

集成抽汽背压式给水泵汽轮机的发电系统 瞬态特性及控制优化研究

张晓东^{1,2}, 翟璇^{1,2}, 张顺奇³, 刘明³, 严俊杰³

(1. 东方电气集团东方汽轮机有限公司, 618000, 四川德阳; 2. 长寿命高温材料国家重点实验室, 618000, 四川德阳; 3. 西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 集成抽汽背压式给水泵汽轮机可以降低抽汽的过热度并提高朗肯循环的热效率。为了研究抽汽背压式给水泵汽轮机系统的动态特性及功率控制问题,本文模拟了抽汽背压式给水泵汽轮机的变负荷瞬态过程,通过权衡功率响应速度、机组经济性和除氧器压力,对主给水控制系统中的阀门切换策略进行了优化。结果表明:降负荷过程中,相比于抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率,给水泵消耗功率降低的幅度更为明显,造成了功率不匹配的现象;使用补汽阀调节可以减少机组的经济性损失,但是降低了抽汽背压式给水泵汽轮机功率的响应速度,且导致除氧器压力的升高;使用进汽阀调节可以提高抽汽背压式给水泵汽轮机功率的响应速度,但是节流损失较大;通过优化给水控制系统中的阀门切换策略,既可以减少给水流量的波动,并防止除氧器压力超过高限值,又能在一定程度上减少系统的经济性损失。

关键词: 抽汽背压式给水泵汽轮机;动态特性;给水控制;切换系统

中图分类号: TK212 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202012012 **文章编号:** 0253-987X(2020)12-0098-08



OSID 码

Transient Characteristics and Control Optimization for Power System of Steam Turbine Integrated with Back Pressure Extraction Pump

ZHANG Xiaodong^{1,2}, ZHAI Xuan^{1,2}, ZHANG Shunqi³, LIU Ming³, YAN Junjie³

(1. Dongfang Turbine Co. Ltd. of Dongfang Electric Corporation, Deyang, Sichuan 618000, China;

2. State Key Laboratory of Long-Life High Temperature Materials, Deyang, Sichuan 618000, China;

3. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The integration of a back-pressure extraction steam turbine (BEST) could decrease the high superheat degree of the extraction steam and improve the Rankine cycle efficiency. This paper aims to investigate the dynamic characteristics and power control strategy of the BEST system. The dynamic characteristics of the BEST during the loading down process are simulated. The valve-switching strategy of the feedwater control system is then optimized considering the tradeoff among the power response rate, unit efficiency and the deaerator pressure. The results show that pump consumption power reduces more than the output power of the BEST during the loading down process, which causes the power mismatch of the BEST. The application of the supplementary steam valve could reduce efficiency loss. However, it decreases the power response rate of the BEST and increases the deaerator pressure. The BEST inlet valve application

收稿日期: 2020-05-07。 作者简介: 张晓东(1981—),男,高级工程师;刘明(通信作者),男,博士,教授。 基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2018YFB0604405);国家自然科学基金资助项目(51776146);四川省工业发展资金资助项目(川财建[2018]113号)。

网络出版时间: 2020-06-19

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20200619.1457.002.html>

could improve the power response rate of the BEST but with significant efficiency loss. Optimizing the valve-switching strategy of the feedwater control system could reduce the fluctuation of the feedwater mass flow and limit deaerator pressure with lower efficiency loss.

Keywords: back pressure extraction steam turbine; dynamic characteristics; feedwater control; switching system

“节约资源”是我国的基本国策之一。为此,燃煤高效发电技术在我国迅速发展^[1]。给水回热和蒸汽再热技术^[2]都是提升燃煤电厂效率的有效手段。但是,随着电厂蒸汽参数的不断提高,再热后蒸汽的过热度随之升高^[3-4],回热加热器的抽汽过热度进一步增大,传热过程中的不可逆损失增加,削弱了燃煤机组的回热效果。

蒸汽冷却器是解决回热系统抽汽过热度大的常规手段^[5]。为进一步提升高参数机组回热系统的完善程度,降低换热过程的不可逆性^[6-7],国内外学者提出了在回热系统中集成抽汽背压式给水泵汽轮机(构建的新型回热循环系统方案)。2011年,Ploumen应用“Master Cycle”技术,即配置抽汽背压式给水泵汽轮机,对超超临界二次再热燃煤机组进行优化,使系统效率得到提升^[8]。阚伟民等利用Ebsilion软件建立了常规系统和抽汽背压式给水泵汽轮机系统,结果表明,抽汽背压式给水泵汽轮机在不同工况均可提升系统效率^[9]。刘颖华等对超超临界机组进行了热力学计算,结果表明外置式蒸汽冷却器和抽汽背压式给水泵汽轮机的应用均可提升机组效率,且抽汽背压式给水泵汽轮机方案的节能效果更为明显^[10]。Zhou等通过对1 000 MW机组进行热力学分析,发现抽汽背压式给水泵汽轮机在设计工况和非设计工况下都可以提高机组效率^[11]。还有很多学者分析表明,应用抽汽背压式给水泵汽轮机可以不同程度地提高机组效率^[12-15]。在动态仿真方面,廖先伟利用LabVIEW软件,建立了1 000 MW超超临界抽汽背压式给水泵汽轮机回热系统的仿真模型,并设计了抽汽背压式给水泵汽轮机控制系统,结果表明,优化后的控制系统可以降低机组热耗率^[16],但是控制过程中并未考虑除氧器压力的变化。

