

文章编号:1671-8879(2017)05-0120-07

变转速液压动力源的输入前馈-反馈复合补偿控制

马 玉,谷立臣

(西安建筑科技大学 机电工程学院,陕西 西安 710055)

摘 要:针对简单比例-积分-微分(PID)控制在液压系统控制中出现严重滞后、不易调节等问题,提出采用输入前馈-反馈复合补偿控制策略实现液压动力源典型工况下流量的跟踪控制,以控制执行机构速度。该方法以变转速机电液系统试验平台为基础进行建模,深入分析液压动力源机电液参数之间的耦合关系,建立整个试验平台的输入前馈-反馈复合补偿控制模型,以实现液压动力源典型工况(阶跃、斜坡、正弦动态变化)下流量的跟踪控制。研究表明:与简单 PID 控制相比,目标流量阶跃变化时,复合控制响应时间减小约 40%,稳态误差减小约 33%;目标流量斜坡变化时,复合控制响应时间减小约 44%,动态误差减小约 46%;目标流量正弦变化时,响应时间和动态误差减小至简单 PID 反馈控制的 30%,系统的动态响应特性得到大幅度提升。输入前馈-反馈复合补偿控制算法简单、可靠性高,解决了传统液压调速出现的滞后、响应慢、不易调节等问题。

关键词:机械工程;液压动力源;输入前馈;反馈控制;滞后性

中图分类号:U463.221

文献标志码:A

Input feedforward-feedback compounded compensation control of variable speed hydraulic power supply

MA Yu, GU Li-chen

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, Shaanxi, China)

Abstract: Aiming at the hydraulic power supply of permanent magnet synchronous motor gear pump, when speed of the actuator was controlled, there were many problems such as serious lag and difficult adjustment due to the large inertia and many links of hydraulic system. Traditional closed-loop speed feedback control can not achieve satisfactory control effect. Input feedforward-feedback compounded compensation control strategy was proposed to realize the tracking control of the flow of hydraulic power supply under typical working conditions, and then to control the speed of actuator. The method was based on variable speed electromechanical hydraulic system experimental platform, to model the coupling relationship of electromechanical hydraulic parameters of hydraulic power source was deeply analyzed, model of the whole experimental platform was established, which realized the tracking control of the flow under the typical working conditions of the hydraulic power source (step, slope, sinusoidal dynamic change). The

收稿日期:2017-03-27

基金项目:国家自然科学基金项目(51675399);陕西省教育厅专项科研项目(15JK1412);

西安建筑科技大学基础研究基金项目(JC1608)

作者简介:马 玉(1978-),女,陕西子洲人,讲师,工学博士,E-mail:mayu-97@163.com。

simulation and experimental results show that when the target flow changes dynamically (step, slope), the compounded compensation control strategy reduces the response time and dynamic error to 50% of the simple PID control. When the target flow sine changes, the response time and dynamic error are reduced to 30% of the simple PID feedback control, and the dynamic response characteristic of the system is greatly improved. 1 tab, 12 figs, 20 refs.

Key words: mechanical engineering; hydraulic power supply; input feedforward; feedback control; lag

0 引言

液压传动与控制的核心问题是对执行机构速度的控制,执行机构速度控制的本质则是对动力源流量的控制。永磁同步电动机具有节能、调速性能好的优点,其齿轮泵可靠性高,将二者相结合可组成一种节能型变转速液压动力源^[1],即可通过永磁同步电机变频调速驱动齿轮泵,达到调节泵的输出流量。这种液压动力源具有结构简单、可靠性高、调速范围宽、节能低噪、容易实现闭环控制等优点,因此在液压电梯^[2]、注塑机^[3]、盾构系统^[4]等液压设备中应用较广。

针对变转速液压调速系统的研究较多:文献[5]中设计了滑模变结构鲁棒控制器,对负载的扰动和系统参数摄动具有较好的鲁棒性,速度跟踪性能和动态性能较好;文献[6]中分析了变转速泵控马达调速系统产生转速降落的原因采用了系统压力反馈的转速降落补偿控制方法,并实现,不同工况下的补偿控制;文献[7]中采用稳态控制量叠加基于小信号线性化补偿控制量的控制方法,经试验得到恒流状态下变量马达斜盘阀控缸的响应速度、变量马达斜盘摆角和定量泵转速对系统控制特性的影响规律,验证了变转速输入定量泵-恒转速输出变量马达容积调速系统控制方法的有效性。大多数变转速液压调速系统采用基于速度大闭环的反馈补偿控制,但由于液压动力系统环节多、具有非线性,各种传感器检测元件都有一定的滞后性,所以速度大闭环反馈控制最大的问题是控制出现滞后、不及时、响应速度较慢。而且在传统的定量泵-变量马达容积式调速回路中,定量泵输入是恒转速,通过控制变量马达排量即斜盘摆角实现变量马达的变转速输出,由于这种调速回路没有考虑匹配定量泵的流量,系统通常在恒压状态下工作,故会造成大量的溢流损失。

