

文章编号: 1001-0920(2007)08-0889-04

抑制传动中扭振的一种新方法——具有约束的预测控制

于立业, 王建辉, 顾树生

(东北大学 信息科学与工程学院, 沈阳 110004)

摘要: 振动是轧钢生产过程中普遍存在的问题, 而扭振是对轧机及其驱动系统造成破坏性损坏的一种振动. 产生扭振的原因很多, 但其关键因素是传动装置上的外加扰动. 将这些扰动归结为系统模型的不确定性, 进而可采用预测控制的方法来抑制扭振. 仿真结果表明, 具有约束的预测控制不仅能够保证系统的控制性能, 而且能较好地消除扭振对轧机的破坏作用.

关键词: 轧机; 扭振; 两质量系统; 具有约束的预测控制

中图分类号: TP273 **文献标识码:** A

A new technique to suppress torsional vibration of drive trains — Constraint predictive control

YU Li-ye, WANG Jian-hui, GU Shu-sheng

(College of Information Science and Engineering, Northeastern University, Shenyang 110004, China. Correspondent: YU Li-ye, E-mail: liye.yu@126.com)

Abstract: Vibration is a ubiquitous problem in steel rolling process. Torsional vibration is a devastating vibration to roll mill and drive trains. The torsional vibration is aroused by many reasons in which the key factor is external disturbances. Therefore, the external disturbances are come down to the uncertainty of model, and robust predictive control is applied to suppress torsional vibration. The simulation results show that the constraint predictive control improves the dynamic performance and suppresses the torsional vibration of the rolling mill system.

Key words: Rolling mill; Torsional vibration; Two-mass system; Constraint predictive control

1 引言

随着现代轧钢工业对产品质量的要求越来越高, 对轧机主传动系统也提出了高精度和高动态性能的技术要求. 由于负载扰动的影响和电机与轧辊之间的弹性连接阻碍了速度控制系统性能的提升, 特别是在高速轧制时, 传动系统的扭振问题也突显出来, 并成为亟待解决的问题. 轧机传动的扭振将影响产品质量和正常的轧钢生产, 甚至发生断辊、断轴等事故^[1], 造成轧钢机械设备的损坏, 危及安全生产, 是获得高质量、高精度产品的一大障碍.

传统的控制系统中, 轧机的速度和转矩控制一般采用双闭环 PI 调节器, 而在高精度的速度控制系统中, PI 调节器不易得到优良的控制性能, 特别是进行高速轧制时, 系统容易产生振荡而导致断带.

针对上述问题, 人们采取了一些抑制轧机主传动扭振的方法, 如在传统的控制系统中引入各种滤

波器抑制扭振, 采用负荷扰动观测器控制, 构造负荷观测器反馈控制系统, 外扰模型前馈控制等^[2-4]. 但这些控制方法都存在不足之处: 采用滤波的方法相当于在控制系统的正向通道加入滞后环节, 会影响系统的动态响应特性, 对于轧机传动系统的高性能要求无法满足; 采用陷波滤波器只能有效消除某一固有谐振频率, 而对于多个谐振频率以及变化的谐振频率, 尤其是对负载引起的机电振荡便无能为力了; 而负荷扰动观测器控制对检测装置的依赖性较强, 其测量误差直接影响控制效果^[5-7].

具有约束的预测控制是一种优化控制算法, 它通过某一最优的性能指标确定未来的控制作用. 这一性能指标涉及到系统未来的行为, 而性能指标既可以是期望值与预测值的方差最小, 也可以是二次型性能指标最小. 所以, 当被控对象为不确定性时, 在每一采样时刻都可得到该时刻的最优性能指标.

收稿日期: 2006-05-22; 修回日期: 2006-07-07.

基金项目: 国家自然科学基金项目(60274024, 60274040); 沈阳市科技计划项目(10220360-07).

作者简介: 于立业(1972—), 男, 沈阳人, 博士生, 从事先进控制技术的研究; 顾树生(1939—), 男, 黑龙江绥化人, 教授, 博士生导师, 从事先进控制技术等研究.

这个性能指标不是对全局相同的优化性能指标,而是在每一时刻有一个相对于该时刻的优化性能指标.优化不是一次离线进行,而是反复在线进行的.这样,就解决了被控对象不确定性的问题.所谓预测控制,就是要解决不确定性系统的实际输出紧紧跟随期望输出的问题.

