

工业重载液压力伺服系统的抗扰动控制

杨博¹ 李宛洲¹ 姜兆芳¹ 史铜钢² 吴冠元² 孙永军²

摘要 由于重载荒磨机负载惯性大阻尼小, 施力系统开环传递函数含有一对纯虚零点, 而且负载特性变化会明显影响开环频带宽度. 同时, 砂轮高速旋转会产生高频率大幅度的偏心力干扰, 由于系统频响较低, 单纯的输出反馈方式无法抑制干扰. 本文通过采用非线性跟踪微分器提取状态观测量并引入非线性前馈系数, 消除了纯虚零点, 消除了负载特性变化对开环频宽的影响, 显著地抑制了外部位移干扰和偏心力干扰, 从而使得产品质量大幅度提高.

关键词 荒磨机, 抗扰动, 非线性跟踪微分器, 建模
中图分类号 TP271.31

Disturbance Rejection Control of Industrial Heavy-load Hydraulic Force Servo System

YANG Bo¹ LI Wan-Zhou¹ JIANG Zhao-Fang¹ SHI Tong-Gang² WU Guan-Yuan² SUN Yong-Jun²

Abstract Because the load of heavy-load rough grinding machine has large inertia and low damping, a couple of virtual zeros exist in the open-loop transfer function, and the open-loop bandwidth is also affected by the characteristics of load. High-speed rotating wheel will generate eccentric interference of high frequency and large magnitude, and a simple output feedback method can not suppress the interference because of the low frequency response of the system. In this paper, by adopting nonlinear tracking differentiator to pick up the state variable and introducing nonlinear feedforward coefficient, virtual zeros and the impact on open-loop bandwidth by the load are eliminated, and the outside displacement disturbance and eccentric disturbance are significantly rejected.

Key words Rough grinding machine, disturbance rejection, nonlinear tracking differentiator, modeling

液压系统能通过小体积设备获得大能量的输出, 尤其对于直线运动的控制对象, 它具有电动设备无可比拟的优势. 随着液压系统在现代工业中越来越广泛的应用, 人们对液压位置、速度和输出力控制系统性能的要求也越来越高.

液压系统模型有线性化的传递函数模型和考虑阀非线性流量特性的非线性模型. 前者模型比较简单, 方便分析系统特性和确定控制参数, 在工业应用中更容易实现, 但是只适用于描述工作点附近的状况; 在理论上, 后者模型精确度更高, 能描述系统在大范围内的工作特性, 自然也要求更高级的非线性算法与之匹配.

在液压线性化模型的基础上, 最初主要采用传统 PID 算法^[1], 能满足一般的应用, 但是干扰的抑制效果非常差. 后来将活塞速度作为状态观测量并引入前馈^[2], 在抑制干扰方面取得了成效. 由于非线性液压模型的建立, 各种各样的非线性算法应用于液压伺服控制, 包括鲁棒控制^[3-4]、模糊控

制^[5]、自适应控制^[6]、粒子蚁群优化 (Particle swarm optimization, PSO) 算法^[7]、内模方法^[8]、自抗扰控制^[9]、变结构控制^[10] 和滑模控制^[11].

在工业应用中, 计算机程序中每条指令的执行时间都不能忽略, 复杂的算法会大大增加运算时间, 从而大大延长控制周期, 而上述算法都有一个隐含的前提, 那就是假设信号采样周期和控制周期都很短, 显然是自相矛盾的, 而且工业现场的很多参数都具有不确定性, 所以复杂的模型和算法未必能有好的应用效果. 工业现场的外部干扰不可忽略而且是不可测的, 液压力伺服控制系统性能好坏的关键在于能否很好地抑制干扰. 考虑到系统通常都是在某个工作点附近工作, 本文仍然采用线性化模型, 通过引入速度前馈的方法, 消除负载特性在较大范围内变化对系统性能的影响, 同时有效抑制大幅度高频率的偏心力干扰和低频率的位移干扰. 考虑到液压执行机构在正反两方向运动时的液压参数存在差异, 我们采用了非线性的前馈系数. 由于液压系统刚度很大, 从位置信号中直接提取的速度信号会包含很大的干扰, 经由前馈引入到输入通道会导致输入信号中毛刺很大, 长久运行会严重影响阀的性能和使用寿命, 为避免这个后果, 本文采用非线性跟踪微分器 (Tracking differentiator, TD)^[12] 提取位置信号

收稿日期 2008-04-25 收修改稿日期 2008-06-15
Received April 25, 2008; in revised form June 15, 2008
1. 清华大学自动化系 北京 100084 2. 中钢集团邢台机械轧辊有限公司 邢台 054025
1. Department of Automation, Tsinghua University, Beijing 100084 2. Sinosteel Xingtai Machinery and Mill Roll CO., LTD., Xingtai 054025
DOI: 10.3724/SP.J.1004.2009.00926

