

# 锅炉-汽轮机单元协调控制的反推PID方法

韩璞, 魏乐

(华北电力大学控制科学与工程学院, 河北省 保定市 071003)

## Backstepping PID Methods for Coordinated Control of Boiler-Turbine Units

HAN Pu, WEI Le

(School of Control Science and Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, Hebei Province, China)

**ABSTRACT:** To improve the load adaptability of power generation unit and reduce the influence of process nonlinearities in wide range working conditions, a nonlinear coordinated controller of boiler-turbine unit was presented. Backstepping method and a typical nonlinear boiler-turbine unit model were adopted to deduce this controller. After coordinates transposing and model simplifying, the typical model was separated into two subsystems, which have one same input from controller. Some dummy variables were introduced to construct the Lyapunov function of output error signals for each subsystem. After deducing, the nonlinear control law was transferred to PID form that could be realized in practice easily. The dynamic performance, disturbance rejection, load adaptability and robustness of this nonlinear coordinated controller are proved by simulation tests on a 500 MW boiler-turbine units.

**KEY WORDS:** boiler-turbine units; coordinated control; backstepping; proportion integration differentiation(PID); nonlinear control

**摘要:** 为有效提高大范围变工况时单元机组的负荷适应能力, 克服非线性特征对系统运行性能的影响, 该文基于反推法, 针对一个典型的锅炉-汽轮机单元非线性模型, 经过工作点的坐标平移、模型的适当简化, 将其分解为2个具有一个相同控制输入的子系统, 对于各个子系统, 通过合理选择虚拟控制变量, 逐步构造出偏差信号的李亚普诺夫函数, 进而设计出非线性机炉协调控制器, 并将其转换为PID控制器形式。针对某500 MW锅炉-汽轮机单元进行的仿真试验表明, 基于反推PID方法的协调控制器具有良好的给定值跟随性、抗干扰性、负荷适应性和鲁棒性。

**关键词:** 锅炉-汽轮机单元; 协调控制; 反推; 比例积分微分; 非线性控制

基金项目: 国家自然科学基金项目(60704030)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (60704030).

## 0 引言

大型单元制发电机组的重要特征是生产流程的一体化, 而一体化的集中体现是锅炉-汽轮机单元的协同工作。在电能生产的整个流程中, 从化学能(化石燃料)的输入到电能的输出, 每一个环节都蕴含了能量的流动与平衡, 维持这些平衡关系是机组安全、经济运行的重要前提。协调控制系统正是从一体化的角度确保锅炉-汽轮机系统能量平衡的单元机组主控系统。

从理论研究的角度看, 锅炉-汽轮机单元是一类具有典型非线性特征的多变量被控对象<sup>[1]</sup>。相对于汽轮机系统而言, 锅炉系统存在显著的过程延迟和不确定性, 二者在动态特性上差异明显。对单元机组协调控制系统的理论研究多是针对这些典型特征展开的。文献[2-3]针对其多变量特征分别应用多变量内模控制方法和多变量解耦方法设计了协调控制系统; 文献[4-9]针对其非线性特性分别利用反馈线性化方法、基于物理模型的带非线性约束的预测控制策略、模糊增益调度预测控制策略、增益调度策略、基于动态扩展算法控制策略和柔性控制思想来提高协调控制系统的负荷适应性; 文献[10]针对其时变特性, 将非线性反步设计方法与自适应技术相结合, 设计出锅炉跟随方式下的非线性控制律; 文献[11-12]针对被控对象的多干扰特性分别设计了多变量鲁棒控制器和自抗扰控制器。这些研究为优化协调控制系统的控制品质, 提高单元机组的运行水平提供了新的思路和系统的理论支撑。

本文所采用的反推法是一种非线性控制方法。该方法通过逐步修正算法设计镇定控制器, 实现系统的全局调节或跟踪<sup>[13-14]</sup>。这一特点恰好适用于锅炉-汽轮机单元这类具有多变量、非线性和时变特性

的工业对象<sup>[15-16]</sup>。本文针对一类典型燃煤机组的动态模型,应用反推法设计了锅炉-汽轮机单元的非线性协调控制器,并推导出相应的PID形式,通过克服被控对象中非线性因素的影响,提高单元机组在大范围变工况时的负荷适应能力。

