

液压自动换向阀动态特性研究

丁小兵*

(湖南城市学院机电工程学院, 益阳 413000)

摘 要: 液压激振系统中, 换向阀的换向行程随激振频率的增高而迅速衰减, 导致阀的通油能力下降, 不能适应高频大流量激振系统要求。为此, 本文提出一种新型位移反馈式液压自动换向阀。该阀主要由一个二位四通换向主阀和一个二位三通先导阀组成, 其在高频换向时有较大的换向行程。为研究各参数对阀换向时动态特性的影响, 建立阀的数学模型, 并利用 AMESim 软件对自动换向阀系统进行仿真。通过仿真与试验分析发现, 自动换向阀的换向频率与压力呈平方根关系; 主阀芯换向行程受供油压力影响较小, 主要与系统结构参数有关; 通过合理的结构设计能使阀更好地适应高频大流量激振系统。

关键词: 自动换向阀; 高频大流量激振系统; 换向频率; 换向行程

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **doi:** 10.16507/j.issn.1006-6055.2016.06.019

Researches on Dynamic Characteristics of Hydraulic Automatic Reversing Valve

DING Xiaobing*

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan City University, Yiyang 413000)

Abstract: In high frequency hydraulic vibration system, the amplitude of reversing stroke for reversing valve decreases with the increase of the reversing frequency, so the flow capacity of the valve is decreased and it can not be used in the high frequency and large flow vibration systems. In this paper, a novel hydraulic automatic reversing valve with place feedback is proposed and investigated. The valve is composed of a two-position four-way directional valve and a two-position three-way pilot valve. When the valve is used in the high frequency, it can have a larger reversing stroke. To study the effect of the structural parameters on the dynamic characteristics of the reversing valve, the mathematical and AMESim simulation models of the valve are established. By simulation and experimental analysis, the results show that reversal frequency of the valve is a square root relationship with the pressure. The reversing stroke is related to system structure, and it is independent of the oil pressure. When the structure parameters are designed in the appropriate values, the valve can well be used in the high frequency and large flow vibration systems.

Key words: automatic reversing valve; high frequency and large flow vibration systems; reversing frequency; reversing stroke

1 引言

目前, 振动已经广泛应用于凿岩、破碎、夯实、捣固、打桩、钻孔、压力加工、筛分、测试等场合^[1-3]。液压激振通过液压阀换向使液压缸或者液压马达的两腔交替通高压油或低压油, 从而产生振动输出。相对于传统的激振方式, 液压激振具有起振快、功率密度大、稳定性高、易于实现冷却和过载保护等优点^[4]。液压激振的关键在于使液压换向阀高速换向。目前主要是利用电液伺服阀, 通过给伺服阀一定频率的电信号来使阀以相同频率换向。这种方式的液压阀换向频率较低, 一般小于 20Hz^[5]。在高频

大流量激振系统中常使用高性能多级伺服阀^[6], 但也难以克服在 50Hz 以上高频工作时阀的换向行程衰减从而导致阀的通油能力不足的情况。近年浙江工业大学研究设计的 2D 转阀式液压激振改变了传统的滑阀换向的思维^[7], 利用马达驱动转阀阀芯旋转来实现激振系统中的油路切换。这种激振方式的工作频域很宽, 可以达到上千赫兹, 已经成功的运用于多种激振场合^[8-10]。但其结构较复杂, 且需要外接旋转驱动马达及控制系统。

为了满足高频大流量激振系统的要求, 并简化换向控制系统, 本文提出一种新型位移反馈式液压自动换向阀, 通过阀芯运动时产生位移反馈使液压阀实现自动换向, 并对其进行数学建模和试验分析, 研究各主要参数与换向阀动态性能即换向频率及换向行程之间的规律。

