

# 低负荷下电站锅炉给水前置泵解列运行的必要性分析

胡思科, 何 鑫, 曹雪源

(东北电力大学 能源与动力工程学院, 吉林 吉林 132012)

**摘 要:** 针对以电动主给水泵与前置泵串联运行的锅炉给水系统所采用的常规运行方式, 首度提出了在低负荷稳态运行时解列前置泵改由主给水泵单独调速以满足机组滑压运行的方案; 通过对前置泵解列前、后给水泵不同组合方式下的特性方程以及机组滑压运行时给水管路特性的确定, 给出了变负荷下系统汽蚀临界点的求解方法, 并导出了各泵在不同工况下对应的扬程、效率和转速等关系式; 通过 300 MW 工程实例对所提出的运行方案进行了安全性与节能性分析, 从而证明该方案具有可行性和必要性。

**关 键 词:** 热电联产; 给水系统; 滑压运行; 变速调节; 水泵汽蚀

中图分类号: TK223 文献标识码: A

## 引 言

对于大中型电站的锅炉给水系统, 由于主给水泵在高转速、高水温的双重作用下, 其在变负荷“暂态过程”( 甩负荷) 中发生汽蚀的可能性大大增加。为防止这一状况的出现, 工程上常采用在调速主给水泵前加装恒速增压泵——前置泵, 并按要求无论机组负荷如何变化都将采用两泵串联的同步运行方式。但由于在实际运行中出现“暂态过程”的几率极小, 长期采用这种方式运行是否经济合理, 基于此, 针对 300 MW 机组电动给水系统, 首度提出当机组处于滑压“稳态过程”中, 解列前置泵而仅靠主给水泵变速运行来满足变负荷要求的方案, 并以图 1 和图 2 所示的某热电厂 300 MW 供热机组原则性给水系统以及其变负荷滑压运行曲线为例进行安全性和节能性的综合分析<sup>[1]</sup>, 以此证明该运行方案的可行性和必要性。

## 1 变工况下主给水泵运行方案

图 3 和图 4 为锅炉给水系统前置泵解列前和解列后的运行方案工况图。其中 I 和 II 为主给水泵和

前置泵对应不同恒速  $n_{0,I}$  和  $n_{0,II}$  下单台泵的特性曲线;  $I'$  为单台主给水泵变速  $n_{i,I'}$  下的特性曲线;  $I + II$  和  $I' + II$  表示在前置泵恒速  $n_{0,II}$  下分别与主给水泵恒速  $n_{0,I}$  和变速  $n_{i,I'}$  时相串联的特性曲线;  $(I + II)_{并}$  和  $(I' + II)_{并}$  表示由两条  $I + II$  或两条  $I' + II$  并联的特性曲线;  $I''$  和  $I''_{并}$  为前置泵解列后仅靠主给水泵并联变速  $n_{i,I'}$  运行时单泵和双泵并联下的特性曲线;  $g_o$  为给水系统满足额定流量  $q_{v,o}$  和锅炉与除氧器之间静压差为  $H_{st,o}$  时管路特性曲线;  $g_i$  为系统满足变流量  $q_{v,i}$  的同时滑压至  $H_{st,i}$  的管路特性曲线;  $g_r$  为系统同在  $q_{v,i}$  和  $H_{st,i}$  时而采用主给水泵变速并联时的管路特性曲线。  $\eta_I$  和  $\eta_{II}$  分别表示主给水泵和前置泵对应恒速下的效率曲线。

