

文章编号:0254-0096(2016)12-3219-07

直驱液压泵控马达自适应反演变桨距控制

顾亚京, 殷秀兴, 刘宏伟, 李伟, 林勇刚, 徐全坤

(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

摘要: 为克服传统变桨距系统存在的能耗高、控制机构复杂的缺点,提出直驱液压泵控马达变桨距系统。采用可变速伺服电机驱动定量泵的闭式液压回路结构,针对变桨系统自身存在的非线性与参数不确定等特性,基于反演递推(backstepping)技术,结合自适应算法,设计自适应反演控制器,通过构造 Lyapunov 函数推证稳定性,并在此基础上,采用实测数据进行仿真验算。结果表明,系统具有良好的自适应性、抗干扰性,有较高的变桨距控制精度,能较好地稳定机组输出功率。

关键词: 变桨距; 直驱液压泵控马达; 自适应反演控制; 非线性; 参数不确定性

中图分类号: TK73

文献标识码: A

0 引言

在潮流能发电中,当流速高于额定值时,发电系统通过变桨距控制增大桨叶节距角、减小叶片的能量捕获效率,从而维持发电机的输出功率基本为额定值,同时降低冲击,提高系统稳定性。变桨距系统主要分为电动变桨距系统^[1]和液压变桨距系统^[2]两类。电动变桨距系统主要由伺服电机、执行机构减速器和齿轮等组成,其结构紧凑,同步性与准确性较好,但易产生过量热负荷,并且由于伺服电机技术的限制,难以满足大功率发电机组的需求。

液压变桨距系统采用阀控缸与活塞连杆形式的传动机构,易实现大惯量载荷的变桨距控制,但存在两大缺点:其一为系统整体体积大,能耗高,油液易泄露,故障率高,并对环境产生污染;其二为需将液压缸的直线位移转换为桨距角位移,线位移与角位移间存在非线性转换,加之阀控缸系统本身具有非线性特性,从而导致系统控制难度加大,动态性能变差^[3]。为此,本文提出一种节能型直驱泵控液压马达变桨距系统。该系统为闭式回路,液压泵输出的油液直接进入执行元件,结构紧凑、用油量少、补油箱小,故而节省空间、减少污染。系统采用

可变速伺服电机驱动定量泵进行容积调速^[4],无溢流损失和节流损失,且工作压力随负载的变化而变化,效率高、发热少,又克服了传统阀控缸变桨距的结构复杂、控制精度低等缺点。

变桨系统在水下潮流发电环境的工作状态十分复杂,常因外在环境和系统自身的变化而导致负载扰动,参数摄动等情况发生;另外,直驱泵控马达液压变桨系统有较强的非线性动态特性和流动参数不确定性,这都使变桨系统的鲁棒性难以保证。因此,针对直驱泵控马达变桨距系统的建模与控制策略的研究以及控制器的设计具有重要意义。目前,有很多关于液压系统的非线性与不确定性的控制方法的研究与探索,如 Truong 等^[5]、郑建民等^[6]将 Fuzzy-PID 复合控制运用于泵控液压系统,抑制不确定参数和干扰影响,提高系统动态质量。但模糊控制规则及隶属函数主要取决于设计者的经验,控制性能依赖系统自身的学习能力,并且模糊控制器的设计十分复杂,这导致模糊控制器的决策往往具有时滞性,其可靠性难以保证。王洪斌等^[7]针对直驱泵控缸系统设计了滑模控制器,采用积分滑模与反推法结合的复合控制策略,有效地削弱参数慢时变和负载力扰动的不良影响,但其忽略了滑模控制器的输出振颤特性。另外,液

收稿日期: 2014-12-12

基金项目: 国家自然科学基金(51575477); 浙江省自然科学基金(LY14E050019); 国家海洋可再生能源专项(GHME2013ZB03; GHME2015GC02)

