

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2022.01.009

基于开环补偿与鲁棒控制的电液 位置伺服加载系统研究*

梅鲁海, 刘哲纬

(浙江机电职业技术学院 自动化学院, 浙江 杭州 310053)

摘要:电液伺服加载系统往往存在大范围负载扰动和非线性干扰问题,采用传统 PID 控制策略一般难以解决,针对这一问题,为有效提高位置伺服的动态品质和稳态精度,提出了一种基于开环补偿与鲁棒控制的电液位置伺服加载系统。首先,介绍了一种电液伺服加载试验台系统的结构组成和数学模型;然后,阐述了扰动抑制的非线性开环补偿方法,分析了基于期望轨迹规划的位置开环补偿控制策略,以及在线预估系统非线性参数的特点,建立了位置伺服控制器的理论模型;阐述了位置伺服系统自适应鲁棒控制策略的模型和方法;最后,进行了电液伺服加载系统实验,验证了基于开环补偿与鲁棒控制的电液位置伺服加载系统的优越性。研究表明:与采用 PID 闭环方式的电液伺服系统相比,基于开环补偿与鲁棒控制的电液位置伺服加载系统的自适应性更强,位置跟踪曲线控制精度更高,当位置跟踪频率为 20 Hz 时,跟踪误差只有位置指令幅值的 15% 左右,系统的“双十”频宽可扩展到 22 Hz,且其整体抗扰动性能明显也优于采用 PID 闭环方式的电液伺服系统。

关键词:电液伺服加载系统;位置伺服;开环补偿;鲁棒控制;扰动抑制

中图分类号:TH137;TP273

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2022)01-0059-07

Electro-hydraulic position servo loading system based on open loop compensation and robust control

MEI Lu-hai, LIU Zhe-wei

(School of Automation, Zhejiang Institute of Mechanical & Electrical Engineering, Hangzhou 310053, China)

Abstract: The electro-hydraulic servo loading system often exist the problems of large-scale load disturbance and nonlinear disturbance, traditional PID control strategy is generally difficult to solve. Aiming at this problem, in order to effectively improve the dynamic quality and steady-state accuracy of position servo, an electro-hydraulic position servo loading system based on open loop compensation and robust control was proposed. Firstly, the composition structure and mathematical model of an electro-hydraulic servo loading test-bed system were introduced. Then the nonlinear open-loop compensation method for restraining disturbance was discussed, the position open-loop compensation control strategy based on expected trajectory planning was analyzed, the characteristics of on-line prediction of nonlinear parameters of the system were described, and the theoretical model of position servo controller was established. The principle and method of adaptive robust control strategy for position servo system were expounded. Finally, the electro-hydraulic servo loading system experiment was carried out to verify the superiority of the electro-hydraulic position servo loading system based on open loop compensation and robust control. The research results indicate that comparing with the electro-hydraulic servo system adopting PID closed-loop mode, the electro-hydraulic position servo loading system based on open-loop compensation and robust control has stronger adaptability, higher position tracking curve control accuracy, when the position tracking frequency is 20 Hz, the tracking error is only about 15% of the position command amplitude, the “double ten” bandwidth of the system can be extended to 22 Hz, and the overall anti disturbance performance is obviously better than the electro-hydraulic servo system with PID closed-loop mode.

Key words: electro-hydraulic servo loading system; position servo; open loop compensation; robust control; restraining disturbance

收稿日期:2021-08-09

基金项目:浙江省教育厅高校国内访问工程师“校企合作”资助项目(FG2019071);浙江机电职业技术学院科教融合孵化工程重点培育资助项目(A-0271-19-203)

作者简介:梅鲁海(1968-),男,浙江杭州人,硕士,教授,主要从事机电工程与自动控制技术方面的研究。E-mail:meilh002@163.com

0 引 言

电液伺服控制系统在机械、交通、电气和军工等领域都有普遍的应用,而位置伺服系统是电液伺服控制的重要组成部分。

一般的位置控制方式有:PID 闭环控制、模糊控制、自适应控制和滑模变结构控制等。位置控制技术一般包括动态模型建立、参数识别、控制系统仿真、优化控制算法、协同控制设计等。在通常的情况下,电液伺服系统不需要预先进行迭代辨识^[1]。因为系统模态和参数是已知量,由此可以直接进行动态模型的创立和各种控制器设计。然而,一般的电液伺服系统的位置控制往往需要面对负载扰动和非线性参数等问题,且参数的波动往往是大范围和不确定性的,这时用传统的闭环 PID 控制策略或扰动补偿方法往往难以奏效。

