

6-4-2020

Modeling of Steam Turbine's Governing System During Main Steam Valve Activity Test and Control Optimization

Sheng Kai

State Grid Hunan Electric Power Corporation Research Institute, Changsha 410007, China;

Shuangjian Peng

State Grid Hunan Electric Power Corporation Research Institute, Changsha 410007, China;

Xun Xin

State Grid Hunan Electric Power Corporation Research Institute, Changsha 410007, China;

Bochun Wang

State Grid Hunan Electric Power Corporation Research Institute, Changsha 410007, China;

See next page for additional authors

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Modeling of Steam Turbine's Governing System During Main Steam Valve Activity Test and Control Optimization

Abstract

Abstract: A Model of 300 MW thermal power unit's governing system of steam turbine is established to analyze its load fluctuation during main steam valve activity test. The model contains three sub-models; they are the model of turbine's governor during main steam valve activity test, the model of electric-hydraulic servo actuator, and the model of turbine considering governing valve's discharge characteristic. The analyses on these models indicate that mismatch among control model, configuration of DEH (Digital Electric Hydraulic Control System) and characteristic of the unit is the cause of load fluctuation. Through simulation, the method for load fluctuation suppression was determined. Result of actual main steam valve activity test based on the method shows that load fluctuation is obviously suppressed after control optimization.

Keywords

main steam valve activity test, load fluctuation, governing system of steam turbine, control optimization

Authors

Sheng Kai, Shuangjian Peng, Xun Xin, Bochun Wang, and Fu Qiang

Recommended Citation

Sheng Kai, Peng Shuangjian, Xun Xin, Wang Bochun, Fu Qiang. Modeling of Steam Turbine's Governing System During Main Steam Valve Activity Test and Control Optimization[J]. Journal of System Simulation, 2017, 29(10): 2542-2549.

汽轮机主汽阀活动试验建模分析与控制优化

盛锴, 彭双剑, 寻新, 王伯春, 傅强

(国网湖南省电力公司电力科学研究院, 湖南 长沙 410007)

摘要: 针对某 300 MW 机组汽轮机主汽阀活动试验负荷波动剧烈的问题, 建立了主汽阀活动试验时的汽轮机调节系统模型, 该模型由包含主汽阀活动试验逻辑的电液调节系统模型、调节汽阀模型和考虑调节汽阀流量特性的汽轮机模型组成。依据模型分析了主汽阀活动试验时负荷剧烈波动的原因, 指出引起负荷波动的主要原因是控制方式、DEH(Digital Electric Hydraulic Control System)设置、机组特性的不匹配, 通过仿真试验研究了解决该问题的控制优化方法, 基于此方法指导实际机组的主汽阀活动试验。试验结果表明, 经控制优化后主汽阀活动试验引起的负荷波动问题得到显著改善。

关键词: 主汽阀活动试验; 负荷波动; 汽轮机调节系统; 控制优化

中图分类号: TP391.9

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X(2017)10-2542-08

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.201710039

Modeling of Steam Turbine's Governing System During Main Steam Valve Activity Test and Control Optimization

Sheng Kai, Peng Shuangjian, Xun Xin, Wang Bochun, Fu Qiang

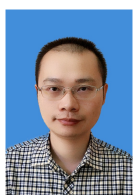
(State Grid Hunan Electric Power Corporation Research Institute, Changsha 410007, China)

Abstract: A Model of 300 MW thermal power unit's governing system of steam turbine is established to analyze its load fluctuation during main steam valve activity test. The model contains three sub-models; they are the model of turbine's governor during main steam valve activity test, the model of electric-hydraulic servo actuator, and the model of turbine considering governing valve's discharge characteristic. The analyses on these models indicate that mismatch among control model, configuration of DEH (Digital Electric Hydraulic Control System) and characteristic of the unit is the cause of load fluctuation. Through simulation, the method for load fluctuation suppression was determined. Result of actual main steam valve activity test based on the method shows that load fluctuation is obviously suppressed after control optimization.