## 1 锅炉-汽轮机单元数学模型

文献[17-18]从机制分析入手,对锅炉动态过程、汽轮机动态过程以及工质做功过程中各环节的能量供需关系进行了深入研究,细致、准确地刻画了锅炉-汽轮机系统的主要动、静态特征。该模型的简化形式可由以下方程描述:

$$T_e \dot{N} = -N + k_e P_T \mu_T \quad (1)$$

$$C_n \dot{P}_T = k_s \sqrt{P_D - P_T} - k_\mu P_T \mu_T \quad (2)$$

$$C_b \dot{P}_D = k_m D_Q - k_s \sqrt{P_D - P_T} \quad (3)$$

$$T_b \dot{D}_Q = -D_Q + B \quad (4)$$

$$T_\mu \dot{\mu}_T = -\mu_T + \mu \quad (5)$$

式(1)为汽轮机做功过程,用一阶惯性环节近似描述,其中: $N$ 为输出功率; $P_T$ 为主蒸汽压力; $\mu_T$ 为主蒸汽调节阀的实际开度; $k_e$ 与 $T_e$ 为相关系数和时间常数。

式(2)为主蒸汽压力 $P_T$ 的动态过程,其中: $k_s \sqrt{P_D - P_T}$ 代表进入蒸汽管道的蒸汽流量; $P_D$ 为锅炉出口蒸汽压力; $C_n$ 为蒸汽管道蓄热系数; $k_s$ 、 $k_\mu$ 为相关系数。

式(3)为锅炉出口蒸汽压力 $P_D$ 的动态过程, $D_Q$ 为锅炉受热面总有效吸热量, $C_b$ 为锅炉的蓄热系数, $k_m$ 为相关系数。

式(4)和(5)为2个线性过程,分别用来近似描述燃烧传热过程和主蒸汽调节阀的动作过程,其中: $B$ 为燃料量指令; $\mu$ 为主蒸汽调节阀开度指令; $T_b$ 和 $T_\mu$ 是相关时间常数。

设计协调控制器的目的就是要通过合理调整燃料量 $B$ 和主蒸汽调节阀 $\mu$ 来保证机组的输出功率 $N$ 快速跟随给定值 $N_z$ (电网的功率需求),同时使主蒸汽压力 $P_T$ 跟踪给定值 $P_{TZ}$ 。因此,上述模型包含2个输出量 $N$ 和 $P_T$ ,以及2个控制量 $B$ 和 $\mu$ 。

## 2 模型的预处理

由于模型中的非线性关系主要体现在方程(1)~(4)中,因此可以将 $\mu_T$ 看作辅助输入进行控制器设计。

由式(1)~(5)可知,系统的平衡点为

$$N_0 = k_e P_{T0} \mu_{T0} = k_s k_e \sqrt{P_{D0} - P_{T0}} / k_\mu =$$

$$k_m k_e D_{Q0} / k_\mu = k_m k_e B_0 / k_\mu \quad (6)$$

$$\mu_{T0} = \mu_0 \quad (7)$$

为方便控制器设计,将工作点移动到坐标原点,需要作如下的坐标变换:

$$N = \tilde{N} + N_0 \quad (8)$$

$$P_T = \tilde{P}_T + P_{T0} \quad (9)$$

$$\mu_T = (\tilde{\mu}_T + N_0) / [k_e (\tilde{P}_T + P_{T0})] \quad (10)$$

$$P_D = \tilde{P}_D + [k_\mu N_0 / (k_e k_s)]^2 + P_{T0} \quad (11)$$

$$D_Q = \tilde{D}_Q + k_\mu N_0 / (k_e k_m) \quad (12)$$

将式(8)~(12)代入式(1)~(4)即可得到坐标变换后的系统模型:

$$T_e \dot{\tilde{N}} = -\tilde{N} + \tilde{\mu}_T \quad (13)$$

$$C_n \dot{\tilde{P}}_T = k_s \sqrt{\tilde{P}_D - \tilde{P}_T + [k_\mu N_0 / (k_e k_s)]^2} - k_\mu (\tilde{\mu}_T + N_0) / k_e \quad (14)$$

$$C_b \dot{\tilde{P}}_D = k_m \tilde{D}_Q + k_\mu N_0 / k_e - k_s \sqrt{\tilde{P}_D - \tilde{P}_T + [k_\mu N_0 / (k_e k_s)]^2} \quad (15)$$

$$T_b \dot{\tilde{D}}_Q = -\tilde{D}_Q + \tilde{B} \quad (16)$$

由于工程实际中 $\dot{P}_D$ 是可测的,可以通过转换得到 $\dot{\tilde{P}}_D$ ,所以可以将式(14)和式(15)合并,得到

$$C_n \dot{\tilde{P}}_T = k_m \tilde{D}_Q - C_b \dot{\tilde{P}}_D - k_\mu \tilde{\mu}_T / k_e \quad (17)$$

在预处理后的模型中,式(13)不含有状态变量 $\tilde{P}_T$ 和 $\tilde{P}_D$ ,遵循反推法的应用前提<sup>[19]</sup>,可以将坐标变换后的模型分为2个子系统:由式(13)组成的子系统I和由式(16)、(17)组成的子系统II。2个子系统具有相同的控制输入 $\tilde{\mu}_T$ 。控制器的设计将针对这2个子系统分别进行。

