

doi: 10.11832/j.issn.1000-4858.2017.07.005

# 基于电磁阀特性补偿的海水液压可调压载系统 广义模型预测控制研究

赵旭峰<sup>1</sup>, 吴德发<sup>1</sup>, 李超<sup>1</sup>, 刘银水<sup>1</sup>, 李晓晖<sup>2</sup>

(1. 华中科技大学机械学院液压气动技术中心, 湖北 武汉 430074; 2. 厦门大学深圳研究院, 广东 深圳 518063)

**摘要:** 海水液压是目前最具竞争力的可调压载系统实现方式之一, 因其诸多优点, 可调压载系统 (WHVBS) 被认为是大深度载人潜水器浮力调节的理想方式。为提高现有 WHVBS 在较高采样频率下的流量控制精度, 提出一种基于电磁阀特性补偿 (SVC) 的广义模型预测控制方法 (GPC), 并进行仿真验证。结果表明, 较 GPC 所提出的 GPC SVC 方法能实现较高频率下的小流量精确跟踪, 并能避免流量控制元件非线性带来的辨识参数振荡问题。

**关键词:** 潜器; 可调压载系统; 浮力调节系统; 广义模型预测控制; 特性补偿

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2017)07-0022-07

## Generalized Predictive Controller of a Water Hydraulic Variable Ballast System with Solenoid Valve Model-based Compensation

ZHAO Xu-feng<sup>1</sup>, WU De-fa<sup>1</sup>, LI Chao<sup>1</sup>, LIU Yin-shui<sup>1</sup>, LI Xiao-hui<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, Hubei 430074;  
2. Shenzhen Research Institute, Xiamen University, Shenzhen, Guangdong 518063)

**Abstract:** The water hydraulics is a competitive mechanism to adjust the ballast water and also is the best choice for ultra-deep sea manned submersible. In order to improve the flow-rate control performance in a higher sample frequency of the water hydraulic variable ballast system (WHVBS), a generalized predictive controller with solenoid valve model-based compensation (GPCSVC) is proposed for simulation. As shown in simulation results, the GPCSVC can achieve a better tracing performance for small flow-rate than GPC in a higher sample frequency. Additionally, the oscillation of identification parameters in GPC, which is caused by the nonlinearity of WHVBS, is restrained by introduction of SVC.

**Key words:** submersible vehicle, variable ballast system, buoyancy control system, GPC, model-based compensation

### 引言

随着国家海洋战略的进一步深化, 研发具有更高机动性、更长作业时间的潜水器成为目前海洋装备领域的迫切要求<sup>[1]</sup>。可调压载系统 (VBS) 是提高潜水器机动性能和增加潜水器作业时间的热门方法之一<sup>[2-4]</sup>。可调压载系统通过调节压载重量以改变潜水器自重与重心, 从而实现潜水器的垂直面操纵。根据实现机理, 可将现有可调压载系统分为高压气吹式、油压-增压器型、活塞式以及海水液压式<sup>[5]</sup>。

同其他实现方式相比, 海水液压可调压载系统由

于其与海洋环境相容, 具有海深压力自动补偿功能, 运行成本低, 工作介质易处理, 系统组成简单等优点, 已在国内外的深海装备中得到了成功应用, 被认为是大深度载人潜水器浮力调节的理想方式<sup>[6-7]</sup>。

收稿日期: 2016-10-24

基金项目: 国家自然科学基金 (51575200); 国家重点研发计划 (2016YFC0300600, 2016YFC0304800)

作者简介: 赵旭峰 (1990—), 男, 湖南邵阳人, 博士研究生, 主要从事海/淡水液压传动与控制技术研究。

不同于传统油压电液控制系统,海水液压传动中电液伺服、比例流量控制阀可选种类少且价格昂贵。此外,海水液压可调压载系统(WHVBS)属于开式系统,其传动介质为海洋环境中的海水,介质难以得到精细过滤,很难满足精密海水流量控制阀的介质要求。因此,传统电液流量控制方法不能直接用于WHVBS,这导致了目前文献中可见的WHVBS多为开关型,严重制约了基于WHVBS的潜水器操纵精度。为解决上述问题,前期将低频PWM开关阀控、伺服电机-定量泵控两种流量控制方式引入WHVBS,并结合广义模型预测控制方法实现了WHVBS压载流量跟踪控制<sup>[8]</sup>。但如果将WHVBS用于某些对压载流量响应时间要求更高的场合,势必会提高WHVBS控制系统的采样频率(前期研究为1 Hz),此时开关阀的开启与关闭滞后以及伺服电机加减速时间在单个采样周期内所占比例更大,WHVBS系统的非线性更为严重。

为提高WHVBS在更高频率下压载流量控制精度,提出了一种基于电磁阀特性补偿的广义模型预测控制方法。该方法针对广义模型预测控制中预测模型对上述工况下WHVBS压载流量预测误差较大,基于电磁阀PWM操纵模型对控制器输出进行特性补偿,以增强控制器输出与阀控流量输出间的线性度,进而提高控制器预测与求解目标函数的精度。