2016-07-04 收稿, 2016-08-19 接受, 2016-12-25 网络发表

* 通讯作者, E-mail: 328061160@qq.com; Tel: 13873772036

2 工作原理

图 1 所示为新型位移反馈式液压自动换向阀的工作原理图。自动换向阀主要由一个二位四通换向主阀和一个二位三通先导阀组成,通过主阀阀芯在运动时的位移反馈来使先导阀换向,进而使主阀也换向。具体换向过程是开始阶段在复位弹簧的作用下主阀阀芯和先导阀阀芯均处于最右端,高压油作用在先导阀的 d 腔,先导阀 c 腔通过反馈油路和孔 2 与回油接通,高压油将先导阀阀芯压在右位,使主阀的 b 腔通过先导阀口 A1 接通回油口 T1,而 T1 通过孔 1 始终与 T 相通,如图 1(a)所示。主阀阀芯在 a 腔高压油的作用下开始向左运动,当运动到反馈口被打开时,高压油通过反馈油路接通先导阀的 c 腔。c 腔作用面积大于 d 腔,先导阀阀芯在差动情况下向左运动,切换先导阀油路,进而使主阀的 b 腔通过先导阀口 A1 与高压油接通,如图 1(b)所示。b 腔作用面积大于 a 腔,主阀阀芯在差动情况下开始减速,之后主阀芯向右运动。在主阀阀芯向右运动到将反馈油路与回油口 T 接通时,先导阀的 c 腔变为低压,先导阀阀芯在 d 腔高压油的作用下向右运动,切换先导阀油路,进而使主阀的 b 腔通过先导阀与回油接通,如图 1(a)所示。主阀阀芯在 a 腔高

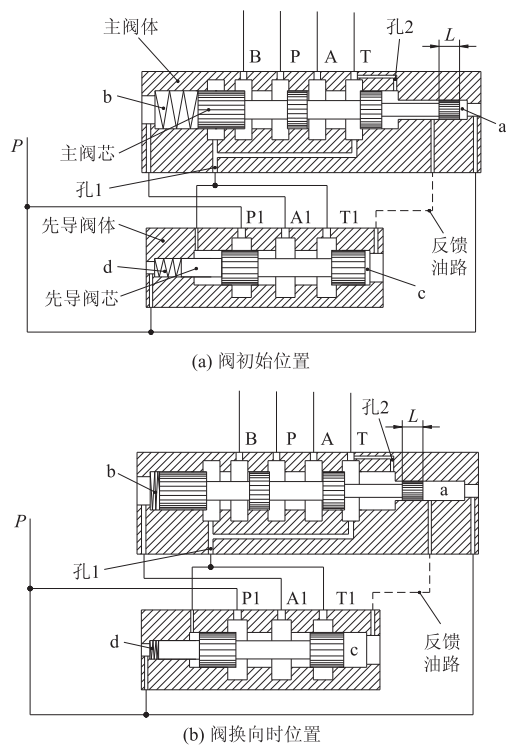


图 1 新型位移反馈式液压自动换向阀原理图

压油的作用下减速,之后向左运动,开始下一个运动周期。

传统伺服阀高频换向时会出现换向行程大幅衰减现象。而通过此新型位移反馈式液压自动换向阀原理可知,主阀芯轴段 L 的右面控制先导阀大腔通高压油,左面控制先导阀通低压油。因此主阀芯的行程长度始终会大于 L 段长度。所以此自动换向阀的换向行程在高频下不会衰减。

3 数学模型

根据图 1 原理,构建出自动换向阀的液阻模型,如图 2 所示。

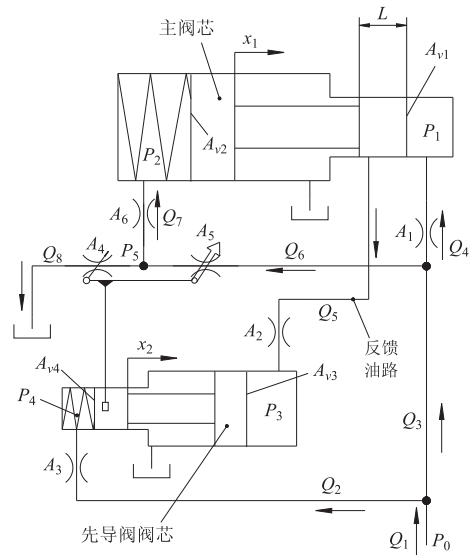


图 2 液阻模型

规定与图 2 中箭头所示方向相同的流量为正,相反为负。所以各孔口流量方程为

$$Q_2 = \operatorname{sgn}(v_2) C_{d3} A_3 \sqrt{\frac{2 |p_0 - p_4|}{\rho}} \tag{1}$$

