄ N-BELLOSO O, et al. Influence of particle size on lipid digestion and β -carotene bioaccessibility in emulsions and nanoemulsions[J]. Food Chemistry, 2013, 141(2): 1472 – 1480.

14 MALAKI N A, WRIGHT A J, CORREDIG M. Impact of interfacial composition on emulsion digestion and rate of lipid hydrolysis using different in vitro digestion models[J]. Colloids & Surfaces B Biointerfaces, 2011, 83(2): 321 – 330.

15 KOSSENA G A, BOYD B J, PORTER C J H, et al. Separation and characterization of the colloidal phases produced on digestion of common formulation lipids and assessment of their impact on the apparent solubility of selected poorly water-soluble drugs[J]. Journal of Pharmaceutical Sciences, 2003, 92(3): 634 – 648.

16 SALVIA-TRUJILLO L, MCCLEMENTS D J. Improvement of β -carotene bioaccessibility from dietary supplements using excipient nanoemulsions[J]. Journal of Agricultural & Food Chemistry, 2016, 64(22): 4639 – 4647.

17 TRONCOSO E, AGUILERA J M, MCCLEMENTS D J. Influence of particle size on the in vitro digestibility of protein-coated lipid nanoparticles[J]. Journal of Colloid and Interface Science, 2012, 382(1): 110 – 116.

18 DAHAN A, HOFFMAN A. Rationalizing the selection of oral lipid based drug delivery systems by an in vitro dynamic lipolysis model for improved oral bioavailability of poorly water soluble drugs[J]. Journal of Controlled Release, 2008, 129(1): 1 – 10.

19 SUN J H, LIM B O, DECKER E A, et al. In vitro, human digestion models for food applications[J]. Food Chemistry, 2011, 125(1): 1 – 12.

20 RIGOTTI A. Absorption, transport, and tissue delivery of vitamin E[J]. Molecular Aspects of Medicine, 2007, 28(5–6): 423 – 436.

21 YU H, SHI K, LIU D, et al. Development of a food-grade organogel with high bioaccessibility and loading of curcuminoids[J]. Food Chemistry, 2012, 131(1): 48 – 54.

22 WANG P, LIU H J, MEI X Y, et al. Preliminary study into the factors modulating β -carotene micelle formation in dispersions using an in vitro digestion model[J]. Food Hydrocolloids, 2012, 26(2): 427 – 433.

23 GOLDING M, WOOSTER T J. The influence of emulsion structure and stability on lipid digestion[J]. Current Opinion in Colloid & Interface Science, 2010, 15(1): 90 – 101.

24 DYBOWSKA B E. The effects of temperature and homogenization pressure on flow characteristics of whey protein-stabilized O/W emulsions[J]. Milchwissenschaft, 2000, 55(4): 194 – 197.

25 FLOURY J, DESRUMAUX A, LEGRAND J. Effect of ultra-high-pressure homogenization on structure and on rheological properties of soy protein-stabilized emulsions[J]. Journal of Food Science, 2002, 67(9): 3388 – 3395.

26 姚盛宇. 多重光散射技术研究乳液体系的稳定性和流变性[D]. 南宁: 广西大学, 2016.

YAO Shengyu. Study on the stability and rheological properties of emulsion system by multiple light scattering technology[D]. Nanning: Guangxi University, 2016. (in Chinese)