

斜轧穿孔机导盘转速的建模与控制

肖 冬¹, 毛志忠¹, 潘孝礼^{1,2}, 王福利¹

(1. 东北大学 信息科学与工程学院, 辽宁 沈阳 110004; 2. 上海宝钢股份有限公司, 上海 201900)

摘要: 通过对驱动斜轧穿孔机狄塞尔导盘液压系统的分析, 推导出了导盘转速控制模型. 用软测量方法对模型中的负载力矩进行了预测, 并利用前馈控制算法来抵消系统的负载力矩扰动. 由于软测量模型有一定的误差, 故采用了推理控制算法来抵消其不准确部分. 最后形成了前馈和推理的复合控制算法作为导盘转速控制系统的控制器. 仿真证明了控制系统的准确性、鲁棒性和快速响应性.

关键词: 导盘; 负载力矩; 软测量; 前馈推理控制

中图分类号: TP273 **文献标识码:** A

Modeling and speed-control for the guid disk in a rotary piercer

XIAO Dong¹, MAO Zhi-zhong¹, PAN Xiao-li^{1,2}, WANG Fu-li¹

(1. School of Information Science and Engineering, Northeast University, Shenyang Liaoning 110004, China;

2. BaoSteel Corporation, Shanghai 201900, China)

Abstract: The guiding disc model is developed by analyzing the hydraulic system which drives the Diescher guiding disc. The load torque which is an important parameter in the model is predicted by the soft measure method. A feed-forward control algorithm is used to reject the load torque disturbance. An inferential control algorithm is also used to compensate the error caused by the soft measure method. The compound control algorithm combines the feed-forward and inferential control algorithm for controlling the speed of the guiding disc. Finally, the accuracy, robustness and fast response of the control system is demonstrated by the simulation.

Key words: guid disk; load torque; soft measure method; feed-forward and inferential control

1 引言(Introduction)

管坯穿孔生产是无缝钢管成形的第一道工序, 它是利用穿孔机将实心的管坯穿成空心的毛管^[1]. 带有导盘的狄塞尔穿孔机已经被广泛的应用于无缝钢管的生产中^[2]. 导盘在穿孔过程中对管坯有一个轴向的前拉力, 能够使毛管的轴向速度增加, 椭圆度减小, 有利于穿孔的进行和质量的提高, 因此合理控制导盘速度对生产高质量的无缝钢管有重要意义^[3]. 导盘转速控制的难点在于穿孔时钢管带给导盘的负载力矩难以直接测量, 油液的气泡混入、油温油压和系统泄漏的不确定变化给系统带来不确定性.

本文在了解导盘工作原理及特性的基础上, 建立了导盘转速系统的数学模型, 针对系统模型有强负载力矩扰动的特点, 提出了正交信号校正与主元回归(OSC-PCR, orthogonal signal correction-principal component regression)软测量方法对模型中的负载力矩进行了预测, 并利用前馈控制算法来抵消系统的

负载力矩扰动. 由于软测量模型有一定的误差, 故采用了特定不可测扰动有很好控制效果的推理控制算法来抵消其不准确部分. 推理控制对输入设定值有良好的跟踪性能, 对输出端不可测扰动有良好的抗干扰特性, 且对模型失配有较强的鲁棒性. 本文设计了前馈与推理控制算法相结合的复合控制器, 通过仿真研究表明该控制器在穿孔机工作时能够将导盘的速度控制在期望值, 其控制效果要优于单独的前馈控制和推理控制.

2 导盘转速控制系统的模型(Model of rotational speed control system for a guiding disc)

液压泵和液压马达间装有电动执行机构, 通过调节电动执行机构的开度值, 可改变液压马达的排量, 进而调整导盘转速. 在液压马达处装有感应螺丝, 通过接近开关检测液压马达转速, 进而得到液压导

盘转速,实现系统的闭环控制,系统工作原理图如图1所示.本文对驱动导盘运动的液压系统进行分析,建立导盘转速控制系统的模型.

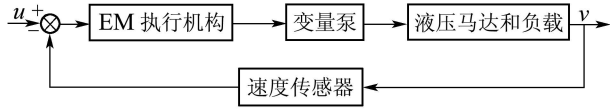


图1 导盘转速系统框图

Fig. 1 Diagram of rotational speed control system for a guiding disc

2.1 EM执行机构与变量泵(EM actuating mechanism and variable pump)

EM执行机构本身是一个复杂的系统,但是其响应速度远大于液压马达的响应速度,所以为了能够简化系统模型,本文将其近似为一个比例环节,其传递函数为

$$\frac{z(s)}{U(s)} = k_z. \quad (1)$$

式中: z 为丝杠位移, U 为输入电压.

