

电液比例变量泵动态特性仿真与试验

闫政权 龙 张晓刚

(太原理工大学新型传感器与智能控制教育部与山西省重点实验室, 太原 030024)

摘要: 为了提供一个准确的电液比例变量泵动态元件模型,应用在设计系统中以提高系统的精确性,首先对某型号电液比例变量泵进行机械结构参数测绘,确立电液比例变量泵的基本结构参数,然后根据泵、阀性能参数,利用AMESim软件平台建立了比例流量伺服阀和变量泵的仿真模型。通过对压力、流量、比例阀开口量等多种参数的组合控制,对电液比例变量泵动态特性进行仿真测试和试验验证,得到了相吻合的动态响应曲线,验证了模型的准确性,并直观反映出流量、压力双控下,比例流量伺服阀阀芯、斜盘摆角及其系统压力各种变化的动态响应情况。进一步对电液比例变量泵仿真模型中比例流量伺服阀响应速度、阀口开度增益、控制活塞直径等参数对斜盘动态特性影响进行了研究,结果表明比例流量伺服阀响应越高、阀口开度增益越大、控制活塞直径越小,斜盘动态响应越快,但阀口开度增益过大,会导致斜盘响应超调增加,影响斜盘的动态特性。

关键词: 变量泵; 动态特性; 比例流量阀; 仿真模型

中图分类号: TH137.51 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)05-0380-08

Simulation and Experimental Research on Dynamic Characteristics of Electro-hydraulic Proportional Variable Pump

Yan Zheng Quan Long Zhang Xiaogang

(Key Laboratory of Advance Transducers and Intelligent Control System, Ministry of Education and Shanxi Province, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: In order to provide a precise model of dynamic components in the electro-hydraulic proportional variable pump and improve the accuracy when design a system, firstly, the mechanical structure parameters of a certain electro-hydraulic proportional variable pump were measured and the basic structural parameters of the pump were confirmed. Then a single model of a piston and the model of the proportional flow servo valve and variable pump were built in AMESim software platform according to the actual parameters of the valve and pump. And the whole model of electro-hydraulic proportional variable pump was constructed based on the sub models. Through the coordinated control of pressure, flow and proportional valve opening, comprehensive simulation test and experimental verification of the dynamic characteristics of the pump were carried out. The dynamic response of the simulation was consistent with the experimental data, which verified the accuracy of the model. The dynamic response of the proportional flow servo valve spool, the angle of the swash plate and the system pressure could be observed directly in the model. The response speed of proportional flow servo valve, valve opening gain and diameter of control piston in this simulation model were adjusted further so effects of these parameters on the dynamic response of the swash plate were obtained. The results show that the swash plate will response more quickly with bigger valve opening gain, faster proportional flow servo valve response, and smaller diameter of the control piston. However, when the valve opening gain gets too large, the swash

收稿日期: 2016-02-02 修回日期: 2016-03-01

基金项目: 国家自然科学基金项目(51575374)和山西省自然科学基金项目(2014011024-1)

作者简介: 闫政(1979—),男,博士生,主要从事液压元件及系统研究,E-mail: yanz79@126.com

通信作者: 权龙(1959—),男,教授,博士生导师,主要从事电液伺服及比例控制技术研究,E-mail: quanlong@tyut.edu.cn

plate overshoot will increase and it will affect the dynamic characteristics of the swash plate. In this paper, an accurate simulation model was provided for the theoretical research and engineering selection of the electro-hydraulic proportional variable pump.

Key words: variable pump; dynamic characteristics; proportional flow valve; simulation model

引言

电液比例变量泵克服了对环境、清洁度的苛刻要求^[1-2],便于微机控制,主要应用在工程机械、冶金、农机等控制回路中^[3-4]。变量泵既是其中的动力元件又是系统的控制元件,变量泵的性能对整个液压系统起着至关重要的作用,如何提高变量泵响应速度与精度是改善电液比例变量泵性能的关键^[5-6]。影响电液比例变量泵动态特性的主要因素为变量泵的斜盘响应快慢和比例流量伺服阀的机械结构参数、动态响应快慢。KASSEM 等^[7]用流量数学模型分析了配流盘三角槽各种结构对泵动态特性的影响。KIM 等^[8]研究了斜盘对变量泵动态特性的影响,KUMAR 等^[9]研究了变量泵变转速下能耗的变化。有学者完成控制阀控制器的设计并建立相应的数学模型^[10-11]。国内吴文海^[12]、代平之^[13]研究了控制阀芯直径对系统响应的影响。胡文静^[14]建立了控制阀、变量缸的联合仿真模型,并分析了其稳态和动态响应。张德胜等^[15-18]研究了泵的脉动特性。上述研究共同点都是针对变量泵某部分元件参数变化研究泵的动态响应,或者研究控制阀某些参数对泵动态响应的影响。本文以某型号电液比例变量泵为研究对象,以变量泵和比例流量伺服阀组成的整体模型为研究对象,并通过改变模型参数分析斜盘的动态响应。

