

# 300MW 机组不同供热方式经济性分析

刘国锋

(徐州华润电力有限公司, 江苏 徐州 221000)

**摘 要:** 火力发电厂在生产过程中, 对外供热汽源的运行方式对机组的经济性有着明显的影响。通过对彭城电厂#1 机组的供热汽源进行单独分析, 定量地给出了它们之间的关系, 为电厂对外供热经济运行提供指导, 从而达到节能降耗的目的。

**关键词:** 供热汽源; 热再; 中排; 高压缸排汽; 节能降耗

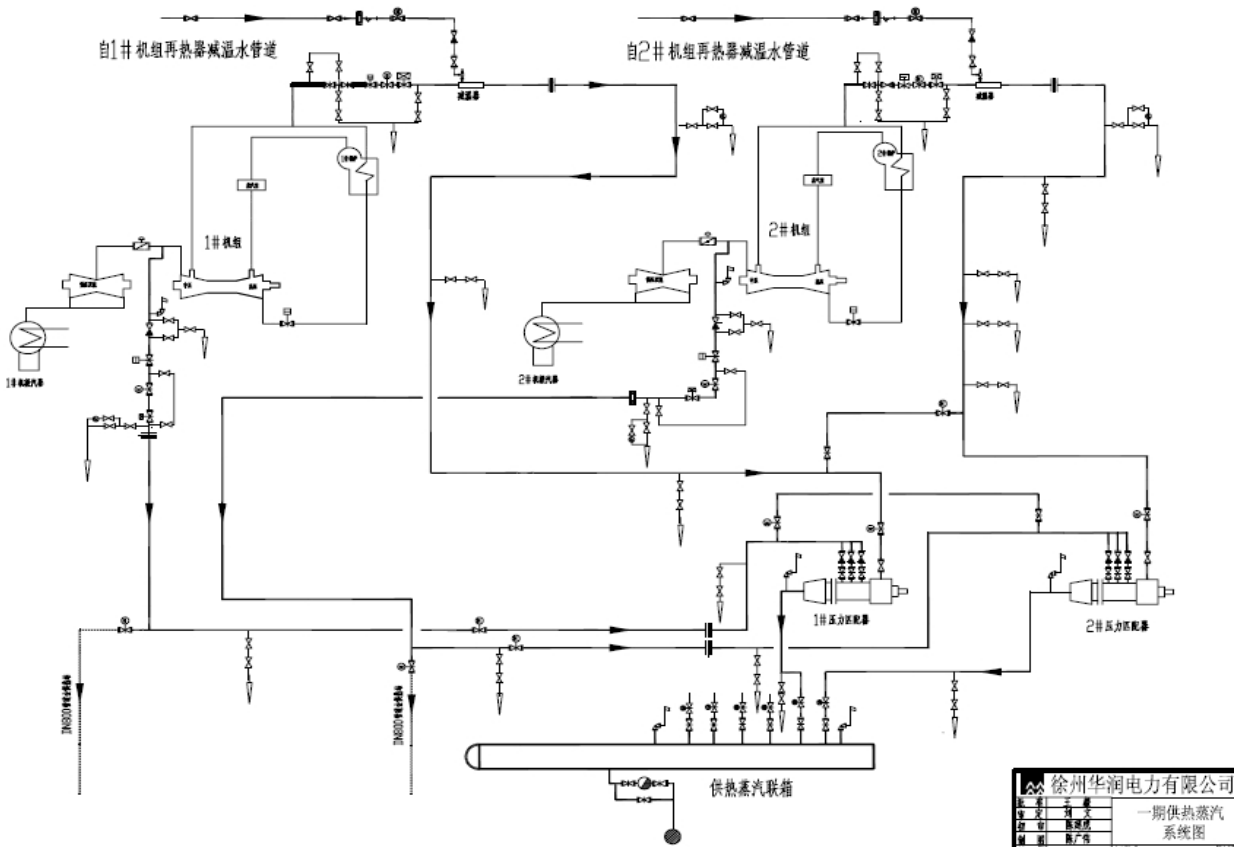
## 0 引言

徐州华润电力有限公司成立于 1994 年 6 月, 现有 6 台机组, 为 4×300MW 和 2×1000MW, 总装机容量 3200MW。随着徐州地区经济建设大规模发展, 工业热负荷和民用采暖热负荷也在持续增大, 纯凝汽式电厂利用中间抽汽对外供热, 采用热电联产集中对外供热, 对机组的经济性有明显的影响<sup>[1]</sup>。300MW 纯凝汽式机组通过供热节能改造后, 供电煤

耗下降约 24g/(kW·h), 年可节约标准煤超过 32000t, 有效降低发电成本, 提高机组的经济效益<sup>[2]</sup>。所以, 徐州华润电力有限公司对#1、2 机组系统进行了供热改造, 通过改造提高经济效益。

