

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2019.09.007

基于时滞滤波的伺服系统残余振动抑制研究*

吴 杰¹, 张 华^{1,2,3*}

(1. 浙江理工大学 机械与自动控制学院, 浙江 杭州 310018; 2. 浙江大学 能源工程学院, 浙江 杭州 310000; 3. 浙江盾安人工环境股份有限公司, 浙江 杭州 310000)

摘要:针对伺服系统定位末端容易发生残余振动的问题,对伺服系统定位末端残余振动产生的原理、时滞滤波理论等方面进行了研究,对伺服系统位置响应曲线的变化规律进行了归纳,提出了一种基于时滞滤波的伺服系统定位末端残余振动抑制的方法。在 Simulink 中搭建了仿真模型,验证了时滞滤波器的效果;之后基于运动控制器和机械手,搭建了残余振动测试平台,对机械手固有频率、阻尼比以及滤波后的定位末端位置响应进行了测试。研究表明:该方法能够准确计算伺服系统的阻尼比等参数,所设计的时滞滤波器能够有效抑制伺服系统的残余振动,振动抑制效果优于低通滤波器,同时提高了系统响应速度和定位精度。

关键词:时滞滤波;伺服系统;残余振动;阻尼比;固有频率

中图分类号:TH113.1;TP29

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2019)09-0919-06

Residual vibration suppression of servo system based on time delay filter

WU Jie¹, ZHANG Hua^{1,2,3}

(1. Faculty of Mechanical Engineering & Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China; 2. College of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310000, China; 3. Zhejiang DUNAN Artificial Environment Co., Ltd., Hangzhou 310000, China)

Abstract: Aiming at the problem that the positioning end of the servo system is prone to residual vibration, the principle of residual vibration at the positioning end of the servo system and the theory of time-delay filtering were studied. The variation law of the position response curve of the servo system was summarized. A method based on time-delay filtering was presented to residual vibration suppression at the end of servo system. The simulation model was built in Simulink to verify the effect of the delay filter. Then, based on the motion controller and the manipulator, a residual vibration test platform was built to test the natural frequency and damping ratio of the manipulator and the positional response of the filtered positioning end. The results indicate that the method can accurately calculate the damping ratio and other parameters of the servo system. The designed time-delay filter can effectively suppress the residual vibration of the servo system. The effect of vibration suppression is better than that of low-pass filter. At the same time, the response speed and positioning accuracy of the system are improved.

Key words: time delay filter; servo system; residual vibration; damping ratio; natural frequency

0 引 言

伺服系统中伺服电机与负载之间的连接装置不是理想刚性,会产生弹性形变,导致定位结束时产生振动。残余振动不仅会加剧连接装置的磨损,影响设备使用寿命,而且会延长系统的响应时间,尤其在频繁启停、大加速度及定位精度要求高的工况下。因此,抑制

伺服系统的残余振动具有重要的工程意义^[1]。

目前,针对伺服系统残余振动的研究可分为优化传动装置、主动抑制和被动抑制3类。

优化传动装置主要采用阻尼、隔振和吸振等方法改变系统的谐振频率^[2],以达到抑制系统残余振动的目的,但是存在控制效能低、控制灵活性差和增加结构的重量等缺点。

收稿日期:2019-02-12

基金项目:国家自然科学基金资助项目(U1609205,51675488,51307151);浙江省公益技术研究项目(2017C31036);浙江省自然科学基金资助项目(LY18E070006,LY18E050016);浙江理工大学科研业务费专项资金资助项目(2019Q031);浙江省新世纪151人才工程资助项目(11130031511703)

