

基于系统仿真的火电机组一次调频性能优化

盛 锴¹ 江效龙² 周年光¹ 宋海华¹

(1. 国网湖南省电力公司电力科学研究院, 湖南 长沙 410007;

2. 神华神皖合肥庐江发电有限责任公司, 安徽 合肥 231555)

摘 要: 火电机组的一次调频性能不仅对电网的安全稳定有重要意义,也关系到机组本身运行经济性。为实现机组一次调频性能的优化,通过系统辨识构建符合机组实际特性的汽轮机调节系统,并增加一个阀门流量非线性环节使模型结构更为真实。基于模型实现了对一次调频影响因素的量化分析,根据分析结果修正了阀门流量函数,增加主汽压力修正环节,基于鲁棒性考虑实现了对一次调频控制参数的重新整定,最终使机组一次调频功能设置更趋合理。实际机组的一次调频试验表明:不同负荷条件下,调整后机组负荷响应速度指标均能满足规程要求,故其一次调频性能是令人满意的。

关 键 词: 汽轮机调节系统;建模;一次调频;阀门流量特性;主汽压力;参数整定

中图分类号:TK263.7⁺2 文献标识码:A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.10.019

引 言

电网频率是电网运行的关键指标之一,其大小反映了并网机组有功功率和用电负荷之间的平衡关系。当电网出现故障并打破此平衡关系时,实际频率将偏离额定频率,情况严重时可能会发生低频减载或高频切机。为了维持频率稳定,需要对其进行必要的控制。对电网频率的控制,从形式上分为一次调频、二次调频和三次调频。其中,一次调频主要通过快速调整机组出力达到稳定频率的目的^[1~3]。

在我国的电源结构比重中,火电机组占有十分重要的地位,故而火电机组的一次调频性能对于保障电网整体的频率控制水平意义重大。而影响火电机组一次调频的因素有很多,如控制参数、一次调频逻辑设置和机组运行方式等^[4~5]。目前,针对一次调频的优化措施较多的是基于定性分析发展而来的,往往需要技术人员经过多次试验和反复调整方

能保证优化效果。本例以1台300 MW等级火电机组为优化对象,利用系统辨识技术构建了用于该机组一次调频性能优化的汽轮机调节系统模型,基于此模型实现了对机组一次调频性能的定量分析,并依据定量分析的结果实现了对机组一次调频逻辑的优化和控制参数的整定。最终通过机组一次调频试验验证了实际的优化效果。

1 汽轮机调节系统建模

为了量化分析控制参数对火电机组一次调频的影响,首先构建汽轮机调节系统的模型,如图1所示。

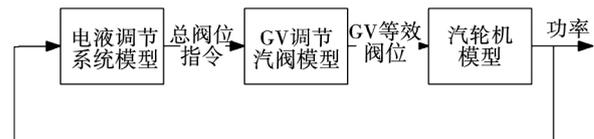


图1 整体模型框图

Fig. 1 Diagram of total model

图1中,用于分析控制参数效果的汽轮机调节系统模型由3个子模型组成:电液调节系统、GV调节汽阀和汽轮机模型^[6]。其中,电液调节系统根据功率调整总阀位指令,GV调节汽阀根据GV阀位指令改变其实际开度,而GV汽阀的等效阀位决定了进入汽轮机的蒸汽流量,蒸汽流量在汽轮机内膨胀做功输出为机组功率。

1.1 电液调节系统建模

通过分析该机组的DCS(分散控制系统)/DEH(数字电液系统)中的控制逻辑发现,其一次调频功能属于典型的前馈-反馈控制:当电网频率波动超

收稿日期:2015-12-16; 修订日期:2016-02-19

基金项目:国网湖南省电力公司科技项目(5216A515002D)

作者简介:盛 锴(1983-),男,湖南长沙人,国网湖南省电力公司电力科学研究院高级工程师。

过调频死区时,由转速不等率函数产生的一次调频功率变量不仅作为闭环 PI 控制器输入的一部分最终影响总阀位指令,还通过前馈增益直接改变总阀位指令。由此可以确定一次调频作用下的电液调节系统模型,如图 2 所示。