## 3 基于反推PID方法的控制系统设计

### 3.1 子系统I的控制器设计

由于传统的反推控制器相当于PD控制器,为了得到反推PID控制器,使子系统I的输出准确跟踪给定值,在模型中加入积分作用。子系统I的输入输出分别是 $\tilde{\mu}_T$ 和 $y$ , $y_r$ 为 $y$ 的参考轨迹。则子系统I的状态空间表达式为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 / T_{i1} \\ \dot{x}_2 = (-x_2 + \tilde{\mu}_T) / T_e \\ y = x_1 \end{cases} \quad (18)$$

式中: $T_{i1}$ 为积分时间常数; $x_2 = \tilde{N}$ 。

定义第1偏差函数为

$$Z_1 = y - y_r = x_1 - y_r \quad (19)$$

选取第1李亚普诺夫函数为

$$V_1 = Z_1^2 / 2 \quad (20)$$

则其导数为

$$\dot{V}_1 = Z_1 \dot{Z}_1 = -n_1 Z_1^2 + Z_1 [x_2/T_{i1} - \dot{y}_r + n_1 Z_1] \quad (21)$$

选取  $\alpha_1$  为虚拟控制量

$$\alpha_1 = (x_2)_d = -n_1 T_{i1} Z_1 + T_{i1} \dot{y}_r \quad (22)$$

式中  $n_1$  是正的设计参数, 则

$$\dot{V}_1 = -n_1 Z_1^2 + Z_1 (x_2 - \alpha_1)/T_{i1} \quad (23)$$

若  $\lim_{t \rightarrow \infty} (x_2 - \alpha_1) = 0$ , 则式(23)是负定的。

定义第2偏差函数为

$$Z_2 = x_2 - \alpha_1 = T_{i1} \dot{Z}_1 + n_1 T_{i1} Z_1 \quad (24)$$

选取第2李亚普诺夫函数为

$$V_2 = (Z_1^2 + Z_2^2)/2 \quad (25)$$

则其导数为

$$\dot{V}_2 = Z_1 \dot{Z}_1 + Z_2 \dot{Z}_2 = -n_1 Z_1^2 - n_2 Z_2^2 + Z_2 [(-1/T_e + n_1 + n_2) \cdot T_{i1} \dot{Z}_1 + (n_1 n_2 T_{i1} + 1) Z_1 - (T_{i1} \dot{y}_r/T_e + T_{i1} \ddot{y}_r) + \tilde{\mu}_T/T_e] \quad (26)$$

为了保证  $\dot{V}_2$  负定, 选取

$$\tilde{\mu}_T = -T_e [(-1/T_e + n_1 + n_2) T_{i1} \dot{Z}_1 - (1 + n_1 n_2 T_{i1}) Z_1 + T_{i1} \dot{y}_r/T_e + T_{i1} \ddot{y}_r] \quad (27)$$

基于以上设定, 可知式(26)为负定。  $Z_2$  渐近稳定,  $Z_1$  渐近稳定, 进而子系统I渐近稳定。

若令子系统 I 的输入为  $\tilde{N}_z = N_z - N_0$ , 输出为  $\tilde{N}$ ,  $e = \tilde{N}_z - \tilde{N}$ , 则控制输入  $\tilde{\mu}_T$  的拉普拉斯变换为

$$\tilde{\mu}_T(s) = (T_e s + 1) \tilde{N}_z(s) + [T_e (-1/T_e + n_1 + n_2) + T_e (1/T_{i1} + n_1 n_2)/s] E(s) \quad (28)$$

由此, 可得子系统 I 的 PID 控制器:

$$G_{PID\_I}(s) = K_{p1} + K_{i1}/s + K_{d1}s \quad (29)$$

$$K_{p1} = T_e (-1/T_e + n_1 + n_2) \quad (30)$$

$$K_{i1} = T_e (1/T_{i1} + n_1 n_2) \quad (31)$$

$$K_{d1} = 0 \quad (32)$$

### 3.2 子系统 II 的控制器设计

为了得到子系统 II 的 PID 控制器, 在其模型中加入积分作用。子系统 II 的输入是  $\tilde{\mu}_T$  和  $\tilde{B}$ , 输出是  $y$ ,  $y_r$  为  $y$  的参考轨迹。则子系统 II 的状态空间表达式为

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2/T_{i2} \\ \dot{x}_2 = k_m x_3/C_n + v \\ \dot{x}_3 = (-x_3 + \tilde{B})/T_b \\ y = x_1 \end{cases} \quad (33)$$

