

## 振动与力加载耦合的电液伺服控制

沈 刚<sup>1,2</sup>, 李 戈<sup>1,2†</sup>, 侯冬冬<sup>3</sup>, 朱真才<sup>1,2</sup>, 李 翔<sup>1,2</sup>

(1. 中国矿业大学 机电工程学院, 江苏 徐州 221116;

2. 中国矿业大学 江苏省矿山机电装备重点实验室, 江苏 徐州 221116; 3. 郑州机电工程研究所, 河南 郑州 450015)

**摘要:** 振动与力加载耦合的电液伺服系统具有集成模拟被测试件在振动与加载耦合工况下动态性能的优势, 针对振动模拟对力加载系统产生的干扰多余力问题, 提出了一种力干扰观测器, 以提高加载力跟踪精度. 首先, 建立了振动与力加载耦合的电液伺服控制系统的数学仿真模型; 其次, 利用递推增广最小二乘法辨识了力加载系统闭环传递函数; 然后, 利用零相差跟踪技术设计了力加载系统的前馈逆模型; 最后, 设计了力干扰观测器, 搭建了水平向振动与力加载耦合的电液伺服系统实验台, 仿真和实验验证了提出的力干扰观测器可有效降低由于振动扰动而产生的干扰多余力.

**关键词:** 电液伺服控制; 振动与力加载耦合; 干扰观测器; 前馈逆模型; 传递函数辨识

**中图分类号:** TP273      **文献标识码:** A

## Electro-hydraulic servo control system with coupling between vibration and force loading

SHEN Gang<sup>1,2</sup>, LI Ge<sup>1,2†</sup>, HOU Dong-dong<sup>3</sup>, ZHU Zhen-cai<sup>1,2</sup>, LI Xiang<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology, Xuzhou Jiangsu 221116, China;

2. Jiangsu Key Laboratory of Mine Mechanical and Electrical Equipment, China University of Mining and Technology, Xuzhou Jiangsu 221116, China;

3. Zhengzhou Institute of Mechanical and Electrical Engineering, Zhengzhou Henan 450015, China)

**Abstract:** An electro-hydraulic servo system with coupling between vibration and force loading has the advantage of simulating dynamic performance of the test specimen subjected to simultaneously vibration and force loading. In order to compensate a surplus force disturbance caused by active motion of the electro-hydraulic system with shaking table and force simulator, a disturbance observer is proposed to improve the force loading tracking performance. First, a mathematical simulation model of the electro-hydraulic servo system with coupling between vibration excitation and force loading is established. Then, a recursive extended-least squares algorithm is employed to identify the transfer function of the force closed-loop system, and a zero phase error compensation technology is employed to design the inverse model of the force loading closed-loop system, based on which the disturbance observer is designed. Simulation and experimental results were carried out using the electro-hydraulic experimental system with shaking table and force loading simulator, and it is verified that the force loading disturbance observer can eliminate the surplus force caused by the coupling between vibration and force loading.

**Key words:** electro-hydraulic servo control; coupling between vibration and force loading; disturbance observer; feed-forward inverse model; transfer function identification

### 1 引言(Introduction)

电液伺服系统广泛应用于航空、航天、兵器、船舶及核工业等国防科技领域以及汽车、建筑等民用工业

部门<sup>[1]</sup>. 目前环境模拟试验台仅能开展振动或加载单一测试实验, 如目前高铁转向架试验台仅能进行多自由度振动或多通道加载单一性能测试实验, 无法模拟

收稿日期: 2016-06-25; 录用日期: 2017-04-19.

†通信作者. E-mail: ligecumt@126.com; Tel.: +86 13585389849.

本文责任编辑: 丛爽.

国家自然科学基金项目(51575511); 国家重点基础研究发展计划项目(“973”计划)(2014CB049404); 长江学者和创新团队发展计划项目(IRT-16R68); 江苏高校优势学科建设工程项目资助.

Supported by National Natural Science Foundation of China (51575511), National Basic Research and Development (“973” Program of China (2014CB049404), Program for Changjiang Scholars and Innovative Research Team in University (PCSIRT) (IRT-16R68) and Priority Academic Program Development of Jiangsu Higher Education Institutions.

转向架在多自由度振动和多通道协调加载共同作用下的整体耦合性能<sup>[2]</sup>；在航天器地面模拟领域，目前主要对航天器升空过程进行振动或加载环境试验，而航天器在发射过程中要经受复杂和严酷的多元力学耦合环境，如何真实模拟航天器所受的振动与力加载的耦合环境，已成为制约我国航天器总体设计水平提高的技术瓶颈<sup>[3]</sup>。

基于振动与力加载耦合的电液伺服系统具有集成模拟被测试件在振动与力加载耦合工况下动态性能的优势<sup>[4]</sup>，可解决目前存在的振动或加载单一测试实验问题。然而，振动与力加载耦合的电液伺服系统在试验过程中具有非线性时变特性，降低了振动和力加载的跟踪精度。PLUMMER A R<sup>[5]</sup>研究了电液振动模拟液压系统非线性因素；NIKSEFAT N等<sup>[6]</sup>考虑了电液力加载系统的系统不确定性，提出了鲁棒力加载控制。除非线性外，振动与力加载耦合的电液伺服系统的干扰耦合会产生多余力，严重影响了力加载系统跟踪精度，如何有效抑制干扰耦合已成为核心问题。SONG X Y等<sup>[7]</sup>研究了电液伺服系统的内模控制抑制干扰耦合；SEKI K等<sup>[8]</sup>研究了外部响应力对电液振动台干扰耦合抑制方法；CHEN S H等<sup>[9]</sup>研究了液压驱动六自由度并联机构非线性观测器抑制干扰；魏巍等<sup>[10]</sup>建立了电液振动台动力学耦合模型，设计了耦合力观测器，研究了干扰力顺馈补偿控制；PI Y J等<sup>[11]</sup>提出了前馈补偿和同步补偿控制，消除了广义负载模拟器的干扰力，实现了干扰耦合下轨迹精确跟踪控制；WANG C W等<sup>[12]</sup>提出了转矩环和位置闭环的双环控制方法，用于抑制电液负载模拟器的干扰多余力；GAO B W等<sup>[13]</sup>提出了主动抗干扰与速度补偿控制结合的复合算法，抑制了位置伺服系统的多余力干扰。

上述方法均能在一定程度上消除因耦合产生的干扰力，但是控制器结构较为复杂。因此，本文提出一种力干扰观测器，用于抑制耦合作用对力加载系统产生的多余力，该方法结构简单易于实现。首先，研究振动与力加载耦合过程中多余力的产生机理；其次，设计带有干扰观测器的振动与力加载耦合系统的动力机构模型，并综合运用力加载系统传递函数辨识和零相差跟踪技术设计干扰观测器的力加载系统逆模型；最后，利用仿真和实验验证所提出控制策略的有效性。

## 2 振动与加载系统动态模型(Dynamic model of the vibration and force loading system)

首先，对振动与加载耦合电液系统的液压动力机构进行建模，包括振动单元和加载单元两部分，耦合原理如图1所示。其中： $p_s$ 和 $p_o$ 分别是伺服阀的供油压力和回油压力， $Q_1$ 和 $Q_2$ 分别是进油腔和回油腔的流