通信作者: 刘宏伟(1978—), 男, 博士、副教授, 主要从事新能源发电装备机电液一体化方面的研究。zju000@163.com

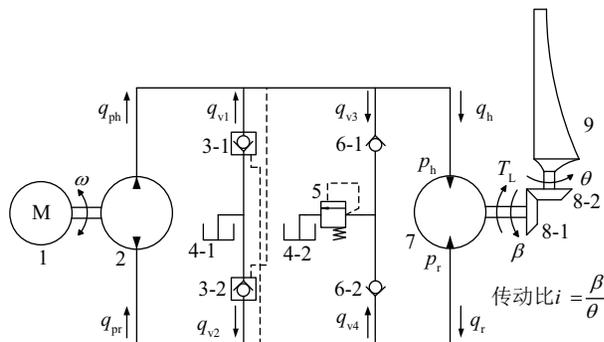
压系统非匹配的不确定性往往无法满足滑模控制设计要求^[8]。

鉴于此,设计针对直驱泵控液压马达变桨距的自适应反演控制方法。基于自适应反演控制理论,将系统转换为精确反馈形式,设置虚拟量,逐步递推获得控制量,构造 Lyapunov 函数推证稳定性。不同于文献[9~11],并未忽略系统内部泄露,且考虑高压腔低压腔的初始容积和油液压缩和腔体变形所产生的流量变化,使控制策略更加符合实际系统,控制结果更精确;区别于文献[12],考虑实际控制量与虚拟控制量的偏差,增强系统对状态变异的容错性能;最后,考虑对不确定参数的自适应性,设计自适应律,完成整个自适应反演控制器的设计。

1 系统建模

1.1 系统描述

图 1 所示为直驱泵控液压马达变桨距系统原理图。变桨主要由调速伺服电机、双向定量泵、液压马达和变桨齿轮副完成。通过控制器的目标桨距角输入与各状态反馈量的采集,输出转速控制量给伺服电机,使双向定量泵正向或反向转动,完成桨距角的调整。3-1、3-2 两个液控单向阀用于回路补油,弥补各部分的油液损失和泄露;溢流阀 5 限制系统压力,防止过载,保护液压元件不受压力冲击的损坏;单向阀 6-1、6-2 隔绝系统高压侧油液和低压侧油液。



1. 伺服电机 2. 双向定量泵 3-1、3-2. 补油阀
4-1、4-2. 油箱 5. 溢流阀 6-1、6-2. 单向阀
7. 液压马达 8-1、8-2. 变桨齿轮 9. 桨叶

图 1 直驱泵控马达变桨距系统原理图

Fig. 1 Structure of DDPM pitch system

1.2 数学模型^[13]

动态力平衡方程为:

$$D_m(p_h - p_r) = J_1 \frac{d^2\beta}{dt^2} + T_L \quad (1)$$

液压马达流量连续性方程为:

$$q_h = C_{im}(p_h - p_r) + D_m \frac{d\beta}{dt} + \frac{2\pi V_{10} + D_m \beta}{2\pi\beta_e} \frac{dp_h}{dt} \quad (2)$$

$$q_r = C_{im}(p_h - p_r) + D_m \frac{d\beta}{dt} - \frac{2\pi V_{20} - D_m \beta}{2\pi\beta_e} \frac{dp_r}{dt} \quad (3)$$

式中, D_m —— 液压马达排量; p_h 、 p_r —— 液压马达的高、低压腔压力; J_1 —— 液压马达轴上的等效惯量; β —— 液压马达转角; t —— 时间; T_L —— 作用在液压马达轴上的任意外负载; q_h 、 q_r —— 流入、流出液压马达的流量; C_{im} —— 液压马达内泄漏系数; V_{10} 、 V_{20} —— 液压马达高压腔和低压腔的初始容积; β_e —— 油液有效体积弹性模量。

液压泵的流量方程为:

$$q_{pump} = D_p \omega - C_{ip}(p_h - p_r) \quad (4)$$

式中, q_{pump} —— 液压泵流量; D_p —— 液压泵排量; ω —— 伺服电机输出转速; C_{ip} —— 液压泵内泄漏系数。

据直驱泵控马达变桨距系统液压原理图有:

$$\begin{cases} q_{ph} = q_h - q_{v1} + q_{v3} \\ q_{pr} = q_r + q_{v2} - q_{v4} \end{cases} \quad (5)$$

$$q_{pump} = q_{pr} = q_{ph} \quad (6)$$

式中, q_{ph} 、 q_{pr} —— 液压泵的输出、输入流量; q_{v1} 、 q_{v2} —— 补油阀 3-1、3-2 的流量; q_{v3} 、 q_{v4} —— 单向阀 6-1、6-2 的流量。