和速度信号。

本文的研究成果应用于清华大学自动化系设计并制造的国内首台具有自主知识产权的重载轧辊荒磨机的设计与调试。轧辊辊坯粗加工的目的在于去除如图 1 所示的表面飞边、疤痕、钢包沙缺陷及基体余量。传统的加工工艺一般都采用粗车, 由于轧辊表面的飞边、疤痕和钢包沙非常坚硬, 对刀具的消耗量很大, 而且这些缺陷分布不均匀, 进刀量难以掌握, 导致轧辊粗加工效率极低。本文所讨论的轧辊荒磨机, 利用高速旋转的大砂轮, 以恒定的加载力、大吃刀量地对轧辊工件缓进深磨, 大幅度提高了辊坯粗加工效率, 完全取代了国内沿用了近五十年的粗车工艺。其最大可加工辊坯重 100 吨, 主轴功率 250 千瓦, 砂轮线速度 80 m/s, 磨削加载力 12 000 N。

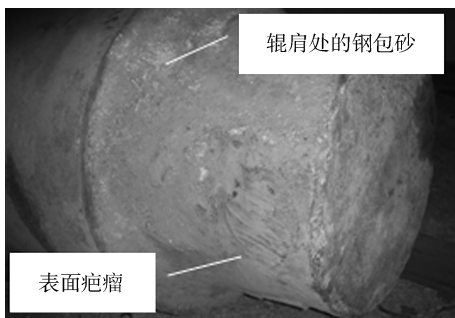


图 1 重型轧辊辊坯

Fig. 1 Heavy roll before machining

1 建模与参数辨识

荒磨机的机械结构和受力分析如图 2 所示。磨削臂在油缸的支撑下可以在一定的角度范围内上下运动以便适应不同直径轧辊的加工要求。磨削臂的末端安转高速旋转的砂轮, 被加工工件在驱动滚轮的带动下低速反向旋转, 当液压缸活塞杆伸缩至某

一合适位置时, 砂轮即与工件表皮接触并开始磨削。以磨削臂转轴 O 点为原点, 水平方向和竖直方向分别为 x 轴、 y 轴, 建立平面直角坐标系, 由于转轴充分润滑, 可以忽略轴摩擦, 由刚体转动定律可得

$$F_n = \frac{GL_G \cos \theta + G_w x_A - F_h L_C \sin \delta - J \frac{d^2 \theta}{dt^2} + F_O \sin \omega t}{L_n} \quad (1)$$

其中, F_n 、 F_h 、 F_O 分别为砂轮法向加载力、油缸推力以及砂轮旋转的偏心力, G 、 G_w 为磨削臂 (含其上电机但不含砂轮) 重力和砂轮重力, L_G 、 L_C 、 L_n 分别为 O 点到磨削臂重心和到油缸下转轴中心的距离, x_A 是 A 点的横坐标, J 为磨削臂转动惯量, B 为 O 轴摩擦系数 (实际情况中由于转轴充分润滑, B 很小, 影响可以忽略), ω 为砂轮旋转的角速度, θ 、 δ 所示角已在图 2 标出。

荒磨机液压系统原理如图 3 (见下页) 所示。伺服阀的线性化流量方程为

$$Q_L(s) = K_q X_V(s) - K_c P_1(s) \quad (2)$$

$$X_V(s) = K_u U(s) \quad (3)$$

其中, Q_L 为负载流量, x_V 为阀心位移, p_1 为液压缸上腔 (有杆腔) 压力, K_q 、 K_c 分别为伺服阀的流量增益和流量-压力系数, u 为伺服阀电压输入。

由流量连续性方程可得

$$Q_L + C_{ip}(p_2 - p_1) = -A_1 \frac{d\Delta x_p}{dt} + \frac{V_1 dp_1}{\beta_e dt} \quad (4)$$

$$F_h = p_2 A_2 - p_1 A_1 \quad (5)$$

其中, C_{ip} 为液压缸内部泄漏系数, p_1 、 A_1 和 V_1 分别为上腔压力、上腔活塞面积和上腔容积, p_2 、 A_2 分别为下腔压力和下腔活塞面积, 并且可以认为 p_2

