

试验台转速控制系统动态性能仿真

马登成¹, 杨士敏¹, 胡永彪¹, 马登慧²

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064;

2. 中国一拖(洛阳)动力机械有限公司, 河南 洛阳 471004)

摘要:为了提高工程机械多功能试验台的快速响应性与稳定性,建立了工程机械多功能试验台转速控制系统的动力学模型和仿真模型,利用PID(比例、积分、微分)控制器调整仿真参数,通过突加阶跃载荷和斜坡载荷来仿真模拟试验台在真实工况下的突然加速或减速以及速度平稳变化的过程。结果表明:仿真参数的合理选择对系统的响应性与稳定性有重要影响,参数调整后,系统的响应时间以及超调量满足工程机械响应时间短、超调量小的要求,系统具备较好的快速性与稳定性;仿真曲线验证了理论分析与实际情况相吻合。

关键词:机械工程;试验台;转速控制;动态性能;仿真

中图分类号:U415.2

文献标志码:A

Dynamic characteristics simulation of test platform speed control system

MA Deng-cheng¹, YANG Shi-min¹, HU Yong-biao¹, MA Deng-hui²

(1. Key Laboratory for Highway Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, Shaanxi, China; 2. Engine Machinery Co Ltd of China Yituo Group Company Limited, Luoyang 471004, Henan, China)

Abstract: To enhance the stability and rapid response of construction machinery multifunctional test platform, the dynamics and simulation model of the speed control system is established by using the PID controller to adjust the parameters, and through the impact step signal and the slope signal to simulate the sudden acceleration or decelerate as well as the speed steady change process of test platform. The results indicate that the reasonable simulation parameters have important implications on the system response and stability. After adjusting the parameters, the response time and overshoot of system can meet the short response time requirements and a small overshoot of construction machinery, the system has good speed and stability, the simulation curve to verify the theoretical analysis is consistent with the one of actual situation. 1 tab, 5 figs, 10 refs.

Key words: mechanical engineering; test platform; speed control; dynamic characteristics; simulation

0 引言

为了研究工程机械工作装置与工作介质间的相

互作用,提高工程机械的作业质量,开发新的工程机械产品,本文自行研制了采用静液二次调节技术的工程机械多功能试验台。在当前对工程机械的作业

质量要求越来越高,以及在节约能源、提高工程机械作业生产率的情况下,这一研究显得更为必要^[1]。工程机械多功能试验台不仅要安装各种工程机械的工作装置,而且要模拟工作装置与工作介质的相互作用工况,作为通用的试验设备,对其液压系统要求较高。首先,它的液压系统需要能够牵引各种工程机械的工作装置,其次,试验台的液压系统还要具备工程机械所要求达到的快速响应性和稳定性^[2-3]。试验台采用的是静液二次调节技术,而二次调节技术的基本控制方案是转速控制,其他如转角、转矩、功率等控制方案都是在其基础上增加反馈通道来实现的^[4]。要研究试验台液压系统的响应性与稳定性,首先就要对最基本的转速控制系统的动态响应与稳定性进行研究。另外,由于液压系统的扭矩响应特性一般优于速度响应特性,所以认为只要试验台液压系统的速度响应特性能够满足工程机械的响应要求,则试验台的液压系统响应特性就能达到要求^[5-6]。最后,为了获取液压系统的基本动态性能指标,对系统的速度响应特性作了PID校正分析,以期对后续的研究提供一定的研究基础。

1 转速控制系统的工作原理

静液二次调节技术直接对二次元件(变量马达)进行调节,可以直接对系统进行转角、转矩、转速和功率的调节。其转速控制系统主要由二次元件、变量油缸、电液伺服(比例)阀、恒压变量液压泵、液压蓄能器等组成。转速控制系统的工作原理为:二次调节元件工作于恒压网络,当改变二次元件的输出转速,或二次元件的负载转矩发生变化时,二次元件的输出转速就要发生变化;实际输出转速的差值通过控制器驱动伺服阀、伺服阀输出流量来控制变量油缸的位移,而变量油缸位移的变化会改变二次元件的斜盘倾角,从而调节二次元件的排量,进而引起扭矩变化,直至变量油缸两端达到力平衡,最终达到控制输出转速的目的。该平衡状态可产生于二次元件的任何设定转速,可以使二次元件转速实现无级调速,如图1所示^[7]。

2 转速控制系统的动力学模型

为了研究试验台转速控制系统的动态性能,首先建立系统与系统各组件的动态数学模型。由于恒压油源部分由恒压变量泵和蓄能器组成,动态性能较好,所以可以不考虑此部分对输出的影响,并认为网络中的压力保持恒定,这样在保证研究结果准确