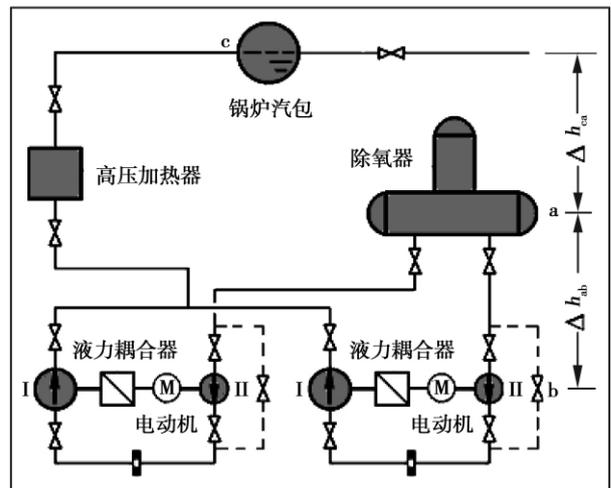


图 1 某 300 MW 机组锅炉原则性给水系统

Fig. 1 Principle feed-water system of a 300 MW boiler unit

针对前置泵解列前、后的两种方案的工作过程: 方案 1(前置泵解列前), 当负荷从  $q_{v,o}$  降到  $q_{v,i}$  且静压差从  $H_{st,o}$  降到  $H_{st,i}$  的同时, 通过改变水泵特性曲

收稿日期: 2012 - 10 - 08; 修订日期: 2013 - 04 - 01

作者简介: 胡思科(1958 -), 男, 湖南常德人, 东北电力大学教授。

线由  $(I + II)_{\text{并}}$  到  $(I' + II)_{\text{并}}$  并与管路特性曲线  $g_i$  交于  $i$  点的运行方式; 方案 2(前置泵解列后) 前置泵解列的同时并打开旁路阀门(图 1 中虚线所示) 而仅靠主给水泵变速运行使其特性曲线  $I''_{\text{并}}$  与管路特性曲线  $g_{i'}$  交于  $i'$  的运行方式。

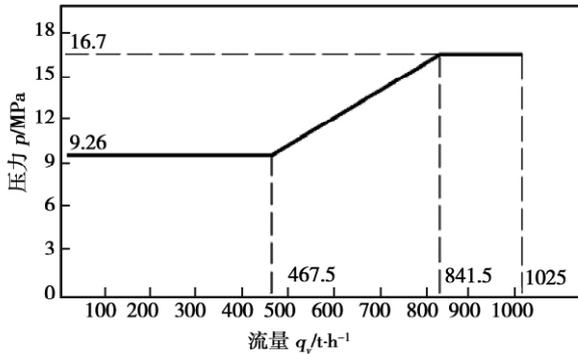


图 2 某 300 MW 机组滑压运行曲线

Fig. 2 Curves showing the sliding-pressure operation of a 300 MW unit

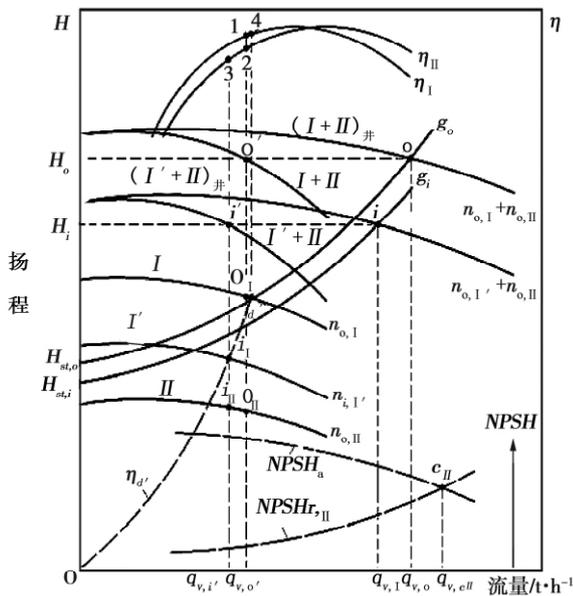


图 3 前置泵解列前泵组运行工作点示意

Fig. 3 Schematic diagram of the operation and working points of the booster pump group before disengagement

## 2 变工况下给水系统汽蚀特性分析

主给水泵和前置泵能否发生汽蚀, 关键要看它

们的入口管段有效汽蚀余量  $NPSH_a$  与必需汽蚀余量  $NPSH_r$  之差来决定。这里将  $NPSH_a = NPSH_r$  所确定的工况点称为临界汽蚀余量  $NPSH_c$ , 如图 3 和图 4 中的  $c_{II}$  和  $c_I$  点。对于锅炉给水系统, 当其处于稳定运行时且忽略管道散热损失时, 可认为除氧器水箱中的温度与给水泵的入口温度相等, 因此  $NPSH_a$  可表示为<sup>[2]</sup>:

$$NPSH_a = \Delta h_{ab} - s_{ab}q_v^2 \quad (1)$$

式中:  $\Delta h_{ab}$ —水泵入口承受的静水压头, MPa;  $q_v$ —给水系统流量,  $m^3/h$ ;  $s_{ab}$ —给水管段 a-b 阻力系数,  $MPa/(m^3/h)^2$ 。