输入前馈控制可以实现动态时滞的补偿,以保证对参考信号的精确跟踪。目前输入前馈控制在交流伺服系统的高速定位控制中应用较为广泛^[8-10],永磁同步电机电流环的解耦控制^[11-12]及机械加

工^[13]也用到了前馈控制。输入前馈控制在液压系统中也有一些应用^[14-17]:如文献[14]中设计了变增益前馈补偿控制器,解决了海洋船舶拖曳系统中钢丝绳刚度减小引起的力加载系统频宽减小、滞后增大的问题,提高了系统加载力的跟踪精度;文献[15]中设计了包含输入前馈补偿器的复合控制器,克服了复杂外干扰及时变性,保证了液压仿真转台对参考信号的精确跟踪,控制性能较高。但目前国内外关于输入前馈控制应用在液压领域的研究文献较少。

变转速液压动力源具有节能的特性,将输入前馈和反馈结合起来可以达到快速响应,消除偏差的目的。为此,本文提出变转速液压动力源结合输入前馈-反馈复合控制的形式,以实现液压调速的目的,其具有算法简单,控制性能易实现的优点,可解决传统液压调速回路存在的响应速度慢及溢流能量损失问题,为这种复合控制方法在液压领域的应用奠定理论基础。

1 液压动力源数学模型及系统结构和原理

1.1 液压动力源主要数学模型

1.1.1 永磁电机的主要模型

电机驱动轴上的转矩平衡方程为

$$J_m \frac{d\omega}{dt} + B_m \omega + T_L = T_e \quad (1)$$

式中: $J_m \frac{d\omega}{dt}$ 为电机惯性转矩, J_m 为电机转动惯量, ω 为角频率, t 为时间; $B_m \omega$ 为电机阻力转矩, B_m 为摩擦因数; T_L 为电机负载转矩(泵的输入转矩); T_e 为电机电磁转矩, $T_e = \frac{3p}{2} K_e i_q$, p 为极对数, i_q 为电机交轴电流, K_e 为电机反电势系数。

1.1.2 液压泵模型

齿轮泵流量方程为

$$Q_p = \frac{\omega}{2\pi} D_p - P_p C_p - P_p \frac{\omega}{2\pi} D_p \frac{1}{\beta_e} \quad (2)$$

式中: D_p 为泵的排量; P_p 为实际压力; C_p 为泄漏系数; β_e 为油液体积压缩系数; Q_p 为实际流量; $\frac{\omega}{2\pi}D_p$ 为泵的理论流量; P_pC_p 为泵的泄漏量; $P_p\frac{\omega}{2\pi}D_p\frac{1}{\beta_e}$ 为油液体积压缩量。

泵的驱动轴上的转矩平衡方程为

$$T_L = J_p \frac{d\omega}{dt} + B_p \omega + \frac{D_p}{2\pi} P_p \tag{3}$$

式中: T_L 为泵的输入转矩; J_p 为泵的转动惯量; B_p 为泵的阻尼; $J_p \frac{d\omega}{dt}$ 为惯性转矩; $B_p \omega$ 为泵的阻尼转矩; $\frac{D_p}{2\pi} P_p$ 为油液压力产生的转矩。

1.2 液压动力源结构和原理

本试验台采用的液压动力源系统原理如图 1 所示。永磁电机带动齿轮泵作为液压动力源,采用比例溢流阀模拟负载。测控系统平台为研华工控机,系统压力、流量信号可通过智能流量传感器和压力传感器传送给多功能数据采集卡,由上位机软件编写程序,计算得出最终的电机转速控制量,来控制系统流量。