1 海水可调压载系统工作原理

如图1所示,WHVBS中作为系统动力源的定量海水泵由伺服电驱动,4个直动式电磁开关阀控制着WHVBS压载水箱注、排水两种工况的切换。此外,

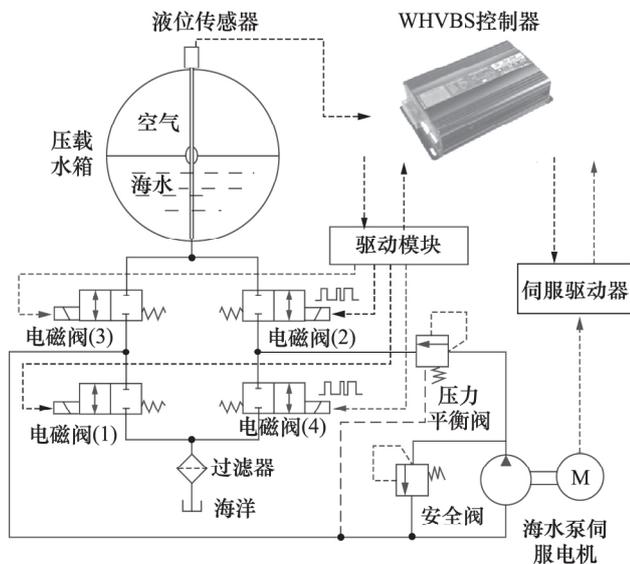


图1 基于开关阀的WHVBS流量控制原理图

装于泵出口的压力平衡阀用于确保海水泵的出口压力大于进口压力,可以防止海水泵进入马达工况。

使用PWM信号操纵电磁阀对WHVBS的压载流量进行控制的原理如下:处于注水工况时,电磁阀(1)打开,保证额定转速运转的定量海水泵持续吸入,控制器输出的PWM信号通过驱动模块控制电磁阀(2)的启闭以控制流进压载水箱的海水流量;与注水类似,系统处于排水工况时,电磁阀(3)打开,PWM信号控制电磁阀(4)的启闭以控制流出压载水箱的海水流量。

WHVBS流量控制的精度影响着潜水器垂直面操纵力与操纵力矩的分辨率,提高WHVBS的流量控制精度可直接改善基于WHVBS的潜水器升沉、纵倾控制的精度与稳定性。

2 海水液压可调压载系统仿真模型

根据上节分析,在WHVBS中压载流量主要由定量海水泵的输出流量与电磁阀组的通过流量决定。本小节将给出海水泵与电磁阀的数学模型,并基于以上两者模型搭建WHVBS仿真模型。

2.1 定量海水泵模型

WHVBS中使用的定量海水泵为额定转速1500 r/min的斜盘式柱塞泵,海水泵旋转一周,每个柱塞完成一次吸水/排水过程,可使用下式计算海水泵旋转一周的理论排水体积<sup>[9]</sup>:

$$V = \frac{\pi d^2}{2} z R t \tan \gamma \tag{1}$$

式中, $V$ 为理论排量; $d$ 为柱塞直径; $z$ 为柱塞数量; $R$ 为柱塞分布圆半径; $\gamma$ 为斜盘倾角。受吸入条件、柱塞泄漏等因素影响,海水泵实际输出体积与理论值存在一定差异:

$$q = \eta_v V n \tag{2}$$

式中, $q$ 为实际输出流量; $\eta_v$ 为海水泵容积效率; $n$ 为海水泵驱动转速。可用比例系数定义电机转速与泵输出流量之间量化关系:

$$K = \eta_v V \tag{3}$$

式中, $K$ 为流量与转速间的比例系数,试验测得,其随电机转速 $n$ 及工作压力 $p$ 的变化如图2所示。

考虑到海水泵输出流量与伺服电机实时速度相关,因此在计算海水泵输出流量时,伺服电机的加减速过程不能忽略。相较于WHVBS控制频率,伺服电机的加速过程可看成线性过程,可使用WHVBS单个采样周期内伺服电机平均转速计算该周期海水泵的累计流量。

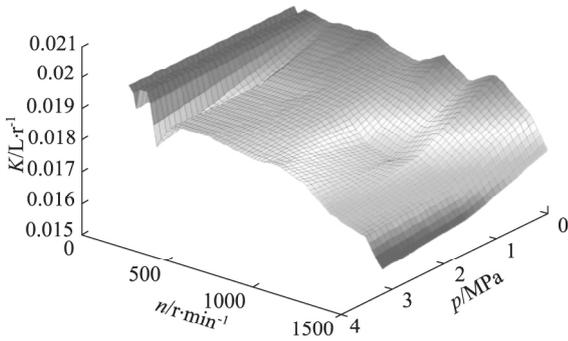


图2 比例系数  $K$  随工作压力与电机转速的变化

### 2.2 电磁阀的 PWM 操纵模型

考虑到潜水器压载水箱中水量调节是个耗时相对较长的过程(相较于其他电液系统),因此可使用低频 PWM 控制电磁阀以调节注/排水的通流时间,从而控制压载海水流量:

$$q_{\tau} = \frac{\tau T_s q_f}{T_s} \quad (4)$$

式中,  $q_{\tau}$  为占空比  $\tau$  下的压载流量;  $\tau$  为占空比;  $q_f$  为系统额定压载流量;  $T_s$  为 PWM 信号周期。