1 电液比例变量泵工作原理与仿真建模

1.1 工作原理

以某型号数字式压力流量自调节变量柱塞泵为研究对象,主要由柱塞变量泵、比例流量伺服阀、比例放大器、电子传感器、集成数字控制器(集成了压力、流量、功率控制器)及附属部件组成。工作原理如图 1 所示。

比例流量伺服阀由系统的控制板进行控制,变量泵的信号(压力、斜盘倾角)都由控制板来处理,通过闭环控制实现对变量泵的压力和斜盘倾角的控制。该阀通过控制活塞决定斜盘的位置,实现泵的排量与斜盘的位置成比例。反馈活塞通过弹簧进行预压紧,当泵不工作时斜盘保持在零位。变量柱塞泵排油压力为 p_s ,并将部分控制油分别引入变量控制活塞和反馈活塞中。当给定斜

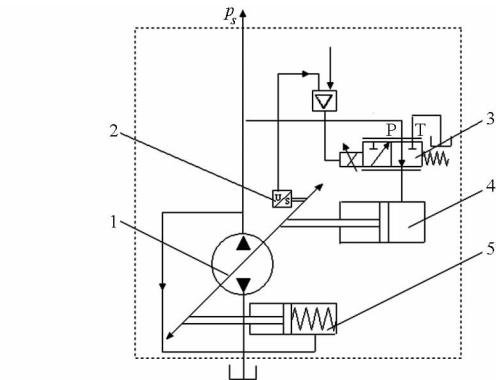


图 1 电液比例变量泵工作原理图
Fig. 1 Operating principle of electro-hydraulic proportional variable pump

- 1. 斜盘 2. 角位移传感器 3. 比例流量伺服阀 4. 控制活塞
- 5. 反馈活塞

盘控制信号增大时,角位移传感器把实时采集到的斜盘角度转换为电流信号,并与给定斜盘控制信号值进行比较放大,然后经数字控制回路处理后输出信号控制比例流量伺服阀阀芯向负开口方向移动,此时控制活塞中的液压油流入油箱,斜盘在反馈活塞和弹簧的推力下摆角由小变大。当给定斜盘控制信号变小时,比例流量伺服阀阀芯向正开口方向移动,控制流量由 P 口流入控制活塞中,使控制活塞有足够的压力克服斜盘的摩擦阻力、负载阻力和反馈活塞施加在斜盘上的液压力和弹簧力,从而推动斜盘逆时针旋转。当斜盘保持角度不变时,比例流量伺服阀阀口微开,有少量液压油流入控制活塞使控制活塞保持适当的压力,斜盘的受力保持平衡状态。

1.2 主要机械结构参数

根据选定电子泵测绘结构和样本提供的技术参数,与电子泵动态特性相关的性能参数如下。

斜盘倾角调控速度:在 2 MPa 系统压力下,斜盘从 0°到最大倾角的调整时间为 100 ms,从最大倾角到 0°的调整时间为 70 ms。在 5 MPa 的系统压力下,泵斜盘从 0°到最大倾角的调整时间为 75 ms,从最大倾角到 0°的调整时间为 40 ms。

压力调控速度:泵的输出压力从 4 MPa 上升到 12 MPa 所用的时间,当工作容腔(包括管路和执行机构)小于 5 L 时,为 150 ms;当工作容腔为 5 ~ 10 L 时,为 200 ms;当工作容腔为 15 ~ 25 L 时,为 250 ms。测绘和相关计算的主要参数见表 1。

表 1 机械结构主要参数

结构参数	测量值
柱塞直径/mm	20
柱塞数	9
额定排量/mL	71
柱塞与斜盘中心距离/mm	40.5
回转盘直径/mm	115
回转盘质量/g	203
活塞与斜盘中心距离/mm	75
斜盘转动惯量/(g·m ²)	4.92
活塞行程/mm	28.2
配流槽分布圆内径/mm	36.5
配流槽分布圆外径/mm	43.5
柱塞死腔体积/cm ³	5.7
斜盘最大摆角/(°)	18
柱塞分布圆半径/mm	40
控制活塞直径/mm	27.8
控制活塞质量/g	170
斜盘质量/kg	2.4
活塞弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	15

1.3 单柱塞模型

带滑靴的斜盘式柱塞泵运动原理如图 2 所示,从图中几何关系推导得到单柱塞速度为

$$v = \frac{ds}{dt} = R\omega \sin(\omega t) \tan\alpha \tag{1}$$

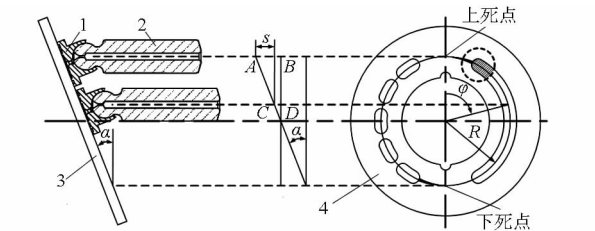


图 2 柱塞运动分析图

Fig. 2 Kinematic analysis of piston

1. 滑靴 2. 柱塞 3. 斜盘 4. 配流盘

电液比例变量泵在工作过程中,随着泵缸体的转动,柱塞腔内的流量连续性方程为

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{\beta}{V} \left(Q_i - Q_o - \frac{dV}{dt} \right) \tag{2}$$