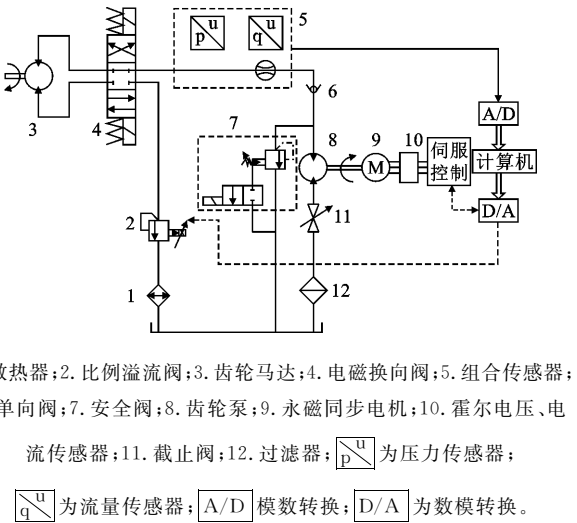


图 1 液压动力源原理

Fig. 1 Principle of hydraulic power supply

2 输入前馈-反馈复合补偿控制原理及设计

2.1 输入前馈-反馈复合补偿控制原理

输入前馈-反馈复合补偿控制原理如图 2 所示。输入前馈-反馈控制是将目标流量值给 PID(比例-积分-微分)反馈控制器的同时,再将目标流量值经过前馈控制器作用,转化为系统流量的前馈补偿量。

再经过流量-电压转换环节,最终前馈补偿电压值和 PID 控制器输出电压值相加,一起通过伺服控制器控制电机转速,进而控制系统输出流量。

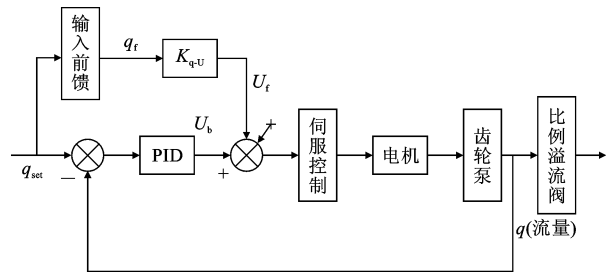


图 2 输入前馈-反馈补偿控制原理

Fig. 2 Principle of input feedforward-feedback compensation control

系统目标流量 q_{set} 与流量前馈补偿量 q_f 关系为

$$q_f = K_{ff} q_{set} \tag{4}$$

式中: K_{ff} 为输入前馈补偿环节。

同样,由于 PID 反馈输出为电机控制电压信号,必须把系统流量前馈补偿量转化为电机控制信号补偿量 U_f , K_{q-U} 为流量电压转换系数,即

$$U_f = K_{q-U} q_f \tag{5}$$

由式(4)、式(5)可知

$$U_f = K_{q-U} K_{ff} q_{set} \tag{6}$$

把电机控制电压信号前馈补偿量 U_f 与 PID 反馈补偿电压值 U_b 之和作为伺服控制器的输入,实现对电机转速的补偿控制,从而达到对液压动力源流量的控制。

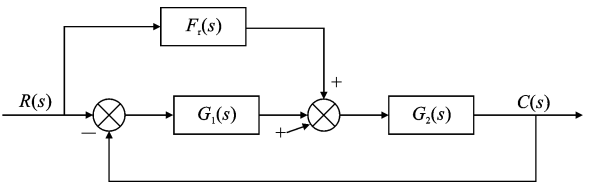


图 3 输入前馈-反馈复合补偿控制传递函数框图

Fig. 3 Input feedforward-feedback compounded compensation control transfer function block diagram

2.2 输入前馈控制器的设计

如下页图 3 所示,复合控制系统除了原有的反馈控制外,给定的目标输入 $R(s)$ 还通过前馈(补偿)装置 $F_r(s)$ 对系统输出 $C(s)$ 进行开环控制, $G_1(s)$ 、 $G_2(s)$ 为传递函数。对于线性系统可以应用叠加原理,故有

$$C(s) = [(R(s) - C(s))G_1(s) + R(s)F_r(s)]G_2(s) \tag{7}$$

或

$$C(s) = \frac{F_r(s)G_2(s) + G_1(s)G_2(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)} R(s) \tag{8}$$