近年来,我国新能源发电装机容量迅速增长,为有效消纳新能源发电,亟需提高燃煤发电机组的运行灵活性^[17-18]。燃煤发电机组的运行模式呈现频繁深度变负荷的运行特点。Zhao等通过GSE软件建立了660 MW超临界燃煤机组,并比较了6种提高灵活性的措施,综合考虑经济性和灵活性,认为低压加热器抽汽节流方式更具发展潜力^[19]。Wang等将

金属和工质的实时蓄热值引入至燃煤电厂的水煤比控制系统中,使负荷的控制效果得到改善^[20]。章家岩等针对锅炉主汽温度控制系统,提出基于动态矩阵控制的主汽温预测控制策略,改善了过热汽温控制的动态和稳态性能^[21]。然而,国内外学者对常规燃煤机组的研究较多,在抽汽背压式给水泵汽轮机方面的研究主要集中在设计工况和非设计工况的稳态计算,对于抽汽背压式给水泵汽轮机系统的动态过程研究较少。由于抽汽背压式给水泵汽轮机系统动态特性规律复杂,同时抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率直接影响给水泵的转速,从而影响主给水流量的控制,因此,提高抽汽背压式给水泵汽轮机功率控制效果可以有效改善给水流量的延迟与波动,提高机组的负荷响应速度。

本文通过建立抽汽背压式给水泵汽轮机系统的动态模型,研究了降负荷过程抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率和给水泵消耗功率的变化,及不同阀门阶跃扰动对功率的动态特性、机组热耗率以及除氧器压力的影响;通过权衡给水响应速率、机组经济性和除氧器压力,对主给水控制系统中的阀门切换方式进行了设计及优化,研究结果对新型动力系统动态建模以及集成抽汽背压式给水泵汽轮机的再热发电系统运行优化具有参考价值。

1 系统介绍

本文研究的系统为集成抽汽背压式给水泵汽轮机的1 000 MW一次再热燃煤机组。系统含有五级低压加热器、四级高压加热器和1个除氧器;部分冷端再热蒸汽进入抽汽背压式给水泵汽轮机,4号高压加热器、6号低压加热器和除氧器的抽汽来自抽汽背压式给水泵汽轮机,多余蒸汽进入7号低压加热器,系统示意图如图1所示。在100%汽机热验收工况(THA工况)下,机组的主要热力学参数如表1所示。

2 数学模型

2.1 设备动态模型

2.1.1 汽轮机模型 抽汽背压式给水泵汽轮机与给

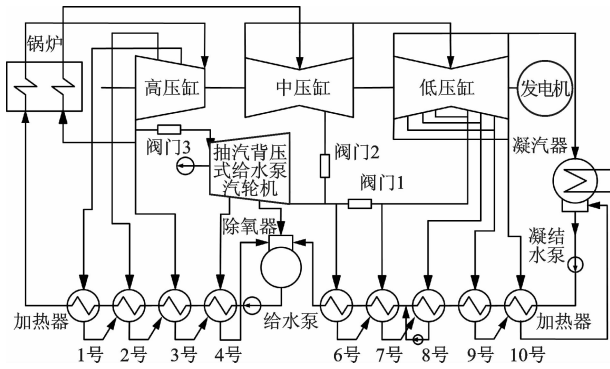


图1 抽汽背压式给水泵汽轮机系统示意图

表1 系统主要热力学参数

参数	数值
主蒸汽温度/℃	600.0
再热蒸汽温度/℃	620.0
主给水温度/℃	313.9
主蒸汽压力/MPa	28.000
再热蒸汽压力/MPa	5.629
凝汽器压力/kPa	8.800
抽汽背压式给水泵汽轮机背压/MPa	0.480
抽汽背压式给水泵汽轮机进汽压力/MPa	5.812