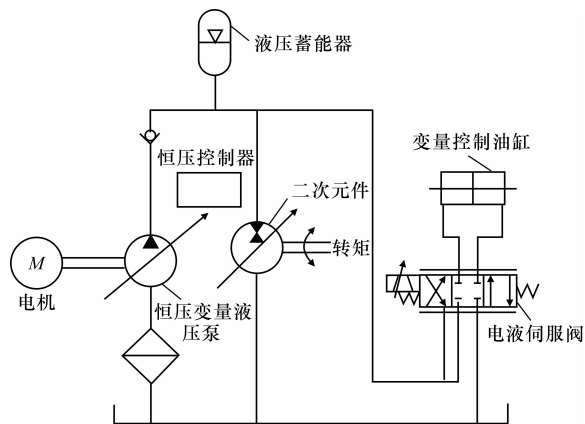


图1 静液二次调节转速控制系统的工作原理

性的前提下可以简化研究的复杂性。在转速闭环控制的基础上,加入变量控制油缸反馈构成双闭环控制,可显著提高系统的阻尼比,加快系统响应时间,减小系统的超调量,改善系统的控制特性^[8]。故试验台采用双闭环速度控制系统。下面对转速控制系统各组件分别进行数学模型分析。

电液伺服阀通常以电流 I 作为输入参数,以电液伺服阀的输出流量 $Q_v(s)$ 作为输出参数,其传递函数用 $G_v(s)$ 表示。由于本系统采用的电液伺服阀的固有频率远高于二次元件的固有频率,故把它作为比例环节考虑^[4],即

$$G_v(s) = \frac{Q_v(s)}{I(s)} = K_v \quad (1)$$

式中: K_v 为电液伺服阀的流量增益($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{A})$)。

变量控制油缸的输入参数是输入流量 Q_L , 输出参数是油缸活塞位移 $y(s)$, 中间参数是两腔压差 P_L 。由于变量控制油缸容积 V_t 很小,故可不计体积压缩变化引起的流量变化;油缸密封于壳体内且 P_L 较低,可以不计变量控制油缸的总泄露系数 C_{tc} ;油缸的频率响应接近 100 Hz, 远高于二次调节系统,于是变量控制油缸部分可以简化为积分环节,传递函数 $G_{ys}(s)$ 可表示为

$$G_{ys}(s) = \frac{y(s)}{Q_L} = \frac{1}{As} \quad (2)$$

式中: A 为变量控制油缸的有效作用面积(m^2); s 为变量。

二次元件排量方程为

$$V = \frac{V_{\max}}{y_{\max}} P_s \quad (3)$$

式中: V 、 V_{\max} 分别为二次元件的排量与最大排量; y_{\max} 为变量控制油缸最大位移; P_s 为恒压网络压力。

试验台液压系统二次元件负载力矩方程为

$$T_L = \frac{r}{i} F \quad (4)$$

式中: T_L 为负载扭矩; r 为试验台驱动轮半径; i 为液压马达到驱动轮的传动比。

将液压马达力矩平衡方程进行拉氏变化

$$T = P_s V = J s^2 \theta_2 + B s \theta_2 + T_L \tag{5}$$

即速度输出为

$$T = P_s V = J s \varphi_2 + B \varphi_2 + T_L \tag{6}$$

式中: T 、 θ_2 、 φ_2 分别为二次元件的输出扭矩、转角和输出角速度; T_L 为负载扭矩; J 、 B 分别为液压马达的转动惯量与粘性阻尼系数。

结合上述各个环节数学模型中的传递函数,以模型简单、层次清晰的原则,建立试验台转速控制系统的双闭环传递函数,如图 2 所示。图 2 中, K_1 、 K_2 为系统反馈系数; $\dot{\varphi}_i(s)$ 为输入转速; $\dot{\varphi}(s)$ 为输出转速。由于双闭环转速控制系统比单闭环转速控制系统响应快、动态性能好,为简化分析,使仿真结果更具说服力,故在仿真中,只对单闭环系统的动态特性进行仿真分析。分析认为,只要单闭环系统的动态响应达到工程机械的控制要求,则双闭环系统肯定满足。