但在实际控制过程中,电磁阀从通电到阀芯动作存在电流上升延迟,阀芯从开始动作到完全开启存在动作时间,同样从电磁铁断电到完全关闭的过程中存在释放延迟与动作时间。以上这些延时,造成了 PWM 控制电磁阀低占空比时的死区与非线性区,高占空比时的非线性区与饱和区。通过对比 PWM 控制信号中占空比与以上延迟时间,可建立电磁阀的平均通流比与占空比之间关系<sup>[10]</sup>:

$$\frac{q_{\tau}}{q_f} = \begin{cases} 0 & \tau T_s < t_r \\ 0.5 \left( \frac{t_o + t_c}{t_o^2/T_s} \right) \left( \tau + \frac{(\tau T_s - t_r) t_d}{t_o T_s} - \frac{t_r}{T_s} \right)^2 & t_r \leq \tau T_s < t_{12} \\ \left( \frac{t_o + t_d}{t_o} \right) \tau - \frac{t_r}{T_s} - \frac{t_o - t_c}{2T_s} - \frac{t_r t_d}{t_o T_s} & t_{12} \leq \tau T_s < t_r + t_o \\ \tau + \frac{t_d - t_r}{T_s} + \frac{t_c - t_o}{2T_s} & t_r + t_o \leq \tau T_s < T_s - t_{cl} \\ \tau + \frac{t_d}{T_s} - \tau_{yc} + \frac{t_c - t_o}{2T_s} & T_s - t_{cl} \leq \tau T_s < t_{34} \\ 1 - \frac{(t_o + t_c) (\tau T_s + t_d - \tau_{yc} T_s - T_s)^2}{2t_c T_s} & t_{34} \leq \tau T_s < T_s - t_d \\ 1 & T_s - t_d < \tau T_s \end{cases} \quad (5)$$

其中,  $t_{12} = t_r + t_o^2 / (t_o + t_d)$ ,  $t_{34} = T_s - t_d - t_c^2 / (t_r + t_o)$ ,  $\tau_{yc} = (T_s - \tau T_s - t_d) t_r / t_c T_s$ ,  $t_{op} = t_r + t_o$ ,  $t_{cl} = t_d + t_c$ 。式中,  $t_r$  为电流上升时间;  $t_o$  为开启动作时间;  $t_d$  为关闭时的释放时间;  $t_c$  为关闭动作时间。

### 2.3 WHVBS 仿真模型

与一般电液系统中泵入口直接与油(水)箱相连不同,WHVBS 中海水泵入口与电磁控制阀组连接,在切换不同系统回路时海水泵的入口与出口控制阀均需换向。因此,为保证海水泵运行时持续吸水,在进行注、排水切换时需进行如图 3 所示一系列中间过渡操作,而这些操作将会给 WHVBS 压载流量控制带来额外的操作延时。