作者简介:吴杰(1993-),男,浙江台州人,硕士研究生,主要从事嵌入式运动控制方面的研究。E-mail:1970143990@qq.com

通信联系人:张华,男,博士,讲师。E-mail:zhanghua@zstu.edu.cn

主动抑制包含主动改变系统结构和系统参数^[3],以抑制系统产生残余振动。黄涛等^[4]提出了一种负载加速度反馈控制算法,利用加速度计测量了负载的信息反馈到速度环中,增加了电机的有效转动惯量以到达抑制残余振动的目的,但是使用额外的传感器会增加安装难度和成本,在实际的工况中难以实施;戚明辉等^[5]提出了一种基于扰动转矩反馈的谐振抑制方法,利用观测器观测了扰动转矩,将扰动转矩反馈回电流给定,改变了系统的等效谐振方程,进而达到了抑制系统残余振动目的,利用观测器虽然可以避免安装传感器,但这种方法控制结构复杂,适应性不强。

被动控制主要利用滤波器衰减系统特定范围频率的幅值,以抑制系统的残余振动。杨明等^[6]提出了一种自适应陷波滤波器,能够在线调整滤波器参数和抑制系统的残余振动,但是这种方法需要复杂算法辨识系统谐振频率,占用了大量的系统资源;梁春燕等^[7]设计了一种随机最优时滞滤波器,抑制了系统的残余振动,显著地提高了系统的鲁棒性,但是牺牲了系统的响应速度;董明晓等^[8]根据桥式起重机的参数变化规律,设计了三脉冲最优输入整形器,在仿真实验中抑制了系统的残余摆动,提高了系统的响应速度,但是该方法需要建立精确系统模型;高名旺等^[9]利用时滞滤波器抑制了并联机器人的残余振动,但是滤波器设计需要额外的实验计算并联机构的振动模态参数,增加了时滞滤波器的设计难度;蔡力钢等^[10]采用粒子群算法实现了时滞滤波器参数的自整定,避免了对振动信号进行处理,但是该方法需要构建合适的评价函数准确反应系统性能,增加了系统的设计难度。

针对伺服系统定位末端容易发生残余振动的问题,本研究将提出一种基于时滞滤波的伺服系统定位末端残余振动抑制的方法,并搭建残余振动测试平台进行测试。

1 伺服系统的双惯量模型

伺服系统的机械部分主要包含伺服电机、传动机构和负载轴系。实际系统中,由于传动机构刚性不足,伺服系统机械部分可采用双惯量模型来表示,如图 1 所示。

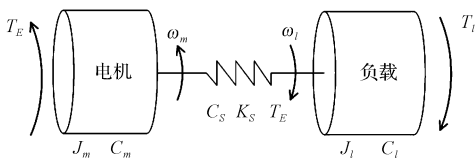


图 1 双惯量模型

T_E —电磁转矩; J_m —电机轴转动惯量; C_m —电机轴阻尼系数; ω_m —电机轴转速; C_S —弹簧阻尼系数; K_S —弹簧刚度; T_S —弹簧扭转变矩; J_l —负载轴系转动惯量; C_l —负载轴系阻尼系数; T_l —扰动转矩

由于传动轴系刚度有限,传动过程中会发生形变,从而产生扭转转矩。该转矩对电机轴而言是负载转矩,对负载轴系是驱动转矩。根据以上分析可建立系统的微分方程组为:

$$\begin{cases} J_m \dot{\omega}_m = T_E - T_S - C_m \omega_m \\ J_l \dot{\omega}_l = T_S - T_l - C_l \omega_l \\ T_S = C_S (\omega_m - \omega_l) + K_S (\theta_m - \theta_l) \\ \omega_m = \dot{\theta}_m \\ \omega_l = \dot{\theta}_l \end{cases} \quad (1)$$

式中: θ_m —电机轴转动角度; θ_l —是负载轴系转动角度。

忽略双惯量模型中阻尼系数和扰动转矩 T_l 的影响,并对微分方程进行拉普拉斯变换,可推导出电磁转矩 T_E 与电机角速度 ω_m 、负载轴系角速度 ω_l 的传递函数为:

$$\frac{\omega_l}{\omega_m} = \frac{K_S}{J_l s^2 + K_S} \quad (2)$$

$$\frac{\omega_m}{T_E} = \frac{1}{(J_l + J_m) s} \frac{J_l s^2 + K_S}{\left(\frac{J_m J_l}{J_l + J_m}\right) s^2 + K_S} \quad (3)$$

$$\frac{\omega_l}{T_E} = \frac{1}{(J_l + J_m) s} \frac{K_S}{\left(\frac{J_m J_l}{J_l + J_m}\right) s^2 + K_S} \quad (4)$$

