

电站锅炉给水前置泵双速改造的必要性分析

胡思科, 陈 德, 刘如舟, 王硕林

(东北电力大学 能源与动力工程学院, 吉林 吉林 132012)

摘 要: 为了进一步提高锅炉给水系统运行的经济性, 现针对大中型发电机组, 首度提出将锅炉给水系统中前置泵进行双速改造后再与变速主给水泵进行串联协调运行的方案; 并以某 200 MW 机组为例进行改造前后的综合对比分析, 在 80% - 30% 负荷变化范围内不但可节能 0.7% - 15.7%, 同时仍能充分满足系统的有效汽蚀余量与各泵必须汽蚀余量之差大于 0.005 MPa 的规范要求。由此证明了该改造方案在技术上的可行性、经济上的合理性和运行上的安全性, 为工程上的应用提供了可靠的理论依据。

关 键 词: 锅炉给水; 前置泵; 主给水泵; 双速切换; 串联运行

中图分类号: TK223.5 文献标识码: B
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.05.040

引 言

现行的大中型机组, 由于主给水泵高转速和高水温的作用, 使其在变负荷“暂态过程”中极易发生汽蚀, 这给系统的安全运行带来了极大的隐患。为防止这一状况的出现, 工程上常采用在主给水泵之前加装 1 台起增压作用的前置泵, 因此也就有了如图 1 所示的锅炉原则性给水系统。尽管为提高其运行经济性对主给水泵采取变速的设计或改造已成共识^[1], 但是否还有节能潜力, 一直备受关注。本研究将前置泵的驱动电动机进行增加磁极对数的双速改造, 并在不同负荷时采用高、低速挡切换后再与变速主给水泵串联运行的方案。以某热电厂 200 MW 机组锅炉给水系统为例, 进行改造前、后的能耗对比分析, 证明该改造方案的可行性和必要性。

1 管路特性方程的确定

对于大中型机组, 变负荷滑压运行方式更为常见, 图 2 为某 200 MW 机组复合滑压运行曲线。为了减少运行能耗, 常采用保持管路阻力特性不变的情况下进行主水泵变速调节。因此有在变负荷 $q_{v,i}$

下管路特性方程为:

$$H_{g,i} = H_{st,i} + S_0 q_{v,i}^2 \quad (1)$$

式中: $H_{g,i}$ —给水管路总阻力, MPa; $q_{v,i}$ —给水流量, m^3/h ; S_0 —设计工况下给水管路阻力数, MPa; $H_{st,i}$ —给水系统静扬程, $H_{st,i} = (\Delta h_{da} + p_{gl} - p_{cy}) / \rho g, m$; Δh_{da} —锅炉汽包至除氧器水箱之间的水位压差, 一般为定值, MPa; p_{gl}, p_{cy} —锅炉和除氧器的工作压力, 滑压下为变化值, MPa。