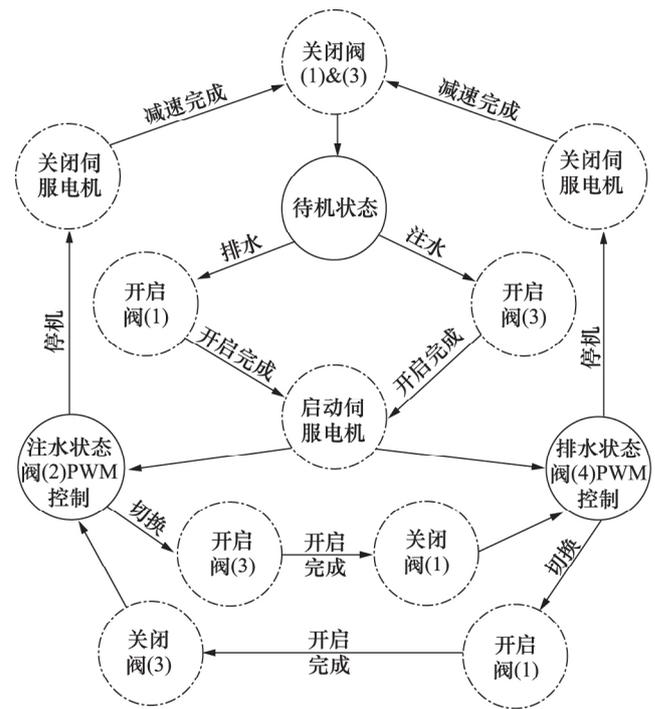


图3 WHVBS 工作流程图

根据上述海水泵模型、电磁阀 PWM 模型以及 WHVBS 工作流程可搭建如图 4 所示 WHVBS 仿真模型。仿真模型首先将压载流量控制器的控制信号通过逻辑控制器分解成伺服电机的给定速度以及每个电磁阀的控制信号,然后伺服电机-定量泵模型将根据外界压力、压载水箱压力以及电机转速插值查取  $K$  系数以计算海水泵输出流量,电磁阀 PWM 模型根据输入的电磁阀控制信号以及式(5)或实验实测数据插值查取得到该采样周期内的通流比,最后压载水箱模型将泵输出流量与通流比的乘积对时间积分更新压载水箱内空气压力以及压载水体积,并根据海深压力折算平均

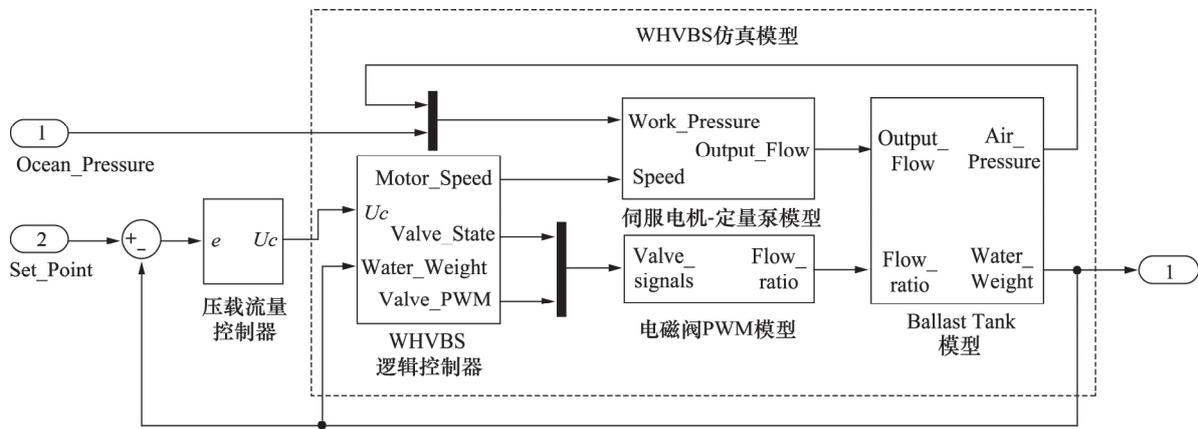


图 4 WHVBS 仿真模型框图

压载水密度 输出压载水重量。

### 3 基于电磁阀特性补偿的广义模型预测控制

#### 3.1 广义模型预测控制

广义模型预测控制 (GPC) 由 Clarke 于 1987 年首次提出<sup>[11]</sup>。GPC 是一种基于模型预测的控制方法,其根据预测受控对象的未来输出对控制量序列进行滚动优化以期获得最优化性能指标如下:

$$\min J_{GPC}(k) = E \left\{ \sum_{j=1}^N \left[ \tilde{y}(k+j|k) - \omega(k+j) \right]^2 + \sum_{j=1}^{N_U} \lambda(j) \left[ \Delta u(k+j-1) \right]^2 \right\} \quad (6)$$

式中,  $J_{GPC}$  为目标函数值;  $k$  为预测步数;  $N$  为预测时域长度;  $\tilde{y}$  为系统输出的预测值;  $\omega$  为目标轨迹;  $N_U$  为控制时域长度;  $\lambda$  为控制信号变量的权重。

为预测系统输出, GPC 采用受控自回归积分滑动平均 (CARIMA) 模型来描述受控对象:

$$A(z^{-1})y(k) = B(z^{-1})u(k-1) + \frac{C(z^{-1})\varepsilon(k)}{\Delta} \quad (7)$$

式中,  $y$  为系统输出;  $u$  为控制信号,  $C$  在 GPC 中通常被假定为 1,  $\varepsilon(k)$  扰动信号,  $\Delta = 1 - z^{-1}$  为差分算子,  $A$  与  $B$  分别为  $n_a$  和  $n_b$  阶后移算子多项式。设  $\tilde{A}(z^{-1}) = \Delta A(z^{-1})$ , 式(7)可变换成:

$$\tilde{A}(z^{-1})y(k) = B(z^{-1})\Delta u(k-1) + \varepsilon(k) \quad (8)$$

同时引入 Diophantine 方程:

$$1 = E_j(z^{-1})\tilde{A}(z^{-1}) + z^{-j}F_j(z^{-1}) \quad (9)$$

式中,  $j$  为预测时刻 ( $j = 1, 2, \dots, N$ ),  $E_j$  与  $F_j$  分别为  $j-1$  与  $n_a$  阶多项式。考虑到未来干扰信号很难获取,