目前,针对上述问题的解决办法中,比较先进的是采用鲁棒模型预测控制器设计、粒子群模糊逻辑控制器设计或进行离散滑模控制算法等。这样,在被控对象的非线性扰动大幅变化时,采用这些技术的电液伺服系统仍可以自动保持最佳的工作状态、稳态精度与动态品质。

为此,笔者搭建一套较为完整的电液伺服加载试验台系统,建立试验台系统的数学模型,提出抑制扰动的开环补偿方法,对期望轨迹规划的位置开环补偿控制方法进行分析,对位置伺服控制器的模型进行论证。

1 试验台系统结构与数学模型

1.1 系统结构

笔者研究的电液伺服加载试验台系统的结构图如图 1 所示。

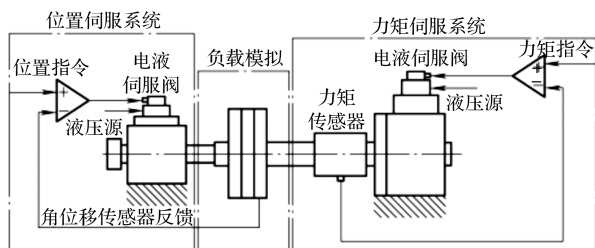


图 1 电液伺服加载系统试验台

由图 1 可知:电液伺服阀通过驱动伺服马达进行系统加载,加载试验包括位置伺服和力矩伺服试验。

此处的外负载扰动通过力矩伺服系统来提供。其中,力矩闭环时的力矩反馈通过与马达轴固连的扭矩传感器来完成,而位移反馈通过角位移传感器来完成,控制算法系统由多个控制器来完成。

电液伺服加载系统试验台包括:1 个油源、2 个伺服阀、2 个液压马达、2 个力矩传感器、2 个位置传感器,还包括工控机等测试系统。

电液伺服系统的主要参数如表 1 所示。

表 1 电液伺服试验台系统主要参数

名称	规格指标	参数和单位	参数值
油源	供油额定压力	p_s/MPa	21
	最大额定流量	$q/(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$	120
电液伺服阀	最大空载流量	$q/(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$	65
	额定压力	p_s/MPa	21
液压马达	最大转角	$\theta_{\max}/(^{\circ})$	36
	最大动态力矩	$T_{\max}/(\text{N} \cdot \text{m})$	1 000
力矩传感器	精度	$e/\%$	0.3
	量程	$\text{N} \cdot \text{m}$	$\pm 2\ 300$
伺服系统	压力增益	$K_p/(\text{Pa} \cdot \text{A}^{-1})$	7.8×10^{10}
	总流量-压力系数	$K_{ce}/[(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})/\text{Pa}]$	3×10^{-11}

由于电液伺服系统动态模型的可靠性决定了系统的控制精度,为了抑制负载扰动,并实时预估非线性干扰的参数变化^[2],此处的试验台采用了开环补偿控制器和鲁棒控制器的设计;同时,其与开环控制器并联,笔者又增加了一个闭环 PID 控制器,以大大提高控制系统的静态闭环精度,增加控制的稳定性。

1.2 数学模型

笔者参考图 1 中的结构图来建立电液伺服试验台各个部件的数学模型。其中,电液伺服阀的流量线性化方程为:

$$Q_L = K_q X_v - K_c p_L \quad (1)$$

式中: X_v —伺服阀的阀芯位移; Q_L —电液伺服阀送到液压电机的负载流量; K_c —流量压力系数; K_q —伺服阀的流量增益; p_L —负载的压力。

系统的力矩平衡方程为:

$$M = p_L D_M = G_s (\theta_M - \theta_i) = J \frac{d^2 \theta_i}{dt^2} + B_M \frac{d\theta_i}{dt} + G\theta_i \quad (2)$$

式中: M —系统的输出力矩; θ_i —负载的等效角位移; J —负载的转动惯量; G —负载的等效扭转刚度; B_M —负载的等效阻尼系数^[3]。

对式(1,2)进行拉普拉斯变换可得:

$$I_{sv} = K_i u_c \quad (3)$$

$$Q_L = K_q X_v - K_c p_L \quad (4)$$

$$M = p_L D_M = J s^2 \theta_i + B_M s \theta_i + G \theta_i = G_s (\theta_M - \theta_i) \quad (5)$$