Keywords: main steam valve activity test; load fluctuation; governing system of steam turbine; control optimization

引言

汽轮机的主汽阀、调节汽阀连续长期工作在高



收稿日期: 2015-10-10 修回日期: 2015-12-18;
作者简介: 盛锴(1983-), 男, 湖南长沙, 硕士, 高工, 研究方向为网源协调控制; 彭双剑(1984-), 男, 湖南祁东, 博士, 高工, 研究方向为热工自动优化; 寻新(1969-), 男, 湖南长沙, 硕士, 高工, 研究方向为热工自动控制优化。

温高压潮湿的环境中, 阀门易发生蠕变和氧化问题, 而油动机、电磁阀、位移传感器(LVDT)也可能出现故障, 严重时将导致阀门卡涩。一旦阀门出现卡涩问题, 则会严重影响机组运行的安全稳定。汽轮机阀门活动试验的目的是, 根据试验中阀门动作过程确认其是否存在卡涩问题^[1-2]。

由于阀门活动试验中, 汽轮机的进汽阀动作特

性异于正常运行工况, 试验本身对机组存在一定影响。从机组稳定运行的角度出发, 相关规程^[3-4]要求机组进行阀门活动试验时负荷的变化应能够满足机组稳定的需要。

针对某 300 MW 机组主汽阀活动试验负荷波动剧烈的问题, 本文首次构建了用于分析主汽阀活动试验特性的汽轮机调节系统模型, 模型由电液调节系统模型、高压调节汽阀模型和汽轮机模型三部分组成。利用模型全面分析研究了阀门流量特性、数字电液系统控制逻辑、控制参数对主汽阀活动试验的影响, 并以此确定引起主汽阀活动试验负荷剧烈波动的根本原因, 最终基于建模和仿真研究实现了对机组的优化调整, 解决了主汽阀活动试验时负荷剧烈波动的问题。

1 故障描述及分析

该 300 MW 机组经通流改造后, 主汽阀活动试验中存在主要参数变化剧烈严重影响机组安全稳定运行的问题。试验过程中, 机组负荷波动幅度较大, 最大负荷偏差约为 20 MW, 负荷的剧烈变化危及机组的稳定运行, 最严重时, 甚至引起过高压加热器解列。由于主汽阀活动试验是一定期试验, 该机组类似状况频繁发生, 主汽阀活动试验引起的负荷波动问题已经严重影响到了该机组的安全稳定。

该机组主汽阀活动试验的具体流程如下: 试验前机组处于 DEH 手动控制方式, 先进行 TV2 侧的主汽阀活动试验, 当试验按钮投入, TV2 侧对应一组高压调节汽阀(GV2、GV4、GV6)开始关闭, 相应的受 DEH 控制另一组的高压调节汽阀(GV1、GV3、GV5)按一定速率开启以平衡由 GV2、GV4、GV6 关闭引起的汽轮机进汽量减少, 以期维持机组功率稳定。当 GV2、GV4、GV6 阀位反馈均小于 2%时, TV2 以 20%/s 的速率快速关闭, 直到其阀位反馈小于 10%, 再以相同速率开启至全开位置。对应的, TV1 侧按同样的设定方式和速率进行阀门活动试验。

根据试验流程可知, 主汽阀动作之前, 同侧高

压调节汽阀已经完全关闭, 此时该侧进汽已被完全切断, 故同侧主汽阀动作并不会引起机组负荷的变化, 机组负荷波动实际上是受高压调节汽阀影响。试验过程中, 开启的 GV 汽阀将引起该侧进汽量增加; 关闭侧 GV 汽阀开度减小则减少同侧进汽量。当开启侧 GV 汽阀增加的进汽量与关闭侧减少的进汽量存在较大偏差时, 则会出现明显的负荷波动, 这也是引起该机组类似故障的直接原因。

而该机组曾尝试以功率闭环方式进行试验以平衡主汽阀活动试验过程中的负荷波动, 然而试验效果仍不理想, 其负荷波动幅度与手动方式下的波动幅度大致相当。

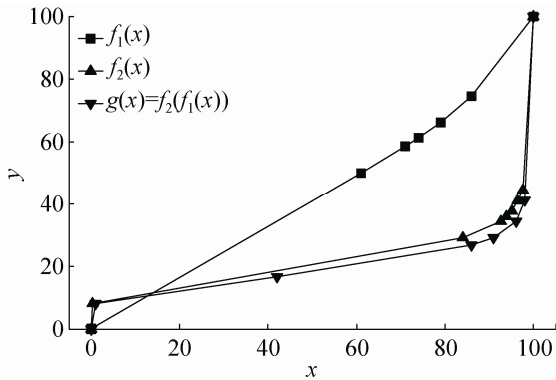
2 汽轮机调节系统建模

为确定该机组主汽阀活动试验过程中负荷剧烈波动的原因, 构建其对象模型以便量化分析其影响因素^[5-11]。该对象模型由 3 个子模型组成: 电液调节系统模型、GV 调节汽阀模型和汽轮机模型。其中电液调节系统根据功率(闭环方式下)或纯手动控制 GV 阀位指令, GV 调节汽阀根据 GV 阀位指令改变其实际开度, 而所有 GV 汽阀开度共同决定了进入汽轮机的蒸汽流量(假设主汽压力稳定), 蒸汽流量在汽轮机内膨胀做功输出为机组功率。