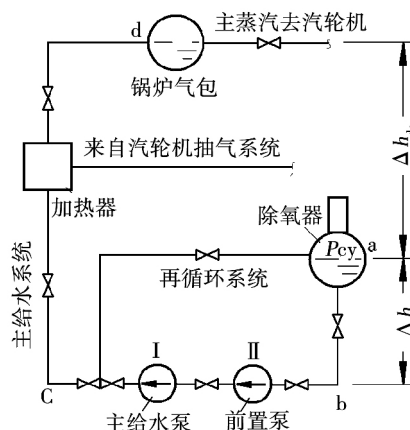


图1 某200 MW 机组原则性给水系统

Fig. 1 Principled feed-water system
of a 200 MW unit

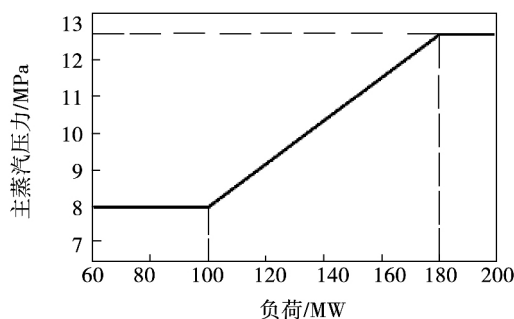


图2 某200 MW 机组复合滑压运行曲线

Fig. 2 The curves of the composite
sliding-pressure process of a 200 MW unit

收稿日期: 2014-07-15; 修订日期: 2014-08-27

作者简介: 胡思科(1958-), 男, 湖南常德人, 东北电力大学教授。

2 前置泵双速改造前、后泵组运行方案的拟定

以 200 MW 机组为例,由于锅炉给水泵组大多采用的是 $1 \times 100\%$ 形式,故在图 2 的复合滑压下该泵组多方案运行的工况如图 3 所示。其中, I、II 分别表示主给水泵和前置泵在各自额定转速时的特性曲线; II' 表示将前置泵切换至低速下的特性曲线; I'、I''、I''' 分别表示主给水泵在不同转速下的特性曲线。 η_I 、 η_{II} 分别为主给水泵和前置泵在各自额定转速下的效率曲线。另外,图中的虚线为通过各工况点的等效曲线。当给水流量为额定值 $q_{v,0}$ 时,首先,可通过各自额定转速的前置泵 II 与主给水泵 I 的串联工作来实现;其次,也可通过前置泵切换至低速挡 $n_{II'}$ 的同时靠增加主给水泵转速至 $n_{I'}$ 相串联来实现,即图中的 I + II 或 I' + II' 分别与管路特性曲线 g_o 交于 O 的工作点工作;同理,当系统负荷减少至 $q_{v,i}$ 时,由于机组采用滑压运行而使 $H_{st,0}$ 降低至 $H_{st,i}$,即管道特性曲线由 g_o 向下平移至 g_i 的同时,通过将 I'' + II' 或 I''' + II 与管特性曲线 g_i 交于 i 的工作点上来实现。

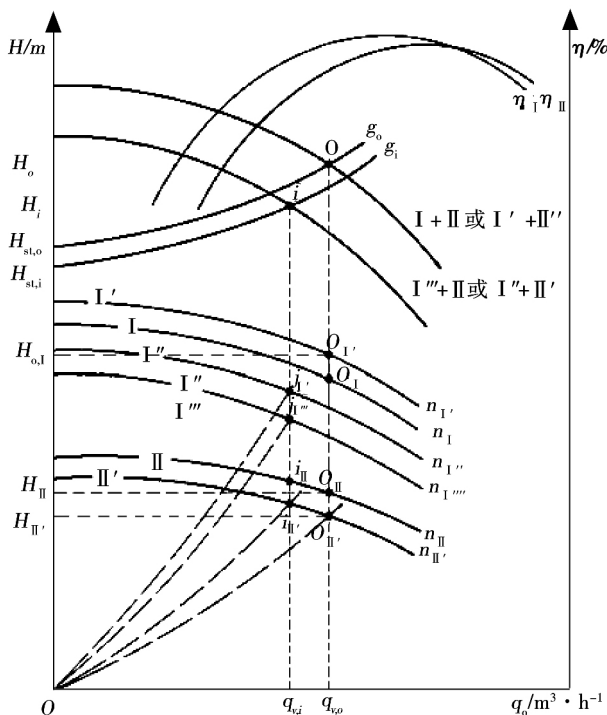


图3 变负荷滑压下泵组的运行工况示意

Fig. 3 Signal of the operating operations of pump groups under various load sliding pressures

由于机组在 90% - 100% 之间为定压运行,当泵组采用 I' + II' 方案时,会因前置泵转速的降低而使主给水泵的转速超过额定值,故不进行高于 90% 负荷泵组运行方案的对比分析。

3 水泵特性方程的拟合

根据主给水泵 I、前置泵 II 样本中,给出的各自额定转速下扬程与流量 $H - q_v$ 、效率与流量 $\eta - q_v$ 的特性曲线所拟合的方程可分别表示为:

$$\begin{cases} H_I = A_0 + A_1 q_v + A_2 q_v^2 \\ \eta_I = \alpha_1 q_v + \alpha_2 q_v^2 + \alpha_3 q_v^3 \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} H_{II} = B_0 + B_1 q_v + B_2 q_v^2 \\ \eta_{II} = \beta_1 q_v + \beta_2 q_v^2 + \beta_3 q_v^3 \end{cases} \quad (3)$$

