

基于分数阶控制的液压加载系统设计与仿真

麦云飞, 童骏民

(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

摘要: 针对车辆转向系统的液压力加载测试系统, 建立传递函数模型. 用时间乘以误差绝对值积分的 ITAE 性能指标作为评价准则, 通过 Matlab 计算出适用于系统的最优 PID 控制器控制参数. 使用 FOMCON 工具包创建分数阶 $PI^\lambda D^\mu$ 控制器. 对积分和微分环节选取分数阶参数阶次 λ 和 μ , 通过调节微分和积分环节的阶次观察对分数阶控制器的影响. 通过控制性能对比, 发现阶次取值在 0~1 范围内, 积分阶次对响应的影响要比微分阶次的影响更大. 固定最优 PID 参数, 求得 λ 和 μ 最优值. 仿真表明, 其精度满足技术要求, 分析系统伯德图可知系统工作稳定, 冗余储备高.

关键词: 液压控制; 分数阶 PID; 最优 PID

中图分类号: TP 273 **文献标志码:** A

Design and Simulation of a Hydraulic Loading System with Fractional-Order Controller

MAI Yunfei, TONG Junmin

(School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: The transfer function model of a hydraulic loading testing system for automotive steering system was built. Using the characteristic index of the integration of absolute difference-ITAE times the time as an assessment criterion, the optimal PID controller parameters were calculated with the help of Matlab. The fractional-order PID controller was designed and built by using the FOMCON tool box. The fractional order λ and μ were picked, and both factors were varied individually to see the influence to the control effects. In the range of 0~1, the factor λ has bigger influence than the factor μ . Fixing the optimal parameters of PID, the optimal fractional order factors were determined. The simulation shows the controller meets the technical requirement, and on the Bode diagram it can be seen that the system is stable.

Key words: hydraulic control; fractional-order PID; optimal PID

转向器疲劳试验台是用于模拟汽车转向时, 所受地面摩擦等负载的模拟加载平台. 测试台通过在实验条件下再现转向器所受负载, 考核汽车转向系统的性能指标和使用疲劳寿命. 本系统是被动式电

液力控制系统, 承载对象主动运动, 力指令信号为实现运动负载的函数, 加载系统在跟随其运动的同时进行加载^[1]. 系统需要同时控制承载对象和模拟负载, 同时要实现力信号的曲线加载.

收稿日期: 2014-05-16

基金项目: 上海市自然科学基金资助项目(12ZR1420700)

第一作者: 麦云飞(1962-), 男, 副教授. 研究方向: 精密检测及控制. E-mail: m2005sh@163.com

传统的PID控制器是工业控制中最常用的,而将分数阶控制理论和PID控制器整定理论相结合,这是一个新的研究方向. Podlubny^[2]在1999年提出了分数阶PID控制器,记为 $PI^\lambda D^\mu$,其中添加了积分和微分的阶次 λ 和 μ 作为两个可调参数,当 λ 和 μ 取0或1时,是特定情况的传统PID控制器. 分数阶控制点的意义是对经典的整数阶PID控制的扩展,平面上任意点都可以选取,使得结构更灵活,从而得到鲁棒性更好的结果.

随着计算机辅助计算的帮助,工程师和科研人员开始在漫射光谱分析、电介质与黏弹性、自动控制领域中应用分数阶微积分理论解决问题. 分数阶微积分对于复杂、成比例的过程和事件提供了更完善的数学模型. 如今,最常用的定义是Riemann-Liouville定义和Grunwald-Letnikov定义,这些定义在工程问题中的应用也经历了很长时间.

根据研究,分数阶 $PI^\lambda D^\mu$ 对其控制参数及被控参数的变化不敏感. 当控制器的参数整定完成后,若在一定范围内变化,分数阶控制器仍能有效的控制,不必重新整定控制参数,并具有基本相同的控制效果,因而具有更强的鲁棒性^[2].