2 轧机传动系统的模型

轧机主传动控制系统主要由主电机、连接轴、工作辊、支撑辊等部件构成.为分析计算系统的动态特性,一般可将这些部件划分为质量较大而弹性较小,或质量较小而弹性较大两类来模拟实际轧机系统,使其构成质量弹簧系统^[8-10].

为便于分析,将轧机质量弹簧系统加以化简,将其看成由电机和轧辊通过弹性连接轴相连构成的两质量系统,如图1所示.

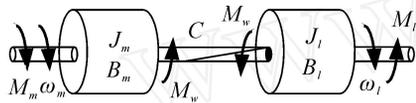


图1 两质量系统示意图

根据力矩平衡原理,驱动侧动力学方程为

$$M_m - M_w - M_{fm} = J_m \cdot \frac{dn_m}{dt} \quad (1)$$

其中: $n_m = 2\pi n_m / 60$ 为电动机角频率, M_m 为电动机转矩, M_w 为弹性转矩, M_{fm} 为摩擦转矩, J_m 为电动机转动惯量, n_m 为电动机的转速.

设 n_0 和 M_0 分别为电动机的额定转速和额定转矩,将式(1)标么化为

$$\frac{M_m - M_w - M_{fm}}{M_0} = \frac{2 J_m n_0}{60 M_0} \cdot \frac{dn_m/n_0}{dt} \quad (2)$$

其中: $\frac{M_{fm}}{M_0} = B_m \frac{n_m}{n_0}$, B_m 为电机阻尼系数.

令 $T_m = \frac{2 J_m n_0}{60 M_0}$, 则式(2)变为

$$\frac{M_m - M_w}{M_0} = T_m \cdot \frac{dn_m/n_0}{dt} + B_m \frac{n_m}{n_0} \quad (3)$$

弹性连接轴的动力学方程为

$$M_w = C(\theta_m - \theta_l) = \frac{2C}{60} \int (\omega_m - \omega_l) dt \quad (4)$$

其中: C 为连接轴弹性系数, θ_m 为电动机的转角, θ_l 为负载的转角.

将式(4)标么化为

$$\frac{M_w}{M_0} = \frac{1}{T_c} \int \frac{n_m - n_l}{n_0} dt \quad (5)$$

其中: $T_c = \frac{60 M_0}{2 C n_0}$ 为弹性时间常数, n_l 为负载的转速.

负载侧动力学方程为

$$M_w - M_l - M_{fl} = J_l \cdot \frac{dn_l}{dt} \quad (6)$$

其中: $n_l = 2\pi n_l / 60$ 为电动机角频率, M_l 为负载转矩, M_{fl} 为摩擦转矩, J_l 为负载转动惯量.

将式(6)标么化为

$$\frac{M_w - M_l - M_{fl}}{M_0} = \frac{2 J_l n_0}{60 M_0} \cdot \frac{dn_l/n_0}{dt} \quad (7)$$

其中: $\frac{M_{fl}}{M_0} = B_l \frac{n_l}{n_0}$, B_l 为负载阻尼系数.

令 $T_l = \frac{2 J_l n_0}{60 M_0}$, 则式(7)变为

$$\frac{M_w - M_l}{M_0} = T_l \cdot \frac{dn_l/n_0}{dt} + B_l \frac{n_l}{n_0} \quad (8)$$

在初始条件为零时,分别对式(3)、(5)和(8)两端进行拉氏变换,可得到两质量系统的动态结构图,如图2所示.

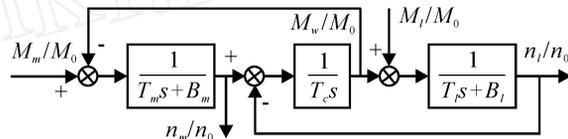


图2 两质量系统动态结构图

当不考虑阻尼转矩时,两质量系统的状态方程为

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -T_m^{-1} & 0 \\ T_c^{-1} & 0 & -T_c^{-1} \\ 0 & T_l^{-1} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} T_m^{-1} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -T_l^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix},$$

$$y = [1 \quad 0 \quad 0] \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} \quad (9)$$

其中

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_m/n_0 \\ M_w/M_0 \\ n_l/n_0 \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_m/M_0 \\ M_l/M_0 \end{bmatrix}, y = \frac{n_m}{n_0}.$$

式(9)只是一个简化模型,在计入负载扰动 M_l 及轴的变形后,该模型将变为不确定性.