由式(3,4)可知:从传递函数的左半部分可以看出刚性连接情况下,电机轴与负载轴系转动惯量之和;右半部分则集中了所有柔性传动环节的相关参数。

2 时滞滤波算法

2.1 时滞滤波原理

时滞滤波是一种在系统输入前端加入时滞环节,利用线性系统单位脉冲响应可叠加的特性来消除系统残余振动的开环控制方式。针对机械、电力、液压等系统,在一定条件下可忽略某些次要因素,近似地用一个二阶系统来表示。其动力学方程为:

$$\ddot{y}(t) + 2\xi\omega_n \dot{y}(t) + \omega_n^2 y(t) = \omega_n^2 u(t) \quad (5)$$

式中: $y(t)$ —系统输出信号; $u(t)$ —系统输入信号; ξ —阻尼比; ω_n —无阻尼固有频率。

当 $0 < \xi < 1$ 时,二阶系统的单位脉冲响应表现为指数衰减正弦波动,其表达式为:

$$y(t) = \frac{\omega_n}{\sqrt{1 - \xi^2}} e^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_d t) \quad (6)$$

$$\omega_d = \sqrt{1 - \xi^2} \omega_n \quad (7)$$

式中: ω_d —有阻尼固有频率。

两脉冲信号消除系统振动如图 2 所示。

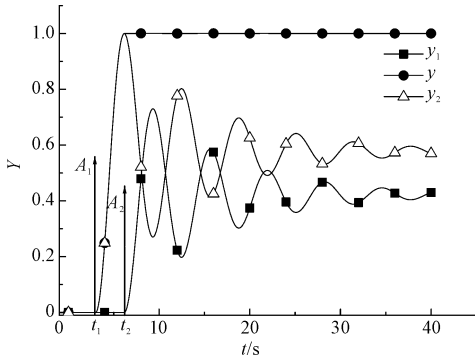


图2 两脉冲信号消除系统振动

由图2可知:在 t_1 时刻,输入幅值为 A_1 的脉冲信号; t_2 时刻,输入幅值为 A_2 的脉冲信号,其输出响应曲线为 $y_1(t-t_1), y_2(t-t_2)$ 。由式(6)可知:二阶振荡系统单位脉冲响应曲线的衰减速度和衰减周期只与系统参数有关,通过调节输入脉冲信号的幅值和作用时间,可以使 $y_2(t-t_2), y_1(t-t_1)$ 在 t_2 时刻幅值相同、方向相反,其在共同作用下的系统响应曲线表现为 $y(t)$ 。时滞滤波就是利用线性系统输出响应可叠加的原理,将预期的输入信号 $u(t)$ 与脉冲序列 $A_i\delta(t-t_i) (i=1, \dots, n)$ 进行卷积,产生一个整形信号 $A_iu(t-t_i)$ 驱动系统,从而达到抑制系统振动的目的。

2.2 最优随机时滞滤波器设计

为了减少时滞滤波器引入系统的时滞^[11],在滤波器的设计时,笔者以系统振动状态向量建立二次型目标函数,基于优化理论求出使目标函数最优的随机时滞滤波器。三脉冲最优随机时滞滤波器的传递函数为:

$$F(s) = \frac{1 - 2\cos(\omega_d T_1) e^{-\xi\omega_n T_1} e^{-sT_1} + e^{-2\xi\omega_n T_1} e^{-2sT_1}}{1 + 2\cos(\omega_d T_1) e^{-\xi\omega_n T_1} + e^{-2\xi\omega_n T_1}} \quad (8)$$

式中: T_1 —滤波器的时滞。

3 阻尼比与固有频率计算

3.1 指数衰减法

时滞滤波理论的研究对象是二阶振荡系统,其输出响应的表现是指数衰减正弦波动。每经过1个周期的振幅的比值为常量,根据式(6)可以推导出阻尼比计算公式为:

$$\xi = \frac{\ln(\text{Peak}(i) - \text{target}) - \ln(\text{Peak}(i+k) - \text{target})}{2 * k * \pi} \quad (9)$$