1 转向器负载模拟系统分析与建模

转向器疲劳试验台的结构原理如图1所示,其中包含两部分:转向器系统和模拟摩擦等负载的加载系统. 本文针对负载模拟力加载进行建模与仿真研究. 图中: F_c 为力传感器测得的液压缸驱动力,N; F_g 为液压缸输出力,N; F_{PM} 为转向器受到的驱动力,N; U_r 为输入信号,V; U_F 为反馈信号,V; Y_2 为机械干扰量,m; Y_1 为传感器末端位移量,m; m 为转向器折算质量,kg; Y_p 为活塞在 F_g 作用下位移,m; $K_F = K_e/K_c$ 为力传感器反馈系数,V/N; K_e 为传感器变形量电量转换系数,V/m; K_c 为力传感器刚度,N/m; K 为折算刚度,N/m.

图1中右侧是加载液压缸,模拟地面摩擦等负载. 从右侧上部开始,控制器通过伺服阀控制加载液压缸对左侧承载对象加载,力传感器将加载液压缸的输出力 F_c 变成电信号 U_F 反馈给控制器. 控制电压与反馈电压的误差信号经控制器送给伺服放大器,被放大后并转换成电流信号输出到伺服阀,使伺服阀输出相应的流量,阀芯移动位移. 控制伺服直线液压缸的活塞带动被测工件按输入的信号运动,实现直线运动,负载运动时它的被控量力经由传感器

检测并转换成电压信号,与伺服控制器的输入电压信号比较,修正误差^[3]. 图1左侧是转向系统,质量合并简化为轴向方向的一个质量 m ,通过齿轮齿条传递至转向管柱;左上是一个阀控液压马达,通过输入信号,控制液压马达运动.

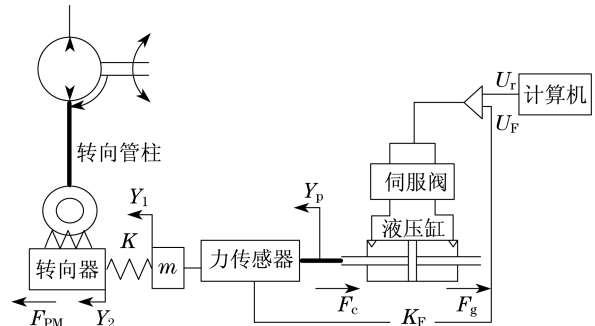


图1 转向器试验台结构原理图

Fig.1 Structural diagram of the steering system test bench

本系统加载的频率约为50 Hz,只考虑滑阀的传递函数. 系统选用MOOG G761系列的双喷嘴挡板式四通滑阀,图2显示了在不同流量情况下滑阀的典型阶跃响应曲线. 横坐标为响应时间 t ,纵坐标为控制流量与额定流量的比值. 流量为4,10,19 L/min时,响应曲线相似.

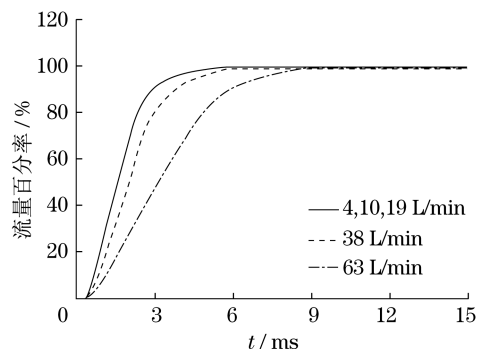


图2 G761系列伺服阀的典型瞬态响应

Fig.2 Typical transient response of G761 series servo valve

根据图2和参考文献[4]可知,双喷嘴挡板伺服阀是以一阶惯性环节为主的高阶系统. 若系统频响较低(低于50 Hz),可近似为一个等效时常数为 τ 的一阶比例环节;若频响要求较高,则可近似采用一个等效固有频率 ω_v 和一个等效阻尼比 ξ_v 的二阶环节来模拟伺服阀系统.

伺服阀系统 w_v 的拉普拉斯传递函数为

$$w_v(s) = \frac{1}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\xi_v s}{\omega_v} + 1} \quad (1)$$

式中: ω_v 为伺服阀固有频率, rad/s; ξ_v 为伺服阀阻尼比, 通常为 0.5~0.7; s 为拉普拉斯复变量。

本文讨论的转向器模拟加载系统的主要控制参数中, 部分参数由机械和液压系统设计获得, 部分参数由现场调试实测获得, 主要参数说明如参考文献[5]中表2所示. 其中, 油缸有效面积 $A = 76.576 \times 10^{-5} \text{ m}^2$, 油缸容积 $V_t = 15.315 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, 由此可计算出以下参数为

$$K_{ce} = K_c + C_{tc} = 1.69 \times 10^{-12} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$$

$$T_1 = V_t/4\beta_e K_{ce} = 0.113 \text{ s}$$

式中: K_{ce} 为总流量-压力系数; T_1 为时间常数; K_c 为流量-压力系数, $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$; C_{tc} 为液压缸总泄漏系数, $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$; β_e 为液压油弹性模数, N/m^2 .

