

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2013.21.038

基于 Simulink 的液压闭环位置控制系统建模与仿真

陈永清, 徐其彬, 徐新和

(三峡大学机械与材料学院, 湖北宜昌 443002)

摘要: 以某试验平台液压闭环位置控制系统为研究对象, 建立其数学模型和 Simulink 仿真模型, 分析系统的频域特性, 并进行 PID 校正改善了系统性能; 分析不同参数下系统动态性能的变化规律, 从而为系统的优化设计提供理论依据, 并对校正后系统的外负载干扰进行了误差分析。

关键词: 液压系统; 位置控制系统; Simulink 仿真; 动态性能

中图分类号: TP391.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3881 (2013) 21-138-5

Modeling and Simulation of Hydraulic Closed-loop Position Control System Based on Simulink

CHEN Yongqing, XU Qibin, XU Xinhe

(College of Mechanical & Material, Three Gorges University, Yichang Hubei 443002, China)

Abstract: The numerical model and Simulink model were established by taking the hydraulic closed-loop position control system for a test platform as a studying object. The system trait in frequency domain was analyzed, and rectified by the proportion integration and differential (PID) controller to improve the system performance. The variety law of system dynamic performance under different parameters was analyzed. Thereby a theoretical basis for the optimal design of the system is provided, and error analysis is made for the rectified system with external load disturbance.

Keywords: Hydraulic system; Position control system; Simulink simulation; Dynamic performance

电液位置控制系统是一种广泛应用的液压控制系统, 多为闭环控制, 其作用是使控制对象在特定的位置定位, 一般常用于机床的往复运动定位、液压电梯的平层定位控制等方面, 要求系统有较高的定位精度、快速而平稳的启动和制动、调整方便等, 闭环位置控制系统主要由液压动力元件、流量控制元件、液压执行元件、检测反馈装置、比较元件等组成^[1]。

某试验平台采用对称伺服比例方向阀控对称液压缸闭环位置控制系统, 系统原理如图 1 所示, 系统供油压力为 p_s , 回油压力为 p_T , 液压缸两腔压力分别为 p_1 、 p_2 。控制系统的动态性能将直接影响整个试验平台的工作性能, 以往多采用样机实验的方法研究液压系统性能, 需要在时间、空间、费用等方面付出较大的代价, 随着计算机仿真技术的发展, 其在液压控制系统设计与研究方面得到了更广泛的应用。文中首先建立液压控制系统数学模型, 再利用 Matlab 工具箱 Simulink 建立系统的仿真模型, 并进行动态仿真分析。

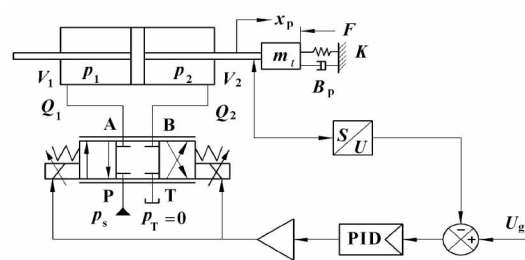


图 1 比例阀控闭环位置控制系统原理图

1 系统数学模型的建立

为了简化分析, 首先作以下假定^[2]:

- (1) 供油压力 p_s 恒定, 回油压力 $p_T = 0$;
- (2) 阀的 4 个节流窗口配作且对称, 采用矩形阀口, 阀口处流动为紊流;
- (3) 比例方向阀看作零开口阀, 中位死区可以通过电气的方法消除;
- (4) 不考虑管道损失及管道的动态;
- (5) 油液温度和密度 ρ 均为常数。

收稿日期: 2012-10-26

作者简介: 陈永清 (1965—), 男, 高级工程师, 副教授, 主要从事水利水电工程施工机械设计以及液压传动与控制系统的研究。E-mail: cyq@ctgu.edu.cn。通信作者: 徐其彬, E-mail: xuqibin1027@163.com。

1.1 滑口的流量方程

对于理想零开口四通滑阀, 进油和回油阀口的流量为:

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{2(p_s - p_1) / \rho} \quad (1)$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{2p_2 / \rho} \quad (2)$$

式中: C_d 为滑阀节流口流量系数;

w 为滑阀节流口面积梯度, m^2 ;

x_v 为滑阀阀芯位移, m 。

对 Q_1 、 Q_2 表达式进行线性化, 得

$$\Delta Q_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial x_v} \Delta x_v + \frac{\partial Q_1}{\partial p_1} \Delta p_1 \quad (3)$$

$$\Delta Q_2 = \frac{\partial Q_2}{\partial x_v} \Delta x_v + \frac{\partial Q_2}{\partial p_2} \Delta p_2 \quad (4)$$

式中: $\frac{\partial Q_1}{\partial x_v} = C_d w \sqrt{2(p_s - p_{10}) / \rho}$;

$$\frac{\partial Q_2}{\partial x_v} = C_d w \sqrt{2p_{20} / \rho};$$

$$\frac{\partial Q_1}{\partial p_1} = -\frac{C_d w x_{v0} \sqrt{2(p_s - p_{10}) / \rho}}{2(p_s - p_{10})};$$

$$\frac{\partial Q_2}{\partial p_2} = \frac{C_d w x_{v0} \sqrt{2p_{20} / \rho}}{2p_{20}}$$

其中 x_{v0} 、 p_{10} 、 p_{20} 为平衡状态下 x_v 、 p_1 、 p_2 的值。

对于配作且对称的阀, 有 $p_s = p_1 + p_2$, 定义负载压力为:

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (5)$$

不难得到 $2(p_s - p_{10}) = 2p_{20} = p_s - p_{10}$, 其中 p_{10} 为平衡状态下的负载压力。

可令

$$\frac{\partial Q_1}{\partial x_v} = \frac{\partial Q_2}{\partial x_v} = C_d w \sqrt{(p_s - p_{10}) / \rho} = K_q$$

$$-\frac{\partial Q_1}{\partial p_1} = \frac{\partial Q_2}{\partial p_2} = -\frac{C_d w x_{v0} \sqrt{(p_s - p_{10}) / \rho}}{p_s - p_{10}} = 2K_c$$

式中: K_q 为滑阀在稳态工作点附近的流量增益, m^3 / s ;

K_c 为滑阀在稳态工作点附近的流量 - 压力系数, $\text{m}^5 / (\text{N} \cdot \text{s})$ 。

则式 (3)、(4) 可记为:

$$\Delta Q_1 = K_q \Delta x_v - 2K_c \Delta p_1 \quad (6)$$

$$\Delta Q_2 = K_q \Delta x_v + 2K_c \Delta p_2 \quad (7)$$

定义负载流量为 $Q_L = (Q_1 + Q_2) / 2$, 联立式 (6)、(7), 考虑到 $\Delta p_L = \Delta p_1 - \Delta p_2$, 可得

$$\Delta Q_L = K_q \Delta x_v - K_c \Delta p_L \quad (8)$$

式中: $\Delta Q_L = (\Delta Q_1 + \Delta Q_2) / 2$ 。

为了书写方便, 式 (8) 写成下式形式, 但是变量应理解为增量:

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (9)$$

1.2 液压缸流量连续方程

对液压缸两油腔 (包括进出油管容积) 应用流量连续方程有:

$$Q_1 - C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}p_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 dp_1}{\beta_e dt} \quad (10)$$

$$C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}p_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2 dp_2}{\beta_e dt} \quad (11)$$

式中: C_{ip} 、 C_{ep} 为液压缸内泄漏、外泄漏系数, $\text{m}^5 / (\text{N} \cdot \text{s})$;

V_1 、 V_2 为进油腔、回油腔的体积 (包括液压缸、阀及其接管的容积), m^3 ;