式中: A 、 α 、 B 、 β 各项系数可通过“最小二乘法”来确定。

4 前置泵双速改造前泵组运行的特性分析

在额定负荷 $q_{v,0}$ 下,图 3 中 I + II 对应的特性方程可依据“串联时各泵流量相等,扬程叠加”原理,由式(2)和式(3)确定:

$$H_{I+II} = (A_0 + B_0) + (A_1 + B_1) q_{v,0} + (A_2 + B_2) q_{v,0}^2 \quad (4)$$

同理,为了满足变负荷 $q_{v,i}$ 的需要,除依据上述叠加原理外,还应依据泵的相似定律确定特性曲线 I''' + II 对应的方程为:

$$\begin{aligned} H_{I''' + II} &= [A_0 \left(\frac{n_{I'''} }{n_I}\right)^2 + B_0] + \\ &[A_1 \left(\frac{n_{I'''} }{n_I}\right) + B_1] q_{v,i} + [A_2 + B_2] q_{v,i}^2 \end{aligned} \quad (5)$$

式(5)中主给水泵满足特性曲线 I''' 的转速比将该式与式(1)联立求得:

$$\begin{aligned} n_{I'''} / n_I &= \{ -A_1 q_{v,i} + \\ &\sqrt{(A_1 q_{v,i})^2 - 4A_0 [B_0 + B_1 q_{v,i} + (A_2 + B_2) q_{v,i}^2 - H_{st,i}]} \} / 2A_0 \end{aligned} \quad (6)$$

对于额定转速下的主给水泵 I 和前置泵 II 其效率可根据负荷并由式(2)和式(3)中 $\eta_I - q_v$ 和 $\eta_{II} - q_v$ 的特性方程直接确定;但对于变速下的主给水泵来说,其效率可根据相似定律导出由转速比的倒数来确定,即 I''' 对应变速 $n_{I'''}$ 下效率的表达式为:

$$\eta_{1''} = \alpha_1 \left(\frac{n_1}{n_{1''}} \right) q_{v,i} + \alpha_2 \left(\frac{n_1}{n_{1''}} \right)^2 q_{v,i}^2 + \alpha_3 \left(\frac{n_1}{n_{1''}} \right)^3 q_{v,i}^3 \quad (7)$$

5 前置泵双速改造后泵组运行的特性分析

就水泵的原动机而言,电动机转速 $n_{1''}$ 的高低取决于其通过定子绕组的电流频率 f 、磁极对数 m 和转差率 i 的大小,其关系式为^[9]:

$$n_{1''} = \frac{60f}{m} (1 - i) \quad (8)$$

一般情况下,前置泵所配电机的磁极对数多为 $m=2$ 。根据改造方案的设计并由式(8)可知,为了降低其转速则应增加该电机的磁极对数。当取 $m=3$,则有 $n_{1''}/n_{1I} = 0.667$; 当取 $m=4$,则有 $n_{1''}/n_{1I} = 0.5$ 。因转速过低会引起主水泵的效率明显下降,故这里取 $m=3$ 进行分析。现参照式(5)和式(6)可得,在变负荷 $q_{v,i}$ 下特性曲线 I' + II' 对应的方程和 I' 对应的转速比分别为:

$$H_{I'+II'} = \left[A_0 \left(\frac{n_{1''}}{n_1} \right)^2 + B_0 \left(\frac{n_{1''}}{n_{1I}} \right)^2 \right] + \left[A_1 \left(\frac{n_{1''}}{n_1} \right) + B_1 \left(\frac{n_{1''}}{n_{1I}} \right) \right] q_{v,i} + \left[A_2 + B_2 \right] q_{v,i}^2 \quad (9)$$

$$n_{1''}/n_1 = \left\{ -A_1 q_{v,i} + \sqrt{A_1^2 q_{v,i}^2 - 4A_0 \left[B_0 \left(\frac{n_{1''}}{n_{1I}} \right)^2 + B_1 \left(\frac{n_{1''}}{n_{1I}} \right) q_{v,i} + (A_2 + B_2 - S) q_{v,i}^2 - H_{st,i} \right]} \right\} / 2A_0 \quad (10)$$