通过改变柱塞泵的斜盘摆角,其转速和排量是无级可调的.当执行机构的丝杠位移为 z 时,其对应的斜盘倾角为 γ :

$$z = L \sin \gamma. \quad (2)$$

式中: L 为丝杠施力点与斜盘铰接点间的距离, γ 为变量泵斜盘倾角.由于 γ 变化量很小,可近似认为

$$\gamma(s) = \frac{1}{L} z(s) = K_\theta z(s). \quad (3)$$

2.2 马达和负载系统(Motor and load system)

由于液压马达和负载之间为精确的齿轮传动,而且它们之间的机械刚度很大,为研究方便,本文将液压马达和负载近似看作一个环节.为简化分析,在分析马达-负载系统模型之前,先做如下假设:液压泵和液压马达之间的连接管道很短,可以忽略管道中的压力损失和管道动态.液压泵和液压马达的容积为常数:液压泵和液压马达的泄漏为层流,泵和马达的壳体压力为大气压,忽略低压腔的壳体的外泄漏,每个腔室的压力是均匀相等的,液流的密度和温度均为常数:外负荷在一定范围内,泵的转速是恒定的,泵的排量与其转角成正比:不考虑马达摩擦力矩等非线性因素.

根据上述假设可以列出下列流量方程:

$$Q_p = D_p \omega_p - C_{ip}(P_L - P_r) - C_{ep} P_L, \quad (4)$$

$$D_p = K_p \gamma_p, \quad (5)$$

$$Q_m = C_{im}(P_L - P_r) + C_{em} P_L +$$

$$D_m \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{V_o}{\beta_e} \cdot \frac{dP_L}{dt}, \quad (6)$$

$$Q_p = Q_m. \quad (7)$$

马达轴上的力矩平衡方程:

$$D_m(P_L - P_r) = J_m \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_m \frac{d\theta_m}{dt} + G\theta_m + T_L. \quad (8)$$

其他方程:

$$\dot{\theta}(s) = s\theta(s), \quad (9)$$

$$\dot{\theta}(s) = \frac{v(s)}{r}. \quad (10)$$

式中: Q_p 为泵的输出流量, D_p 为泵的弧度排量, K_p 为泵的排量梯度, ω_p 为泵的转速, C_{ip} 和 C_{ep} 为泵的内、外泄漏系数, P_r 为回油压力, P_L 为负载压力, Q_m 为马达的输入流量, D_m 为马达的弧度排量, θ_m 为马达的轴转角, C_{im} 和 C_{em} 为马达的内、外泄漏系数, V_o 为一根管道的总容积,包括泵和马达的一个工作腔、连接管道及与此相连的非工作容积, β_e 为液压油的有效体积弹性模数, J_m 为液压马达和负载(折算到马达轴上)的总转动惯量, B_m 为液压马达和负载(折算到马达轴上)的总粘性阻尼系数, G 为负载扭转弹簧刚度, T_L 为作用在马达轴上的外负载力矩.

为了简化分析,可以根据实际系统具体情况,忽略惯性、粘性、弹性、外负载和液体压缩性等诸多因素,对上述公式进行简化并进行拉氏变换:

$$v(s) = \frac{\frac{K_{qp}}{D_m} r \gamma(s) - \frac{C_t r}{D_m^2} (1 + \frac{V_o}{\beta_e C_t} s) T_L(s)}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1}. \quad (11)$$

式中: C_t 为液压泵和液压马达的内外泄漏系数之和, ω_h 为液压固有频率, ζ_h 为液压阻尼, ω_h 为 $\sqrt{\frac{\beta_e D_m^2}{V_o J_m}}$, ζ_h 为 $\frac{C_t}{2D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J_m}{V_o}} + \frac{B_m}{2D_m^2} \sqrt{\frac{V_o}{\beta_e J_m}}$. 可得液压马达轴转角对变量泵摆角的传递函数为

$$\frac{v(s)}{\gamma(s)} = \frac{K_{qp} r}{D_m} \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1. \quad (12)$$

2.3 速度传感器(Speed sensor)