变桨齿轮副传动比为:

$$i = \frac{\beta}{\theta} \quad (7)$$

式中, θ —— 桨距角。

一般情况下,系统正常运行时 p_h 、 p_r 低于溢流阀的设定压力,这意味着单向阀 6-1、6-2 的流量为零, q_{v3} 、 q_{v4} 可忽略。

定义状态变量:

$$[x_1, x_2, x_3, x_4]^T = [\theta, \dot{\theta}, p_h, p_r]^T$$

根据式(1)~式(7)可得系统的非线性状态空间模型为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \frac{D_m}{iJ_t}(x_3 - x_4) - \frac{T_L}{iJ_t} \\ \dot{x}_3 = \frac{\beta_e}{V_{10} + \frac{iD_m}{2\pi}x_1} [D_p\omega - (C_{ip} + C_{im})(x_3 - x_4) + q_{v1} - iD_mx_2] \\ \dot{x}_4 = \frac{\beta_e}{V_{20} - \frac{iD_m}{2\pi}x_1} [-D_p\omega + (C_{ip} + C_{im})(x_3 - x_4) + q_{v2} + iD_mx_2] \end{cases} \quad (8)$$

定义状态变量:

$$\bar{x}_3 = \frac{D_m}{iJ_t}(x_3 - x_4) \quad (9)$$

令 $C_{is} = C_{ip} + C_{im}$, 联立式(8)、式(9), 可得系统状态空间的严格参数反馈形式为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \bar{x}_3 - T \\ \dot{x}_3 = \frac{\alpha_1 - \alpha_2 x_1 - \alpha_3 x_2 + \alpha_4 \bar{x}_3 - \alpha_5 \omega}{\alpha_6 + \alpha_7 x_1 - x_1^2} \end{cases} \quad (10)$$

式中:

$$T = \frac{T_L}{iJ_t},$$

$$\alpha_1 = \frac{4\pi^2}{i^3 J_t D_m} \beta_e (V_{20} q_{v1} - V_{10} q_{v2}), \alpha_2 = \frac{2\pi}{i^2 J_t} \beta_e (q_{v1} + q_{v2}),$$

$$\alpha_3 = \frac{4\pi^2}{i^2 J_t} \beta_e (V_{10} + V_{20}), \alpha_4 = \frac{4\pi^2}{i^2 D_m^2} C_{is} \beta_e (V_{10} + V_{20}),$$

$$\alpha_5 = \frac{4\pi^2 D_p}{i^3 J_t D_m} \beta_e (V_{10} + V_{20}), \alpha_6 = \frac{4\pi^2}{i^2 D_m^2} V_{10} V_{20},$$

$$\alpha_7 = \frac{2\pi}{iD_m} (V_{20} - V_{10}).$$

从系统状态空间可看出, 该系统具有较强的非线性特性。在运行过程中, 条件(工作状态、温度、压力等)发生变化, 使参数(C_{is} 、 β_e 、 J_t 等)发生变化, 且一些变量(V_{10} 、 V_{20})的不可测性, 都能导致参数($\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_7$)的不确定性。另外, 作用在桨叶上的外负载也有明显的扰动性。因此, 有必要设计合适的控制器, 使系统输出桨距角 x_1 能跟踪期望输出桨距角 θ_r 。

2 自适应反演控制器设计

利用自适应反演控制设计技术^[14], 将系统分解成3个子系统, 分别为每个子系统构造 Lyapunov 函数 $V_n (n=1, 2, 3)$ 引入虚拟控制量 x_{di} , 推导至整个系

统, 运用 Lyapunov 稳定性分析方法, 导出自适应律。控制器的设计与实现基于两个前提条件: 1) 系统的所有状态变量 x_1, x_2, \bar{x}_3 均可测; 2) 期望输出桨距角 θ_r 及其各阶导数已知(或可知)。

2.1 定义桨距角偏差 e_1 和 Lyapunov 函数 V_1

$$e_1 = x_1 - x_{d1} \quad (11)$$

$$V_1 = \frac{1}{2} e_1^2 \quad (12)$$

式中, $x_{d1} = \theta_r$ 。

考虑式(10), 有:

$$\dot{V}_1 = e_1 \dot{e}_1 = e_1 (x_2 - \dot{x}_{d1}) \quad (13)$$

选择:

$$x_{d2} = \dot{x}_{d1} - k_1 e_1 \quad (14)$$

式中, k_1 ——大于1的常数。

定义跟踪误差:

$$e_2 = x_2 - x_{d2} \quad (15)$$

由式(13)~式(15)可得:

$$\dot{V}_1 = e_1 (-k_1 e_1 + e_2) = -k_1 e_1^2 + e_1 e_2 \quad (16)$$

显然, 在实际控制过程中应正确选取 k_1 , 确保 $\dot{V}_1 < 0$ 。

2.2 定义 Lyapunov 函数 V_2

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} e_2^2 \quad (17)$$

考虑式(10)、式(15)有:

$$\dot{e}_2 = \bar{x}_3 - T - \dot{x}_{d2} + k_1 \dot{e}_1 \quad (18)$$

选择:

$$\bar{x}_{d3} = \dot{x}_{d2} - k_1 \dot{e}_1 - e_1 - k_2 e_2 \quad (19)$$

式中, k_1 ——常数; $k_2 > \frac{A}{\xi}$, 其中 A 为满足 $A > \sup|T|$ 的任意合理值, ξ 为满足 $0 < \xi < \inf|e_2|$ 的任意合理值。

定义跟踪误差:

$$e_3 = \bar{x}_3 - \bar{x}_{d3} \quad (20)$$

由式(16)~式(20)可得:

$$\dot{V}_2 = -k_1 e_1^2 - \left(k_2 + \frac{T}{e_2}\right) e_2^2 + e_2 e_3 \quad (21)$$

显然, 在实际控制过程中应正确选取 k_2 , 确保 $\dot{V}_2 < 0$ 。

2.3 定义 Lyapunov 函数 V_3

由于 $\begin{cases} V_{10} + \frac{iD_m}{2\pi}x_1 > 0 \\ V_{20} - \frac{iD_m}{2\pi}x_1 > 0 \end{cases}$, 可知 $\alpha_6 + \alpha_7x_1 - x_1^2 > 0$, 定

义 Lyapunov 函数:

$$V_3 = \frac{1}{2}(\alpha_6 + \alpha_7x_1 - x_1^2)e_3^2 \quad (22)$$

考虑式(10)、式(20)有:

$$\dot{e}_3 = \frac{\alpha_1 - \alpha_2x_1 - \alpha_3x_2 + \alpha_4\bar{x}_3 - \alpha_5\omega}{\alpha_6 + \alpha_7x_1 - x_1^2} - \dot{\bar{x}}_{d3} \quad (23)$$

选择:

$$\omega = \frac{1}{\hat{\alpha}_5} \left[-(\hat{\alpha}_6 + \hat{\alpha}_7x_1 - x_1^2)\dot{\bar{x}}_{d3} + \frac{1}{2}(\hat{\alpha}_7\dot{x}_1 - 2x_1\dot{x}_1)e_3 + (\hat{\alpha}_1 - \hat{\alpha}_2x_1 - \hat{\alpha}_3x_2 + \hat{\alpha}_4\bar{x}_3) + (e_2 + k_3e_3) \right] \quad (24)$$

式中, k_3 —— 大于 1 的常数。

由式(22)~式(24)可得:

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 &= -k_3e_3^2 - e_2e_3 - \tilde{\alpha}_5e_3\omega + \frac{1}{2}\tilde{\alpha}_7\dot{x}_1e_3^2 + \\ & (\tilde{\alpha}_1 - \tilde{\alpha}_2x_1 - \tilde{\alpha}_3x_2 + \tilde{\alpha}_4\bar{x}_3)e_3 - (\tilde{\alpha}_6 + \tilde{\alpha}_7x_1)e_3\dot{\bar{x}}_{d3} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\tilde{\alpha}_j = \alpha_j - \hat{\alpha}_j \quad (j=1, \dots, 7) \quad (26)$$

式中, $\hat{\alpha}_j$ —— α_j 的估计值; $\tilde{\alpha}_j$ —— 估计误差。

2.4 定义系统整体 Lyapunov 函数 V

$$V = V_2 + V_3 + \frac{1}{2}\eta_1\tilde{\alpha}_1^2 + \frac{1}{2}\eta_2\tilde{\alpha}_2^2 + \frac{1}{2}\eta_3\tilde{\alpha}_3^2 + \frac{1}{2}\eta_4\tilde{\alpha}_4^2 + \frac{1}{2}\eta_5\tilde{\alpha}_5^2 + \frac{1}{2}\eta_6\tilde{\alpha}_6^2 + \frac{1}{2}\eta_7\tilde{\alpha}_7^2 \quad (27)$$