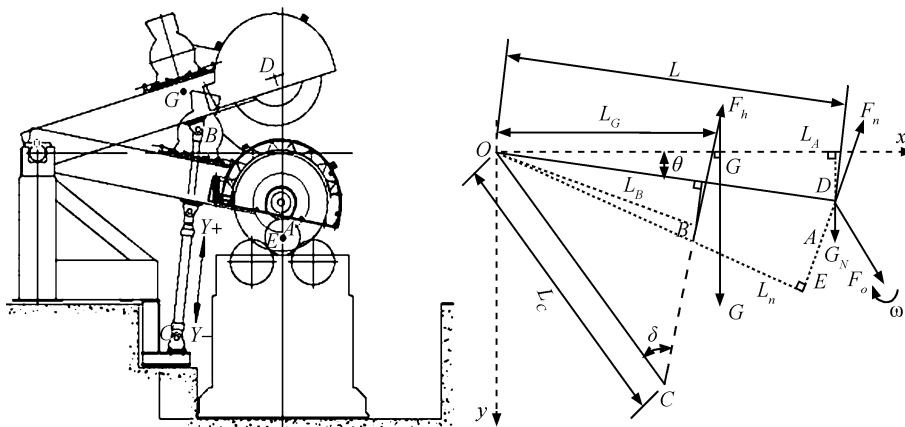


图 2 荒磨机机械结构与受力分析图

Fig. 2 Mechanical structure and force analysis of rough grinding machine

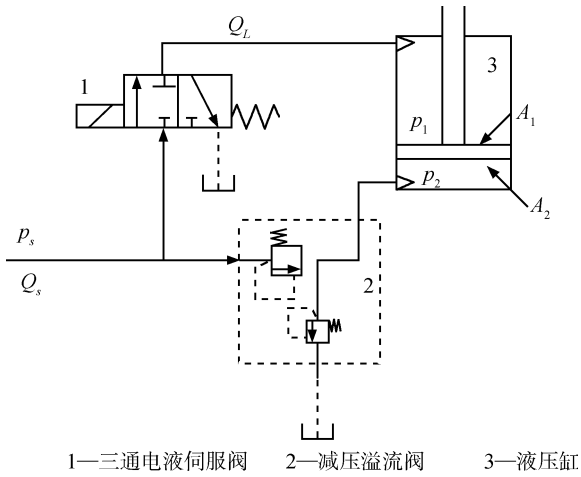


图 3 荒磨机液压系统原理图

Fig. 3 Hydraulic system of rough grinding machine

在溢流减压阀的作用下变化很小, β_e 为系统的有效体积弹性模量 (包括液体、管道和腔体的机械柔度), x_p 为活塞位移。

于是, 取式 (5) 的增量作拉氏变换可得

$$\Delta Q_L(s) = -A_1 s \Delta X_p(s) + C_{ip} \Delta P_1(s) + \frac{V_1}{\beta_e} s \Delta P_1(s) \quad (6)$$

磨削臂摆动角度很小, 由图 2 可知

$$\Delta x_p = -L_B \Delta \theta \quad (7)$$

由式 (1) 和 (5), 并对其增量作拉氏变换可得

$$\Delta P_1(s) A_1 L_C \sin \delta = \Delta F_n(s) L_n + J s^2 \Delta \theta(s) + T_d(s) \quad (8)$$

其中, T_d 表示力矩干扰, 方向与 F_h 产生的力矩相同, 主要来自于砂轮偏心力 F_O 。

砂轮脱离工件后, $F_n=0$, 令 $K_{ce} = K_c + C_{ip}$, $T_d = 0$, 由式 (2), (3), (6) ~ (8) 可得活塞速度为

$$V(s) = \frac{-\frac{K_q K_u}{A_1} U(s)}{\frac{J V_1}{\beta_e A_1^2 L_B L_C \sin \delta} s^2 + \frac{J K_{ce}}{A_1^2 L_B L_C \sin \delta} s + 1} \quad (9)$$

式 (9) 中的 K_q 、 K_u 、 K_{ce} 和 β_e 都是不可直接测量的参数, 只能通过系统辨识的方法间接求得。我们在 $x_p = 0.6$ 的位置让砂轮脱离工件, 对伺服阀施加 $\pm 0.5 \text{ V}$ 和 $\pm 1.0 \text{ V}$ 的方波信号, 记录活塞速度的实际响应采样周期 $T = 0.008 \text{ s}$ 。

根据文献 [13-14] 提出的参数辨识方法, 利用其中的一组实际响应数据, 使用 Matlab 系统辨识工具箱 “System identification tool” 对式 (9) 中的模型参数进行辨识, 可以得到

$$\begin{cases} \left(\frac{K_q K_u}{A_1} \right)_{x_p=0.6} = \begin{cases} 2.9438 \times 10^{-2}, & u < 0 \\ 3.1295 \times 10^{-2}, & u > 0 \end{cases} \\ \left(\frac{J V_1}{\beta_e A_1^2 L_B L_C \sin \delta} \right)_{x_p=0.6} = 7.5169 \times 10^{-4} \\ \left(\frac{J K_{ce}}{A_1^2 L_B L_C \sin \delta} \right)_{x_p=0.6} = 7.6027 \times 10^{-3} \end{cases} \quad (10)$$