用速度传感器检测到的信号转变成电压信号反馈到输入端进行处理,其动态响应可以看成是比例环节,它的传递函数为

$$K_f = \frac{U(s)}{v(s)}. \quad (13)$$

2.4 系统动态结构图(System dynamics diagram)

由上述方程可得图2所示的模型框图,可得系统

被控对象和扰动对象传递函数为

$$\frac{v(s)}{u(s)} = \frac{K}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h}s + 1 + K_1}, \quad (14)$$

$$\frac{v(s)}{T_L(s)} = -\frac{\frac{C_t K_{qp} r^2}{D_m^3} (\frac{V_o}{4\beta_e C_t} s + 1)}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_h}s + 1 + K_1}. \quad (15)$$

其中:

$$K = \frac{K_z K_\theta K_{qp} r}{D_m}, \quad K_1 = \frac{K_z K_\theta K_{qp} K_f r}{D_m}.$$

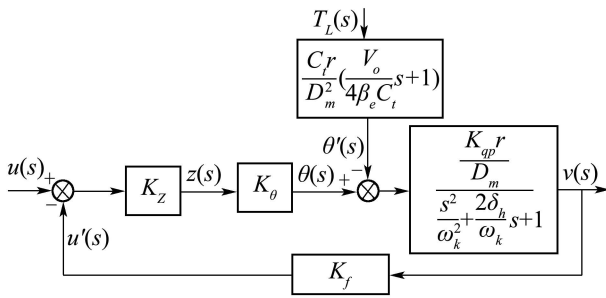


图2 系统数学模型框图

Fig. 2 Mathematic diagram of model

当考虑液压油的热膨胀性、压缩性及混入空气量影响时, 效体积弹性模量 β_e 和泄漏系数 C_t 已不是定值, 而是随着温度、压力及混入气泡的变化而变化^[4]. 而这些变化难以测量, 故系统模型具有部分不确定性时变, 给控制带来了困难.

由于导盘在穿孔过程中高速旋转并和管坯接触, 所以受管坯影响较大. 通过机理分析, 可以得出导盘负载力矩与轧辊转速、推钢机和止推小车位置、轧辊压下量、导盘出入口温度等变量相关. 导盘负载力矩的影响因素较多, 且关系复杂, 难以通过机理分析建立简单精确的数学模型. 虽然可通过安装应力片等装置直接测量得到, 但由于测量成本和生产环境的限制, 使得直接测量方法仅能应用于实验研究, 故在下面提出采用软测量模型实现其测量.

3 负载力矩的软测量模型(Soft sensing model of load torque)

由所得模型可知, 若要对导盘转速进行控制, 就必须知道导盘上的负载力矩值 T_L , 但实际中影响负载力矩的因素比较复杂, 很难通过机理公式准确推算, 本文提出OSC-PCR软测量建模方法来解决其测量问题. PCR(主成分回归)方法能有效去除现场生产数据中的线性相关, 模型回归精度较高^[5]. 但由于噪声的干扰, 使得模型的预测能力相对较低. 为提高模型的预测能力, 对原始 X 变量矩阵进行OSC(正交信号纠正)^[6]处理, 将与 Y 变量正交的信息滤除,

再用PCR方法建模. 负载力矩软测量模型的结构如图3所示.

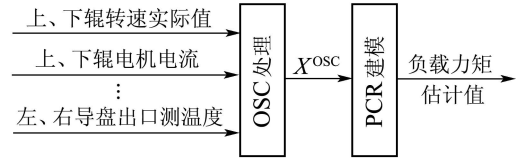


图3 软测量模型示意图

Fig. 3 Schematic diagram of soft sensing model

OSC-PCR具体算法如下:

1) 利用OSC-PCR对生产过程进行预测, 首先要获得过程正常运行状态下的变量采样矩阵 X 和负载力矩 Y , 使得矩阵 X, Y 包纳生产过程中可视为正常运行状态的尽可能多的数据信息:

$$X = [x_1, x_2, \dots, x_P]. \quad (16)$$

2) 对各变量数据进行标准化处理后得到矩阵 X_{NEW} 和 Y_{NEW} .

$$\begin{cases} \tilde{x}_{ij} = (x_{ij} - \bar{x}(j))/s_j, \\ i = 1, 2, \dots, n, \\ j = 1, 2, \dots, p. \end{cases} \quad (17)$$

式中: $\bar{x}(j)$ 是 $x(j)$ 的样本均值, s_j 是 $x(j)$ 的样本标准差.