如选择前馈装置 $F_r(s)$ 的传递函数为

$$F_r(s) = 1/G_2(s) \quad (9)$$

则可使输出响应完全复现给定目标输入,此时系统暂态稳态误差均为 0,理想情况下前馈环节应该是一个微分(甚至高阶的)环节^[18]。由于 $G_2(s)$ 很难确定,故输入全补偿在物理上往往无法准确实现。本文的研究对象为变转速液压动力源,可看作三阶系统^[19],因此 $F_r(s)$ 为高阶微分环节和比例环节的组合,输入前馈 $F_r(s)$ 的微分环节的作用,在输入信号 $R(s)$ 变化剧烈时体现的较为突出。但在实际应用中绝大多数系统的输入变化程度是有限的,因此通常情况下,输入前馈控制环节可用比例环节代替。

本文研究的是液压动力源流量的跟踪问题,跟踪的流量信号分别是阶跃、斜坡、正弦信号。为了简化前馈补偿装置,将 $F_r(s)$ 设置为比例环节。

2.3 反馈控制器设计

反馈控制是根据误差进行调节,由传感器检测到被控量的实际值,与目标值进行比较后得到误差,通过 PID 调节器最终使误差趋近于 0,从而使控制过程达到稳态,即

$$u(n) = K_p e(n) + \frac{T}{T_i} \sum_{i=0}^n e(i) dt + \frac{T_d}{T} [e(n) - e(n-1)] \quad (10)$$

式中: $u(n)$ 为离散化控制量; $e(n)$ 为离散化误差; T 为控制周期; K_p 为比例系数; T_i 为积分系数; T_d 为微分系数。

PID 控制器 3 个参数的选取对其控制效果至关重要,实际应用中,比例系数 K_p 取值越大,系统响应越快,但 K_p 值过大会导致系统发生震荡现象。因此,在试验中要根据被控对象,在理论值附近不断调整找到合适的 K_p 值。积分系数 T_i 值可以消除系统稳态误差,微分系数 T_d 值主要预测系统误差的变化,一般用于系统存在较大滞后或延迟的情况。

3 液压动力源输入前馈-反馈复合补偿控制的仿真分析

根据输入前馈-反馈复合控制的原理及数学模型,在 MATLAB 环境下,利用 Simulink 仿真搭建控制系统模型,如图 4 所示。图 4 中:PMSM、PUMP 分别为永磁电机和齿轮泵子模块;input feedforward 为输入前馈控制器,前馈补偿系数;PID control 子系统为反馈控制器; P 、 P_s 分别为压力及其设定值; Q_s 为流量设定值;err 为误差; N 、 N_{ref} 分别为转速及其参考

值;Scope 为示波器; Q 为输出流量。用试验方法获取反馈控制器参数: K_p 为 4.5, T_i 为 450; T_d 为 0。

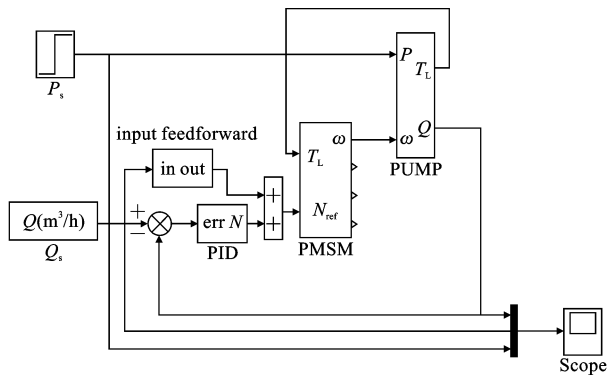


图 4 液压动力源输入前馈-反馈复合补偿控制仿真模型

Fig. 4 Hydraulic power source input feedforward-feedback compounded compensation control simulation model

图 5 为反馈控制下系统流量的斜坡跟踪响应。目标流量斜坡输入,以斜率 $25 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{s}^{-1})$ 上升至 $0.5 \text{ m}^3/\text{h}$,系统响应稳定后,在 0.07 s 改变目标流量从 $0.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 斜坡降至 0,斜率为 $-25 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{s}^{-1})$ 。目标流量斜坡上升过程出现了较大的动态误差,为 $0.04 \sim 0.05 \text{ m}^3/\text{h}$,这是因为 PID 反馈控制是基于偏差调节的,是属于被动控制的一种,虽然经过 PID 控制器使偏差减小,但由于目标流量斜坡输入不断增加,使得偏差一直存在;在仿真 $0.04 \sim 0.07 \text{ s}$ 时间内,目标流量为 $0.5 \text{ m}^3/\text{h}$,经过 PID 控制调节后,系统输出流量达到稳态,与目标流量之间的稳态误差基本为 0;在 $0.07 \sim 0.1 \text{ s}$,目标流量斜坡降至 0,此时仍然存在较大的动态误差。