式中: Peak —系统位置响应曲线中波峰的幅值; target —系统位置响应曲线的稳定值。

不同系统参数伺服系统的位置响应曲线,如图3

所示。

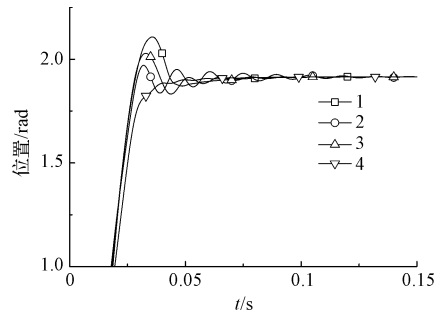


图3 不同系统参数伺服系统的位置响应曲线

由图3可知:系统响应曲线的波动周期的值是固定的。根据式(6)可以推导出有阻尼固有频率计算公式为:

$$\omega_d = \frac{2 * k * \pi}{\text{Peak_Time}(i+k) - \text{Peak_Time}(i)} \quad (10)$$

式中: Peak_Time —系统响应曲线中波峰的时间。

对于系统参数未知的二阶系统,根据系统响应曲线,阻尼比、固有频率等振动信息可通过式(7,9,10)求出。

3.2 系统参数对系统响应的影响

伺服系统是复杂的机电耦合装置,伺服增益、连接装置刚度等因素都会影响系统响应曲线的特性。伺服系统参数列表如表1所示。

表1 伺服系统系统参数

| 伺服系统编号 | 位置增益 | 速度增益 | 连接装置刚度/(N·rad ⁻¹) | 负载转动惯量/(kg·m ²) |
|--------|------|------|-------------------------------|-----------------------------|
| 1 | 190 | 0.24 | 1000 | 1.066e ⁻³ |
| 2 | 180 | 0.24 | 100 | 5.066e ⁻⁴ |
| 3 | 180 | 0.16 | 100 | 5.066e ⁻⁴ |
| 4 | 140 | 0.24 | 200 | 5.066e ⁻⁴ |

表1中:输入位置信号的加速曲线是梯形加减速曲线,其起始速度和停止速度是60 r/min,加速时间是5 ms,减速时间是5 ms,最高速度为900 r/min,运动时间是25 ms。

由图3可知:稳定时间、振荡次数及超调量等系统响应曲线的特征参数都会随着系统参数的改变而发生改变。

根据系统响应曲线的特点,可将伺服系统分成3类:(1)A类伺服系统输出响应的特点是单调上升,无超调;(2)B类伺服系统输出响应信号的特点是最大超调量不为零,在调整时间内以单调上升的方式逼近目标位置;(3)C类伺服系统响应信号的特点是最大超调量不为零,在调整时间内以衰减波动的方式逼近目标位置。

3.3 基于系统响应类型的振动信息计算的方法

伺服系统响应表现与系统参数有密切的关系,然

而普通的指数衰减法只适用于系统响应类似指数衰减正弦信号的情况,为此本文提出一种根据系统响应类型计算阻尼比和固有频率的方法,其实施步骤如下:

(1) 采样后的系统响应信号是离散的,包含幅值和时间信息。通过与相邻采样点比较幅值大小的方法计算响应信号中的极点,将极大值定义为波峰,极小值定义为波谷;然后按时间先后顺序将波峰的幅值、时间分别存入数组 $Peak[n-1]$ 、 $Peak_Time[n-1]$,其中: n —波峰的个数;同理,将波谷的信息存入数组 $Trough[m-1]$ 、 $Trough_Time[m-1]$ 中,其中: m —波谷的个数;将系统响应曲线稳定后的值存放到 $target$ 变量中;