β_e 为液压油的体积弹性模量, N / m^2 。

联立式 (10)、(11) 得

$$Q_L = \left(C_{ip} + \frac{1}{2} C_{ep} \right) p_L + \frac{1}{2} \left(\frac{dV_1}{dt} - \frac{dV_2}{dt} \right) + \frac{1}{2\beta_e} \left(V_1 \frac{dp_1}{dt} - V_2 \frac{dp_2}{dt} \right) \quad (12)$$

设液压缸进油腔和回油腔的总容积为 V_t , 即 $V_t = V_1 + V_2$, 活塞在平衡位置时 V_1 的初始容积为 V_{10} , A_p 为液压缸活塞有效面积, m^2 。

则 $V_1 = V_{10} + A_p x_p$,

于是 $\frac{dV_1}{dt} = -\frac{dV_2}{dt} = A_p \frac{dx_p}{dt}$,

则可得:

$$\frac{1}{2} \left(\frac{dV_1}{dt} - \frac{dV_2}{dt} \right) = A_p \frac{dx_p}{dt} \quad (13)$$

由 $\frac{dp_1}{dt} = -\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{2} \frac{dp_L}{dt}$ 可得:

$$V_1 \frac{dp_1}{dt} - V_2 \frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{2} V_t \frac{dp_L}{dt} + (V_t - V_1) \frac{dp_L}{dt} =$$

$$\frac{V_t dp_L}{2 dt} \quad (14)$$

将式 (13)、(14) 代入式 (12) 可得:

$$Q_L = C_{ip} p_L + A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t dp_L}{4\beta_e dt} \quad (15)$$

式中: C_{ip} 为液压缸的总泄漏系数, $C_{ip} = (C_{ip} + C_{ep}) / 2$, $\text{m}^5 / (\text{N} \cdot \text{s})$ 。

1.3 液压缸力平衡方程

忽略非线性负载和油液质量, 根据牛顿第二定律液压缸活塞上力平衡方程为:

$$A_p p_L = m_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F \quad (16)$$

式中: m_t 为负载和液压执行元件运动部分的总质量, kg ;

B_p 为活塞和负载的黏性阻尼系数, $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m}$;

x_p 为活塞杆位移, m ;

K 为负载弹性刚度, N / m ;

F 为作用在活塞上的外负载力, N。

1.4 阀芯位移方程

根据试验结果, 工程上将比例方向阀视作一个典型的二阶环节^[3], 其传递函数为:

$$G(s) = x_v(s) / \Delta U(s) = \frac{K_a K_v}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + \frac{2\zeta_v}{\omega_v} s + 1} \quad (17)$$

式中: ΔU 为比例放大器的输入电压信号, $\Delta U(s) = U_g(s) - x_p(s) K_m$, V, 其中 U_g 为比例阀输入电压信号, 单位为 V, K_m 为位置传感器的反馈增益, 单位为 V/m;

K_a 为比例放大器电器转换增益, A/V;

K_v 为比例方向阀增益, m/A;

ω_v 为比例方向阀的相频宽, rad/s;

ζ_v 为比例方向阀的阻尼比, 一般取值范围为

0.5 ~ 0.7。

1.5 建立系统方块图

对式 (9)、(15)、(16) 在初始条件为零的条件下进行拉普拉斯变换, 分别得:

$$Q_L(s) = K_q x_v(s) - K_c p_L(s) \quad (18)$$

$$Q_L(s) = C_{ip} p_L(s) + A_p s x_p(s) + \frac{V_t}{4\beta e} s p_L(s) \quad (19)$$

$$A_p p_L(s) = m_t s^2 x_p(s) + B_p s x_p(s) + K x_p(s) + F(s) \quad (20)$$

当系统无弹性负载, 即 $K = 0$, 且有 $\frac{B_p K_{ce}}{A_p} \ll 1$ 时, 联立式 (18) — (20) 可得 x_v 和 F 为输入, 以 x_p 为输出的传递函数为^[2]:

$$x_p(s) = \frac{\frac{K_q}{A_p} x_v(s) - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{V_t}{4\beta e K_{ce}} s \right) F(s)}{s \left(\frac{1}{\omega_h^2} s^2 + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (21)$$