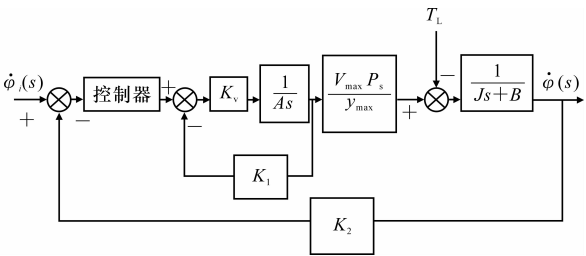


图 2 试验台转速控制系统双闭环传递函数

3 转速控制系统仿真分析

在建立了系统的数学模型后,选择 Matlab/Simulink 仿真软件,利用有效的数值分析方法,调整各仿真控制参数,对转速系统进行动态性能仿真分析,系统仿真如图 3 所示。通过突加阶跃载荷和斜坡载荷,仿真模拟试验台在真实工况下的突然加速或减速,以及速度平稳变化的过程。仿真时的元件基本参数根据试验台液压系统各元件的设计资料及其他相关文献确定,见表 1^[9]。

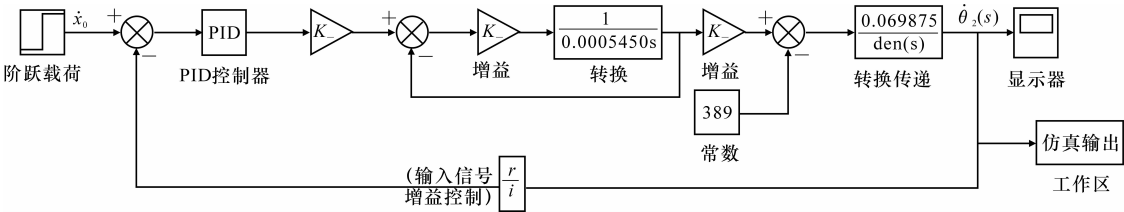


图 3 试验台转速控制系统仿真

注: K —为增益; \dot{x}_0 为阶跃载荷输入速度; $\dot{\theta}_2(s)$ 为输出角速度。

表 1 系统仿真参数

参数	A/m^2	$K_C/(N \cdot m^{-1})$	$\beta_e/(N \cdot m^{-1})$	ξ_v	V/m^3	$C_{ic}/(m^2 \cdot (s \cdot Pa)^{-1})$	m/kg	$\omega_v/(rad \cdot s^{-1})$
参数值	5.45×10^{-4}	5 292	7×10^8	0.91	2.2×10^{-5}	5×10^{-13}	5	1 178

注: K_C 为负载弹簧刚度; β_e 为工作液体的体积弹性模量; ξ_v 为伺服阀阻尼系数; V 为二次元件的排量; C_{ic} 为变量控制油缸的总泄漏系数; m 为变量控制油缸活塞的等效质量; ω_v 为伺服阀固有角频率。

由于试验台转速控制系统在未加校正环节前,其液压马达输出角速度的阶跃响应和斜坡响应均不能满足工程机械试验的响应要求。所以,采用 PID 控制器调整参数,对系统进行优化。通过估算及仿真时不断地调整,为取得较好的仿真结果,取 PID 控制器中的 3 个参数分别为:比例参数 $T_p=30$,积分参数 $T_i=0.08$,微分参数 $T_d=10$ 。

(1)突加速度阶跃信号。代表速度大小的阶跃脉冲加载到仿真模型中,可以模拟试验台的突然加速或减速工况^[10],根据阶跃脉冲信号的大小,可以决定模拟速度的大小,此处给定 4.2 m/min 的速度阶跃信号,相应液压马达转速为 60 rad/s。

(2)突加峰值为 2.1 m/min、斜率为 10 的斜坡信号,相应液压马达转速为 30 rad/s。这种情况可

以模拟试验台速度平稳变化的工况。得到仿真结果如下页图 4、图 5 所示。

从图 4、图 5 可以看出,采用 PID 调节后,在阶跃载荷信号的激励下,液压马达输出角速度的峰值时间为 0.3 s,调整时间为 0.55 s,超调量比较小,为 4.8%;在斜坡载荷信号的激励下,液压马达输出角速度的峰值时间为 1.5 s,调整时间为 2.3 s,超调量较小,约为 8.8%;液压马达输出角速度的动态性能明显提高,超调量大大减小,系统的调整速度加快,具有较好的快速性和稳定性,能够满足试验台的转速控制要求。