第 i 个柱塞腔内的流量变化为

$$Q_i = \text{sign}(p_z - p_p) C_d A(\varphi) \sqrt{\frac{2|p_z - p_p|}{\rho}} \tag{3}$$

式中 α ——斜盘摆角 ω ——泵旋转角速度
 R ——柱塞孔分布圆半径
 s ——柱塞在缸体内行程
 C_d ——流量系数 ρ ——流体密度
 φ ——柱塞转过角度
 Q_o ——单柱塞输出流量
 $A(\varphi)$ ——配流面积

p_z ——柱塞腔内压力
 p_p ——与柱塞腔连通的泵油口压力
 V ——柱塞腔容积
 β ——油液体积弹性模量

式(3)中的配流面积是配流盘配流槽与柱塞孔发生相对旋转时形成的重叠面积。其变化过程可分为进入三角槽、弓形增大、线性增大、面积最大、线性减小、弓形减小 6 个阶段,通过理论计算及 Matlab 求解,得到配流面积曲线如图 3 所示^[19]。

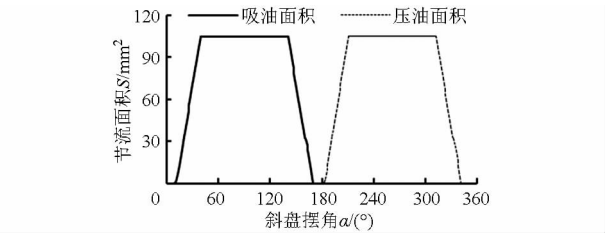


图 3 配流盘配流面积变化曲线

Fig. 3 Flow matching area variation curves of valve plate

1.4 变量机构动力学模型

变量机构的本质为阀控缸系统,通过比例流量伺服阀控制变量活塞缸的运动,进而实现泵斜盘摆动。在建模过程中,需分别建立阀受力平衡方程、流量连续性方程和变量活塞缸的受力平衡方程。

阀受力平衡方程为

$$F_0 - p_s A_v = m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + f \frac{dx_v}{dt} + K_s x_v \tag{4}$$

式中 A_v ——阀的端面积
 F_0 ——调压弹簧预紧力
 p_s ——输出口压力
 m_v ——阀运动部分质量与三分之一弹簧质量之和

x_v ——阀芯位移 f ——粘性阻尼系数
 K_s ——调压弹簧刚度与液动力刚度之和

流量连续性方程为

$$A_1 \frac{dx_p}{dt} = C_0 p_s - (K_p + C_0) p_1 - K_q x_v \frac{V_1}{E_\beta} \frac{dp}{dt} \tag{5}$$

式中 x_p ——变量活塞位移
 K_q ——阀口的流量增益
 p_1 ——变量活塞左端面压力
 K_p ——阀口的流量压力系数
 A_1 ——油缸左腔作用面积
 V_1 ——油缸左腔作用容积
 C_0 ——油缸的泄漏系数
 E_β ——油液的体积弹性模量

变量活塞缸的受力平衡方程为

$$f \frac{dx_p}{dt} + K \Delta x_p + F_p + p_1 A_1 - p_s A_2 = m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} \tag{6}$$

式中 K ——弹簧刚度
 A_2 ——油缸右腔作用面积
 Δx_p ——弹簧的压缩量
 F_p ——斜盘对变量缸的作用力

斜盘所受阻力矩主要由变量缸对斜盘的阻力矩 M 、斜盘旋转时受到柱塞作用于斜盘的不平衡力矩 M_1 、阻碍斜盘转动的滑动摩擦力矩 M_2 、滑靴和柱塞间球铰的摩擦力矩 M_3 、斜盘重力产生的斜盘力矩 M_4 组成^[20],其中阻力矩 M 由作用力 F_0 的反作用力产生,斜盘摆动力学平衡方程如下。

当斜盘摆角 α 增大时,变量活塞的力平衡方程为

$$J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = -M_1 + M_2 + M_3 + M_4 - F_0 L \tag{7}$$

当斜盘摆角 α 减小时,变量活塞的力平衡方程为

$$J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 - F_0 L \tag{8}$$

式中 L ——变量力臂

J ——斜盘的转动惯量

联立式(4)~(8)即可得到变量机构的动态响应方程。

1.5 电液比例变量泵模型

电子比例变量泵的仿真模型由变量泵、比例流量伺服阀及其电路控制模型组成。变量泵的模型主要由 9 根单柱塞模型联立,在单柱塞模型上分别取出推动斜盘的瞬时力和活塞腔瞬时的角度、斜盘现有的摆角、两个活塞腔合力矩形成一个转动力矩,建立斜盘旋转的瞬时力学关系,即斜盘模型。活塞高压油液的进出通过比例流量伺服阀控制。比例流量伺服阀控制泵主要通过外界给定的斜盘角度、压力信号和现有系统传感器输出的斜盘角度和压力进行比较、运算,选择差值较小的,通过控制模块运算,给出比例流量伺服阀阀芯一个位移信号,推动控制活塞实现斜盘的运动。为了检测仿真模型的动态性能准确性,泵的输出回路串联上比例流量伺服阀 V2 和负载溢流阀 V3 模型。具体模型见图 4。

