

基于变工况分析的供热机组初压优化

李慧君, 喻 桥

(华北电力大学 能源动力与机械工程学院, 河北 保定 071003)

摘 要: 对于供热机组, 在电负荷和热负荷一定且保证抽汽参数在热用户要求的范围内, 采用不同的配汽方式所对应的主蒸汽压力对机组的热经济性有着较大的影响。以 C300-16.7/0.43/537/537 机组为例, 只考虑工业抽汽的情况下建立了机组初压优化模型, 并对其正确性进行了验证计算, 结果表明该模型满足工程实际需要。当热负荷一定时, 机组在最小和最大进汽量限制条件下, 通过热力计算得到最小和最大电负荷, 从中选取不同电负荷工况进行了优化计算, 得到了各工况的最佳初压, 为机组的安全、经济运行提供了依据。

关 键 词: 工业抽汽; 供热机组; 最佳初压; 优化计算

中图分类号: TK263

文献标识码: A

引 言

供热机组可以同时提供电和热两种不同形式的负荷, 与凝汽式机组相比, 减少了冷源损失, 提高了机组的燃料利用率, 使机组热经济性显著提高^[1]。多数热力计算都是针对凝汽式机组^[2-4]。对于供热机组, 不仅要考虑热负荷, 同时还要考虑电负荷对热经济性及安全运行的影响。

在电负荷和热负荷一定的条件下, 当机组的进汽温度和排汽压力不变时, 不同的配汽方式对应着不同的主蒸汽压力, 因而形成了一定压力区间, 从中能寻找使机组单位时间消耗标准煤量最小的主蒸汽压力, 即供热机组最优初压。

详细变工况计算是在各级的几何数据已知的条件下进行, 但几何参数一般很难获取。本研究以 C300-16.7/0.43/537/537 机组为例, 在压力级几何数据未知的条件下, 采用逆序法对不同供热量及电负荷工况采用部分调节阀全开、所有调节阀全开、顺序阀和节流 4 种配汽方式进行初参数优化计算。

1 供热机组最优初压目标函数

当机组在给定电负荷和热负荷的条件下, 通过

枚举法取不同的 α_G 和 m (α_G 、 m 分别为部分开启调节阀蒸汽量占总流量的份额和主蒸汽压力为调节级级前压力的倍数), 控制阀门的开度以及采用不同的配汽方式寻找最优初压, 使机组的单位时间消耗标准煤耗量最小, 则初压优化的目标函数为:

$$\begin{cases} \min B_b = f(N_{gE}, s, Q_{gr}, X) \\ \text{st. } N_{gmin} \leq N_{gE} \leq N_{gmax} \\ P_{min} \leq P_0(s, N_{gE}, Q_{gr}, X) \leq P_{0d} \end{cases} \quad (1)$$

式中: B_b —机组单位时间消耗标准煤量, kg/h; X —除给定负荷外其它运行条件参数; N_{gE} —给定发电负荷, kW; P_{0d} —额定压力, MPa; N_{gmin} 、 N_{gmax} —汽轮机在进汽量限制范围内的最小发电负荷和最大发电负荷, kW; Q_{gr} —供热量, GJ/h; s — α_G 或 m ; P_0 —蒸汽初压, MPa; P_{min} —6 阀全开对应的机组的初压, MPa。

2 机组变工况计算过程

汽轮机末级通常可以达到临界状态, 级组前的压力可利用简化的弗留格尔公式确定:

$$P_c = P_{cl} \frac{D_n}{D_{n1}} \quad (2)$$

式中: D_n 、 D_{n1} —额定工业抽汽工况和变工况的排汽量, kg/h; P_c 、 P_{cl} —额定工业抽汽工况和变工况的末级级前压力, MPa。

工况变动后的调整抽汽压损:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{10} \left(\frac{D_1}{D_{10}} \right)^2 \quad (3)$$