式中: ω_h 为液压缸 - 负载质量系统的固有频率,

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta e A_p^2}{m_t V_t}}, \text{ rad/s};$$

ζ_h 为液压缸 - 负载质量系统的阻尼比, $\zeta_h =$

$$\frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta e m_t}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_t}{\beta e m_t}};$$

K_{ce} 为总流量 - 压力系数, $K_{ce} = K_c + C_{ip}$ 。

由式 (17)、(21) 可画出闭环位置控制系统方块图如图 2 所示。

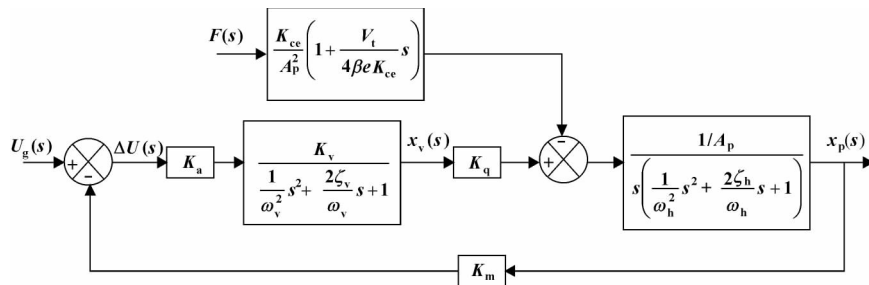


图 2 闭环位置控制系统方块图

2 Simulink 仿真模型的建立

2.1 计算仿真参数

某试验平台液压系统双作用双出杆液压缸内径为 50 mm、活塞杆直径为 25 mm, 活塞杆最大有效行程为 500 mm, 活塞杆与负载的总质量为 $m_t = 100$ kg, 活塞和负载的黏性阻尼系数为 $B_p = 2\ 100$ N · s/m, 内外泄漏系数为 $C_{ip} = C_{ep} = 1.0 \times 10^{-12}$ m⁵ / (N · s), 外负载力 $F = 4\ 500$ N, 阀口与液压缸两腔相连油管长度均为 1 m, 内径为 6 mm。

所选伺服比例阀为对称阀, 阀芯最大位移为 3 mm, 节流槽为矩形, 最大输入电流为 $I_{\max} = 2.5$ A, 配套放大器输入电压信号为 $U_g = 0 \sim \pm 10$ V, 比例方向阀相频宽为 $\omega_v = 628$ rad/s, 阻尼比为 $\zeta_v = 0.7$ 。系统供油压力 $p_s = 5$ MPa, 油液密度 $\rho = 900$ kg/m³, 体积弹性模量为 $\beta e = 1.4 \times 10^9$ N/m², 阀口流量系数为

$C_d = 0.62$ 。平衡状态下阀芯位移为最大位移的一半, 活塞处于全行程的中位, 节流口压降为 $\Delta p = 1$ MPa, 流量为 $Q_1 = 20$ L/s。按照文献 [4] 方法, 可计算出仿真所需要的参数。

2.2 建立仿真模型

采用 MATLAB 中的组件 Simulink 分析系统的动态特性和稳定性, Simulink 实现了可视化的系统仿真, 可以方便、直观、灵活地进行系统建模和仿真分析, Simulink 包含了 Sources (输入源) 库、Sinks (输出方式) 库、Discrete (离散) 库、Linear (线性环节) 库、Nonlinear (非线性环节) 库等众多功能模块, 每个功能模块下又包含许多子模块^[5]。通过选取适当的模块, 按照闭环位置控制系统方块图 (如图 2), 并增加 PID 模块, 最终建立 Simulink 仿真模型如图 3 所示。