忽略加载系统的活塞质量, $m_p \approx 0$, 摩擦阻尼 $B_c \approx 0$, 假设力传感器刚度 K_e 很大, 可认为变形量 $\epsilon = 0$, 近似可得加载系统活塞位移量 $Y_1 \approx Y_p = Y$. 液压缸加载系统可等效为由转向器质量 m 和折算刚度 K 构成的单“质量-弹簧”负载, 系统属于单自由度加载系统[6]. 转向器受到的驱动力的拉普拉斯变换为

$$F_{PM} = K(Y_2 - Y) \quad (2)$$

$$F_{PM} - F_c = ms^2 Y \quad (3)$$

由式(2)和式(3)得

$$Y = (KY_2 - F_c)/(ms^2 + K) \quad (4)$$

假设流量伺服阀在加载系统中可近似为一阶系统, 做出各元件的结构图, 依次将各元件的结构图连接起来, 得到转向器试验机加载系统方块图, 如图3所示.

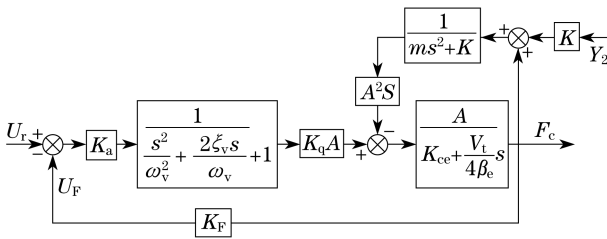


图3 转向模拟加载系统方块图

Fig.3 Block diagram of the loading system in the steering simulation

在给定量 U_r 和转向器的机械干扰量 Y_2 同时作用下的输出量 F_c 为

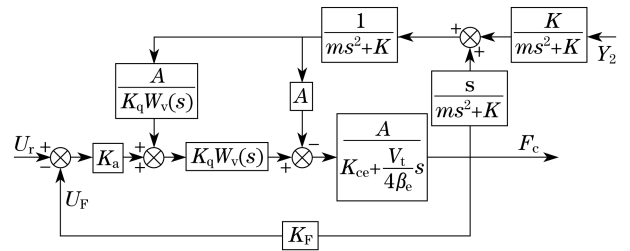
$$F_c = \left[(U_r - K_F F_c) \frac{K_q K_a A}{\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\xi_v s}{\omega_v} + 1} - \left(\frac{A^2 s}{ms^2 + K} \right) (KY_2 + F_c) \right] \frac{1}{\left(K_{ce} + \frac{V_t}{4\beta_e} s \right)} \quad (5)$$

式中: K_a 为放大器增益, A/V; K_q 为阀在稳态工作点附近的流量增益系数, $\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{A})$. 将式(5)整理后表达式为

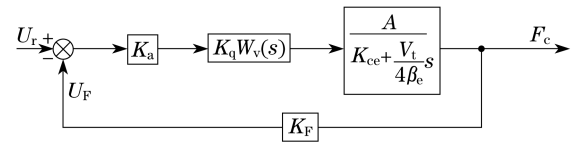
$$F_c = \frac{S_B S_C K_z U_r - S_A K Y_2 A^2 s}{S_B S_C K_z K_F + S_A A^2 s + S_A S_B S_C} \quad (6)$$

式中: $K_z = \omega_v^2 K_a K_q A$; $S_A = s^2 + 2\xi_v \omega_v s + \omega_v^2$; $S_B = ms^2 + K$; $S_C = K_{ce} + \frac{V_t}{4\beta_e} s$.

在转向器电液力负载模拟器中, 系统的干扰就是转向器的阻力. 根据结构不变性原理[7], 可以通过补偿器消除 Y_2 带来的干扰, 而以活塞速度 v_y 作为物理观测量. 图4(a)和4(b)表示了添加补偿器和消除补偿器后的简化过程方块图[8].



