

研究简报

# 基于脉冲能量模型的机械定位系统 高精度定位<sup>1)</sup>

刘全利<sup>1</sup> 王伟<sup>1</sup> 张振山<sup>2</sup>

<sup>1</sup>(大连理工大学信息与控制研究中心 大连 116024)

<sup>2</sup>(东北大学自动化研究中心 沈阳 110006)

(E-mail: wangwei@dlut.edu.cn)

**关键词** 摩擦力补偿, 自适应控制, 脉冲控制

**中图分类号** TP273.2

## HIGH-PRECISION POSITIONING OF MECHANICAL POSITIONING SYSTEMS BASED ON A PULSE-POSITIONING ENERGY MODEL

LIU Quan-Li<sup>1</sup> WANG Wei<sup>1</sup> ZHANG Zhen-Shan<sup>2</sup>

<sup>1</sup>(Research Center of Information and Control, Dalian University of Technology, Dalian 116024)

<sup>2</sup>(Research Center of Automation, Northeastern University, Shenyang 110006)

(E-mail: wangwei@dlut.edu.cn)

**Key words** Friction compensation, adaptive control, pulse control

### 1 引言

受摩擦力的影响,机械定位系统在常规控制下出现稳态误差或极限环,不能满足定位精度要求.脉冲定位技术是目前解决机械定位系统高精度定位问题的一种极为有效的方法<sup>[1,2]</sup>.同基于前馈补偿策略的摩擦力补偿方法<sup>[3]</sup>和基于非线性系统鲁棒控制技术的鲁棒定位控制方法<sup>[4]</sup>相比,由于它充分利用了摩擦力的自然特性同时又在输入方式上具有特殊性,因而具有一系列优点.如定位精度高、控制器的分析设计相对容易、得到的控制规律简单、无过多的传感器要求便于工程实现等等.这些优点使得该方法有着极大的研究价值和广阔的应用前景.

本文将能量观点引入到脉冲定位控制的分析与设计,提出了脉冲定位能量模型.该模型的推导不需要对摩擦力模型和定位系统进行限制,能以统一形式描述机械定位系统脉冲定位问题,同时给出了相应的自适应控制方法和无超调切换实现方法.

1) 国家杰出青年基金(69825106)和高等学校骨干教师资助计划资助

## 2 问题描述和脉冲定位能量模型

为了方便描述问题,我们从脉冲定位的一般初始条件入手来分析问题,即假设定位系统已由其它控制方法控制到设定值  $r$  附近并且静止,脉冲输入叠加到此时的稳态输入  $u_0$  上,主要是用来消除稳态误差. 每个控制周期从系统静止时刻开始至系统经脉冲输入后再次静止时结束. 不失一般性,记第  $k$  个控制周期的起始时刻为  $t=0$ ,终止时刻为  $t=T_k$ ,这两个时刻系统相应的稳态位置分别为  $y(k)$  和  $y(k+1)$ ,注意到  $t=T_k$  时刻亦为第  $k+1$  个控制周期的  $t=0$  时刻. 在第  $k$  个控制周期的起始时刻 ( $t=0$  时刻) 控制器计算一个定义如下的矩形脉冲:  $u_k(t) = A(k)[0 \leq t < t_p(k)]$ ,  $u_k(t) = 0 [t_p(k) \leq t < T_k]$ , (其中  $A(k)$  称为脉冲幅度,正向时  $A(k) = A$ ,反向时  $A(k) = -A$ ,  $t_p(k)$  称为脉冲宽度),输出给定位系统. 之后系统处于开环状态直至系统静止后又一个新的控制周期开始. 定义系统第  $k$  个控制周期获得的稳态位移  $\Delta y(k) = y(k+1) - y(k)$ . 下面基于能量观点分析第  $k$  个控制周期结束时刻系统稳态位移  $\Delta y(k)$  与脉冲输入  $u_k(t)$  的关系.