再用另外一组实际输出数据检验模型的有效性, 在图 4 中与模型输出进行了对照, 可以说明辨识结果是可信的。通过式 (10) 可以计算出 $K_q \cdot K_u$ 、 K_{ce} 和 β_e , 为分析和建立力伺服系统的传递函数模型做好准备。

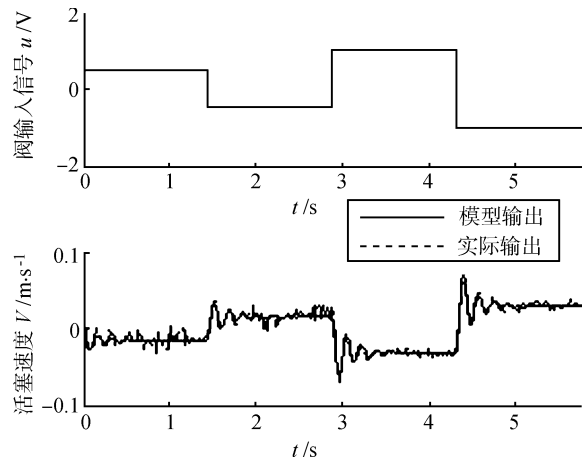


图 4 活塞速度的模型输出与实际输出的比较

Fig. 4 Comparison between the real output and the output of model for velocity of the piston

让静止的砂轮接触并缓慢挤压轧辊工件, 并记录油缸输出力 F_h 与活塞位移 x_p 的关系曲线如图 5 (见下页) 所示, 可以看出 ΔF_h 与 Δx_p 近似成分段线性关系。由式 (1) 可知静态条件下 $\Delta F_n = -\Delta F_h L_C \sin \delta / L_n$, 所以静态条件下 ΔF_n 与 Δx_p 也是分段线性的关系。定义 ΔF_n 与 Δx_p 的比例系数为负载刚度 K_s , 那么

$$\Delta F_n = -K_s \Delta x_p \quad (11)$$

磨削时, 图 1 中辊坯上的钢包砂、疤痕、凹坑以及辊坯自身的椭圆度都会迫使油缸伸缩, 产生位移干扰 X_d , 那么式 (7) 需改写为

$$\Delta x_p = -L_B \Delta \theta + X_d \quad (12)$$

由式 (2), (3), (5), (6), (8), (11), (12) 消除中间变量 ΔQ_L 、 ΔP_1 和 ΔX_p , 并进行简化可得

$$\Delta F_n(s) = \frac{\frac{K_q K_u A_1 L_C \sin \delta}{K_{ce} L_n} \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + 1 \right) \Delta U(s) + \frac{A_1^2}{\tilde{K}_s K_{ce} L_n} s T_d(s) + \frac{A_1^3 L_C \sin \delta}{K_{ce} L_n} \left(\frac{s^3}{\omega_m^2} + s \right) X_d(s)}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\xi_0 s}{\omega_0} + 1 \right)} \quad (13)$$

其中定义 \tilde{K}_s 为负载综合刚度, $\tilde{K}_s = \frac{K_s L_n}{L_C \sin \delta}$; 定义

ω_m 为负载固有频率, $\omega_m = \sqrt{\frac{\tilde{K}_s}{J}}$; 定义 K_h

为液压弹簧刚度, $K_h = \frac{\beta_e A_1^2}{V_1}$; 定义 ω_h 为液压固

有频率, $\omega_h = \sqrt{\frac{K_h}{J}} = \sqrt{\frac{\beta_e A_1^2 L_B L_C \sin \delta}{J V_1}}$,

$\omega_r = \frac{1}{\frac{A_1^2}{K_{ce} \tilde{K}_s} + \frac{A_1^2}{K_{ce} K_h}}$, $\omega_0 = \omega_h \sqrt{1 + \frac{\tilde{K}_s}{K_h}}$, $\xi_0 =$

$\frac{2\omega_0 A_1^2 \left(1 + \frac{\tilde{K}_s}{K_h} \right)}{K_h K_{ce}}$.