结合式(8)与式(9)并忽略干扰项可得系统输出预测值:

$$\tilde{y}(k+j|k) = F_j(z^{-1})y(k) + E_j(z^{-1})B(z^{-1})\Delta u(k+j-1) \quad (10)$$

将式(10)表示成矩阵形式:

$$\tilde{y} = Gu + f \quad (11)$$

式中,  $G = EB$ 。联立式(11)与目标函数式(6), 可求得 GPC 的控制律为:

$$u = [G^T G + \lambda I]^{-1} G^T (\omega - f) \quad (12)$$

式中,  $\omega$  为系统目标输出矩阵, 通过未来参考信号  $y_r$ 、已知系统输出  $y$  与柔化因子  $\alpha$  计算得到:

$$\begin{cases} \omega(k) = y(k) \\ \omega(k+j) = \alpha\omega(k+j-1) + (1-\alpha)y_r \end{cases} \quad (13)$$

#### 3.2 电磁阀特性补偿项

随着采样频率的提高, WHVBS 中电磁阀的 PWM 控制的死区、饱和区以及非线性区所占比例加大, 此时 GPC 中受控自回归积分滑动平均模型难以精确模拟 WHVBS 模型, 易带来较大的预测误差以及辨识参数的不稳定, 从而影响 GPC 的控制性能。为提高 GPC 对较高采样频率下的 WHVBS 压载流量预测精度, 本研究将在 GPC 控制律与 WHVBS 实际控制输入之间增加电磁阀开关特性补偿项 (SVC), 具体控制器结构如图 5 所示。

具体补偿原理如图 6 所示, 考虑到电磁阀 PWM 控制的通流比在去掉死区与饱和区的线性、非线性段近似从 0 到 1 连续分布, 因此可根据所需的通流比反算其对应的占空比。若将所需通流比与控制信号绝对值等值, 则可将控制信号与通流比线性化。基于上述原理与式(6), 可推导 SVC 项表达式:

$$\tau = \begin{cases} \frac{t_o/T_s \left( \sqrt{\frac{2t_o^2 |u_c|}{t_o + t_c}} + t_r + \frac{t_r t_d}{t_o} \right)}{t_o + t_d} & 0 \leq |u_c| < \tau_{p1} \\ \frac{t_o |u_c| T_s + t_r t_o + \frac{t_o^2}{2} - \frac{t_o t_c}{2} + t_r t_d}{(t_o + t_d) T_s} & \tau_{p1} \leq |u_c| < \tau_{p1} + \frac{t_d}{T_s} \\ |u_c| + \frac{t_r - t_d}{T_s} + \frac{t_o - t_c}{2T_s} & \tau_{p1} + \frac{t_d}{T_s} \leq |u_c| < 1 - \tau_{p2} \\ \frac{(t_r + t_c |u_c|) T_s - t_{p1} + \frac{t_o t_c}{2} - \frac{t_c^2}{2}}{(t_o + t_d) T_s} & 1 - \tau_{p2} \leq |u_c| < 1 - \tau_{p1} \\ \frac{(t_r + t_c) T_s - t_{p1} - t_c^2 \sqrt{\frac{T_s(2 - 2|u_c|)}{t_o + t_c}}}{(t_o + t_d) T_s} & 1 - \tau_{p1} \leq |u_c| \leq 1 \end{cases} \quad (14)$$

式中,  $t_{p1} = t_r t_d + t_d t_c$ ,  $\tau_{p1} = (t_o + t_c) / 2T_s$ ,  $\tau_{p2} = \tau_{p1} + t_r / T_s$ 。

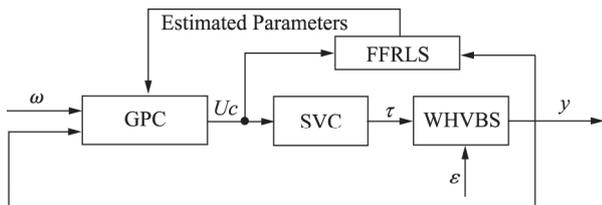


图 5 含电磁电磁阀特性补偿项 GPC 控制器

#### 4 仿真结果与分析

为验证所提出控制方法的有效性,搭建如图 4 所

示仿真模型,其中电磁阀 PWM 模型采用如所述的基于试验系数的模型而非式(5)所述理论模型,相关模型验证可参看文献[8]。仿真中使用的 GPC 控制器以及 GPC SVC 控制器中 A、B 系数均有带遗忘因子递推最小二乘法(FRRLS)在线辨识,两控制器参数均统一设置成权重  $\lambda = 1$ 、柔化因子  $\alpha = 0.11$ 、遗忘因子  $\mu = 0.98$ 。以上两种工况仿真的采样周期均为 200 ms,此工况下电磁阀 PWM 控制的死区为 [0, 0.16],饱和区为 [0.84, 1]。