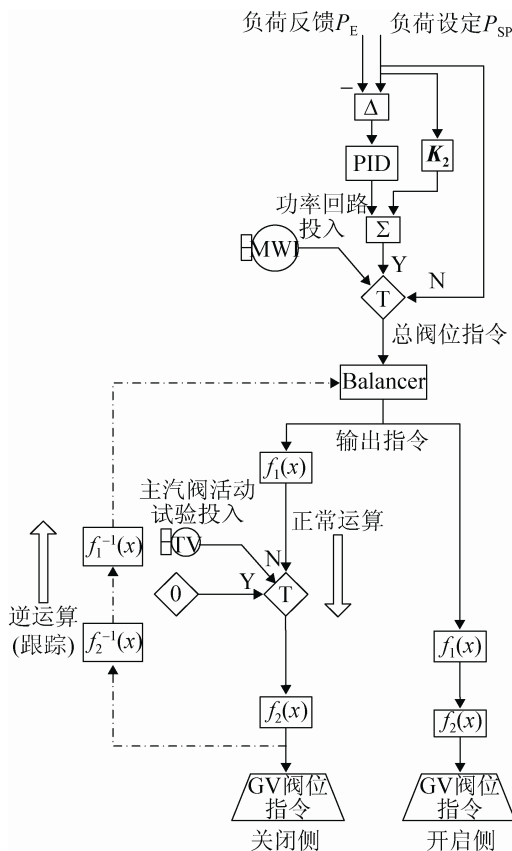
2.1 电液调节系统模型

图 1 中, 电液调节系统的建模对象是数字电液系统中与主汽阀活动试验有关的控制逻辑。如图 1(b)所示, 电液调节系统包含 2 种控制方式: 手动方式和功率闭环方式(注: 实际机组数字电液调节系统控制方式还包括调节级压力控制方式, 由于该方式与本文的后续分析无关, 故未在图 1 中予以体现)。当机组处于手动方式, 总阀位指令完全由运行人员手动设定; 而机组处于功率闭环方式时, 总阀位指令则由负荷控制器根据功率偏差运算产生。该 300 MW 机组的数字电液系统采用艾默生 Ovation 控制系统, 总阀位指令经阀门流量函数修正之前, 先要经过 Ovation 控制系统所特有的

“Balancer” 运算块。Balancer 块的输出指令是阀门流量函数的最终输入以形成 GV 阀位指令。机组正常运行时，Balancer 块不起作用，所有 GV 阀位指令均由总阀位指令控制。单个 GV 阀位指令由总阀位指令经阀门流量函数非线性修正后产生。图 1(a)中， $f_1(x)$ 和 $f_2(x)$ 是阀门流量函数，其嵌套函数 $g(x)=f_2(f_1(x))$ 为阀门流量总函数。



(a) 阀门流量函数曲线



(b) 主汽阀活动试验控制逻辑

图 1 电液调节系统模型

Fig. 1 Model of turbine's governor

设置阀门流量函数的目的在于，通过合理设置总阀位指令与 GV 阀位指令的函数关系，使总阀位指令与进入汽轮机的蒸汽量呈近似线性关系以利于机组的线性控制。而主汽阀活动试验时，开启/关闭侧 GV 阀位指令各异，典型汽轮机调节系统模型^[11]无法有效应用于该种情况。如图 1(b)所示，当一侧主汽阀活动试验投入，该侧 GV 控制回路的 $f_2(x)$ 的输入按一定速率(DEH 速率设置为 2.5%/s)由初始值切换至零值，该侧 GV 汽阀随之关闭；同时跟踪作用被激活。Ovation 控制系统中的“跟踪”是正常控制功能的逆运算：如图 1(b)中，正常控制可视为“自顶而下”的活动，即从框图顶部输入，中间计算，底部输出；而跟踪则视为“自底向上”的活动，将底部输出的值用于计算位于中间的计算元素值。 $g^{-1}(x)$ 是阀门流量总函数 $g(x)$ 的反函数，关闭侧 GV 跟踪值= g^{-1} (GV 阀位指令)。