$$Q_4 = - \operatorname{sgn}(v_1) C_{d1} A_1 \sqrt{\frac{2 |p_0 - p_1|}{\rho}} \tag{2}$$

$$Q_5 = \begin{cases} C_{d2} A_2 \sqrt{\frac{2 |p_1 - p_3|}{\rho}} & , x_1 < x_a \\ 0 & , x_a \leq x_1 \leq x_b \\ - C_{d2} A_2 \sqrt{\frac{2 p_3}{\rho}} & , x_1 > x_b \end{cases} \tag{3}$$

$$Q_6 = \operatorname{sgn}(v_1) C_{d5} A_5 \sqrt{\frac{2 |p_0 - p_5|}{\rho}} \tag{4}$$

$$Q_7 = \operatorname{sgn}(v_1) C_{d6} A_6 \sqrt{\frac{2|p_5 - p_2|}{\rho}} \tag{5}$$
$$Q_8 = -\operatorname{sgn}(v_1) C_{d4} A_4 \sqrt{\frac{2p_5}{\rho}} \tag{6}$$

式中, $A_{1 \sim 6}$ 分别为阀各孔口面积; $p_{0 \sim 5}$ 为各容腔内的压力; $C_{d1 \sim d6}$ 为相应孔口的流量系数; ρ 为油液密度。 x_1 为主阀芯位移; x_2 为先导阀阀芯位移; x_a 、 x_b 为 L 段右/左端面与反馈孔对齐时主阀芯位移; v_1 、 v_2 分别为主阀芯和先导阀阀芯的运动速度。

根据图 2 中的各流量节点, 列出系统流量连续方程:

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 = 0 \tag{7}$$
$$Q_3 - Q_4 - Q_6 = 0 \tag{8}$$
$$Q_6 - Q_7 - Q_8 = 0 \tag{9}$$
$$Q_4 = \begin{cases} Q_5 - A_{v1} v_1, & v_2 \leq 0 \\ -A_{v1} v_1, & v_2 > 0 \end{cases} \tag{10}$$
$$Q_5 = -A_{v3} v_2 \tag{11}$$
$$Q_2 = A_{v4} v_2 \tag{12}$$
$$Q_7 = A_{v2} v_1 \tag{13}$$

式中, $A_{v1 \sim 4}$ 为主阀和先导阀的各腔作用面积。考虑油液压缩和泄露引起的流量变化, 则

$$\Delta Q = \frac{V}{4K_e} \frac{dp}{dt} + C_l p \tag{14}$$

式中, K_e 为油液的体积弹性模量; V 为对应容腔的体积; p 为对应容腔压力; C_l 为泄露系数。

主阀芯和先导阀阀芯的力平衡方程分别为

$$p_2 A_{v2} - p_1 A_{v1} = m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + B_{v1} \frac{dx_1}{dt} + K_1 x_1 + F_{L1} \tag{15}$$

$$p_4 A_{v4} - p_3 A_{v3} = m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + B_{v2} \frac{dx_2}{dt} + K_2 x_2 + F_{L2} \tag{16}$$

式中, m_1 、 m_2 分别为主阀芯的质量和先导阀阀芯的质量; B_{v1} 、 B_{v2} 为总粘性阻尼系数; K_1 、 K_2 为复位弹簧刚度; F_{L1} 、 F_{L2} 为外部负载。