式中: ΔP_1 、 ΔP_{10} —额定工业抽汽工况和变工况压损, MPa; D_1 、 D_{10} —额定工业抽汽工况和变工况流量, kg/h。

主蒸汽压力可利用改进弗留格尔公式确定^[5]:

$$\frac{D_{01}}{D_0} = \sqrt{\frac{(P_{01}^2 - P_{02}^2) - (P_{01} - P_{02})^2 \varepsilon_{nc} / (1 - \varepsilon_{nc})}{(P_0^2 - P_2^2) - (P_0 - P_2)^2 \varepsilon_{nc} / (1 - \varepsilon_{nc})}} \quad (4)$$

收稿日期: 2013-07-01

作者简介: 李慧君(1964-), 男, 吉林伊通人, 华北电力大学教授, 博士。

式中: 过热蒸汽临界压比 $\varepsilon_{nc} = 0.546$; D_0 、 D_{01} —额定工业抽汽工况和变工况主蒸汽流量, kg/h; P_0 、 P_2 —额定工业抽汽工况初压和调节级压力, MPa; P_{01} 、 P_{02} —变工况初压和调节级压力, MPa。

调节级内损失因与理想焓降近似成正比, 故设其除喷嘴和动叶损失外, 其它各项总损失为:

$$\frac{\delta h}{\delta h_0} \approx \frac{\Delta h_i}{\Delta h_{i0}} \quad (5)$$

式中: δh_0 、 δh —额定工况和变工况调节级的总损失 (除喷嘴和动叶的损失), kJ/kg; Δh_{i0} 、 Δh_i —额定工况和变工况调节级的理想焓降, kJ/kg。

供热机组逆序法的变工况计算, 以末级的排汽参数为起点, 以抽汽口为界划分区段, 利用弗留格尔公式进行计算得到各抽汽点的压力。汽轮机末级一般处在湿蒸汽区, 当缺乏结构数据时, 排汽焓的确定比较困难, 可根据厂家的实验数据进行拟合计算。除了末级和调节级内效率变化比较大, 其它各压力级内效率基本不变^[9], 由此可确定各压力级的比焓。由调节级喷嘴及动叶前后压力可得动叶和喷嘴的损失, 从而由式(5)计算得到调节级后的比焓。当调节阀为顺序阀控制时, 通过设 α_c 值, 可得到全开阀的调节级的各压力, 得到其压力反动度, 根据压力反动度和喷嘴流量计算公式求出部分开启的调节阀所对应的喷嘴前、后的压力; 当所有或者部分调节阀采用节流控制时, 由式(4)确定调节级前压力, 通过设 m 值, 根据流量公式得出调节级动叶前、后压力。

供热机组的初压优化计算流程如图1所示。图中, D_{js} 、 Q_{grs} 、 D_{ns} 分别为在某次迭代中重新获得的各段抽汽量、供热量、排汽量, 其与初设值比较得到了 ΔD 、 ΔQ 、 ΔD_i ; ε 为 10^{-4} 。机组变工况运行时, 设加热器的端差和压损不变, 给水泵出口压力由初压确定^[9], 则加热器的各参数可确定。

3 实例计算

以 C300-16.7/0.43/537/537 机组为例, 以额定工业抽汽工况为基准工况, 对所建模型进行验证计算。其回热抽汽参数如表1所示。机组的配汽机构结构参数中6个调节阀的喷嘴面积相同, 为 $3\,278.2(\text{mm})^2$ 。

机组在变工况运行时, 末级的排汽焓和内效率变化较大, 通过实验数据进行拟合计算。排汽焓计算式为:

$$h_c = 2.359\,24e^{-15}D_n^3 - 2.182\,32e^{-9}D_n^2 + 0.000\,156\,534D_n + 2\,526.763\,268 \quad (6)$$

末级内效率 η_i 计算式为:

$$\eta_i = 9.611\,11e^{-18}D_n^3 - 1.585\,49e^{-11}D_n^2 + 8.334\,7e^{-6}D_n - 0.596\,811\,762 \quad (7)$$