开启侧 GV 阀位指令由 Balancer 块根据总阀位指令与关闭侧 GV 跟踪值运算形成，此时 Balancer 块使关闭 GV 跟踪值与其输出指令的均值等于总阀位指令。以图 1 为例，当开启/关闭侧 GV 数均为 1 时，Balancer 输出指令= $2 \cdot$ 总阀位指令-跟踪值，则开启侧 GV 阀位指令= g (Balancer 输出指令)。

2.2 GV 调节汽阀模型

GV 调节汽阀模型结构可参见文献[7]，当伺服卡电流或电液转换器位置未达到输出极限时，GV 调节汽阀的数学模型可由式(1)表示

$$G_Z(s) = \frac{(K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s) \frac{1}{T_{O/C} \cdot s}}{(K_P + \frac{K_I}{s} + K_D s) \frac{1}{T_{O/C} \cdot s \cdot (1 + T_2 s)}} = \frac{P_{GV}}{P_{CV}} \quad (1)$$

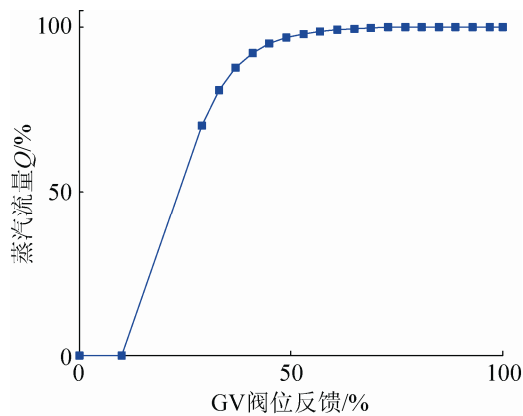
式中： $G_Z(s)$ 是 GV 调节汽阀模型的传递函数； $T_{O/C}$ 分别为油动机开启、关闭时间常数； K_P 、 K_I 、 K_D 分别为电液转换 PID 比例、积分、微分环节倍数； T_2 是 LVDT 变送器时间常数； P_{CV} 为 GV 阀位指令， P_{GV} 为 GV 调节汽阀开度。

2.3 汽轮机模型

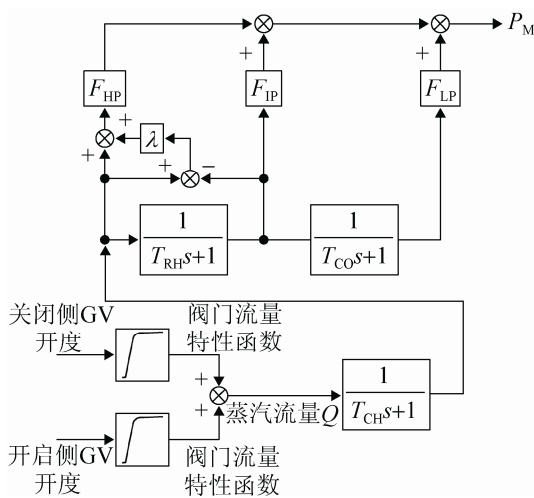
不考虑主汽压力影响，则进入汽轮机的蒸汽流

量完全由 GV 汽阀开度决定。为了能够精确建立 GV 汽阀开度与蒸汽流量的函数关系, 对实际机组进行阀门流量特性试验^[12]: 维持机组主要参数稳定, GV 阀门管理方式设置为单阀方式。在一定负荷条件下, 保持主汽压力稳定, 直接控制单个 GV 阀门开度, 其余 GV 阀维持稳定, 按一定的阶梯速率使试验 GV 汽阀由关至开, 此时汽轮机蒸汽流量随之变化, 据此逐个确定每一 GV 汽阀与蒸汽流量的函数关系。试验结果表明, 各 GV 汽阀的流量特性大致相同, 其函数曲线如图 2(a)所示。

由于各 GV 汽阀的阀门流量函数相同且其流量特性相似, 为简化模型结构, 将关闭侧 GV 阀组和开启侧 GV 阀组分别等效为一个 GV 汽阀模型, 则调整后的汽轮机模型如图 2(b)所示。