式中:  $T_{i2}$  是积分时间常数;  $x_2 = \tilde{P}_T$ ;  $x_3 = \tilde{D}_Q$ ;  $v = -C_b \tilde{P}_D/C_n - k_\mu \tilde{\mu}_T/(C_n k_e)$ 。

定义第1偏差函数为

$$Z_1 = y - y_r = x_1 - y_r \quad (34)$$

选取第1李亚普诺夫函数为

$$V_1 = Z_1^2/2 \quad (35)$$

求取其导数, 得到

$$\dot{V}_1 = Z_1 \dot{Z}_1 = -n_3 Z_1^2 + Z_1 [x_2/T_{i2} - \dot{y}_r + n_3 Z_1] \quad (36)$$

选取  $\alpha_1$  为第1虚拟控制量:

$$\alpha_1 = (x_2)_d = T_{i2} \dot{y}_r - n_3 T_{i2} Z_1 \quad (37)$$

式中:  $(x_2)_d$  为  $x_2$  的期望值;  $n_3$  是正的设计参数。则

$$\dot{V}_1 = -n_3 Z_1^2 + Z_1 (x_2 - \alpha_1)/T_{i2} \quad (38)$$

若  $\lim_{t \rightarrow \infty} (x_2 - \alpha_1) = 0$ , 则式(38)为负定。

定义第2偏差函数为

$$Z_2 = x_2 - \alpha_1 = x_2 + n_3 T_{i2} Z_1 - T_{i2} \dot{y}_r \quad (39)$$

选取第2李亚普诺夫函数为

$$V_2 = (Z_1^2 + Z_2^2)/2 \quad (40)$$

则其导数为

$$\dot{V}_2 = Z_1 \dot{Z}_1 + Z_2 \dot{Z}_2 = -n_3 Z_1^2 - n_4 Z_2^2 + Z_2 [v + n_4 Z_2 + k_m x_3/C_n + Z_1/T_{i2} + n_3 T_{i2} \dot{Z}_1 - T_{i2} \ddot{y}_r] \quad (41)$$

选取  $\alpha_2$  为第2虚拟控制量:

$$\alpha_2 = (x_3)_d = -C_n [T_{i2} (n_3 + n_4) \dot{Z}_1 - (n_3 n_4 T_{i2} + 1/T_{i2}) Z_1 + T_{i2} \ddot{y}_r - v]/k_m \quad (42)$$

式中:  $(x_3)_d$  为  $x_3$  的期望值;  $n_4$  是正的设计参数。则

$$\dot{V}_2 = -n_3 Z_1^2 - n_4 Z_2^2 + k_m Z_2 (x_3 - \alpha_2)/C_n \quad (43)$$

若  $\lim_{t \rightarrow \infty} (x_3 - \alpha_2) = 0$ , 则式(43)为负定。

定义第3偏差函数为

$$Z_3 = x_3 - \alpha_2 = x_3 + C_n [T_{i2} (n_3 + n_4) \dot{Z}_1 - T_{i2} \ddot{y}_r + (n_3 n_4 T_{i2} + 1/T_{i2}) Z_1 + v]/k_m \quad (44)$$

选取第3李亚普诺夫函数为

$$V_3 = (Z_1^2 + Z_2^2 + Z_3^2)/2 \quad (45)$$

则其导数为

$$\dot{V}_3 = Z_1 \dot{Z}_1 + Z_2 \dot{Z}_2 + Z_3 \dot{Z}_3 = -n_3 Z_1^2 - n_4 Z_2^2 - n_5 Z_3^2 + Z_3 (n_5 Z_3 + k_m Z_2/C_n + \dot{Z}_3) \quad (46)$$

为保证  $\dot{V}_3$  负定, 选取

$$\tilde{B} = -C_n T_b T_{i2} [(n_3 + n_4 + n_5 - 1/T_b) \dot{Z}_1 - (n_3 n_4 + n_3 n_5 + n_4 n_5 + k_m^2/C_n^2 + 1/T_{i2}^2) \dot{Z}_1 - (n_3 n_4 n_5 + n_5/T_{i2}^2 + n_3 k_m^2/C_n^2) Z_1 + \ddot{y}_r + \dot{y}_r/T_b - \dot{v}/T_{i2} - v/(T_b T_{i2})]/k_m \quad (47)$$

其中  $n_5$  是正的设计参数。基于以上设定, 可知式(46)为负定。  $Z_3$  渐近稳定, 从而  $Z_2$ 、 $Z_1$  渐近稳定, 进而子系统II渐近稳定。