(2) 如果 $Peak[0]$ 小于 $target$,则判定伺服系统属于 A 类,并执行以下步骤(5),即:

$$damp = \frac{Peak(i+1) - Target}{Peak(i) - Target} \quad (11)$$

$$damp_rate = \frac{damp(i)}{damp(i+1)} \quad (12)$$

(3) 依次取出 $Peak$ 中的值,按式(11)计算波峰幅值衰减率,并存放在数组 $damp$ 中,然后按式(12)计算 $damp$ 的变化率,将结果存放到数据 $damp_rate$ 中,如果 $damp_rate[i]$ 的值在 0.8 到 1.2 之间,则判定伺服系统属于 C 类,并执行步骤(6);

(4) 判定伺服系统属于 B 类,执行步骤(7);

(5) 振动信号未超调,因此不能计算振动信息;

(6) 振动信号表现与二阶振荡系统类似,通过式(9,10)可计算出振动信息,即:

$$\xi = \frac{\ln(Peak(0) - Target) - \ln(Target - Trough(0))}{\pi} \quad (13)$$

$$\omega_d = \frac{\pi}{Trough_Time(0) - Peak_Time(0)} \quad (14)$$

(7) 振动信号发生超调,并在上升时间后未发生超调,采用式(13,14)计算振动信息。

4 仿真与试验

4.1 仿真及结果分析

为了验证时滞滤波器能够抑制伺服系统的残余振动和本文提出计算阻尼比、固有频率方法的有效性,本文在 Matlab/Simulink 中建立了柔性伺服模型,比较了时滞滤波、低通滤波及无滤波方案,柔性定位伺服系统位置曲线的稳定时间及振动情况。

仿真模型采用 $i_d = 0$ 矢量控制方式,系统的三环控制器都采用 PI 调节器。仿真中的关键性参数为:定子电阻 $R = 2.875 \Omega$; d 轴电感 $L_d = 8.5 \text{ mH}$; q 轴电感 $L_q = 8.5 \text{ mH}$;永磁体磁链 $\Psi_f = 0.175 \text{ Wb}$;转子转动惯量 $J = 0.003 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$;电机轴粘性阻尼系统 $F = 0.008 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ 。

双惯量模型的仿真框图如图 4 所示。

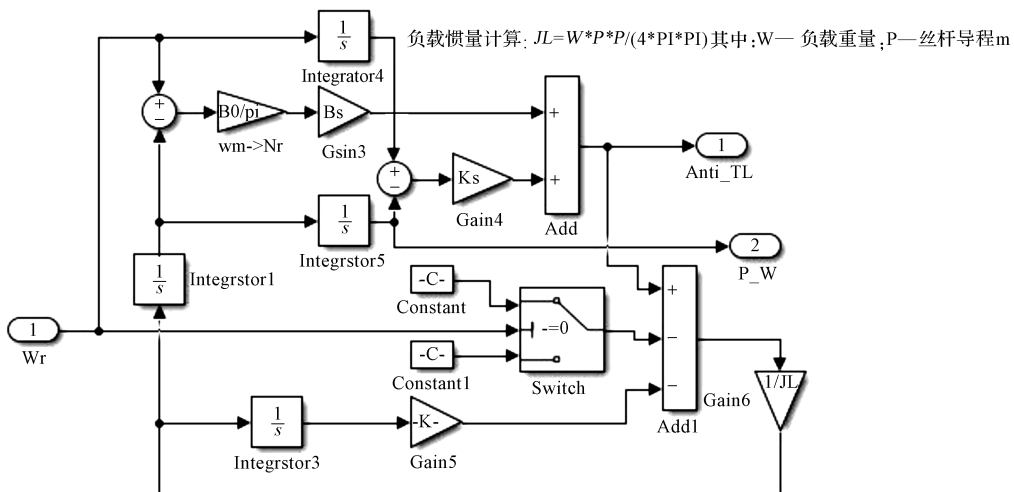


图 4 弹性传动装置仿真框图

由图 4 知:该模型包含传动机构及负载机构部分,并假设负载轴系未受到外部干扰,即 $T_1 = 0$ 。

根据上文固有频率等参数的计算方法,笔者在 Matlab 中编写系统响应信号分析函数,将图 3 中伺服系统位置响应曲线的采样数据加入函数中,可得到的伺服响应曲线的振动信息,如表 2 所示。