在脉冲加入的起始时刻系统在输入  $u_0$  下保持稳态静止,此时可认为系统处于能量平衡状态. 脉冲  $u_k(t)$  是叠加到  $u_0$  上的,其作用相当于给系统加入一定能量,这些能量的一部分用来做功推动系统运动使系统获得稳态位移  $\Delta y(k)$ ,剩下的能量被摩擦力消耗掉. 从这一能量转换关系来看,位移  $\Delta y(k)$  与第  $k$  个控制周期内系统得到的能量之间有确定关系,而这一控制周期内系统获得的能量在脉冲幅度  $A(k)$  绝对值固定的情况下仅为脉冲宽度  $t_p(k)$  的单值函数,若同时考虑脉冲加入的方向,必有如下关系式存在:

$$\Delta y(k) = f[t_p(k)] \operatorname{sgn}[A(k)] \quad (1)$$

其中  $\operatorname{sgn}$  为符号函数.

将(1)式中的  $f(\cdot)$  展开成幂级数形式

$$f[t_p(k)] = \sum_{i=0}^{\infty} b_i t_p^i(k) \quad (2)$$

因为当  $t_p(k)$  为零时,加入的能量为零,因此位移也为零,所以  $b_0 = 0$ ,若仅要求模型在小范围内起作用,则  $t_p(k)$  为毫秒级,可略去高阶项取前  $n$  项,式(2)可近似为

$$f[t_p(k)] = b_1 t_p(k) + b_2 t_p^2(k) + b_3 t_p^3(k) + \cdots + b_n t_p^n(k) \quad (3)$$

将(3)式代入(1)式可得到机械定位系统能量模型的确定性自回归滑动平均(DARMA, Deterministic Autoregressive Moving Average)描述如下式:

$$(1 - z^{-1})y(k+1) = [b_1 t_p(k) + b_2 t_p^2(k) + b_3 t_p^3(k) + \cdots + b_n t_p^n(k)] \operatorname{sgn}[A(k)] \quad (4)$$

式中的系数  $b_1, \dots, b_n$  依赖于脉冲幅值  $A$ , 满足下式:

$$\sum_{i=1}^n b_i t_p^i(k) \geq 0, \quad \forall t_p(k) \geq 0 \quad (5)$$

## 3 控制策略

### 3.1 自适应脉冲宽度控制器(APWC, Adaptive Pulse Width controller)

定义第  $k$  个控制周期起始时刻 ( $t=0$  时刻), 系统距离目标位置  $r$  的偏差  $e(k)$  为



$$e(k) = r - y(k) \quad (6)$$

定义  $\phi(k) = [t_p(k), t_p^2(k), \dots, t_p^n(k)]^T \text{sgn}[A(k)]$ ,  $\theta = [b_1, b_2, \dots, b_n]^T$ , 能量模型(4)可写成式(7)的形式:

$$(1 - z^{-1})y(k) = z^{-1}\phi^T(k)\theta \quad (7)$$

如果控制脉冲  $[A(k), t_p(k)]$  的选取使控制律满足式(8):

$$\phi^T(k)\theta = k_c e(k) \quad (8)$$

式中  $0 < k_c < 2$ . 则可得到如下的系统输出方程:

$$y(k) = \frac{k_c z^{-1}}{1 - (1 - k_c)z^{-1}} r \quad (9)$$

此时闭环系统的极点为  $1 - k_c$ , 且无稳态误差.

式(8)的控制律由如下方法实现: 采用最小二乘算法在线估计参数  $\theta$ , 在系统第  $k$  个控制周期起始时刻计算  $\theta$  的估计值  $\hat{\theta}(k)$ , 同时在线求解控制律方程(10):

$$\phi^T(k)\hat{\theta}(k) = k_c e(k) \quad (10)$$

从而得到  $[A(k), t_p(k)]$ .

下面分  $n=2$  和  $n \geq 3$  两种情况进行讨论.

I)  $n=2$ .