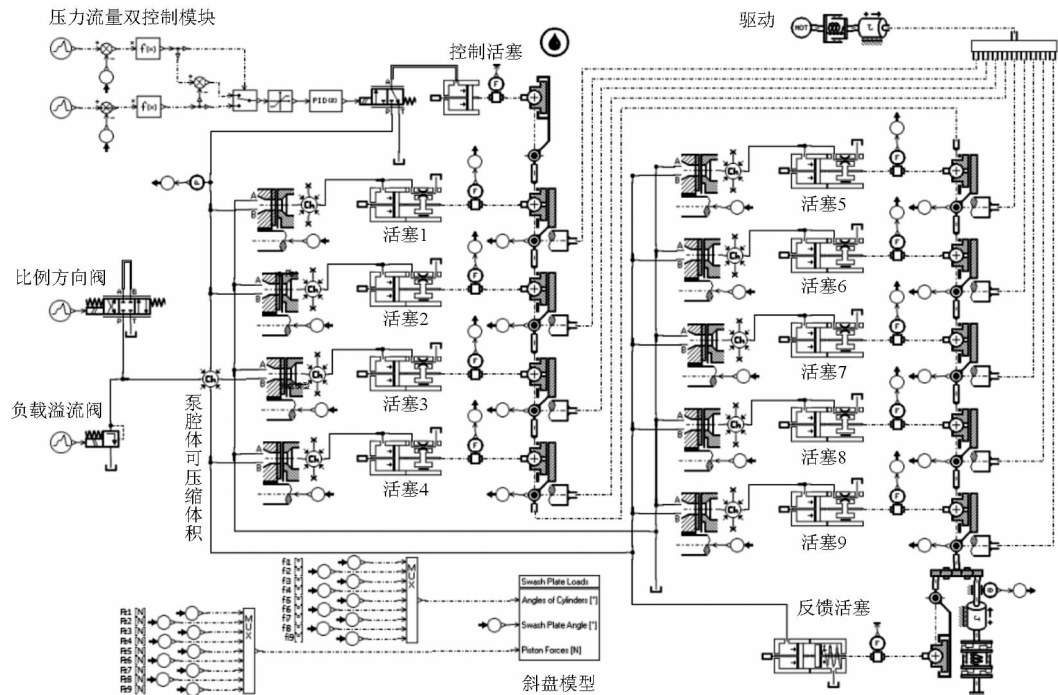


图 4 电液比例变量泵动态测试模型

Fig. 4 Dynamic test model of electro-hydraulic proportional variable pump

2 电子比例变量泵动态特性试验测试

电液比例变量泵的动态特性测试,主要包括泵斜盘摆角、输出压力、比例伺服阀阀芯输出位移的动态响应测试。为了全面考虑电液比例变量泵各部分响应的特性,建立图 5a 所示电液比例变量泵动态特性测试液压原理图。利用 Dspace 软件平台,将输入输出的传感器信号接入电路板中。为了能够将动态曲线直观明了表达,将不同输入信号开始触发均设

置在 0.5 s 时,方波周期为 2 s。给定的电信号压力为 0~10 V,斜盘角度的电压信号为 -10~10 V(根据实际电子泵的数据,斜盘摆角范围 -18°~18°,传感器压力范围为 0~31.5 MPa)。反馈回来的压力、斜盘摆角、比例流量伺服阀的电压信号,通过 Dspace 输入按比例将量程设置为 -1~1 V,得到统一无量纲的比值,这样更有利于直观观察各个参数之间的变化关系。

电子比例变量泵在给定流量(斜盘角度)、压力

不同方波触发信号时,分析在有无流量输出时的动态情况;再设置负载回路电磁比例方向阀 V2 方波电压信号,来分析电子泵的比例流量伺服阀芯、压力、斜盘摆角动态响应情况。具体测试原理见图 5a。