如图 7 所示为上述两控制器跟踪典型潜水悬浮上升过程压载海水控制曲线时的跟踪曲线、误差曲线及输出占空比曲线。可以看出在阶段 I、阶段 II 以及阶段 III 中两控制器控制效果差别不大,主要是由于 I、III 阶段 WHVBS 接近额定流量排、注水,此时电磁阀 PWM 控制中非线性因素带来的误差相对影响较小,而 II 阶段处于压载水箱最低液位,此时逻辑控制器直接将 WHVBS 置于待机状态。但从图 8 可以看出,GPC 在不同阶段间切换过程辨识参数会存在较大的波动。2 控制器在 IV 阶段后期出现较大差异,此阶段潜器即将到达给定深度正在进行速度微调以及最终的中性浮力调节,此时压载海水调节量较小,对应占空比处于死区与非线性区交接处,GPC 未能实现后期小流量的曲线跟踪,而 GPC SVC 最终输出的占空比得到了补偿(如图 7 中虚线框中)可以实现精确跟踪。

为进一步验证所提出控制器的有效性,选取周期为 10 s(3-4 级海况平均波浪周期范围内取值<sup>[12]</sup>)、峰值流量为额定流量 50% 的正弦曲线作为参考信号。图 9 所示为两种控制器的跟踪曲线以及输出占空比曲线,给定正弦信号的波峰波谷对应较小注、排水流量,可以看出 GPC 跟踪曲线在这两处失真较为严重,而