为了使阀自动换向时先导阀和主阀之间的运动不紊乱, 用结构限位的方式将先导阀阀芯的行程限制为: $x_{2min} \leq x_2 \leq x_{2max}$ 。即

当 $x_2 \geq x_{2max}$, $v_2 > 0$ 时, 令 $x_2 = x_{2max}$, $v_2 = 0$; 当 $x_2 \leq x_{2min}$, $v_2 < 0$ 时, 令 $x_2 = x_{2min}$, $v_2 = 0$ 。

在先导阀芯的运动过程中, A_4 和 A_5 的阀口变化规律如下:

$$A_4 = \begin{cases} 0, & x_2 < x_{2b} \\ K_w(x_2 - x_{2b}), & x_{2b} \leq x_2 \leq x_{2a} \\ A_{4max}, & x_2 > x_{2a} \end{cases} \tag{17}$$

$$A_5 = \begin{cases} A_{5max}, & x_2 < x_{2d} \\ K_w(x_{2c} - x_2), & x_{2d} \leq x_2 \leq x_{2c} \\ 0, & x_2 > x_{2c} \end{cases} \tag{18}$$

式中, K_w 为先导阀的阀口面积梯度; x_{2b} 、 x_{2c} 分别为 A_4 、 A_5 对应阀口刚好关闭时先导阀阀芯位移; x_{2a} 、 x_{2d} 分别为 A_4 、 A_5 对应阀口恰好完全打开时先导阀阀芯位移。

4 仿真模型及试验系统搭建

根据自动换向阀原理及其液阻模型图, 建立液压自动换向阀的 AMESim 仿真模型(图 3)。搭建的液压自动换向阀的试验系统如图 4 所示。激振系统稳定工作的一个主要特点是系统中的油液压力在一个小范围内波动。这时自动换向阀相当于在一个恒压油源的驱动下工作。因此, 仿真时设定液压油源为恒压源。需指出的是, 建立自动换向阀油压的外负载主要是阀芯的惯性力和回油阻力。惯性力与阀芯加速度相关, 回油阻力与阀芯速度相关, 加速度和速度都是运动参量与流量有关, 因此压力与流量是相关的。即当系统的结构参数及油源压力确定后, 系统所需的流量也就确定了, 流量随着油压的变化而变化, 因此无法对压力和流量进行独立调节。

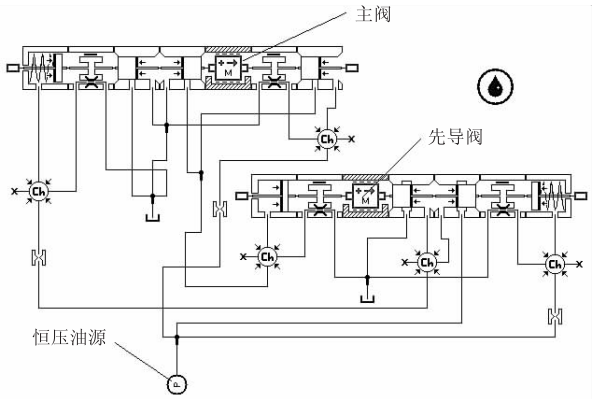


图 3 自动换向阀的 AMESim 仿真模型

仿真和试验系统的主要参数如下。
油源: 恒压源压力调节范围 0.5 ~ 25 MPa。
主阀: b 腔直径 21 mm、泄漏接触长度 20 mm、间隙 0.02 mm; a 腔直径 15 mm、泄漏接触长度 10 mm、间隙 0.015 mm; L 段长度为 10 mm; 阀芯主径