同理,由变磁极数引起前置泵转速 $n_{1''}$ 和主给水泵变速 $n_{1''}$ 下效率可分别表示为:

$$\eta_{1''} = \alpha_1 \left(\frac{n_{1''}}{n_{1I}} \right) q_{v,i} + \alpha_2 \left(\frac{n_{1''}}{n_{1I}} \right)^2 q_{v,i}^2 + \alpha_3 \left(\frac{n_{1''}}{n_{1I}} \right)^3 q_{v,i}^3 \quad (11)$$

$$\eta_{1''} = \alpha_1 \left(\frac{n_1}{n_{1''}} \right) q_{v,i} + \alpha_2 \left(\frac{n_1}{n_{1''}} \right)^2 q_{v,i}^2 + \alpha_3 \left(\frac{n_1}{n_{1''}} \right)^3 q_{v,i}^3 \quad (12)$$

根据前述分析,最后有系统中泵组在各工况下总能耗和相对节能率的通式分别表示为:

$$P = P_1 + P_{II} = \rho g q_v \left(\frac{H_{i,I}}{\eta_{i,I}} + \frac{H_{i,II}}{\eta_{i,II}} \right) \quad (13)$$

$$\delta = \frac{P_1 - P_2}{P_1} \times 100\% \quad (14)$$

6 前置泵改造后给水系统可靠性分析

水泵能否发生汽蚀是影响其安全、稳定运行的重要因素之一。与水泵中 $H - q_v$ 、 $\eta - q_v$ 的特性一样,其必需汽蚀余量 $NPSH_r$ 与流量 q_v 的关系往往也需通过实验得出。如图4所示,主给水泵和前置泵在各自额定转速下的必需汽蚀余量 $NPSH_{r,I}$ 、 $NPSH_{r,II}$ 特性方程可设定为:

$$\begin{cases} NPSH_{r,I} = \varepsilon_0 + \varepsilon_1 q_v + \varepsilon_2 q_v^2 \\ NPSH_{r,II} = \mu_0 + \mu_1 q_v + \mu_2 q_v^2 \end{cases} \quad (15)$$

式中: ε_0 、 ε_1 、 ε_2 、 μ_0 、 μ_1 、 μ_2 —主给水泵和前置泵 $NPSH_r$ 特性方程的拟合系数。

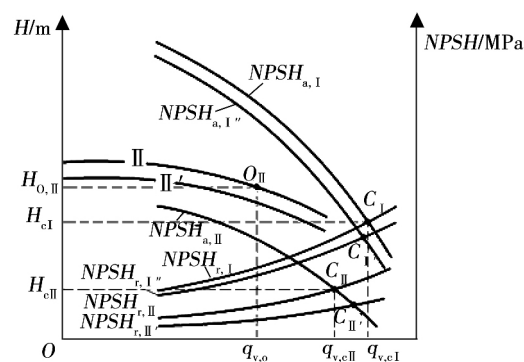


图4 系统汽蚀余量示意曲线

Fig. 4 Signal curve of the system NPSH

前置泵和主给水泵能否发生汽蚀,关键要看其有效汽蚀余量 $NPSH_a$ 与必需汽蚀余量 $NPSH_r$ 之差的大小,即能否使 $NPSH_a - NPSH_r > 0$ 来决定。图4中 C_I 、 C_{II} 为设计条件下的临界汽蚀余量工况点。在原设计工况下,2台泵在任何工况下都不会发生汽蚀。但当前置泵降速后能否使主给水泵发生汽蚀则需进一步分析。

一般而言,在忽略管道散热损失时可认为除氧器液面压力与前置泵入口水温对应的汽化压力相等,因此,前置泵吸入口处的有效汽蚀余量 $NPSH_{a,II}$ 可表示为^[9]:

$$NPSH_{a,II} = \Delta h_{ab} - s_{ab} q_{v,i}^2 \quad (16)$$

前置泵变速后引起前置泵和主给水泵的必需汽蚀余量 $NPSH_{r,II'}$ 和 $NPSH_{r,I'}$ 分别表示为^[9]:

$$NPSH_{r,II'} = \left(\frac{n_{1''}}{n_{1I}} \right)^2 NPSH_{r,II}$$

$$NPSH_{r,I'} = \left(\frac{n_{I'}}{n_I} \right)^2 NPSH_{r,I} \quad (17)$$

主给水泵吸入口处的有效汽蚀余量 $NPSH_{a,I}$ 和 $NPSH_{a,I'}$ 可分别表示为:

$$\begin{aligned} NPSH_{a,I} &= NPSH_{a,II} + H_{II} \\ NPSH_{a,I'} &= NPSH_{a,II} + H_{II'} \end{aligned} \quad (18)$$