量， $x_v$ 是阀芯位移， $p_L$ 是负载压力， $p_1$ 和 $p_2$ 分别是进油腔和回油腔的压力， $C_{ec}$ 和 $C_{ic}$ 分别是液压缸的外泄露和内泄漏系数， $A_p$ 是液压缸活塞有效面积， $y_p$ 是加载系统的活塞杆位移， $K_{cl}$ 是力传感器的刚度系数， $y_{cl}$ 是折算到力传感器处的振动台位移，液动力机构建模见附录A<sup>[14-16]</sup>，图中主要参数如表1所示。

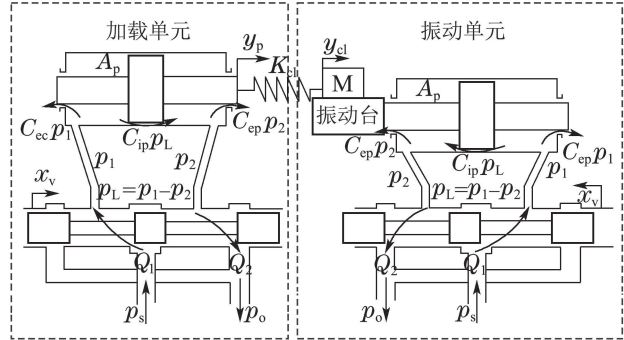


图1 振动与力加载系统耦合原理图  
Fig. 1 Schematic diagram of coupling between the vibration and force loading system

表1 振动与力加载耦合系统模型主要参数  
Table 1 Main parameters of the vibration and force loading coupling system

定义	参数	数值及单位
线性流量增益系数	$K_q$	$0.00145 \text{ (m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) / \text{V}$
流量压力系数	$K_c$	$2 \times 10^{-12} \text{ m}^3 / (\text{s} \cdot \text{Pa})$
伺服阀增益	$K_{sv}$	$4 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} / \text{A}$
液压缸有效面积	$A_p$	$1.88 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
液压缸粘性阻尼系数	$B_c$	$25000 \text{ N} / (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$
液压缸内泄露系数	$C_{ip}$	$4.6 \times 10^{-17} \text{ m}^3 / (\text{s} \cdot \text{Pa}^{-1})$
液压缸外泄露系数	$C_{ep}$	$4.6 \times 10^{-17} \text{ m}^3 / (\text{s} \cdot \text{Pa}^{-1})$
液压缸总容积	$V_t$	$0.96 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
有效体积弹性模量	$\beta_e$	$6.9 \times 10^8 \text{ Pa}$
液压缸固有频率	$\omega_h$	$32 \text{ Hz}$
液压缸阻尼比	$\xi_h$	$0.35$
伺服阀固有频率	$\omega_{sv}$	$100 \text{ Hz}$
伺服阀阻尼比	$\xi_{sv}$	$0.7$

振动单元和加载单元在相应激励信号下同时运动，由于两个激励信号不能始终一致，使得两个单元的液压缸运动轨迹出现偏差，导致振动台相对位置发生变化，使拉压力传感器的实际输出值与加载力信号的输入值之间出现相对误差，从而产生多余力，该多余力即为扰动力。本文主要研究位置扰动下力加载系统产生的多余力。根据附录A中对位置和力开环系统的建模，结合振动与力加载之间的耦合机理，推导出振动与加载耦合系统的动态模型如图2所示。其中： $r_d$ 为振动台参考位移信号， $F_{ip}$ 和 $F_{op}$ 分别为输入和输出的力信号。

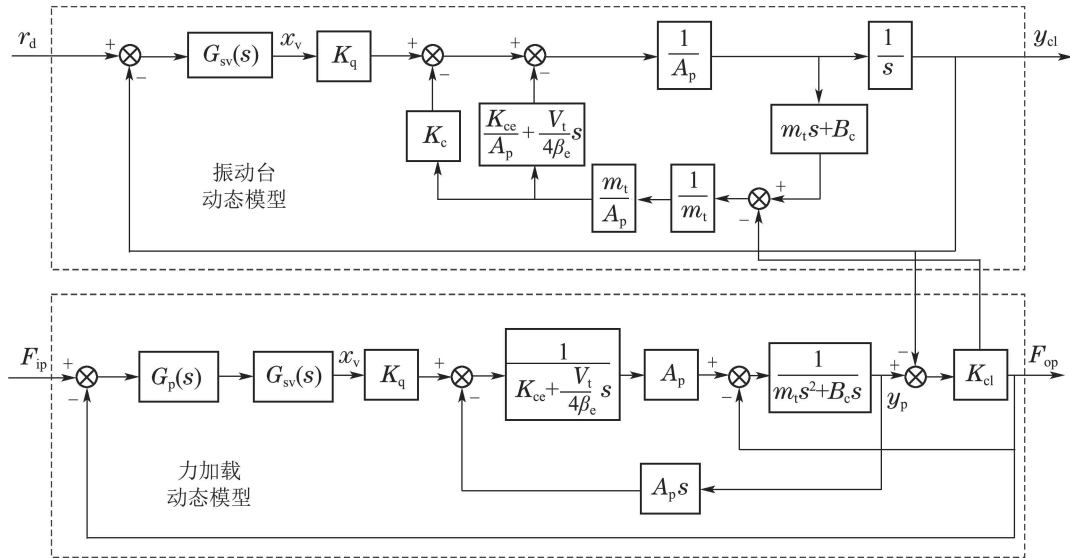


图 2 振动与力加载耦合系统动态模型方框图

Fig. 2 Block diagram of the vibration and force loading coupling system

根据图2可得从 $F_{ip}$ 到 $F_{op}$ 的传递函数 $G_{pf}(s)$ ,

$$G_{pf}(s) = \frac{F_{op}(s)}{F_{ip}(s)} = \frac{G_p(s)K_qG_{sv}(s)A_pK_{cl}}{\mathcal{M} + \mathcal{N}}, \quad (1)$$

式中:

$$\mathcal{M} = A_p(G_p(s)K_qG_{sv}(s)K_{cl} + A_p s),$$

$$G_{ex}(s) = \frac{F_{op}(s)}{Y_{cl}(s)} = - \frac{K_{cl}((K_c + C_{tc} + \frac{V_t}{4\beta_e} s)(m_t s^2 + B_c s) + A_p^2 s)}{A_p(G_p(s)G_{sv}(s)K_qK_{cl} + A_p s) + (K_c + C_{tc} + \frac{V_t}{4\beta_e} s)(m_t s^2 + B_c s + K_{cl})} = \frac{K_{cl}(K_c B_c + C_{tc} B_c + A_p^2) s (\frac{s^2}{\omega_t^2} + \frac{2\xi_t}{\omega_t} s + 1)}{A_p(G_p(s)G_{sv}(s)K_qK_{cl} + A_p s) + (K_c + C_{tc} + \frac{V_t}{4\beta_e} s)(m_t s^2 + B_c s + K_{cl})}, \quad (3)$$

式中:  $\omega_t$ 是特定频率,  $\xi_t$ 是特定的阻尼系数,

$$\omega_t = \sqrt{4\beta_e(K_c B_c + C_{tc} B_c + A_p^2) / V_t m_t},$$

$$\xi_t = (K_c m_t + \frac{V_t B_c}{4\beta_e} + C_{tc} m_t) \times \frac{\sqrt{\beta_e(K_c B_c + C_{tc} B_c + A_p^2) / V_t m_t}}{K_c B_c + C_{tc} B_c + A_p^2}.$$

根据式(1)(3),  $G_{pf}(s)$ 和 $G_{ex}(s)$ 的关系式如下:

$$G_{ex}(s) = \frac{(K_c B_c + C_{tc} B_c + A_p^2) s (\frac{s^2}{\omega_t^2} + \frac{2\xi_t}{\omega_t} s + 1)}{G_p(s)K_qG_{sv}(s)A_p} G_{pf}(s). \quad (4)$$

$$\mathcal{N} = (K_c + C_{tc} + \frac{V_t}{4\beta_e} s)(K_{cl} + m_t s^2 + B_c s),$$

$G_p(s)$ 是力闭环的PID控制器传递函数.