## 1 对外供热系统

供热蒸汽系统如图1 所示。



现有常用的供热抽汽方式有：热段抽汽供热、再热冷段抽汽供热和中压缸排汽抽汽供热，少数机组也采用主蒸汽供热。采用的对外供热的汽源不同，对机组的热经济性影响也不同。徐州华润电力有限公司#1、2机组，均采用再热蒸汽热段和中压缸排汽联合抽汽供热。

现以#1机组为例，进行经济性分析。该机组冬季对外供热量一般为100t/h，压力为1.3MPa，春、夏、秋三季对外供热量一般为40t/h，压力位0.95 MPa。采用压力匹配器对外供热，压力匹配器是以消耗高压蒸汽的能量来提高低压蒸汽的压力。它是利用高压蒸汽通过超音速喷嘴产生的高速气流将低压蒸汽提高到用户所需要的供热参数。

机组高压缸排汽（再热冷段）蒸汽品质完全符合供热抽汽要求，且再供热冷段蒸汽未经锅炉再热器加热，技术允许的条件下，高压缸排汽（再热冷段）蒸汽比再热蒸汽热段更适合作为热汽源。采用高压缸排汽（再热冷段）抽汽供热可在高压缸排汽逆止门至再热器入口连接管道的恰当位置开孔抽汽，蒸汽参数靠近用户需求，仅需要对蒸汽参数进行微量调整即可满足用户需求；再热蒸汽热段抽汽供热可在再热器出口至中压主汽门之间连接管道的恰当位置开孔抽汽，该处蒸汽参数较高，需要采取减温减压措施来满足用户需求<sup>[3]</sup>。但是，采用再热冷段抽汽供热，由于抽汽量的大小将引起高压缸排汽压力的变化，需要对高压缸末级动、静叶栅进行安全校核。另外，抽取大量供热抽汽后，将影响再热器金属管壁温度，必须通过再热器事故减温喷水才能确保再热器的运行安全<sup>[4]</sup>。随着技术进步，采用高压缸排汽（再热冷段）抽汽供热越来越常见，且比再热蒸汽热段抽汽供热经济效益更明显。现在假设两种抽汽方式（一种是中压缸排汽和再热蒸汽热再联合抽汽供热，另一种是中压缸排汽和高压缸排汽（再热冷段）联合抽汽供热），通过数据分析，定量比较#1机组两种供热抽汽方式的经济差异。额定工况汽源具体参数如表1所示。

表1 机组额定工况各汽源参数表

项目	压力/MPa	温度/℃	焓/(kJ/kg)
热段	3.30	537	3533.1
高压缸排汽（再热冷段）	3.98	327.8	3033.9
中压缸排汽	0.874	332.5	3132.8
再热吸热量			499.2
主蒸汽流量/(t/h)		983	

机组春秋季节运行工况（265MW）汽源具体参数如表2所示。

表2 机组85%额定工况各汽源参数表

项目	压力/MPa	温度/℃	焓/(kJ/kg)
热段	3.01	539	3542.2
高压缸排汽（再热冷段）	3.22	321	3039.4
中压缸排汽	0.686	346	3138.9
再热吸热量			502.8
主蒸汽流量/(t/h)		831	

以上三种对外供热汽源相比较而言，热再蒸汽做功能力较大，高压缸排汽（再热冷段）次之，中排抽汽做功能力较小。

## 2 两种供热抽汽方式的经济性分析

本机组供汽用户的蒸汽产生的疏水是无法回收的，因此在下面的计算中取其回收率为 0。同一汽轮机中，若忽略各加热蒸汽凝结放热量的差异，热用户得到的热量基本上相等。下面的定量计算中一些数据随负荷和季节不同而时刻变化，在不影响分析结果的情况下，为了简化计算，我们把这些数据，全年当作定值分析（例如发电煤耗取 325g/kW·h）。

### 2.1 采用中压缸排汽和再热蒸汽热再作为供热汽源

取冬季对外供 100t/h 蒸汽（中排抽汽 20t/h），春、夏、秋三季对外供 40t/h 蒸汽（中排抽汽 8t/h）进行分析：

#### (1) 冬季

作能力减少量：

$$\begin{aligned}\Delta H_1 &= \frac{80}{W_{mas}}(h_2 - h_n) + \frac{20}{W_{mas}}(h_4 - h_n) \\ &= \frac{80}{983}(3533 - 2350) + \frac{20}{983}(3133 - 2350) \\ &= 112.21 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

式中：W<sub>mas</sub>—主蒸汽流量，t/h；

h<sub>2</sub>—再热蒸汽热段蒸汽焓，kJ/kg；

h<sub>4</sub>—中压缸排汽焓，kJ/kg；

h<sub>n</sub>—主机排汽焓，取值为 2350 kJ/kg；

效率变化：

$$\begin{aligned}\Delta g_1 &= |(H - \Delta H_1)/(Q - g)|/g \\ &= |(921 - 112.21)/(2113 - 0.42)|/0.42 \\ &= 8.86\%\end{aligned}$$