水泵共轴,直接驱动水泵运转,水泵转速将直接影响给水的流量。在计算抽汽背压式给水泵汽轮机转速时,将给水泵转子的转动惯量归并至抽汽背压式给水泵汽轮机转子进行考虑。汽轮机转子转速通过转子的力矩方程获得

$$J(d\omega/dt) = M_T - M_G \quad (1)$$

式中: J 为汽轮机发电机组转子的转动惯量; ω 为转子的角速度; t 为时间; M_T 为汽轮机产生的动力矩; M_G 为给水泵产生的阻力矩。

对式(1)进行变换可得功率守恒方程

$$J\omega(d\omega/dt) = N_T - N_G \quad (2)$$

式中: N_T 为抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率; N_G 为给水泵消耗的功率。

由于汽轮机的蒸汽速度较高,惯性和延迟可以忽略,因此使用稳态模型计算汽轮机功率

$$W_{tb} = \sum G_i \eta_i \Delta h_{isn} \quad (3)$$

式中: G_i 为汽轮机第*i*级蒸汽流通量; η_i 为汽轮机第*i*级相对内效率; Δh_{isn} 为汽轮机第*i*级等熵焓降。

汽轮机级组流量和压力的计算通过 Flugel 公式^[22]获得

$$\frac{G_i}{G_{0i}} = \sqrt{\frac{T_{0i}}{T_i} \frac{P_i^2 - x P_{i-1}^2}{P_{0i}^2 - x P_{0i-1}^2}} \quad (4)$$

式中: G_{0i} 为汽轮机第*i*级的初始蒸汽流通量; T_{0i} 为汽轮机第*i*级的初始蒸汽温度; T_i 为汽轮机第*i*级的蒸汽温度; P_i 为汽轮机第*i*级的压力; P_{i-1} 为汽轮机第*i*-1级的压力; x 为系数,如果蒸汽为超声速则取0,否则取1。

2.1.2 给水泵模型 给水泵的相似理论使给水泵计算经济可行,给水泵相似的条件为几何相似、运动相似和动力相似。对于同一台给水泵,当其变速运行时,相似定律为

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2 \quad (5)$$

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2 \quad (6)$$

$$P_1/P_2 = (n_1/n_2)^3 \quad (7)$$

式中: Q_1 、 Q_2 为转速 n_1 、 n_2 时的流量; H_1 、 H_2 为转速 n_1 、 n_2 时的扬程; P_1 、 P_2 为转速 n_1 、 n_2 时的功率。

2.1.3 回热加热器模型 回热加热器包括蒸汽冷却段、蒸汽凝结段和疏水冷却段。由于各部分的计算原理类似,因此将蒸汽凝结段作为示例进行介绍。通过集总参数法将加热器视为传热单元,传热单元由热流体单元、冷流体单元和金属单元组成,质量守恒、能量守恒和传热方程如式(8)~(14)所示。

$$Q_s = \alpha_s A (T_s - T_m) \quad (8)$$

$$Q_w = \alpha_w A (T_m - T_w) \quad (9)$$

$$\alpha_s = 0.728 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_s) \lambda_l^3 r}{N \eta_l (T_{sat} - T_m) d_o} \right]^{1/3} \quad (10)$$

$$\alpha_w = 0.023 (\lambda_w / d_i) Re^{0.8} Pr^{0.333} \quad (11)$$

$$c_p M_t (dT_m / d\tau) = Q_s - Q_w \quad (12)$$

$$d(M_w u_w) / d\tau = D_w (h_{w1} - h_{w2}) + Q_w \quad (13)$$

$$d(M_s u_s) / d\tau = D_s (h_{s1} - h_{s2}) - Q_s \quad (14)$$

式中: Q_s 为蒸汽传热量; Q_w 为给水传热量; α_s 为蒸汽表面传热系数; α_w 为给水传热系数; A 为换热面积; T_s 为蒸汽平均温度; T_w 为给水传热系数; T_m 为壁面温度; g 为重力加速度; ρ_l 为饱和水密度; ρ_s 为饱和蒸汽密度; λ_l 为饱和水导热系数; λ_w 为给水导热系数; r 为汽化潜热; N 为蒸汽横向冲刷管束数量; η_l 为饱和水动力黏度; d_o 为换热管外径; d_i 为换热管内径; T_{sat} 为饱和水温度; M_t 为金属质量; M_w 为换热器水工质储存质量; M_s 为换热器蒸汽工质储存质量; u_w 为水内能; u_s 为蒸汽内能; c_p 为金属比热容; D_w 为给水流量; D_s 为蒸汽流量; h_{w1} 为给水进口焓; h_{w2} 为给水出口焓; h_{s1} 为蒸汽进口焓; h_{s2} 为蒸汽出口焓。

2.2 评价指标

2.2.1 调整时间 调整时间用于评价动态响应速率。给定一个误差允许范围 Δ ,从扰动开始到系统

响应达到稳态值的偏差在允许范围 Δ 所需的时间即为调整时间,用 t_s 表示。这个允许误差范围通常是稳态值的 5%(或 2%),即 $\Delta=0.05c(\infty)$ 或 $\Delta=0.02c(\infty)$,计算公式为

$$|c(t_s)-c(\infty)|=\Delta$$

(15)