由于受到位置扰动的影响, 输出力 $F_{op}$ 定义为

$$F_{op} = F_{ip}G_{pf}(s) - y_{cl}G_{ex}(s), \quad (2)$$

式中 $G_{ex}(s)$ 是位置干扰到力输出之间的传递函数, 表示为

### 3 干扰观测器(Disturbance observer)

在振动与力加载耦合过程中, 常规PID控制的调节能力有限, 只能抑制少部分因耦合产生的多余力, 为了更好地抑制多余力, 提出在常规PID控制器基础上加入力干扰观测器. 图2中系统动态模型的传递函数经过 $z$ 变换表示为图3所示, 其中 $\beta$ 为干扰观测器增益.

#### 3.1 逆模型设计(Inverse model design)

图3中, 力闭环传递函数 $G_{pf}(z)$ 为

$$G_{pf}(z) = \hat{G}_{pf}(z)(1 + \Delta G_{pf}(z)), \quad (5)$$

式中:  $\hat{G}_{pf}(z)$ 是辨识得到的力闭环系统传递函数,  $\Delta G_{pf}(z)$ 是真实系统模型与辨识模型之间的模型偏

差.

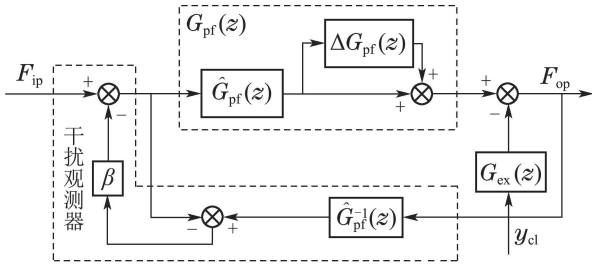


图3 带有干扰观测器的力加载系统框图

Fig. 3 Block diagram of the force loading system with the disturbance observer

利用递推增广最小二乘法对加载系统的闭环传递函数进行系统辨识,当被控对象的结构未知时,利用一个经验模型对系统进行描述:

$$y(k) = \psi^T(k)\theta + \zeta(k), \quad (6)$$

式中:  $y$  是输出状态,

$$\begin{aligned} \psi^T(k) = & [-y(k-1) \cdots y(k-n_a) \cdots \\ & u(k-1) \cdots u(k-n_b) \hat{\zeta}(k-1) \\ & \cdots \hat{\zeta}(k-n_c)], \end{aligned}$$

$$\theta = [a_1 \cdots a_{n_a} \ b_0 \cdots b_{n_b} \ c_1 \cdots c_{n_c}]^T,$$

$a$ 和 $b$ 是待辨识的未知参数,  $u$ 是输入状态,  $\zeta(k)$ 是一个零均值白噪声序列.

由于 $\zeta(k)$ 是不可预测的,利用其估计值代替,

$$\hat{\zeta}(k) = y(k) - \hat{y}(k) = y(k) - \hat{\psi}^T(k)\hat{\theta}(k), \quad (7)$$

式中: 估计值

$$\begin{aligned} \hat{\theta} = & [\hat{a}_1 \cdots \hat{a}_{n_a} \ \hat{b}_0 \cdots \hat{b}_{n_b} \ \hat{c}_1 \cdots \hat{c}_{n_c}]^T, \\ \hat{\psi}(k) = & [-y(k-1) \cdots y(k-n_a) \cdots \\ & u(k-1) \cdots u(k-n_b) \ \hat{\zeta}(k-1) \\ & \cdots \hat{\zeta}(k-n_c)]^T. \end{aligned}$$

综上可得递推最小二乘法的估计公式为<sup>[17]</sup>

$$\begin{aligned} \hat{\theta}(k) = & \hat{\theta}(k-1) + \mathbf{K}(k)[y(k) - \hat{\psi}^T(k) \\ & \hat{\theta}(k-1)], \end{aligned} \quad (8)$$

$$\mathbf{K}(k) = \frac{\mathbf{P}(k-1)\hat{\psi}(k)}{\rho + \hat{\psi}^T(k)\mathbf{P}(k-1)\hat{\psi}(k)}, \quad (9)$$

$$\mathbf{P}(k) = \frac{1}{\rho}[\mathbf{I} - \mathbf{K}(k)\hat{\psi}^T(k)]\mathbf{P}(k-1), \quad (10)$$

$\hat{G}_{pf}^{-1}(z)$ 为无振动扰动下力加载系统传递函数逆模型,由于辨识的力闭环传递函数 $\hat{G}_{pf}(z)$ 是非最小相位系统,其直接逆模型中会存在不稳定极点,导致系统的不稳定.因此,为了消除非最小相位系统造成的系统不稳定性,利用零相差跟踪技术设计稳定的逆模型.零相差跟踪技术通过在前馈控制器中引

入零点来补偿闭环系统的不稳定零点,经前馈逆控制器输出的时域驱动信号是相位超前的且超前值是已知的,因此经前馈补偿后的闭环系统在全频段范围内相移将为零<sup>[18]</sup>.

辨识的力加载传递函数可表示为

$$\hat{G}_{pf}(z) = \frac{z^{-d}B(z)}{A(z)} = \frac{z^{-d}B_s(z)B_u(z)}{A(z)}, \quad (11)$$

式中:  $z^{-d}$ 是模型引起的滞后延迟,  $d$ 是延迟步数,  $B_s(z)$ 和 $B_u(z)$ 分别是包含所有稳定、不稳定零点的多项式,  $A(z)$ 是包含了所有极点多项式,上述多项式分别表示为

$$B_s(z) = b_{sp}z^p + b_{s(p-1)}z^{(p-1)} + \cdots + b_{s0}, \quad (12)$$

$$B_u(z) = b_{uq}z^q + b_{u(q-1)}z^{(q-1)} + \cdots + b_{u0}, \quad (13)$$

$$A(z) = z^n + a_1z^{(n-1)} + \cdots + a_n. \quad (14)$$

文献[18]给出了以下定理:

**定理1** 设 $H(z) = B_u(z)B_u(z^{-1})$ ,则有

$$1) \angle H(e^{-j\omega T}) = 0, \forall \omega \in \mathbb{R};$$

$$2) |\angle H(e^{-j\omega T})|^2 = \text{Im}^2[B_u(e^{-j\omega T})] + \text{Re}^2[B_u(e^{-j\omega T})], \forall \omega \in \mathbb{R}.$$

根据定理1及式(12),闭环系统的逆模型可设计为

$$\hat{G}_{pf}^{-1}(z) = \alpha \frac{A(z)B_u(z^{-1})}{z^L B_s(z)}, \quad (15)$$

式中:  $\alpha$ 是幅值特性调节增益,  $z^L$ 是补偿环节,用于补偿 $A(z)$ 最高阶数大于 $B_s(z)$ 最高阶数造成的假分数问题.