根据 $NPSH_a - NPSH_r > 0$ 且满足 “ $NPSH_a$ 必须超过 10% $NPSH_r$, 各种情况下不得小于 0.005 MPa 的规定”^[9], 则认为系统是安全可靠的。因此由式 (18) 和式 (17) 可得:

$$\begin{aligned} NPSH_{a,I'} - NPSH_{r,I'} &= (NPSH_{a,II} + H_{II'}) - \\ &\left(\frac{n_{I'}}{n_I} \right)^2 NPSH_{r,I} > 0.005 \end{aligned} \quad (19)$$

7 工程算例

已知某 200 MW 机组中锅炉额定工况下, 负荷 $q_{v,o} = 610 \text{ m}^3/\text{h}$ 、压力 $p_{gl} = 12.75 \text{ MPa}$ 、除氧器压力 $p_{cy} = 0.50 \text{ MPa}$ 、水温 $t = 158 \text{ }^\circ\text{C}$ 、密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ 。另知, 锅炉汽包和除氧器相对于给水泵安装高度分别为 $\Delta h_{cd} = 45 \text{ m}$ 和 $\Delta h_{ab} = 24 \text{ m}$, 给水泵入口管段几何长度为 40 m, 管径 250 mm。

主给水泵: 50 CHTA/7 型 ($n_I = 5600 \text{ r/min}$) 特性方程^[9]:

$$\begin{cases} H_I = 3809.8122 - 1.8686q_v - 3.2584 \times 10^{-4}q_v^2 \\ \eta_I = 0.2512q_v - 1.6333 \times 10^{-4}q_v^2 - 4.6048 \times 10^{-8}q_v^3 \\ NPSH_{r,I} = -4.1641 + 0.0440q_v + 2.0833 \times 10^{-5}q_v^2 \end{cases} \quad (20)$$

前置泵: YNKD400/300 型 ($n_{II} = 1480 \text{ r/min}$) 特性方程^[9]:

$$\begin{cases} H_{II} = 125.7917 + 0.0056q_v - 4.5904 \times 10^{-5}q_v^2 \\ \eta_{II} = 0.0829q_v + 3.0396 \times 10^{-4}q_v^2 - 3.5774 \times 10^{-7}q_v^3 \\ NPSH_{r,II} = 0.1826 + 0.0129q_v - 6.8813 \times 10^{-6}q_v^2 \end{cases} \quad (21)$$

当将电动机磁极对数由 $m = 2$ 改造为 $m = 3$ 时, 由于其转速 $n_{II} = 1480 \text{ r/min}$ 降为 $n_{II'} = 986 \text{ r/min}$ 后, 故有前置泵的特性方程由式 (21) 变为:

$$\begin{cases} H_{II'} = 44.6967 - 0.1375q_v + 1.9563 \times 10^{-4}q_v^2 \\ \eta_{II'} = 0.1244q_v + 6.8391 \times 10^{-4}q_v^2 - 1.2074 \times 10^{-6}q_v^3 \\ NPSH_{r,II'} = 0.0812 + 5.7391 \times 10^{-3}q_v - 3.0614 \times 10^{-6}q_v^2 \end{cases} \quad (22)$$

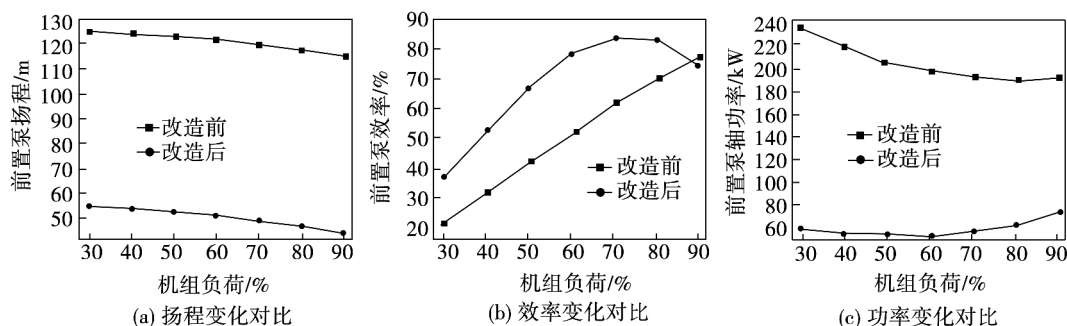


图5 前置泵双速改造前、后运行参数的变化

Fig. 5 Changes of running parameters of the booster pump before and after the double speed transformed