3 轧机系统具有约束的预测控制设计

3.1 预测模型

预测控制是一种以计算机为手段实现的先进控制算法.动态矩阵控制(DMC)算法是一种基于对象阶跃响应的预测控制算法^[11].首先建立预测模型,选取电动机转速为输出量 y .这里认为经过 n 步,

系统达到稳态,则系统的阶跃响应可表示为如下序列:

$$\{a_1, a_2, \dots, a_n\}. \tag{10}$$

假设在 k 时刻有一控制增量 $u(k)$, 电机转速输出的初始预测值为 $\tilde{y}_0(k+i/k), i=1, 2, \dots, n$, 则未来 $k+i$ 时刻的预测输出为

$$\begin{aligned} \tilde{y}_1(k+i/k) &= \tilde{y}_0(k+i/k) + a_i u(k), \\ i &= 1, 2, \dots, n. \end{aligned} \tag{11}$$

若 M 个连续的控制增量 $u(k), \dots, u(k+M-1)$ 作用, 则未来时刻的电机转速输出为

$$\begin{aligned} \tilde{y}_M(k+i/k) &= \\ \tilde{y}_0(k+i/k) &+ \sum_{j=1}^{\min(M,i)} a_{i-j+1} u(k+j-1), \\ i &= 1, 2, \dots, n, \end{aligned} \tag{12}$$

其中 y 的下标表示控制量变化的次数.

考虑实际系统中存在连接轴和电机部件的弹性变形、外界干扰等因素, 需要对系统的实时信息进行反馈校正, 以弥补预测值偏离实际值的误差.

误差函数为

$$e(k) = y(k+1) - \tilde{y}_1(k+1/k). \tag{13}$$

其中: $y(k+1)$ 为 $k+1$ 时刻系统实际输出值, $\tilde{y}_1(k+1/k)$ 为式(11) $k+1$ 时刻的预测输出值.

写成向量形式, 则校正预测输出为

$$Y(k+1) = Y_M(k+1) + he(k). \tag{14}$$

其中: $h = [h_1 \ h_2 \ \dots \ h_p]^T$ 为校正向量,

$$\begin{aligned} Y(k+1) &= \begin{bmatrix} y(k+1/k) \\ y(k+2/k) \\ \dots \\ y(k+P/k) \end{bmatrix}, \\ Y_M(k+1) &= \begin{bmatrix} \tilde{y}_M(k+1/k) \\ \tilde{y}_M(k+2/k) \\ \dots \\ \tilde{y}_M(k+P/k) \end{bmatrix}. \end{aligned}$$

3.2 最优控制律计算

在 DMC 最优控制律中, 仅给出了控制量的增量值 $u(k)$, 但作用于被控制对象的应是实际控制值 $u(k)$, 即 $u(k) = u(k) + u(k-1)$. 在控制过程中, 往往不希望控制增量 $u(k)$ 变化过于剧烈.

对于实际轧机主动传动系统, 当突加一个较大的控制量时, 电机转速、轧辊转速以及连接轴转矩都将产生较大幅度的变化, 导致轧机系统出现扭振现象. 因此需对控制量加以约束, 把控制量约束在一定范围内^[12,13], 即

$$U_{\min} \leq U(k) + U(k-1) \leq U_{\max}, \tag{15}$$

其中 $U(k) = [u(k) \ \dots \ u(k+M-1)]^T$.

将控制约束条件化为矩阵形式

$$\begin{bmatrix} I_M \\ -I_M \end{bmatrix} U(k) \begin{bmatrix} U_{\max} - U(k-1) \\ -U_{\min} + U(k-1) \end{bmatrix}. \tag{16}$$

其中

$$I_M = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ 1 & 1 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ 1 & 1 & \dots & 1 \end{bmatrix},$$

U_{\min} 和 U_{\max} 分别为控制量约束的下限和上限向量.