(a) GV 汽阀流量特性曲线



(b) 改进汽轮机模型框图

图 2 汽轮机模型

Fig. 2 Model of turbine

图 2(b)中, T_{CH} 为高压汽室蒸汽容积时间常数, T_{RH} 为中间再热蒸汽容积时间常数, T_{CO} 为低压连通管蒸汽容积时间常数, F_{HP} 、 F_{IP} 、 F_{LP} 分别为高、中、低压缸功率系数, $F_{HP}+F_{IP}+F_{LP}=1$, Q 为进入汽轮机的蒸汽流量, P_M 为汽轮机的输出功率, λ 为高压缸功率自然过调系数。

由图 2 可知, 汽轮机模型的传递函数可由式(2)表示

$$G_T(s) = \frac{P_M}{Q} = \frac{1 - F_{LP} + F_{HP}T_{RH}(1 + \lambda)s}{(T_{CH}s + 1)(T_{RH}s + 1)} + \frac{F_{LP}}{(T_{CH}s + 1)(T_{RH}s + 1)(T_{CO}s + 1)} \quad (2)$$

3 仿真分析与优化

第 2 节建立了汽轮机调节系统模型, 其中电液调节系统模型参数按实际机组 DEH 参数设置: 负荷控制 PID 比例系数为 0.2; 负荷控制 PID 积分系数为 0.05; 负荷控制前馈增益系数为 1。其余模型参数可根据汽轮机及其调节系统参数实测的结果确定^[13], 如表 1~2 所示。

表 1 GV 调节汽阀模型参数

Tab. 1 Model parameters of governing valve

参数名称	符号(单位)	数值
电液转换 PID 比例系数	K_P	12
电液转换 PID 比例系数	K_I	1
电液转换 PID 比例系数	K_D	0
油动机开启时间常数	T_O/s	1
油动机关闭时间常数	T_C/s	1.2
LVDT 变送器时间常数	T_2/s	0.02

表 2 汽轮机模型参数

Tab. 2 Model parameters of steam turbine

参数名称	符号(单位)	数值
高压缸功率比	F_{HP}	0.2
中压缸功率比	F_{IP}	0.8
低压缸功率比	F_{LP}	0
高压汽室蒸汽容积时间常数	T_{CH}/s	0.2
中间再热蒸汽容积时间常数	T_{RH}/s	20
连通管蒸汽容积时间常数	T_{CO}/s	0
高压缸功率自然过调系数	λ	0.6

在 Matlab/Simulink 仿真环境中构建汽轮机调

节系统模型, 选择 *runge-kutta* 算法作为模型微分方程的数值解法, 仿真时间步长 $\Delta t_s=0.01$ s。

3.1 仿真分析

比较相同条件下模型与实际机组的功率响应曲线, 以验证模型的可信度。

根据实际主汽阀活动试验的机组参数初始化仿真模型: 手动方式; 初始总阀位指令 $P_{CV0}=64.68\%$; 仿真时间 $t=240$ s。图3是仿真曲线与实际趋势比较。如图3所示, 仿真GV阀位曲线与实际机组GV动作趋势几乎完全相同; 尽管主汽阀活动试验中, 仿真功率峰值与实际功率峰值有一定的误差(这是由仿真模型假定主汽压稳定而实际机组主汽压力波动引起的), 但仿真功率与实际功率仍具有大致相同的变化趋势。仿真结果表明模型能够较好地反映实际机组主汽阀活动试验中主要参数的变化特性, 具有较高的置信度。

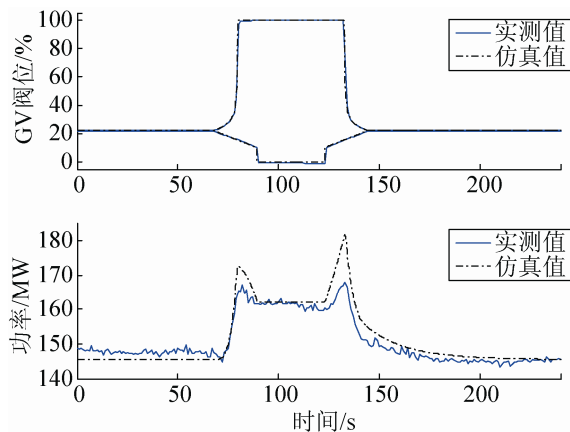


图3 仿真与实测曲线比较($P_{CV0}=64.68\%$, 手动方式)
Fig. 3 Comparison of simulation curves and actual curves ($f_0=64.68\%$, manual mode)