式中, $\eta_j > 0, j=1, 2, \dots, 7$ 为自适应增益。

由式(21)、式(25)、式(26)、式(27)可得:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -k_1e_1^2 - \left(k_2 + \frac{T}{e_2}\right)e_2^2 - k_3e_3^2 + \tilde{\alpha}_1(e_3 - \eta_1\dot{\hat{\alpha}}_1) + \\ & \tilde{\alpha}_2(-x_1e_3 - \eta_2\dot{\hat{\alpha}}_2) + \tilde{\alpha}_3(-x_2e_3 - \eta_3\dot{\hat{\alpha}}_3) + \\ & \tilde{\alpha}_4(\bar{x}_3e_3 - \eta_4\dot{\hat{\alpha}}_4) + \tilde{\alpha}_5(-e_3\omega - \eta_5\dot{\hat{\alpha}}_5) + \\ & \tilde{\alpha}_6(-\dot{\bar{x}}_{d3}e_3 - \eta_6\dot{\hat{\alpha}}_6) + \tilde{\alpha}_7\left(\frac{1}{2}\dot{x}_1e_3^2 - x_1\dot{\bar{x}}_{d3}e_3 - \eta_7\dot{\hat{\alpha}}_7\right) \end{aligned} \quad (28)$$

取自适应律:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\alpha}}_1 &= \frac{e_3}{\eta_1}, \quad \dot{\hat{\alpha}}_2 = -\frac{x_1e_3}{\eta_2}, \quad \dot{\hat{\alpha}}_3 = -\frac{x_2e_3}{\eta_3}, \quad \dot{\hat{\alpha}}_4 = \frac{\bar{x}_3e_3}{\eta_4} \\ \dot{\hat{\alpha}}_5 &= -\frac{e_3\omega}{\eta_5}, \quad \dot{\hat{\alpha}}_6 = -\frac{\dot{\bar{x}}_{d3}e_3}{\eta_6}, \quad \dot{\hat{\alpha}}_7 = \frac{0.5\dot{x}_1e_3^2 - x_1\dot{\bar{x}}_{d3}e_3}{\eta_7} \end{aligned} \quad (29)$$

将式(29)代入式(28)可得:

$$\dot{V} = -k_1e_1^2 - \left(k_2 + \frac{T}{e_2}\right)e_2^2 - k_3e_3^2 < 0 \quad (30)$$

V 为正定, \dot{V} 为负定, 根据 Lyapunov 稳定性判据^[15], 系统渐进稳定。另外, $V(0)$ 有界, $V \geq 0$, 根据 Barbalat 引理^[16,17]可得, 当 $t \rightarrow \infty, e_n \rightarrow 0 (n=1, 2, 3)$, 即系统各状态变量趋于其目标值, 由式(14)、式(19)、式(25)所组成的控制率, 式(29)的自适应律, 系统的输出桨距角 θ_r 趋于期望值。

3 仿真研究

结合浙江大学 60 kW 潮流能发电机组, 额定功率 60 kW, 额定流速 2 m/s, 针对式(8)所示的直驱液压泵控马达变桨系统的标称参数为: 液压泵排量 $D_p = 1.6 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$; 液压马达轴上等等效量 $J_l = 600 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; 液压马达排量 $D_m = 2.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$; 液压马达当量容积 $V_l = 8 \times 10^{-3} \text{ m}^3$; 总泄漏系数 $C_{is} = 1 \times 10^{-11} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$; 油液有效体积弹性模量 $\beta_e = 7 \times 10^8 \text{ Pa}$; 作用在液压马达轴上的任意外负载 $T_L = 5 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$; 变桨齿轮副传动比 $i = 1$ 。取 $k_1 = 8, k_2 = 6 \times 10^2, k_3 = 5 \times 10^5$ 。利用 AMESim 与 Matlab/Simulink 搭建联合仿真模型如图 2 所示。