令

$$A = \begin{bmatrix} I_M \\ -I_M \end{bmatrix}, b = \begin{bmatrix} U_{\max} - U(k-1) \\ -U_{\min} + U(k-1) \end{bmatrix},$$

则式(16)化为

$$A U(k) = b. \tag{17}$$

考虑预测控制的优化问题, 同时考虑控制对象的输出应尽可能接近期望的参考轨迹和控制量的约束, 因此选择如下形式的系统性能指标:

$$\begin{aligned} J &= [Y(k+1) - Y_r(k+1)]^T Q [Y(k+1) - \\ &Y_r(k+1)] + U^T(k) R U(k). \end{aligned} \tag{18}$$

其中: $Y_r(k+1)$ 为期望输出, $Y(k+1)$ 为控制系统在 k 时刻预测的 $k+1$ 时刻的输出, Q 为误差权矩阵, R 为控制权矩阵.

将式(12)的向量形式和式(14)代入(18)可得

$$\begin{aligned} J &= [Y(k+1) - Y_r(k+1)]^T Q [Y(k+1) - \\ &Y_r(k+1)] + U^T(k) R U(k) = \\ &[Y_0(k+1) + A U(k) + he(k) - \\ &Y_r(k+1)]^T Q [Y_0(k+1) + A U(k) + \\ &he(k) - Y_r(k+1)] + U^T(k) R U(k) = \\ &U^T(k) H U(k) + 2f^T U(k) + J_0 = \\ &J_k + J_0. \end{aligned} \tag{19}$$

其中

$$\begin{aligned} H &= A^T Q A + R, \\ f^T &= A^T Q [Y_0(k+1) + he(k) - Y_r(k+1)], \\ J_k &= U^T(k) H U(k) + 2f^T U(k), \\ J_0 &= [Y_0(k+1) + he(k) - Y_r(k+1)]^T \times \\ &Q [Y_0(k+1) + he(k) - Y_r(k+1)]. \end{aligned}$$

则约束的预测控制问题可转化为 QP 问题进行求解, 即在每个滚动优化时刻求解约束问题

$$\begin{aligned} \min J_k, \\ \text{s.t. } A U(k) = b. \end{aligned} \tag{20}$$

本文采用 Lagrange 方法求解式(20)问题. 首先构造 Lagrange 函数

$$\begin{aligned} L(U) &= U^T H U + 2f^T U + \\ &\lambda^T (A U - b), \end{aligned} \tag{21}$$

其中 λ 为加权向量.

使 $L(U)$ 取最小的 U 可通过 $\partial L(U) / \partial U$

= 0 得到,即

$$U = - H^{-1} \left(f + \frac{1}{2} A^T \right). \quad (22)$$

根据式(22),运用二次规划方法求解数值解的方法^[14],可求出控制增量序列.在求出 k 时刻的一组控制增量序列后,将当前时刻的控制量作用到对象上;在下一采样时刻,重复上述过程,并以新的状态值作为下一时刻的初始值.

4 仿真研究

将上述轧机系统的预测控制方法应用于某冷连轧机 5 机架的主传动系统进行仿真研究.其控制对象的模型参数如表 1 所示.预测控制器预测时域 $P = 12$,控制时域 $M = 3$.

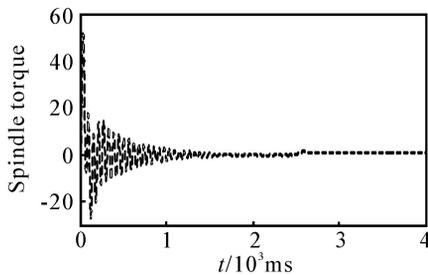
表 1 控制对象的模型参数

$M_e / (\text{kN} \cdot \text{m})$	$n_0 / (\text{r} / \text{min})$	T_m / ms	T_e / ms	T_l / ms
198	894	754.2	0.273 2	1 088

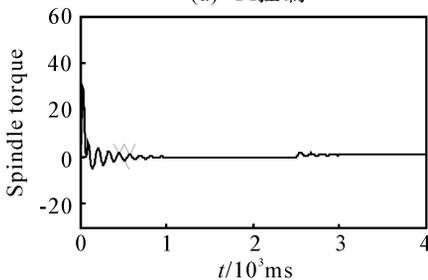
首先,以单位阶跃信号作用模拟轧机传动系统启动过程,并对传统的 PI 控制与具有约束的预测控制(MPC) 进行比较,图 3 为连接轴转矩变化曲线.