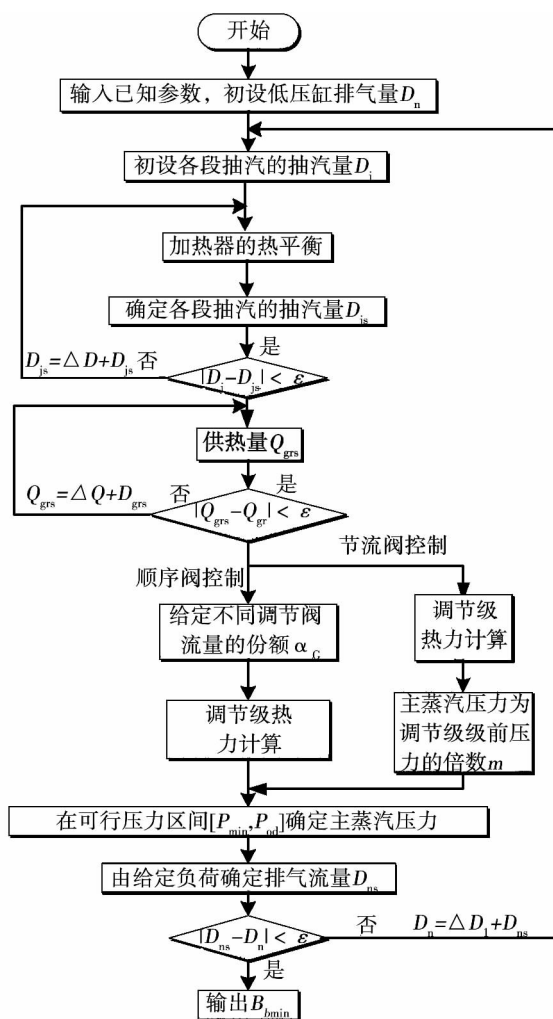


图1 供热机组初压优化框图

Fig. 1 Block diagram of the optimization of the initial pressure of a heat-supply unit

表1 300 MW 供热机组设计工况回热系统抽汽参数

Tab. 1 Steam extraction parameters of the recuperative system of a 300 MW heat-supply unit under the design condition

	No1	No2	No3	No4	No5	No6	No7
抽汽压力/MPa	6.289	3.647	1.624	2.0.846	7.0.529	5.0.125	2.0.068
抽汽温度/°C	390.700	320.6	431	339.5	281	136.7	89.36
抽汽流量/t·h ⁻¹	81.537	78.797	30.858	25.787	59.529	21.42	31.626

利用不同设计工况, 对所建模型进行验证, 其误差如表2所示。表中 D_0 、 D_{01} 分别为额定与计算汽

耗率; $\varepsilon(D_{01})$ 、 $\varepsilon(q_{01})$ 分别为计算主蒸汽流量和热耗率的相对误差。该模型的精度满足工程需要。

表 2 计算值与已知值比较

Tab. 2 Comparison of the calculation value with the value already known

参数	工况	额定抽汽	最大抽汽	额定纯凝	75%纯凝	50%纯凝
$D_{01}/t \cdot h^{-1}$		985.43	1 034.67	914.12	665.79	433.29
$D_0/t \cdot h^{-1}$		979.28	1 025.00	919.38	664.90	440.70
$\varepsilon(D_{01})/\%$		0.62	0.94	0.57	0.13	-1.68
$q_{01}/kJ \cdot (kW \cdot h)^{-1}$		7 808.6	7 735.5	7 955.4	8 104.0	8 378.0
$q_0/kJ \cdot (kW \cdot h)^{-1}$		7 775.2	7 674.9	7 991.5	8 113.5	8 483.2
$\varepsilon(q_{01})/\%$		0.43	0.79	0.45	-0.12	-1.23

4 结果分析

由厂家提供的供热工况图,可得汽轮机运行时可能的工作范围,但无法考虑所有的限制因素。供热工况图在抽汽压力改变后无法继续使用^[8]。在热负荷一定、供热参数满足热用户的要求时,将最小和最大进汽量作为限制因素得到的最小和最大电负荷,即在该热负荷所对应的电负荷变化区间,如表 3 所示。