参照该电液伺服加载系统的工作原理,可以将其中的伺服阀化简,变为一阶惯性环节,即:

$$G_{sv} = \frac{X_v}{I_{sv}} = \frac{K_{sv}}{T_s s + 1} \quad (6)$$

式中: K_{sv} —伺服阀的增益; T_s —伺服阀的时间常数^[4]。

2 开环补偿方法和位置伺服控制器模型

2.1 无扰动时的系统理论模型

假设电液伺服加载试验台系统无外界扰动时的理论模型为 $R(s)$,那么控制器 $G_\theta(s)$ 的设计就要考虑有外界扰动时的系统理论模型。

此处,控制器 $G_\theta(s)$ 实际上包括开环控制器和 PID 闭环控制器两种类型,如图 2 所示。

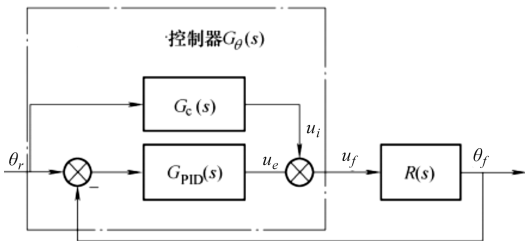


图 2 无扰动时的系统模型

由图 2 可知,控制器 $G_\theta(s)$ 的控制输出为:

$$u_f = G_{PID}(s)e(s) + G_c(s)\theta_r \quad (7)$$

式中: $G_c(s)$ —开环控制器。

开环控制器 $G_c(s)$ 的表达式为:

$$G_c(s) \approx \frac{1}{R(s)} \quad (8)$$

因为在一个真实的系统中,并不能获得绝对准确的理论模型 $R(s)$,所有理论模型及其模型辨识都只是一种近似的数学表达而已。

可以看出,开环控制器 $G_c(s)$ 的表达式正是系统无扰动时的近似理论模型。另一方面,因为大部分模型分母的阶次都大于分子的阶次,一般系统模型都有很强的微分功能,这就可能增大噪声干扰的作用,所以,该开环控制器的设计采用无扰动时的系统近似理论模型^[5]。

2.2 开环补偿控制方法

因为该电液伺服加载试验台对动态响应的要求较高,而伺服电机本身的数学模型简单,控制性能也较好,因此,解决系统扰动的问题需考虑整体控制环路的设计。

因为负载的扰动会引起位置伺服系统的调整,这又会直接体现在伺服电机的调速作用上,所以关键是如何提高调速模块抗扰动的能力。因此,位置伺服系统和调速系统都采用了自适应鲁棒控制的方法^[6]。

电液伺服加载试验台的系统参数有非线性的特

点,外界的随机扰动也会降低系统的控制精度和响应速度。为解决这个问题,笔者在位置伺服的开环控制中采用了一种依据期望轨迹规划曲线进行速度补偿的方法,期望轨迹规划曲线图如图 3 所示。

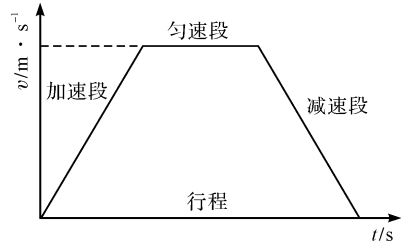


图 3 期望轨迹规划曲线图

由图 3 可知:依照实际的位置运动状态、速度和方向,整个运动过程可分为加速段、匀速段和减速段 3 个阶段,并可以计算出所需要运动段的特征角点^[7]。

为了保证系统的稳态品质和高精度输出,此处参照负载扰动引起的系统流量变化。这种位置开环补偿控制方法是以期望轨迹规划的速度作为一种中间控制变量,并去实时补偿伺服电机的转速数值。

该补偿控制的数学模型为:

$$\omega_m = \frac{A_p}{D_p} V_{ref} \quad (9)$$

式中: ω_m —伺服电机的转速补偿,rad/s; V_{ref} —期望转速,rad/s。

伺服电机的转速补偿需要根据调速模块的参数调整来进行,这种速度开环补偿方法对非线性和不确定的负载扰动具有一种自适应的特性,没有必要提前去辨识扰动的特征^[8]。

图 1 中的电液伺服试验台系统中,其中的位置伺服系统在位置控制过程中,采用了一种开环补偿的控制方法,根据位置输出的偏差值进行闭环方式的反馈控制。

试验台的位置伺服系统及开环补偿控制图如图 4 所示。

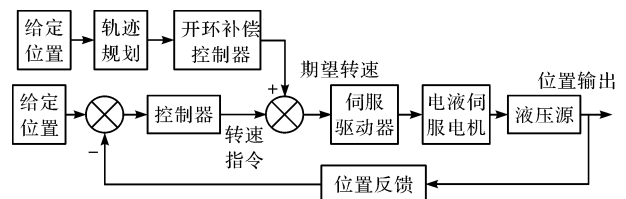


图 4 试验台位置伺服系统及开环补偿控制图

在系统位置开环补偿的过程中,笔者参照上述试验台组成结构、试验台部件的数学模型,以及上述位置伺服开环补偿原理,得出的伺服系统开环补偿的传递函数图如图 5 所示^[9]。

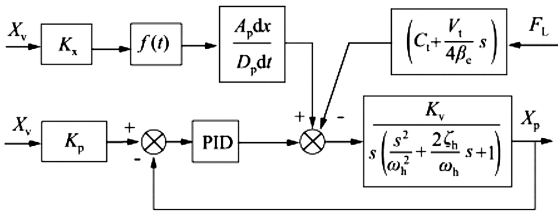


图 5 开环补偿的传递函数图

图 5 中:由于系统中很多参数都具有随机性的特点,采用单一的开环补偿设计并不能完全满足整个系统的控制精度要求。为了提升控制效果,还需要并联设计一个经典的闭环 PID 控制器,以实现并行控制。控制器的参数可以采用临界比例度法进行获取。

闭环控制器可以对系统的位置进行基本的控制和调节;而开环补偿控制器则根据位移来规划系统的期望速度,以提高伺服系统的响应速度与控制精度为目标,准确地推算出伺服马达转速补偿的基准值,送出实时动态的速度调整参数,准确校正和改变实际曲线运动的速度值,并缩短稳态误差所用的时间^[10]。

2.3 位置伺服控制器模型

该电液伺服加载试验台系统中,位置伺服的控制器的理论模型如图 6 所示。

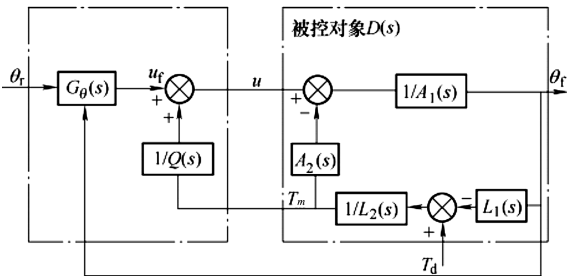


图 6 电液位置伺服控制器模型

被控对象—图 4 中的伺服驱动、伺服电机和液压源部分; $G_\theta(s)$ —图 4 中的位置控制器

图 6 的电液位置伺服控制器模型体现了试验台中位置伺服系统的工作原理。

系统控制输出分为两部分:位置系统控制器 $G_\theta(s)$ 的输出 u_f 和鲁棒控制器 $\frac{1}{Q(s)}$ 的输出,其表达式为:

$$u = u_f + \frac{1}{Q(s)} T_m \quad (10)$$

如果控制器 $G_\theta(s)$ 采用闭环方式,则有:

$$u = G_\theta(s) (\theta_r - \theta_f) + \frac{1}{Q(s)} T_m \quad (11)$$

并且有:

$$\theta_f(s) = \frac{1}{A_1(s) + G_\theta(s)} [G_\theta(s) \theta_r + \psi T_m] \quad (12)$$

$$\psi = \frac{1}{Q(s)} - A_2(s) \quad (13)$$

式中: ψ —系统抑制外扰动的能力指数。

控制器 $G_\theta(s)$ 设计的主要任务是尽量优化控制系统的模型 $A_1(s)$ 。

根据式(12,13)可知,鲁棒控制器 $\frac{1}{Q(s)}$ 需要按照

尽量最小化 ψ 的原则来设计,即 $\frac{1}{Q(s)}$ 的数值应尽量接近 $A_2(s)$ 的数值^[11]。

3 自适应鲁棒控制策略

在电液位置伺服加载试验台中,总压力流量系数 K_{lm} 和伺服阀的流量增益 K_u 是系统工作运行时最主要的非线性参数,控制器的设计需要计算这些参数值。

系统中的技术参数包括静态参数和动态参数两种。其中,静态参数通常是相对稳定的,而动态参数则是不确定的,并呈现非线性变化的特点。所以,为了稳定系统的技术性能指标,控制器的设计需要实时预估这些随机的非线性参数,并优先采取自适应控制和鲁棒控制的方法^[12]。

