

DOI: 10. 20040/j. cnki. 1000-7709. 2023. 20222531

# 基于自适应反步滑模的变速抽蓄机组调速系统控制

韩 璋<sup>1</sup>, 邢作霞<sup>1</sup>, 鄂春良<sup>2</sup>, 郭珊珊<sup>1</sup>

(1. 沈阳工业大学电气工程学院, 辽宁 沈阳 110870; 2. 北京科诺伟业科技股份有限公司, 北京 100083)

**摘要:** 目前变速抽蓄机组多数采用变流器/交流励磁控功率方式, 存在功率快速变化引起转速反向超调的问题, 且传统调速器难以保证良好的控制效果, 影响变速机组运行效率。为研究变速机组有功功率调节下调速系统控制, 提出了自适应反步滑模控制(ABSMC)的变速抽蓄机组的调速系统。首先, 建立包含最优转速模块的变速抽蓄机组调速系统数学模型; 其次, 将电磁功率作为系统扰动, 设计了变速抽蓄机组调速系统的自适应反步滑模控制器, 并进行稳定性分析; 最后, 搭建变速抽蓄机组调速系统仿真试验平台, 开展了在发电工况功率给定下变速抽蓄机组转速的动态响应仿真分析。与滑模控制器(SMC)、PID控制器对比结果表明, ABSMC控制的机组转速反向超调小, 调节时间短, 跟踪最优转速效果理想, 验证了所设计控制器的有效性。

**关键词:** 最优转速; 变速调速器; 变速水轮机; 全功率变流器; 反向超调; 功率给定

**中图分类号:** TV736

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-7709(2023)10-0185-05

## 1 引言

随着大规模新能源发电的增加, 抽水蓄能因具有对电网调频调峰的能力, 发展备受关注。变速抽蓄技术因其运行范围广、运行效率高、功率调节能力强<sup>[1]</sup> 而成为研究热点。其控制方式有两种, 从电网对系统需求及变速抽水蓄能在系统中的作用出发, 目前主流采用变流器/交流励磁控功率, 调速器控转速的控制方式<sup>[2]</sup>, 但此方式存在功率快速变化引起转速反向超调过大, 导致电机电压超调, 对变流器安全不利的问题<sup>[3]</sup>。此外, 由于国内变速机组的发展相对缓慢, 对其研究多为变流器建模与控制方面<sup>[4-5]</sup>, 而对变速机组调速器缺乏研究, 蔡卫江等<sup>[6]</sup> 仅对变速机组调速器的控制策略进行初步探索, 并未深入研究。近年对调速系统控制研究也仅限于传统水轮机。而电网负荷的变化会给变速机组调速系统带来更大的挑战, 使用传统控制方式难以保证良好的控制效果, 控制过程易长时间脱离最优转速运行点或超出额定变速范围, 影响机组运行效率。因此, 结合变速机组自身特性, 开展对变速机组有功功率调节下调速系统控制的研究, 对提高机组运行效率和功率

响应速率、保障机组安全稳定运行具有重要意义。为此, 本文建立了包含最优转速模块的变速抽蓄机组调速系统模型, 将电磁功率当作扰动, 设计了一种自适应反步滑模调速控制器, 通过 Matlab/Simulink 开展了在发电工况功率给定下变速抽蓄机组转速的动态响应仿真分析, 并与 SMC 控制器、PID 控制器进行对比分析。

## 2 变速抽蓄机组调速系统数学模型

变速抽蓄机组调节控制原理见图 1。其调速系统主要由最优转速模块、调速器、水轮机及引水系统发电机及负荷组成。变流器用于控制可变速机组电磁功率, 调速器用于接收最优转速模块产

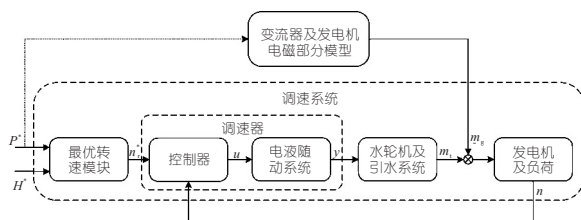


图 1 变速抽蓄机组调节控制框图

Fig. 1 Adjustment control block diagram of variable speed pumped storage unit

收稿日期: 2022-11-03, 修回日期: 2022-12-24

基金项目: 国家重点研发计划(2018YFB0905203)