3) 给与 Y 正交的主成分 t 赋予初值.

4) 计算新 t , 即 $t_{\text{new}} = (1 - Y(Y'Y)^{-1}Y')t$, 并计算特征向量 $\omega = X - t_{\text{new}}$.

5) 检查收敛性, 如果 $\|t - t_{\text{old}}\| / \|t\| < 10^{-6}$, 收敛转到6), 否则返回3).

6) 计算载荷向量, $p' = t'X / (tt_{\text{new}})$.

7) 从 X 中减去与 Y 正交的部分, $E = X - tp'$.

8) 将 E 作为新的 X , 计算新的与 X 正交的主成分, 直到合适为止.

9) 对经过正交信号校正的矩阵 X , 计算其估计协方差阵为

$$S = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}_n)^T (x_i - \bar{x}_n). \quad (18)$$

10) 求协方差阵 S 的特征值 T 和特征向量 P , 特征值和特征向量各个主成分的方差和各个主成分在各原始变量上的系数.

11) 求累计贡献率, 初步估算主元个数.

$$L(i) = \sum_{j=1}^i e_{\text{value}}(j) / \sum_{j=1}^P e_{\text{value}}(j), \quad (19)$$

其中 $i = 1, 2, \dots, p$ 代表主成分个数. 所选主元个数应使累积贡献率达到80%~95%.

12) 根据已知数据建立预测模型

$$\theta_{T_0} = P_m b = P_m (T^T T)^{-1} T^T Y, \quad (20)$$

式中: $T = X P_m$, m 为选取的主元个数, P_m 为特征矩阵 P 的前 m 列, Y 为系统输出, θ 为所求模型.

为了验证模型效果, 选取现场实际数据采用传统PCR和OSC-PCR方法分别建模, 预测结果比较如图4. 实线为实际数据, 虚线为模型计算输出数据. PCR模型的的平均误差为4.1%, 而OSC-PCR模型的平均误差仅为2.3%, 有更精确的预测能力, 能更好的满足现场需要.

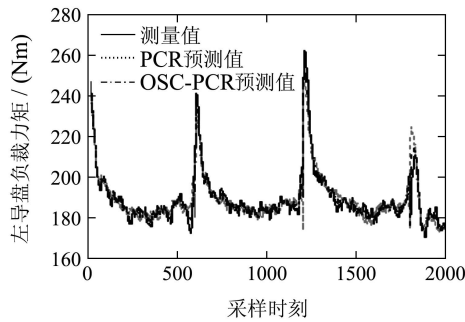


图4 检验数据比较图

Fig. 4 Comparison of test data

4 导盘转速系统控制器的设计(Design of the rotational speed controller for the guiding disc)

4.1 导盘转速控制系统的工作原理及特点(Principles and characteristics of rotational speed controller for the guiding disc)

导盘转速控制系统是一个典型的电液速度控制系统, 具有液压系统的负载刚度大、精度高等特点. 导盘转速控制系统由控制器、执行机构、液压泵、液压马达与导盘等部分组成. 由控制器把期望的输入信号经过计算得到控制量, 再由执行机构根据控制量调整柱塞泵斜盘的摆角大小, 由此改变液压泵的排量来改变液压马达转动速度, 进而达到控制和调整导盘转速的目的.

狄赛尔导盘对控制器有几点要求: 灵敏度要高, 由于钢管穿孔过程是批次生产过程, 并且一根钢管的穿孔时间仅为12 s左右, 所以要求系统对扰动变化比较敏感; 速度调节的快速性要好, 在发生速度改变的情况下要能快速达到要求; 调节器应能保证调节工作高度可靠, 操作简单; 具有抗参数时变的能力, 即鲁棒性好.

4.2 导盘转速推理控制器的设计(Design of inferential controller for the rotational speed of the guiding disc)

负载力矩软测量模型的估计值与真实值之间会

有一定的偏差. 这样在控制中就有可能达不到预期的效果. 为了解决这个问题, 可以采用推理控制. 推理控制最初是为了解决主要输出不可测和扰动不可测问题而提出来的, 其基本思想后来又被广泛应用于输出可测而扰动不可测的情况, 构成输出可测条件下的推理控制^[7,8]. 在输出可测, 而扰动不可测的情况下, 推理控制系统简化成图5所示结构.