式中: $c(t_s)$ 为变量瞬态值; $c(\infty)$ 为变量稳态值。

2.2.2 平均累计误差 平均累计误差表征动态过程中误差变量偏离目标量的程度。对于主给水流量的平均累计误差,计算公式为

$$\mu=\int_{t_0}^{t_1}(D-D_s)d\tau/\Delta t$$

(16)

式中: μ 表示主给水流量的平均累计误差; D 为不同时刻的主给水流量; D_s 为主给水流量指令值; τ 为时间; Δt 为总时间; t_0 和 t_1 分别为初始时刻和终止时刻。

2.3 仿真验证

仿真模型通过热平衡图进行验证,计算的工况为 100% THA,将主蒸汽温度、主蒸汽流量、再热蒸汽温度、凝汽器压力以及回热加热器端差作为边界条件;常微分方程采用显式差分的计算方法,经过时间无关性检验,时间步长取为 0.08 s;仿真平台使用编程语言 VB。仿真验证的方式为:系统达到稳态后,计算各级回热加热器的抽汽份额,并与热平衡图参数进行对比,计算结果如表 2 所示。可以看出,7 号低压加热器和 10 号低压加热器的误差较大,7 号低压加热器的抽汽为两部分,一部分为从低压缸抽汽,另一部分为抽汽背压式给水泵汽轮机溢流至 7 号低压加热器的蒸汽。溢流蒸汽量等于进入抽汽背压式给水泵汽轮机的蒸汽流量减去 4 号加热器、除氧器、6 号低压加热器的抽汽量。因此,这个过程中

表 2 100% THA 工况下回热加热器抽汽份额对比验证

设备	抽汽份额/%		相对误差 /%
	热平衡图	仿真结果	
1 号高压加热器	3.544 8	3.546 9	0.058 2
2 号高压加热器	6.369 4	6.371 5	0.032 6
3 号高压加热器	9.475 6	9.407 2	0.721 9
4 号高压加热器	5.389 4	5.481 6	1.711 3
除氧器	5.873 4	5.850 6	0.388 6
6 号低压加热器	2.926 5	2.947 6	0.720 1
7 号低压加热器	2.256 8	2.131 1	5.566 5
8 号低压加热器	2.236 6	2.255 8	0.859 6
9 号低压加热器	2.172 7	2.168 4	0.197 3
10 号低压加热器	2.336 7	2.395 3	2.506 5

蒸汽量的误差都会积累到溢流蒸汽量的计算,同时由于 7 号低压加热器抽汽量本身数值较低,因此相对误差较高。对于 10 号低压加热器,有一部分轴封抽汽补充至 10 号抽汽。由于轴封抽汽对系统动态特性影响较小,为简化计算,在将轴封抽汽折算为 10 号抽汽的过程中,忽略了轴封抽汽和 10 号抽汽的焓值差异,因此误差增大。

3 结果与讨论

在仿真过程中作如下假设:①锅炉侧控制良好,给水流量的波动不影响主蒸汽参数和再热蒸汽参数;②由于给水流量不会过多地偏离指令,因此忽略给水流量波动对回热加热器传热过程的影响;③控制过程主要考虑抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率的变化,不考虑汽轮机总输出功率的变化规律。

3.1 降负荷过程中功率的变化

为了研究抽汽背压式给水泵汽轮机系统的动态特性,设置仿真工况为:主给水流量从 100% 线性变化至 80%,变化速率为 $4\% \text{ min}^{-1}$,并假设主蒸汽流量与主给水流量实时相等;在不施加控制系统的情况下,分别计算抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率和给水泵的消耗功率,结果见图 2。图中左侧纵坐标功率差表示瞬时功率与初始功率之差,右侧输出与消耗功率差表示抽背式汽轮机输出功率与给水泵消耗功率之差。在主给水流量降低过程中,抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率和给水泵的消耗功率都近似为线性变化,抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率在达到稳态之前稍有延迟,且给水泵消耗功率的变化幅度更为明显,功率差随着负荷的降低不断增加,在达到稳态时功率差达到约 7 MW。这是由于抽汽背压式给水泵汽轮机的功率变化近似与主给水量成正比,而给水泵的消耗功率近似与主给水量的三次方成正比。对于实际过程而言,抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率等于给水泵消耗的功率,因此这种功率不平衡导致的结果就是在主蒸汽

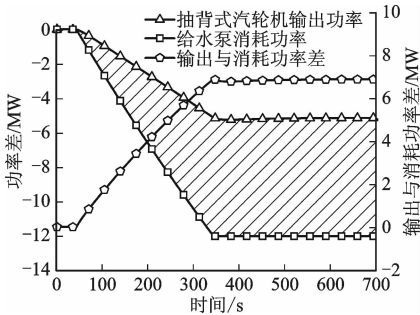


图 2 主给水流量从 100% 降至 80% 时对应的功率变化

流量降低至 80% 的时候,抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率将提供多于 80% 的主给水流量,因此需要通过控制系统去调节功率的不平衡。