4 结 语

(1)对系统施加阶跃载荷信号并进行 PID 调整

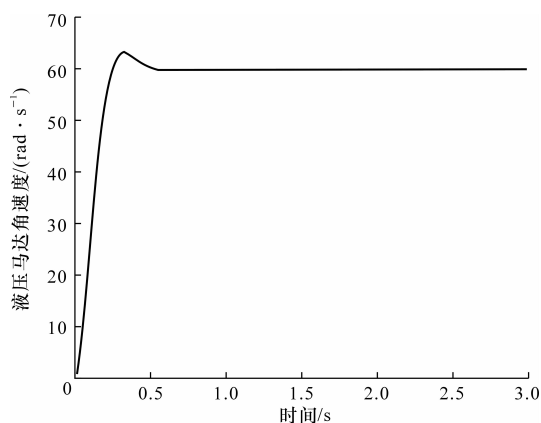


图4 加载速度阶跃载荷时液压马达角速度阶跃响应

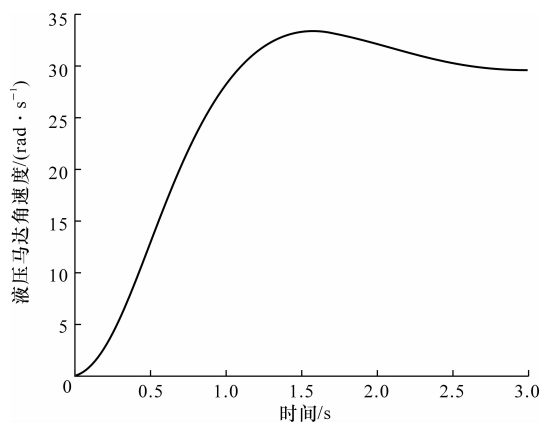


图5 加载斜坡载荷时液压马达角速度的动态响应

后,系统的调整时间约为0.55 s,超调量 $\delta_p=4.8\%$;对系统施加斜坡载荷信号并进行PID调整后,系统的调整时间2.3 s,超调量 $\delta_p=8.8\%$ 。

(2)液压马达输出角速度的动态性能较好,系统的调整速度快,具有较好的快速性和稳定性。

(3)仿真参数的合理选择对系统的响应性与稳定性有重要影响,参数调整后,系统的响应时间以及超调量满足工程机械响应时间短、超调量小的要求,系统具有较好的快速性与稳定性;仿真曲线验证了理论分析与实际情况相吻合。

参考文献:

References:

[1] 杨士敏,张铁.工程车辆地面力学与行驶理论[M].西安:陕西科学技术出版社,2000.

[2] 姚怀新.工程机械底盘及其液压传动理论:行走机械液压传动与控制[M].北京:人民交通出版社,2002.

[3] 彭嵩,丁强,裘丽华,等.工程机械车辆液压底盘二次调节模拟加载试验台的动态特性研究[J].机床与液压,2006,34(11):110-115.

PENG Song, DING Qiang, QIU Li-hua, et al. Study on control characteristics of the secondary regulation load simulation test equipment for the construction equipment hydraulic chassis[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2006, 34(11): 110-115.

[4] 王春行.液压伺服控制系统[M].北京:机械工业出版社,1990.

[5] 战兴群,张炎华,赵克定.静液驱动二次调节扭矩加载装置的硬件解耦方法[J].上海交通大学学报,2000,34(11):1497-1500.

ZHAN Xing-qun, ZHANG Yan-hua, ZHAO Ke-ding. Hardware decouple methods for torque-loading equipment with hydrostatic driving secondary regulation technology[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2000, 34(11): 1497-1500.

[6] 何龙,孔祥东,高英杰,等.二次调节转速控制系统的 H^∞ 鲁棒控制策略研究[J].机床与液压,2008,36(11):98-100.

HE Long, KONG Xiang-dong, GAO Ying-jie, et al. Research on H^∞ robust strategy of secondary regulation speed control system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2008, 36(11): 98-100.

[7] 战兴群,张炎华,赵克定.静液驱动二次调节系统动态速度刚度的研究[J].机床与液压,2000,28(5):71-72.

ZHAN Xing-qun, ZHANG Yan-hua, ZHAO Ke-ding. Study on dynamic speed rigidity with hydrostatic driving secondary regulation technology[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2000, 28(5): 71-72.

[8] 于峰,刘宇辉,蒲红,等.二次调节转速系统的闭环控制特性研究[J].佳木斯大学学报:自然科学版,2000,18(2):103-105.

YU Feng, LIU Yu-hui, PU Hong, et al. Study of double closed loop control characteristics of hydrostatic transmission system with secondary regulation[J]. Journal of Jiamusi University: Natural Science Edition, 2000, 18(2): 103-105.

[9] 魏占芳.工程机械液压底盘模拟试验台动态仿真研究[D].西安:长安大学,2004.

[10] 焦生杰.沥青混凝土摊铺机液压驱动行驶与控制系统研究[D].西安:长安大学,2002.