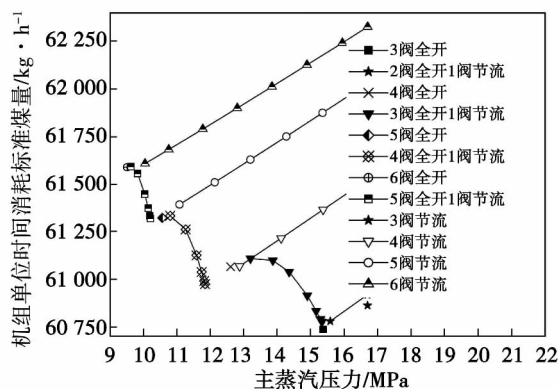
表 3 各供热量对应的最大和最小发电功率

Tab. 3 Maximum and minimum power generated corresponding to various heat quantities supplied

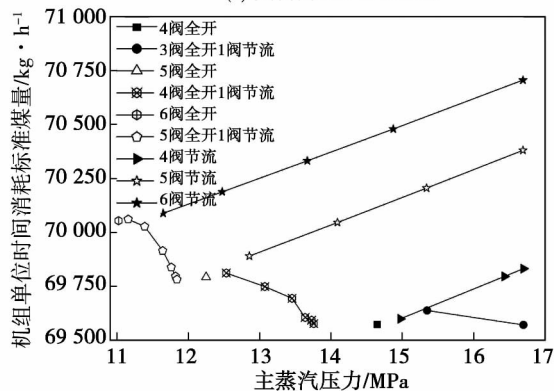
供热量/ $GJ \cdot h^{-1}$	最小功率/MW	最大功率/MW
160.200	176.890	290.750
174.658	173.040	285.257
222.180	169.150	283.461

在 3 种给定热负荷的基础上分别选取了 180、210 和 240 MW 电负荷进行了优化计算。从计算结果可知,供热机组在变工况运行时,通过选择合适的主蒸汽压力可以降低机组单位时间消耗标准煤量。当热负荷为 160.2 GJ/h,且电负荷为 180 MW 时,最佳初压所对应的配汽方式为三阀全开,如图 1(a) 所示。其主要原因:当主蒸汽温度和背压不变,初压和主蒸汽量随调节阀的开启状态发生变化,所对应的热经济性也会有所不同;当调节阀为节流配汽时,由于节流损失较大,导致热经济性较差;当调节阀为顺序阀控制时,总有一个调节阀部分开启存在节流损失,导致其热经济性不如全开阀。当电负荷为 210

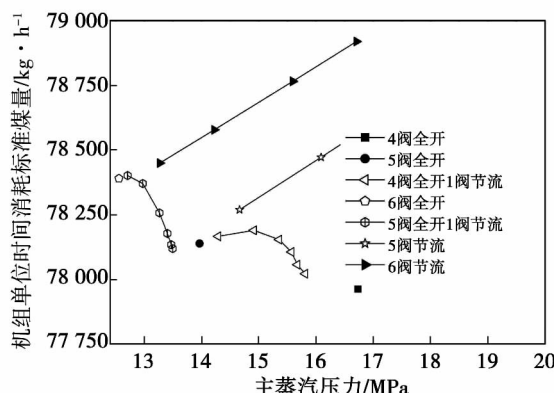
MW 时,最佳初压所对应的配汽方式为三阀全开一阀节流,如图 1(b) 所示,其最优压力为额定初压,此时机组的做功能力最大,使热经济最好。当电负荷为 240 MW 时,最优配汽方式为四阀全开一阀节流,如图 1(c) 所示。四阀全开的经济性比该配汽方式差,其原因为四阀全开时虽然不存在节流损失,但随着主蒸汽压力变大,机组消耗的泵功随之增加,导致其经济性差。