### 3.2 干扰观测器设计(Disturbance observer design)

对图3所示方案图进行简化,得到从 $F_{ip}$ 到 $F_{op}$ 的传递函数 $G_{FD}(z)$ 为

$$\begin{aligned} G_{FD}(z) = \frac{F_{op}}{F_{ip}} = & \frac{G_{pf}(z) - y_{cl}G_{ex}(z)}{1 + \beta[\hat{G}_{pf}^{-1}(z)(G_{pf}(z) - y_{cl}G_{ex}(z)) - 1]}. \end{aligned} \quad (16)$$

由于存在模型偏差 $\Delta G_{pf}(z)$ ,导致基于零相差跟踪技术设计的逆模型与真实系统的逆模型间存在偏差,该偏差的存在可能会对整个控制系统的稳定性产生影响,因而需要对干扰观测器的稳定性进行分析.首先引入摄动加权函数 $W(z)$ ,将模型偏差表示为如下形式:

$$\Delta G_{pf}(z) = W(z)\Delta G(z), \|\Delta G(z)\|_\infty < 1. \quad (17)$$

为了简化分析过程,忽略位置干扰,引入式(17),则图3可表示为图4(a)所示,将图中虚线中的所有环



节作为一个整体  $M(z)$ , 可进一步简化为图4(b)所示.

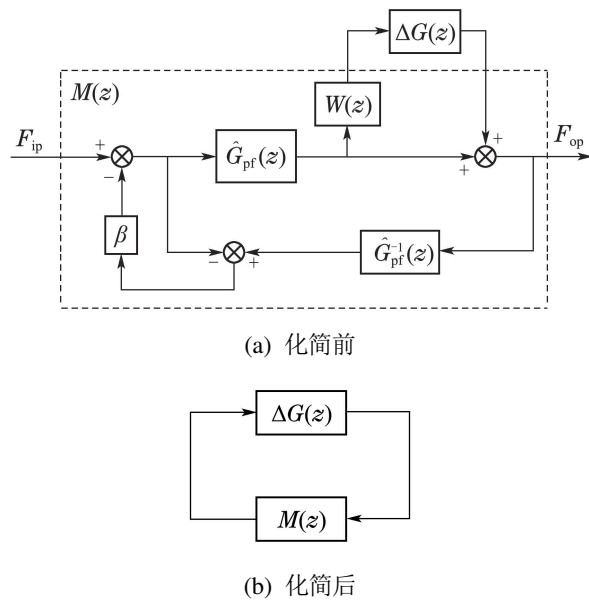


图 4 稳定性分析框图

Fig. 4 Block diagram for stability analysis

通过化简图4(a)可得  $M(z)$  为

$$M(z) = -\frac{\beta \hat{G}_{pf}^{-1}(z) \hat{G}_{pf}(z) W(z)}{1 - \beta(1 - \hat{G}_{pf}^{-1}(z) \hat{G}_{pf}(z))}. \quad (18)$$

辨识得到的力闭环传递函数和其逆模型之间存在如下关系:

$$\hat{G}_{pf}^{-1}(z) \hat{G}_{pf}(z) \approx 1. \quad (19)$$

将式(19)代入式(18)可得

$$M(z) = -\beta W(z). \quad (20)$$

图4(b)所示传递函数的特征多项式可表示为

$$D(z) = 1 - M(z) \Delta G(z). \quad (21)$$

定义  $\bar{C}_+$  为复平面的右半平面, 根据上式可得

$$\begin{aligned} \min_{s \in \bar{C}_+} |D(z)| &\geq \\ 1 - \max_{s \in \bar{C}_+} \|M(z) \Delta G(z)\| &= \\ 1 - \|M(z) \Delta G(z)\|_{\infty}. \end{aligned} \quad (22)$$

结合式(17)(20)可得

$$\begin{aligned} \|M(z) \Delta G(z)\|_{\infty} &= \\ \|\beta W(z) \Delta G(z)\|_{\infty} &= \|\beta \Delta G_{pf}(z)\|_{\infty}. \end{aligned} \quad (23)$$

因此, 当  $\|\beta \Delta G_{pf}(z)\|_{\infty} < 1$  时, 不等式  $\|M(z) \Delta G(z)\|_{\infty} < 1$  成立, 式(22)可简化为

$$\min_{s \in \bar{C}_+} |D(z)| \geq 1 - \|M(z) \Delta G(z)\|_{\infty} > 0. \quad (24)$$

由上式可知, 当  $s \in \bar{C}_+$  时,  $|D(z)|$  始终大于零, 即

当式(21)为零时, 求得的多项式所有根的实部均小于零. 根据控制系统代数稳定性判据可知, 由于特征多项式的所有根均存在于复平面的左半平面, 因此图4所示系统是稳定的. 综上所述, 带有干扰观测器的力闭环系统的稳定性充分条件为

$$\|\beta \Delta G_{pf}(z)\|_{\infty} < 1. \quad (25)$$

#### 4 仿真结果(Simulation results)

##### 1) 无力干扰观测器.

有振动扰动时, 振动与力加载系统之间因耦合而产生多余力. 给定幅值1500 N, 频率2 ~ 20 Hz的随机信号, 以及幅值0.5 g, 频率2 ~ 25 Hz的加速度随机扰动, 当  $P = 1.2e - 7$ ,  $I = 2e - 6$  时, 力跟踪效果最佳, 如图5所示, 跟踪误差最大值约为2000 N.

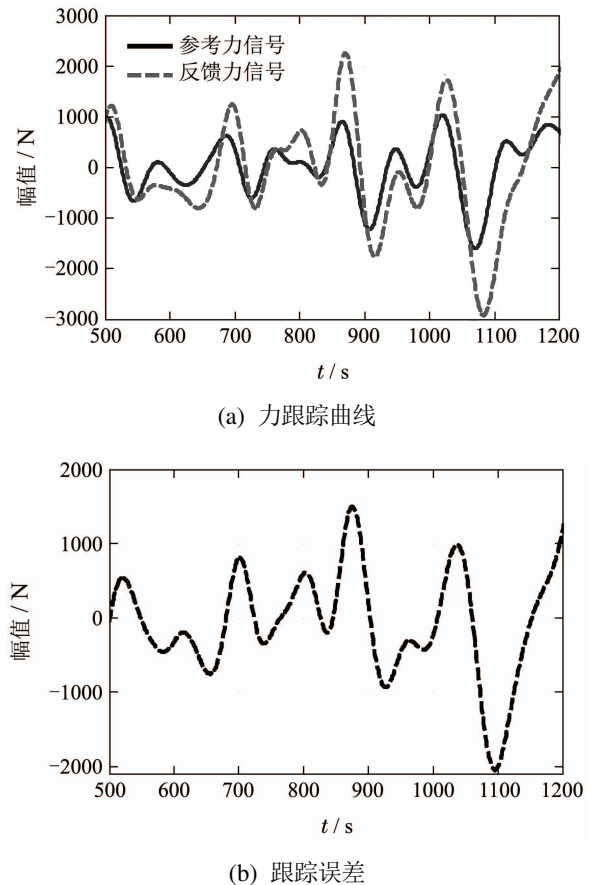


图 5 有振动扰动无干扰观测器的力跟踪性能

Fig. 5 Force tracking performance under vibration without the disturbance observer