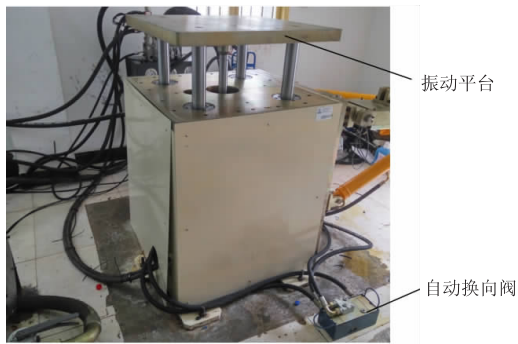


图4 液压自动换向阀试验系统

21 mm;阀芯杆径 15 mm;复位弹簧刚度 1.5 N/mm、预紧力 15 N;质量 0.25 kg。

先导阀:c 腔直径 7 mm、泄漏接触长度 7 mm、间隙 0.01 mm;d 腔直径 5 mm、泄漏接触长度 7 mm、间隙 0.01 mm;阀芯主径 7 mm;阀芯杆径 5 mm;零开口;复位弹簧刚度 1 N/mm、预紧力 10 N;质量 0.03 kg;质量块行程 10 mm。其他固定阻尼孔径均为 5 mm。

5 仿真及试验结果分析

5.1 主要结构参数对阀换向性能的影响

研究自动换向阀内单个结构参数变化对阀换向性能的影响时,供油压力分别设定为 10 MPa、15 MPa、20 MPa,其他结构参数均按上节的仿真参数设定。

由工作原理可知反馈孔控制轴段(L 段)长度的左右端面控制着反馈孔的通油情况,如图 1 所示,其长度对自动换向阀的换向性能有很大影响。图 5 是系统供油压力为 10Mpa,L 取 5mm 时,主阀芯的位移随时间变化的仿真曲线。由图 5 可知,主阀阀芯的运动曲线类似正弦波,换向频率为 86 Hz,换向行程为 15 mm。不同的供油压力及反馈孔控制轴段长度 L 均会对换向频率及换向行程产生影响,图 6 是供油压力变化时,反馈孔控制轴段长度 L 与自动换向阀的换向频率及换向行程的关系曲线图。由图 6 可知,系统供油压力不变时,随着 L 段长度增加,阀的换向频率先大幅减小后缓慢减小,行程则呈直线增加。当 L 不变时,阀的换向频率随供油压力的增大而增大,行程则几乎不受供油压力的影响。当供油压力为 20 MPa,L 段长为 1 mm 时,换向频率可达 145 Hz,换向行程能有近 11.8 mm,此时换向行程主要来自于阀芯的减速行程。说明此阀能很好地适应

高频大流量激振系统的要求。

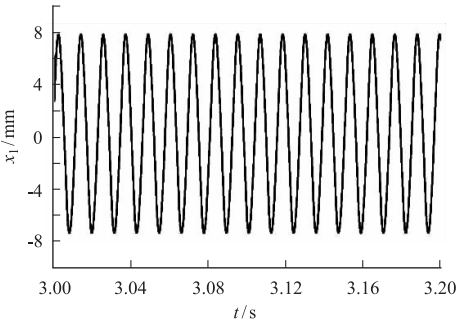
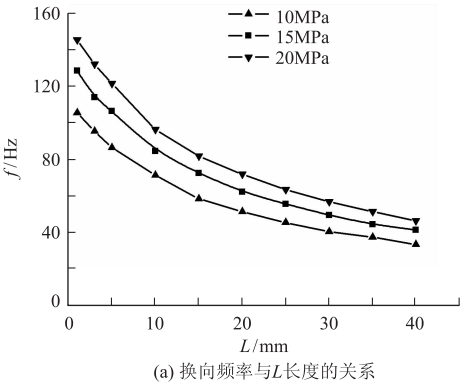
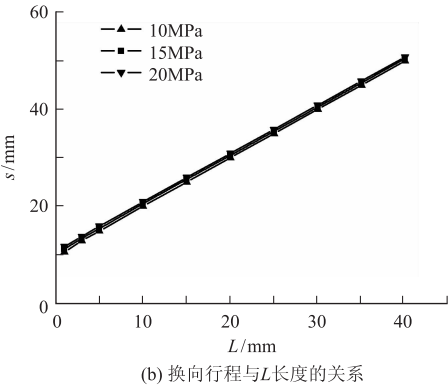