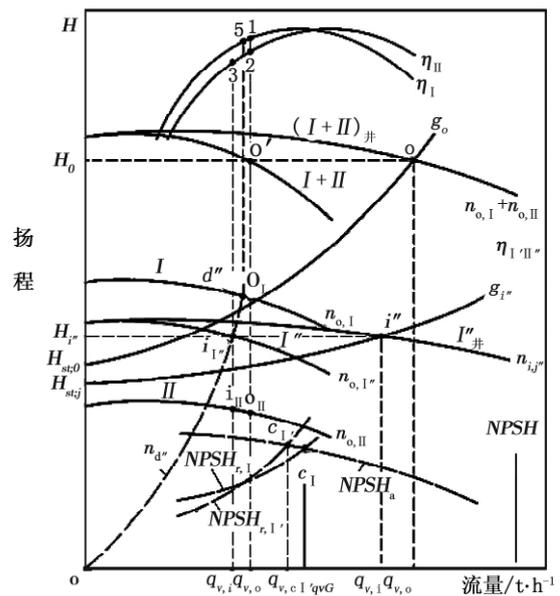


图 4 前置泵解列后泵组运行工况点示意

Fig. 4 Schematic diagram of the operation and working points of the booster pump group after disengagement

而实际中, 水泵的必需汽蚀余量  $NPSH_r$  与流量  $q_v$  的关系往往需通过实验得出。这里将图中两泵的必需汽蚀余量  $NPSH_{r,I}$ 、 $NPSH_{r,II}$  曲线以方程式的形式分别设定为:

$$\left. \begin{aligned} NPSH_{r,I} &= \varepsilon_0 + \varepsilon_1 q_v + \varepsilon_2 q_v^2 \\ NPSH_{r,II} &= \mu_0 + \mu_1 q_v + \mu_2 q_v^2 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中:  $\varepsilon_0$ 、 $\varepsilon_1$ 、 $\varepsilon_2$ 、 $\mu_0$ 、 $\mu_1$ 、 $\mu_2$ —主给水泵和前置泵  $NPSH_r$  特性方程的拟合系数。

在系统的原设计中, 由于有前置泵的保护, 主给水泵在任何工况下都不会发生汽蚀。因此, 图 3 中没有必要给出主给水泵额定工况或变工况下其必需

汽蚀余量特性曲线; 但为了核定恒速前置泵发生汽蚀的临界点  $c_{II}$  对应的流量是否满足要求, 故可通过对比式(1)、式(2)和式(3)并结合图3给出其流量:

$$q_{v \varepsilon II} = \frac{-\mu_1 + \sqrt{\mu_1^2 - 4(\mu_2 + s_{ab})(\mu_0 - \Delta h_{ab})}}{2(\mu_2 + s_{ab})} \quad (3)$$

然而, 当置泵解列时, 由于主给水泵单独处于低转速下运行, 因此根据相似原理可得到其变速条件下的必需汽蚀余量为  $NPSH_{r, I'} = (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I'}})^2 NPSH_{r, I}$  [3]。故在此之下, 将式(1)分别与式(2)和该式联立可求得主给水泵变速时发生汽蚀的临界点  $c_{I'}$  对应的流量  $q_{v \varepsilon I'}$  为:

$$q_{v \varepsilon I'} = \frac{-\varepsilon_1 (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I'}})^2 + \sqrt{[\varepsilon_1 (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I'}})^2]^2 - 4[\varepsilon_2 (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I'}}) + s_{ab}] \varepsilon_0 (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I'}}) - \Delta h_{ab}}}{2[\varepsilon_2 (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I'}}) + s_{ab}]} \quad (4)$$