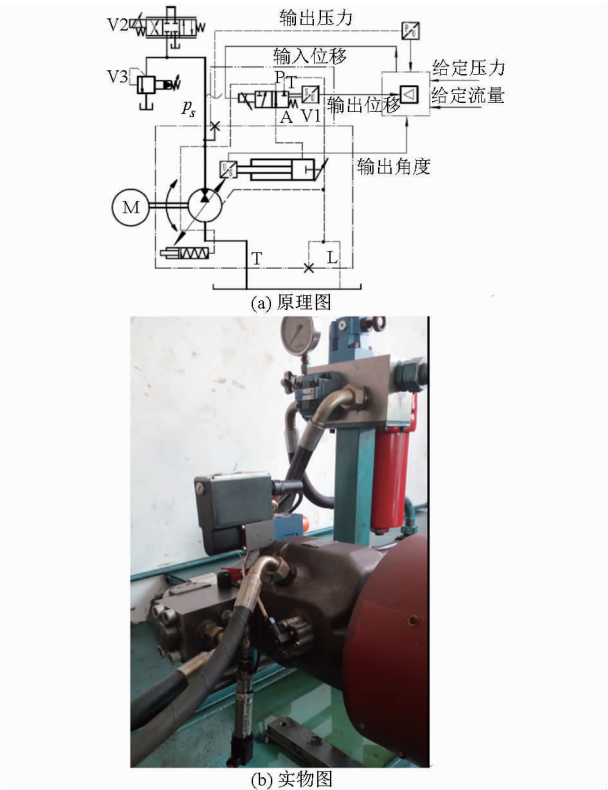


图 5 电液比例变量泵测试图

Fig. 5 Test principle diagram of electro-hydraulic proportional variable pump

3 仿真与试验结果分析

3.1 给定压力方波时动态响应

液压回路比例方向阀 V2 处于中位,将溢流阀 V3 设置为 10 MPa。电子泵不向外输出流量时,为了保证内部回路液压的反馈控制和泄漏润滑要求,最低工作压力为 2 MPa,给定的流量信号不能低于最大值的 5%。所以对给定的流量、压力信号进行设置,具体见图 6a。经过测试可以得到比例方向阀的反馈输出阀芯位移、压力、斜盘摆角信号,获得的

试验曲线如图 6b。在 0 ~ 0.5 s 时,泵不向外输出流量,斜盘摆角很小,只保证泵内部所需要的流量,压力信号值为 0.75 (2.3 MPa),供油压力基本满足系统要求的不低于 2 MPa。在 0.5 ~ 1.5 s 时,给定的压力信号以脉冲的形式在 0.5 s 时刻变为 3.25 (10.1 MPa),保持 1 s,给定斜盘摆角信号保持不变 (10.8°),此时比例流量阀 V1 阀芯出现负开口,斜盘摆角变大,流量变大,压力开始上升。当压力瞬间达到 10 MPa 时,溢流阀开启,此时阀芯给定信号与输出信号基本一致 (阀芯给定信号压力 10.1 MPa,负载设置压力 10 MPa)。图 6b 可以得到,斜盘从最小位置摆到 40% 左右,所用时间为 54 ms。当溢流阀打开后,阀芯变为正开口,斜盘回摆,摆角变小,压力基本保持不变。压力在 10 MPa 平衡时,此时阀芯在零位开始振动,斜盘摆角回复到 0.058 左右 (0.1° 左右)。比 0.5 s 前稳态 0.042 稍高一点,泵此时向外输出流量很小。当给定压力信号在 1 ~ 1.5 s 时,阀芯瞬间变为正开口,斜盘在零位置附近回摆。由于前个稳态阶段斜盘基本处于零位,所以此时阀芯和斜盘振荡出现反向。导致恢复平衡位置动态时间加长,但是斜盘摆到零位时只用了 6 ms,恢复稳态却用 114 ms。输出流量下降,压力下降,溢流阀关闭,出现刚开始的状态。从图 6c 可以得到仿真和测试曲线相吻合。

3.2 比例阀 V2 方波时动态响应

安全阀压力设置 10 MPa 不变,给定比例流量伺服阀 V1 的压力、流量信号为定值 (斜盘给定最大摆角),通过设置比例方向阀 V2 的信号来反映负载有流量输出时的动态响应。在 0 ~ 0.5 s 时,比例方向阀 V2 处于关闭状态,V1 阀芯在中位振动,溢流阀开启,系统压力为 10 MPa,斜盘有摆角信号为 0.06,有很小的流量输出,系统处于稳态。在 0.5 ~ 1 s 时,比例方向阀 V2 给 1 V 的电压信号,阀 V2 开启,输出压力降低,此时溢流阀关闭,阀 V1 阀芯负开口,斜盘摆角正向变大,流量上升,阀 V2 开口较小,形成节流口,系统输出压力升高。当斜盘摆角最大达到 50% 时,所用时间为 70 ms。再次达到溢流阀设

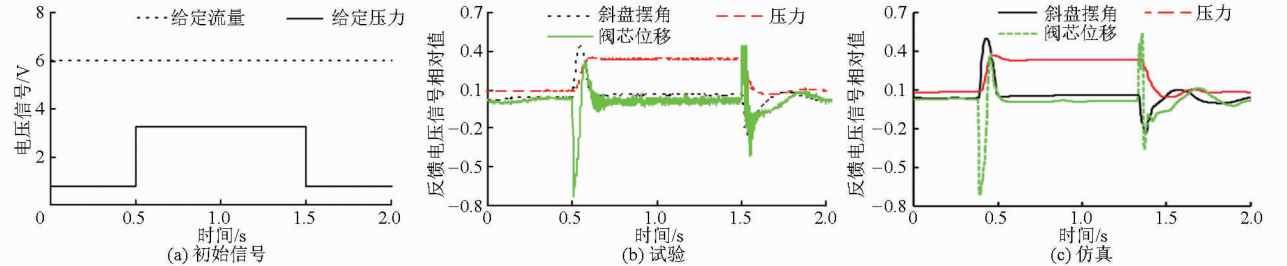


图 6 给定压力方波动态曲线

Fig. 6 Square wave dynamic curves of given pressure

置的 10 MPa,溢流阀打开,阀芯 V2 开始回摆,并出现正开口,斜盘回摆,达到一个新的稳态点。压力和斜盘摆角不再发生变化,阀 V2 阀芯在中间零位开始振荡。在 1~1.5 s 时,V2 阀关闭瞬间,压力升高,此时系统开始需要达到一个新的稳态。溢流阀开