式中：H—新汽等效热降，根据公式

$$H = (h_0 - h_n) \left( 1 - \sum_{i=1}^8 \alpha_i \gamma_i \right) \text{ 算得, kJ/kg;}$$

Q—新汽吸热量, kJ/kg;

g—机组效率, 取为 0.42。

(2) 夏季

作功能力减少量:

$$\begin{aligned} \Delta H_2 &= \frac{32}{W_{mas}} (h_2 - h_n) + \frac{8}{W_{mas}} (h_4 - h_n) \\ &= \frac{32}{983} (3533 - 2350) + \frac{8}{983} (3133 - 2350) \\ &= 44.88 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

式中: W<sub>mas</sub>—主蒸汽流量, t/h;

h<sub>2</sub>—再热蒸汽热段蒸汽焓, kJ/kg;

h<sub>4</sub>—中压缸排汽焓, kJ/kg;

h<sub>n</sub>—主机排汽焓, 取值为 2350 kJ/kg;

效率变化:

$$\begin{aligned} \Delta g_2 &= [(H - \Delta H_2) / (Q - g)] / g \\ &= [(921 - 44.88) / (2113 - 0.42)] / 0.42 = 1.28\% \end{aligned}$$

式中: H—新汽等效热降, kJ/kg;

Q—新汽吸热量, kJ/kg;

g—机组效率。

(3) 春、秋季

作功能力减少量:

$$\begin{aligned} \Delta H_3 &= \frac{32}{W'_{mas}} (h'_2 - h'_n) + \frac{8}{W'_{mas}} (h'_4 - h'_n) \\ &= \frac{32}{831} (3542 - 2350) + \frac{8}{831} (3139 - 2350) \\ &= 53.50 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

式中: W'<sub>mas</sub>—主蒸汽流量, t/h;

h'<sub>2</sub>—再热蒸汽热段蒸汽焓, kJ/kg;

h'<sub>4</sub>—中压缸排汽焓, kJ/kg;

h'<sub>n</sub>—主机排汽焓, 取值为 2350 kJ/kg;

效率变化:

$$\begin{aligned} \Delta g_3 &= [(H - \Delta H_3) / (Q - g)] / g \\ &= [(921 - 53.5) / (2113 - 0.42)] / 0.42 = 2.25\% \end{aligned}$$

式中: H—新汽等效热降, kJ/kg;

Q—新汽吸热量, kJ/kg;

g—机组效率

## 2.2 采用中排抽汽和高压缸排汽(再热冷段)的经济性分析

以冬季对外供 100t/h 蒸汽(中排抽汽 20t/h), 春夏秋季对外供 40t/h 蒸汽(中排抽汽 8t/h)为例

进行分析

(1) 冬季

作功能力减少量:

$$\begin{aligned} \Delta H'_1 &= \frac{80}{W_{mas}} (h_2 - h_n + \sigma) + \frac{20}{W_{mas}} (h_4 - h_n) \\ &= \frac{80}{983} (3034 - 2350 + 449.2) + \frac{20}{983} (3133 - 2350) \\ &= 108.15 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

式中: W<sub>mas</sub>—主蒸汽流量, t/h;

h<sub>2</sub>—再热蒸汽热段蒸汽焓, kJ/kg;

h<sub>4</sub>—中压缸排汽焓, kJ/kg;

h<sub>n</sub>—主机排汽焓, 取值为 2350 kJ/kg;

σ—再热吸热量, kJ/kg

吸热量减少  $\Delta Q'_1 = 80 / W_{mas} \times \sigma = 36.56 \text{ kJ/kg}$

效率变化:

$$\begin{aligned} \Delta g'_1 &= [(H - \Delta H'_1) / (Q - \Delta Q'_1 - g)] / g \\ &= [(921 - 108.15) / (2113 - 36.56 - 0.42)] / 0.42 = 6.79\% \end{aligned}$$

式中: H—新汽等效热降, kJ/kg

Q—新汽吸热量, kJ/kg

g—机组效率, 取为 0.42。

(2) 夏季

作功能力减少量:

$$\begin{aligned} \Delta H'_2 &= \frac{32}{W_{mas}} (h_2 - h_n + \sigma) + \frac{8}{W_{mas}} (h_4 - h_n) \\ &= \frac{32}{983} (3034 - 2350 + 449.2) + \frac{8}{983} (3133 - 2350) \\ &= 43.26 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

式中: W<sub>mas</sub>—主蒸汽流量, t/h;

h<sub>2</sub>—再热蒸汽热段蒸汽焓, kJ/kg;

h<sub>4</sub>—中压缸排汽焓, kJ/kg;

h<sub>n</sub>—主机排汽焓, 取值为 2350 kJ/kg;

σ—再热吸热量, kJ/kg

吸热量减少  $\Delta Q'_2 = 32 / W_{mas} \times \sigma = 14.62 \text{ kJ/kg}$

效率变化:

$$\begin{aligned} \Delta g'_2 &= [(H - \Delta H'_2) / (Q - \Delta Q'_2 - g)] / g \\ &= [(921 - 43.26) / (2113 - 14.62 - 0.42)] / 0.42 = 0.41\% \end{aligned}$$

式中: H—新汽等效热降, kJ/kg;

Q—新汽吸热量, kJ/kg;

g—机组效率, 取为 0.42。

(3) 春、秋季

作功能力减少量:

$$\begin{aligned}\Delta H'_3 &= \frac{32}{W'_{mas}}(h'_2 - h'_n + \sigma') + \frac{8}{W'_{mas}}(h'_4 - h'_n) \\ &= \frac{32}{831}(3039 - 2350 + 502.8) + \frac{8}{831}(3139 - 2350) \\ &= 53.49 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

式中:  $W'_{mas}$ —主蒸汽流量, t/h;

$h'_2$ —高压缸排汽(再热冷段), kJ/kg;

$h'_4$ —中压缸排汽焓, kJ/kg;

$h'_n$ —主机排汽焓, 取值为 2350 kJ/kg;

$\sigma$ —再热吸热量, kJ/kg

吸热量减少  $\Delta Q'_3 = 32/W_{mas} \times \sigma = 19.36 \text{ kJ/kg}$

效率变化:

$$\begin{aligned}\Delta g'_3 &= [(H - \Delta H'_3)/(Q - \Delta Q'_3) - g]/g \\ &= [(921 - 53.49)/(2113 - 19.36) - 0.42]/0.42 = 1.34\%\end{aligned}$$

式中:  $H$ —新汽等效热降, kJ/kg;

$Q$ —新汽吸热量, kJ/kg;

$g$ —机组效率, 取为 0.42。

### 2.3 定量分析

由于供热抽汽在机组循环中不存在冷源损失, 两种抽汽供热方式, 与纯凝汽式相比, 均提高了机组的热经济性, 节省发电煤耗。相比中压缸排汽和再热蒸汽热再联合抽汽供热, 中压缸排汽和高压缸排汽(再热冷段)联合抽汽供热每年要节省用煤(供热机组全年不停运):

$$\begin{aligned}\Delta b &= (\Delta g - \Delta g') \times B_b \times h \times P_e \\ &= (8.86\% - 6.79\%) \times 325 \times 2190 \times \frac{300000}{1000000} + (1.28\% - 0.41\%) \\ &\quad \times 325 \times 2190 \times \frac{300000}{1000000} + (2.25\% - 1.34\%) \times 325 \times 4380 \\ &\quad \times \frac{265000}{1000000} = 9710.41 \text{ t}\end{aligned}$$

在煤价 600 元/吨的情况下, 第二种抽汽供热方案每年比第一种抽汽供热方案经济节约:

节约费用  $= \Delta b \times S = 9710.4 \times 600 / 10000 = 582.62$  万元。

### 3 结论

热电联产机组和纯凝汽式机组相比, 既提高能源利用率又保护了环境, 是发电企业节能减排的一项重要手段。将纯凝汽式汽轮机组改造为供热机组是实现热电联产最为快捷和有效的方法[5]。供热改造过程中, 在安全性能和技术水平可以支持机组的正常运行时, 我们要充分考虑抽汽供热方式对机组热经济性的影响, 最大可能地挖掘供热机组节能潜力, 在满足生产和生活需要的前提下, 在非冬季对供热压力要求不高的情况下, 要尽量降低厂用蒸汽参数。

#### 参考文献:

- [1] 陈洁, 李岩. 对外供热汽源运行方式对机组经济性的影响分析[J]. 山东电力技术, 2007(5).
- [2] 崔振杰. 300MW 纯凝汽式机组供热节能改造[J]. 能源与节能, 2012(12).
- [3] 孙学良. 320MW 纯凝汽式发电机组供热改造方案的热经济性研究[J]. 河南电力, 2012(4).
- [4] 钱瑾, 王培红, 曹祖庆. 中间再热机组再热前后抽汽供热方案研究[J]. 华东电力, 2010, 38(1): 118-122.
- [5] 杨圣春. 凝汽发电机组的供热改造方案研究[J]. 热电技术, 2011(3).

#### 作者简介:

刘国锋(1988-), 男, 江苏徐州人, 助理工程师, 徐州华润电力有限公司发电部, 邮箱: 1032692113@qq.com。