(a) 负荷为 180 MW 工况



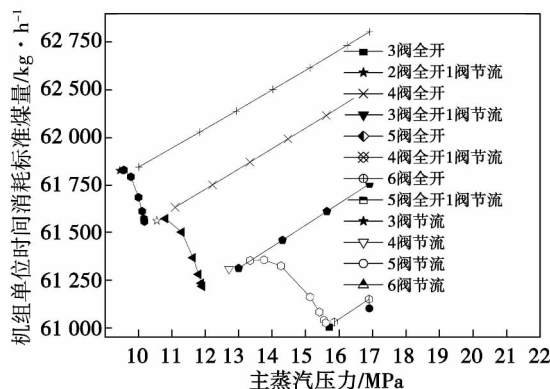
(b) 负荷为 210 MW 工况



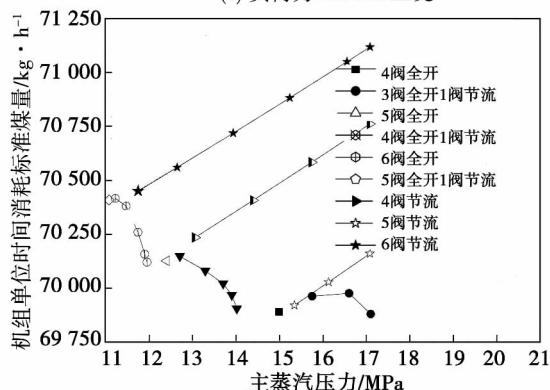
(c) 负荷为 240 MW 工况

图 2 供热量为 160.2 GJ/h 各电负荷的初压优化
Fig. 2 Optimization of the initial pressure at various power loads when the heat quantity of 160.2 GJ/h is being supplied

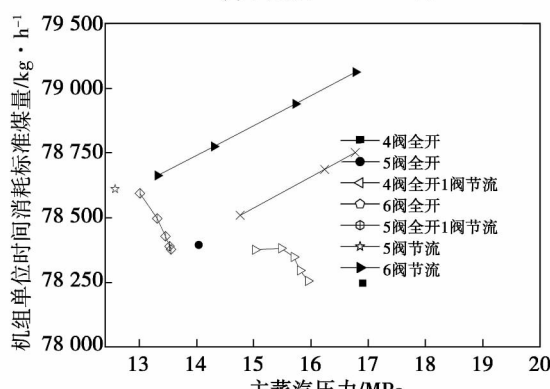
在 3 种热负荷下,相同电负荷工况单位时间消耗标准煤量随主蒸汽压力的变化趋势基本相同。表明在给定热负荷和电负荷的条件,存在最佳初压及配汽方式,使机组的热经济性最好。



(a) 负荷为 180 MW 工况



(b) 负荷为 210 MW 工况



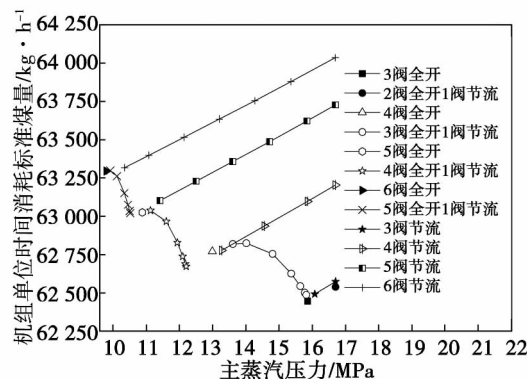
(c) 负荷为 240 MW 工况

图 3 供热量为 174.658 GJ/h 各电负荷的初压优化

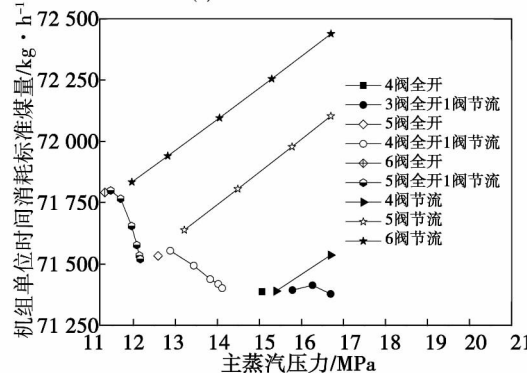
Fig. 3 Optimization of the initial pressure at various power loads when the heat quantity of 174.658 GJ/h is being supplied