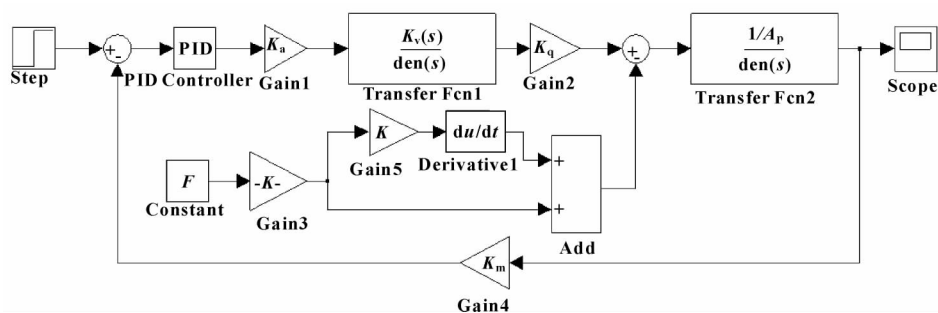


图 3 Simulink 仿真模型

3 系统仿真分析

3.1 系统性能分析与校正

利用 Simulink 线性系统分析工具对系统进行性能分析和设计, 不考虑外负载扰动, 作出系统开环 Bode 图和阶跃响应, 如图 4 所示, 可以看出, 系统稳定, 且幅值裕量为 79.6 dB, 相位裕量为 90°, 系统阶跃响应平稳性好, 没有振荡和超调, 随着时间的增长位移输出稳态值为 250 mm, 进入稳态时间为

4.06 s, 直到约 6 s 时刻才完全稳定下来, 系统响应时间较长。为了获得满意的系统性能, 需要对系统进行校正, 加入 PID 控制模块, 反复调节 PID 参数, 最终校正后系统开环 Bode 图和阶跃响应如图 5 所示, 系统幅值裕量为 41.1 dB, 相位裕量为 54.1°, 系统阶跃响应超调量为 2.02%, 调整时间为 0.069 s, 满足系统性能要求。

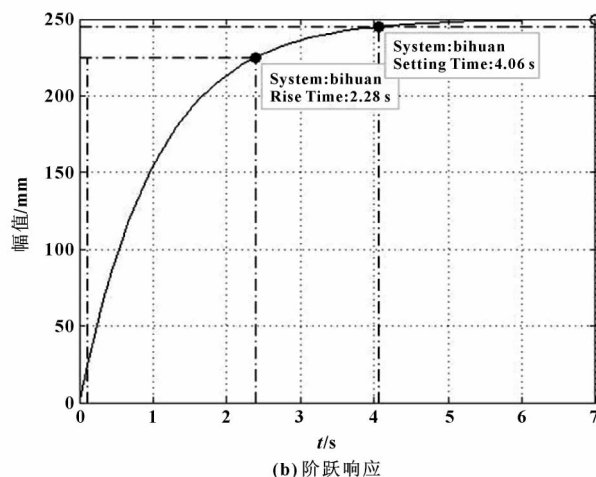
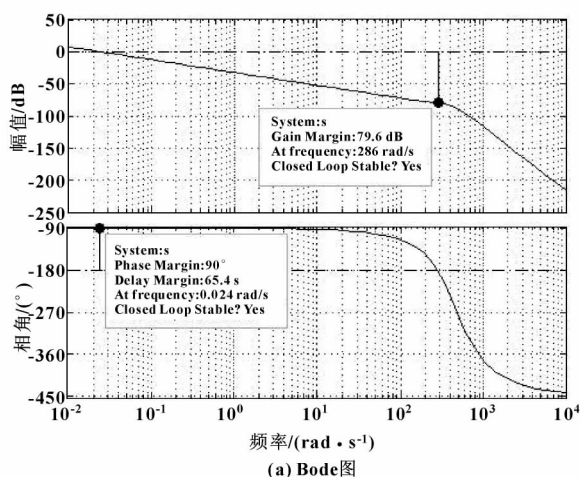