作者简介: 韩璋(1996-), 男, 硕士研究生, 研究方向为变速抽蓄机组控制器设计, E-mail: hanzhang000@163.com

通讯作者: 邢作霞(1976-), 女, 博士、教授、博导, 研究方向为新能源控制与并网技术, E-mail: xingzuox@163.com

生的目标转速  $n_r^*$ ，进而控制原动机机械功率  $m_t$ 。考虑到变流器控制的电磁功率  $m_g$  变化迅速<sup>[7]</sup>、水轮机机械功率  $m_t$  变化较慢的特点，本文将电磁功率  $m_g$  作为扰动信号，建立了除调速控制器外的调速系统模型，为后续自适应反步滑模控制器的设计奠定了基础。

### 2.1 最优转速模块

最优转速模块是抽蓄机组实现变速运行的关键，其基本思想是当运行工况发生变化时尽可能使水泵水轮机运行在最佳工作效率点上。对于已知水轮机模型综合特性曲线的情况，最优转速模块的实现步骤见图 2(a)<sup>[8]</sup>。

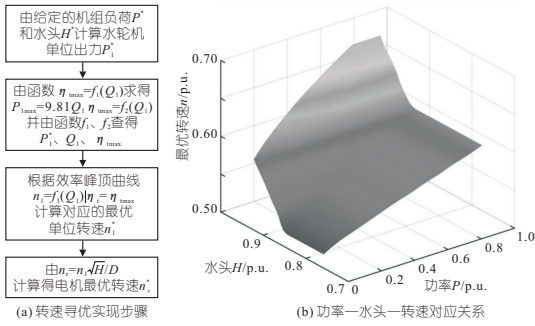


图 2 最优转速模块的形成

Fig. 2 Formation of optimal speed module

根据实现步骤，获得给定功率、水头和最优转速的关系图，见图 2(b)。依据目标功率指令和水轮机当前水头，对应出当前水轮机最优转速，通过调节机组的变流器和调速器来实现对抽蓄机组最优效率运行的控制。

### 2.2 电液随动系统数学模型

电液随动系统模型通常简化为一个惯性环节：

$$G_y(s) = \frac{y}{u} = \frac{1}{T_y s + 1} \quad 0 \leq y \leq 1 \quad (1)$$

式中， $y$  为导叶开度； $u$  为调速器的控制输出； $T_y$  为接力器响应时间常数。

### 2.3 水轮机和引水系统

水轮机力矩方程和流量方程表示为：

$$\begin{cases} m_t = e_y y + e_x x + e_h h \\ q = e_{qy} y + e_{qx} x + e_{qh} h \end{cases} \quad (2)$$

式中， $m_t$ 、 $q$ 、 $x$ 、 $y$ 、 $h$  分别为力矩、流量、转速、导叶开度、水头； $e_{qy}$ 、 $e_{qx}$ 、 $e_{qh}$ 、 $e_y$ 、 $e_x$ 、 $e_h$  分别为水泵水轮机的 6 个传递函数。

引水系统采用刚性水击模型：

$$G_h(s) = h(s)/q(s) = -T_w s \quad (3)$$

式中， $T_w$  为水流惯性时间常数。

### 2.4 发电机模型

发电机及负荷模型表示为：

$$\frac{x}{m_t - m_g} = \frac{1}{T_a s + e_g} \quad (4)$$

式中， $m_t$  为水轮机力矩； $m_g$  为电磁力矩； $x$  为机组转速； $T_a$  为机组惯性时间常数； $e_g$  为水轮发电机综合自调节系数。

将各部分转化为微分方程后，变速抽蓄机组调速系统整体可表达为：

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = a_{11} x_1 + a_{12} x_2 + f_1 d \\ \dot{x}_2 = a_{22} x_2 + a_{23} x_3 + a_{24} x_4 + b_2 u \\ \dot{x}_3 = a_{33} x_3 + a_{34} x_4 + b_3 u \\ \dot{x}_4 = a_{41} x_1 \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{其中} \quad a_{11} &= -\frac{e_g - e_x}{T_a}; a_{12} = \frac{1}{T_a}; a_{22} = -\frac{1}{e_{qh} T_w} \\ a_{23} &= \frac{e_{qy} e_h - e_{qh} e_y}{T_y e_{qh}} + \frac{e_y}{e_{qh} T_w}; a_{24} = \frac{e_{qy} e_h - e_{qh} e_y}{T_y e_{qh}} \\ a_{33} &= -\frac{1}{T_y}; a_{34} = -\frac{1}{T_y}; a_{41} = 1 \\ b_2 &= -\frac{e_{qy} e_h - e_{qh} e_y}{T_y e_{qh}}; b_3 = \frac{1}{T_y}; f_1 = -\frac{1}{T_a} \end{aligned}$$