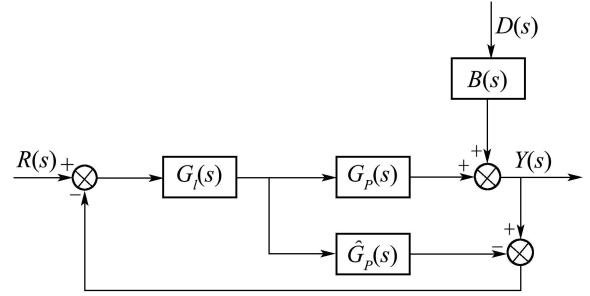


图5 输出可测条件下的推理控制

Fig. 5 Inferential control of measurable output

图5所示: $G_i(s)$ 为推理控制器, $B(s)$ 为扰动通道传递函数, $G_p(s)$ 为过程通道传递函数, $\hat{G}_p(s)$ 为过程通道估计模型. 由图5可得系统输出:

$$Y(s) = \frac{\frac{G_i(s)G_p(s)}{1 - G_i(s)\hat{G}_p(s)} R(s)}{1 + \frac{G_i(s)G_p(s)}{1 - G_i(s)\hat{G}_p(s)}} + \frac{\frac{B(s)D(s)}{1 + \frac{G_i(s)G_p(s)}{1 - G_i(s)\hat{G}_p(s)}}}{1 + \frac{G_i(s)G_p(s)}{1 - G_i(s)\hat{G}_p(s)}}. \quad (21)$$

理论上, 推理控制器应为 $G_i(s) = 1/\hat{G}_p(s)$, 但这样的结构一般来说是无法实现的. 为此, 需串连一个滤波器 $G_f(s)$, 使

$$G_i(s) = G_f(s)/\hat{G}_p(s). \quad (22)$$

若 $\hat{G}_p(s)$ 具有下面的形式

$$\hat{G}_p(s) = \hat{G}_{p+}(s)\hat{G}_{p-}(s)e^{-\tau s}, \quad (23)$$

式中 $\hat{G}_{p+}(s)$ 为全部右半 s -平面的零点. 则滤波器可以设计为

$$\hat{G}_f(s) = \frac{\hat{G}_{p+}(s)e^{-\tau s}}{\hat{G}_{p+}(0)(T_f s + 1)^n}. \quad (24)$$

式中: $\hat{G}_{p+}(0)$ 为 $\hat{G}_{p+}(s)$ 的静态增益, n 为 $\hat{G}_{p-}(s)$ 的分母与分子 s 多项式的阶次之差, T_f 为滤波器时间常数. 考虑滤波器后推理控制器为

$$G_i(s) = \frac{1}{\hat{G}_{p+}(0)\hat{G}_{p-}(s)(T_f s + 1)^n}. \quad (25)$$

在模型都准确的条件下, 即 $\hat{G}_p(s) = G_p(s)$ 时, 则

$$Y(s) = G_f(s)R(s) + [1 - G_f(s)]B(s)D(s). \quad (26)$$

当 $\hat{G}_p(s) \neq G_p(s)$ 时, 系统输出

$$Y(s) = \frac{R(s)G_p(s)G_f(s)}{\hat{G}_p(s) - G_f(s)(\hat{G}_p(s) - G_p(s))} + \frac{B(s)D(s)\hat{G}_p(s)(1 - G_f(s))}{\hat{G}_p(s) - G_f(s)(\hat{G}_p(s) - G_p(s))}. \quad (27)$$

因为滤波器的静态增益 $G_f(0) = 1$, 在设定值阶跃扰动与不可测扰动的作用下, 系统输出的稳态偏差仍然为零。

4.3 前馈和推理相结合的导盘转速的复合控制(Combination of feedforward and inferential control for the rotational speed of the guiding disc)

根据前述的导盘转速控制系统特点可知, 系统对稳态控制精度和响应速度方面都有很高的要求. 并且系统存在强负载扰动, 这就要求控制系统对这种扰动具有很好的抑制能力同时又对给定值有很好的跟踪能力. 基于这种情况, 本文将负载力矩作为扰动输入进行前馈补偿控制^[9]. 前馈控制要求系统的数学模型能够精确获得, 并且在运行过程中不发生变化. 这样在对扰动的抑制上, 就会产生因模型参数改变而导致补偿不准确的问题. 而推理控制虽然稳定性不受模型误差的影响, 但模型的误差却会影响系统的动态响应. 本文结合两种控制方法的优点, 提出前馈推理复合控制方法, 在保证系统稳定性的同时, 又有很好的暂态响应. 系统控制框图如图6所示.