其中:PI 控制系统的速度调节器为 $52.8 + \frac{1}{1.326s}$,

电流调节器为 $\frac{1}{5s + 1}$.



(a) PI控制



(b) MPC控制

图 3 连接轴转矩变化曲线

从图 3 可以看出,传统 PI 控制的轧机传动系统在轧机启动时连接轴振荡严重;而采用具有约束的预测控制策略时,连接轴转矩最大峰值为 21 kN · m,经 1.1 s 即可达到稳态.通过比较明显看出,对于轧机启动过程采用具有约束的预测控制,可使系统的动态性能明显改善,连接轴转矩振荡明显减小,扭振现象得到显著抑制.

然后,在 2.5 s 时突加单位阶跃负载扰动来模拟咬钢时轧机系统的动态变化过程.图 4 为在 2.5 s 突加单位阶跃扰动时的电机转速变化曲线.由图 4 可以看出,采用传统的 PI 控制时,电机转速动态速降为 2%;而采用具有约束的预测控制策略时,电机转速动态速降小于 1%.因此,采用具有约束的预测控制策略对轧机突加负载的动态响应特性有很大程度的改善.

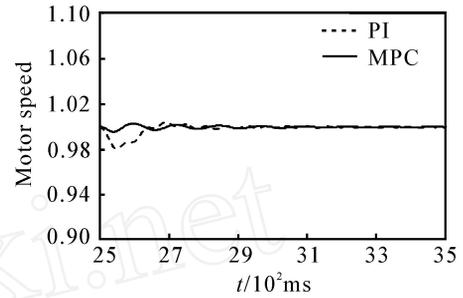


图 4 突加负载时电机转速下降变化曲线

5 结 语

从控制理论的观点,扭振主要是由轧机传动系统中很强的、且是随机的外加扰动所引起的,它会造系统模型的变化.因此,本文提出将这些扰动归结为系统模型的不确定性,或将轧机传动装置的模型称为无扰动的不确定性模型.采用具有约束的预测控制策略控制两质量系统,对系统轴系扭振现象进行抑制.由于控制输入量存在约束条件,考虑将无约束优化问题转化为求解二次规划问题,解出优化预测输出,进而达到预测输出跟随参考输入轨迹的目的.通过对实际轧机系统的仿真结果表明,具有约束的预测控制系统可有效抑制轴系扭振,同时,系统的动态特性比传统 PI 控制效果也有显著改善.

参考文献(References)

[1] Matsui N, Hori Y. Advanced technologies in motor control[J]. Trans IEE Japan, 1993, 113-D(10): 1122-1137.

[2] Qiao F, Zhu Q M, Li S Y. Torsional vibration suppression of a 2-mass main drive system of rolling mill with KF enhanced pole placement[C]. Proc of the 4th World Congress on Intelligent Control and Automation. Shanghai, 2002: 206-210.

[3] Yang S, Ke S. Performance evaluation of a velocity observer for accurate velocity estimation of servo motor drives[J]. IEEE Trans on Industry Applications, 2000, 36(1): 98-104.

[4] Ellis G, Lorenz R D. Resonant load control methods for industrial servo drives[C]. IEEE Industry Applications Conf. Rome, 2000, 3: 1438-1445.

(下转第 898 页)

9 结 语

ImQ3 算法在 CQ3 算法的基础上进行了改进, 主要包括对定性状态描述、单调约束关系以及步长精炼技术的改进. 理论分析和实例都证实了改进的有效性. 此方法的优势在于可以同时利用定性信息、定量信息以及半定量信息, 而且可在电路设计的任意阶段进行, 有利于减小修改代价. 仿真实例证实了 ImQ3 算法在 SCA 中应用的可行性. 关于系统半定量模型的自动生成则是需要进一步研究的问题.