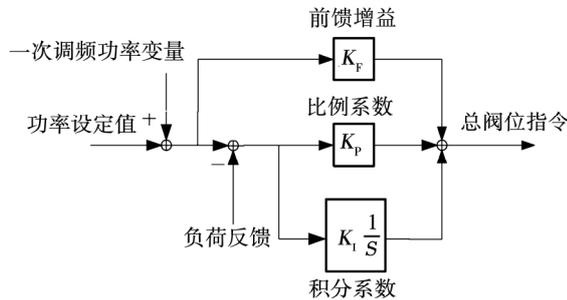


图 2 电液调节系统模型

Fig. 2 Model of governor

根据实际机组的 DCS/DEH 组态设置,可以确定在协调方式下图 2 中各参数的具体值: $K_f = 0.5$; $K_p = 0.4$; $K_i = 0.01$ 。

1.2 GV 调节汽阀建模

实际机组的 GV 调节汽阀往往有多个,为了简化模型结构,将多个 GV 调节汽阀视为一个整体模型,其模型的传递函数由一阶惯性环节表示:

$$G_z(s) = \frac{P_{GV}}{P_{CV}} = \frac{1}{TS + 1} \quad (1)$$

式中: $G_z(s)$ —GV 调节汽阀的传递函数; P_{CV} —总阀位指令, %; P_{GV} —等效阀位, %; T —GV 汽阀的动作时间常数, s。令 GV 阀位指令小幅阶跃变化,根据实际 GV 阀位反馈响应特性来确定 T 。

根据图 3 显示的 GV 实际动作曲线辨识得到 GV 动作时间常数 $T = 0.25$ s。

1.3 汽轮机建模

典型的汽轮机模型结构如图 4 所示,图中, T_{CH} —高压汽室蒸汽容积时间常数, s; T_{RH} —中间再热蒸汽容积时间常数, s; T_{CO} —低压连通管蒸汽容积时间常数, s; F_{HP} 、 F_{IP} 、 F_{LP} —高、中、低压缸功率系数; Q —进入汽轮机的蒸汽流量, %; P_M —汽轮机的输出功率, %; λ —高压缸功率自然过调系数。

图 4 中,进入汽轮机的蒸汽流量由等效阀位 P_{CV} 和主汽压力决定。

$$Q = P_{CV} \cdot P_T^* \quad (2)$$

式中: P_T^* ($P_T^* = P_T/P_{T0}$, 其中: P_T —机组实际主汽

压力, MPa; P_{T0} —额定主汽压力, MPa 是主汽压力的标么值。

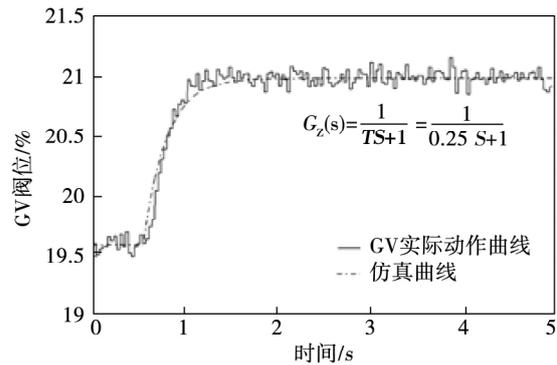


图 3 GV 实测曲线与仿真曲线比较

Fig. 3 Comparison of GV actual response and simulation

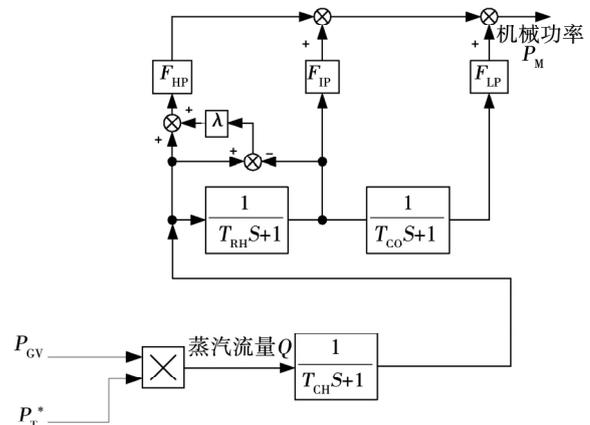


图 4 汽轮机模型

Fig. 4 Model of steam turbine

当 $P_T^* = 1$ 时,式 (2) 假定蒸汽流量与等效阀位为线性特性对应关系。可通过阀门流量特性试验验证该假设的正确性: 维持机组主汽压力在额定值附近^[7], 改变机组的等效阀位 P_{CV} 开度, 进入汽轮机的蒸汽流量 Q 相应发生变化, 以此确定 $P_{CV} - Q$ 的函数关系, 其函数曲线如图 5 所示。