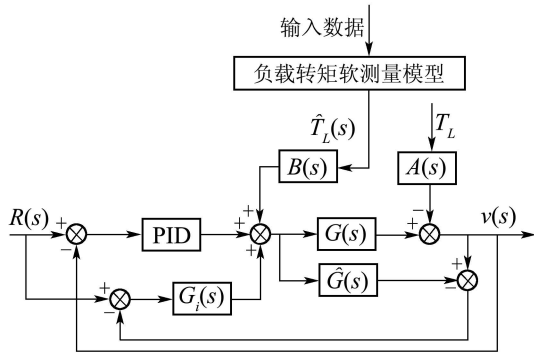


图6 前馈推理复合控制系统框图

Fig. 6 The diagram of feedforward and inferential compound control

系统的输出在设定值作用下能保证主要输出的静态跟踪以及系统的主要输出是稳态无偏的. 系统在没有前馈控制的扰动作用下, 系统输出为

$$v(s) = \frac{A(s)[G_f(s) - 1]}{1 + G(s)PID} T_L(s). \quad (28)$$

系统在有前馈控制的扰动作用下, 即

$$T_L(s) = \hat{T}_L(s) + \zeta(s),$$

其中 $\zeta(s)$ 为白噪声, 系统输出为

$$v(s) = \frac{[A(s) - G(s)B(s)][G_f(s) - 1]}{1 + G(s)PID} \hat{T}_L(s) + \frac{A(s)[G_f(s) - 1]}{1 + G(s)PID} \zeta(s). \quad (29)$$

其中 $B(s) = A(s)/G(s)$, 可以得出负载力矩估计值完全被前馈控制抵消了. 通过比较式(28)与式(29)可知, 由于 $\zeta(s) < T_L(s)$, 所以前馈推理复合控制系统的暂态响应要好于推理控制系统.

5 仿真分析(Simulation analysis)

对上述结论进行仿真研究, 利用某钢厂穿孔生产数据, 建立导盘转速仿真模型. 工艺参数为: 粘阻系数 B_t 为30800 Nm/s, 转动惯量 J_t 为137.83 Nm·s², 马达排量 D_m 为11.08 L/r, 弹性模量 β_e 为7800 bar, 进油腔的平均容积 V_0 为710 L, 泄漏系数 C_t 为5%, 排量梯度 K_p 为42.317 m³/rad², 泵转速 Ω_p 为1450 r/min, 马达与导盘间传动比为2.1731:1.

5.1 模型仿真验证(Model simulation test)

将各参数代入式(1)~式(15), 可得其传递函数为

$$G(s) = \frac{v(s)}{R(s)} = \frac{241.3}{s^2 + 5.35s + 602.3}.$$

扰动模型传函为

$$A(s) = \frac{v(s)}{T_L(s)} = \frac{0.3s + 0.18}{s^2 + 5.35s + 602.3}.$$

其中: $R(s)$ 为系统设定, $T(s)$ 为负载力矩, $v(s)$ 为导盘转速. 为了验证导盘模型的准确性, 将现场采集的负载力矩值 and 控制器输出值代入模型中, 计算出来的模型输出与系统实际比较如图7所示. 实线为实际输出数据, 虚线为模型计算输出数据. 模型平均误差在5%以内, 能满足现场控制要求.

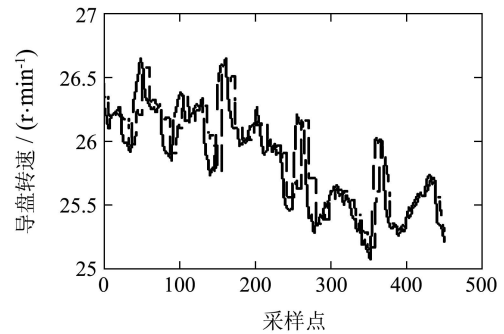


图7 模型验证图

Fig. 7 Plots of model testing

5.2 复合控制系统仿真(Simulation of compound control system)