针对算例的已知条件和上述的改造方案及分析方法, 现将其计算结果以图 5 – 图 8 分别表示。其中, 图 5 (a) – 图 5 (c) 给出了负荷在 90% 以下时前置泵进行高、低挡切换运行的参数比较。从中可以看出, 当前置泵切换至低速挡运行要比高速挡运行时的扬程明显降低、效率明显升高, 从而使其轴功率明显地降低。不过, 由于前置泵与主给水泵的串联工作, 前置泵运行参数的改变必将对主给水泵的运

行带来牵连性的影响。因此会有如图 6 (a) – 图 6 (d) 所示的结果。图 6 (a) 和图 6 (b) 说明, 由于前置泵切换至低速挡运行而造成的扬程降低值, 必将由主给水泵转速比和扬程的升高, 而引起如图 6 (c) 和图 6 (d) 所示效率的降低以及轴功率的增加。从这一点看, 似乎实施前置泵低速挡切换后对主给水泵的运行经济性是不利的, 但图 6 (e) 所显示的则是由于前置泵的转速的降低, 而使其能耗的降低量大于

主给水泵能耗的增加量,并随着负荷的降低其节能量越大,即在图 6(f) 的 80% - 30% 负荷之间显示的

总能耗率降低约 0.7% - 15.7%, 即 20 - 118 kW, 其节能效果是相当明显的。

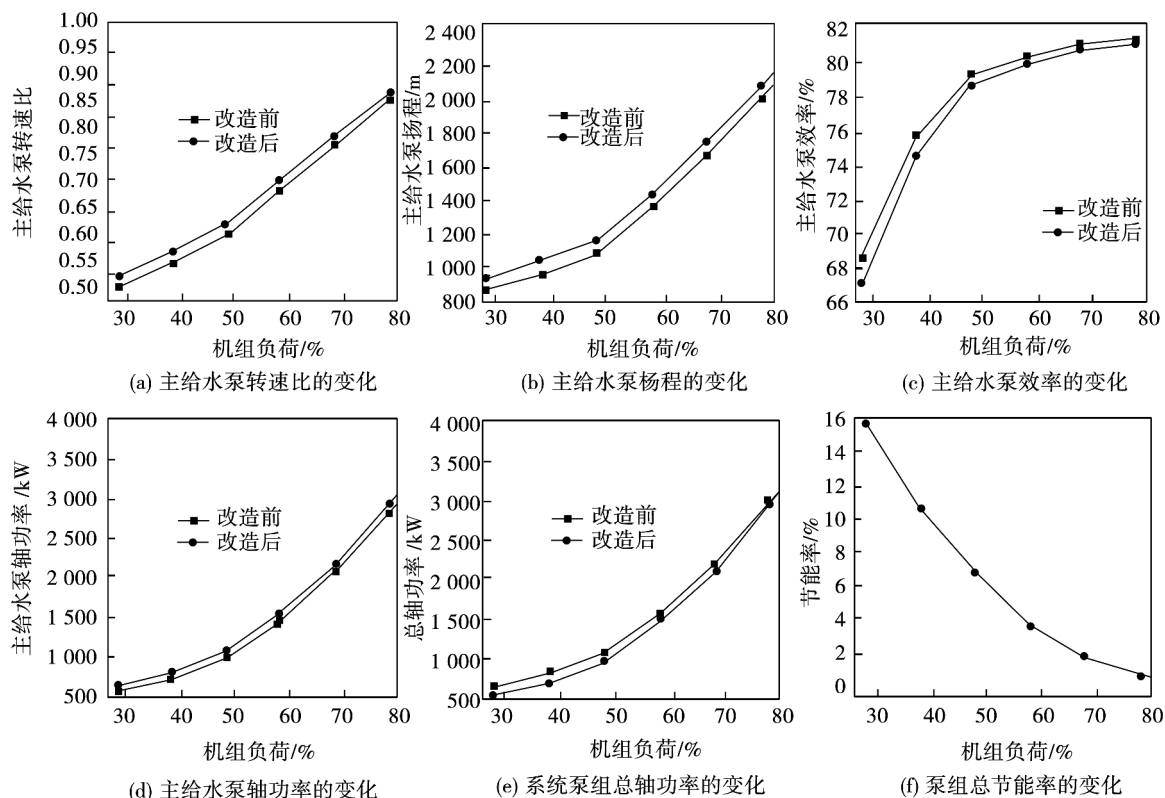


图 6 前置泵双速切换引起主给水泵和泵组运行参数的变化

Fig. 6 Changes of running parameters of the main pump and pump groups caused by the double speed transformed of the booster pump

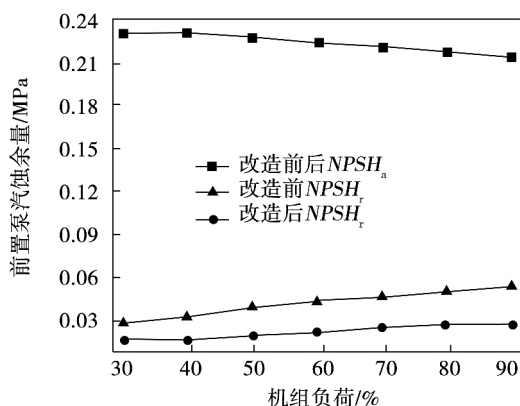


图 7 前置泵汽蚀变化对比

Fig. 7 Comparison of the changes of booster pump cavitation

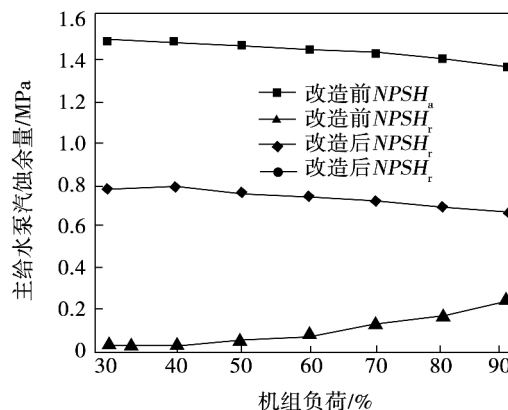


图 8 主给水泵汽蚀变化对比