图5 主阀阀芯位移变化曲线



(a) 换向频率与L长度的关系



(b) 换向行程与L长度的关系

图6 换向频率、行程与 L 长度的关系

主阀阀芯敏感腔内压力作用面积大小对阀芯上的驱动力有很大影响,而阀内孔口面积的大小影响压降的大小。因此压力作用面积和阀内孔口面积对阀的换向性能的影响较大。另外为了实现主阀芯换向过程对称,对阀的结构作出了如下限制要求:

$$A_{v2} = 2A_{v1} \tag{19}$$

$$A_1 = A_6 \tag{20}$$

所以下面主要以 a 腔压力作用面积 A_{v1} 、a 腔通油孔口面积 A_1 为变量,其他相关参数按式 (19)、(20) 的限制要求变化,研究相应参数对阀的换向行程的影响。

图 7 为阀换向频率及换向行程随 a 腔压力作用

面积 A_{v1} 变化的曲线。供油压力一定时,随着 A_{v1} 的增加换向频率呈先增大后减小的变化规律。当 A_{v1} 不变时,阀的换向频率随供油压力的增大而增大。当供油压力由 10MPa 升到 20MPa 时,在 A_{v1} 为 283 mm^2 时阀的换向频率由 95Hz 升为 137 Hz。换向行程几乎不受供油压力变化的影响,随 A_{v1} 的增加换向行程先大幅减小后缓慢减小,最后接近于 7.5 mm。频率峰值的出现是因为作用面积过小时主阀阀芯的响应速度也相对较小,导致换向频率较低。作用面积过大,主阀阀芯换向时所需的流量也较大,受先导阀和油路的通油能力影响,控制压力将产生较大压力损失,最终也导致换向频率降低。因此有一最优的作用面积能使换向频率最高。

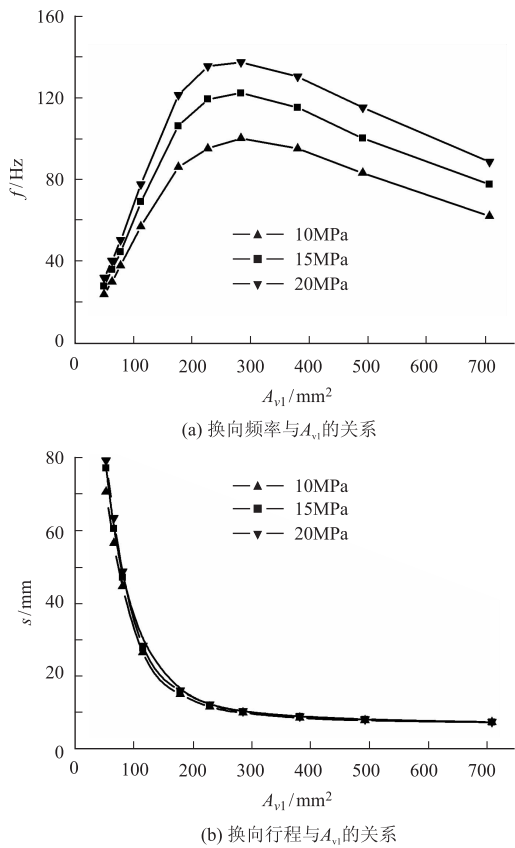


图7 换向频率、行程与 A_{v1} 的关系

图8为阀换向频率及换向行程随孔口面积 A_1 变化的曲线。由图8可知,当孔口面积 A_1 增加时,阀的换向行程呈先增加后基本不变的趋势。阀的换向频率随着孔口面积变大,先快速提高,直到面积为 20 mm^2 左右达到最大值,供油压力为 20 MPa 时的最大值为 121 Hz。 A_1 继续增加换向频率缓慢减小,最终接近于一常值。孔口过小则节流损失大,主阀阀芯的响应速度减慢,因此换向频率和换向行程都