在不同供热量和发电量的工况下,机组单位时间消耗标准煤量的最小值不同,如表 4 所示。当电

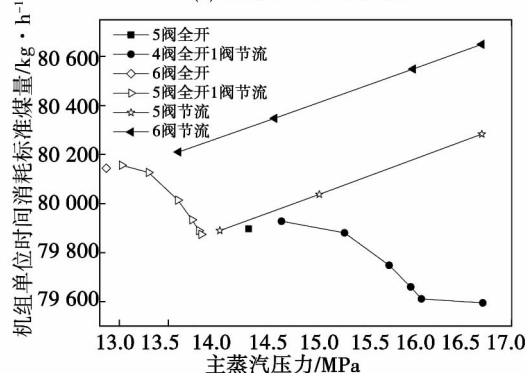
负荷在 210 MW 以下时,随着供热量的增加最优初压也是随之增大的,当电负荷大于此负荷时最优初压均为额定主蒸汽压力。在相同发电量下,随着供热量增加,发电热效率、热化发电率随之增大;在相同供热量下,随着发电量的增加,发电热效率、热化发电率均随之增大。各项指标均可反映供热机组经济性的高低,一定的热负荷下热化发电量越大,最佳初压对应的机组热经济性最好。



(a) 负荷为 180 MW 工况



(b) 负荷为 210 MW 工况



(c) 负荷为 240 MW 工况

图 4 供热量为 222.18 GJ/h 各电负荷的初压优化

Fig. 4 Optimization of the initial pressure at various power loads when the heat quantity of 222.18 GJ/h is being supplied

表4 不同工况的最佳初压及热经济指标

Tab.4 Optimum initial pressure and the rmoeconomic indexes at various operating conditions

工况		最优	标准煤	热化发	发电热
供热量	电负荷	初压	量 B_b	电率	效率
$/\text{GJ} \cdot \text{h}^{-1}$	$/\text{MW}$	$/\text{MPa}$	$/(\text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$	$/(\text{kWh} \cdot \text{GJ}^{-1})$	$\%$
160.200	180	15.372	60 737.230	77.021	44.722
	210	16.700	69 570.688	77.879	44.923
	240	16.700	77 962.358	79.251	45.410
174.658	180	15.549	61 151.631	77.213	44.814
	210	16.700	69 970.532	78.006	44.989
	240	16.700	78 375.283	79.320	45.471
222.180	180	15.860	62 446.501	77.429	45.120
	210	16.700	71 377.710	78.253	45.207
	240	16.700	79 594.830	79.809	45.772

5 结 论

(1) 提出了当机组给定热负荷和电负荷,且压力级几何参数未知的变工况计算模型,通过验证计算表明该模型的精度满足实际工程需要,编制成程序计算得到机组的各热力性能;

(2) 利用变工况计算,可以综合考虑更多的限制因素,从而使供热机组的热、电负荷调度范围比工况图的更加合理;

(3) 基于供热机组变工况分析,建立了初压优化模型;通过计算寻优可以得到机组不同工况的最佳运动初压,为机组经济运行提供了参考。

参考文献:

- [1] 陈国年,刘 今,周 强,等.凝汽机组改供热后对运行经济性的影响分析[J].江苏电机工程,2011,30(1):9-13.
CHEN Guo-nian,LIU Jin,ZHOU Qiang,et al. Analysis of the influence of the heat-supply reconstruction of a condensing type steam turbine unit on its cost-effectiveness[J]. Jiangsu Electrical Machinery Engineering,2011,30(1):9-13.
- [2] 张春发,王惠杰,宋之平,等.火电厂单元机组最优运行初压的

定量研究[J].中国电机工程学报,2006,4(26):36-40.

ZHANG Chun-fa,WANG Hui-jie,SONG Zhi-ping,et al. Quantitative research of the optimum initial pressure for the operation of a unit in a thermal power plant[J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering,2006,4(26):36-40.

- [3] 孙永平,童小忠,樊印龙.600 MW 机组滑压运行方式优化的试验研究[J].热力发电,2007(8):66-68.

SUN Yong-ping,TONG Xiao-zhong,FAN Yin-long. Experimental study of the optimization of the sliding pressure operation mode of a 600 MW unit[J]. Thermal Power Generation,2007(8):66-68.

- [4] 张 凯.供热机组变工况功率计算研究[J].动力与电气工程,2012(25):114-116.