表 2 伺服响应曲线的振动信息

| 伺服系统编号 | 阻尼比 | 无阻尼固有频率/Hz | 伺服类型 | 稳定时间/ms |
|--------|---------|------------|------|---------|
| 1 | 0.458 3 | 274.01 | B | 90.1 |
| 2 | 0.072 2 | 439.92 | C | 126.6 |
| 3 | 0.15 | 465.668 | C | 100.5 |
| 4 | null | null | A | 76.1 |

null—该参数无法计算

从表2可以看出:3号伺服系统与2号伺服系统位置响应曲线相似,可见固有频率相差不大。

根据系统位置响应的振动信息,笔者选择合适的延长时间 T_1 ,根据式(8)设计时滞滤波器的参数,如表3所示。

表3 时滞滤波器的参数

| 伺服系统编号 | A1 | A2 | A3 | $T1/ms$ |
|--------|---------|---------|---------|---------|
| 1 | 0.779 2 | 0.086 4 | 0.134 4 | 0.007 |
| 2 | 0.319 8 | 0.461 7 | 0.218 5 | 0.006 |
| 3 | 0.376 7 | 0.460 3 | 0.162 9 | 0.006 |
| 4 | null | null | null | null |

A1—第1个脉冲信号的幅值;A2—第2个脉冲信号的幅值;A3—第3个脉冲信号的幅值; $T1$ —滤波器的时滞参数

低通滤波器的传递函数为:

$$G(s) = \frac{1}{1 + \frac{1}{W_c}j} \quad (15)$$

$$T = \frac{1}{\omega_c} \quad (16)$$

式中: ω_c —截止角频率率; T —时间常数。

综合考虑低通滤波器的振动抑制效果及系统响应时间,有:

$$5T = 0.022 \quad (17)$$

2号伺服系统位置响应曲线对比图如图5所示。

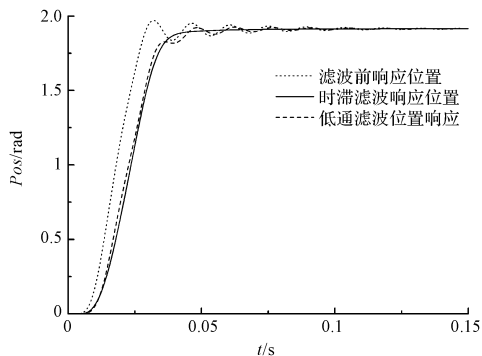


图5 2号伺服系统位置响应对比图

从图5可以看出:相比于低通滤波器,时滞滤波器振动抑制效果更好,虽然系统位置响应曲线上升时间相差不多,但是采用时滞滤波器的系统响应曲线的响应时间缩短了,并且定位结束后没有产生明显的振动,很好地实现了设计目标。

为了验证时滞滤波器的抗干扰能力,将2号伺服系统的时滞滤波器参数用于抑制3号伺服系统,可得采用不同时滞滤波参数的伺服系统响应曲线,如图6所示。

从图6可以看出:使用2种滤波器参数的时滞滤波器均能抑制3号伺服系统的残余振动,且位置响应曲线表现相似。可见针对系统响应特性参数小范围变动的伺服系统,时滞滤波器具有一定的抗干扰能力。