图 4 校正前系统特性

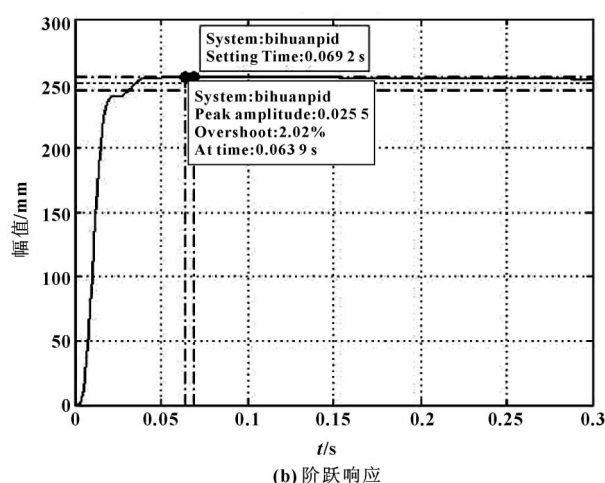
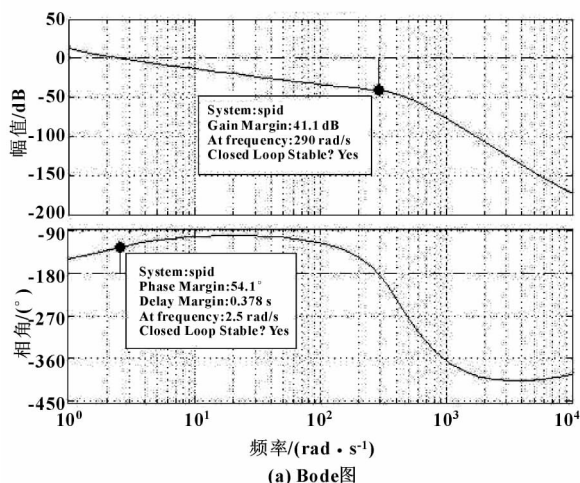


图 5 校正后系统特性

3.2 参数变化对系统性能的影响

对校正后系统仿真模型,采用 ode23s 求解器进行仿真计算,在以上仿真参数的基础上,改变某些参数的值,将得到的仿真曲线与图 5 (b) 曲线相比较,考察参数变化对其动态特性的影响,为液压系统的优化设计提供依据^[6]。

(1) 当固有频率 ω_h 分别取 350、300、250 rad/s 时,系统阶跃响应曲线如图 6 所示,动态响应明显变慢,且震荡幅度增大,稳定性降低。说明 ω_h 表征了系统的响应速度,所以为了提高系统的响应速度和稳定性,应提高 ω_h ,根据上述 ω_h 的计算式,一般应增加 A_p 或减小 V_l 来提高 ω_h 。

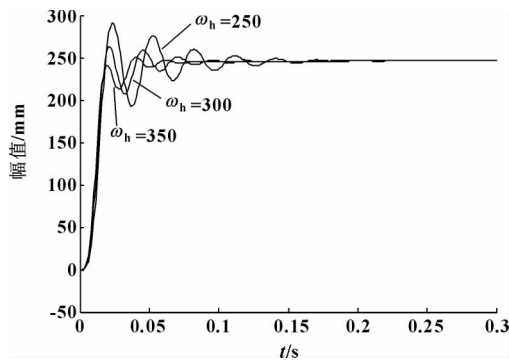


图 6 不同 ω_h 条件下单位阶跃响应

(2) 当阻尼系数 ζ_h 分别取 0.3、0.2、0.1 时,系统阶跃响应曲线如图 7 所示,阻尼越小系统稳定性越低。液压系统阻尼表征了系统的相对稳定性,为获得满意的性能, ζ_h 应具有适当的值。一般液压伺服系统是低阻尼的,可通过提高 K_c 、 C_{tp} 和 B_p 来增加 ζ_h 。