在一般情况下,由于电液伺服阀具有比较宽的带宽,其动态描述可为比例环节。由此,其负载流量的方程可以写为:

$$q_f = K_u u \quad (14)$$

$$K_u = K_{co} \sqrt{[P_s - \text{sgn}(u) p_f]} \quad (15)$$

$$K_{co} = C_v W \sqrt{\frac{1}{\rho}} \quad (16)$$

其中: K_{co} 可以由伺服阀空载的最大流量 q_o 得出,即:

$$K_{co} = \frac{q_o}{U_{\max} \sqrt{p_s}} \quad (17)$$

根据以上分析,可得该电液位置伺服加载系统的自适应鲁棒控制模型,如图 7 所示。

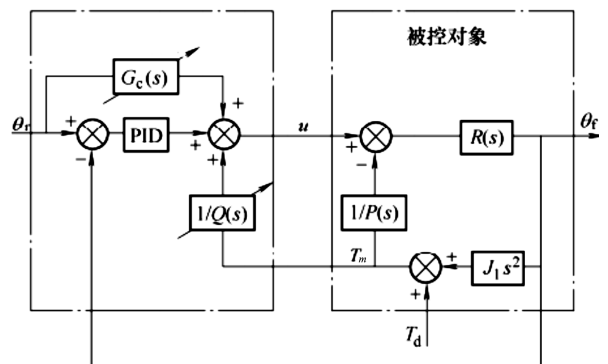


图 7 电液位置伺服系统自适应鲁棒控制模型

由图 7 可知:控制模型具备在线和实时预测伺服系统的非线性参数的功能,因此,可以设计具有自适应特性的鲁棒控制器^[13]。

4 电液伺服加载系统实验

4.1 实验条件

在电液伺服加载试验台中,为了验证采用位置伺服开环补偿鲁棒控制策略的有效性,笔者进行系统加载试验。

该试验采用与 PID 闭环控制方式进行跟踪曲线对比的方法。其中,系统测试的采样周期设为 0.5 ms;力矩伺服系统用来提供外负载干扰。

试验台数据测控系统由 AD 采集卡、DA 输出卡、计数器等组成;采用 IEIWS-855GS 工控机及相关程序进行数据的实时采集;位置指令信号通过相应的控制算法产生,驱动信号由信号调理电路和放大电路输出,控制电液伺服阀的运动。

4.2 位置跟踪实验(跟踪频率 3 Hz)

在进行电液伺服系统性能加载对比试验时,笔者设定开环补偿鲁棒控制和 PID 闭环控制的已知参数相同。

在两种控制方式下,系统抗扰动的实验结果以及对比曲线,如图 8 所示^[14]。

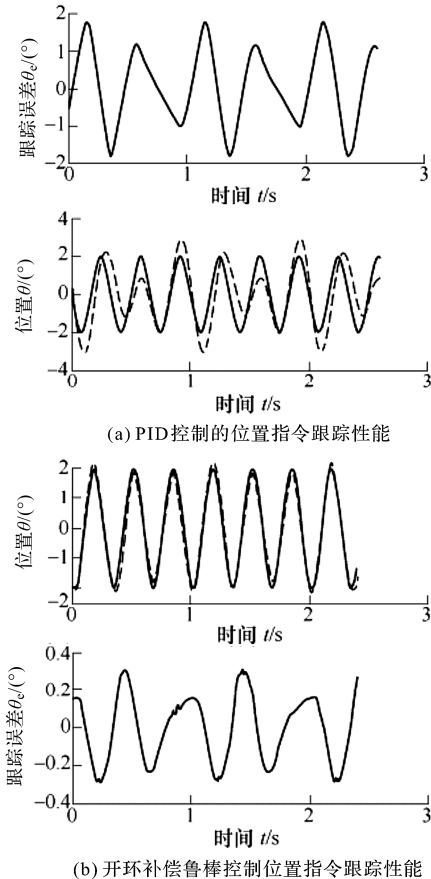


图 8 电液伺服位置跟踪实验曲线比较(跟踪频率 3 Hz)
位置图中:实线—位置指令曲线;虚线—跟踪曲线

从图 8 可以看出:当电液位置伺服系统跟踪频率为 3 Hz、幅值为 2° 的正弦波,系统实施加载力矩为 1 000 N·m、加载频率为 2 Hz 的正弦干扰力矩时,如果采用 PID 闭环控制方式,扰动下的跟踪曲线显示已经无法实现位置指令的正常跟踪;如果采用开环补偿的鲁棒控制方式,伺服系统的位置跟踪能较成功地抑制非线性扰动因素,系统鲁棒性强,跟踪曲线的跟踪效果十分明显。