##### 2) 有力干扰观测器.

为了提高反馈力的跟踪精度, 消除部分由于振动扰动产生的多余力, 在PID控制的基础上加入力干扰观测器, 依据逆模型设计原理, 首先辨识得到力加载系统传递函数  $\hat{G}_{pf}(z)$ :

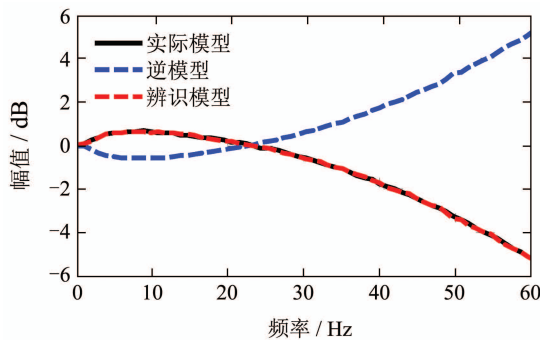
$$\hat{G}_{pf}(z) = \frac{-1.3125(z + 2.776)(z + 0.634)(z - 1.469)(z^2 - 1.3797z + 0.3825)(z^2 - 1.935z + 0.9383)}{(z - 1)(z - 0.9712)(z - 0.9454)(z^2 - 1.984z + 0.9894)(z^2 - 1.811z + 0.8294)} \times \frac{(z^2 - 1.987z + 0.9924)(z^2 + 1.726z + 1.423)(z^2 + 0.2273z + 0.9445)}{(z^2 - 1.462z + 0.9108)(z^2 + 1.266z + 0.7825)(z^2 - 0.2961z + 0.6374)} \quad (26)$$

系统为非最小相位系统, 根据式(15)消除存在于  $(z + 2.776)$ ,  $(z - 1.469)$ ,  $(z^2 + 1.726z + 1.423)$  3个多项式中的不稳定零点, 得到力加载传递函数的逆模型为

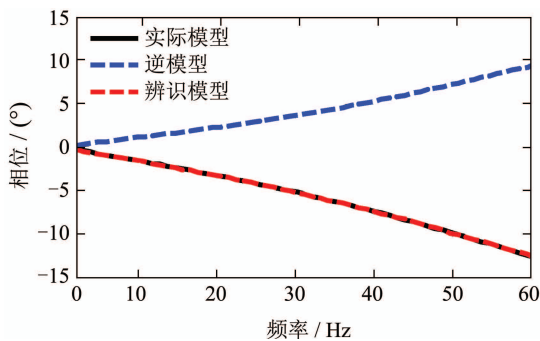
$$\hat{G}_{pf}^{-1}(z) = \frac{(z - 1)(z - 0.9712)(z - 0.9454)(z^2 - 1.984z + 0.9894)(z^2 - 1.811z + 0.8294)}{-1.3125(z + 0.634)(z^2 - 1.3797z + 0.3825)} \times \frac{(z^2 - 1.462z + 0.9108)(z^2 + 1.266z + 0.7825)(z^2 - 0.2961z + 0.6374)(z^{-1} + 2.776)}{(z^2 - 1.935z + 0.9383)(z^2 - 1.987z + 0.9924)} \times \frac{(z^{-1} - 1.469)(z^{-2} + 1.726z^{-1} + 1.423)}{(z^2 + 0.2273z + 0.9445)} \quad (27)$$

实际模型、逆模型和辨识模型的频率特性曲线如图6所示, 辨识模型与实际模型基本一致, 逆模型与实际模型关于0幅值线和0相位线对称, 验证了逆模型设计的准确性. 给定幅值1500 N, 频率2 ~ 20 Hz的随机信号, 设置幅值0.5 g, 频率2 ~ 25 Hz的随机扰动信号, 令  $\beta = 0.4$ . 实验结果如图7所示.

真结果, 在振动扰动存在的情况下, 力干扰观测器有效地抑制了一部分由于振动扰动产生的多余力.



(a) 幅频特性

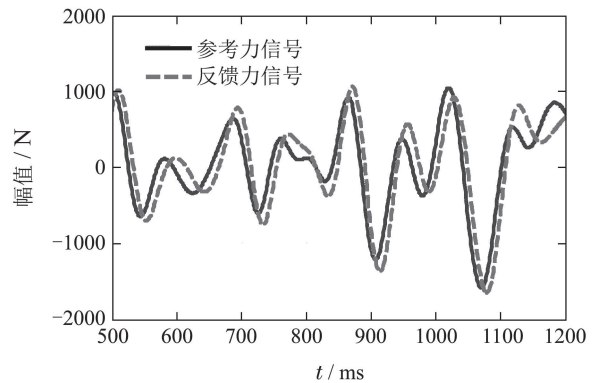


(b) 相频特性

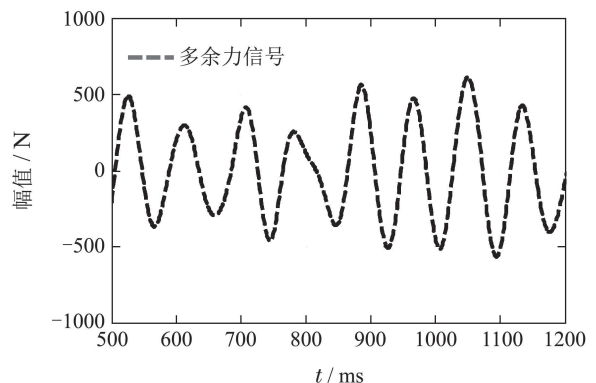
图6 辨识模型与逆模型的幅频和相频曲线

Fig. 6 Magnitude and phase frequency characteristics of the identification and inverse model

由图7(b)可得多余力最大值约为600 N, 与不加干扰观测器时相比减少了约1400 N. 因此, 根据仿



(a) 力跟踪曲线



(b) 跟踪偏差

图7 有振动扰动有干扰观测器的力跟踪性能

Fig. 7 Force tracking performance under vibration with the force disturbance observer

## 5 实验研究(Experimental research)

### 5.1 试验设备(Experiment setup)

图8为振动与力加载耦合电液伺服系统实验台, 实验平台放置在两个线性导轨上, 在液压缸的驱动

下沿着导轨做水平向运动, 实验台的主要参数如表 2 所示. 实验台主要元件参数如表 3 所示.