若令子系统 II 的输入为  $\tilde{P}_{TZ} = P_{TZ} - P_{T0}$ , 输出为  $\tilde{P}_T$ ,  $e = \tilde{P}_{TZ} - \tilde{P}_T$ , 则控制输入  $\tilde{B}$  的拉普拉斯变换为

$$\begin{aligned} \tilde{B}(s) = & C_n \{ T_b [(n_3 + n_4 + n_5 - 1/T_b)s + \\ & (n_3 n_4 + n_3 n_5 + n_4 n_5 + k_m^2/C_n^2 + 1/T_{i2}^2) + \\ & (n_3 n_4 n_5 + n_5/T_{i2}^2 + n_3 k_m^2/C_n^2)/s] E(s) + \\ & (T_b s + 1)[s\tilde{P}_{TZ}(s) - V(s)] \} / k_m \end{aligned} \quad (48)$$

由此可得系统 II 的 PID 控制器:

$$G_{PID\_II}(s) = C_n T_b (K_{p2} + K_{i2}/s + K_{d2}s) / k_m \quad (49)$$

$$K_{p2} = n_3 n_4 + n_3 n_5 + n_4 n_5 + k_m^2/C_n^2 + 1/T_{i2}^2 \quad (50)$$

$$K_{i2} = n_3 n_4 n_5 + n_5/T_{i2}^2 + n_3 k_m^2/C_n^2 \quad (51)$$

$$K_{d2} = n_3 + n_4 + n_5 - 1/T_b \quad (52)$$

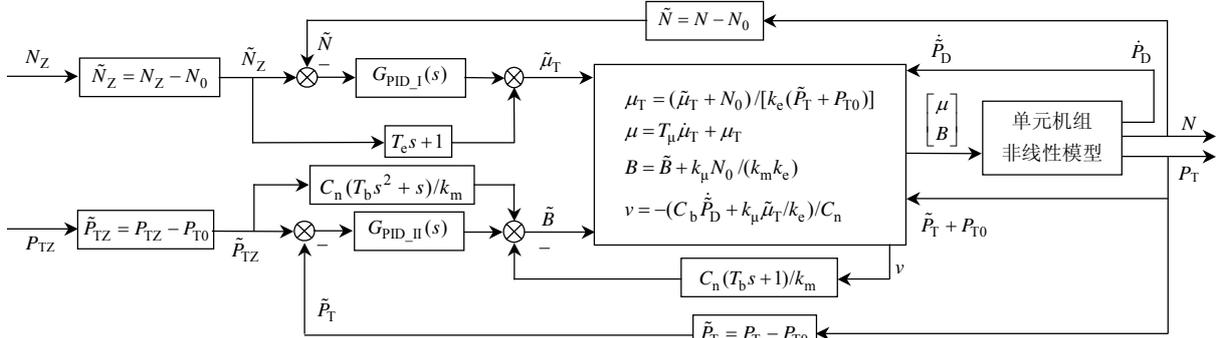


图1 锅炉-汽轮机单元协调控制系统框图

Fig. 1 Block diagram of boiler-turbine units coordinated control system

### 4 仿真研究

#### 4.1 负荷和压力定值扰动试验

为了检验上述反推PID方法的有效性, 并对控制系统性能进行分析, 本文应用山西神头二电厂500 MW机组非线性模型<sup>[20]</sup>进行仿真研究。

该模型与(1)~(5)给出的模型结构相同。相应参数分别为:  $C_n=2.78$ ,  $C_b=27.7678$ ,  $T_b=150$ ,  $T_e=6$ ,  $T_\mu=10$ ,  $k_\mu=0.25$ ,  $k_s=2.41$ ,  $k_m=4.02$ ,  $k_e=30.9023$ 。

模型的初始输入为:  $[B_0=100\%, \mu_0=100\%]$ ; 初始状态为:  $[P_{D0}=18.97 \text{ MPa}, P_{T0}=16.18 \text{ MPa}, D_{T0}=1650 \text{ t/h}, N_0=500 \text{ MW}]$ 。理论上, 权系数 $n_1 \sim n_5$ 以及时间常数 $T_{i1}$ 和 $T_{i2}$ 取任何正值, 系统都是渐近稳定的。但是, 从仿真试验中发现, 上述参数的取值对系统的性能影响较大, 为此, 本文在仿真过程中采用非线性序列二次规划方法, 对PID参数进行离线寻优, 优化目标为主蒸汽压力 $P_T$ 和负荷 $N$ 的超调量、峰值时间和调节时间。寻优后得到PID参数如下:  $K_{p1}=1$ 、 $K_{i1}=0.01$ 、 $K_{p2}=0.01$ 、 $K_{i2}=0.0001$ 、 $K_{d2}=5$ 。

先进行负荷扰动试验: 保持主蒸汽压力给定值不变, 在 $t=100 \text{ s}$ 时, 将负荷指令由500 MW以10 MW/min速率减少到475 MW, 协调控制系统响应曲线如图2。从试验曲线看, 负荷跟踪给定值的