启,阀 V2 出现正开口,斜盘回摆,摆角变小,流量降低,稳定在 0~0.5 s 时系统的状态。在达到稳定前,阀芯和斜盘都有小幅反向的振荡。斜盘摆回最小为 45 ms,再次达到平衡时所需时间为 110 ms。仿真图形曲线与试验基本吻合。

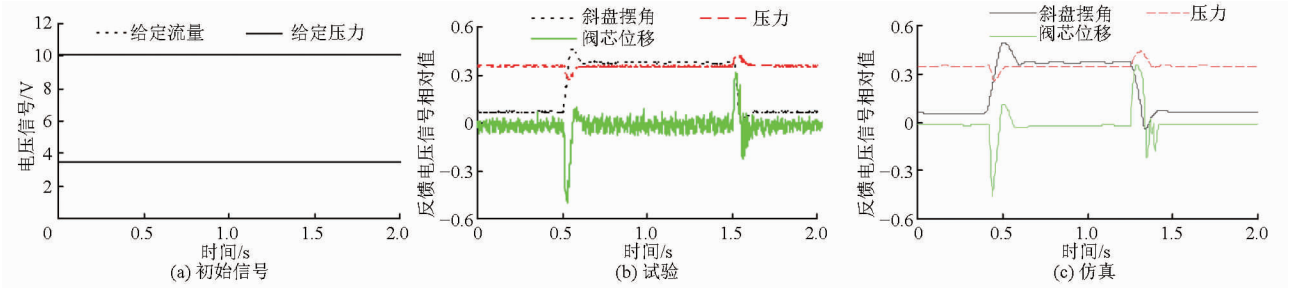


图 7 比例阀方波动态曲线

Fig.7 Square wave dynamic curves of proportional valve

3.3 给定流量方波信号时动态响应

将系统安全阀压力设置在 20 MPa,比例方向阀信号设置为 3 V,给定压力和斜盘摆角信号如图 8a。通过流量方波信号来反映泵的动态响应。在 0~0.5 s 时,泵输出的流量通过比例方向阀流出,阀 V1 给定流量信号为 1 V,此时斜盘对应输出摆角值为 0.1(10%),压力传感器检测泵输出外部压力,由于 V2 阀开口和斜盘的摆角较小,没有节流情况,满足给定流量信号要求。在 0.5~1 s 时,斜盘给定信号变为 7,给定信号与输出信号瞬时差值较大,此时阀 V1 阀芯负开口,并且开到最大,斜盘开始向最大位置摆动。系统流量增大,阀 V2 起到节流作用,系统

压力升高。达到系统设定 20 MPa 时,此时溢流阀开启,阀 V2 节流作用使大部分流量从阀 V2 流出,建立新的动态平衡。阀 V1 开始在零位振荡,斜盘达到一个新的稳定状态。从给定信号和试验曲线可以得出,新的稳态给定流量信号起作用。斜盘摆到 70%,上升时间为 100 ms。在 1~1.5 s 时,给定流量信号变为 1,阀 V1 正开口,斜盘开始向最小回摆,输出流量减小,阀 V2 的节流口无法满足原来节流压力,系统压力降低,溢流阀关闭。斜盘角度降到给定值,所用时间为 26 ms,系统稳态所用时间为 62 ms。变化过程与实际情况一致,从仿真图显示的变化过程与实际的过程基本吻合。

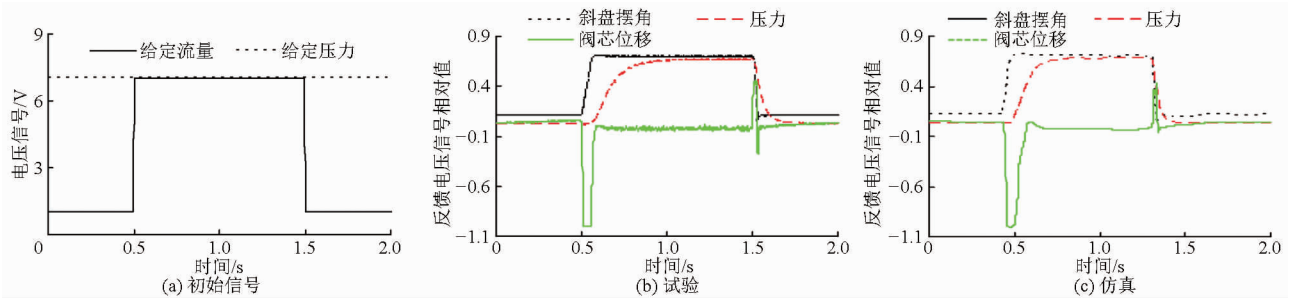


图 8 给定流量方波动态曲线

Fig.8 Square wave dynamic curves of given flow

4 关键参数对斜盘性能影响的仿真分析

由于电子泵动态稳定性主要取决于变量泵的动态特性,变量泵的响应快慢主要取决于斜盘的响应。各参数对斜盘的影响至关重要。利用仿真模型,在系统压力设置 10 MPa 时,分别通过改变伺服阀 V1 的响应速度、开口增益和控制活塞直径研究斜盘由最大位置摆回的动态响应情况。