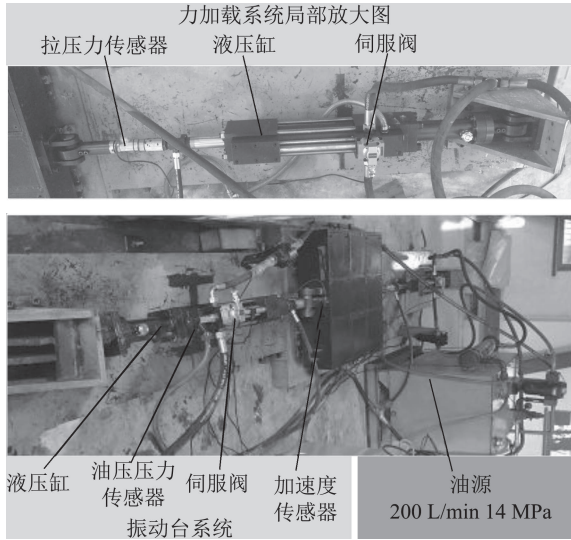


图 8 电液振动与力加载耦合实验台

Fig. 8 Experimental system of the electro-hydraulic vibration and force loading system

表 2 实验台主要参数

Table 2 Main parameters of the experimental system

描述	主要技术参数
台面尺寸	0.8 m × 0.8 m
台体重量	≤ 500 kg
平台最大位移	± 75 mm
最大试验件重量	300 kg
平台最大速度	0.2 ms <sup>-1</sup>
平台最大加速度	满载 1.0 g, 空载 2 g
加载系统频宽	0~20 Hz
振动频宽	1~50 Hz
加载力范围	± 1.5 t
加载力波形	阶跃、随机

表 3 实验台主要元件参数

Table 3 Main parameters for components of the experimental system

名称	厂商	型号
液压缸	烟台伟航	JYQ70/50-200
电液伺服阀	MOOG	G761-3004B
位移传感器	德敏哲	1840110200
加速度传感器	PCB	3711B112G
油压传感器	上海天沐	NS-II
拉压力传感器	上海天沐	NS-WL2

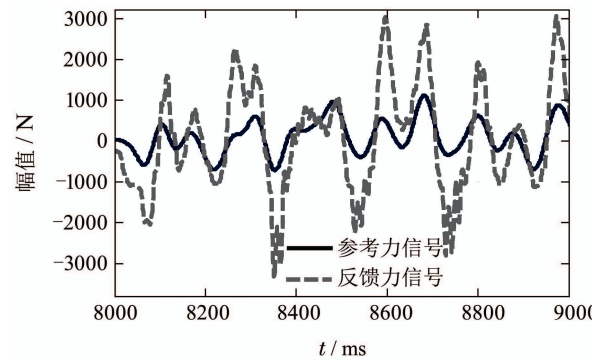
两支液压缸均安装了位移传感器, 用于采集运动平台的位移; 每支液压缸的两腔均安装了油压传

感器, 用于检测伺服阀进出油口的油压; 运动平台一侧安装加速度传感器, 用于实时检测平台加速度. 在加载系统中, 液压缸安装在振动台系统的对立侧, 用于为运动平台提供加载力; 拉压力传感器安装在加载液压缸与运动平台的链接处, 用于检测加载力. 在液压油源系统中, 通过 22 kW 交流电机连接恒压变量泵为整个实验系统提供恒定的高压油.

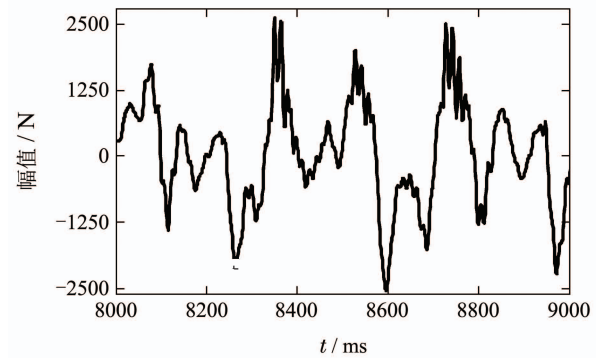
### 5.2 实验结果(Experiment results)

#### 1) 无力干扰观测器.

由振动扰动产生的强迫振动使力加载系统产生较大的多余力. 给定幅值 1000 N, 频率为 2~15 Hz 的随机信号. 加速度随机干扰信号幅值为 0.5 g, 频率为 2~20 Hz. 实验结果如图 9 所示. 从图 9(b) 可知, 无干扰观测器的情况下, 力跟踪偏差最大值约为 2500 N.



(a) 力跟踪曲线



(b) 跟踪偏差

图 9 振动扰动下无力干扰观测器的力跟踪性能

Fig. 9 Force tracking performance under vibration without the force disturbance observer

#### 2) 有力干扰观测器.

有振动扰动时, 实验系统中加入力干扰观测器, 其中逆模型设计过程与仿真分析相同. 首先经辨识得到力加载系统传递函数  $\hat{G}_{pf}(z)$  为

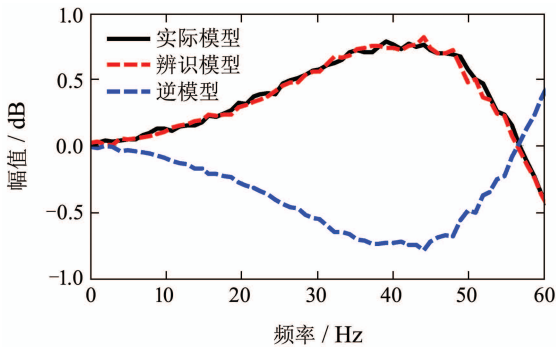
$$\hat{G}_{pf}(z) = \frac{0.78937(z - 0.9977)(z^2 - 1.952z + 0.9525)(z^2 - 1.971z + 0.9797)(z^2 + 1.8982z + 0.9345)}{(z - 1)(z^2 - 1.962z + 0.9623)(z^2 - 1.968z + 0.9765)(z^2 - 1.825z + 0.9179)} \times \frac{(z^2 - 2.609z + 1.828)(z^2 + 1.209z + 1.08)(z^2 - 1.243z + 1.299)(z^2 + 0.4832z + 1.145)}{(z^2 + 1.589z + 0.7434)(z^2 + 1.579z + 0.9837)(z^2 - 0.4515z + 0.7151)(z^2 + 0.4559z + 0.8725)} \quad (28)$$

在 $(z^2 - 2.609z + 1.828)$ ,  $(z^2 + 1.209z + 1.08)$ ,  $(z^2 - 1.243z + 1.299)$ ,  $(z^2 + 0.4832z + 1.145)$ 中均存在不稳定零点, 利用零相差跟踪技术设计稳定的逆模型 $\hat{G}_{pf}^{-1}(z)$ 为

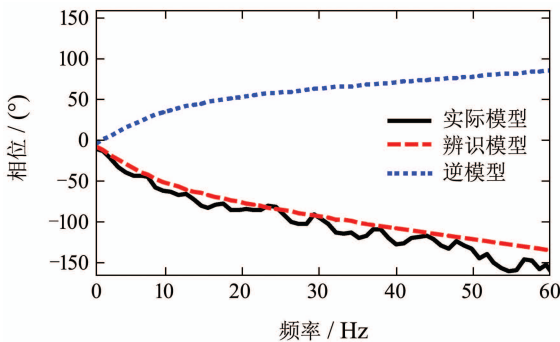
$$\hat{G}_{pf}^{-1}(z) = \frac{(z - 1)(z^2 - 1.962z + 0.9623)(z^2 - 1.968z + 0.9765)(z^2 - 1.825z + 0.9179)}{0.78937(z - 0.9977)(z^2 - 1.952z + 0.9525)(z^2 - 1.971z + 0.9797)} \times \frac{(z^2 + 1.589z + 0.7434)(z^2 + 1.579z + 0.9837)(z^2 - 0.4515z + 0.7151)}{(z^2 + 1.8982z + 0.9345)(1.828z^2 - 2.609z + 1)(1.08z^2 + 1.209z + 1)} \times \frac{(z^2 + 0.4559z + 0.8725)}{(1.299z^2 - 1.243z + 1)(1.145z^2 + 0.4832z + 1)} \quad (29)$$