图 5 为该 300 MW 机组的实际阀门流量特性曲线。由图可知: 与理想特性曲线的线性特征相比, 实际流量特性曲线具有明显的非线性特性。因此, 就该机组而言, 式 (2) 的假设不成立。为使模型能够真实反映实际机组特性, 需调整原模型结构, 修正后的模型如图 6 所示。

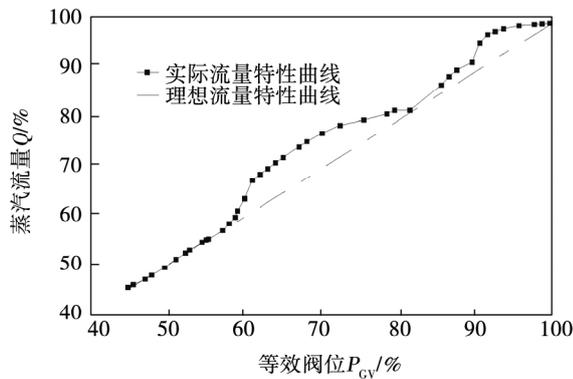


图 5 $P_{CV} - Q$ 函数曲线

Fig. 5 Curve of $P_{CV} - Q$ function

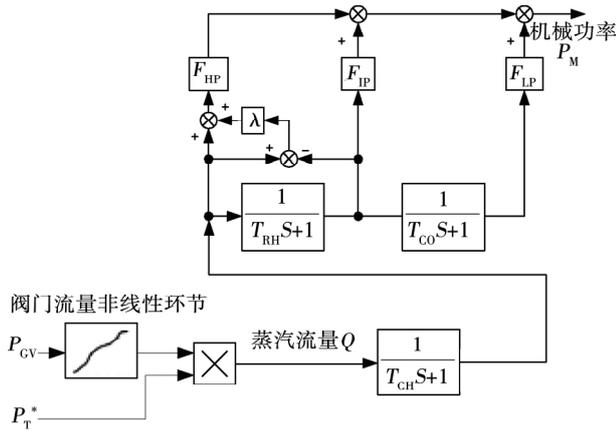


图 6 汽轮机修正模型

Fig. 6 Modified model of steam turbine

图 6 中, 阀门流量非线性环节反映的是等效阀位与蒸汽流量 Q 之间的实际非线性关系。

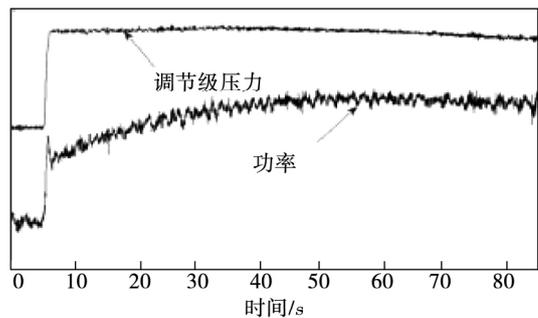
一般来说, 汽轮机连通管蒸汽容积较小, $T_{CO} \approx 0$ s, 此时可对中、低压缸进行合缸处理, 汽轮机模型的传递函数 $G_T(s)$ 如下^[6]:

$$G_T(s) = \frac{1 + F_{HP} \cdot (1 + \lambda) \cdot T_{RH} \cdot s}{(1 + T_{CH} \cdot s)(1 + T_{RH} \cdot s)} \quad (3)$$