4.3 位置跟踪实验(跟踪频率 20 Hz)

如果系统跟踪频率为 20 Hz 的正弦波时,其实验结果的对比特性曲线如图 9 所示。

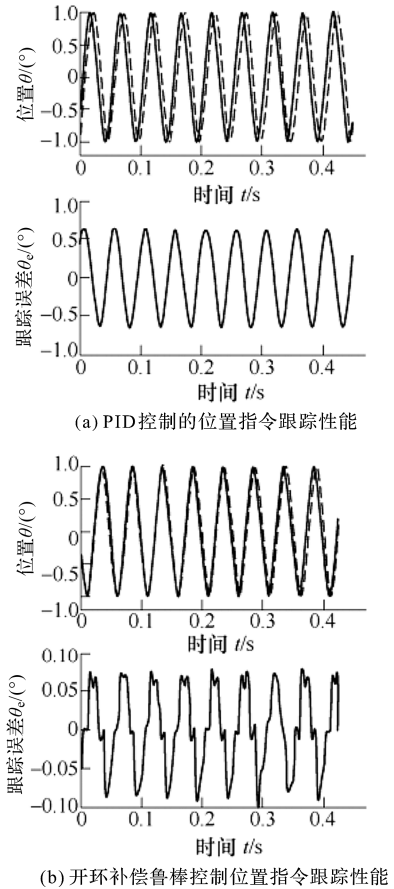


图 9 电液伺服位置跟踪实验曲线比较(跟踪频率:20 Hz)
位置图中:实线—位置指令曲线;虚线—跟踪曲线

图 9 中,当位置跟踪频率为 20 Hz、幅值为 1° 的正弦波时,PID 闭环控制方式存在一定的相位滞后现象,跟踪误差偏大,甚至超过了位置指令幅值的 50%,可知高频下的位置跟踪性能较差;而采用开环补偿鲁棒控制方式的跟踪误差就很小,仅约占位置指令幅值的 15% 左右,因此,高频下位置跟踪性能较好。

4.4 系统“双十”频宽特性分析

该电液位置伺服系统的“双十”频宽是衡量系统频率响应的一个重要指标,即其频率响应曲线中能够

同时满足输出幅值的衰减小于 10% 以及相位滞后 10° 的频率, 这比一般伺服系统的 -3 dB 频宽和 -90° 相移频宽指标要严格得多。

在该试验中, 用 BT1250 频率特性仪给电液位置伺服系统输入幅值为 1° , 同时频率逐渐增加的正弦信号, 进行开环扫频, 测量系统的开环频率响应, 实验结果如图 10 所示。

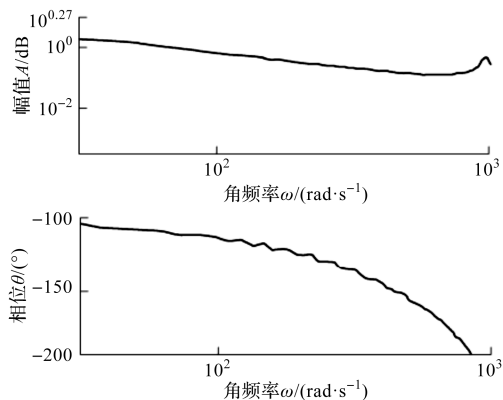


图 10 系统开环频率响应图

一般伺服系统的 -3 dB 频宽都小于 100 Hz, “双十”频宽基本小于 30 Hz。从图 10 可以看出: 在实验频率范围以内, 该电液伺服系统大部分具有一阶环节的串联积分环节的特点, 只有到了高频部分, 才表现出更高阶的一种模态。

实验结果表明: 当位置跟踪频率为 20 Hz、幅值为 1° 的正弦波时, 在 PID 闭环策略下, 系统的“双十”带宽只有 6 Hz; 而在开环补偿鲁棒控制方式下, 系统的“双十”带宽可扩展到 22 Hz^[15]。