实际模型、辨识模型和逆模型频域特性曲线的实验结果对比如图10所示, 可得辨识模型能够较好地匹配实际模型、逆模型和辨识模型关于0幅值线和0相位线对称, 证明所设计逆模型的准确性。

约700 N. 因此, 实验结果同仿真结果基本一致, 验证了力干扰观测器的有效性。



(a) 幅频特性曲线

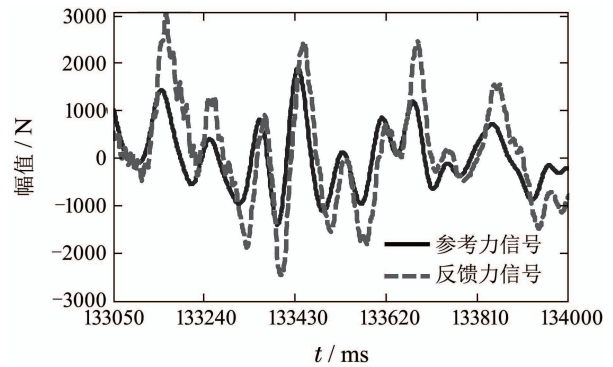


(b) 相频特性曲线

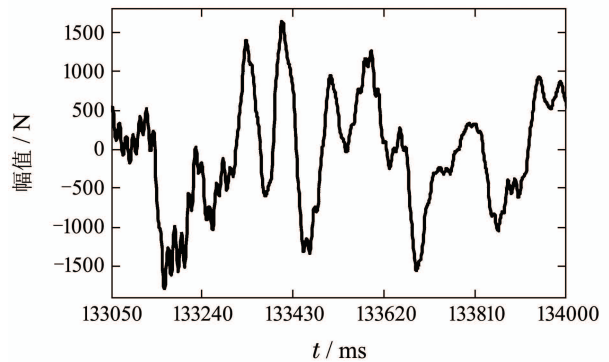
图10 辨识模型与逆模型的幅频和相频曲线

Fig. 10 Magnitude and phase frequency characteristics of the identification and inverse model

给定幅值2000 N, 频率2 ~ 15 Hz的随机激励信号, 设置随机扰动信号幅值为0.5 g, 频率为2 ~ 20 Hz当 $\beta = 0.2$ 时, 实验结果如图11所示. 从图11(b)可得, 最大跟踪偏差约为1800 N, 与图9相比, 多余力减小



(a) 力跟踪曲线



(b) 跟踪偏差

图11 振动扰动下有干扰观测器的力跟踪响应曲线

Fig. 11 Force tracking performance under vibration with the force disturbance observer

## 6 结论(Conclusions)

建立了电液振动与力加载系统的动力机构模型, 提出了利用力干扰观测器补偿电液伺服振动与力加载耦合过程中产生的多余力. 基于振动与力加载耦合系统的仿真模型, 利用递推增广最小二乘法和零



相差跟踪技术设计了力加载系统的逆模型, 并基于此设计了干扰观测器。通过仿真和实验结果分析, 验证了提出的干扰观测器补偿策略能够有效抑制部分多余力的产生。

### 参考文献(References):

- [1] SHEN G, ZHU Z C, HAN J W. Adaptive feedforward compensation for hybrid control with acceleration time waveform replication on electro-hydraulic shaking table [J]. *Control Engineering Practice*, 2013, 21(8): 1128 – 1142.
- [2] WANG Xingyu. *Research on testing model and novel dynamic test system of high-speed train bogie stiffness* [D]. Changchun: Jilin University, 2010.  
(王兴宇. 高速列车转向架刚度测试模型及新型动态测试系统研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2010.)
- [3] MA Xingrui, HAN Zengyao, ZOU Yuanjie, et al. Review and assessment of spacecraft mechanical environment analysis and specification determination [J]. *Journal of Astronautics*, 2012, 33(1): 1 – 12.  
(马兴瑞, 韩增尧, 邹元杰, 等. 航天器力学环境分析与条件设计研究进展 [J]. 宇航学报, 2012, 33(1): 1 – 12.)
- [4] SHEN G, ZHU Z C, LI X, et al. Real-time electro-hydraulic hybrid system for structural testing subjected to vibration and force loading [J]. *Mechatronics*, 2016, 33: 49 – 70.
- [5] PLUMMER A R. A detailed dynamic model of a six-axis shaking table [J]. *Journal of Earthquake Engineering*, 2008, 12(4): 631 – 662.
- [6] NIKSEFAT N, SEPEHRI N. Designing robust force control of hydraulic actuators despite system and environmental uncertainties [J]. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2001, 21(2): 66 – 77.
- [7] SONG X Y, WANG Y, SUN Z X. Robust stabilizer design for linear time-varying internal model based output regulation and its application to an electro-hydraulic system [J]. *Automatica*, 2014, 50(4): 1128 – 1134.
- [8] SEKI K, IWASAKI M, MOTOHIRO K, et al. Adaptive compensation for reaction force with frequency variation in shaking table systems [J]. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 2009, 56(10): 3864 – 3871.
- [9] CHEN S H, FU L C. Observer-based backstepping control of a 6-dof parallel hydraulic manipulator [J]. *Control Engineering Practice*, 2015, 36: 100 – 112.
- [10] WEI Wei, YANG Zhidong, HAN Junwei. Decoupling control of hyper-redundant shaking table based on dynamic coupling model [J]. *Journal of South China University of Technology(Natural Science Edition)*, 2014, 42(4): 124 – 130.  
(魏巍, 杨志东, 韩俊伟. 基于动力学耦合模型的超冗余振动台解耦控制 [J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2014, 42(4): 124 – 130.)
- [11] PI Y J, WANG X Y. Trajectory tracking control of a 6-DOF hydraulic parallel robot manipulator with uncertain load disturbances [J]. *Control Engineering Practice*, 2011, 19(2): 185 – 193.
- [12] WANG C W, JIAO Z X, WU S, et al. Nonlinear adaptive torque control of electro-hydraulic load system with external active motion disturbance [J]. *Mechatronics*, 2014, 24(1): 32 – 40.
- [13] GAO B W, SHAO J P, YANG X D. A compound control strategy combining velocity compensation with ADRC of electro-hydraulic position servo control system [J]. *ISA Transactions*, 2014, 53(6): 1910 – 1918.
- [14] LIN T L, HUANG W P, REN H L, et al. New compound energy regeneration system and control strategy for hybrid hydraulic excavators [J]. *Automation in Construction*, 2016, 68: 11 – 20.
- [15] LIU Y, GONG G F, YANG H Y, et al. Regulating characteristics of new tamping device exciter controlled by rotary valve [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2016, 21(1): 497 – 505.
- [16] LIN Hao, LI En, LIANG Zize. Adaptive backstepping controller for electro-hydraulic servo system with nonlinear uncertain parameters [J]. *Control Theory & Applications*, 2016, 33(2): 181 – 188.  
(林浩, 李恩, 梁自泽. 具有非线性不确定参数的电液伺服系统自适应backstepping控制 [J]. 控制理论与应用, 2016, 33(2): 181 – 188.)
- [17] COWAN C F N, GRANT P M. *Adaptive Filters* [M]. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice-Hall, Inc, 1985.
- [18] LIU J K, HE Y Z. QFT control based on zero phase error compensation for flight simulator [J]. *Journal of Systems Engineering and Electronics*, 2007, 18(1): 125 – 131.