4.1 伺服阀响应速度对斜盘动态响应的影响

其余参数不变,分别采用伺服阀响应时间为

14 ms和 20 ms,可以得到斜盘摆角随着不同伺服阀 V1 的响应曲线,如图 9。

从图 9 可以得到:伺服阀响应时间对斜盘响应

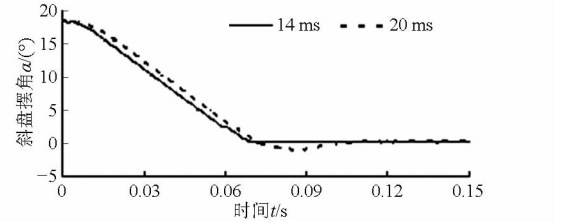


图 9 阀的响应时间对斜盘响应的影响

Fig.9 Effect of valve response time on swashplate response

速度影响较小,但对斜盘最大超调量影响较大。从采用 14 ms 伺服阀的 2% 增加到了采用 20 ms 伺服阀的 8%,斜盘达到稳态响应时间由 75 ms 增加到 105 ms。由此可以看出伺服阀的精度越高,对斜盘达到稳态所需要的时间越短。高精度的伺服阀可以大大改善斜盘的动态响应特性。

4.2 阀口开度增益对斜盘动态响应的影响

当伺服阀 V1 阀口开度增益由 3 mm 增大到 3.75 mm 后,斜盘由最大摆到最小所需的响应时间分别为 50 ms、40 ms;超调量分别为 5%、9%,见图 10。通过继续改变仿真模型的参数,当把阀口开度增益减小到 2.3 mm 后,响应时间增大到 65 ms,但是超调基本消失。由此可以看出阀口开度增益加大后斜盘响应时间变短,但是超调量加大。

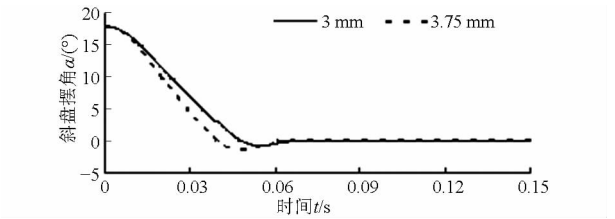


图 10 阀口开度增益对斜盘响应的影响
Fig. 10 Effect of valve opening gain on swashplate response

4.3 控制活塞直径对斜盘动态响应的影响

控制活塞直径由 27.8 mm 增加到 32 mm,斜盘由最大摆角到最小摆角响应曲线如图 11a。由于其余参数不变,活塞直径变大,控制活塞速度变慢,斜盘响应变慢,斜盘摆角由最大到最小响应时间由 50 ms 延长到 63 ms。如果将直径减小到 24 mm,响应时间缩短到 40 ms,但超调量增加到 10%,如图 11b。

进一步减小活塞直径,斜盘响应速度提高,超调

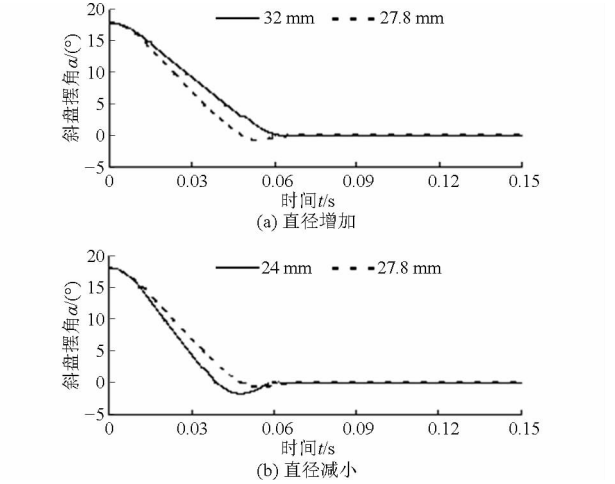


图 11 控制活塞直径对斜盘响应的影响
Fig. 11 Effect of control piston's diameter on swashplate response

量加大,使斜盘达到稳定时间延长。当活塞直径小到 17.8 mm,系统已经不稳定,当控制活塞直径减小到 15.9 mm,控制力矩已不足推动斜盘,斜盘将停留在最小位置无法动作。

5 结论

- (1) 伺服阀的响应速度加快不能大幅度提高斜盘的动态响应速度,但对降低超调量并对系统大大缩短稳定的时间起着关键作用。所以,在经济允许的情况下,尽量选用响应速度快的伺服阀。
- (2) 增大伺服阀的阀口开度可以使系统的响应速度明显提高,但太大的阀口开度必然使系统的超调增大,达到稳定的时间变短。
- (3) 减小控制活塞直径,使斜盘响应速度加快。但当控制活塞直径减小到一定程度时,由于控制力矩不足,斜盘停在最小位置不动。

参 考 文 献

1 王成宾. 伺服变量泵和泵控差动缸系统理论分析及静动态特性研究[D]. 太原:太原理工大学, 2014.
WANG Chengbin. Theoretical analysis and static and dynamic characteristics study on servo variable piston pump and pump-controlled differential cylinder system [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2014. (in Chinese)

2 TASNER T, LES K, TIC V, et al. Energy efficiency of different electrohydraulic drives [C] // Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference, 2014: 14 – 25.