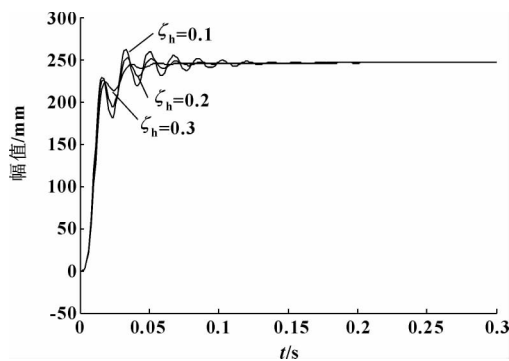


图 7 不同 ζ_h 条件下单位阶跃响应

(3) 当滑阀流量增益 K_q 分别取 0.2、0.15、0.09 m^2/s 时,系统的动态响应如图 8 所示,显然系统低流量增益提高,系统精度和响应速度提高但稳定性变差。阀芯在零位空载时 K_q 最大,系统稳定性最差,有载时 K_q 降低,使响应速度和精度降低,因此应防止 K_q 降低过多,一般通过改变节流口型式来改变节流口面积梯度,进而改变 K_q 值^[2 6]。

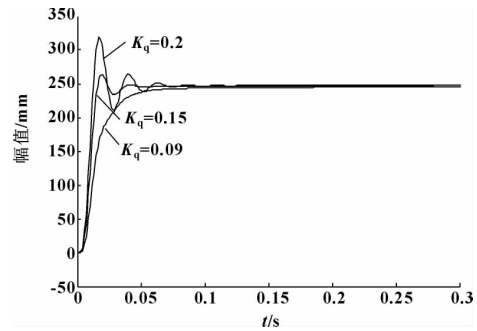


图 8 不同 K_q 条件下单位阶跃响应

3.3 负载干扰误差

系统在外负载干扰作用下的稳态偏差反映了系统的抗干扰能力,此时不考虑给定输入作用,即输入指令阶跃值为 0,只有外负载力干扰输入 4 500 N,仿真曲线如图 9 所示,干扰对系统精度的影响约 1.3 mm,满足系统误差要求^[7]。

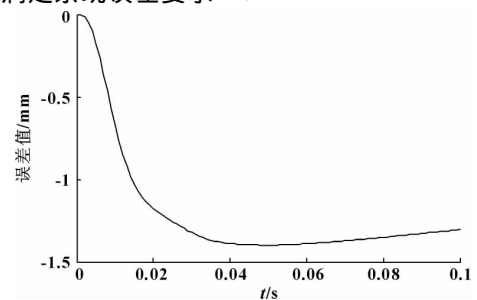


图 9 负载干扰误差曲线

4 结论

通过建立某试验平台液压控制系统 Simulink 仿真模型并进行仿真分析,获得了系统的动态特性,可得出以下结论:利用 Simulink 可以很直观地根据液压系统数学模型建立仿真模型,仿真过程简单,仿真结果可靠;增加 PID 校正环节,整定 PID 调节器参数,提高了系统性能;可以很方便地考察系统的参数对其动态特性的影响,适当提高系统固有频率 ω_h 、阻尼系数 ζ_h 、滑阀流量增益 K_q ,可以提高系统的动态性能,为系统的优化设计提供依据;对液压控制系统用计算机仿真实验代替传统的实物样机实验既提高了产品性能、降低了成本,又能缩短产品设计周期。

参考文献:

- [1] 黎启柏. 电液比例控制与数字控制系统 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [2] 卢长耿, 李金良. 液压控制系统的分析与设计 [M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1991.
- [3] 许益民. 电液比例控制系统分析与设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [4] 肖体兵, 肖世耀, 廖辉, 等. 三位四通电液比例阀控缸动力机构的数学建模 [J]. 机床与液压, 2008, 36(8): 80-82.
- [5] 查珊珊, 陆中平, 王幼民. 基于 Simulink 组合机床液压系统设计及仿真 [J]. 机械工程师, 2010(7): 53-55.
- [6] 李自光, 游张平. 基于 Simulink 的液压伺服系统动态仿真 [J]. 中国工程机械学报, 2004, 2(1): 30-34.
- [7] 于今, 张雅楠, 乔正明. 30 MN 液压矫直机电液比例位置控制系统仿真研究 [J]. 锻压技术, 2010, 35(6): 79-82.