第1节指出, 负荷波动的直接原因是试验前/后汽轮机进汽量不等。如果使试验前/后进汽量大致相等是否可以解决负荷波动问题? 据此思路设置模型仿真参数: 手动方式下, 由图1(a)、2(a)可知欲使试验前/后进汽量相等对应的 $P_{CV0}=71.48\%$ 。此时仿真结果如图4(a)所示。图中 $t=80$ s时, 仿真功率与试验前的稳态功率已大致相等, 但试验过程中最大功率动态偏差 ≈ 26 MW。尽管试验前/后稳态

功率几乎没有偏差, 但动态功率偏差过大。图4(a)中, 开启侧GV阀速率要大于关闭侧GV, 当一侧GV全开后, 另一侧GV需14 s时间达到全关位置。试验过程中, 由GV开启引起的进汽量增加大于关闭侧GV引起的进汽量减少, 故试验前期动态功率有增加的趋势; 而一侧GV全开后, 另一侧GV缓缓关闭减少了进汽量, 经一定时间后负荷最终回到试验前稳态功率值。此次仿真试验表明, 功率的动态过程不仅与试验工况有关, 也与试验过程GV阀门的动作特性有关, 而GV阀门动作特性又与Ovation控制系统的“跟踪”作用和“Balancer”块密切相关。而结合Ovation控制系统特性, 按试验过程GV同时到达全开/全关位置设置仿真参数, 此时 $P_{CV0}=50\%$, 再次仿真结果如图4(b)所示。

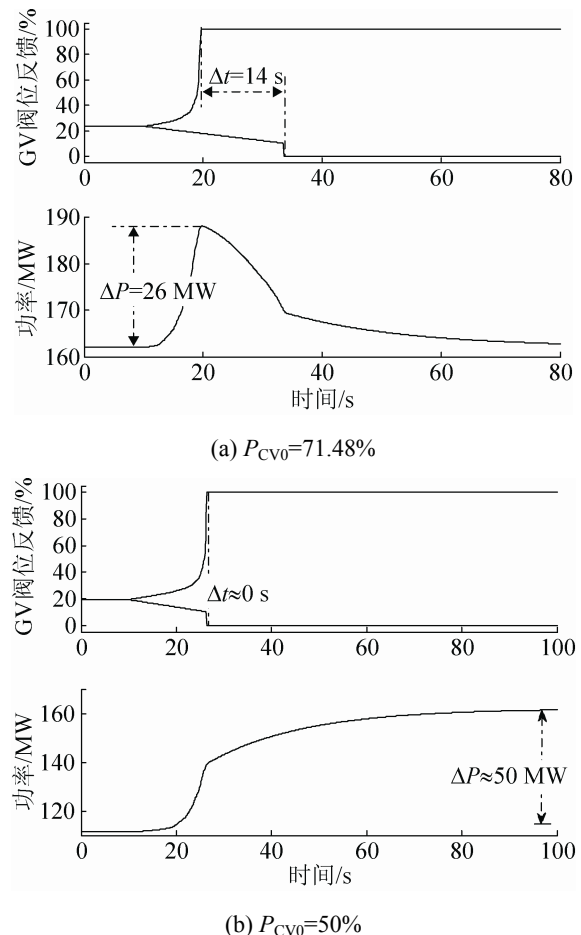


图4 仿真曲线(手动方式)
Fig. 4 Simulation curves (manual mode)

图 4(b)中, 尽管两侧 GV 阀门能够同时到达全开/全关位置, 但由于试验前总阀位指令减小, 对应地, 试验前后汽轮机进汽量的不平衡加剧增大了试验过程中的稳态功率偏差。总结图 4 中的仿真试验可知, 增大 P_{CV0} 以减小试验过程功率稳态偏差, 则由于 GV 汽阀动作特性而使动态功率偏差增大; 减小 P_{CV0} 以使 GV 汽阀能够同步开启和关闭, 则试验前/后汽机进汽量偏差增大, 导致试验过程存在较大的稳态功率偏差。两次仿真试验的结果表明, 手动方式下通过选择试验工况(即改变总阀位指令 P_{CV0} 设定值)以解决机组负荷波动问题是难于见效的。