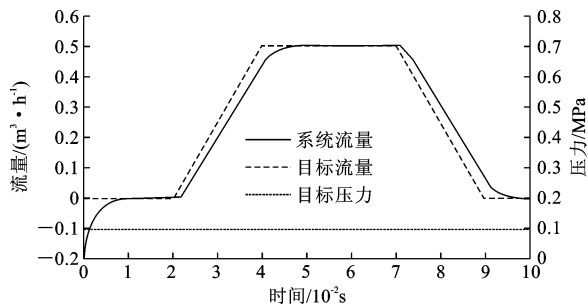


图 5 反馈控制流量斜坡跟踪响应

Fig. 5 Feedback control flow slope tracking response

下页图 6 为输入前馈-反馈控制流量斜坡跟踪响应。在反馈控制的基础上加入前馈补偿控制作用,实际上是在 PID 控制器输出的电压值基础上,加入目标流量经过输入前馈控制器后的前馈补偿电压值,使电机模拟输入量增大,电机转速升高,系统流量值增大,此时相当于在不断地补偿目标流量与实际流量的偏差,使系统流量快速恢复到稳态值。图 6 中在目标流

量变化(斜坡上升、斜坡下降)时流量响应动态误差为 $0.02\sim0.025\text{ m}^3/\text{h}$, 相对于图 5, 其动态误差约减小了 40%, 控制性能大幅度提高。

从目标流量斜坡变化的仿真结果可以看出, 提出的输入前馈-反馈复合补偿控制策略能够有效减小系统跟踪动态变化信号时所出现的动态误差, 比普通 PID 反馈控制的控制效果更好。

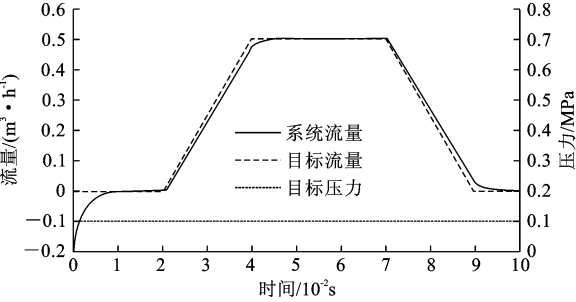


图 6 输入前馈-反馈控制流量斜坡跟踪响应
Fig. 6 Input feedforward-feedback control flow ramp tracking response

4 试验分析

本试验采用 11 kW 永磁同步电机和排量为 11 mL/r 齿轮泵作为变转速液压动力源, 系统压力信号和流量信号通过 P71200 压力传感器和 LWZY 智能涡轮流量传感器采集, 并传送给多功能数据采集卡的模拟量输入端口, 通过上位机 LabVIEW8.6 软件平台编写的控制程序输出最终控制量, 调节电机转速, 达到控制液压动力源的输出流量。

采用上述液压试验台进行试验, 系统加载电压为 0, 系统此时处于空载状态(约为 1.3 MPa), 系统压力随着流量输入的变化而变化。在空载状态下分别进行: ①流量阶跃跟踪, 目标流量从 $0.2\text{ m}^3/\text{h}$ 阶跃上升至 $0.5\text{ m}^3/\text{h}$, 稳定后再下降至 $0.2\text{ m}^3/\text{h}$; ②流量斜坡跟踪, 目标流量从 $0.2\text{ m}^3/\text{h}$ 斜坡上升至 $0.5\text{ m}^3/\text{h}$, 上升斜率为 $0.05\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{s}^{-1})$, 流量稳定后再下降至 $0.2\text{ m}^3/\text{h}$, 下降斜率为 $-0.05\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{s}^{-1})$; ③流量正弦跟踪, 目标流量按正弦规律变化, 幅值为 $0.2\text{ m}^3/\text{h}$, 周期为 8 s。上述 3 种工况下输入前馈-反馈复合控制与传统 PID 反馈控制结果见图 7~下页图 12。

目标流量动态变化时, 系统流量跟踪时出现了较大的滞后, 加入输入前馈控制后, 在目标流量动态变化的同时, 使目标流量值直接经过前馈控制器的运算, 避免了经过传感器所导致的延迟。与 PID 输出量相加, 此时电机模拟输入量增大, 电机转速升高, 液压动力源输出流量增大, 目标流量和系统流量