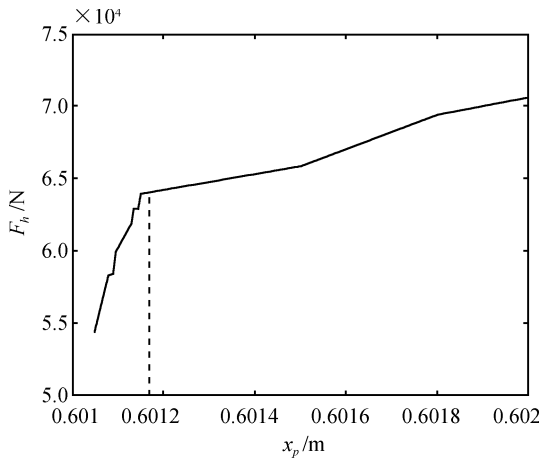


图 5 静态条件下 F_h 与 x_p 的关系曲线

Fig. 5 Relationship between F_h and x_p under static conditions

2 控制系统分析与设计

2.1 施力系统开环特性分析

式 (13) 中从阀电压信号 u 到加载力 F_n 的开环传递函数分母由一个二阶环节和一个一阶环节组成. 可以看出二阶环节的谐振频率 ω_0 通常比液压固有频率 ω_h 要高, 但是一阶环节的转折频率 ω_r 比二阶环节的谐振频率 ω_0 要低得多, 而且比液压固有频率

ω_h 还要低, 所以开环传递函数的频带宽度主要由一阶环节的转折频率 ω_r 决定. 对于软质材料, ω_r 由负载综合刚度、液压刚度以及油缸上腔面积共同决定; 对于硬质材料, 负载综合刚度的影响可以忽略不计, ω_r 与油缸上腔的体积成反比. 可以知道, 开环频带宽度受负载特性变化的影响, 在其他条件相同的情况下, 带硬质负载工作时的频带比带软质负载时要宽.

由于重载荒磨机负载惯性大阻尼小, 传递函数的分子上有一对纯虚根, 对系统的品质有不好的影响. 这一对纯虚零点的位置与负载刚度大小有关, 对于不同材质不同规格的轧辊工件和不同型号的砂轮, 负载刚度差别很大, 而且由图 5 所示的分段线性关系可知, 即使是同一个工件和砂轮, 负载刚度也不是一个恒定的值, 所以虚零点的位置很不确定, 在控制器中设计零极点对消就非常困难, 微小的不完全抵消都会使系统产生振荡甚至不稳定.

再考虑式 (13) 中的干扰项. 油缸位移干扰 X_d 主要来自于辊坯的椭圆度和表面的不平整, 是缓变的低频干扰, 由于负载刚度很大, 所以它对加载力的影响不能忽略. 干扰力矩 T_d 主要来自于砂轮高速旋转时产生的偏心力 F_O . 对于直径为 900 mm 宽度为 100 mm 的砂轮在线速度为 80 m/s 时, F_O 的频率约为 28.3 Hz, 如果砂轮质量中心与旋转中心的偏移超过 2 mm, 那么偏心力将超过 10^4 N, 而对于不行动平衡校正的荒磨砂轮, 2 mm 以上的偏心距离基本上是不可避免的. 于是, 对偏心力干扰的抑制就显得非常重要. 但是, 从图 6 (见下页) 所示的频率特性图可知, 系统的频带宽度大概在 3 Hz 左右, 对于抑制高频的偏心力干扰显然是力不从心的.

2.2 非线性跟踪微分器

在实际工程问题中, 常存在由不连续或带随机噪声的量测信号中合理地提取连续信号及微分信号的问题. 采用线性微分器及线性滤波的等手段提出了不少解决问题的办法, 然而“线性”的办法不能令人满意地处理此类问题, 于是文献 [12] 提出了非线性跟踪微分器 (TD) 的概念并对信号跟踪命题给出了严格的数学证明. 所谓跟踪微分器就是: 对于输入信号 $v(t)$, 它将输出两个信号 z_1 和 z_2 , 其中 z_1 跟踪 $v(t)$, 而 $z_2 = \dot{z}_1$, 从而把 z_2 作为 $v(t)$ 的近似微分. 非线性跟踪微分器能非常有效地避免在微分信号中引入干扰, 而且跟踪信号的超调和相位滞后都

很小, TD 模型如下所示

$$\begin{cases} \dot{z}_1 = z_2 \\ \dot{z}_2 = -R \cdot \text{sat} \left(\dot{z}_1 - v + \frac{|z_2|z_2}{2R}, \lambda \right) \end{cases} \quad (14)$$

其中

$$\text{sat}(A, \lambda) = \begin{cases} \text{sgn}(A), & |A| > \lambda \\ \frac{\lambda}{A}, & |A| \leq \lambda, \lambda > 0 \end{cases} \quad (15)$$