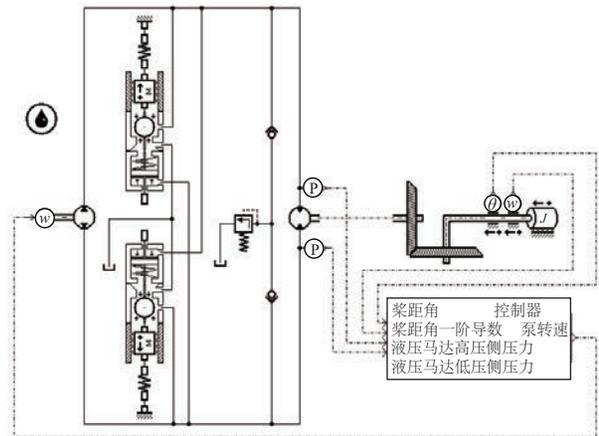


图2 直驱泵控马达联合仿真模型

Fig. 2 DDPM pitch system model under Amesim/Matlab

图 3 为阶跃响应曲线, 设期望输出桨距角 $\theta_r = 15^\circ$, 由仿真结果图 3a 可知, 在变桨系统中, 应用直驱泵控马达结构, 结合所设计的自适应反演控制器, 系统响应速度快, 具有良好的稳定性。图 3b 为阶跃响应中系统状态量变化的误差曲线, 反映出系统的不确定参数估计得到较好的估计。

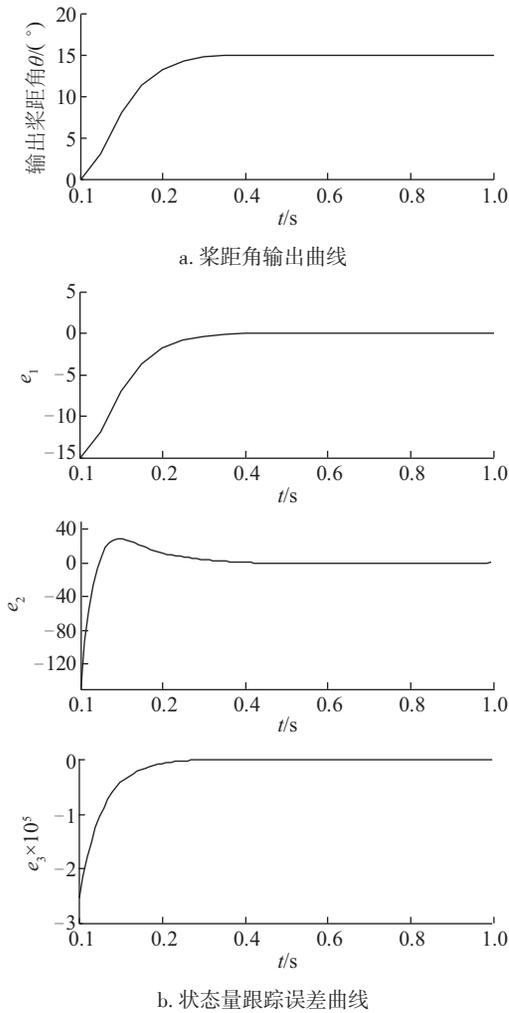


图3 阶跃响应曲线
Fig. 3 Step response curves

图4为图3情况下,系统参数发生突变,规律如: $J_t = 600 + 0.1 \text{ sign}(t - 0.6)$ 时的系统响应仿真结果,可看出,所设计的控制率具有较好的干扰抑制性能。选取浙江大学 60 kW 潮流能发电机组海试场地实测一组 300 s 的流速数据,如图 5a 所示。在流速大于额定流速 2 m/s 时,为维持发电机组输出功率维持在额定值 60 kW,需要变桨以减少能量的捕获,而每一个确定流速值对应一个最佳桨距角值,即根据流速曲线可推导出参考桨距角曲线,如图 5b 中的桨距角参考值曲线所示。本文对比了常规的电液比例(PI)变桨距控制和自适应反演变桨距控制的效果,根据图 5b 可知,自适应反演变桨距控制对桨距角参考值曲线有更好的动态实时跟踪性能。由图 5c 可看出,PI 变桨距控制的桨距角输出误差较大,而自适应反演变控制的桨距角输出误差可控制

在 1° 内,具有更优的控制精度。图 5d 为变桨距系统结合潮流能发电机组整机模型仿真输出功率结果。根据图 5d 可知,通过直驱液压泵控马达的变桨距系统与自适应反演变桨距率能在变桨过程中有效维持功率在额定值附近,并且减弱功率波动,稳定功率输出,从而减少机组受到的冲击,避免超负荷状态工作,使其能长期稳定运行。