比较小。孔口越大节流损失越小,主阀阀芯的响应速度越快,且阀芯所能达到的最大速度越大,而减速时产生的背压反而越小,因此换向行程增加,换向频率则有减小趋势。 A_1 在 80 mm^2 以下变化时对阀换向性能影响较大。这是因为当孔口面积大到一定程度后继续增加,则其节流效果变化不明显。

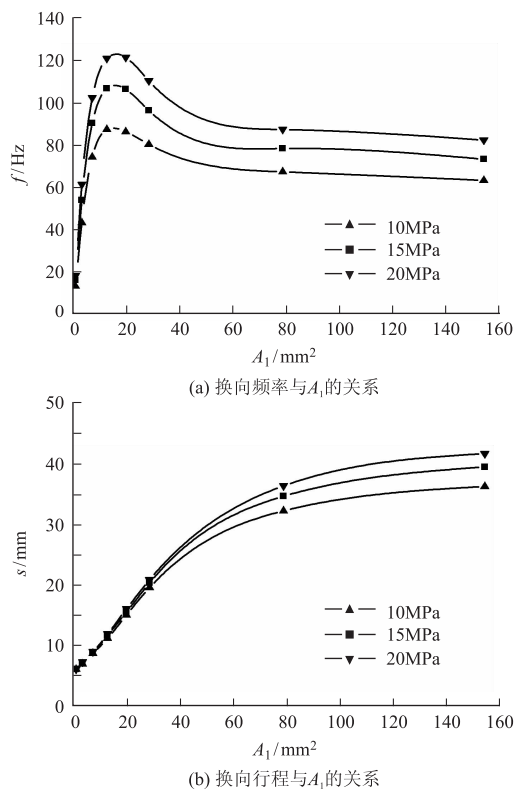


图8 换向频率、行程与 A_1 的关系曲线

由上述研究可知,对于不同激振系统,可通过合理的优化设计使自动换向阀满足其要求。换向行程主要与自动换向阀的结构有关,如 L 段长度、油压作用面积和内部孔口面积。因此可通过设计得到大的换向行程,以便使阀满足大流量激振系统的要求;另外主阀阀芯极限运动长度要大于阀的行程长度,这样就能避免主阀芯与阀体的碰撞。

5.2 仿真及试验曲线对比

调节自动换向阀的控制油压,以研究自动换向阀的换向性能与控制油压的关系。图9是换向频率、换向行程与油压关系曲线的实验和仿真对比图。与仿真结果相比较,实验得出的换向行程要大一些,而换向频率要小一些。这主要是由于实验中油液质量、阀的内泄露和压力波动对阀的换向造成了影响。实际中油液质量的存在相当于增加了阀芯的质量,使阀的换向行程增加,换向时间加长,并最终导致换

向频率减低。阀的内泄漏也会使换向频率减低。随着油压的增加,阀的换向频率和换向行程的变化规律则与仿真相似,控制油压增加,阀的换向频率也增加且先增速较快后增速减慢。阀具有较大的换向行程,并且频率升高时,换向行程变化较小。

图 10 是不同换向频率时,自动换向阀 A 口的压力冲击测试曲线。由图可知,自动换向阀的换向频率越高,其出口处所产生的压力冲击峰值越小。这主要是因为当频率增高时,阀换向速度加快,阀口处于中间闭合的时间变短,因此油液压缩的程度减小,故增大自动换向阀的激振频率,将有效抑制自动换向阀出口处的压力冲击。实验结果基本上验证了自动换向阀具有适应高频大流量激振系统的优点。