此时, 方程(10)为二次方程, 有如下形式:

$$[\hat{b}_2(k)t_p^2(k) + \hat{b}_1(k)t_p(k)]\text{sgn}[A(k)] = k_c e(k) \quad (11)$$

其中  $\hat{b}_1(k), \hat{b}_2(k)$  为  $\hat{\theta}(k)$  的两个分量.

由式(5)及式(11)可得下式:

$$\text{sgn}[A(k)] = \text{sgn}[k_c e(k)] = \text{sgn}[e(k)] \quad (12)$$

所以取脉冲幅度  $A(k)$  为

$$A(k) = A \text{sgn}[e(k)] \quad (13)$$

从而方程(11)可化成

$$[\hat{b}_2(k)t_p^2(k) + \hat{b}_1(k)t_p(k)] = k_c |e(k)| \quad (14)$$

由式(5)可知若  $n$  取为 2 时能量模型(4)能确切描述位移与脉冲间的关系, 必有  $b_2 > 0$ , 因此可以离线确定  $b_2$  的下界  $b_{2\min}$ , 采用带有约束的最小二乘算法使  $\hat{b}_2(k) \geq b_{2\min} > 0$ , 可以证明这样的约束算法必能保证方程(14)对任意  $e(k)$  有非负  $t_p(k)$  解.

### 自适应算法 1.

1) 用带有约束  $\hat{b}_2(k) \geq b_{2\min} > 0$  的最小二乘算法得到  $\theta$  的估计值  $\hat{\theta}(k)$ .

2) 取控制律方程(11)的解  $A(k)$  如式(13),  $t_p(k)$  如下式所示:

$$t_p(k) = \frac{-\hat{b}_1(k) + \sqrt{\hat{b}_1^2(k) + 4\hat{b}_2(k)k_c |e(k)|}}{2\hat{b}_2(k)} \quad (15)$$

II)  $n \geq 3$ .

此时控制律方程(10)是高阶方程, 很难对在线估计  $\hat{\theta}(k)$  进行约束使控制律方程对任意  $e(k)$  有非负  $t_p(k)$  解. 本文采用如下方法.

### 自适应算法 2.

1) 用一般最小二乘算法得到  $\theta$  的估计值  $\hat{\theta}(k)$ .

2) 取控制律方程(10)的解  $A(k)$ 如式(13),  $t_p(k)$ 采用迭代数值解法.

3) 若得到  $t_p(k)$ 的非负解,则输出  $t_p(k)$ 的最小非负解.若在某一控制周期起始时刻得不到  $t_p(k)$ 的非负解,置  $t_p(k)$ 为  $t_{p0}$ ,  $t_{p0}$ 为预先给定的脉冲宽度.

### 3.2 无超调切换

脉冲定位方法只能实现局部定位,一般情况下是使用常规控制(如 PD 控制)使系统静止到设定值附近后,才投入脉冲控制器,将脉冲输入叠加到此时的稳态输入  $u_0$ 上,用来减小系统的稳态误差.下面给出采用比例控制作为常规控制方法时的无超调切换实现方法,切换规则如下:

if  $\text{abs}(e) > E_b$ , 切向比例控制;

if  $\text{abs}(e) = E_b$ 且  $v \neq 0$ , 切向零输入(开环)至  $v = 0$ 后切向 APWC;

if  $\text{abs}(e) = E_b$ 且  $v = 0$ ,直接切向 APWC.

其中,  $\text{abs}$  为绝对值函数,  $E_b > 0$  为切换阈值,可由实验确定.

## 4 仿真研究

本文选取某钢厂连铸机结晶器液位控制系统塞棒内环液压机构作为被控对象来验证本文所提能量模型和控制策略的性能.这是一类典型的无自衡能力的扰动不匹配定位系统(可知  $u_0 = 0$ ).连铸机结晶器液位塞棒液压系统机理模型由文献[5]给出.