### 3 管路特性方程

根据图2, 并结合图3和图4可得在不同工况下管路系统 a-b-c 的特性方程的通式为:

$$H_g = H_{st} + S_{abc} q_v^2 \quad (5)$$

式中:  $H_g$ —给水管路 a-b-c 段总阻力, MPa;  $S_{abc}$ —给水管路 a-b-c 的总阻力系数, MPa/( $m^3 \cdot h^{-1}$ )<sup>2</sup>。

### 4 水泵特性方程的表达形式

尽管主给水泵和前置泵的型号、参数各不同, 但其特性是相似的。这里设它们在各自恒速下扬程  $H$ 、效率  $\eta$  随流量  $q_v$  变化的特性方程表达式分别为:

$$\left. \begin{aligned} H_I &= A_0 + A_1 q_v + A_2 q_v^2 \\ \eta_I &= \alpha_1 q_v + \alpha_2 q_v^2 + \alpha_3 q_v^3 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\left. \begin{aligned} H_{II} &= B_0 + B_1 q_v + B_2 q_v^2 \\ \eta_{II} &= \beta_1 q_v + \beta_2 q_v^2 + \beta_3 q_v^3 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中:  $A_0, A_1, A_2, B_0, B_1, B_2$ —主给水泵和前置泵  $H-q_v$  特性方程的拟合系数;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \beta_1, \beta_2, \beta_3$ —主给水泵和前置泵  $\eta-q_v$  特性方程的拟合系数。

关于图3中的曲线 I + II 和 (I + II)<sub>并</sub> 对应的特性方程, 可根据水泵串并联时流量与扬程的叠加原理分别得到:

$$H_{I+II} = (A_0 + B_0) + (A_1 + B_1) q_v + (A_2 + B_2) q_v^2 \quad (8)$$

$$H_{(I+II)并} = (A_0 + B_0) + \frac{1}{2}(A_1 + B_1) q_v + \frac{1}{4} \times (A_2 + B_2) q_v^2 \quad (9)$$

主给水泵变速且并联运行时, I''、II''<sub>并</sub> 的特性方程可根据其相似理论分别得到:

$$H_{I''} = A_0 (\frac{n_{i, I''}}{n_{0, I}})^2 + A_1 (\frac{n_{i, I''}}{n_{0, I}}) q_{v, i} + A_2 q_{v, i}^2 \quad (10)$$

$$H_{I''并} = A_0 (\frac{n_{i, I''}}{n_{0, I}})^2 + \frac{1}{2} A_1 (\frac{n_{i, I''}}{n_{0, I}}) q_{v, i} + \frac{1}{4} A_2 q_{v, i}^2 \quad (11)$$

当主给水泵变速与前置泵串联时 I' + II 的特性方程可参照式(8)并结合式(10)得到:

$$H_{I'+II} = [A_0 (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I}})^2 + B_0] + [A_1 (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I}}) + B_1] q_{v, i} + [A_2 + B_2] q_{v, i}^2 \quad (12)$$

同理 (I' + II)<sub>并</sub> 的特性方程可参照式(9)结合式(11)得到:

$$H_{(I'+II)并} = [A_0 (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I}})^2 + B_0] + \frac{1}{2} [A_1 (\frac{n_{i, I'}}{n_{0, I}}) + B_1] q_{v, i} + \frac{1}{4} [A_2 + B_2] q_{v, i}^2 \quad (13)$$

### 5 主给水泵变速的求取

若仅靠主给水泵单独变速并联后的运行来满足变负荷要求时, 因  $S_{abc, i'}$  无法预先确定, 故其转速比  $n_{i, I''}/n_{0, I}$  可由式(5)与式(10)联立求得:

$$\frac{n_{i, I''}}{n_{0, I}} = \frac{-A_1 q_{v, i'} + \sqrt{(A_1 q_{v, i'})^2 - 4A_0 [ (A_2 - S_{abc, \rho}) q_{v, i'}^2 - H_{st, i} ]}}{2A_0} \quad (14)$$