Fig. 8 Comparison of the changes of the main feed water pump cavitation

此外,从安全运行的角度出发,图 7 和图 8 分别给出了无论是对于前置泵还是主给水泵,在变负荷

情况下两台水泵都能充分满足 $NPSH_a - NPSH_r > 0.005$ MPa 的要求。

9 结 论

(1) 当机组在 80% – 30% 负荷之间采用滑压运行时,可使给水系统运行总能耗率降低约 0.7% – 15.7%,即 20 – 118 kW,节能效果良好,且系统原配前置泵扬程越高,进行双速改造的经济效益越显著;

(2) 尽管机组负荷的降低将导致锅炉给水系统的有效汽蚀余量有所下降,但仍能充分满足系统中的有效汽蚀余量与必须汽蚀余量之差大于 0.005 MPa 的要求,这种改造安全可靠;

(3) 若将该方案应用于机组变负荷定压运行时,可以推断其节能效果将不如其滑压运行时的节能效果显著。

参考文献:

- [1] 肖兴和. 关于我国大、中容量火电机组给水泵更新改造的意见和建议 [J]. 热力发电,2002,3: 1 – 3,

XIAO Xing – he. Opinions and suggestions about China's large and medium capacity thermal power units' improvements of feed water pumps [J]. Thermal Power Plant,2002. 3: 1 – 3

- [2] 上海市经委节能办公室等编. 风机水泵调速节能手册 [M]. 上海: 机械工业出版社,1987.

The shanghai municipal economic commission and energy saving office,etc. Energy-saving manual of fan and pump speed [M]. Mechanical industry press,1987.

- [3] 叶涛主编. 热力发电厂(第二版) [M]. 北京: 中国电力出版社,2006.