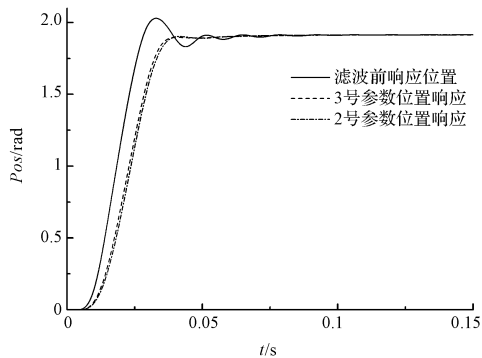


图6 不同时滞滤波参数的位置响应曲线

4.2 试验及结果分析

实验平台如图7所示。

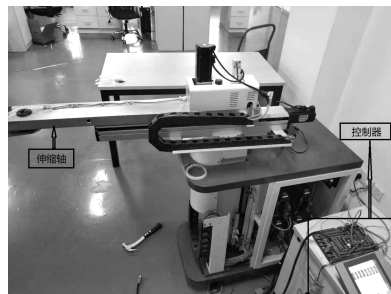


图7 试验测试平台

实验平台的控制对象是机床上料机械手的伸缩轴,控制器是 ARM 架构的六轴运动控制板卡。其中,伺服驱动器使用台达 B2 系列伺服驱动器,电机功率为 400 W。

触摸屏可设置伸缩轴 T 型加减速曲线的速度参数及时滞滤波器参数。伸缩轴移动时,速度曲线默认为 T 型加减速曲线。若开启时滞滤波器,运动控制器会根据时滞滤波的参数重新规划速度曲线,并建立脉冲频率表和变频周期表;采用变周期查表法发送指定频率的脉冲来控制伸缩轴运动;然后台达伺服控制器监控软件会记录伺服电机位置响应及速度响应曲线;最后对比分析滤波前后末端抖动抑制效果。

采用 T 型加减速时,定位阶段电机位置响应曲线如图8所示。

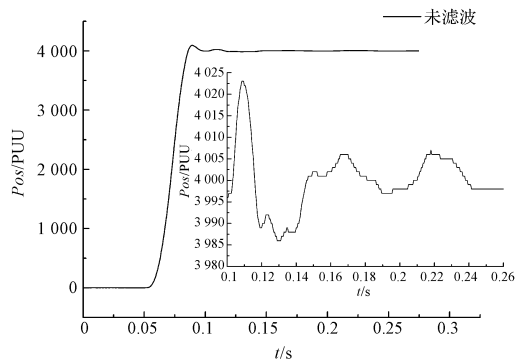


图8 定位位置响应曲线

图8中:移动距离:4000个脉冲;起始频率:10 kHz;最高频率:300 kHz;加速度 $10\ 000\ \text{kHz} \cdot \text{s}^{-2}$ 。

通过上文振动信息计算方法可知:伸缩轴伺服系统可划分为 C 类,采用式(9,10)计算振动信息,可得到系统固有频率为 $\omega_n = 117$ Hz, 阻尼比 $\xi = 0.21$, $\omega_d = 104$ Hz。

$T1 = 0.020$ s 时,由时滞滤波器参数配置方法可得到滤波器参数为:

$$\begin{aligned} A1 &= \frac{A_1}{A} = 0.505 \\ A2 &= \frac{A_2}{A} = 0.308 \\ A3 &= \frac{A_3}{A} = 0.187 \end{aligned} \quad (18)$$