### 4.1 能量模型验证

脉冲幅度  $A(k)$ 的绝对值  $A$  是非常关键的一个量,取值过小不能克服最大静摩擦力的影响而驱动系统运动,取值过大会对系统造成较大的机械冲击.本文选取  $A$  的大小为在电流脉冲加入后,产生的控制力为最大静摩擦力的两倍,最后确定  $A$  为  $0.1\text{mA}$ .在系统静止时刻从伺服阀的电流端分别加入宽度为 9 到 20 毫秒的电流脉冲,同时观测相邻两个静止时刻被控对象的位移,得到表 1 的 12 组数据.利用(4)式采用最小二乘算法得到  $n$  为 2 和 3 时的辨识结果如表 2,其中 ISE 为辨识误差平方和.

表 1 辨识实验输入输出数据  
 $t_p(k)(\text{ms}); \Delta y(k)(\text{mm})$

实验 1~4		实验 5~8		实验 9~12	
$t_p(k)$	$\Delta y(k)$	$t_p(k)$	$\Delta y(k)$	$t_p(k)$	$y(k)$
9	0.0630	13	2.0037	17	3.6181
10	0.7749	14	2.4086	18	4.0193
11	1.1904	15	2.8127	19	4.4196
12	1.5977	16	3.2158	20	4.8200

表 2 辨识结果表

	$b_1(\text{m/s})$	$b_2(\text{m/s}^2)$	$b_3(\text{m/s}^3)$	ISE(mm <sup>2</sup> )
$n=2$	-0.0075	16.3		0.6679
$n=3$	-0.3995	61.1	1500	0.1170

从辨识结果可以看出,  $n=3$  时的辨识结果明显好于  $n=2$  时的辨识结果,这一规律反映能量模型较好地描述了脉冲定位机理.同时可以看出  $n=3$  时的辨识结果已经达到一定精度.此外,当位移为  $4.82\text{mm}$  时,脉冲宽度仅为  $20\text{ms}$ ,因此能量模型的作用范围是足够大的.

### 4.2 定位性能仿真实验

图 1 是常规比例控制下液压机构对  $100\text{mm}$  设定值的阶跃响应曲线,其中比例控制器的



整定采用继电反馈法,得到的比例系数为 2.5. 从图 1 中可以看出在常规比例控制下系统出现了幅度为 0.8mm 的极限环振荡. 图 2 是采用本文提出控制策略时得到的定位性能. 其中比例控制器保持原有参数不变,切换阈值  $E_b$  取为 3mm. 能量模型(4)中  $n$  取为 3,采用自适应算法 2,初值  $\theta_0$  采用表 2 中  $n=3$  时的辨识结果,参数估计方法中增益矩阵  $P$  的初值取为  $10^8 I$ ,  $I$  为三阶单位矩阵,  $k_c$  取为 1.5,  $t_{p0}$  取为 5ms. 图 2 中的虚线为设定值,该图表明本文的