图 3 为主给水流量从 80% 降低至 60% 的过程中,抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率和给水泵消耗功率的变化规律。由图可知,与主给水流量从 100% 变化至 80% 的工况相比,80% 降至 60% 的过程中,抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率在达到稳态之前的惯性作用更为明显,调节时间增加;同时抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率与给水泵消耗功率的差约为 3.6 MW,低于主给水流量从 100% 变化至 80% 工况时的功率差。抽汽背压式给水泵汽轮机惯性作用增加的原因是:随着主给水流量的降低,主蒸汽流量也随之降低,对于汽轮机而言,蒸汽流量的降低导致蒸汽的热力学参数更容易受到扰动,因此系统达到稳定的时间增加。功率差下降的原因是给水泵消耗的功率近似与主给水流量的变化的三次方成正比,因此对于相同的主给水流量变化,主给水流量越低,给水泵功率的变化幅度越低。分析可知,降负荷过程中控制抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率,对于主给水流量的控制很有必要。

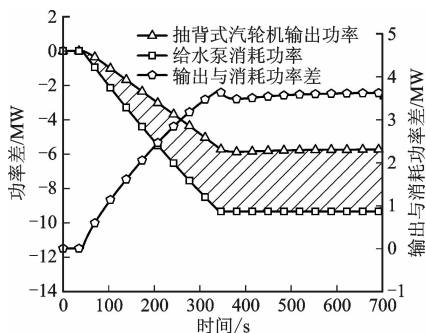


图3 主给水流量从 80% 降至 60% 时的功率变化

3.2 阀门动态特性

(1)第 1 种方式为逐渐关闭调节溢流阀(阀门 1),使抽汽背压式给水泵汽轮机的背压升高,降低蒸汽在汽轮机的焓降,从而使抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率降低。但是如果使用这种方式,为了获得较高的调节能力,就需要在额定工况使抽汽背压式给水泵汽轮机背压保持在较低水平,以便于降负荷的时候通过升高背压进行控制。对抽汽背压式给水泵汽轮机而言,降低它的背压可以提高其循环热效率,但是对于系统而言,降低背压就意味着开大溢流阀(阀门 1),导致更多的 6 号抽汽被更低级的 7 号加热器使用,降低系统的热经济性,而后者也是影响系统经济性的主要因素。因此,额定工况如果使

回热汽轮机背压保持在较低水平,会对系统经济性产生不利影响,因此该方式不作为主要调节方式。

(2)第 2 种方式为通过调节补汽阀(阀门 2)提升抽汽背压式给水泵汽轮机背压。这种方式在额定工况下对系统经济性没有影响,但是抽汽背压式给水泵汽轮机背压的提高会使除氧器压力升高,由于除氧器为压力容器,因此这种方式的控制能力是有限的。

(3)第 3 种方式为通过调节抽汽背压式给水泵汽轮机的进汽调节阀(阀门 3),减少进入抽汽背压式给水泵汽轮机的蒸汽。虽然理论上可调节的范围最广,但是由于进入抽汽背压式给水泵汽轮机的蒸汽参数较高,因此节流损失明显,系统经济性降低。

通过分析可知,不同控制方式的优势和不足明显,应根据控制目标选择具体的控制方式。本节研究不同控制方式在降低相同的抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率时,抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率、机组热耗率和除氧器压力的阶跃响应,旨在了解不同控制方式的动态特性。

如图 4 所示,对于阀门 1 和阀门 2,抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率逐渐降低,最后达到稳态值,输出功率的调节时间分别为 439.04 s、335.76 s,为典型的惯性环节;对于阀门 3,抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率先迅速降低,然后逐渐稳定,输出功率的调节时间为 140.8 s,近似为实际系统的微分环节。通过仿真结果可知,阀门 3 的功率响应速率快,有良好的控制效果。

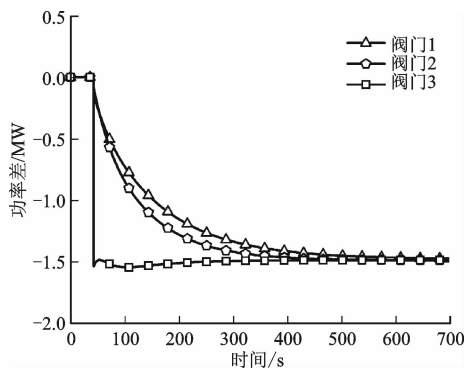


图4 阀门阶跃扰动的功率变化

图 5 为机组热耗率差的变化。对于阀门 1 阶跃响应,机组热耗率先骤增,然后逐渐降低至稳态值,且稳态值低于初始热耗率。这是因为当阀门 1 的阀位阶跃减小时,进入 7 号低加的蒸汽量减少,因此 7 号低加的抽汽量增加,同时由于抽汽背压式给水泵汽轮机背压的升高,6 号低加的抽汽量增加,因此回