(a) 补偿前的方块图



(b) 补偿后的简化图

图4 采用结构不变性原理前后的系统结构图

Fig.4 Block diagrams of the system before and after using the structure stability compensator

$W_v(s)$ 中参数不变情况下, 完全可以补偿两个通道的影响. 因为本系统加载的频率超过 50 Hz, 所以近似认为完全补偿, 使得位移 Y_2 对传递函数无干扰影响.

设置补偿器后, 即可由图4(b)简化方块图求得转向器模拟加载系统的开环传递函数

$$W(s) = \frac{K_a K_{v1} K_q A / K_{ce}}{\left(\frac{s^2}{\omega_v^2} + 2\xi_v \omega_v s + 1 \right) \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right)} \quad (7)$$

式中, K_{v1} 为伺服阀增益, 可求得其闭环传递函数为

$$\frac{F_c}{U_r} = K_{v1} K_a K_q A \left/ \left[K_{ce} \left(\frac{s^2}{\omega_v^2} + 2\xi_v \omega_v s + 1 \right) \cdot \left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}} s + 1 \right) + K_F K_{v1} K_a K_q A \right] \right. \quad (8)$$

利用 Matlab 对系统进行仿真, 通过主导极点分析去除高阶次因子, 用三阶环节近似表达过程函数. 最后简化的传递函数表达式为

$$\frac{F_c}{U_r} \approx \frac{879.75}{0.021s^2 + 34.69s + 879.75} \quad (9)$$

3 最优 PID 控制器参数整定

最优控制即是满足特定具体条件,完成某个控制任务,使选定指标最小或最大的控制.目标函数可以是一个经过设计的性能指标.对于伺服控制系统,输出信号应该更快更准确地对输入信号进行跟踪.常用的性能指标是积分型指标,如绝对误差积分准则 IAE、平均误差积分准则 ISE、时间乘平方误差积分准则 ISTE 等,或自行定义(人为引入加权函数突出其他性能指标)^[9].在此将使用时间乘绝对误差积分准则 ITAE 作为评价准则: $\int_0^{\infty} t |e(t)| dt$. 根据定义,响应和误差积分具有相同权重,按此准则设计的控制系统,可使调节时间缩短,瞬态响应的振荡性小,且对参数具有良好的选择性.

通过 Matlab Simulink 模型仿真,构建如图 5 所示的闭环系统模型.模型内包含了评价准则当输出 1 输出为最小时,所得参数为最优解.其中,PID 的参数用变量而非具体数值表示.通过自诊定寻优,求得整数阶最优的 K_P , K_I , K_D 参数. $K_P = 4.7761$, $K_I = 79.1113$, $K_D = -0.006$.图 6 为最优控制参数下,整数阶 PID 的最佳响应曲线.可以看出,曲线无超调和滞后,在 0.2 s 后输出信号达到预期结果,响应快.

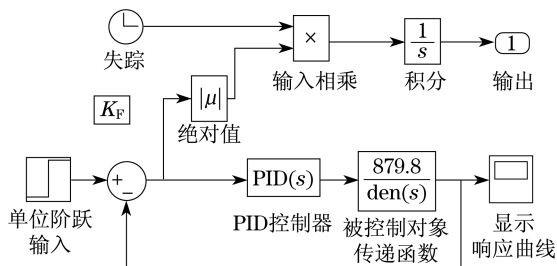


图 5 Matlab 结构框图

Fig. 5 Matlab simulink structure

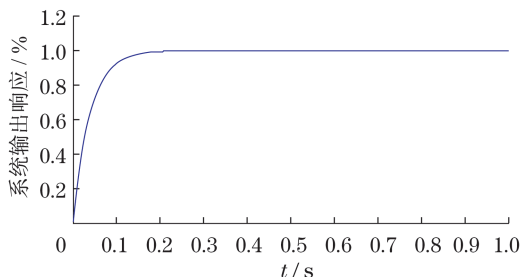


图 6 最优 PID 系统响应曲线

Fig. 6 Optimal PID system response curve

4 PI^λD^μ控制器设计

整数阶 PID 的 3 个参数 K_P , K_I , K_D 也是分数阶 PID 可整定的参数.同时,分数阶 PID 包括一个积分阶次 λ 和微分阶次 μ ,其中 λ 和 μ 可以为任意实数,对象模型为已推导出的电力伺服系统.分数阶 PID 的传递函数为: $G_c(s) = K_P + \frac{K_I}{s^\lambda} + K_D s^\mu$.由于积分项是 s^λ ,在相位图中斜率是 -20λ ,可以通过调整 λ 调整至期望斜率^[10].