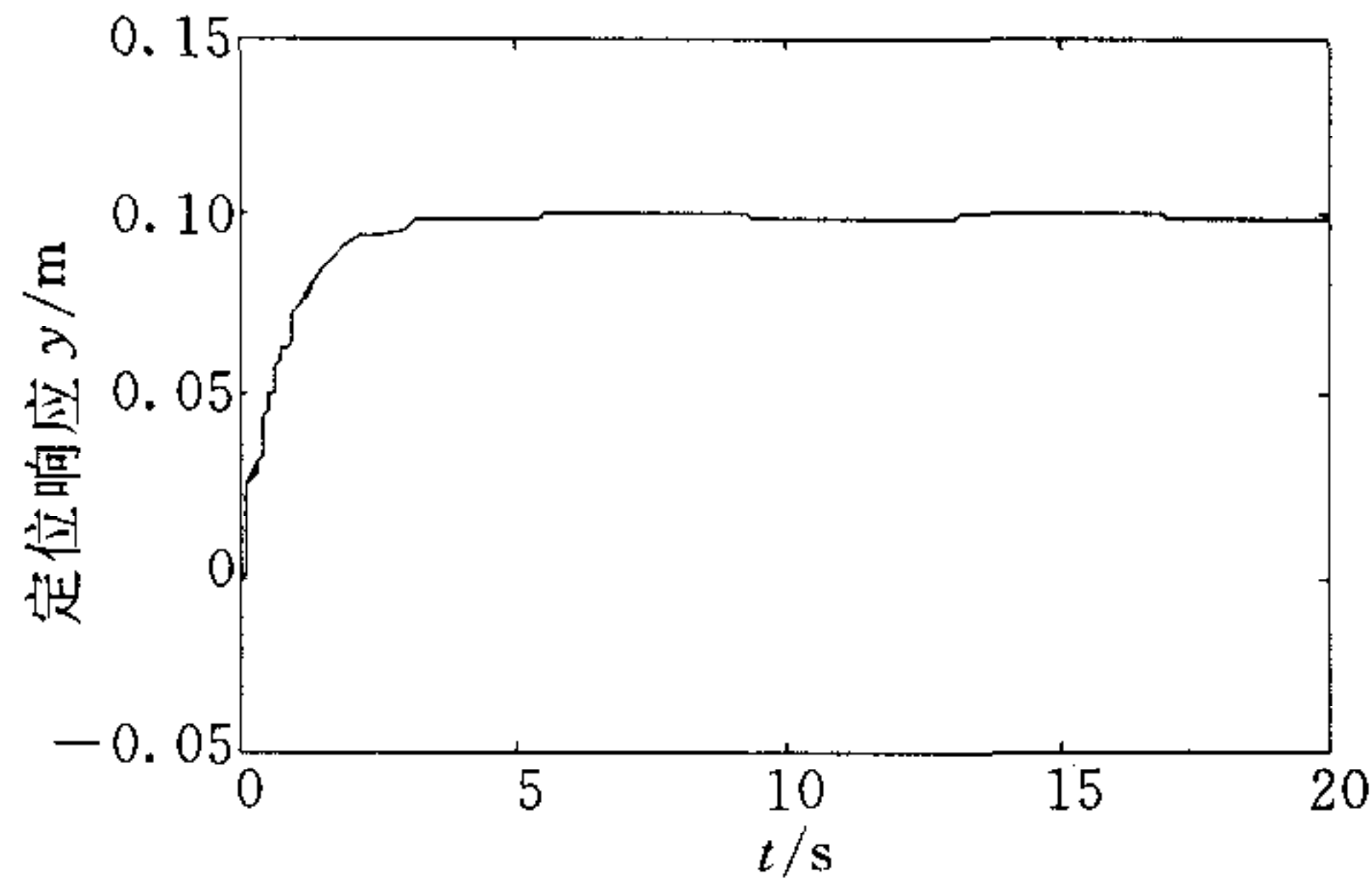


图 1 常规比例控制下的阶跃响应

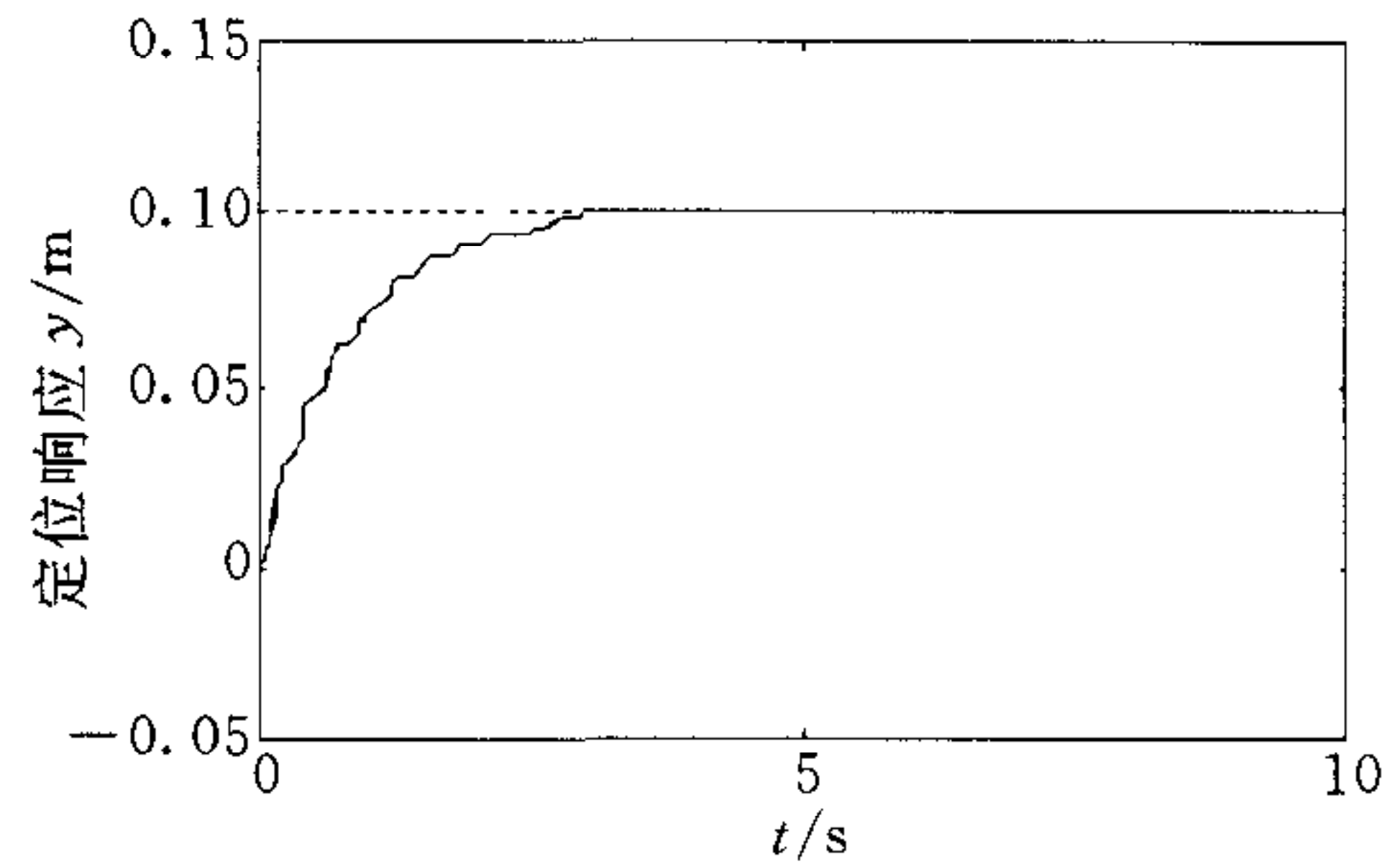


图 2 本文控制策略下的阶跃响应

控制策略实现了无超调精确定位.

### 参 考 文 献

- 1 Armstrong B, Dupont P, Canudas C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, 1994, **30**(7):1083~1138
- 2 Popovic M R, Gorinevsky D M, Goldenberg A A. High-precision positioning of a mechanism with nonlinear friction using a fuzzy logic pulse controller. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 2000, **8**(1):151~158
- 3 Du H L, Nair S S. Modeling and Compensation of low-velocity friction with bounds. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 1999, **7**(1):110~121
- 4 Southward S C, Radcliffe C J, Maccluer C R. Robust nonlinear stick-slip friction compensation. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1991, **113**(4):639~645
- 5 刘全利, 王伟. 结晶器液位机理模型及其在极限环抑制中的应用. *自动化学报*, 2002, **28**(3):456~460

**刘全利** 分别于 1998 年 7 月和 2000 年 8 月在东北大学获得学士学位和硕士学位,目前在大连理工大学攻读博士学位. 感兴趣的研究方向为复杂系统的建模与控制、预测控制、复杂工业过程的生产调度等.

**王伟** 见本刊第 26 卷第 3 期.

**张振山** 博士. 研究方向为自适应控制、复杂工业过程建模、仿真及优化设定控制等.