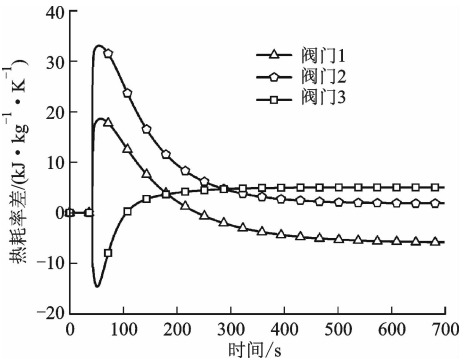


图 5 阀门阶跃扰动的机组热耗率变化

热系统的抽汽量增加,但是给水温度暂时未发生变化,因此机组热耗率增加。随着主给水温度的升高,5号除氧器的抽汽量减少,机组热耗率降低,因此减少溢流量相当于蒸汽的能量被更高级加热器利用,可以使系统效率增加。对于阀门2工况,热耗率先阶跃增加,然后逐渐降低至稳态值,且稳态值高于初始热耗率,变化规律与阀门1类似,因为阀门2也是通过升高背压降低抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率,同时补汽的参数越低,机组热耗率越低,但是补汽压力过低时会限制补汽的流量。对于阀门3工况,机组热耗率先阶跃下降,然后逐渐增加至稳定值,稳定后热耗率高于初始值。机组热耗率先阶跃下降的原因是阀门3的阀位值阶跃减少后,抽汽背压式给水泵汽轮机的进汽流量阶跃减少,导致4号加热器、除氧器和6号加热器的抽汽量减少,机组总输出功率增加,因此热耗率下降;随着给水温度的下降,2号和3号加热器的抽汽量增加,因此机组热耗率增加并高于初始值。分析可知,使用阀门3的经济性最差,阀门2次之,阀门1最好。

在调节抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率时,要考虑其对除氧器压力的影响,因为抽汽背压式给水泵汽轮机背压的升高会使除氧器压力升高。如图6所示,阀门1和阀门2工况,除氧器的压力都逐渐升高约0.15 MPa,而阀门3工况,除氧器压力逐渐降低约0.07 MPa,可见由于除氧器压力的限制,阀门1和阀门2的调节方式的调节范围有限,而阀门3的调节范围更广。

3.3 功率控制系统设计优化

分析可知,阀门1的优点是经济性较高,但是调节过程中,抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率的动态响应速度慢,控制效果差。为了保证调节效果,在额定工况抽汽背压式给水泵汽轮机背压应保持在较低水平,但会降低额定工况的经济性,因此仅作为辅

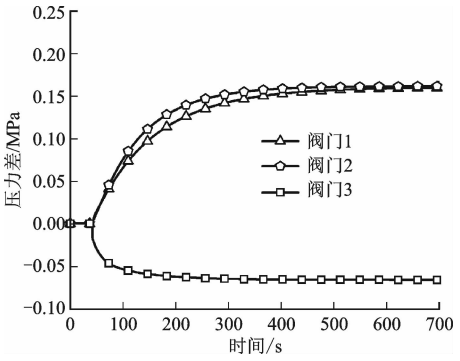


图 6 阀门阶跃扰动除氧器压力变化

助方式。阀门2的优点是经济性较好,同时额定工况对机组没有影响,但是调节过程中抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率的动态响应速度慢,控制效果较差,同时会导致除氧器压力升高,因此调节范围有限。阀门3的优点是抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率的动态响应速度快,控制效果良好,同时功率的调节范围广,但是节流损失明显,机组经济性差。

控制系统的设计主要是权衡不同因素的影响,综合考虑机组经济性、控制效果与除氧器压力,因此首先使用阀门1进行控制;由于阀门1为辅助方式,抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率的调节范围有限,因此在阀门1完全关闭后,使用阀门2控制;在给水误差增加或除氧器压力过高的时候,则切换阀门3进行控制,充分发挥不同控制方式的优势。系统属于依据系统状态切换的切换系统,具体的切换控制规则为:若主给水流量的偏差小于给定值且除氧器压力低于高限值,则使用阀门2控制;若主给水流量偏差大于等于给定值,则使用阀门3控制;若除氧器压力大于等于高限值,则使用阀门3控制主给水流量,使用阀门2控制除氧器压力。

仿真的工况为主蒸汽流量从100%~80%变化,变化速率为4% min⁻¹,使用3种方式对抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率进行控制,使主给水流量等于主蒸汽流量。如图7所示,主给水流量在主