式中， $x_1$  为变速抽蓄机组转速  $x$ ； $x_2$  为水轮机主动力矩  $m_t$ ； $x_3$  为导叶开度  $y$ ； $x_4$  为额外增加的转速积分环节； $d$  为电磁功率扰动  $m_g$ 。

将系统输出  $x_1$  进行二阶求导，得到系统输出  $x_1$  和控制器输出  $u$  的直接关系：

$$\ddot{x}_1 = A(x) + bu + F \quad (6)$$

$$\begin{cases} A(x) = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 x_4 \\ b = a_{12} + b_2 \\ F = a_{11} f_1 d + f_1 \dot{d} \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{其中} \quad a_1 &= a_{11} a_{11}; a_2 = a_{11} a_{12} + a_{12} a_{22} \\ a_3 &= a_{12} a_{23}; a_4 = a_{12} a_{24} \end{aligned}$$

## 3 自适应反步滑模控制器设计

针对系统进行反步滑模控制器设计，对扰动  $F$  给出自适应律进行自适应估计，并通过 Lyapunov 稳定性定理证明系统稳定性。自适应反步滑模控制器原理框图见图 3。

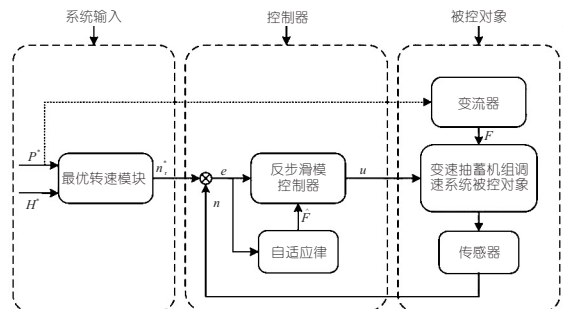


图 3 控制器原理框图

Fig. 3 Controller block diagram

### 3.1 反步滑模控制器的设计

假设最优转速指令为  $x_{1d}$  ( $x_{1d}$  为最优转速

的期望值), 控制器设计步骤如下。

**步骤 1** 定义系统的跟踪误差  $z_1$  为:

$$z_1 = x_1 - x_{1d} \quad (8)$$

则:

$$\dot{z}_1 = \dot{x}_1 - \dot{x}_{1d} \quad (9)$$

选取 Lyapunov 函数:

$$V_1 = z_1^2/2 \quad (10)$$

定义

$$z_2 = \dot{z}_1 + c_1 z_1 \quad (11)$$

则:

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = z_1(z_2 - c_1 z_1) = z_1 z_2 - c_1 z_1^2 \quad (12)$$

**步骤 2** 选取 Lyapunov 函数:

$$V_2 = V_1 + s^2/2 \quad (13)$$

$$\text{其中 } s = k_1 z_1 + z_2 \quad (14)$$

式中,  $s$  为切换函数;  $k_1 > 0$ 。

对式(13)求导, 可得:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 = \dot{V}_1 + \dot{s}s = z_1 z_2 - c_1 z_1^2 + s(k_1 \dot{z}_1 + \dot{z}_2) = \\ z_1 z_2 - c_1 z_1^2 + s[k_1(z_2 - c_1 z_1) + \\ A(x) + bu + F - \ddot{x}_{1d} + c_1 \dot{z}_1] \end{aligned} \quad (15)$$

故设计反步滑模控制器为:

$$u = b^{-1}[-k_1(z_2 - c_1 z_1) - A(x) - \bar{F} \text{sgn}(s) + \ddot{x}_{1d} - c_1 \dot{z}_1 - h(s + \beta \text{sgn}(s))] \quad (16)$$

式中,  $\bar{F}$  为扰动上限;  $h$ 、 $\beta$  分别为正的常数。

**步骤 3** 系统稳定性证明。将式(16)代入式(15)可得:

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 = z_1 z_2 - c_1 z_1^2 - hs^2 - h\beta|s| + Fs - \bar{F}|s| \leq \\ -c_1 z_1^2 + z_1 z_2 - hs^2 - h\beta|s| + |s|(|F| - \bar{F}) \leq \\ -c_1 z_1^2 + z_1 z_2 - hs^2 - h\beta|s| \end{aligned} \quad (17)$$

取

$$Q = \begin{bmatrix} c_1 + hk_1^2 & hk_1 - 1/2 \\ hk_1 - 1/2 & h \end{bmatrix} \quad (18)$$

由于

$$\begin{aligned} z^T Q z = \\ [z_1 \ z_2] \begin{bmatrix} c_1 + hk_1^2 & hk_1 - 1/2 \\ hk_1 - 1/2 & h \end{bmatrix} [z_1 \ z_2]^T = \\ c_1 z_1^2 + hk_1^2 z_1^2 + 2hk_1 z_1 z_2 - z_1 z_2 + h z_2^2 = \\ c_1 z_1^2 - z_1 z_2 + hs^2 \end{aligned} \quad (19)$$

其中  $z^T = [z_1 \ z_2]$

故式(17)可写为:

$$\dot{V}_2 \leq -z^T Q z - h\beta|s| \quad (20)$$

又由于

$$|Q| = h(c_1 + hk_1^2) - (hk_1 - 1/2)^2 = h(c_1 + k_1) - 1/4 \quad (21)$$

通过取  $h$ 、 $c_1$ 、 $k_1$  的值, 可使  $|Q| > 0$ , 从而保证  $Q$  为正定矩阵, 则  $\dot{V}_2 \leq 0$ 。

## 3.2 自适应反步滑模控制器的设计

在设计反步滑模控制器时, 对  $F$  设置上限值来抑制扰动, 但通常扰动均是未知的, 很难准确地找到  $F$  的上限值去减小其影响。为了避免对  $F$  设置上限值, 可采用自适应方法估计  $F$ 。在此, 假设系统扰动为常数或变化缓慢, 即取  $\dot{F} = 0$ 。

控制器设计步骤如下。

**步骤 1** 选取 Lyapunov 函数:

$$V_3 = V_2 + \tilde{F}^2/(2\gamma) \quad (22)$$

式中,  $\tilde{F}$  为  $F$  的估计误差,  $\tilde{F} = F - \hat{F}$  ( $\hat{F}$  为  $F$  的估计值);  $\gamma$  为自适应参数。

进一步推导得:

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 = \dot{V}_2 - \tilde{F}\dot{\tilde{F}}/\gamma = z_1 z_2 - c_1 z_1^2 + \\ s[k_1(z_2 - c_1 z_1) + A + bu + F - \ddot{x}_{1d} + c_1 \dot{z}_1] - \\ \tilde{F}\dot{\tilde{F}}/\gamma = z_1 z_2 - c_1 z_1^2 + s[k_1(z_2 - c_1 z_1) + A + \\ bu + \hat{F} - \ddot{x}_{1d} + c_1 \dot{z}_1] - \tilde{F}(\dot{\tilde{F}} - \gamma s)/\gamma \end{aligned} \quad (23)$$

设计自适应控制器为:

$$u = b^{-1}[-k_1(z_2 - c_1 z_1) - A - \hat{F} + \ddot{x}_{1d} - c_1 \dot{z}_1 - h(s + \beta \text{sgn}(s))] \quad (24)$$

设计自适应律为:

$$\dot{\hat{F}} = \gamma s \quad (25)$$

**步骤 2** 系统稳定性证明。将式(24)、(25)代入式(23)得:

$$\dot{V}_3 = z_1 z_2 - c_1 z_1^2 - hs^2 - h\beta|s| \quad (26)$$

根据式(19), 式(26)可写为:

$$\dot{V}_3 = -z^T Q z - h\beta|s| \leq 0 \quad (27)$$

通过同样的方式, 可使  $|Q| > 0$ , 从而保证  $Q$  为正定矩阵, 则  $\dot{V}_3 \leq 0$ 。

## 4 仿真试验与结果分析

为验证所提控制器的有效性, 模拟发电工况中大扰动情况和大幅度功率给定情况, 设计了功率阶跃给定试验和大幅度功率斜率给定试验, 搭建 Matlab/Simulink 变速抽蓄机组调速系统仿真试验平台, 分别对 ABSMC、SMC、PID 进行控制效果对比。变速抽蓄机组调速系统参数及 ABSMC、SMC、PID 控制器参数见表 1。

### 4.1 功率阶跃给定试验

初始工况设置水头为 0.852 p.u., 功率为 0.571 p.u., 在  $t = 10$  s 时给机组增加功率为 0.643 p.u. 的阶跃指令, 图 4 为 ABSMC、SMC、

表 1 变速抽蓄机组调速系统、控制器参数

Tab. 1 Parameters of speed regulation system of variable speed pumping-storage unit and controller

参数	变速抽蓄机组调速系统										控制器							
	$e_x$	$e_y$	$e_h$	$e_{qx}$	$e_{qy}$	$e_{qh}$	$T_a$	$T_w$	$T_y$	$e_g$	$k_1$	$c_1$	$h$	$\beta$	$\gamma$	$k_p$	$k_i$	$k_d$
取值	-1	1	1.5	0	1	0.5	6.65	2	0.5	0.21	0.8	0.5	0.3	0.3	40	2.2	0.4	0.6

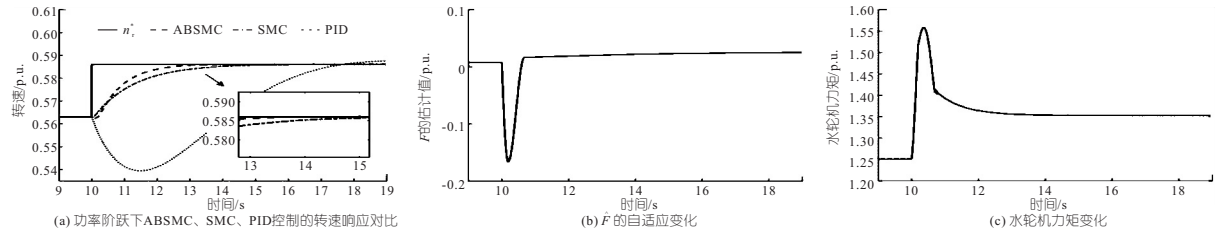


图 4 功率阶跃下 ABSMC、SMC、PID 控制的转速响应对比及 ABSMC 控制下  $\hat{F}$  的自适应变化和水轮机力矩变化

Fig. 4 Comparison of speed response of ABSMC, SMC and PID control under power step and adaptive change of  $\hat{F}$  and torque change of hydraulic turbine under control of ABSMC

PID 控制对应的水泵水轮机转速的动态调节过程及 ABSMC 控制中  $\hat{F}$  的自适应变化过程。

该试验模拟发生电网大扰动、功率突增情况。当功率阶跃后,最优转速模块根据新的功率设定值计算出最优转速,作为调速器的目标转速。由图 4(a)可看出,功率阶跃后机组最优转速从 0.563 p. u. 增至 0.586 p. u.。PID 控制的机组转速反向超调明显,调节时间较长,经过 9 s 调节后仍未稳定;ABSMC、SMC 控制器对应的机组转速反向超调较小,调节时间较短,较快达到转速给定值。ABSMC 控制的机组转速经过 3 s 达到目标

转速,SMC 控制器随后在 2 s 内达到稳定值。由图 4(b)可看出,当出现电磁功率扰动时,自适应方法能快速对  $F$  进行估计并补偿抑制,保障系统安全性。由图 4(c)可看出,机组响应迅速,水轮机力矩 3 s 达到稳定。

### 4.2 大幅度功率斜率给定试验

初始工况设置水头为 0.788 p. u.,功率为 0.455 p. u.,在  $t=10$  s 时给定功率以 0.01 p. u./s 的斜率增至 0.714 p. u.。图 5 为大幅度功率斜率给定及 ABSMC、SMC、PID 控制对应的水泵水轮机转速的动态调节过程。

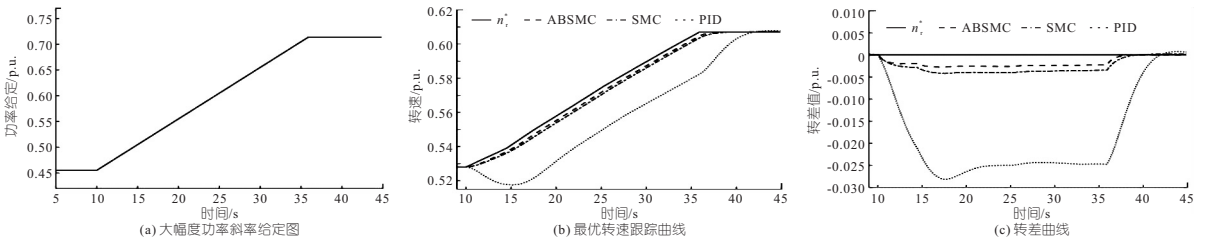


图 5 大幅度功率斜率给定及 ABSMC、SMC、PID 控制的转速响应对比

Fig. 5 Large power slope given and comparison of speed response of ABSMC, SMC and PID control

当功率给定发生较大变化时,为避免转速超出额定变速范围,一般采取一定斜率的给定方式。由图 5(a)可看出,用时 25.9 s 功率增加了 25.9%。由图 5(b)可看出,当功率以斜率方式给定,最优转速也近似为斜坡形式从 0.528 p. u. 增至 0.607 p. u.。在对斜坡最优转速进行跟踪时,PID 控制的机组转速有较大反向超调,响应较慢,有相对较大的跟踪滞后,当最优转速给定到达最终值 5 s 后 PID 控制的机组转速才到达目标值。而 ABSMC 与 SMC 控制的机组转速能及时跟踪上最优转速给定,反向超调较小,有更快的跟踪性能,且 ABSMC 控制效果更优于普通 SMC 的控制效果。由图 5(c)可看出,SMC 控制的机组转差比 PID 控制的机组转差减小了约 80%,由原来的

0.025 p. u. 减至 0.005 p. u.,而 ABSMC 控制的机组转差更小,只有 0.003 p. u.,进一步提高了对最优转速跟踪的效果,提升了机组运行效率。

## 5 结论

a. 本文对变速抽蓄机组的调速系统控制方式进行研究,所设计 ABSMC 控制器可使系统快速到达渐进稳定,并对  $F$  进行快速估计和补偿抑制。经仿真试验验证,跟踪效果理想。

b. 与 PID、SMC 控制器相比,ABSMC 所控制的机组转速反向超调较小。因此,在发电工况下可增加给定功率的阶跃变化量及在给定功率变化较大时提高功率变化率,对变速抽蓄机组提高机

组运行效率具有一定的借鉴意义。

### 参考文献:

- [1] 戴理韬,高剑,黄守道,等. 变速恒频水力发电技术及其发展[J]. 电力系统自动化, 2020, 44(24): 169-177.
- [2] 赵军科,刘云平,刘建俊,等. 变转速抽水蓄能机组控制策略选择[J]. 水电与抽水蓄能, 2021, 7(6): 62-64.
- [3] 马小亮. 变频器新应用——变速抽水蓄能水电机组[J]. 电气传动, 2022, 52(2): 3-10.
- [4] 畅欣. FSC 可变速抽水蓄能机组功率调节特性研究

[D]. 北京:华北电力大学(北京), 2016.

- [5] 杨正文. 全功率变速恒频抽蓄机组 VSG 控制策略研究[D]. 北京:北京交通大学, 2021.
- [6] 蔡卫江,许栋,徐宋成,等. 可变速抽水蓄能机组调速器的控制策略[J]. 水电与抽水蓄能, 2017, 3(2): 81-85.
- [7] 胡万丰,樊红刚,王正伟. 双馈式抽水蓄能机组功率调节仿真与控制[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2021, 61(6): 591-600.
- [8] 李辉,黄樟坚,刘海涛,等. 交流励磁抽水蓄能机组快速功率响应控制策略[J]. 电力自动化设备, 2017, 37(11): 156-161, 175.

## Control of Variable Speed Pumped Storage Unit Speed Regulation System Based on Adaptive Backstepping Sliding Mode

HAN Zhang<sup>1</sup>, XING Zuo-xia<sup>1</sup>, E Chun-liang<sup>2</sup>, GUO Shan-shan<sup>1</sup>

(1. School of Electrical Engineering, Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China;

2. Beijing Corona Science & Technology Co., Ltd., Beijing 100083, China)

**Abstract:** At present, most variable-speed pumped-storage units use converters (AC excitation) to control power. There is a problem of reverse speed overshoot caused by rapid power changes, and the traditional governors are difficult to ensure good control effects, which affects the operating efficiency of variable-speed units. In order to study the control of the speed regulation system under the active power regulation of the variable speed unit, the speed regulation system of the variable speed pumped storage unit with adaptive backstepping sliding mode control (ABSMC) was proposed. Firstly, a mathematical model of the variable-speed pumped-storage unit speed control system including the optimal speed module was established. Secondly, taking the electromagnetic power as the system disturbance, an adaptive backstepping sliding mode controller for the variable-speed pumped-storage unit speed control system was designed and its stability was analyzed. Finally, a simulation test platform for the speed regulation system of the variable speed pumped storage unit was built, and the dynamic response simulation analysis of the speed of the variable speed pumped storage unit was carried out under the given power of the power generation condition. Compared with the sliding mode controller (SMC) and PID controller, the results show that the reverse overshoot of the controlled unit speed by the ABSMC is small, the adjustment time is short, and the effect of tracking the optimal speed is ideal. The effectiveness of the designed controller was verified.

**Key words:** optimal speed; variable speed governor; variable speed turbine; full power converter; reverse overshoot; power given

(上接第 140 页)

- [5] 江恩慧,屈博,王远见,等. 基于流域系统科学的黄河下游河道系统治理研究[J]. 华北水利水电大学学报(自然科学版), 2021, 42(4): 7-15.
- [6] MILLAR R G, QUICK M C, MEMBER A. Effect of bank stability on geometry of gravel rivers[J]. Journal of hydraulic engineering, 1995, 121(4): 382-385.
- [7] OSMAN A M, THORNE C R. Riverbank stability analysis. I: theory[J]. Journal of hydraulic engineering, 1988, 114(2): 134-150.

- [8] MIDGLEY T L, FOX G A, HEEREN D M. Evaluation of the bank stability and toe erosion model (BSTEM) for predicting lateral retreat on composite streambanks[J]. Geomorphology, 2012, 145-146: 107-114.
- [9] KLAVON K, FOX G, GUERTAULT L, et al. Evaluating a process-based model for use in stream-bank stabilization: insights on the Bank Stability and Toe Erosion Model (BSTEM)[J]. Earth surface processes and landforms, 2017, 42: 191-213.

## Research on Mechanism of Riverbank Failure Based on BSTEM

WU Xin-yu<sup>1,2</sup>, ZHANG Xiang<sup>2,3a,3b</sup>

(1. School of Water Conservancy, North China University of Water Resources and Electric Power, Zhengzhou 450046, China;

2. Key Laboratory of Lower Yellow River Channel and Estuary Regulation, MWR, Zhengzhou 450004, China; 3a. Yellow River Institute of Hydraulic Research; 3b. Research Center of YB Conservation and Development, YRCC, Zhengzhou 450004, China)

**Abstract:** River bank collapse is very common in natural rivers and plays an important role in the evolution of river channels. In order to quantitatively study the influence of river bank soil properties and bank slope inclination on river bank stability, the BSTEM model for calculating river bank stability and bank toe erosion was adopted, and six typical river bank materials were selected to study the stability of homogeneous river banks under six bank slope inclination angles. Under the condition of ignoring the water table, the collapse modes of non-cohesive bank slope and cohesive bank slope are different. For non-cohesive bank, the dominant factor affecting bank stability is the effective internal friction angle. The larger the effective internal friction angle is, the more stable the bank is. For cohesive bank, the dominant factor affecting the stability of the cohesive bank is effective cohesion. The greater the effective cohesion is, the more stable the bank is. When the effective cohesion difference is the same, the smaller the absolute value of the effective internal friction angle difference is, the more the safety factor increases. The increase of bank slope inclination reduces river bank stability and the safety factor. The larger the effective internal friction angle of the non-cohesive bank is, the more sensitive the safety factor to the change of bank slope inclination is. For cohesive banks, the greater the effective cohesion is, the more sensitive the safety factor to the change of bank slope inclination is.

**Key words:** river bank collapse; BSTEM; soil properties; bank slope inclination