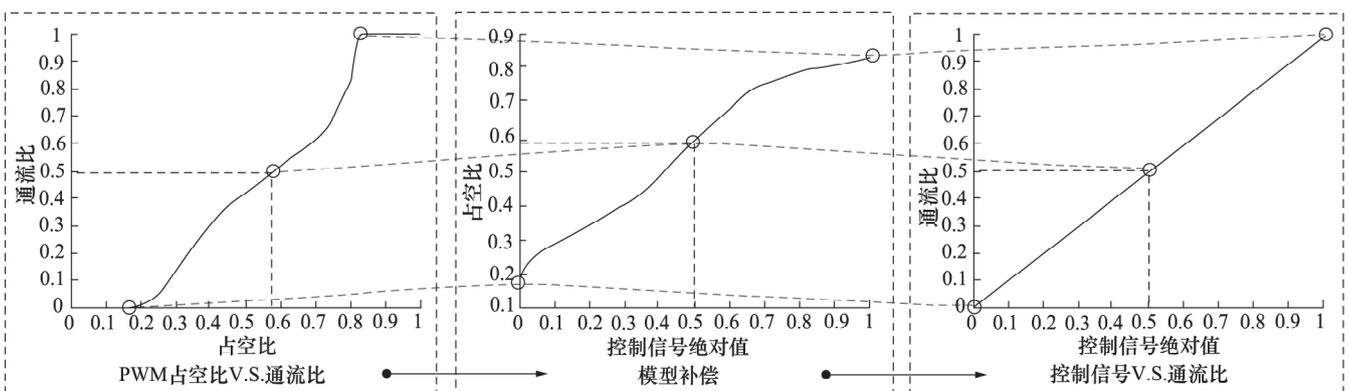


图 6 电磁阀特性补偿原理

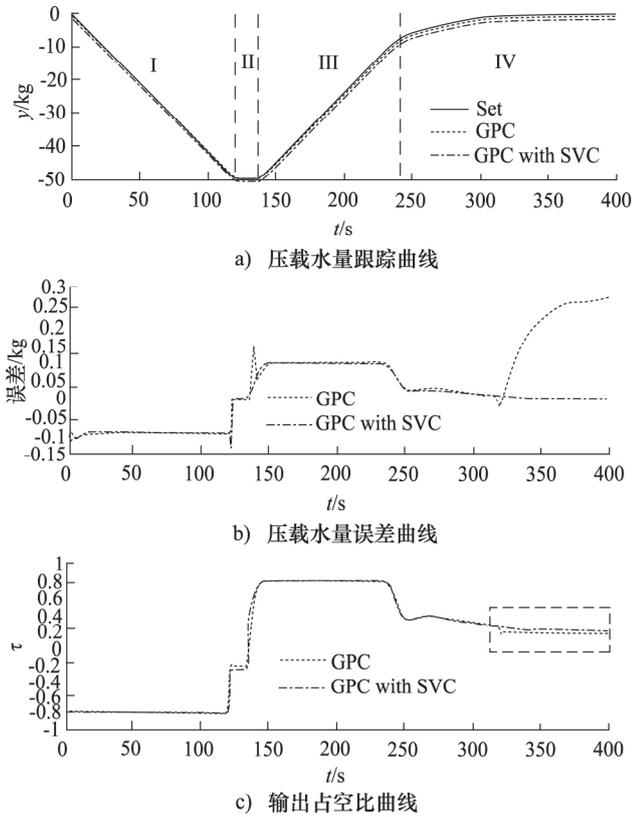


图 7 上升工况下控制效果对比曲线

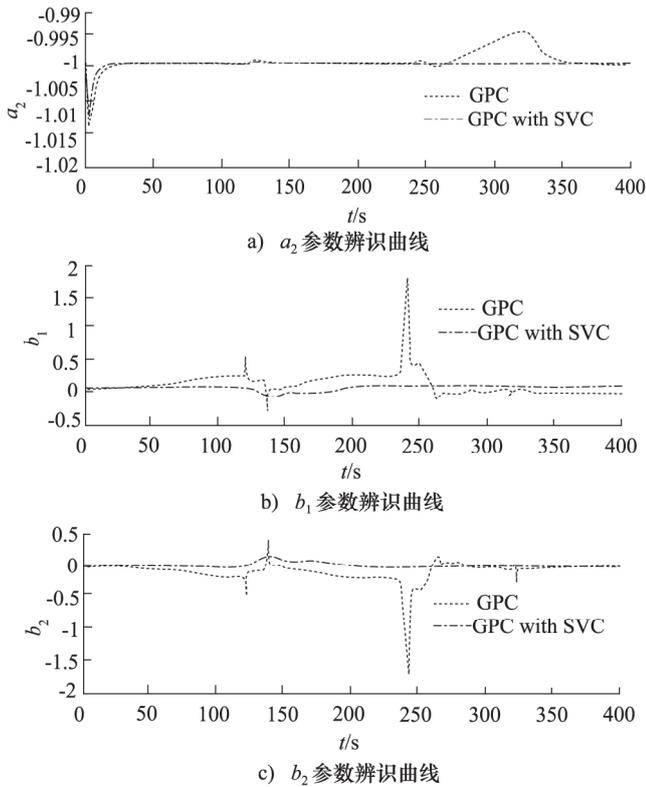


图 8 上升工况下参数辨识对比曲线

GPCSVC 能达到较好的跟踪效果。对比分析波峰波谷处对应的占空比信号,可以看出 GPCSVC 的输出能直接跳过占空比死区,而 GPC 的输出在死区处连续变化带来了流量死区从而导致上述失真。此外,如图 10 所