式中: $A=A1, A2, A3$ 的和。

伸缩轴定位结束时,时滞滤波器及伺服驱动器内部低通滤波器抖动抑制效果的试验结果,如图 9 所示。

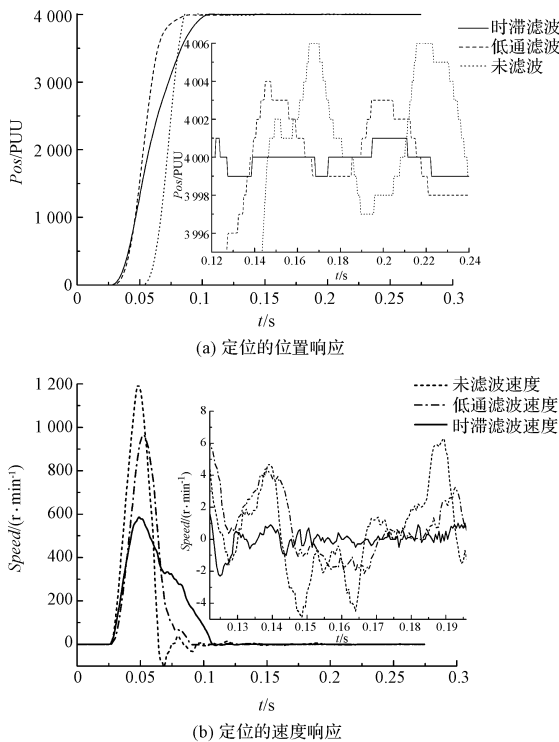


图 9 不同滤波器定位抖动抑制效果的试验结果

从图 9 可以看出:(1)采用时滞滤波的位置响应曲线没有发生超调,位置波动为一个脉冲,采用低通滤波方法的位置曲线虽然没有产生明显的超调,但在定位结束后依然有波动现象,最大抖动幅值为 4 个脉冲;(2)伸缩轴定位结束后,采用时滞滤波的电机速度曲线未发生明显的波动,速度保持在 0 r/min 左右,而采用低通滤波的电机速度曲线在 0 r/min 上下波动,波动的最大幅值为 4 r/min。

实验结果表明:采用时滞滤波对位置指令进行整形,可以有效抑制伺服系统的残余振动;同时证明了伺服系统固有频率、阻尼比参数计算方法具有实用性。

5 结束语

本文利用时滞滤波器对位置指令进行整形的方法来抑制伺服定位系统的残余振动,通过 Matlab 对滤波方法进行了建模与仿真。仿真结果表明:时滞滤波算法能够消除位置指令中的谐振频率,伺服系统定位末端响应曲线未产生超调及振动。

同时,笔者对上料机机械手的伸缩轴运动控制系统进行了软、硬件设计,在控制器中编写了时滞滤波速度规划算法,展开了低通滤波与时滞滤波算法的振动抑制对比实验。实验结果表明:相比低通滤波算法,使用时滞滤波的伺服系统末端定位精度高、响应速度快。鉴于实际系统位置响应曲线更加多变,如何准确在线识别系统振动信息将是下一步研究的重点。

参考文献 (References):

- [1] 杨明,胡浩,徐殿国. 永磁交流伺服系统机械谐振成因及其抑制[J]. 电机与控制学报,2012,16(1):79-84.
- [2] 徐鉴. 振动控制研究进展综述[J]. 力学季刊,2015,36(4):547-564.
- [3] BANG J S, SHIM H, SANG K P, et al. Robust tracking and vibration suppression for a two-inertia system by combining backstepping approach with disturbance observer [J]. **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, 2010, 57(9): 3197.
- [4] 唐涛,黄永梅,张桐,等. 负载加速度反馈的伺服系统谐振抑制[J]. 光电工程,2007,34(7):14-17.
- [5] 咸明辉,罗欣,沈安文,等. 基于扰动转矩反馈的机械谐振抑制方法[J]. 电气传动,2016,46(1):45-49.
- [6] 杨明,郝亮,徐殿国. 基于自适应陷波滤波器的在线机械谐振抑制[J]. 哈尔滨工业大学学报,2014,46(4):63-69.
- [7] 梁春燕,谢剑英. 一种消除残留振荡的最优随机时滞滤波器[J]. 上海交通大学学报,2000,34(12):1645-1648.
- [8] 董明晓,脱建智,任意翔,等. 最优输入整形抑制变参数桥式起重机载荷摆动[J]. 振动与冲击,2009,28(10):207-209.
- [9] 高名旺,张宪民. 高速平面并联机器人残余振动抑制实验[J]. 振动与冲击,2014,33(24):164-168.
- [10] 蔡力钢,许博,杨建武,等. 基于粒子群优化的输入整形器参数自整定算法[J]. 电机与控制学报,2014,18(10):87-94.
- [11] 董明晓,梅雪松. 时滞滤波理论及其工程应用[M]. 北京:科学出版社,2007.

[编辑:方越婷]

本文引用格式:

吴杰,张华. 基于时滞滤波的伺服系统残余振动抑制研究[J]. 机电工程,2019,36(9):919-924.

WU Jie,ZHANG Hua. Residual vibration suppression of servo system based on time delay filter[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019,36(9):919-924.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>