4.5 结果分析

笔者所提出的电液位置伺服开环补偿与鲁棒控制策略是基于系统模型的。由上述试验结果可以看出, 位置跟踪误差小, 低频和高频下跟踪性能均较好。

试验结果的主要理论依据是系统模型和参数预估策略是正确和有效的。由图 7 的系统模型可知, 伺服控制器的总输出可根据系统参数和输出进行反推演算而得出。试验中, 当位置跟踪频率为 3 Hz、幅值为 2° 的正弦波, 系统实施加载力矩为 $1\ 000\ \text{N} \cdot \text{m}$ 、加载频率为 2 Hz 的正弦干扰力矩时, 反推演算出的输出值特别接近位置伺服系统实际控制输出的值, 误差大约只有 0.1 V ~ 0.2 V, 这个误差只有系统最大输出值的约 3%

左右^[16]。

由此可见, 上述系统模型和在线参数预估的策略是合理和有效的。

5 结束语

针对电液伺服加载系统存在的负载扰动和非线性干扰问题, 笔者提出了一种电液位置伺服加载系统的开环补偿与鲁棒控制解决方案; 搭建了一套较为完整的电液伺服加载试验台系统, 建立了试验台系统的数学模型, 提出了抑制扰动的开环补偿方法, 对期望轨迹规划的位置开环补偿控制方法进行了分析, 对位置伺服控制器的模型进行论证。

为提高系统的动态响应品质, 减小系统位置伺服的控制误差, 通过运用并联 PID 闭环控制的复合型控制措施, 实时校正实际运动曲线的速度值, 在线预估伺服系统的非线性参数, 并不需要扰动的特性进行事先辨识; 最后, 笔者进行了位置伺服的加载实验。

研究表明:

(1) 开环补偿和鲁棒控制策略的位置跟踪性能优良, 跟踪曲线控制精度高; 当跟踪频率为 20 Hz 时, 跟踪误差只有位置指令幅值的 15% 左右;

(2) 当位置跟踪频率为 20 Hz 时, 开环补偿和鲁棒控制策略下, 系统的“双十”频宽可扩展到 22 Hz, 频宽特性好;

(3) 开环补偿与鲁棒控制策略可以明显增强电液伺服系统抗外界非线性扰动的能力, 位置控制器的自适应能力大大优于传统闭环控制方式的电液伺服系统。

在该系统后续的研究工作中, 笔者将加强对外部扰动因素进行量化分析和判断, 从而进一步提升位置伺服系统跟踪的准确度, 扩展“双十”频宽。

参考文献 (References):

- [1] 陈革新, 赵鹏辉, 刘小胜, 等. 电液伺服封闭式泵控系统位置前馈补偿控制研究[J]. 液压与气动, 2019(12): 29-30.
- [2] 姚建勇, 焦宗夏, 黄澄. 基于动态逆模型的电液位置伺服系统复合控制[J]. 机械工程学报, 2011(10): 145-151.
- [3] 刘璐, 郭彦青, 张保成, 等. 基于前馈补偿的电液伺服加载试验台复合控制[J]. 液压与气动, 2014(4): 67-68.

(下转第 86 页)

本文引用格式:

梅鲁海, 刘哲伟. 基于开环补偿与鲁棒控制的电液位置伺服加载系统研究[J]. 机电工程, 2022, 39(1): 59-64, 86.

MEI Lu-hai, LIU Zhe-wei. Electro-hydraulic position servo loading system based on open loop compensation and robust control[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2022, 39(1): 59-64, 86.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