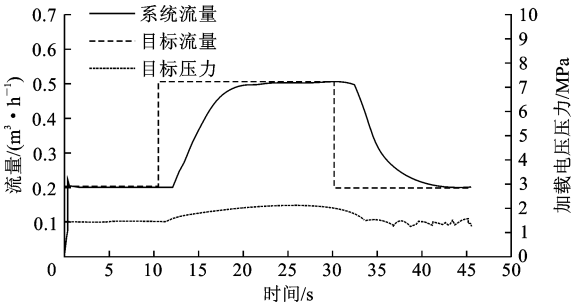


图 7 反馈控制流量阶跃跟踪响应
Fig. 7 feedback control flow step tracking response

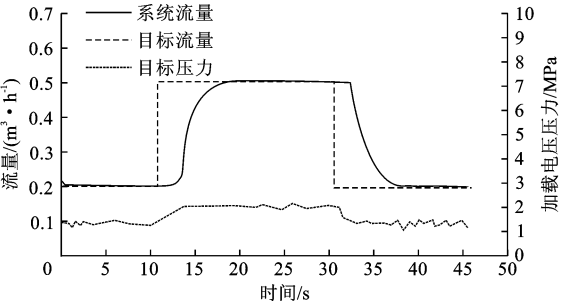


图 8 输入前馈-反馈控制流量阶跃跟踪响应
Fig. 8 Input feedforward-feedback control flow step tracking response

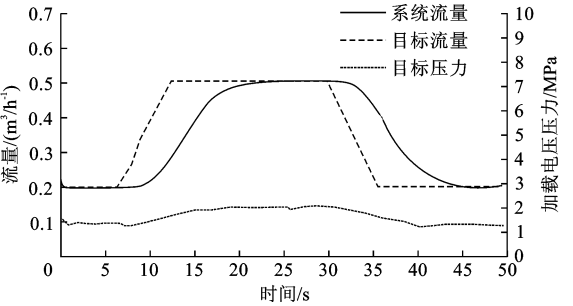


图 9 反馈控制流量斜坡跟踪响应
Fig. 9 feedback control flow ramp tracking response

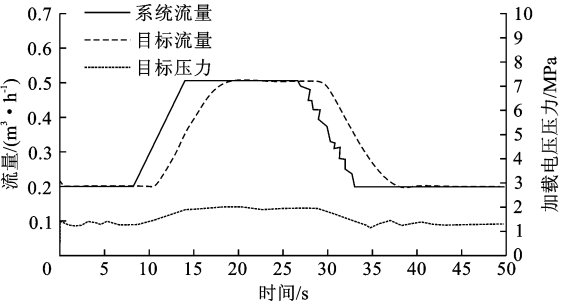


图 10 输入前馈-反馈控制流量斜坡跟踪响应
Fig. 10 Input feedforward-feedback control flow ramp tracking response