参考文献(References)

- [1] 李学锋, 钱玲. 航天控制系统潜在分析技术应用研究[J]. 航天控制, 2000, 18(1): 32-35.
(Li Xue-feng, Qian Ling. Sneak circuit analysis and its application in astronautic systems [J]. Aerospace Control, 2000, 18(1): 32-35.)
- [2] Christopher J Price. Effective automated sneak circuit analysis [C]. 2002 Proc Annual Reliability and Maintainability Symposium. Washington: IEEE Press, 2002: 356-360.
- [3] Price C J, Snooke N, Landry J. Automated sneak identification [J]. Artificial Intelligent, 1996, 9(4): 423-427.
- [4] Price C J. AutoSteve: Automated electrical design analysis [C]. 14th European Conf on Artificial Intelligent. Berlin: Humboldt University, 2000: 456-460.
- [5] 刘丙杰, 胡昌华, 蔡光斌. 半定量仿真综述[J]. 系统仿真学报, 2006, 18(9): 1-6.
(Liu Bing-jie, Hu Chang-hua, Cai Guang-bin. Survey of semi-quantitative simulation [J]. J of System Simulation, 2006, 18(9): 1-6.)
- [6] Daniel Berleant. The use of partial quantitative information with qualitative reasoning [D]. Austin: University of Texas, 1991.
- [7] Daniel Berleant, Benjamin Kuipers. Qualitative and quantitative simulation: Bridging the gap [J]. IEEE Trans on Systems, Man and Cybernetic, 1992, 22(4): 1-41.
- [8] 涂永忠, 白方周, 方瑾, 等. 一种高效的并行定性仿真方法: TPQSIM [J]. 计算机学报, 2000, 23(5): 459-469.
(Tu Yong-zhong, Bai Fang-zhou, Fang Jin, et al. A high performance method for parallel qualitative simulation [J]. Chinese J of Computers, 2000, 23(5): 459-469.)
- [9] Neal Snooke, Chris Price. Challenges for qualitative electrical reasoning in automotive circuit simulation [C]. 1998 Proc Annual Reliability and Maintainability Symposium. California, 1998: 356-360.
- [10] 邵晨曦, 张琪, 白方周. 面向分段函数的定性仿真算法 PQSIM 及其在脑电图研究中的应用 [J]. 计算机学报, 2001, 24(12): 1287-1293.
(Shao Chen-xi, Zhang Qi, Bai Fang-zhou. A qualitative simulation algorithm for the system with piecewise functions- PQISM and its application in the research of EEG [J]. Chinese J of Computers, 2001, 24(12): 1287-1293.)
- [5] Vukosavic S N, Stojic M R. Suppression of torsional oscillations in a high-performance speed drive [J]. IEEE Trans on Industrial Electronics, 1998, 45(1): 108-117.
- [6] Koikeda H, Morimoto S, Takeda Y. Design of disturbance observer filter based on H control theory [C]. The 33rd IAS Annual Meeting Conf Record of the 1998 IEEE. Tokyo, 1998, 1: 401-404.
- [7] Yoshihiro Matsui, Hideyuki Nishida, Yuji Todaka. Design of speed controllers to suppress torsional vibrations based on frequency characteristics [C]. Proc of IEEE. Kohala, 1999: 255-260.
- [8] Butler D H E. Compensation of a digitally controlled static power converter for the damping of rolling mill torsional vibration [J]. IEEE Trans on Industry Applications, 1992, IA-28(2): 427-433.
- [9] Zhang G, Furusho J. Speed control of two-inertia system by PVPID control [J]. IEEE Trans on Industrial Electronics, 2000, 47(3): 603-609.
- [10] Damir Filipovic, Dierk Schroder. Control of vibrations in multi-mass systems with locally controlled absorbers [J]. Automatica, 2001, 37(8): 213-220.
- [11] Garcia C E, Prett D M, Morari M. Model predictive control: Theory and practice [J]. Automatica, 1989, 25(3): 335-348.
- [12] Mayne D Q, Rawlings J B, Rao C V, et al. Constrained model predictive control: Stability and optimality [J]. Automatica, 2000, 36(6): 789-814.
- [13] Fukushima Hiroaki, Bitmead Robert R. Robust constrained predictive control using comparison model [J]. Automatica, 2005, 41(1): 97-106.
- [14] Schittkowski K. NLPQ: Design, implementation and test of a nonlinear programming algorithm [M]. Germany: University Stuttgart, 1984.

(上接第 892 页)