系统的幅值余量 A_m 和相位裕度 φ_m 满足^[11]

$$\begin{cases} \varphi_m = \arg[G_c(j\omega_g)G_p(j\omega_g)] + \pi \\ A_m |G_c(j\omega_g)G_p(j\omega_g)| = 1 \end{cases} \quad (10)$$

同时, ω_g 幅值穿越、 ω_p 相频穿越满足^[12]

$$\begin{cases} |G_c(j\omega_g)G_p(j\omega_g)| = 1 \\ \arg[G_c(j\omega_g)G_p(j\omega_g)] = -\pi \end{cases} \quad (11)$$

通过 FOMCON 工具箱创建分数阶 PID 的传函,将 IOPID(整数阶)和 FOPID(分数阶)进行对比.固定 PID 的常数增益,通过改变微分和积分项的阶次,对比阶跃信号的系统响应.以 0.1 为最小精度,在 0~1 范围内取 λ , μ 的微分与积分阶次.

图 7(a)显示的是阶次 λ 从 1 以 0.2 的差值递减到 0.2 的响应曲线.通过对比,积分 I 环节的阶次 λ 越小,响应速度越快,也越容易引起超调和震荡.图 7(b)显示的是 μ 从 1 以 0.2 的差值递减到 0.2 的响应曲线.由图可见,单纯改变 μ 并不能带来更优于传统 PID 的控制效果.

使用 ITAE 准则作为评价准则,同时调节 λ 和 μ 两个参数,最优解 $\lambda = 0.8$, $\mu = 0.5$.仿真对比如图 8 所示,蓝线为最优传统 PID 控制器的系统响应,橙线为最优 PI^λD^μ控制器的系统响应.可以看出,使用分数阶 PID 使得系统响应更迅速,可以快速逼近输入函数,然后略有下降至目标值的 97%,最后缓慢逼近目标值.

伯德图可以被用于分析系统的频率响应,可以通过伯德图看出在不同频率下,系统增益的大小及相位,对系统稳定性进行判断.分数阶 PID 系统的开环伯德图如图 9 所示.系统相位裕度值为 78° ,幅值裕度大于 90 dB,可知系统稳定性裕度高.在 10~100 Hz 主要工作频段之间,相频特性近似直线,表明系统信号失真小.在增益穿越点 0 dB 处,穿越频率为 136(1/s),带宽提高,响应变快.

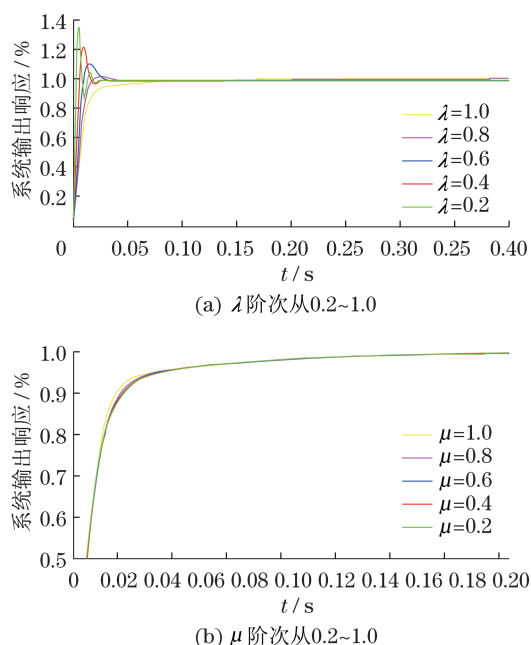
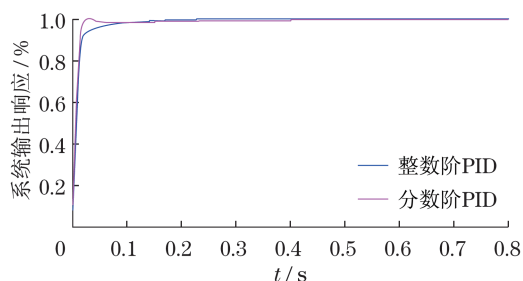
图7 调整 λ 或 μ 阶次得到的分数阶响应对比图Fig.7 Comparison fractional order response graph on adjusted λ and μ 