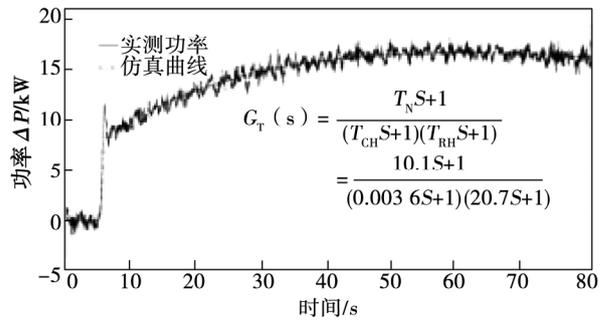
令 $T_N = F_{HP} \cdot (1 + \lambda) \cdot T_{RH}$, 则汽轮机传递函数中待辨识的参数为 T_N, T_{CH}, T_{RH} 。根据调节级压力与功率的动态关系辨识以上待定参数的具体值。

辨识依据及效果如图 7 所示, 最终辨识结果为: $T_N = 10.1$ s, $T_{CH} = 0.0036$ s, $T_{RH} = 20.7$ s。设 $F_{HP} =$

$$0.3, \text{ 则 } \lambda = \frac{T_N}{F_{HP} \cdot T_{RH}} - 1 = 0.626。$$



(a) 辨别依据



(b) 辨识效果

图 7 功率实测曲线和仿真曲线比较

Fig. 7 Comparison of actual power and simulation

2 仿真分析

2.1 阀门流量特性影响分析

如图 5 所示, 实际机组的 $P_{CV} - Q$ 函数曲线是一条非线性曲线。故其局部斜率 k 各异, 这将造成不同 P_{CV} 开度条件下单位等效阀位变化引起的蒸汽流量变化幅度是不同的, 图 8 是由图 5 确定的 $P_{CV} - k$ 函数关系曲线。

由图 8 可知, 在 $P_{CV} \approx 45\% \sim 100\%$ 的范围内, 局部斜率 $k \approx 0.006 \sim 5.28$ 。设主汽压力标幺值 $P_T^* = 1$, 考虑极端局部斜率 k 条件对一次调频性能的影响, 分别令 $k = 0.006, 1.5$ 和 5.28 , 仿真结果如图 9 所示。

由图 9 可知, 阀门流量特性(局部斜率 k) 对机组一次调频性能影响很大, 当局部斜率 k 较小(即 $k = 0.006$) 时, 实际功率迟迟无法达到调频目标值, 无法满足一次调频功率快速响应的要求; 当 k 较大(即 $k = 5.28$) 时, 功率快速变化, 但同时较目标功率值出现较大幅度的“超调”, 加剧了功率扰动的幅度, 不利于机组的稳定运行; 仅当 k 处于较为理想区间内($k = 1.5$) 时, 一次调频动作下的功率响应特性

较为理想。图 9 显示的仿真算例表明: 机组的功率响应特性随局部斜率 k 变化, 当 k 过小或过大时机组的一次调频性能表现可能偏离期望值。

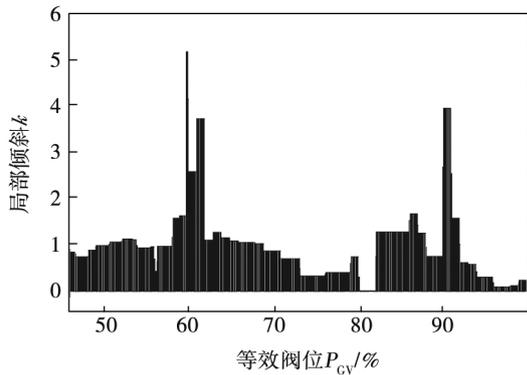


图 8 $P_{CV} - k$ 函数曲线

Fig. 8 Curve of $P_{CV} - k$ function

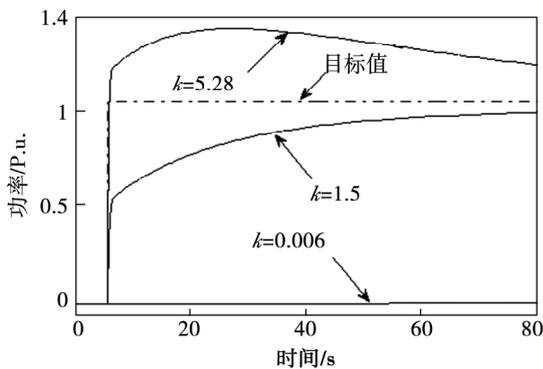


图 9 仿真功率曲线 ($k = 0.006, 5.28$)