3 何智, 刘庆庭, 区颖刚. 甘蔗收获机双向变量柱塞泵动态响应特性仿真[J]. 农业机械学报, 2012, 43(10): 329 – 336.
HE Zhi, LIU Qingting, OU Yinggang. Dynamic response characteristic simulation of double-action variable displacement plunger pump for sugarcane harvester [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(10): 329 – 336. (in Chinese)

4 张德胜, 王海宇, 施卫东, 等. 轴流泵多工况压力脉动特性试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(11): 139 – 146.
ZHANG Desheng, WANG Haiyu, SHI Weidong, et al. Experimental investigation of pressure fluctuation with multiple flow rates in scaled axial flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(11): 139 – 146. (in Chinese)

5 张红娟. 变速泵控差动缸及低能耗注塑机技术研究[D]. 太原:太原理工大学, 2011.
ZHANG Hongjuan. Study on differential cylinder system controlled with variable speed pump and technology of low-energy injection molding machine [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2011. (in Chinese)

- 6 石金艳, 范芳洪, 周会, 等. 负流量控制机构伺服阀参数对变量泵的动态特性影响研究[J]. 机床与液压, 2015, 43(1): 61 – 63.
SHI Jinyan, FAN Fanghong, ZHOU Hui, et al. Study on effect of negative flow control mechanism servo valve parameters on the dynamical characteristics of variable-displacement pump [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2015, 43(1): 61 – 63. (in Chinese)
- 7 KASSEM S A, BAHM M K. Effect of port plate silencing grooves on performance of swash plate axial piston pumps[C] //7th Mechanical Design and Production Congress MDP7, 2000: 139 – 148.
- 8 KIM Jong Hyeok, JEON Chang Soo, HONG Yeh Sun. Constant pressure control of a swash plate type axial piston pump by varying both volumetric displacement and shaft speed [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2015, 16(11): 2395 – 2401.
- 9 KUMAR N, DASGUPTA K, GHOSH S K. Dynamic analysis of a closed-circuit hydrostatic summation drive using bent axis motors[J]. Proc. IMech. E., Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2015, 229(8): 761 – 777.
- 10 KEMMETMULLER W, FUCHSHUMER F, KUGI A. Nonlinear pressure control of self-supplied variable displacement axial piston pumps [J]. Control Engineering Practice, 2010, 18(3): 84 – 93.
- 11 WANG L K, BOOK W J, HUGGINS J D. A hydraulic circuit for single rod cylinders [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2012, 134(1): 1 – 11.
- 12 吴文海. 电液比例变量柱塞泵的动态仿真[D]. 成都: 西南交通大学, 2006.
WU Wenhai. Dynamic simulation of electro-hydraulic proportional variable piston pump [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2006. (in Chinese)
- 13 代平之. 电磁卸荷恒压变量泵静动态特性实验及应用研究[D]. 北京: 中国石油大学, 2007.
DAI Pingzhi. The static-dynamic characteristic experimental research and its application of the electromagnetic valve relieving constant pressure variable pump [D]. Beijing: China University of Petroleum, 2007. (in Chinese)
- 14 胡文静. 恒压变量柱塞泵的特性仿真与试验[D]. 大连: 大连理工大学, 2013.
HU Wenjing. Simulation and test on the characteristics of constant-pressure variable displacement axial piston pump [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2013. (in Chinese)
- 15 张德胜, 耿琳琳, 施卫东, 等. 轴流泵水力模型压力脉动和振动特性试验[J]. 农业机械学报, 2015, 46(6): 66 – 72.
ZHANG Desheng, GENG Linlin, SHI Weidong, et al. Experimental investigation on pressure fluctuation and vibration in axial-flow pump model [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(6): 66 – 72. (in Chinese)
- 16 HUANG J, YAN Z, QUAN L. Characteristics of delivery pressure in the axial piston pump with combination of variable displacement and variable speed [J]. Proc. IMech. E., Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2015, 229(7): 599 – 613.
- 17 柯兵, 卢岳良. 高压泵压力脉动抑制技术研究[J]. 液压与气动, 2013(10): 90 – 95.
KE Bing, LU Yueliang. Suppression technique of pressure pulsation for high-pressure pump [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(10): 90 – 95. (in Chinese)
- 18 任丹萍, 张鑫彬, 王斌. 伺服机构恒压变量泵压力脉动分析[J]. 上海航天, 2014, 31(3): 64 – 68.
REN Danping, ZHANG Xinbin, WANG Bin. Analysis on pressure pulsation of constant-pressure variable pump in servo mechanism [J]. Aerospace Shanghai, 2014, 31(3): 64 – 68. (in Chinese)
- 19 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)
- 20 秦彦凯. 电液比例变排量轴向柱塞泵控制特性研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2012.
QIN Yankai. Research on the control characteristics of electro-hydraulic proportional variable displacement axial piston pump [D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2012. (in Chinese)