综合以上推导, 得到基于反推PID方法的锅炉-汽轮机单元协调控制系统框图, 如图1所示。整个反推PID控制策略相当于前馈+反馈+解耦复合控制策略。

相比于文献[16], 本文通过引入汽包压力(可测量参数)及其微分项, 简化了模型结构, 减少了控制器的设计步骤, 提高了设计方法的工程应用价值; 同时, 由于在设计过程中考虑了主蒸汽压力的跟踪问题, 本系统可以适用于定压和滑压2种运行方式的需求。

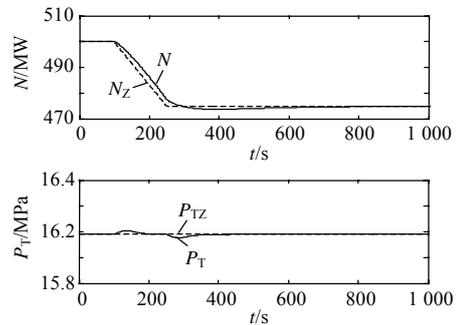


图2 500 MW 机组协调控制系统负荷定值扰动试验  
Fig. 2 Load demand disturbance test of the coordinated control system for 500 MW unit

速度很快, 且对压力扰动较小, 峰值小于0.03 MPa, 可满足实际运行要求。

保持上一个试验完成时的工况 $[N=475 \text{ MW}, P_T=16.18 \text{ MPa}]$ , 进行压力扰动试验: 负荷指令不变,  $t=100 \text{ s}$ 时, 将主蒸汽压力由额定值以0.08 MPa/min的速率减少0.2 MPa, 协调控制系统的响应曲线如图3所示。由于压力定值的改变, 机组负荷出现了一定的波动, 但波动的幅值很小( $<0.01 \text{ MW}$ ), 仍然能较好地维持在设定值附近。

由仿真曲线可以看出, 系统输出能准确跟踪给定值的变化, 基于反推PID方法的协调控制方法有效地抑制了2个控制通道的耦合。

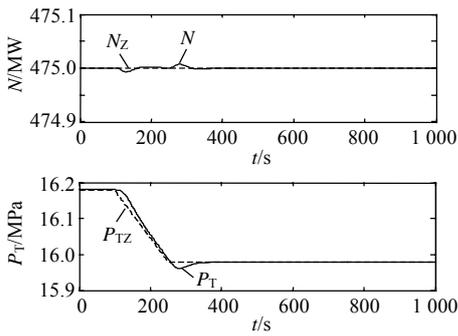


图 3 500 MW 机组协调控制系统主蒸汽压力定值扰动试验  
Fig. 3 Throttle pressure demand disturbance test of the coordinated control system for 500 MW unit

4.2 抗干扰性能试验

系统运行在稳定状态 [ $P_T = 15.98 \text{ MPa}$ ,  $N = 475 \text{ MW}$ ]。在  $t = 100 \text{ s}$  时，负荷侧阶跃增加  $5 \text{ MW}$ ，在  $t = 1000 \text{ s}$  时，压力侧阶跃增加  $0.1 \text{ MPa}$ ，输出响应曲线如图 4 所示。可以看出，基于反推 PID 方法的协调控制方法能够有效消除扰动的影响，使被控变量快速恢复到原稳定状态，且压力和功率的相互影响较小。

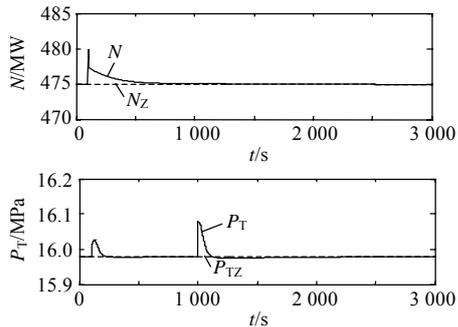


图 4 500 MW 机组协调控制系统抗干扰性能试验  
Fig. 4 Step responses of disturbance test of the coordinated control system for 500 MW unit

4.3 大范围变工况试验

为了使仿真过程更接近于运行实际，在下面的仿真中，负荷指令的增减将以  $10 \text{ MW/min}$  的速率进行，机组采用滑压运行方式。滑压曲线中的几个关键点为  $\{(500 \text{ MW}, 16.18 \text{ MPa}), (475 \text{ MW}, 15.98 \text{ MPa}), (250 \text{ MW}, 10.2 \text{ MPa}), (75 \text{ MW}, 6.66 \text{ MPa})\}$ 。

试验 1：在  $t = 100 \text{ s}$  时，将负荷由  $500 \text{ MW}$  降到  $450 \text{ MW}$ ，输出响应曲线如图 5 所示。

试验 2：在  $t = 1000 \text{ s}$  时，将负荷由  $400 \text{ MW}$  降到  $300 \text{ MW}$ ，再在  $t = 3000 \text{ s}$  时，将负荷由  $300 \text{ MW}$  升至  $350 \text{ MW}$ ，输出响应曲线如图 6 所示。

从仿真曲线可以看出，在试验所包含的负荷区间内，在滑压运行方式下，基于反推 PID 方法的协调控制方法可以保证机组的负荷和主蒸汽压力具

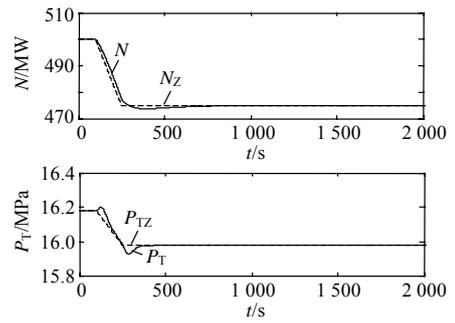


图 5 500 MW 机组模型大范围变工况试验(1)  
Fig. 5 Large-scale variable working condition test of the coordinated control system for 500 MW unit (1)

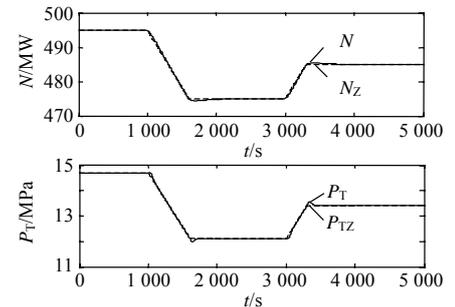


图 6 500MW 机组模型大范围变工况试验(2)  
Fig. 6 Large-scale variable working condition test of the coordinated control system for 500 MW unit (2)

有较好的响应特性。

4.4 模型失配时的鲁棒性检验

为了检验系统的鲁棒性，将  $500 \text{ MW}$  机组模型做相应修改： $C_n = 3$ ,  $C_b = 30$ ,  $T_b = 165$ ,  $T_e = 7$ 。

针对失配系统重复 4.1 节负荷和压力定值扰动试验。在控制律中各项参数未做任何变化的情况下，系统的响应曲线如图 7 所示。

对比图 2 和图 7 可知，对于模型失配，协调控制系统的控制品质未见明显改变。

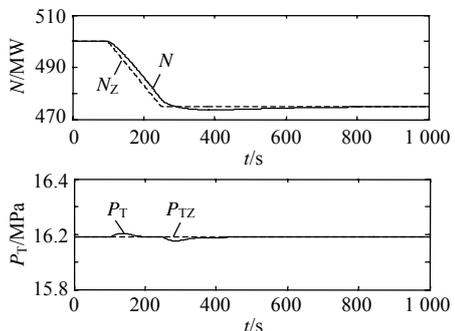


图 7 500 MW 机组协调控制系统模型失配时跟随性能试验  
Fig. 7 Responses of model mismatch test of the coordinated control system for 500 MW unit

5 结论

反推法的基本设计思想是将复杂的非线性系

统分解成不超过系统阶数的子系统,然后为每个子系统设计李亚普诺夫函数和中间虚拟控制律,前面的子系统必须通过后面子系统的虚拟控制才能达到镇定,这实际上是一种由前往后递推的设计方法,比较适合在线控制,可有效减少运算时间,提高控制算法的实时性。

由于本文推导出的控制律中的可调参数部分采用了PID形式,所以参数变化与系统性能的对应关系明确,调试过程有可供遵循的规律。相对于单纯的反推法得到的控制律,本文给出的锅炉-汽轮机单元非线性协调控制器具有更好的应用前景。