- 连理工大学,2012.
- [4] 张志文. 汽车座椅混合流水线平衡及仿真技术研究与应用[D]. 上海:上海交通大学,2015.
- [5] 常建娥,涂春慧,莫易敏,等. 汽车混流装配线工位复杂性研究[J]. 机械制造,2019,57(7):4.
- [6] 戴 韬,夏蓓鑫. 混流汽车液压电子制动控制单元装配线平衡问题设计与研究[J]. 计量与测试技术,2018,45(12):17-18.
- [7] 苏 平,于兆勤. 基于遗传算法和仿真分析的混合装配线平衡问题研究[J]. 计算机集成制造系统,2008,14(6):1121-1122.
- [8] 胡罗克,陈 勇,覃 涛. 线束装配线平衡改善与仿真[J]. 组合机床与自动化加工技术,2012,2:92-94.
- [9] BUKCHIN Y, RAVIV T. Constraint programming for solving various assembly line balancing problems [J]. **Omega**, 2018,78:59-61.
- [10] LI Z, KUCUKKOC I, NILAKANTAN J M. Comprehensive review and evaluation of heuristics and meta-heuristics for two-sided assembly line balancing problem[J]. **Computers & Operations Research**,2017,84:146-161.
- [11] RASHID M, TIWARI A, HUTABARAT W. Integrated optimization of mixed-model assembly sequence planning and line balancing using Multi-objective Discrete Particle Swarm Optimization [J]. **AI EDAM-ARTIFICIAL Intelligence for Engineering Design Analysis and Manufacturing**, 2019,33(3):333-335.
- [12] SAHU A, PRADHAN S K. Comparative analysis and optimization of Mixed Model assembly line using Genetic Algorithm [J]. **Material Today-Proceedings**, 2018, 5 (11): 25076-25079.
- [13] AKPINAR S, ELMI A, BEKTA? T. Combinatorial benders cuts for assembly line balancing problems with setups [J]. **European Journal of Operational Research**, 2017, 259 (2):529-532.
- [14] SUNGUR B, YAVUZ Y. Assembly line balancing with hierarchical worker assignment [J]. **Journal of Manufacturing Systems**, 2015,37:290-298.
- [15] DELICE Y, AYDO GAN E K, ÖZCAN U, et al. A modified particle swarm optimization algorithm to mixed-model two-sided assembly line balancing [J]. **Journal of Intelligent Manufacturing**, 2017,28(1):23-36.
- [16] 韩煜东,董双飞,谭柏川. 基于改进遗传算法的混装线多目标优化[J]. 计算机集成制造系统,2015,21(6):1476-1485.

[编辑:雷 敏]

本文引用格式:

蔡啟明,李伟伟. 电子液压制动控制单元的混流装配线平衡优化研究[J]. 机电工程,2022,39(1):77-86.

CAI Qi-ming, LI Wei-wei. Optimization of mixed-model assembly line balancing for hydraulic electronic control unit [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2022,39(1):77-86.

《机电工程》杂志;http://www.meem.com.cn

(上接第 64 页)

- [4] YAO J Y, JIAO Z X, SHANG Y X, et al. Adaptive nonlinear optimal compensation control for electro-hydraulic load simulator [J]. **Chinese Journal of Aeronautics**, 2010, 23 (6):725-731.
- [5] PLUMMER A R. Robust electrohydraulic force control [J]. **Proceeding of the IMechE, Part I: Journal of Systems and Control Engineering**, 2007, 221(4):719-730.
- [6] 高 强,朱玉川,王 睿,等. 高速开关阀控电液伺服加载系统自适应鲁棒控制 [J]. 航空动力学报, 2019, 34(2): 505-510.
- [7] 裴忠才,王占林,王立国. 电液负载仿真台的理论分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 2000, 26(6):658-661.
- [8] 郭 庆. 电液伺服非线性控制技术进展综述 [J]. 液压与气动, 2018(3):3-8.
- [9] 成旭华,姚建勇,乐贵高. 电液伺服系统多模型鲁棒自适应控制 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(11):158-161.
- [10] 焦宗夏,华 清,王晓东,等. 电液负载模拟器的复合控制 [J]. 机械工程学报, 2002, 38(12):35-39.
- [11] 邢宗义,张 媛,侯远龙,等. 电液伺服系统的建模方法研究与应用 [J]. 系统仿真学报, 2009, 21(6):24-26.
- [12] 姜继海,葛泽华,杨 晨,等. 基于微分器的直驱电液伺服系统离散滑模控制 [J]. 吉林大学学报, 2018, 48(5): 1488-1495.
- [13] 吴振顺,付丙勤,冯玉宾,等. 自适应逆控制在电液伺服系统中的应用 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2005, 37(3): 383-386.
- [14] PLETT G L. Adaptive inverse control of linear and nonlinear systems using dynamic neural networks [J]. **IEEE Transactions on Neural Networks**, 2003, 14 (2): 363-374.
- [15] XIE Y, MAHINDA V, TSENG K J, et al. Modeling and robust adaptive control of a 3-axis motion simulation [J]. **IEEE Transactions on Industry Applications**, 2001, 1 (1):555-561.
- [16] CHONG C S, ROZAIMI G, HAZRIQ I J, et al. Sliding mode controller design with optimized PID sliding surface using particle swarm algorithm [J]. **Procedia Computer Science**, 2017, 105(6):236-238.

[编辑:李 辉]