ZHANG Kai. Research of the power calculation of a heat supply unit under the off-design operating conditions[J]. Power and Electrical Engineering,2012(25):114-116.

- [5] 杨 斌,李 乐,贾新龙.600 WM 汽轮机滑压运行调节阀运行方式的研究[J].现代电力,2012,29(1):56-59.

YANG Bin,LI Le,JIA Xin-long. Study of the sliding pressure operation mode of the regulating valves of a 600MW steam turbine[J]. Modern Electric Power,2012,29(1):56-59.

- [6] 吴 龙,袁 奇,丁俊齐,等.基于变工况分析的供热机组负荷特性研究[J].热能动力工程,2012,27(4):424-428.

WU Long,YUAN Qi,DING Jun-qi,et al. Study of the load characteristics of a heat-supply unit based on an analysis of its off-design operating conditions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2012,27(4):424-428.

- [7] 李 平,华 敏,张 情,等.滑压运行机组给水泵小汽轮机参数应达值的研究[J].热力透平,2010,39(4):251-254.

LI Ping,HUA Min,ZHANG Qing,et al. Research of the attainable values in the parameters of a small-sized steam turbine for driving feedwater pumps during its sliding pressure operation[J]. Thermal Turbomachinery,2010,39(4):251-254.

- [8] 吴 龙,袁 奇,刘 昕.供热机组热负荷最佳分配方法分析[J].中国电机工程学报,2012,32(35):6-11.

WU Long,YUAN Qi,LIU Xin. Research of the method for optimally distributing the thermal and power loads of a heat supply unit[J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering,2012,32(35):6-11.

(丛 敏 编辑)

300 MW 机组快速甩负荷初期主汽压力动态特性仿真 = Simulation of the Dynamic Characteristics of the Main Steam Pressure During the Initial Stage of the Fast Cut-back of a 300 MW Unit 卮,汉 ZHOU Yun-long, WANG Di (Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014,29(4) . -391 -396

To study the dynamic characteristics of the main steam pressure during the initial stage of the fast cut-back of a unit and compare the influence of the equipment items with different characteristics on the skyrocketing of the main steam pressure during the initial stage of the FCB, under the condition of a certain rational assumption, a lumped parameter model for the superheater of a 300 MW unit was established by using the mechanism-based modeling method and a FCB simulation test was performed by employing the model. In addition, the variation characteristics of the main steam pressure was analyzed during the initial stage and the factors influencing such changes were determined. It has been found that during the initial stage, to reduce the quick-open time of the bypass system can very effectively control the skyrocketing of the main steam pressure and a unit with a relatively large rotor time constant of its steam turbine is instrumental to the regulation of the skyrocketing of the main steam pressure. The quick-open type pressure control valves (PCV) are superior to those valves with other characteristics in controlling the main steam pressure. **Key Words:** fast cut back (FCB) , simulation, superheater, bypass

基于变工况分析的供热机组初压优化 = Optimization of the Initial Pressure of a Heat Supply Unit Based on an Analysis of the Off-design Operating Conditions 卮,汉 LI Hui-jun, YU Qiao (College of Energy Source, Power and Mechanical Engineering, North China University of Electric Power, Baoding, China, Post Code: 071003) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014,29(4) . -397 -401

For a heat supply unit, when the power and thermal load are constant and the parameters of steam extracted are ensured within the range requested by the heat end-users, the main steam pressure corresponding to various steam distribution modes used has a relatively big influence on the thermal cost-effectiveness of the unit. With a C300-16.7/0.43/537/537 type unit serving as an example and only the industrial steam extraction being taken into account, the authors have established a model for optimizing the initial pressure of the unit and performed a verification calculation of its correctness. It has been found that the model in question can meet the actual requirements in engineering projects. When the thermal load is constant, under the condition of the limitation of the minimum and maximum steam quantity admitted by the unit, the authors have obtained the minimum and maximum power load through the thermal calculation and performed an optimization calculation by choosing various power load operating conditions and also acquired the optimum initial pressure under various operating conditions, thus offering an underlying basis for a safe and economic operation of units of the same kind. **Key Words:** industrial steam extraction, heat supply unit, optimum initial pressure, optimization calculation