## 参考文献

- [1] 房方, 谭文, 刘吉臻. 机炉协调系统的非线性输出跟踪控制[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(1): 147-151.  
Fang Fang, Tan Wen, Liu Jizhen. Nonlinear output tracking control for the coordinate systems of boiler-turbine units[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(1): 147-151(in Chinese).
- [2] 房方, 刘吉臻, 谭文. 火电单元机组协调控制系统的多变量IMC-PID设计[J]. 动力工程, 2004, 24(3): 360-365.  
Fang Fang, Liu Jizhen, Tan Wen. Multivariable IMC-PID design in the coordinated control system for fossil unit power plants[J]. Power Engineering, 2004, 24(3): 360-365(in Chinese).
- [3] Fang F, Tan W, Liu J Z. Tuning of coordinated controllers for boiler-turbine units[J]. ACTA Automatica SINICA, 2005, 31(2): 291-296.
- [4] Bolek W, Sasiadek J, Wisniewski T. Linearization of non-linear MIMO model of large power plant station[C]. Proceedings of American Control Conference, Chicago, Illinois, 2000: 4435-4436.
- [5] Prasad G, Irwin G W, Swidenbank E, et al. Plant-wide predictive control for a thermal power plant based on physical plant model[J]. IEE Proceedings-Control Theory and Applications, 2000, 147(5): 523-537.
- [6] 张铁军, 吕剑红, 华志刚. 机炉协调系统的模糊增益调度预测控制[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(4): 158-165.  
Zhang Tiejun, Lü Jianhong, Hua Zhigang. Fuzzy Gain scheduled model predictive control for boiler-turbine coordinated system[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(4): 158-165(in Chinese).
- [7] 房方, 魏乐, 谭文, 等. 基于动态扩展算法的大型燃煤机组非线性协调控制系统设计[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(26): 102-107.  
Fang Fang, Wei Le, Tan Wen, et al. Design of nonlinear coordinated control system based on dynamic extended linearization for large-sized coal-fired power units[J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(26): 102-107(in Chinese).
- [8] Chen P C, Shamma J S. Gain-scheduled H<sub>1</sub>-optimal control for boiler-turbine dynamics with actuator saturation[J]. Journal of Process Control, 2004, 14(3): 263-277.
- [9] 于达仁, 翁一武, 王仲奇. 火电单元机组的柔性控制[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(7): 129-133.  
Yu Daren, Weng Yiwu, Wang Zhongqi. A study on flexible control method for a boiler-turbine units[J]. Proceedings of the CSEE, 2002, 22(7): 129-133(in Chinese).
- [10] Bolek W, Sasiadek J, Wisniewski T. Adaptive backstepping control of a power plant station model[C]. IFAC 15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain, 2002: 1650-1655.
- [11] Tan W, Marquez H J, Chen T W. Multivariable robust controller design for a boiler system[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2002, 10(5): 735-742.
- [12] 刘翔, 姜学智, 李东海, 等. 火电单元机组炉协调自抗扰控制[J]. 控制理论与应用, 2001, 18(S1): 149-152.  
Liu Xiang, Jiang Xuezhi, Li Donghai, et al. Coordinated auto-disturbance-rejection control for boiler-turbine unit[J]. Control Theory & Applications, 2001, 18(S1): 149-152(in Chinese).
- [13] 武玉强, 李洪亮, 孙海龙, 等. 基于Backstepping方法的多变量系统自适应控制[J]. 控制与决策, 2001, 16(1): 90-92, 96.  
Wu Yuqiang, Li Hongliang, Sun Hailong, et al. Adaptive controller for linear multivariable systems based on the backstepping approach[J]. Control and Design, 2001, 16(1): 90-92, 96(in Chinese).
- [14] Benaskeur A R, Desbiens A. Back-stepping-based adaptive PID control[J]. Control Theory and Applications, 2002, 149(1): 54-59.
- [15] 魏乐, 房方. 基于Backstepping方法的锅炉-汽轮机单元协调控制[C]. 第二十七届中国控制会议, 昆明, 中国, 2008: 94-98.
- [16] 王印松, 田瑞丽, 白洁, 等. 基于backstepping方法的单元机组协调系统非线性控制[J]. 华北电力大学学报, 2006, 33(5): 45-47, 55.  
Wang Yinsong, Tian Ruili, Bai Jie, et al. Nonlinear control for boiler-turbine coordinate systems of power unit based on backstepping[J]. Journal of North China Electric Power University, 2006, 33(5): 45-47, 55(in Chinese).
- [17] de Mello F P. Boiler models for system performance studies[J]. IEEE Transaction on Power Systems, 1991, 6(1): 66-74.
- [18] de Mello F P. Dynamic models for fossil fueled steam units in power system studies[J]. IEEE Transaction on Power Systems, 1991, 6(2): 753-761.
- [19] 胡跃明. 非线性控制系统理论与应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002: 232-239.
- [20] 曾德良, 赵征, 陈彦桥, 等. 500 MW机组锅炉模型及实验分析[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(5): 149-152.  
Zeng Deliang, Zhao Zheng, Chen Yanqiao, et al. A practical 500 MW boiler dynamic model analysis[J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(5): 149-152(in Chinese).



韩璞

收稿日期: 2009-06-14。

作者简介:

韩璞(1959—), 男, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为火电厂热工自动化、智能控制及系统仿真等, hanpu102@263.net;

魏乐(1976—), 女, 工学博士, 讲师, 主要研究方向为先进控制理论、热工过程控制, weile@ncepu.edu.cn。

(责任编辑 车德竞)