偏差变小, 故动态误差有效减小, 响应时间缩短。

跟踪阶跃信号时, 在反馈控制下, 系统的响应时间为 10.3 s, 如图 7 所示; 复合控制下响应时间为

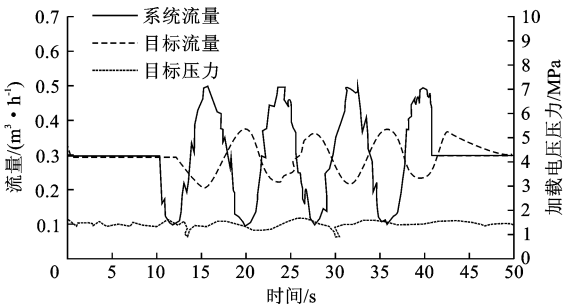


图 11 反馈控制流量正弦跟踪响应

Fig. 11 Feedback control flow sine tracking response

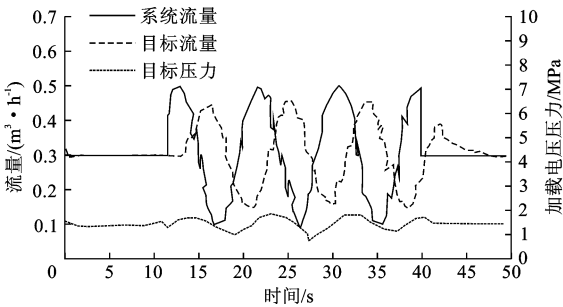


图 12 输入前馈-反馈控制流量正弦跟踪响应

Fig. 12 Input feedforward-feedback control flow sine tracking response

6 s,减小了约 40%,而稳态误差也由反馈控制下的 $0.015\text{ m}^3/\text{h}$ 减小到复合控制下的 $0.01\text{ m}^3/\text{h}$,减小了约 33%,如图 8 所示,流量跟踪性能得到了较大的提升。跟踪斜坡信号时,反馈控制下,系统的响应时间为 5 s,如图 9 所示;复合控制下响应时间为 2.8 s,减小了约 44%,且动态误差也由反馈控制下的 $0.11\text{ m}^3/\text{h}$ 减小到复合控制下的 $0.06\text{ m}^3/\text{h}$,减小了约 46%,如图 10 所示。跟踪正弦信号时,在反馈控制下,由于流量输入按正弦规律变化的频率过高,而液压试验台动力源的频率响应较低,导致目标流量响应跟踪不上目标输出,误差较明显,如图 11 所示。加入输入前馈控制作用后,在目标流量输入高频率变化的同时,将补偿量转换成电机模拟电压信号,电机输出转速增大,相当于加快了系统的响应速度,缩短了跟踪响应时间,减小了动态误差,如图 12 所示。复合控制的效果在跟踪正弦信号时尤为突出。具体流量响应跟踪性能指标如表 1 所示。

试验结果表明:在空载情况下,无论目标流量怎样变化,输入(阶跃、斜坡或正弦)系统在输入前馈-反馈复合控制下都有效加快了流量响应速度,缩短了调整时间,有效减小了跟踪过程的动态误差,跟踪控制效果明显优于简单 PID 反馈控制。

表 1 目标流量变化系统跟踪性能指标

Tab. 1 Target flow changes system tracking performance indicators

指标		响应时间/s	动态误差/ ($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	稳态相对 误差/%
阶跃跟踪	反馈控制	10.3	0.015	± 2
	复合控制	6.0	0.010	± 2
斜坡跟踪	反馈控制	5.0	0.110	± 2
	复合控制	2.8	0.060	± 2
正弦跟踪	反馈控制	3.9	0.140	
	复合控制	2.8	0.050	

5 结 语

(1)采用输入前馈-反馈复合补偿控制策略解决了变转速液压动力源在跟踪动态变化信号时出现严重滞后、响应速度慢、不易调整等问题,实现了液压动力源典型工况下流量的跟踪控制。

(2)在目标流量动态变化(阶跃、斜坡或正弦)时,复合补偿控制策略使响应时间和动态误差减小至简单 PID 反馈控制时的 50%,其中跟踪正弦信号时,在缩短响应时间的同时,将动态误差减小至简单 PID 反馈控制的 30%,系统的动态响应特性得到大幅提升。

(3)根据动力源不同工况,进一步可研究前馈控制算法的改进及控制器参数优化非线性整定问题,尤其针对跟踪正弦目标流量,可提升的空间较大。

参考文献:

References:

[1] 贾永峰,谷立臣. 永磁同步电机驱动的液压动力系统设计与实验分析[J]. 中国机械工程,2012,23(3): 286-290.
JIA Yong-feng, GU Li-chen. System design and experimental analysis for hydraulic power unit with permanent magnet synchronous motor drive[J]. China Mechanical Engineering,2012,23(3):286-290.

[2] 胡东明,徐 兵,杨华勇. 变频驱动的闭式回路节能型液压升降系统[J]. 浙江大学学报:工学版,2008,42(2):209-214.
HU Dong-ming, XU Bing, YNAG Hua-yong. VVVF controlled closed-circuit energy-saving hydraulic lift system[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science,2008,42(2):209-214.

[3] 彭勇刚,韦 巍. 伺服电动机直接驱动定量泵液压系统在精密注塑中的应用及其控制策略[J]. 机械工程学报,2011,47(2):173-179.
PENG Yong-gang, WEI Wei. Application and control strategy of servo motor driven constant pump hydraulic system in precision injection molding[J]. Journal of