2.3 控制系统设计

控制系统如图 7 所示, 图中 F_{nset} 表示砂轮法向加载力的设定值. 我们采用非线性跟踪微分器从活塞位置信号中提取出其微分信号, 即活塞的速度信号作为状态观测量, 引入前馈系数, 对控制对象进行重构. 从式 (10) 可知, 活塞正向运动时和负向运动时 $K_q \cdot K_u$ 的数值有差异, 所以前馈系数 E 后面引入了非线性增益 K_{var} , 从而适应相应情况下 $K_q \cdot K_u$ 的变化, 即

$$E \cdot K_{var} = -\frac{A_1}{K_q K_u} \quad (16)$$

那么控制对象的开环传递函数就简化为

$$G_p(s) = \frac{\Delta F_n(s)}{\Delta U'(s)} = \frac{K_q K_u A_1 L_C \sin \delta}{K_{ce} L_n} \frac{1}{1 + \frac{s}{\omega_p}} \quad (17)$$

其中, $\omega_p = K_{ce} K_h / A_1^2$.

显然, 控制对象传递函数不再受负载刚度的影响, 开环频带宽度也与负载刚度无关, 而且消除了虚零点, 大大改善了控制效果和系统品质. 从图 7 还可以看出, 由于补偿阵的引入, 如果不考虑管道延时, 油缸位移干扰 X_d 和力矩干扰 T_d 的输入通道在理论

上可以被完全抵消, 这大大提高了系统的抗干扰能力. 对于图 7 中的控制器, 我们采用比例系数和积分时间都随 x_p 变化而变化的自适应 PI 控制器. 图 6 给出了应用本文方法后施力系统的开环频率响应曲线, 与没有引入活塞速度前馈的原系统的频率特性曲线进行比较可以发现, 引入活塞速度前馈并选择合适的前馈系数之后, 开环施力系统的频带变宽, 而且具有更好的相频特性.

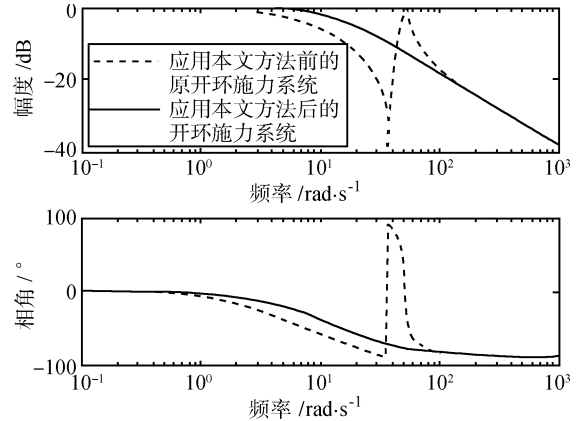


图 6 开环施力系统的频率响应曲线

Fig. 6 Frequency response curves of open-loop force-loading system

3 应用

通过在中钢集团邢台机械轧辊有限公司五分厂 6 个月连续生产检验, 本文设计的恒加载力液压伺服控制系统具有很好的动态响应特性及很强的抗干扰能力. 图 8 (见下页) 是两组随机采样的实际加载力数据, 每组 750 个数据点, 第一组数据为没有引入活塞速度前馈的闭环系统的加载力, 第二组数据为应用本文方法后的实际闭环加载力, 两组数据都是在加载力设定值为 12 000 N 时测得. 可以看出, 工件

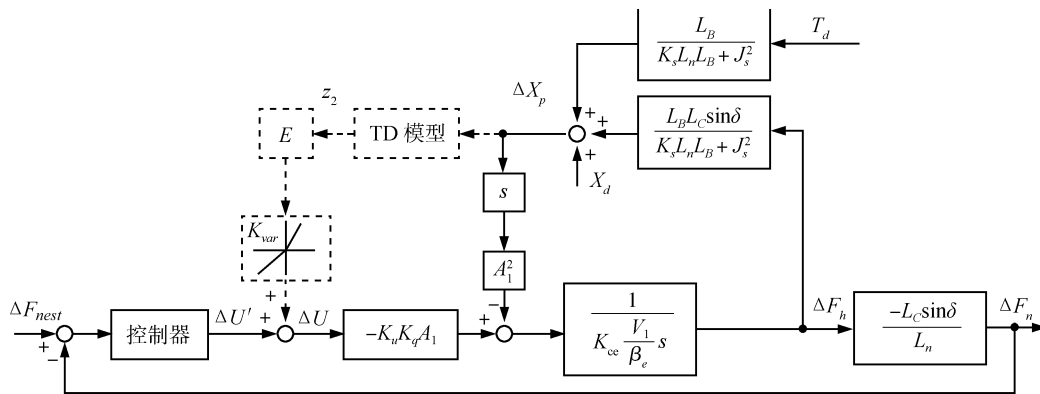


图 7 加载力 F_n 闭环控制系统

Fig. 7 Closed-loop control of load force F_n

表面不平整引起的活塞位移干扰和砂轮高速旋转引起的高频偏心力干扰对加载力的影响非常大, 如果不采用本文的方法, 加载力的波动幅度可以超过设定值的 80%, 而应用本文提出的方法后, 加载力的波动幅度基本上可以被抑制到不超过设定值的 10%. 实际荒磨加工场景如图 9 所示.