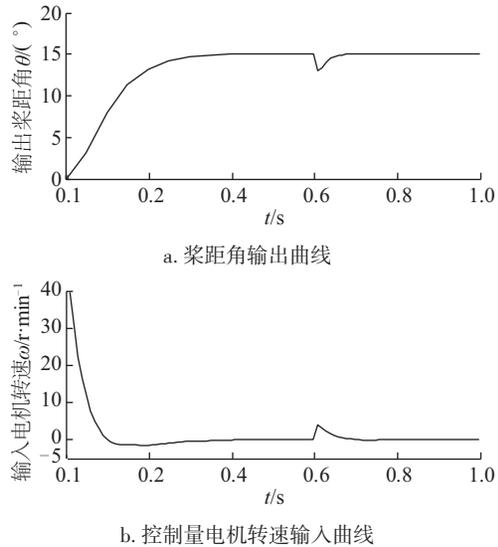
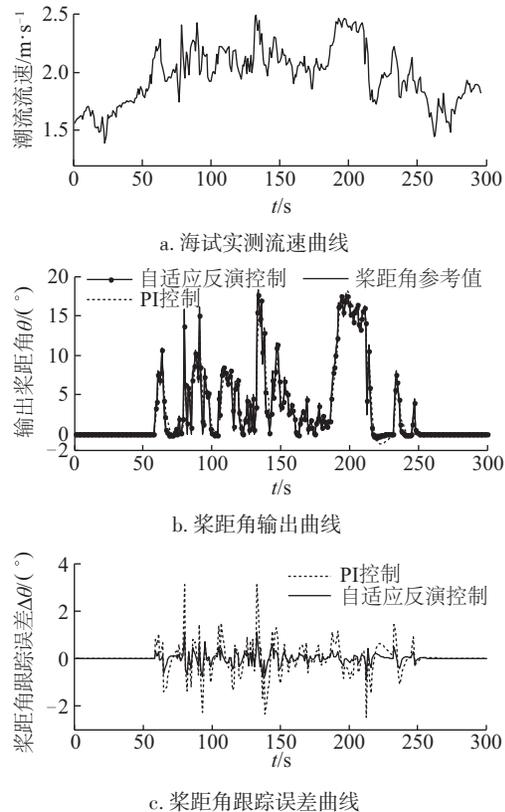
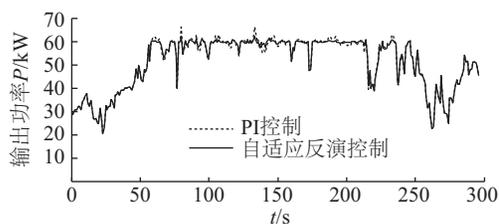


图4 参数突变下的系统响应

Fig. 4 System response with parameter jump





d. 输出功率曲线

图5 基于60 kW潮流能发电机组模型仿真结果曲线

Fig. 5 Simulation curves based on 60 kW marine current turbine model

4 结 论

提出一种直驱液压泵控马达的闭式液压回路变桨距系统并建立其数学模型。针对系统运行过程中存在的非线性特性、参数的不确定和摄动特性,设计一种自适应反演控制器,并通过构造Lyapunov 函数推证稳定性。

结合浙江大学60 kW潮流能发电机组模型与海试场地实测数据进行仿真,并与传统PI控制进行比较,结果表明,采用所提出的直驱液压泵控马达变桨系统,运用所设计的自适应反演控制策略,具有良好的动态性能和较强的鲁棒性,超流速下功率输出平稳,满足发电机组在实际恶劣海洋环境中长期稳定运行的需求。

[参考文献]

- [1] 王亚飞, 赵 斌, 许洪华. 风电机组电动变桨距伺服系统的研究[J]. 可再生能源, 2011, 29(4): 28—31.
- [1] Wang Yafei, Zhao Bin, Xu Honghua. Wind turbine electric pitch system[J]. Renewable Energy, 2011, 29(4): 28—31.
- [2] 林勇刚. 大型风力机变桨距控制技术[D]. 杭州: 浙江大学, 2005.
- [2] Lin Yonggang. Large-scale wind turbine pitch control technology research[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005.
- [3] 殷秀兴, 林勇刚, 李 伟, 等. 基于电液行星锥齿马达的变桨距控制[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2014, 48(2): 206—213.
- [3] Yin Xiuxing, Lin Yonggang, Li Wei, et al. Study on variable pitch-controlled technology based on electro-hydraulic planetary bevel gear motor[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering, 2014, 48(2): 206—

213.