3.2 控制优化研究

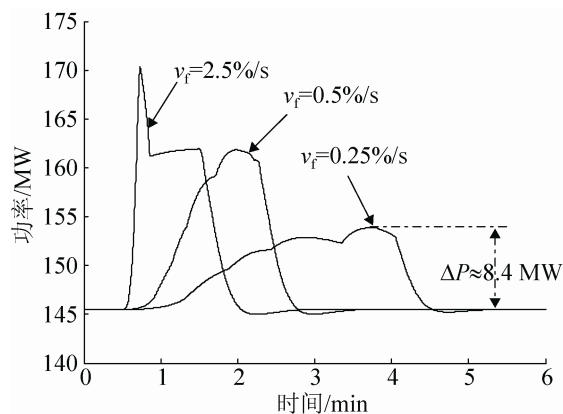
3.1 节的分析结果表明, 手动方式下难以解决主汽阀活动试验时机组负荷波动问题。利用负荷控制 PID 对负荷偏差的修正作用, 本节考虑在功率闭环方式下适当调整控制参数以改善主汽阀活动试验的负荷波动问题。

调整机组控制方式, 由“手动方式”→“功率闭环方式”, 根据实际试验机组工况设置模型的初始条件, 即 $P_{CV0}=64.68\%$ 。通过仿真分析控制参数对试验中负荷波动的影响, 其仿真曲线如图 5 所示。

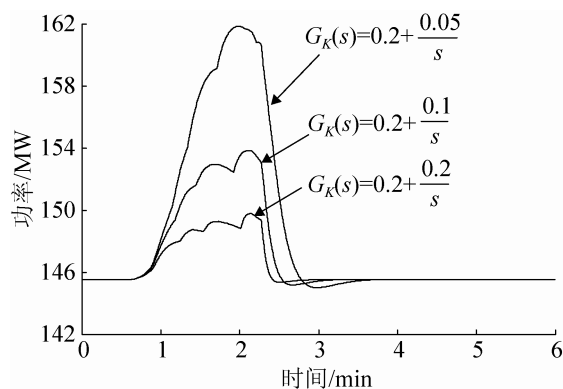
图 5(a)中, 分析了负荷波动最大幅度与关闭侧 GV 速率的关系。当 GV 原始关闭速率 $v_f=2.5\%/s$ 时, 试验过程中动态功率偏差仍然较大, 这与第 1 节所述功率闭环方式下实际机组负荷波动仍偏大的现象是吻合的。这表明仅依靠控制方式的调整是无法解决试验过程中的负荷波动问题。令 $v_f=0.5/0.25(\%/s)$, 随 v_f 减小, 试验过程最大动态功率偏差 ΔP 相应减小; 当 $v_f=0.25\%/s$ 时, $\Delta P \approx 8.4$ MW。而机组负荷波动幅度 $\leq 3\%MCR$, 即可认为机组处于近似稳定状态^[3]。故 $v_f=0.25\%/s$ 时, 由试验引起的负荷波动幅度已能满足机组稳定运行需要。然而进一步减小 v_f , ΔP 随之减小。

图 5(b)中, 分析了功率闭环 PID 控制参数对负

荷波动的影响, 如图所示: $v_f=0.5\%/s$ 时, 原始控制参数条件下($G_K(s)=0.2+0.05/s$), $\Delta P=16.3$ MW; 增大 PI 控制器积分系数 K_I , ΔP 减小; 当 $K_I=0.2$ 时, ΔP 仅为 4.3 MW。



(a) $v_f=0.25/0.5/2.5(\%/s)$



(b) $K_I=0.05/0.1/0.2$

图 5 仿真曲线(功率闭环方式)

Fig. 5 Simulation curves (power closed-loop mode)

仿真分析的结果表明主汽阀活动试验过程中机组负荷波动问题的解决既需要调整控制方式, 同时也需要对控制参数加以调整。

3.3 优化验证

根据仿真研究的结果, 指导实际机组主汽阀活动试验: $G_K(s)=0.2+0.05/s$; 设置实际 GV 关闭速率为 $0.25\%/s$; 投入 DEH 功率闭环。试验时, 初始总阀位指令 $\approx 60\%$, 机组负荷 ≈ 148 MW, 实际机组主汽阀活动试验的结果如图 6 所示。