### 附录 A 液压动力机构建模 (Appendix A Model of the hydraulic actuator)

假设图1中3位4通阀为理想伺服阀, 各个阀口的结构对称且相同, 令回油压力 $p_o$ 为零。如图1所示, 阀芯向右移动时, 液压缸进油腔流量 $Q_1$ 和回油腔的流量 $Q_2$ 分别为<sup>[14]</sup>

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{2 \frac{p_s - p_1}{\rho}}, \quad (A1)$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}}, \quad (A2)$$

式中:  $C_d$ 是滑阀的流量系数,  $w$ 是四通滑阀的阀口面积梯度,  $\rho$ 是液压油密度。

负载压力可表示为

$$p_L = p_1 - p_2. \quad (A3)$$

液压缸内可压缩的流量忽略不计, 可得

$$Q_L = K_q x_v - K_c p_L, \quad (A4)$$

式中:  $K_q$ 是滑阀的流量增益, 定义为

$$K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} = C_d w \sqrt{\frac{p_s - p_L}{\rho}};$$

$K_c$ 是滑阀的流量压力系数, 定义为

$$K_c = \frac{\partial Q_L}{\partial p_L} = \frac{C_d w x_v \sqrt{(p_s - p_L)/\rho}}{2(p_s - p_L)}.$$

假设加载液压缸为理想液压缸, 其内部压力损失和泄露系数忽略不计, 则液压缸的流量连续性方程为<sup>[15]</sup>

$$Q_L = A_p \frac{dy_p}{dt} + C_{tp} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \cdot \frac{dp_L}{dt}, \quad (A5)$$

式中:  $C_{tp}$ 是液压缸的总泄露系数,  $C_{tp} = C_{ip} + C_{ep}/2$ 。

加载液压缸的输出力与负载力之间的平衡方程为<sup>[16]</sup>

$$F_g = A_p p_L = m_t \frac{d^2 y_p}{dt^2} + B_c \frac{dy_p}{dt} + F_L, \quad (A6)$$

式中:  $m_t$ 是活塞及负载折合到活塞上的总质量,  $B_c$ 是液压缸粘性阻尼系数,  $F_L$ 是作用在活塞上的任意外负载力,  $F_L = K_{cl} y_p$ 。

联立式(A4)–(A6), 可得阀芯位移到液压缸活塞位移的位置开环传递函数:

$$G(s) = \frac{K_q/A_p}{s(s^2/\omega_h^2 + 2\xi_h s/\omega_h + 1)}, \quad (A7)$$



式中:  $\omega_h$ 是液压缸固有频率,  $\omega_h = \sqrt{4\beta_e A_p^2 / m_t V_t}$ , 其中 $\beta_e$ 是有效体积弹性模量,  $V_t$ 是液压缸两个腔室的总容积;  $\xi_h$ 是液压缸的液压阻尼比,

$$\xi_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e m_t}{V_t}}, K_{ce} = K_c + C_{tp}.$$

根据式(A7)得到位置开环, 如图A1所示.

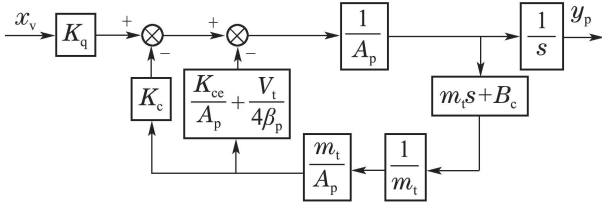


图 A1 位置开环系统

Fig. A1 Diagram of displacement open-loop system

联立式(A4)–(A6), 可得阀芯位移到液压缸输出力的力开环传递函数:

$$G_F(s) = \frac{K_q A_p / K_{ce} (s^2 / \omega_m^2 + 2\xi_m s / \omega_m + 1)}{(s / \omega_r + 1) (s^2 / \omega_0^2 + 2\xi_0 s / \omega_0 + 1)}, \quad (A8)$$

式中:  $\omega_m$ 是负载的固有频率,  $\omega_m = \sqrt{K_{cl} / m_t}$ ;  $\xi_m$ 是负载的阻尼比,  $\xi_m = B_c / (2\sqrt{K_{cl} m_t})$ ,  $\omega_0$ 是液压系统的固有频率,

$$\omega_0 = \omega_h \sqrt{1 + \frac{K_{cl}}{K_h}},$$

$\xi_0$ 是液压系统阻尼比,

$$\xi_0 = 2\beta_e \frac{K_{ce} K_h}{V_t (K_h + K_{cl}) \omega_0} + \frac{B_c}{2m_t \omega_0},$$

$\omega_r$ 是液压系统的一阶惯性环节,

$$\omega_r = \frac{K_{ce} K_{cl}}{A_p^2 (1 + K_{cl} / K_h)},$$

$K_h$ 是液压油弹性刚度,  $K_h = m_t \omega_h$ .

力开环系统如图A2所示.

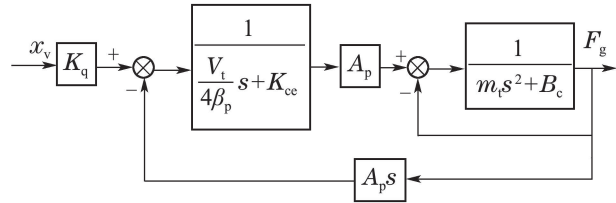


图 A2 力开环系统

Fig. A2 Diagram of force open-loop system

伺服阀的传递函数一般按照二阶振荡环节建模<sup>[8]</sup>:

$$G_{sv}(s) = \frac{K_{sv}}{s^2 / \omega_{sv}^2 + 2\xi_{sv} s / \omega_{sv} + 1}, \quad (A9)$$

式中:  $K_{sv}$ 是伺服阀增益,  $\omega_{sv}$ 是伺服阀的固有频率,  $\xi_{sv}$ 是伺服阀的阻尼系数.

作者简介:

沈刚 (1982–), 男, 教授, 博士生导师, 目前研究方向为电液伺服系统控制系统, E-mail: shenganghit@163.com;

李戈 (1987–), 女, 博士研究生, 目前研究方向为电液伺服系统控制, E-mail: ligecumt@126.com;

侯冬冬 (1988–), 男, 硕士, 目前研究方向为电液伺服系统控制, E-mail: 775162661@qq.com;

朱真才 (1965–), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 目前研究方向为电液伺服系统控制, E-mail: zhuzhencai@cumt.edu.cn;

李翔 (1990–), 男, 博士研究生, 目前研究方向为电液伺服系统控制, E-mail: lixiang\_nn@126.com.