Fig. 9 Simulation power curves ($k = 0.006, 5.28$)

2.2 主汽压力影响分析

火电机组一次调频功能是通过机组蓄热实现机组出力调整的。而机组的蓄热量可由主汽压力表征, 主汽压力越高, 则蓄热量越大; 反之, 则蓄热量越小。机组实际运行时, 出于热经济性的考虑往往处于滑压运行方式: 主汽压力与负荷呈正比关系。低负荷时, 机组蓄热量小而一次调频性能下降; 高负荷时, 蓄热量增大则一次调频性能提升。

以第 1 节所建模型为例, 设局部斜率 $k = 1$, 令主汽压力 $P_T = 10, 12, 14$ 和 16 MPa ($P_{T0} = 16.7 \text{ MPa}$) 则主汽压力对一次调频性能的影响如图 10 所示。

由 10 可知, 在一次调频动作任意时刻, 主汽压力越大对应的功率调整幅度越大, 调频效果越好。

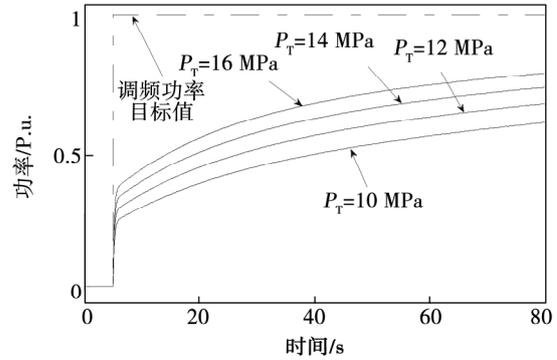


图 10 仿真功率曲线 ($P_T = 10, 12, 14, 16 \text{ MPa}$)

Fig. 10 Simulation power curves

($P_T = 10, 12, 14, 16 \text{ MPa}$)

3 一次调频性能优化

3.1 阀门流量函数修正

由 2.1 节可知, 阀门流量特性非线性将导致一次调频性能的非线性: 机组一次调频同时存在性能不佳和功率超调等问题。根据图 5 显示的实际机组阀门流量特性曲线, 修正阀门流量函数, 最终使实际流量特性曲线接近理想特性曲线。图 11 是修正前后的阀门流量函数比较。

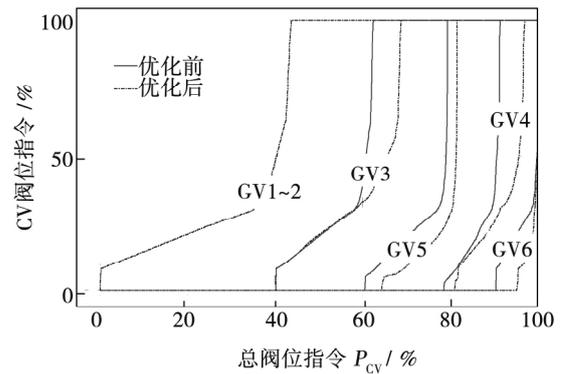


图 11 阀门流量函数

Fig. 11 Flow characteristic function

3.2 主汽压力补偿环节

为了减少滑压运行对一次调频的影响, 在机组控制系统中, 增加主汽压力补偿环节, 如图 12 所示。

图 12 中 P_T^* 是主汽压力标幺值, P_{CV} 、 P'_{CV} 是修正前、后的总阀位指令。当主汽压力等于额定值 (即 $P_T^* = 1$) 则 $P'_{CV} = P_{CV}$; 当主汽压力小于额定值