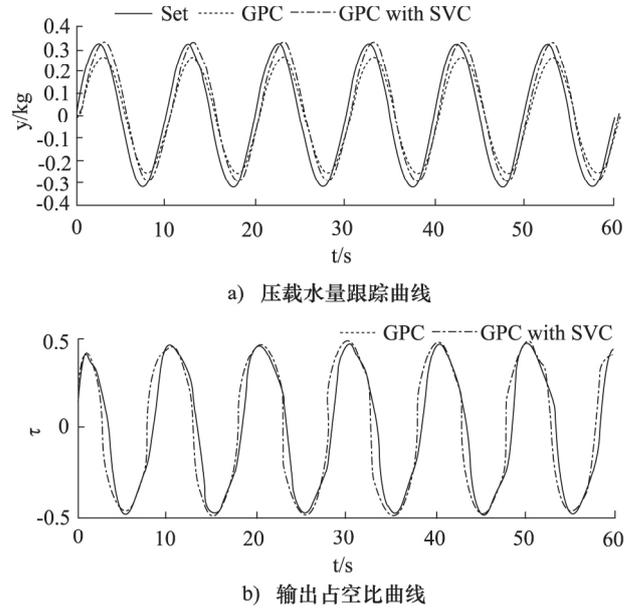


图 9 正弦给定信号下的跟踪曲线与输出占空比

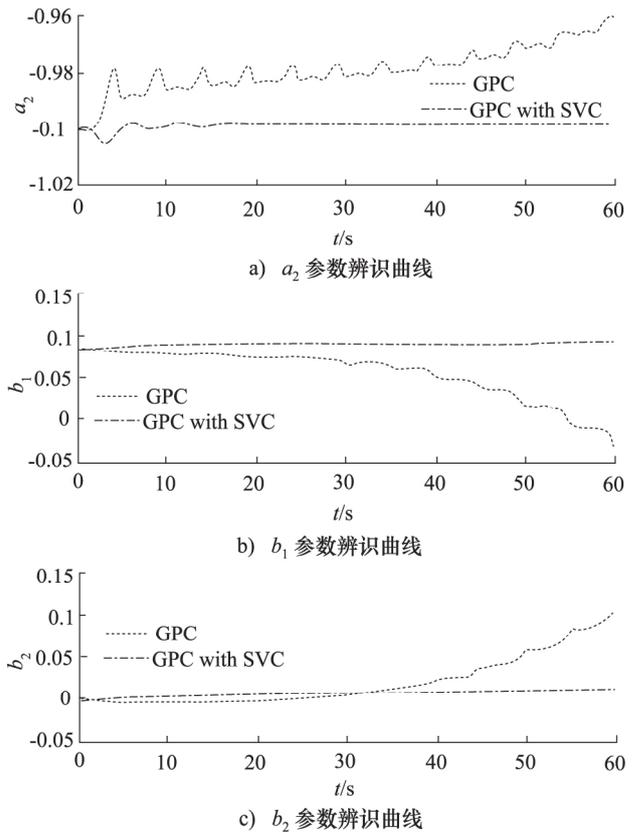


图 10 正弦给定信号下参数辨识对比

示,由死区带来的 WHVBS 输出不连续变化造成 GPC 参数辨识较大的振荡,周期性的震荡会使辨识参数发散,最终导致如图 11 所示的 GPC 小流量跟踪误差随周期变大的情况。而 SVC 项的引入,近似的将 WHVBS 的电磁阀 PWM 输入输出线性化,从而使辨识参数快速收敛,避免了上述振荡的出现。

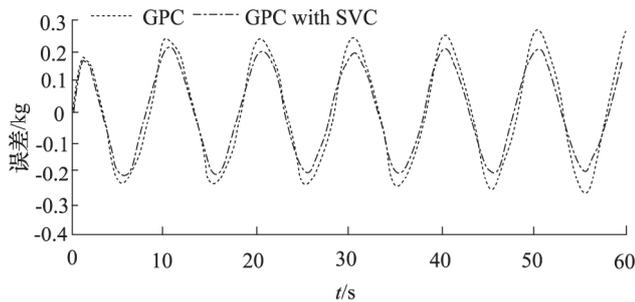


图 11 正弦给定信号下跟踪误差对比

## 5 结论

针对现有 WHVBS 中流量控制元件在较高采样频率下的强非线性,提出了一种基于电磁阀特性补偿的 GPC(SVC),并通过搭建基于试验系数的 WHVBS 仿真模型对该方法的有效性进行了验证。对比结果表明,相较于传统 GPC,所设计的 GPC(SVC) 能实现较高频率下的小流量精确跟踪,解决了 GPC 在跟踪正弦曲线波峰波谷时的失真,并能很好的避免不同工况切换给辨识参数带来的波动。此外,SVC 项的引入,可很好的解决 GPC 频繁工作在死区及非线性区时存在的辨识参数发散问题。

## 参考文献:

- [1] GAO F D, HAN Y Y, WANG H D, et al. Analysis and Innovation of Key Technologies for Autonomous Underwater Vehicles [J]. Journal of Central South University, 2015, 22(9): 3347-3357.
- [2] TANGIRALA S, DZIELSKI J. A Variable Buoyancy Control System for a Large AUV [J]. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 2007, 32(4): 762-771.
- [3] WOODS S A, BAUER R J, SETO M L. Automated Ballast Tank Control System for Autonomous Underwater Vehicles [J]. IEEE Journal of Oceanic Engineering, 2012, 37(4): 727-39.
- [4] FONT R, GARCIA-PELAEZ J. On a Submarine Hovering System Based on Blowing and Venting of Ballast Tanks [J]. Ocean Engineering, 2013, 72: 441-447.
- [5] 刘银水, 吴德发, 李东林, 等. 大深度潜水器海水液压浮力调节技术研究进展 [J]. 液压与气动, 2014, 10: 1-10. LIU Yinshui, WU Defa, LI Donglin, et al. Seawater Hydraulic Buoyancy Adjusting System for Large-depth Submersible [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2014, 10: 1-10.
- [6] LIU F, CUI W, LI X. China's First Deep Manned Submersible, Jiaolong [J]. Science in China Series D: Earth Sciences, 2010, 53(10): 1407-1410.
- [7] YUN S N, HAM Y B, TANAKA Y, et al. New Circuit Strategy of the Variable Ballast System for a Deep Sea Submersible [C]. Fluid Power and Mechatronics (FPM), 2015 International Conference on IEEE. 2015: 514-517.
- [8] LIU Yinshui, ZHAO Xufeng, WU Defa, et al. Study on the Control Methods of a Water Hydraulic Variable Ballast System for Submersible Vehicles [J]. Ocean Engineering, 2015, 108: 648-661.
- [9] 李壮云. 液压元件与系统 [M]. 第 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2011. LI Zhuangyun. Hydraulic Components and Systems [M]. 3rd ed. Beijing: China Machine Press, 2011.
- [10] 高钦和, 马长林. 液压系统动态特性建模仿真技术及应用 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2013. GAO Qinhe, MA Changlin. Modeling and Simulation Technology of the Dynamic Characteristics of Hydraulic System and Its Application [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2013.
- [11] CLARKE D W, MOHTADI C, TUFFS P. Generalized Predictive Control—Part I. The Basic Algorithm [J]. Automatica, 1987, 23(2): 137-148.
- [12] FOSSEN T I. Guidance and Control of Ocean Vehicles [M]. Washington, DC: John Wiley & Sons, 1994.