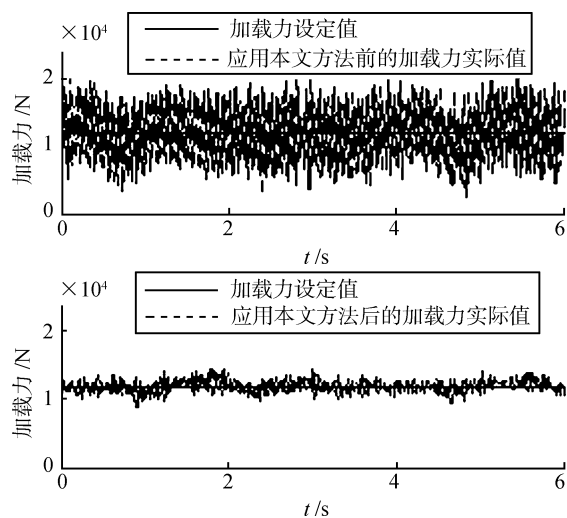


图 8 应用本文方法前、后的实际加载力 F_n

Fig. 8 Real loading force F_n before and after the proposed method is applied



图 9 荒磨加工场景

Fig. 9 The scene of rough grinding

图 10 和图 11 是本文荒磨机与国外某公司同类机床的磨削效果对比, 可以看出, 本文系统由于很好地抑制了干扰, 在消除磨削振纹方面优势明显, 但辊坯表面烧伤情况略严重, 因此还需要对工艺参数进行更深入的理论分析与实践探索.

4 结论

本文在对机械结构进行了动力学受力分析的基础上, 结合液压原理, 建立从阀电压信号到液压缸

活塞速度的传递函数模型并利用现场数据对模型参数进行辨识, 计算出系统中不能直接测量的液压参数, 然后导出了施力系统的开环传递函数模型. 通过分析开环传递函数的特征, 利用非线性跟踪微分器提取活塞速度信号并引入前馈控制, 重构控制对象, 消除了开环系统中纯虚零点对控制品质的不良影响, 有效地抑制了外部位移干扰和力矩干扰.

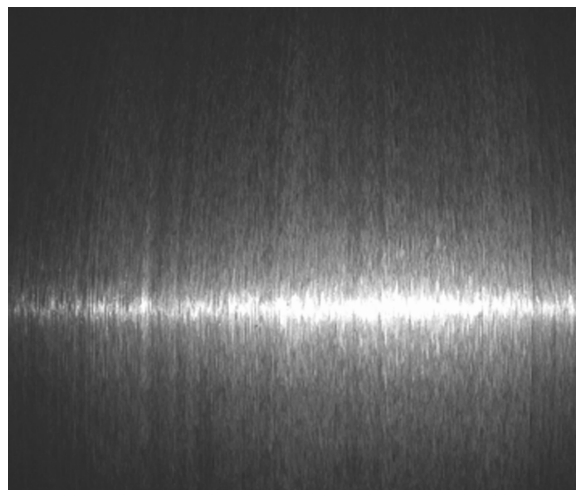


图 10 本文设计的荒磨机对辊身的荒磨效果

Fig. 10 Performance of rough grinding machine in this paper

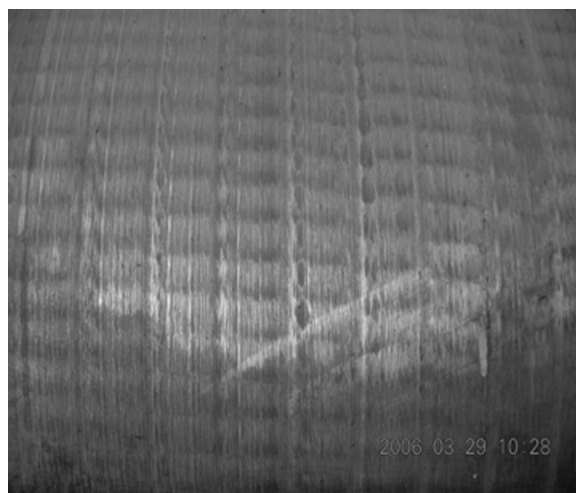


图 11 国外某公司的荒磨机对辊身的荒磨效果

Fig. 11 Performance of the foreigners' rough grinding machine

References

- 1 Merrit H E. *Hydraulic Control Systems*. New York: Wiley and Sons, 1967
- 2 Detiek E, Kiker E. An adaptive force control of hydraulic drives of facility for testing mechanical constructions. *Experimental Techniques*, 2001, **25**(1): 35-39
- 3 Li G, Khajepour A. Robust control of a hydraulically driven

flexible arm using backstepping technique. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, **280**(3-5): 759–775