($P_T^* < 1$) ,则 $P'_{cv} > P_{cv}$ 。通过调整总阀位指令 ,主汽压力修正环节抵消了滑压运行对一次调频性能的影响。

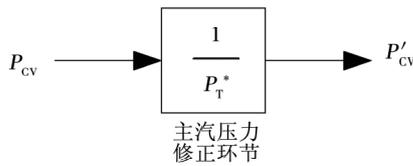


图 12 主汽压力修正环节

Fig. 12 Main steam pressure compensation

3.3 考虑鲁棒性的控制参数整定

一次调频控制参数对其性能表现同样有重要影响。以图 10 为例 ,机组处于较理想状态 ($k = 1, P_T = 16 \text{ MPa}$) 时 ,仿真功率曲线的响应速度仍不达标。此时制约一次调频性能的瓶颈主要是其控制参数。设置合理的参数值 ,保证机组一次调频性能 ,是其控制参数整定的重要目标。

具体模型如图 6 所示 ,其传递函数如式 (3) 所示。其结构和参数都是确定的。然而实际机组与理想模型不同 ,其影响因素复杂多变 ,理想模型不能保证完全吻合实际机组特性。因此在实际参数整定中 ,应充分考虑保障控制系统的鲁棒性。通过之前的汽轮机调节系统建模及其仿真分析可知 ,受阀门流量特性和主汽压力的影响 ,局部斜率 k (k 表示单位等效阀位变化引起的蒸汽流量变化量) 并非一定值 ,将 k 作为控制参数整定过程中主要的摄动参数加以考虑 ,令其摄动范围为 $\pm 50\%$,即

$$k = \bar{k} \cdot (1 + 0.5 \delta_k) \tag{3}$$

式中: \bar{k} —局部斜率标称值 ($\bar{k} = 1$) ; δ_k —其参数摄动变量 , $\delta_k \in [-1, 1]$ 。

根据文献 [8] 对一次调频动态响应的要求 ,建立控制参数整定的优化目标 ,如图 13 所示。 $t = 0 \text{ s}$ 时 ,一次调频动作 ,调频功率目标值阶跃变化 ,优化后的控制参数应使功率响应曲线在图 13 阴影区内。

参数整定流程如图 14 所示: (1) 根据 $\bar{k}、\delta_k$ 按 Monte - Carlo 法随机生成 N 组 k 值; (2) 将 k 代入模型 ,以此获得 N 条仿真功率响应曲线; (3) 若此 N 条曲线均满足约束条件 ,则计算终止; 否则由寻优算法调整整定参数 ,直至此 N 条曲线均满足约束条件

为止。

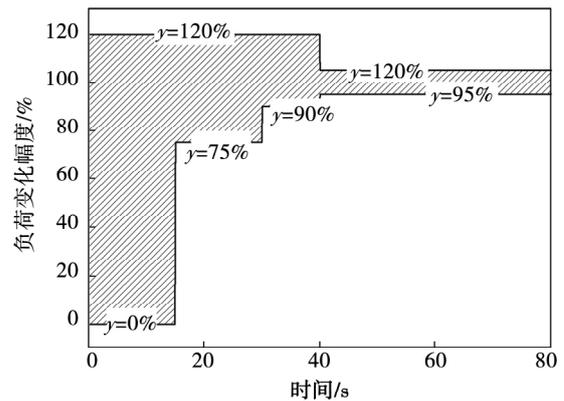


图 13 约束条件

Fig. 13 Constraints

图 14 中 ,寻优算法选用单纯形法 ,最终的参数整定结果为: $K_F = 1.5, K_P = 0.6, K_I = 0.2$ 。

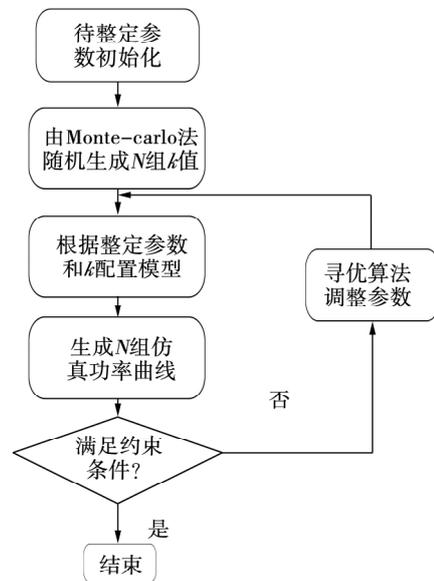


图 14 参数整定流程图

Fig. 14 Flow chart of parameter tuning

3.4 效果验证

将 3.3 节的整定结果设置到实际机组 ,通过一次调频试验对整定效果进行确认。试验分别在 200、240 和 300 MW 3 个负荷点进行 $\pm 4、\pm 6 \text{ r/min}$ 频差阶跃扰动试验。