图8 分数阶与整数阶PID控制效果对比

Fig.8 Fractional-order and conventional PID control effect comparison

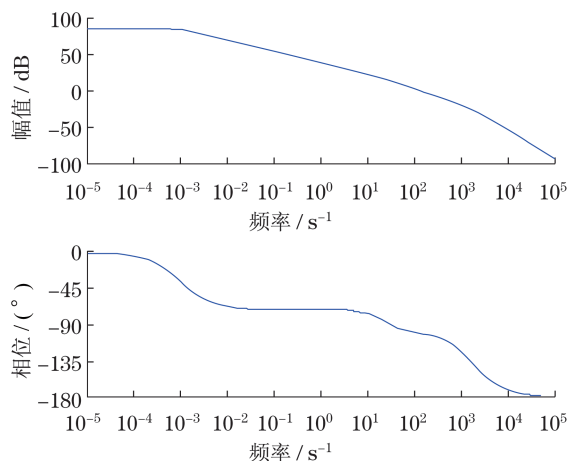


图9 分数阶PID系统的开环伯德图

Fig.9 Open loop Bode diagram of the fractional order PID system

5 结 论

本文主要对转向器液压转向试验台的负载力加载系统进行建模分析. 根据结构不变性原理, 增加补偿器消除转向器 Y_2 的位移干扰, 得到简化后的系统模型. 先以时间乘绝对误差积分的 ITAE 指标作为评价准则, 解得整数阶 PID 的最优参数 K_P , K_I , K_D , 再寻优求得在 $0 \sim 1$ 内 λ 和 μ 的最优组合. 仿真对比可知积分阶次 λ 对于前期超调量和快速响应有很大的影响, 微分阶次 μ 在 $0 \sim 1$ 范围内对于系统影响不大. 分数阶 PID 与经典整数阶 PID 相比, 由于增加了两个可调参数, 分数阶具有更好的响应和冗余储备. 实验仿真对比证明, 分数阶 PID 的控制效果比整数阶的效果更佳.

参考文献:

- [1] Niksefat N, Sepehri N. Design and experimental evaluation of a robust force controller for an electro-hydraulic actuator via quantitative feedback theory [J]. Control Engineering Practice, 2000, 8(12): 1335 - 1345.
- [2] Podlubny I. Fractional differential equations [M]. San Diego: Academic Press, 1999.
- [3] 幕香永, 斐润, 刘志林, 等. 用于船舶舵机的电液负载模拟器之控制系统 [J]. 控制理论与应用, 2008, 25 (3): 564 - 568.
- [4] 李洪人. 液压控制系统 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1981.
- [5] 顾凯凯, 麦云飞, 骆艳洁. 汽车转向器试验台数学模型设计和仿真 [J]. 现代制造工程, 2012(1): 31 - 35.
- [6] 梁利华. 减摇鳍电液负载仿真台性能研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2003.
- [7] 王辉, 高媛媛, 史永胜. 位置扰动性电液力伺服控制系统的复合控制研究 [J]. 计算机与数字工程, 2010, 38 (2): 35 - 38.
- [8] 刘长年. 液压伺服系统优化设计理论 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 1989.
- [9] 薛定宇. 控制系统仿真与计算机辅助设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [10] 于莲芝, 成玲玲. 分数阶 PID 控制运用于励磁控制系统 [J]. 上海理工大学学报, 2013, 35(4): 404 - 408.
- [11] 李英顺, 赵春娜, 陆涛. 分数阶先进控制系统研究与应用 [M]. 北京: 北京师范大学出版社, 2012.
- [12] 薛定宇, 赵春娜. 分数阶系统的分数阶 PID 控制器设计 [J]. 控制理论与应用, 2007, 24(5): 771 - 776

(编辑: 丁红艺)