- Mechanical Engineering, 2011, 47(2): 173-179.
- [4] 杨华勇, 邢 彤, 龚国芳. 变转速泵控模拟盾构刀盘驱动系统研究[J]. 浙江大学学报: 工学报, 2010, 44(2): 373-378.
YANG Hua-yong, XING Tong, GONG Guo-fang. Variable speed pump control system for driving cutter head of test shield tunneling machine[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2010, 44(2): 373-378.
- [5] 魏海峰, 李萍萍, 贾洪平. 变频泵控马达调速系统变结构鲁棒设计[J]. 农业机械学报, 2009, 40(10): 188-192.
WEI Hai-feng, LI Ping-ping, JIA Hong-ping. Variable structure robust design for variable frequency pump-control-motor speed governing system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(10): 188-192.
- [6] 彭天好, 乐南更. 变转速泵控马达系统转速降落补偿试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(4): 175-181.
PENG Tian-hao, YUE Nan-geng. Speed loss compensation experiment study in variable-speed pump-control-motor system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(4): 175-181.
- [7] 孔祥东, 宋 豫, 艾 超. 变转速输入定量泵-恒转速输出变量马达系统恒转速控制方法研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(8): 179-190.
KONG Xiang-dong, SONG Yu, AI Chao. Constant speed control method of variable speed input fixed displacement pump-constant speed output variable motor system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(8): 179-190.
- [8] 郝双辉, 郑伟峰, 蔡 一, 等. 基于前馈控制的交流伺服系统高速定位控制[J]. 机械设计与制造, 2011(4): 179-182.
HAO Shuang-hui, ZHENG Wei-feng, CAI Yi, et al. Research on high-speed positioning of AC servo system based on feedforward control[J]. Machinery Design and Manufacture, 2011(4): 179-182.
- [9] 仇国庆, 罗宣林, 王 平, 等. PMSM 伺服系统的 PID 控制器设计及仿真[J]. 重庆大学学报, 2008, 31(3): 259-262.
QIU Guo-qing, LUO Xuan-lin, WANG Ping, et al. Design and simulation of PID controller based on PMSM servo system[J]. Journal of Chongqing University, 2008, 31(3): 259-262.
- [10] 张汉年, 朱煊秋, 张植保. 基于前馈补偿器的无轴承同步磁阻电机解耦控制[J]. 东南大学学报: 自然科学版, 2005, 35(增 II): 193-197.
ZHANG Han-nian, ZHU Huang-Qiu, ZHANG Zhi-bao. Synchronous reluctance motor based on feed-forward compensator[J]. Journal of Southeast University: Nature Science Edition, 2005, 35(S II): 193-197.
- [11] 邓仁燕, 唐 娟, 夏 炎, 等. 基于前馈补偿的永磁同步电机电流环解耦控制[J]. 电力电子技术, 2013, 47(6): 68-70.
DENG Ren-yan, TANG Juan, XIA Yan, et al. Decoupling control of current loops for permanent magnet synchronous motor based on feedforward compensation[J]. Power Electronics, 2013, 47(6): 68-70.
- [12] 王本永, 董彦良, 赵克定. 高精度液压仿真转台鲁棒控制[J]. 航空学报, 2007, 28(5): 1252-1256.
WANG Ben-yong, DONG Yan-liang, ZHAO Ke-ding. Robust control for high-accuracy hydraulic simulator[J]. Acta Aeronautica Et Astronautica Sinica, 2007, 28(5): 1252-1256.
- [13] 宋现春, 林明星, 张承瑞, 等. 误差输入前馈补偿控制方法及其在滚珠丝杠磨削中的应用[J]. 机械工程学报, 2002, 38(4): 100-102.
SONG Xian-chun, LIN Ming-xing, ZHANG Cheng-rui, et al. Method of compensating input feed forward control and its application in the grinding of ball lead-screw[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(4): 100-102.
- [14] 傅晓云, 贺向宗, 李宝仁. 变刚度电液力加载系统性能研究[J]. 中国机械工程, 2015, 26(2): 192-195.
FU Xiao-yun, HE Xiang-zong, LI Bao-ren. Investigation of electro-hydraulic loading system with variable stiffness[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(2): 192-195.
- [16] TANG Y, ZHU Z C, SHEN G, et al. Improved feed-forward inverse control with adaptive refinement for acceleration tracking of electro-hydraulic shake table[J]. Journal of Vibration and Control, 2016, 22(19): 3945-3964.
- [17] DE CUYPER J, VERHAEGEN M, SWEVERS J. Off-line feed-forward and H_{∞} feedback control on a vibration rig[J]. Control Engineering Practice, 2003, 11(2): 129-140.
- [18] 夏德铃. 自动控制理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.
XIA De-ling. Theory of automatic control[M]. Beijing: China Machine Press, 1989.
- [20] 彭天好. 变频泵控马达调速及补偿特性的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2003.
PENG Tian-hao. Research on variable frequency pump-control-motor speed governing and compensation characteristics[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003.