以 $\beta_1、\beta_2$ 和 t_s 作为一次调频性能评价的具体指标 [8] ,其中: β_1 为 15 s 时达到调频负荷变化幅度的百分值 ,%; β_2 为 30 s 时达到调频负荷变化幅度的百

分值 β ; t_s 为机组一次调频的稳定时间 s 。其要求值分别是: $\beta_1 \geq 75\%$ $\beta_2 \geq 90\%$ $t_s \leq 60 s$ 。在 200、240 和 300 MW 3 个负荷点共计进行了 12 次试验, 各次试验的主要动态响应指标如表 1 所示。

表 1 一次调频性能指标

Tab. 1 Performance index of primary frequency regulation

工况/MW	频差/r·min	$\beta_1 / \%$	$\beta_2 / \%$	t/s
200	+4	97.72	95.45	23
	-4	86.04	104.65	23
	+6	85.10	104.26	21
	-6	86.17	92.55	34
240	+4	87.23	91.29	32
	-4	91.11	111.11	24
	+6	104.23	114.08	21
	-6	96.70	94.89	24
300	+4	98.3	105	28
	-4	95.4	113.6	32
	+6	97.5	102.5	21
	-6	75.9	108.4	24
允许值		≥ 75	≥ 90	≤ 60

表 1 中, 不同负荷、不同频差条件下 12 次试验各项指标均满足要求。因此, 经优化后的机组一次调频性能良好, 能够满足各种工况下的一次调频需求。

4 结 论

(1) 本文根据系统辨识原理建立了汽轮机调节系统模型, 并根据阀门流量特性试验的结果对模型结构进行了优化调整, 使模型更加符合实际机组特性;

(2) 利用模型实现了对机组一次调频各影响因素的量化分析, 依据分析结果优化了实际机组的阀门流量函数, 增加了主汽压力补偿环节;

(3) 由于实际一次调频影响因素存在不确定性, 基于鲁棒性考虑对参数进行了重新整定。最终实际机组一次调频性能试验结果表明: 优化后的机组能够满足不同工况条件下一次调频性能的需求;

(4) 本文由汽轮机调节系统建模、一次调频性能量化分析、一次调频功能优化和控制参数整定形成了一套完整的一次调频优化方法, 对其它机组的一次调频优化有一定的借鉴意义。

参考文献:

[1] 黄卫剑, 张 曦, 陈世和, 等. 提高火电机组一次调频响应速度 [J]. 中国电力, 2011, 44(1): 73 - 77.
HUANG Wei-jian, ZHANG Xi, CHEN Shi-he, et al. Enhancing response speed of primary frequency regulation in thermal power unit [J]. Electric power, 2011, 44(1): 73 - 77.

[2] 沈从奇, 归一敦, 程际云, 等. 快动缓回一次调频策略 [J]. 电力系统自动化, 2015, 39(12): 158 - 162.
SHEN Cong-qi, GUI Yi-shu, CHENG Ji-yun, et al. A primary frequency regulation with fast-moving and delayed-returning technology [J]. Automation of electric power systems, 2015, 39(12): 158 - 162.

[3] 张艳军, 高 凯, 曲祖义. 基于发电机组出力曲线特征的一次调频性能评价方法 [J]. 电力系统自动化, 2012, 36(7): 99 - 103.
ZHANG Yan-jun, GAO Kai, QU Zu-yi. An evaluation method of primary frequency modulation performance based on characteristics of unit output power curves [J]. Automation of Electric Power Systems, 2012, 36(7): 99 - 103.

[4] 盛 锴, 刘复平, 刘武林, 等. 汽轮机阀门流量特性对电力系统的影响及其控制策略 [J]. 电力系统自动化, 2012, 36(7): 104 - 109.
SHENG Kai, LIU Fu-ping, LIU Wu-lin, et al. Influence of steam turbine valve discharge characteristics on power systems and its control strategy [J]. Automation of Electric Power Systems, 2012, 36(7): 104 - 109.

[5] 陈洪兴, 徐 琴. 影响火电机组一次调频性能的问题分析 [J]. 华东电力, 2014(12): 2939 - 2942.
CHEN Hong-xing, XU Qin. Influencing factors for primary frequency regulation of thermal power unit [J]. East China Electric Power, 2014, 42(12): 2939 - 2942.

[6] 田云峰, 郭嘉阳, 刘永奇, 等. 用于电网稳定性计算的再热凝汽式汽轮机数学模型 [J]. 电网技术, 2007, 31(5): 39 - 44.
TIAN Yun-feng, GUO Jia-yang, LIU Yong-qi, et al. A mathematical model of reheat turbine for power grid stability calculation [J]. Power System Technology, 2007, 31(5): 39 - 44.

[7] 李劲柏, 刘复平. 汽轮机阀门流量特性函数优化和对机组安全性经济性的影响 [J]. 中国电力, 2008, 41(12): 50 - 53.
Li Jin-bai, Liu Fu-ping. Optimization for the flow characteristic function of turbine valves and the influences on safe and economic operation [J]. Electric Power, 2008, 41(12): 50 - 53.

[8] GB/T 30370 - 2013, 火力发电机组一次调频试验及性能验收导则 [S].
GB/T 30370 - 2013, Guide of primary frequency control test and performance acceptance for thermal power generating units [S].

(单丽华 编辑)

spectively indicating a reasonable accuracy and generalization ability of the model. With the evaluation index of neural network model, the simulation and prediction results of the two models were compared and analyzed. The results show that the NO_x emission model established by the support vector machine method has faster convergence speed, higher accuracy and better performance than the one based on BP neural network model. **Key words:** boiler, NO_x emission, BP neural network, Support vector machine

基于系统仿真的火电机组一次调频性能优化 = Performance Optimization of Primary Frequency Regulation based on Modeling of Turbine and its Governing System [刊, 汉] SHENG Kai (State Grid Hunan Electric Power Corporation Research Institute, Changsha, China, Post Code: 410007), JIANG Xiao-long (Shenhua Shenhua Hefei Lujiang Power Generation Co. Ltd, Hefei, China, Post Code: 231555), ZHOU Nian-guang, SONG Hai-hua (State Grid Hunan Electric Power Corporation Research Institute, Changsha, China, Post Code: 410007) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -109~114

The performance of the primary frequency regulation in thermal power unit is of importance to the stability of power system and its economy. To optimize the performance, a model of steam turbine and its governing system were established based on system identification, and a key element of valve discharge characteristics was introduced into the model for its optimization. Through the improved model, performance factors of primary frequency regulation were quantitatively analyzed. According to analysis result, the valve discharge characteristic function was corrected, and the main steam pressure compensation was also brought into consideration, then control parameters of primary frequency regulation were re-tuned by considering robustness. Consequently, as indicated by the actual primary frequency regulation test, the performance of primary frequency regulation was satisfactory under multi-load conditions. **Key words:** steam turbine and its governing system, modeling, primary frequency regulation, valve discharge characteristics, main steam pressure, parameter tuning

锅炉二次风挡板特性试验数据处理方法与应用 = Data Processing of Air Damper Performance Characteristics in Boiler Cold Test and Its Application [刊, 汉] LIU Fu-guo, LIU Ke, CUI Fu-xing, HOU Fan-jun (Shandong Electric Power Research Institute, Jinan, China, Post Code: 250003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -115~121

A model for calculating the flow resistance from the secondary air chamber to furnace exit in boiler was established, then data processing procedure of air damper characteristics test was put forward accordingly: assuming the local resistance coefficient under 100% baffle opening is known as constant, furnace resistance coefficient is calculated from this fully opening damper test, then resistance coefficients under other openings are obtained according to the furnace resistance coefficient. These coefficients can be used to calculate velocity in secondary air nozzles when boiler is put into operation. This makes it possible of monitoring of air and fuel distribution along furnace height, which has remarkable significance for optimizing boiler combustion and reducing steam temperature fluctuations. **Key words:** boiler, secondary air, damper resistance characteristics, velocity in secondary air nozzles