同理, 若采用两套系统并联运行时, 其主给水泵转速比可有:

$$\frac{n_{i, I}}{n_{0, I}} =$$

$$-\frac{1}{2}A_{flv,i} + \sqrt{\left(\frac{1}{2}A_{flv,i}\right)^2 - 4A_0\left[B_0 + \frac{1}{2}B_{flv,i} + \frac{1}{4}(A_2 + B_2 - S_{abc,i})^2 q_{v,i}^2 - H_{st,i}\right]} \quad (15)$$

### 6 水泵效率及调速装置效率 $\eta_{m,v}$ 的确定

从图 3 和图 4 中可知,无论是主给水泵还是前置泵,只要是在恒速下其工作点  $o_I$ 、 $o_{II}$ 、 $i_{II}$  的效率都从在效率曲线  $\eta_I$  和  $\eta_{II}$  上对应点 1、2 和 3 直接确定。但对于主给水泵变速下工作点  $i_{I'}$  和  $i_{I''}$  的效率则不然,而是要根据水泵的相似原理来确定:

$$\eta_i = \alpha_1 \left(\frac{n_{o,I}}{n_{i,I}}\right) q_{v,i} + \alpha_2 \left(\frac{n_{o,I}}{n_{i,I}}\right)^2 q_{v,i}^2 + \alpha_3 \left(\frac{n_{o,I}}{n_{i,I}}\right)^3 q_{v,i}^3 \quad (16)$$

对于液力耦合调速器(含电机)不同转速下的效率,另根据图 5 所示的关系拟合如式(17)所示的方程求取<sup>[4]</sup>。该式中的  $n_{i,I}$  同样以  $n_I$ 、 $n_{II}$  代替即可:

$$\eta_{m,v} = -12.88 + 1.059\left(\frac{n_{i,I}}{n_{o,I}}\right) \quad (17)$$

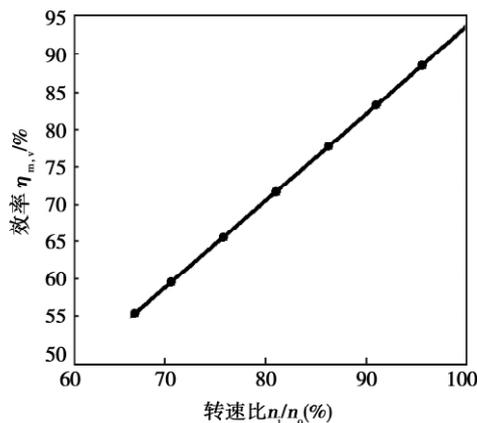


图 5 液力耦合调速器(含电机)效率曲线

Fig.5 Curves showing the efficiency of the hydraulically coupled speed governor (including a motor)

### 7 给水系统的能耗

两套泵组并联和主给水泵单独并联运行时的系统能耗  $P_{(I+II)并}$ 、 $P_{I并}$  以及后者的相对节能率  $\delta$  分别为:

$$P_{(I+II)并} = 2 \times \frac{\rho g q_{v,i}}{3600} \left( \frac{H_I}{\eta_I \eta_{m,v}} + \frac{H_{II}}{\eta_{II}} \right) \quad (18)$$

$$P_{I并} = \frac{\rho g q_{v,i} H_{I并}}{3600 \eta_I \eta_{m,v}} \quad (19)$$

$$\delta = \frac{P_{(I+II)并} - P_{I并}}{P_{(I+II)并}} \times 100\% \quad (20)$$

### 8 工程算例

某热电厂 300 WM 机组额定负荷  $q_{v,p} = 1025 \text{ m}^3/\text{h}$ 、滑压运行曲线如图 2 所示<sup>[1]</sup>,锅炉汽包及除氧器相对于主给水泵安装高度分别为  $\Delta h_{cd} = 65 \text{ m}$  和  $\Delta h_{ab} = 22.6 \text{ m}$ ,给水管段 a-b 几何长度为 40 m,管径为 250 mm;此外,经对 DG600-240 型( $n_0 = 5390 \text{ r/min}$ )主给水泵和 FAID56 型( $n_0 = 1480 \text{ r/min}$ )前置泵的特性曲线(文献[1]提供的泵扬程和汽蚀余量均以  $\text{m H}_2\text{O}$  计)进行拟合分别得:

$$\begin{cases} H_I = 2909.2857 + 0.9024q_v - 2.952 \times 10^{-3}q_v^2 \\ \eta_I = 0.3388q_v - 4.1108 \times 10^{-4}q_v^2 + 1.276 \times 10^{-7}q_v^3 \\ NPSH_{r,I} = 14.5357 - 9.1071 \times 10^{-3}q_v + 6.6071 \times 10^{-5}q_v^2 \\ H_{II} = 114.7424 - 8.4266 \times 10^{-3}q_v - 2.02803 \times 10^{-5}q_v^2 \\ \eta_{II} = 0.3159q_v - 4.0979 \times 10^{-4}q_v^2 + 1.89038 \times 10^{-7}q_v^3 \\ NPSH_{r,II} = 3.719 - 4.4722 \times 10^{-3}q_v + 8.0016 \times 10^{-6}q_v^2 \end{cases}$$

表 1 为变工况下锅炉给水系统运行特性及能耗计算结果。由表中可以看出,当机组处于滑压“稳态过程”时,从可靠性分析可知,与方案 1 相比,方案 2 中除了完全满足给水扬程的需要外,“根据国际标准草案 ISO/Dis:  $NPSH_a$  必须超过 10%  $NPSH_r$ ,各种情况下不得小于 0.5 m 的规定”<sup>[3]</sup>,都表明在变负荷中的任一工况下该方案都是完全可靠的。从节能性分析可知,在滑压变化范围内,方案 2 的总能耗均低于方案 1,且减少 1.46% ~ 1.66%,若按全年运行 7200 h 计算,其节能量约为  $57 \times 10^4 \text{ kW} \cdot \text{h}$ 。究其原因,是方案 1 中前置泵的效率明显低于主给水泵效率所致,由此所带来的节能效果是相当明显的。

### 9 结 语

针对首度提出的以电动主给水泵与前置泵串联运行的锅炉给水系统,在低负荷滑压“稳态过程”中

解列前置泵改由主给水泵单独调速运行的方案所进行的综合分析,证明该方案具有一定的节能性和可靠性;如此运行,也可减少因前置泵无益工作所带来的设备损耗而减少其检修量和提高其备用能力;除了非同轴连接以外,对于以主给水泵与前置泵同轴连接给水系统,需进行解除前置泵与原配电机的连接而另

增设一台小功率电机单独与其连接并需进行旁路改造,这种小改造所进行的投资可在较短的时间内收回。综上所述,采用主给水泵单独调速以满足机组滑压运行的方案是相当有益的,也是极为可行的。该方案的提出对具有类似系统的科学设计及优化运行提供了一定的借鉴依据。

表 1 300 MW 机组滑压变流量下锅炉给水系统运行参数计算结果

Tab. 1 Calculation results of the operation parameters of the feed-water system of a boiler in a 300 MW unit under the sliding - pressure and variable flow rate condition