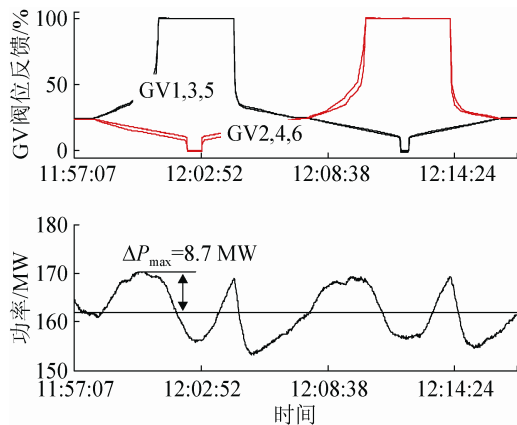


图 6 主汽阀活动试验时主参数趋势(优化后)

Fig. 6 Actual trends of the main steam valve activity test after optimization

由图 6 可知,优化后机组主汽阀活动试验过程中,最大负荷动态偏差 ΔP 约为 8.7 MW,这与图 5(a)所示仿真最大偏差 $\Delta P=8.4$ MW 十分接近。此时负荷波动较小能够满足机组稳定运行的需要。

4 结论

(1) 首次建立了主汽阀活动试验条件下的汽轮机调节系统模型,仿真试验的结果表明,模型能够真实反映实际机组主汽阀活动试验过程的负荷响应特性。

(2) 利用模型仿真研究引起机组负荷剧烈波动的原因,指出机组控制方式、控制参数设置、机组特性均是负荷波动的影响因素。

(3) 由于主汽阀活动试验可能引起机组受热不均,振动加剧,因而具有一定的风险性。本文基于模型和仿真研究得到的优化方案一次性解决该机组负荷波动的问题,避免反复优化而需频繁进行主汽阀活动试验的可能,极大地提高了控制优化效率;经优化后机组再未出现由主汽阀活动试验引起的高加解列等安全问题,保证了机组的稳定运行。

(4) 本文构建的模型切合主汽阀活动试验实际,能够指导和优化其他同类型机组的 DEH 阀门活动试验。

参考文献:

[1] 夏维. 600 MW 超临界汽轮机高压主汽门-调节汽门单

边联合阀门活动试验综合优化措施 [J]. 广东电力, 2014, 27(5): 23-27. (Xia Wei. Comprehensive optimization measures for unilateral joint valve activity test of high pressure total valve-governing valve of 600MW supercritical steam turbine [J]. Guangdong electric power, 2014, 27(5): 23-27.)

[2] 孙伟东. 600 MW 汽轮机全自动阀门活动试验方法 [J]. 华北电力技术, 2010(11): 13-15. (Sun Weidong. Testing method of auto-valve of 600MW steam turbine [J]. North china electric power, 2010(11): 13-15.)

[3] DL/T 774-2015 火力发电厂热工自动化系统检修运行维护规程 [S]. (DL/T 774-2015 Overhaul & operate of thermodynamic automatic system in fossil fuel power plant [S].)

[4] DL/T 656-2006 火力发电厂汽轮机控制系统验收测试规程 [S]. (DL/T 656-2006 Code for acceptance test of turbine control system in fossil fuel power plant [S].)

[5] 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): 104-108. (Sheng Kai, Liu Fuping, Liu Wulin, 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): 104-108.)

[6] 盛锴. 基于内模控制的火电机组功率控制系统 [J]. 热能动力工程, 2013, 28(6): 616-621. Sheng Kai. Power control system for thermal power generator units based on the inner model control [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2013, 28(6): 616-621.)

[7] 盛锴, 魏乐, 江效龙, 等. 基于 PSASP 和 Simulink 的汽轮机调节系统建模与仿真校核 [J]. 中国电力, 2015, 48(2): 1-6. (Sheng Kai, Wei Le, Jiang Xiaolong, et al. Modeling, simulation and verification of turbine governing system based on PSASP and Simulink [J]. Electric Power, 2015, 48(2): 1-6.)

[8] 盛锴, 朱晓星, 倪宏伟, 等. 汽轮机调节系统模型仿真校核技术 [J]. 中国电力, 2013, 46(12): 52-58. (Sheng Kai, Zhu Xiaoxing, Ni Hongwei, et al. Simulation and model validation of steam turbine and its governing system [J]. Electric Power, 2013, 46(12): 52-58.)

[9] 盛锴. 高压汽室蒸汽容积环节模型参数对再热凝汽式汽轮机调速系统仿真校核的影响 [J]. 华东电力, 2012, 40(11): 2049-2053. (Sheng Kai. Influence of high pressure cylinder steam volume link model parameters on the speed governing system simulation and calibration for reheat condensing turbine [J]. East China Electric Power, 2012, 40(11): 2049-2053.)

(下转第 2555 页)