YE Tao. Thermal Power Plant(2nd) [M]. China Electric Power Press,2006.

- [4] 杨诗成,王喜奎. 泵与风机(第二版) [M]. 北京: 中国电力出版社,2004.

YANG Shi-cheng,WANG Xi-kui. Pumps and Blowers(2nd) [M]. China Electric Power Press,2004.

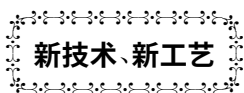
- [5] ISO/Dis:9905 国际标准草案 [S].

ISO/Dis:9905. International standards draft.

- [6] 长沙市精工特种工业泵产品说明书 2006.05. No. 01.

Changsha city Seiko special industrial pump product manuals. 2006.05. NO.01.

(姜雪梅 编辑)



DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.05.041

在进气边处叶片端部缘板和叶身之间特制的 内圆角对涡轮导向器特性的影响

据《Теплоэнергетика》2013 年 3 月刊报道,俄罗斯“Симене”有限股份公司和科洛列夫斯克技术大学的专家研究了在进气边处叶片端部缘板和叶身之间特制的内圆角对涡轮导向器特性的影响。

在涡轮叶片相对高度小的情况下,端部损失将引起涡轮叶片环内总能量的损失过大。

因此,在气体动力学研究和叶片环设计时更多地考虑了各种减少端部损失的方法,并研究了能阻止在叶片环内二次流动发展的各种结构要素。

在静叶直列叶栅上的试验表明,增大从叶身向端壁过渡的内圆角降低了通道旋涡的强度并使旋涡核心挤离壁面。内圆角的影响扩大到超过叶片高度的 40% 范围,总压损失减少 7% – 14%。

然而,在本文的导向器扇形段的试验研究的结果中,在进气边处增大了尺寸的内圆角并未表现出对导向器内流动和损失的实质性影响。

(吉桂明 摘译)

In the light of the problem of current downward exhaust gas cyclone separators having a relatively low separation efficiency, the downward exhaust gas cyclone separator in a CFB boiler was chosen to conduct a reconstruction, slots were provided in the lower part of the exhaust gas pipe and guide plates were additionally installed in the exhaust gas pipe. A numerical simulation was performed of the downward exhaust gas cyclone separator and the ash particles outgoing from the separator and dust removal devices were sampled and analyzed before and after the reconstruction. On this basis, the gas-solid two-phase flow after entering the exhaust gas pipe was studied through a secondary separation. It has been found that the separation device can effectively enhance the separation efficiency of the separator. **Key words:** downward exhaust gas cyclone separator, separation device in an exhaust gas pipe, secondary separation, separation efficiency

电站锅炉给水前置泵双速改造的必要性分析 = Analysis of the Necessity of the Dual-speed Reconstruction of the Feedwater Booster Pump of a Utility Boiler [刊, 汉] HU Si-ke, CHEN De, LIU Ru-zhou, WANG Shuo-lin

(College of Energy Source and Power Engineering, Northeast University of Electric Power, Jilin, China, Post Code: 132012) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(5) . - 802 - 807

For the current large and medium-sized units, to enhance the cost-effectiveness of boiler feed water systems, the authors put forward for the first time a version to conduct a dual-speed reconstruction of the rated speed of the booster pump and undergo a series coordinated operation with the variable speed main feed water pump. In the meantime, whether or not any cavitation will happen in the system after the reconstruction was argued. Through a comprehensive case contrast and analysis, it has been proven that the reconstruction version is technically feasible, economically rational and operationally reliable, thus offering a reliable theoretical basis for concrete implementation in engineering projects. **Key words:** boiler feedwater, booster pump, main feed water pump, dual speed switch-over, series operation

大功率可调节等离子点火实验研究与工业应用 = Experimental Study of High Power Controllable Plasma Ignition and Its Application in Industries [刊, 汉] ZHU Xing-ying, CHEN Feng, ZHOU Fa (Beijing City Key La-

boratory on Electric Arc Plasma Application Equipment, Aerospace Shenjie (Beijing) Environmental Protection Science and Technology Co. Ltd. , Beijing, China, Post Code: 100074) , XU Rong-tian (Shenhua Guoneng Ningxia Coal