为了实现扰动的完全补偿, 同时考虑前馈控制器

的可实现性,将前馈控制器设计为

$$B(s) = \frac{A(s)}{G(s)G_{fq}(s)}.$$

其中 $G_{fq}(s)$ 为前馈控制器的滤波器,其设计依据为保持系统稳态值不变,能消除控制器超前环节,滤波器本身稳定.依据上述因素将前馈控制器的滤波器定为

$$G_{fq}(s) = \frac{1}{0.5s + 1},$$

则前馈控制器传递函数为

$$B(s) = \frac{0.6s + 0.36}{241.3(s + 2)}.$$

推理控制的估计模型 $\hat{G}(s) = G(s)$,推理控制器的滤波器设计依据同前馈控制器滤波器,为

$$G_{ft}(s) = \frac{1}{(0.5s + 1)^2},$$

则推理控制器的模型为

$$G_i(s) = \frac{s^2 + 5.35s + 602.3}{60.335s^2 + 241.3s + 241.3}.$$

PID参数由基于数值最优技术的MATLAB最优控制器设计程序^[10],计算得到.前馈控制的PID参数选为

$$K_p = 10.27, K_i = 16.98, K_d = 2.19.$$

推理控制和复合控制的PID参数都选为

$$K_p = 19.6748, K_i = 16.9, K_d = 2.1.$$

对前馈算法、推理控制算法以及前馈推理复合控制算法仿真曲线加以比较,系统仿真曲线如图8所示.

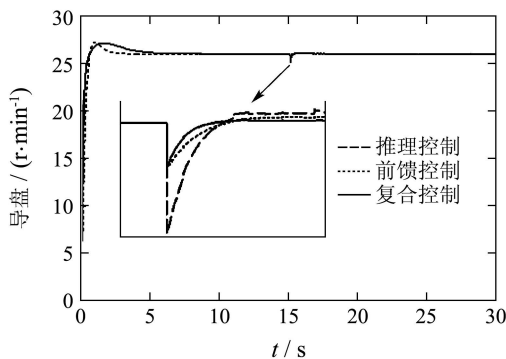


图8 3种不同控制方法的响应曲线比较

Fig. 8 Response curves of three different control methods

将导盘转速设为26 r/min,当系统达到稳定时加入负载力矩的软测量值,同时加入幅值为10,响应时间为0.3 s的随机干扰作为系统扰动.如图8所示的仿真结果,3种控制方法中,前馈算法控制下的曲线响应速度慢,超调量比较大,到达稳定状态所需要的时间长;而推理控制的超调量更大些,但它达到稳定状

态的时间比前馈算法要短,并且能与PID控制结合得到良好的控制性能;前馈推理复合控制综合了二者的优点,能很好的跟踪输入且超调量比较小,取得了较好的控制效果.在系统达到稳态后加入扰动,推理控制算法的暂态响应效果比其他两种方法要差,而前馈推理复合控制算法的暂态响应比前馈算法的暂态响应要快的多.

当被控对象传递函数的参数发生变化时,例如受油液气泡混入和油压油温变化,弹性模量 β_e 从7800 bar变化到7000 bar,泄漏系数 C_t 从5%变化到5.5%时,被控对象模型变为

$$G(s) = \frac{216.5}{s^2 + 5.07s + 540.5}.$$

在系统达到稳态后加入扰动,仿真曲线如图9所示.

通过图9可以看出,前馈推理复合控制算法结合两者的优点,对模型特性变化具有一定的自适应能力,能有效克服扰动对被控过程的影响.

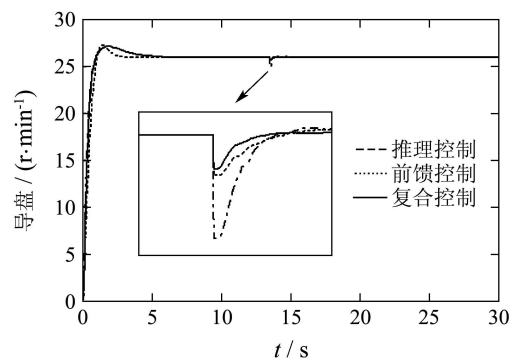


图9 模型参数变化后的响应曲线比较

Fig. 9 Response curves after the parameter changes

6 结论(Conclusion)

以穿孔机导盘为研究对象,建立了导盘转速控制系统模型.对于系统中难以直接测量的主要干扰-负载力矩,采用了OSC-PCR方法建立其软测量模型,最后提出了前馈和推理控制算法相结合的复合控制算法,用于导盘转速的在线实时控制.通过仿真对前馈控制算法、推理控制算法及前馈推理复合控制算法的比较得出,前馈推理复合控制系统对模型的敏感度低,具有很好的鲁棒性,克服扰动能力强.