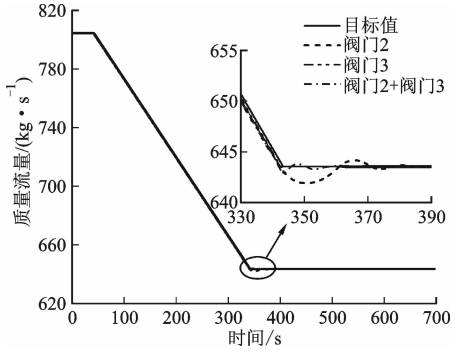


图 7 3种控制方式的给水质量流量变化

蒸汽流量开始变化和结束变化的时候波动最严重,其中阀门2的控制效果最差,平均累计误差为0.355 7 kg/s,阀门3的控制效果最好,平均累计误差为0.180 2 kg/s,阀门2+阀门3的控制效果次之,平均累计误差为0.341 4 kg/s。

3种控制方式的热耗率差变化趋势如图8所示,可以看出,3种方式下热耗率变化趋势类似,先阶跃上升,然后稍有下降,最后逐渐增高至稳定值;达到稳定后,阀门3控制方式的热耗率增加最多,阀门2+阀门3控制方式的热耗率增加量次之,阀门2控制方式的热耗率增加最少。如图9所示,仅使用阀门2控制时,除氧器压力会超过高限值,而使用阀门3和阀门2+阀门3的控制方式,除氧器压力能控制在正常范围。通过结果可以发现,综合使用阀门2+阀门3进行抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率的控制,在保证除氧器压力和给水流量控制要求的同时,一定程度降低了机组热耗率。

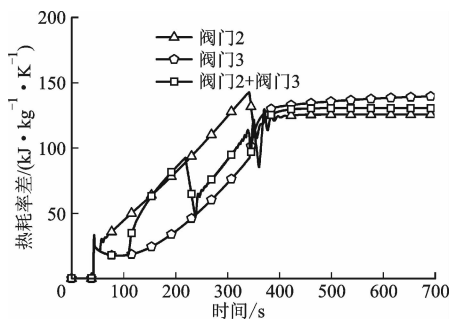


图8 3种控制方式的热耗率变化

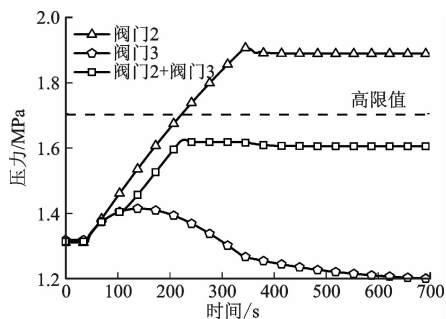


图9 3种控制方式的除氧器压力变化

4 结论

(1)在抽汽背压式给水泵汽轮机系统降负荷过程中,相比于抽汽背压式给水泵汽轮机的输出功率,给水泵消耗功率减少的速率更快,造成了功率不匹配的现象。

(2)使用溢流阀调节抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率的优势是调节过程中经济损失小,但是动

态响应速度慢,且额定工况会降低系统经济性;使用补汽阀调节的优势是经济性损失小,对额定工况的经济性没有影响,但是动态响应速度慢,且由于除氧器压力的高限值限制,输出功率的调节范围有限;使用抽汽背压式给水泵汽轮机进汽阀调节的优势是动态响应速度快,抽汽背压式给水泵汽轮机输出功率的调节范围广,但是节流损失较大。

(3)综合考虑抽汽背压式给水泵汽轮机的功率响应速度、除氧器的压力以及机组的效率,通过优化给水控制系统中的补汽阀和抽汽背压式给水泵汽轮机进汽阀的切换策略,既可以减少给水流量的波动,并防止除氧器压力超过高限值,又能在一定程度上减少系统的经济性损失。

参考文献:

- [1] 林宗虎. 中国燃煤锅炉节能减排技术近况及展望 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(12): 1-5.
LIN Zonghu. Recent situation and prospect of technologies for energy saving and emission reduction of coal-fired boilers in China [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(12): 1-5.
- [2] 严俊杰, 黄锦涛, 张凯, 等. 发电厂热力系统及设备 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2003: 304-306, 309-311.
- [3] 邵树峰, 严俊杰, 刘继平, 等. 二次再热机组热力系统的定量分析方法 [J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(11): 1137-1141.
SHAO Shufeng, YAN Junjie, LIU Jiping, et al. Thermo-economics analysis method of thermal system for power unit with double reheat [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2003, 37(11): 1137-1141.
- [4] 周云龙, 杨美, 王迪. 1 000 MW 高超超临界二次再热系统优化 [J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(S1): 137-141.
ZHOU Yunlong, YANG Mei, WANG Di. Optimization of 1 000 MW high ultra-supercritical double-reheat system [J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(S1): 137-141.
- [5] 万逢芳. 带外置蒸汽冷却器热力系统热平衡通用矩阵方程 [J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(24): 7280-7285.
WAN Kuifang. Universal thermal balance matrix equation of thermodynamic system with external steam cooler [J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(24): 7280-7285.
- [6] 李沁伦, 王璐凯, 刘银河, 等. 300 MW 一次再热亚临界燃煤发电站系统改进研究 [J]. 西安交通大学学报,