系统 工况	总负荷百分比 / %	55	60	65	70	75	80	85	
	静压差 $H_{st,j}$ / MPa	10.797	11.816	12.836	13.855	14.874	15.894	16.324	
	有效汽蚀余量 $NPSH_a$ / MPa	0.2212	0.2203	0.2193	0.2182	0.2170	0.2158	0.2145	
方案 1: 前置 泵 恒 速	临界汽蚀流量 $q_{v,c,l}$ / $m^3 \cdot h^{-1}$	1326.77							
	汽蚀余量 $NPSH_{r,l}$ / MPa	0.0309	0.0310	0.0312	0.0315	0.0318	0.0323	0.0329	
	汽蚀余量差 $NPSH_a - NPSH_{r,l}$	0.1903	0.1893	0.1881	0.1867	0.1852	0.1835	0.1816	
	扬程 $H_{II}$ / MPa	1.1075	1.1023	1.0968	1.0911	1.0851	1.0788	1.0722	
	效率 $\eta_{II}$ / %	60.72	63.89	66.75	69.32	71.61	73.66	75.47	
	1 × 50% 负荷 $q_{v,II}$ / $m^3 \cdot h^{-1}$	125.96	129.98	134.11	138.35	142.70	147.12	151.63	
	转速比 $n_{i,1} / n_{o,II}$	0.6224	0.6593	0.6953	0.7304	0.7648	0.7985	0.8204	
	扬程 $H_{I,1}$ / MPa	10.5078	11.6842	12.8790	14.0860	15.3083	16.5418	17.2042	
	效率 $\eta_{I,1}$ / %	80.98	81.54	81.99	82.36	82.64	82.86	83.10	
	液力耦合器效率 $\eta_{m,y}$ / %	53.03	56.94	60.75	64.47	68.11	71.68	74.00	
	1 × 50% 负荷能耗 $P_{I,1}$ / kW	1689.77	1895.93	2110.35	2331.69	2561.25	2797.63	2985.97	
	2 × 50% 负荷能耗 $P_{(I+II)}$ 并 / kW	3631.46	4051.82	4488.92	4940.08	5407.91	5889.49	6275.20	
	方案 2: 主 给 水 泵 变 速	临界汽蚀流量 $q_{v,c,1}$ / $m^3 \cdot h^{-1}$	754.57	712.01	672.60	635.84	601.39	568.68	548.28
		汽蚀余量 $NPSH_{r,1}$ / MPa	0.1109	0.1233	0.1356	0.1590	0.1636	0.1795	0.1952
汽蚀余量差 $NPSH_a - NPSH_{r,1}$		0.1093	0.0970	0.0837	0.0592	0.0534	0.0363	0.0203	
转速比 $n_{i,1} / n_{o,1}$		0.6501	0.6854	0.7199	0.7537	0.7868	0.8195	0.8405	
扬程 $H_{I,1}$ / MPa		11.6038	12.7801	13.9658	15.1658	16.3778	17.6078	18.2545	
效率 $\eta_{I,1}$ / %		80.02	80.78	81.40	81.89	82.28	82.59	82.94	
液力耦合器效率 $\eta_{m,y}$ / %		55.97	59.70	63.36	66.94	70.44	73.91	76.13	
1 × 50% 负荷能耗 $P_{I,1}$ / kW		1789.21	1995.58	2210.07	2431.68	2661.14	2897.50	3085.56	
2 × 50% 负荷能耗 $P_{I+II}$ 并 / kW		3578.42	3991.16	4420.14	4863.36	5322.28	5795.00	6171.12	
方案 2 相对方案 1 的节能率 $\delta$ / %		1.461	1.497	1.532	1.553	1.583	1.604	1.659	

参考文献:

[1] 国电太原第一热电厂. 汽轮机及辅助设备 [M]. 北京: 中国电力出版社 2006.  
Compared by GuodianTaiyuan No. 1 Thermal Power Plant. Steam turbine and auxiliary equipment items [M]. Beijing: China Electric Power Press. . 2006.

[2] 叶 涛. 热力发电厂 [M]. 第二版,北京: 中国电力出版社 2006.  
YE Tao. Thermal Power Plant [M]. 2<sup>nd</sup> Edition ,Beijing: China E-

lectric Power Press 2006.

[3] 杨诗成,王喜奎. 泵与风机 [M]. 第二版,北京: 中国电力出版社 2004.  
YANG Shi-cheng ,WANG Xi-kui. Pumps and Blowers [M]. 2<sup>nd</sup> Edition ,Beijing: China Electric Power Press. 2004.

[4] HU Si-ke ,LU Tai ,WANG Wei-ran. Operating Economic analysis on multi-plans of boiler feedwater pump under variable flow [C] // International conference on power engineering-2007 october 23 - 27 ,Hong Zhou ,China: 2007.