参考文献(References):

- [1] PEHLE H J. 无缝钢管的现状与发展前景[J]. 国外钢铁, 2003, 32(6): 47-52.
(PEHLE H J. The actuality and development of the seamless tube[J]. Foreign Steel Tube, 2003, 32(6): 47-52.)
- [2] 双远华, 李国祯. 钢管斜轧理论及生产过程的数值模拟[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2001.

- (SHUANG Yuanhua, LI Guozhen. *Theory of Cross Process and Numerical Simulation of Production Process for Steel Tubes*[M]. Beijing: Metallurgical Industry Press of China, 2001.)
- [3] URBANSKI S, KAZANECKI J. Assessment of the strain distribution in the rotary piercing process by the finite element method[J]. *Journal of Mater Process Technol*, 1994, 45(1): 335 – 340.
- [4] 卢长耿. 液压控制系统的分析与设计[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1991.
(LU Changgeng. *Analysis and Design of the Hydraulic Control System*[M]. Beijing: Coal Industry Press of China, 1991.)
- [5] XIAO D, MAO Z Z. A modeling method for time series in complex industrial system[C]// *Proceedings of the 6th International Conference on Machine Learning and Cybernetics*. Dalian, China: IEEE Press, 2006: 3423 – 3427.
- [6] SVANTEWO L, HENRIK A, FREDRIK L. Orthogonal signal correction of near infrared spectra[J]. *Chemometrics and Intelligent Laboratory Systems*, 1998, 44(1): 175 – 185.
- [7] KARIMI M. Inferential cascade control of multi-effect falling-film evaporator[J]. *Food Control*, 2007, 18(9): 1036 – 1042.
- [8] NITIN P, AKHILL G. Nonlinear inferential multi-rate control of Kappa number at multiple locations in a continuous pulp digester[J]. *Journal of Process Control*, 2006, 16(10): 1037 – 1053.
- [9] TRAN A V, CHAE C J, RODNEY S. Feed-forward control of SOA gain for power equalization in optical burst switching networks[J]. *Optics Communications*, 2006, 266(2): 500 – 504.
- [10] 薛定宇. 控制系统计算机辅助设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
(XUE Dingyu. *Computer Assistant Design of Control System*[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2006.)

作者简介:

肖冬 (1978—), 男, 助教, 博士研究生, 主要从事复杂工业过程建模与控制研究, E-mail: xiaodong@ise.neu.edu.cn;

毛志忠 (1961—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事复杂工业过程建模与控制研究, E-mail: maozhizhong@ise.neu.edu.cn;

潘孝礼 (1962—), 男, 高级工程师, 博士研究生, 主要从事复杂系统软测量建模研究, E-mail: panxl@baosteel.com;

王福利 (1957—), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事复杂工业过程建模、监测与故障诊断研究, E-mail: wangfuli@ise.neu.edu.cn.

下 期 要 目

Flow shop问题的嵌套分区优化调度方法	武 维, 管晓宏, 卫军胡
广义2阶动力学系统的鲁棒特征结构配置	黄 玲, 段广仁, 于海华
基于遗传优化的张力模糊控制	何金保, 郭 帅, 何永义, 方明伦
模型参考和误差白化的传感器动态补偿算法	刘 清, 曹国华
线性区间离散时滞系统的区域镇定	毛维杰, 张媛媛
基于进化采样的粒子滤波算法	胡振涛, 潘 泉, 梁 彦, 杨 峰
一种变论域模糊控制自适应算法	文生平, 赵国平, 蔡康雄
具有测量数据丢失的网络化系统的故障检测滤波	阮玉斌, 王 武, 杨富文
应用于状态监测的多传感器融合估计	金学波, 林岳松, 章 辉, 孙优贤
含有参数不确定性的挠性航天器姿态跟踪滑模控制	靳永强, 刘向东, 侯朝桢
基于子空间辨识的模型预测控制策略及其应用	孙 磊, 金晓明
挖泥船泥浆管道输送流速的自适应预估控制	闭治跃, 王庆丰, 唐建中
DC-DC变换器分段线性系统的最小投影法切换律	肖文勋, 张 波, 陈良刚
带有界扰动的一类大型互联非线性系统的鲁棒分散控制	傅 勤, 杨成梧