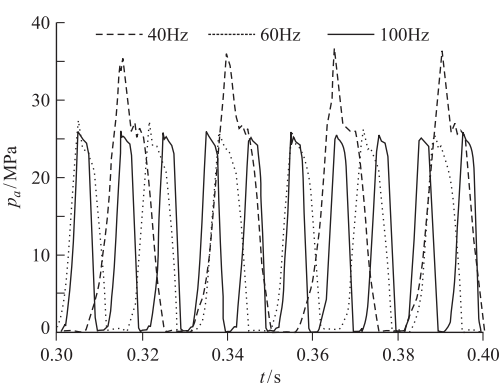


图 10 不同换向频率时主阀 A 口的压力冲击曲线

1)换向频率可通过调节系统压力来进行调节,它们之间近似平方根关系;减小反馈孔控制轴段(L 段)长度、增大孔口面积 A_1 均能使换向频率增加;压力作用面积 A_{e1} 增加,换向频率先增加后减小。

2)换向行程受系统压力的影响较小,其主要与结构参数相关。增大反馈孔控制轴段(L 段)长度、适当减小压力作用面积 A_{e1} 、增大孔口面积 A_1 均能使换向行程增加,从而使阀更适用于高频大流量激振系统。

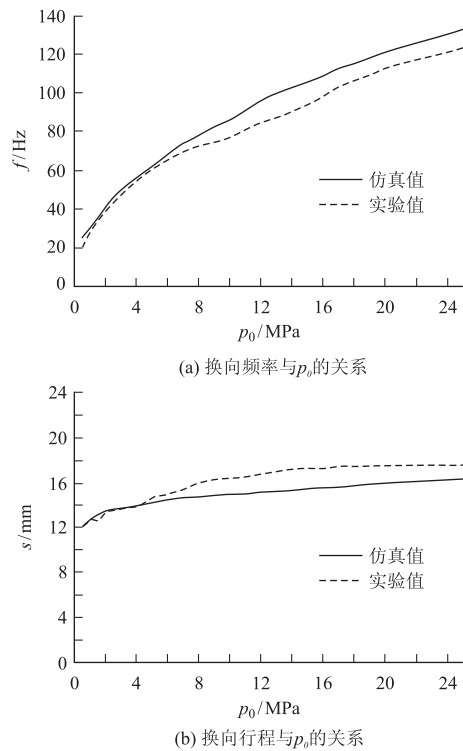


图 9 换向频率、行程与油压 P_0 的关系曲线

6 结论

本文提出了一种新型位移反馈式液压自动换向阀。相比于传统的阀控液压激振方式,这种激振方式结构简单、频率高、换向行程大,能适应高频大流量的液压激振系统。通过对自动换向阀进行仿真和试验研究得到了自动换向阀的一些基本特性和主要结构对阀动态性能影响的结论,为阀的设计提供了参考,具体结论如下:

参考文献

[1] 闻邦椿. 振动利用工程学科近期的发展[J]. 振动工程学报, 2007,20(5):427-434.

[2] 任成龙. 汽车悬架混沌振动台的设计与仿真[J]. 计算机仿真, 2011,28(7):333-335.

[3] 石柱,徐振邦,杨剑锋,等. 空间微振动模拟器构型优化设计研究[J]. 计算机仿真,2015,32(6):224-228.

[4] 邢彤,左强,杨永帅,等. 液压激振技术的研究进展[J]. 中国机械工程,2012,23(3):362-367.

[5] 韩冬,龚国芳,刘毅,等. 基于不同阀芯结构的新型电液激振器[J]. 浙江大学学报(工学版),2014,48(5):757-763.

[6] 栾强利,陈章位,贺惠农. 三级阀控液压振动台控制策略研究[J]. 振动与冲击,2014,33(24):138-143.

[7] RUAN J, BURTON R T. An electrohydraulic vibration exciter using a two-dimensional valve[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2009,223(2):135-147.

[8] 贾文昂. 2D 阀控制电液激振器及在疲劳试验系统中的应用研究[D]. 杭州:浙江工业大学,2010:61-90.

[9] LIU Y, GONG G, YANG H, et al. Mechanism of electro-hydraulic exciter for new tamping device[J]. Journal of Central South University, 2014,21(2):511-520.

[10] REN Y, RUAN J, JIA W A. Output waveform analysis of an electro-hydraulic vibrator controlled by the multiple valves[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014,27(1):186-197.