- [4] 魏树国, 赵升吨, 张立军, 等. 直驱泵控式液压机液压系统的动态特性仿真及优化[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(7): 79—82.
- [4] Wei Shuguo, Zhao Shengdun, Zhang Lijun, et al. Dynamic simulation and optimization of hydraulic system for new directly-driven pump controlling hydraulic press[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(7): 79—82.
- [5] Truong D Q, Ahn K K. Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor-fuzzy PID[J]. Mechatronics, 2009, 19(2): 233—246.
- [6] Zheng Jianmin, Zhao Shengdun, Wei Shuguo. Application of self-tuning fuzzy PID controller for a SRM direct drive volume control hydraulic press[J]. Control Engineering Practice, 2009, 17(12): 1398—1404.
- [7] 王洪斌, 张永顺, 冯少婵, 等. 直驱泵控缸系统建模及自适应反推滑模控制[J]. 电机与控制学报, 2011, 15(9): 92—98.
- [7] Wang Hongbin, Zhang Yongshun, Feng Shaochan, et al. System modeling and adaptive backstepping sliding mode control for direct-drive pump-controlled cylinder[J]. Electric Machines and Control, 2011, 15(9): 92—98.
- [8] 高为炳. 变结构控制理论基础[M]. 北京: 中国科学技术出版社, 1990.
- [8] Gao Weibing. Variable structure control theory[M]. Beijing: China Science and Technology Press, 1990.
- [9] Yin Xiuxing, Lin Yonggang, Li Wei, et al. Integrated pitch control for wind turbine based on a novel pitch control system[J]. Journal of Renewable and Sustainable Energy, 2014, 6(4): 1273—1287.
- [10] Vossoughi G, Donath M. Dynamic feedback linearization for electrohydraulically actuated control systems[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1995, 117(4): 468—477.
- [11] Alleyne A, Liu R. A simplified approach to force control for electro-hydraulic systems[J]. Control Engineering Practice, 2000, 8(12): 1347—1356.
- [12] Nakkarat P, Kuntanapreeda S. Observer-based backstepping force control of an electrohydraulic actuator[J]. Control Engineering Practice, 2009, 17(8): 895—902.
- [13] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [13] Wang Chunxing. Hydraulic control system[M]. Beijing:

- China Machine Press, 1999.
- [14] 胡云安, 晋玉强, 李海燕. 非线性系统鲁棒自适应反演控制[M]. 北京: 电子工业出版社, 2010.
- [15] 段魁臣. 稳定性基本理论与 Lyapunov 函数构造[M]. 乌鲁木齐: 新疆大学出版社, 1990.
- [15] Duan Kuichen. Basic theory of stability and Lyapunov function construction [M]. Urumqi: Xinjiang University Press, 1990.
- [16] 闵颖颖, 刘允刚. Barbalat 引理及其在系统稳定性分析中的应用[J]. 山东大学学报: 工学版, 2007, 37 (1): 51—55.
- [16] Min Yingying, Liu Yunyang. Barbalat Lemma and its application in analysis of system stability [J]. Journal of Shandong University: Engineering Science, 2007, 37 (1): 51—55.
- [17] Krstic M, Kanellakopoulos I, Kokotovic P V. Nonlinear and adaptive control design[M]. Wiley, 1995.

ADAPTIVE BACKSTEPPING PITCH CONTROL OF DIRECT DRIVE HYDRAULIC PUMP-CONTROLLED-MOTOR SYSTEM

Gu Yajing, Yin Xiuxing, Liu Hongwei, Li Wei, Lin Yonggang, Xu Quankun

(The State Key Laboratory of Fluid Power & Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: To solve the problems of high energy consumption and complex control mechanism in conventional pitch system, a closed loop direct-drive hydraulic pump-controlled-motor pitch system was proposed, which used closed hydraulic circuit structure of variable speed servo motor driving dosing pump. Aiming at nonlinearity and uncertainty existing in pitch system, the adaptive inversion controller was designed based on backstepping technique and combining with the adaptive algorithm. The stability of system was verified through special Lyapunov functions. The simulation check was carried out based on practical measuring data. The results show this pitch system has good adaptivity, robustness and higher pitch angle control precision, which can stabilize output power of the unit.

Keywords: pitch; direct-drive hydraulic pump-controlled-motor; adaptive inversion control; nonlinearity; uncertainty