- 2018, 52(9): 54-63.
- LI Qinlun, WANG Lukai, LIU Yinhe, et al. Novel system design for a 300 MW single reheat subcritical coal-fired power plant [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(9): 54-63.
- [7] 冯雪佳, 陈敏, 吴君, 等. CO₂-H₂O 双循环燃煤发电系统仿真研究 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(4): 61-67.
- FENG Xuejia, CHEN Min, WU Jun, et al. Simulation research on coal-fired power generation systems with CO₂-H₂O dual cycles [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(4): 61-67.
- [8] PLOUMEN P, STIENSTRA G, KAMPHUIS H. Reduction of CO₂ emissions of coal fired power plants by optimizing steam water cycle [J]. Energy Procedia, 2011, 4: 2074-2081.
- [9] 阚伟民, 宋景慧, 周璐瑶, 等. 超超临界机组采用 MC 系统的变工况性能研究 [J]. 热力发电, 2014, 43(7): 41-44.
- KAN Weimin, SONG Jinghui, ZHOU Luyao, et al. Off-design performance of an ultra-supercritical power unit applying MC system [J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(7): 41-44.
- [10] 刘颖华, 郜宁, 周璐瑶, 等. 超超临界机组回热抽汽过热的优化利用 [J]. 电站系统工程, 2015, 31(4): 16-18.
- LIU Yinghua, GAO Ning, ZHOU Luyao, et al. Optimized utilization of superheat of extraction in ultra-supercritical units [J]. Power System Engineering, 2015, 31(4): 16-18.
- [11] ZHOU Luyao, XU Cheng, XU Gang, et al. Exergy analysis and economic evaluation of the steam superheat utilization using regenerative turbine in ultra-supercritical power plants under design/off-design conditions [J]. Energy Science & Engineering, 2017, 5(3): 156-166.
- [12] CHO D, LEE E, CHO J, et al. Reducing the superheating of extraction stream on advanced-ultra super critical power plants with regenerative turbines in south korea; an economic analysis [J]. Energies, 2019, 12, 1681-1702.
- [13] 乔加飞, 张磊, 刘颖华, 等. 二次再热机组双机回热系统热力性能分析 [J]. 热力发电, 2017, 46(8): 59-63.
- QIAO Jiafei, ZHANG Lei, LIU Yinghua, et al. Study on thermal performance of double-turbine regeneration system in double-reheat unit [J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(8): 59-63.
- [14] 崔光明, 刘继平. 回热汽轮机用于二次再热机组热经济性研究 [J]. 热力发电, 2017, 46(8): 54-58.
- CUI Guangming, LIU Jiping. Thermal economy research for double-reheat unit equipped with heat recovery steam turbine [J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(8): 54-58.
- [15] 付亦藏, 谢天, 刘永林, 等. BEST 系统与常规系统的对比研究 [J]. 热能动力工程, 2017, 32(7): 9-16.
- FU Yiwei, XIE Tian, LIU Yonglin, et al. Comparative study of BEST system and conventional system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2017, 32(7): 9-16.
- [16] 廖先伟. 抽汽背压式给水泵汽轮机热力系统优化与控制研究 [D]. 南京: 东南大学, 2018: 65-66.
- [17] 王朝阳, 常仁杰, 朱庆玉, 等. 两种水煤比控制策略下调峰机组的能耗特性 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(7): 115-122.
- WANG Chaoyang, CHANG Renjie, ZHU Qingyu, et al. Water-coal ratio control strategies in transient peak load regulation [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(7): 115-122.
- [18] ZHAO Yongliang, WANG Chaoyang, LIU Ming, et al. Improving operational flexibility by regulating extraction steam of high-pressure heaters on a 660 MW supercritical coal-fired power plant: a dynamic simulation [J]. Applied Energy, 2018, 212: 1295-1309.
- [19] ZHAO Yongliang, LIU Ming, WANG Chaoyang, et al. Increasing operational flexibility of supercritical coal-fired power plants by regulating thermal system configuration during transient processes [J]. Applied Energy, 2018, 228: 2375-2386.
- [20] WANG Chaoyang, ZHAO Yongliang, LIU Ming, et al. Peak shaving operational optimization of supercritical coal-fired power plants by revising control strategy for water-fuel ratio [J]. Applied Energy, 2018, 216: 212-223.
- [21] 章家岩, 高锦, 冯旭刚. 火力发电锅炉主汽温控制系统的动态矩阵控制策略 [J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(10): 96-102, 174.
- ZHANG Jiayan, GAO Jin, FENG Xugang. Main steam temperature control of thermal power boiler based on dynamic matrix control [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(10): 96-102, 174.
- [22] WANG Anming, LIU Jiping, LIU Ming, et al. Dynamic modeling and behavior of parabolic trough concentrated solar power system under cloudy conditions [J]. Energy, 2019, 177: 106-120.

(编辑 亢列梅)