- 4 Namvar M, Aghili F. A combined scheme for identification and robust torque control of hydraulic actuators. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2003, **125**(4): 595–606
- 5 You S H, Hahn J O, Young M C, Kyo I L. Modeling and control of a hydraulic unit for direct yaw moment control in an automobile. *Control Engineering Practice*, 2006, **14**(9): 1011–1022
- 6 Sekhavat P, Sepehri N, Wu Q. Impact stabilizing controller for hydraulic actuators with friction: theory and experiments. *Control Engineering Practice*, 2006, **14**(12): 1423–1433
- 7 Zou J, Fu X, Yang H Y, Zhang J M. A particle swarm optimization approach for PID parameters in hydraulic servo control system. In: Proceedings of the 6th World Congress on Intelligent Control and Automation. Washington D. C., USA: IEEE, 2006. 7725–7729
- 8 Schlacher K, Zehetleitner K. *Analysis and Design of Non-linear Control Systems*. Berlin: Springer, 2008. 207–221
- 9 Zou J, Fu X, Yang H Y. Active disturbance rejection control for hydraulic width control system for rough mill. *Journal of Zhejiang University (Science A)*, 2007, **8**(9): 1429–1434
- 10 Cheng G, Pan S X. Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters. *Control Engineering Practice*, 2008, **16**(11): 1275–1284
- 11 Ghazy M A. Variable structure control for electro-hydraulic position servo system. In: Proceedings of the 27th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. Denver, USA: IEEE, 2001. 2194–2198
- 12 Han Jing-Qing, Wang Wei. Nonlinear tracking-differentiator. *Journal of Systems Science and Mathematical Sciences*, 1994, **14**(2): 177–183
(韩京清, 王伟. 非线性跟踪-微分器. 系统科学与数学, 1994, **14**(2): 177–183)
- 13 Fang Chong-Zhi, Xiao De-Yun. *Process Identification*. Beijing: Tsinghua University Press, 1988
(方崇智, 萧德云. 过程辨识. 北京: 清华大学出版社, 1988)
- 14 Jin Yi-Hui. *Process Control*. Beijing: Tsinghua University Press, 1993
(金以慧. 过程控制. 北京: 清华大学出版社, 1993)



杨 博 清华大学自动化系硕士研究生。主要研究方向为过程控制与工业自动化。E-mail: yangbo8301@gmail.com
(**YANG Bo** Master student in the Department of Automation, Tsinghua University. His research interest covers process control and industrial automation.)



李宛洲 清华大学自动化系副教授。主要研究方向为计算机控制与数字信号处理。本文通信作者。

E-mail: lwz@tsinghua.edu.cn

(**LI Wan-Zhou** Associate professor in the Department of Automation, Tsinghua University. His research interest covers control theory and engineering, and signal process. Corresponding author of this paper.)



姜兆芳 清华大学自动化系高级工程师。主要研究方向为机械设计。

E-mail: jiangzhaofang@tsinghua.edu.cn

(**JIANG Zhao-Fang** Senior engineer in the Department of Automation, Tsinghua University. Her main research interest is mechanical design.)



史铜钢 中钢集团邢台机械轧辊有限公司工程师。主要研究方向为轧辊加工工艺。E-mail: wfcsbk@xt-zhagun.com

(**SHI Tong-Gang** Engineer at Sinosteel Xingtai Machinery and Mill Roll Co., Ltd.. His main research interest is manufacturing technology for roll.)



吴冠元 中钢集团邢台机械轧辊有限公司高级工程师。主要研究方向为轧辊加工工艺。

E-mail: wfcsbk@xt-zhagun.com

(**WU Guan-Yuan** Senior engineer at Sinosteel Xingtai Machinery and Mill Roll Co., Ltd.. His main research interest is manufacturing technology for

roll.)



孙永军 中钢集团邢台机械轧辊有限公司高级工程师。主要研究方向为轧辊加工工艺。

E-mail: wfcsbk@xt-zhagun.com

(**SUN Yong-Jun** Senior engineer at Sinosteel Xingtai Machinery and Mill Roll Co., Ltd.. His main research interest is manufacturing technology for

roll.)