( 陈 滨 编辑)

**Economizer System in a Thermal Power Plant** [刊 汉] REN Yan ,ZHAO Ning ,CHEN Xiao-feng ( North China Electric Power Science Research Institute Co. Ltd. ,Beijing ,China ,Post Code: 100045) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28( 4) . - 372 ~ 375

On the basis of the putting-into-operation of the low pressure economizer system of a 300 MW unit in a thermal power plant in China ,studied was its energy-saving effectiveness. First ,the authors combined the equivalent enthalpy drop method with the heat balance method and calculated and analyzed the energy-saving effectiveness by using the local quantitative calculation instead of the conventional tedious and complicated calculation of the whole thermal system after the low pressure economizer had been put into operation. Then ,they conducted a heat rate contrast test of the unit before and after the low pressure economizer system had been put into operation. The test results show that the corrected heat rate after the economizer had been put into operation decreases by 45.5 kJ/( kWh) while the power supply standard coal consumption becomes lower by 1.649 g/( kWh) . In the meantime ,it has been proven that the above-mentioned local quantitative calculation method has an identical result to the conventional heat rate test calculation method. **Key words:** low pressure economizer ,equivalent enthalpy drop method ,heat balance method ,heat rate

**低负荷下电站锅炉给水前置泵解列运行的必要性分析 = Analysis of the Necessity of Disengaging the Feedwater Booster Pumps of a Utility Boiler at a Low Load** [刊 汉] HU Si-ke ,HE Xin ,CAO Xue-yuan ( Northeast University of Electric Power ,Jilin ,China ,Post Code: 132012) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28( 4) . - 376 ~ 380

For the conventional operation mode adopted by boiler feedwater systems with associated electrically-driven main feedwater pumps and booster pumps operating in tandem ,presented for the first time was a version to disengage the booster pumps and change to regulate the speed by the main feedwater pumps during stable operation at low loads to meet the requirements for sliding operation of the units. Through determining the characteristic equations of the booster pumps before and after their disengagement in various combination modes and the characteristics of the feedwater pipelines during the sliding pressure operation of the units ,the authors put forward a method for seeking solutions to the critical cavitation point of the system at variable loads with corresponding correlation formulae of the

head ,efficiency and rotating speed etc. of various pumps under different operating conditions being derived. Through a case of a 300 MW engineering project ,the authors have conducted a safety and energy-saving analysis of the version proposed ,thus it is proved that the version under discussion is feasible and necessary. **Key words:** heating-power cogeneration ,feedwater system ,sliding pressure operation ,variable speed regulation ,water pump cavitation

先进预测控制在超超临界机组机炉协调系统上的应用 = **Application of an Advanced Predictive Control in Turbine-boiler Coordination Systems Destined for Ultrasupercritical Units** [刊 ,汉] FANG Ji-ji ( Jingdezhen Power Plant ,Jiangxi Electric Power Co. Ltd. ,China Electric Power Investment Corporation ,Jingdezhen ,China ,Post Code: 333000) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28(4) . - 381 ~ 385

In the light of such problems as low load variation speed ,large fluctuation of the main control parameters and excessively low temperature of the main reheat steam existing in a 660 MW ultrasupercritical unit of Jingdezhen Power Plant owned by China Electric Power Investment Corporation ,presented was an advanced solution to modern large-sized ultrasupercritical units adopting AGC control by organically fusing the predictive control technology and neural network learning technology with the self-adaptive control technology. By utilizing a INFIT ( a PLC-based advanced thermodynamic control and application platform) real-time optimization control system ,the control scheme above-mentioned was successfully accomplished on the spot. The practical application in the units shows that to use INFIT platform to realize the advanced control technology can obviously improve the load regulation performance ,operation stability and average main and reheat steam temperatures of the units ,thus enhancing in a comprehensive way the safety and cost-effectiveness of the units as a whole. **Key words:** ultrasupercritical unit ,automatic power generation control ( AGC) ,predictive control ,self-adaptive control ,fuel/water ratio

Super304H 钢高温蒸汽氧化研究 = **Study of the Oxidation of Super304H Steel Caused by Steam at a High Temperature** [刊 ,汉] LI Xue-dong ,WANG Shu-zhong ( College of Energy Source and Power Engineering ,Xi'an Jiaotong University ,Xi'an ,China ,Post Code: 710049) ,LIN Wen ( Thermochemical Technology Engineering Research Institute ,Wuhan Kaidi Engineering Technology Research Academy Co. Ltd. ,Wuhan ,China ,Post Code: