

11-20-2019

Parameter Optimization Analysis for Double Reheat Units Based on Particle Swarm Optimization

Wenfeng Fu

1. North China Electric Power University, Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment, Baoding 071003, China; ;

Haiwen Chen

1. North China Electric Power University, Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment, Baoding 071003, China; ;

Lanjing Wang

2. School of Control and Computer Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Parameter Optimization Analysis for Double Reheat Units Based on Particle Swarm Optimization

Abstract

Abstract: *The thermodynamic system parameter optimization was established for double reheat ultra-supercritical units. Taking a 660MW unit as an example, some vital parameters including feedwater enthalpy rise distribution, feedwater temperature, reheat steam pressure, number of feedwater heaters and main steam parameter were analyzed based on particle swarm optimization. The result shows the unit thermal efficiency can be further improved by optimizing apparatus interface parameters. The second reheat pressure has more influence on the unit thermal efficiency than the first reheat pressure. When adding the number of feedwater heaters, low pressure heater is a better choice for improving unit thermal efficiency. Optimum feedwater temperature increases with the increase of main steam pressure. The changes of main steam temperature and reheat steam temperature have opposite effects on optimum feedwater temperature.*

Keywords

double reheat, ultra-supercritical, thermodynamic system, parameter optimization

Recommended Citation

Fu Wenfeng, Chen Haiwen, Wang Lanjing. Parameter Optimization Analysis for Double Reheat Units Based on Particle Swarm Optimization[J]. Journal of System Simulation, 2019, 31(4): 710-719.

基于粒子群算法的二次再热机组参数优化分析

付文锋¹, 陈海文¹, 王蓝婧^{2*}

(1.华北电力大学 电站设备状态监测与控制教育部重点实验室, 河北 保定 071003;

2.华北电力大学 控制与计算机工程学院, 河北 保定 071003)

摘要: 针对二次再热超超临界机组, 建立了热力系统参数优化模型。以某660 MW机组为例, 应用粒子群算法, 计算分析了给水焓升分配、给水温度、再热压力、回热级数和主蒸汽参数对提高机组热经济性的贡献。结果表明: 通过热力系统接口参数优化, 机组热效率仍有较大的提升潜力; 二次再热压力比一次再热压力对机组热效率的影响更大; 选择增加低压加热器对机组热效率的提升效果更显著; 最佳给水温度主要随初压的升高而升高, 主蒸汽温度和再热蒸汽温度对最佳给水温度的作用趋势相反。

关键词: 二次再热; 超超临界; 热力系统; 参数优化

中图分类号: TK 284.1

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2019) 04-0710-10

DOI: 10.16182/j.issn1004731x.joss.17-9150

Parameter Optimization Analysis for Double Reheat Units Based on Particle Swarm Optimization

Fu Wenfeng¹, Chen Haiwen¹, Wang Lanjing^{2*}

(1.North China Electric Power University, Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment, Baoding 071003, China; 2.School of Control and Computer Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: The thermodynamic system parameter optimization was established for double reheat ultra-supercritical units. Taking a 660MW unit as an example, some vital parameters including feedwater enthalpy rise distribution, feedwater temperature, reheat steam pressure, number of feedwater heaters and main steam parameter were analyzed based on particle swarm optimization. The result shows the unit thermal efficiency can be further improved by optimizing apparatus interface parameters. The second reheat pressure has more influence on the unit thermal efficiency than the first reheat pressure. When adding the number of feedwater heaters, low pressure heater is a better choice for improving unit thermal efficiency. Optimum feedwater temperature increases with the increase of main steam pressure. The changes of main steam temperature and reheat steam temperature have opposite effects on optimum feedwater temperature.

Keywords: double reheat; ultra-supercritical; thermodynamic system; parameter optimization

引言

采用再热循环已成为大型燃煤机组提高发电

效率的必要措施。目前, 超超临界技术的发展显现出一次再热和二次再热技术两种路线。由于耐高温材料研发缓慢, 以700℃超超临界为代表的高效一次再热技术发展遇到瓶颈^[1]。借鉴美国、日本, 以及欧洲一些发达国家的煤电发展经验, 采用二次再热技术是提高电站热效率的另一种有效途径^[2]。随着我国多台二次再热超超临界机组的陆续投产, 开



收稿日期: 2017-12-05 修回日期: 2018-04-08;
基金项目: 国家自然科学基金(51606066), 中央高校
基本科研业务费专项资金(2017MS117, 2018MS077);
作者简介: 付文锋(1982-), 男, 河北, 博士, 讲师,
研究方向为电站热力系统优化; 陈海文(1994-), 男,
宁夏, 硕士生, 研究方向为电站热力系统优化; 王蓝
婧(通讯作者 1982-), 女, 河北, 硕士, 讲师, 研究
方向为电站设备仿真与节能优化。

<http://www.china-simulation.com>

展针对二次再热机组热力系统的节能研究,对进一步挖掘煤电行业节能潜力、保障我国能源工业的可持续发展,具有深远而重要的意义。

国际上越来越多的学者开始深入研究二次再热系统,取得了众多研究成果。严俊杰^[3]、李运泽^[4]针对采用外置式蒸汽冷却器跨级利用抽汽过热度的二次再热系统,给出了二次再热系统热经济性的局部定量分析法则,建立了热力系统节能分析的数学模型。Dykas S^[5]对不同参数和系统结构下的 900 MW 一、二次再热超超临界机组进行了热力学和经济学分析。指出提高新蒸汽和再热蒸汽参数可使机组发电效率提高 2% 以上,采用二次再热循环可使机组发电效率提高 2.9% 以上。Ust Y^[6]分别对一次再热和二次再热朗肯循环进行了热力学优化,分析了新蒸汽温度及压力对机组净输出功率和循环热效率的影响规律。指出机组净输出功率和循环热效率随一次再热压力的增大而减小,二次再热压力具有最优值,最优值随一次再热压力的增大而增大。Retzlaff K M^[7]分析了二次再热系统的给水回热加热器的布置方式对机组热耗率的影响,为进一步提高给水温度,提出了一种一次再热前布置回热抽汽的热力系统方案。这种方案可使机组效率改善约 0.5%,并且比采用外置式蒸汽冷却器的回热系统结构上更为简洁,同时可以获得较低的最佳再热压力和较高的最佳给水温度。Kjaer S^[8]提出了一种名为 Master Cycle(简称 MC)的改进型二次再热循环。在系统中设置了一台小型高背压汽轮机,该汽轮机汽源采用再热后的汽轮机抽汽,其排汽和抽汽用来加热给水。避免了二次再热系统的大抽汽过热度引起的回热加热器火用损失过大的问题。Blum R^[9]对 MC 系统主要设计参数进行了优化,在新蒸汽温度为 700 °C 时,循环热效率可以达到 53%。Ploumen P^[10]对比分析了新蒸汽温度在 600 °C 和 700 °C 条件下的一次再热和带 MC 的二次再热系统,结果表明带 MC 的二次再热机组具有更高的热效率和更低的 CO₂ 排放量。Rashidi M M^[11]分别采用热效率法和火用方法对某“三高三低一除氧”的二次再热系统

进行研究,分析了汽轮机初压、初温和凝汽器压力对循环热效率和火用效率的影响。Li Y^[12]应用火用方法并结合技术经济分析对不同热力系统结构下的二次再热机组节能状况进行研究,提出了一种带 2 个外置式蒸汽冷却器的 10 级回热二次再热系统,该系统的热耗率比传统二次再热系统低 1.04%。Wang L^[13]采用超结构理论和混合整数非线性规划方法对二次再热组的再热压比进行了优化,给出了一、二次再热的最佳压比的推荐范围。

现有研究表明,通过对机组热力系统结构和参数进行优化,可以有效提高二次再热机组发电效率。为此,笔者以某 660 MW 超超临界二次再热机组为对象,建立了二次再热系统热经济性优化模型,应用动态自适应粒子群优化算法,分别对给水焓升分配、给水温度、再热压力、回热级数以及主蒸汽参数等方面的优化潜力进行计算分析。

1 二次再热机组热力系统优化模型

1.1 优化数学模型

与传统一次再热机组相比,二次再热机组具有更高的发电效率和更复杂的系统结构,其一般性热力系统汽水流程如图 1 所示。锅炉出口的新蒸汽进入超高压缸(VHP)做功,超高压缸排汽回到锅炉进行第一次再热,一次再热后的蒸汽进入高压缸(HP)做功,高压缸排汽再次进入锅炉进行第二次再热,二次再热后的蒸汽依次进入中压缸(IP)和低压缸(LP)做功,低压缸排汽进入凝汽器,凝结水经回热系统加热后返回锅炉,重复上述循环。

对蒸汽动力循环参数优化计算前,首先需要确定热力系统结构及联接型式。图 1 所示的热力系统为二次中间再热、 z 级回热抽汽型式;一次和二次再热位置分别位于 VHP 和 HP 之后并且这两个再热位置同时为回热抽汽位置,对应的抽汽序号分别为 n_1 和 n_1+n_2 ; z 台回热加热器中有 1 台为除氧器,对应的抽汽序号为 k ,其余加热器均为表面式; $k-1$ 台高压加热器的疏水逐级自流入除氧器, $z-k$ 台低压加

热器的疏水逐级自流入凝汽器热井；给水泵汽轮机与第 l 台加热器共汽源。当 z, n_1, n_2, k, l 确定后，热力系统中的各设备即具有唯一的联接型式。

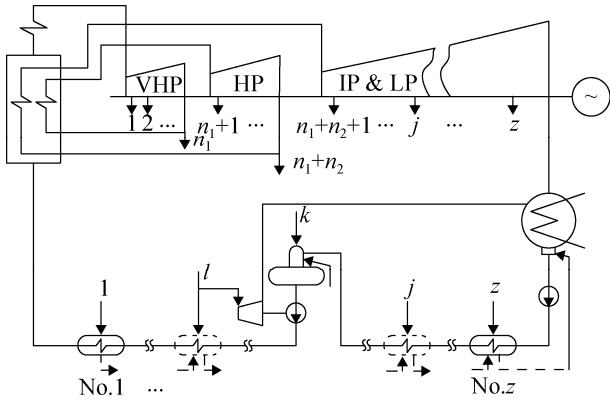


图 1 二次再热机组热力系统示意图

Fig. 1 General thermodynamic system of double reheat units

图 1 所示的二次再热机组循环热效率 η 可按照式(1)计算：

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ \gamma_2 & q_2 \\ \gamma_3 & \gamma_3 & q_3 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \ddots \\ \gamma_k & \gamma_k & \cdots & \gamma_k & q_k \\ \tau_{k+1} & \tau_{k+1} & \cdots & \cdots & \tau_{k+1} & q_{k+1} \\ \tau_{k+2} & \tau_{k+2} & \cdots & \cdots & \tau_{k+2} & \gamma_{k+2} & q_{k+2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots \\ \tau_z & \tau_z & \cdots & \cdots & \tau_z & \gamma_z & \cdots & \cdots & \cdots & \gamma_z & q_z \end{bmatrix}_{z \times z}$$

式中： q_j 、 g_j 和 t_j 分别表示第 j 级加热器的单位抽汽放热量、单位疏水放热量和单位给水吸热量； t_p 为给水泵焓升； a_q 表示小汽轮机抽汽流量份额。

h_j 的递推公式为：

$$h_j = \begin{cases} h_{j-1} - \eta_j \{h_{j-1} - f_{s,p \rightarrow h} [f_{h,p \rightarrow s}(h_{j-1}, p_{j-1}), p_j]\} \\ (j \neq r_1 + 1 \text{ 且 } j \neq r_2 + 1) \\ h' - \eta_j \{h' - f_{s,p \rightarrow h} [f_{h,p \rightarrow s}(h', p_{rh1}), p_{r1+1}]\} \\ (j = r_1 + 1) \\ h'' - \eta_j \{h'' - f_{s,p \rightarrow h} [f_{h,p \rightarrow s}(h'', p_{rh2}), p_{r2+1}]\} \\ (j = r_2 + 1) \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} w = h_0 + (1 - \sum_{j=1}^{n_1} \alpha_j) q_{rh1} + \\ (1 - \sum_{j=n_1+1}^{n_1+n_2} \alpha_j) q_{rh2} - \sum_{j=1}^z \alpha_j h_j - \alpha_c h_c \\ q = h_0 - h_{fw} + (1 - \sum_{j=1}^{n_1} \alpha_j) q_{rh1} + (1 - \sum_{j=n_1+1}^{n_1+n_2} \alpha_j) q_{rh2} \\ \eta = w/q \end{cases} \quad (1)$$

式中： w 为单位工质的循环做功量； q 为单位工质的循环吸热量； h_0 为主蒸汽焓； h_c 为汽轮机排汽焓； h_{fw} 为锅炉给水焓； q_{rh1} 为蒸汽一次再热焓升； q_{rh2} 为蒸汽二次再热焓升； α_c 为汽轮机凝汽流量份额； α_j 为汽轮机第 j 个抽汽口的流量份额； h_j 为汽轮机第 j 个抽汽口的焓值； n_1 为超高压缸的抽汽流个数； n_2 为高压缸的抽汽流个数； z 为汽轮机总抽汽个数。

α_j 可由火电机组通用矩阵方程求得^[14-15]，图 1 所示系统的汽水分布方程如式(2)所示：

$$\begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \vdots \\ \alpha_l - \alpha_q \\ \vdots \\ \alpha_k \\ \alpha_{k+1} \\ \alpha_{k+2} \\ \vdots \\ \vdots \\ \alpha_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ \tau_p \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \vdots \\ \tau_k \\ \tau_{k+1} \\ \tau_{k+2} \\ \vdots \\ \vdots \\ \tau_z \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中： h' 为高压缸进汽焓值； h'' 为中压缸进汽焓值； $f_{s,p \rightarrow h}$ 、 $f_{h,p \rightarrow s}$ 、 $f_{p,t \rightarrow h}$ 分别为已知熵和压力求焓、已知焓和压力求熵、已知压力和温度求焓的函数关系式； p_{rh1} 为一次再热蒸汽压力； p_{rh2} 为二次再热蒸汽压力； η_j 为第 j 个级组的等熵效率； r_1 、 r_2 分别为高压缸前的抽汽段数和中压缸前的抽汽段数。

将 α_j 和 h_j 代入(1)式，则循环热效率可以表示为汽轮机各级抽汽压力的函数，记作：

$$h = f(p_1, p_2, \dots, p_z) \quad (4)$$

以机组循环热效率为寻优目标，各级抽汽压力

为优化变量, 可以建立如下优化数学模型:

$$\begin{aligned} \min \frac{1}{\eta} &= f(p_1, p_2 \cdots p_z) \\ \text{s. t. } p_c &< p_j < p_0 \quad j=1, 2, \cdots, z \end{aligned} \quad (5)$$

式中: p_j 为汽轮机第 j 个抽汽口的压力; p_0 为汽轮机主蒸汽压力; p_c 为汽轮机排汽压力。

1.2 动态自适应粒子群算法

由于标准 PSO 算法存在过早收敛、精度不足等缺陷, 一些学者通过对惯性权重的更新方法进行改进, 提出了动态自适应粒子群算法^[16]。

种群中粒子的速度 v 和位置 x 用定义域内赋值的 n 维向量表示, 其更新方式为:

$$v_i^{t+1} = \omega_i^t v_i^t + c_1 r_1 (P_i^t - x_i^t) + c_2 r_2 (G_i^t - x_i^t) \quad (6)$$

$$x_i^{t+1} = x_i^t + v_i^{t+1}, \quad i=1, 2, \cdots, n \quad (7)$$

式中: i 为第几个粒子, t 为第几次迭代, ω 为惯性权重。 c_1 和 c_2 为加速因子, 通常令 $c_1=c_2=2$ 。 r_1 和 r_2 为 $[0, 1]$ 范围内的随机数。 P_i^t 为第 i 个粒子在 t 次迭代中的个体最优位置, G_i^t 为 t 次迭代中的整体最优位置。

动态自适应粒子群算法的惯性权重计算式如下:

$$\omega_i^t = \begin{cases} \beta s_2 & (s_2 > a, \text{ 且 } s_1 < b) \\ 1 - \alpha h_i^t + \beta s_1 & (\text{其他}) \end{cases} \quad (8)$$

式中: α 、 β 的定义域为 $[0, 1]$, 一般取 $\alpha=\beta=0.5$; a 、 b 为控制聚集度因子的阈值, 一般取 $a=0.9$, $b=0.5$ 。 s_1 为适应值聚集度因子, 计算公式如式(9); s_2 为空间聚集度因子, 计算公式如式(10)。 h_i^t 为第 i 个粒子在第 t 次迭代中的进化速度因子, 计算公式如式(11)所示。

$$s_1 = \left| \frac{\min(F_t, \bar{F}_t)}{\max(F_t, \bar{F}_t)} \right| \quad (9)$$

式中: F_t 为第 t 次迭代中的最佳适应值; \bar{F}_t 为第 t 次迭代中的平均适应值。

$$s_2 = 1 - \frac{1}{NL} \sum_{i=1}^N \sqrt{\sum_{d=1}^D (p_{id} - \bar{p}_d)^2} \quad (10)$$

式中: N 为种群规模; L 为搜索空间的最长半径;

D 为解空间的维数; P_{id} 为第 i 个粒子的第 d 维坐标; \bar{p}_d 为所有粒子第 d 维坐标的平均值。

$$h_i^t = 1 - \left| \frac{\min(F(p_i^{t-1}), F(p_i^t))}{\max(F(p_i^{t-1}), F(p_i^t))} \right| \quad (11)$$

式中: $F(p_i^t)$ 代表 p_i^t 的适应值。

动态自适应粒子群算法流程如图 2 所示。

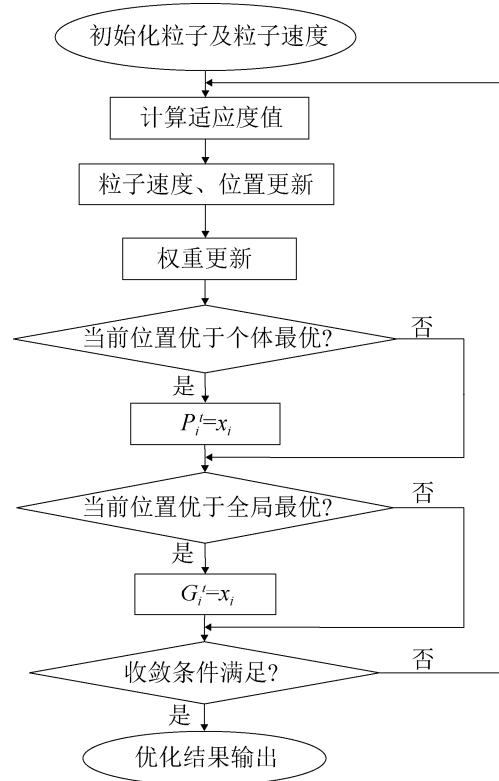


图 2 动态自适应粒子群算法流程图

Fig. 2 Flowchart of dynamic adaptive particle swarm optimization

2 计算案例

以某 660 MW 二次再热机组为参考机组, 其热力系统连接形式如图 3 所示, 机组回热系统包括“四高五低一除氧”共 10 级加热器, 其中 VHP 有 1 段抽汽, HP 有 2 段抽汽, IP 有 3 段抽汽, LP 有 4 段抽汽, 给水泵汽轮机与除氧器共汽源($k=l=5$), 高压加热器组的疏水逐级自流入除氧器, 低压加热器组的疏水逐级自流入凝汽器。机组额定参数和回热系统参数如表 1 和表 2 所示。

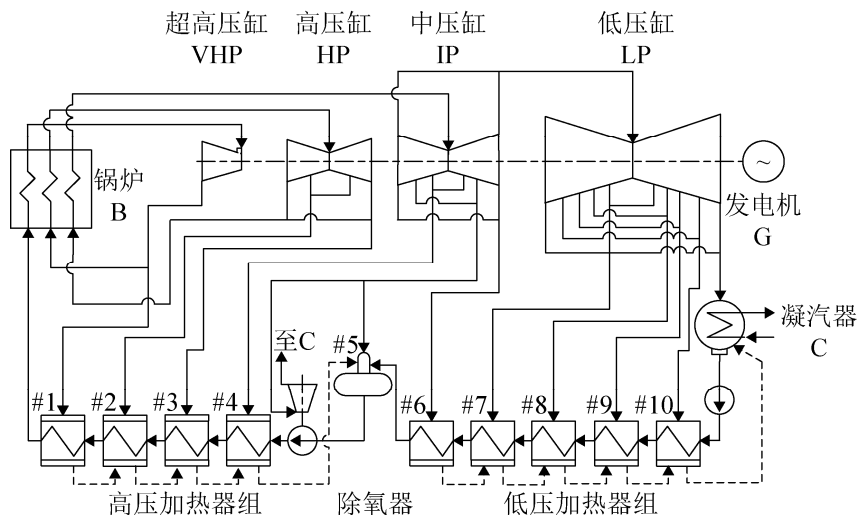


图 3 某 660 MW 二次再热机组热力系统图

Fig. 3 Thermodynamic system of a 660MW double reheat unit

表 1 某 660 MW 二次再热机组额定参数

Tab. 1 Rated parameters of a 660 MW double reheat unit

参数	机组功率/ MW	主蒸汽压力/ MPa	主蒸汽 温度/°C	一次再热 压力/MPa	一次再热 温度/°C	二次再热 压力/MPa	二次在热 温度/°C	排汽压力 /MPa
数值	660	29.21	600	10.711	620	3.376	620	0.005 4

表 2 回热系统参数

Tab. 2 Parameters of the regenerative system

加热器序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
管道压损/%	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
上端差/°C	-1.7	0	0	0	0	2.8	2.8	2.8	2.8	2.8
下端差/°C	5.6	5.6	5.6	5.6	-	5.6	5.6	5.6	5.6	5.6

应用动态自适应粒子群算法，根据式(3)所建模型，对该二次再热机组的热力系统接口参数进行优化计算。经 50 次重复计算，最佳适应值进化曲线如图 4 所示，优化结果如表 3 所示。

如表 3 所示，在本优化案例中只针对 1 号和 3 号之外的加热器所对应的抽汽压力进行了优化，原因是 1 号和 3 号加热器抽汽压力将影响最终给水温度和两次再热蒸汽压力。因此，表 3 反映的仅是给水焓升分配的优化效果。

电站热力系统是回热循环和再热循环的综合体系，其热效率受到诸多接口参数如再热压力、给水温度、回热焓升分配和回热级数等多项重要指标的影响。在本案中仅对回热焓升分配进行了优化，并未考虑其它指标，循环热效率相对提高 0.153%，

提高幅度有限。继续挖掘热力系统的节能潜力，仍需对其余影响因素继续优化。

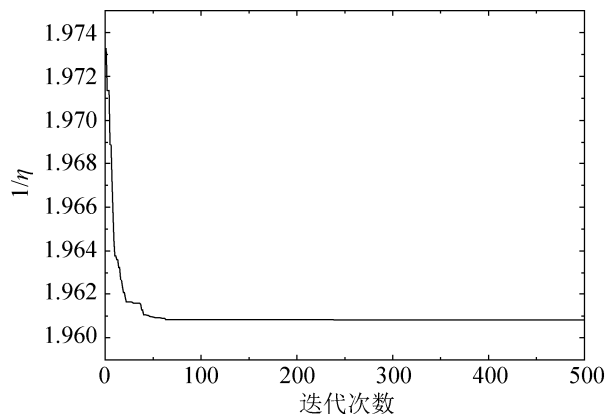


图 4 最佳适应值进化曲线

Fig. 4 Best fitness trendline for the optimization

表 3 优化结果与原设计值的比较
Tab. 3 Comparisons between optimization results and original design values

加热器编号	原设计值			优化值		
	抽汽压力/MPa	抽汽系数	给水焓升/(kJ/kg)	抽汽压力/MPa	抽汽系数	给水焓升/(kJ/kg)
1	10.710	0.112 922	221.670	10.710	0.088 924 2	169.963
2	5.850	0.053 707	150.042	6.820	0.073 072 4	201.749
3	3.375	0.066 045	195.910	3.375	0.048 970 4	141.084
4	1.566	0.021 393	91.990	2.008	0.021 303 1	88.4402
5	0.765	0.026 627	100.364	1.049	0.034 262 7	126.327
6	0.448	0.039 479	145.642	0.548	0.025 397 3	90.5617
7	0.160	0.018 926	69.548	0.305	0.027 774 6	101.049
8	0.090	0.020 126	74.914	0.144	0.025 734 9	94.791 6
9	0.045	0.021 718	82.111	0.064	0.026 102 9	97.823 4
10	0.019	0.021 484	87.674	0.024	0.026 790 8	108.076
η		0.509 93			0.51071	

3 其它影响因素分析

3.1 给水温度

当 p_1 和 p_3 也参与优化时, p_1 的数值决定了最终的给水温度, 在优化计算中, 观察 p_1 的进化过程, 可以得到给水温度的寻优过程, 如图 5 所示。

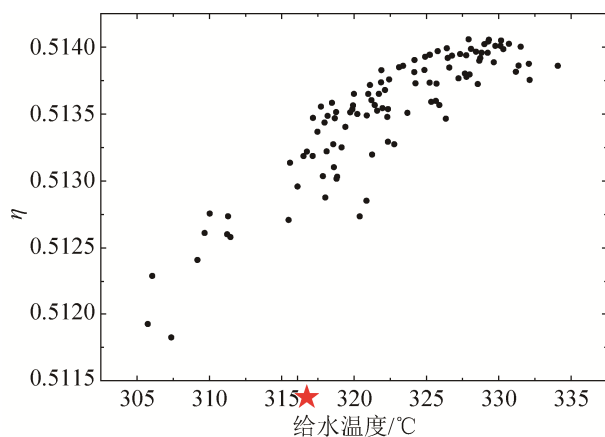


图 5 给水温度寻优过程

Fig. 5 Process of feedwater temperature optimization

在图 5 中, 最佳给水温度大致在 328 °C~331 °C 之间, 比原设计给水温度(图中五角星处)高 12 °C 左右, 可见机组的给水温度仍然有继续提高的空间, 计算最佳给水温度对应的循环热效率为 0.51404 比参考机组提高了 0.806%。

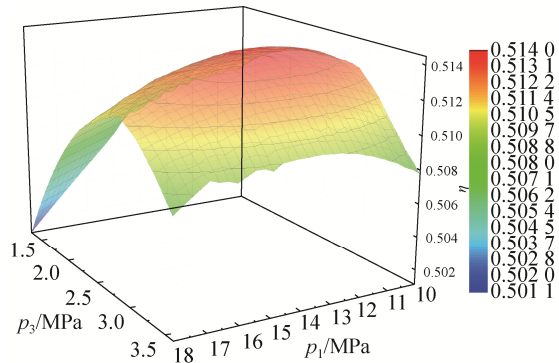
3.2 再热压力

在 $10 \text{ MPa} \leq p_1 \leq 18 \text{ MPa}$, $1.3 \text{ MPa} \leq p_3 \leq 3.6 \text{ MPa}$, 范围内, 观察最佳循环热效率的变化过程, 得到机组循环热效率随一次再热压力(p_1)和二次再热压力(p_3)的变化曲面, 如图 6(a)、(b), 循环热效率对一、二次再热压力在 XY 平面上的投影如图 6(c)所示。

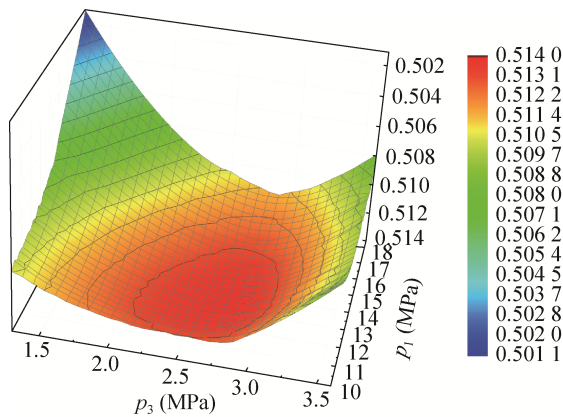
从图 6 中可看出, 二次再热机组的两次再热压力与机组循环热效率之间成山形曲面关系, 曲面峰顶处的坡度比较平缓, 最大循环热效率在 $11.9 \text{ MPa} < p_1 < 13.7 \text{ MPa}$, $2.5 \text{ MPa} < p_3 < 2.9 \text{ MPa}$ 的棕色区域内, 并在较大范围内($10.2 \text{ MPa} < p_1 < 15.5 \text{ MPa}$, $2.1 \text{ MPa} < p_3 < 3 \text{ MPa}$ 的红色区域)循环热效率的变化率均小于 0.2%。同时从图 6(c)中可见, 在设计值基础上, 增加 p_1 或减小 p_3 均可使循环热效率提高; p_1 的变化方向大致为山脊, p_3 的变化方向大致为坡面; 若变化相同的压力值, p_3 对循环热效率的影响更大。

3.3 回热级数

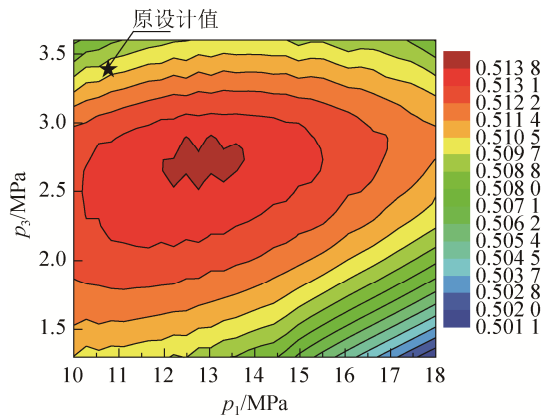
维持参考机组 VHP 和 HP 的抽汽级数和给水泵汽轮机汽源位置不变, 即 $n_1=1$, $n_2=2$, $l=5$ 不变, 计算回热级数 z 变化对机组热经济性的影响。回热级数 z 分别为 9、11 和 12 时, 对系统进行优化计算后的机组循环热效率 η 及其相对变化率 $\delta\eta$ 如表 4 所示。



(a) 纵轴为循环热效率递增



(b) 纵轴为循环热效率递减



(c) 循环热效率在在XY平面上的投影

图6 一/二次再热压力对机组循环热效率的影响

Fig. 6 Effects of the first and the second reheat pressures on system thermal efficiency

3.4 主蒸汽参数

维持参考机组的结构参数不变,改变主蒸汽参数(设定一、二次再热温度相同,且比主蒸汽温度高 20°C),计算得到二次再热机组循环热效率的变化趋势如图7(a)所示;为了与一次再热机组进行比较,针对文献[17]所述的一次再热机组,用同样方法计算得到一次再热机组循环热效率随主蒸汽参数的变化趋势,如图7(b)所示。

参考机组的加热器分布为“4高5低1除氧”,加热器台数 $z=10$,除氧器的位置为 $k=5$ 。在此基础上,增加加热器台数,机组热效率提高;同时,选择增加低压加热器对机组热效率的提升效果更佳。

从图7可知,通过提高蒸汽的初压和初温(再热温度跟随初温同步提升),机组的循环热效率仍有巨大的提升空间,其中提高初温对循环热效率的贡献比提高初压更大。对比图7(a)和图7(b)可以看到,循环热效率随初参数的变化趋势是一致的;但是图(a)中曲线的更倾斜,图(b)中的曲线更疏松,说明提高初压对二次再热机组循环热效率的提升贡献更大,提高初温对一次再热机组循环热效率的提升贡献更大。

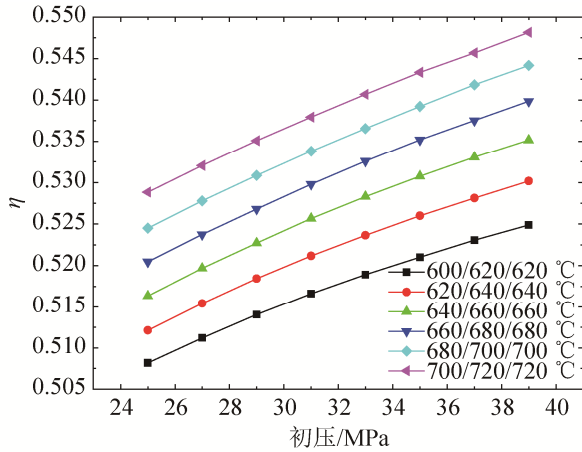
机组边界参数(如主蒸汽参数、再热温度)的变动同时会引起热力系统内设备接口参数最优值的改变,其影响程度均可应用1节中的模型计算得到。图8显示了在相同初压条件下,最佳给水温度受主蒸汽温度和再热蒸汽温度影响的变化规律。

图8(a)表明:当主蒸汽温度升高、再热蒸汽温度不变时,最佳给水温度有逐渐降低的趋势;图8(b)表明:当再热蒸汽温度升高、主蒸汽温度不变时,最佳给水温度有逐渐升高的趋势。即:主蒸汽温度和再热蒸汽温度对最佳给水温度的作用趋势正好相反。

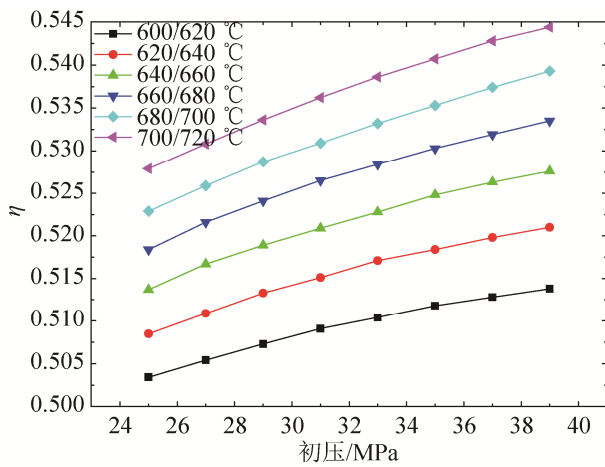
表4 回热级数对机组循环热效率的影响

Tab. 4 Effects of heater quantity on system thermal efficiency

z	9	10	11	12
k	5	5	6	6
加热器分布	4高4低1除氧	4高5低1除氧	4高6低1除氧	5高5低1除氧
η	0.5132	0.5140	0.5147	0.5142
$\delta\eta$	-0.1556	0	0.13619	0.0389



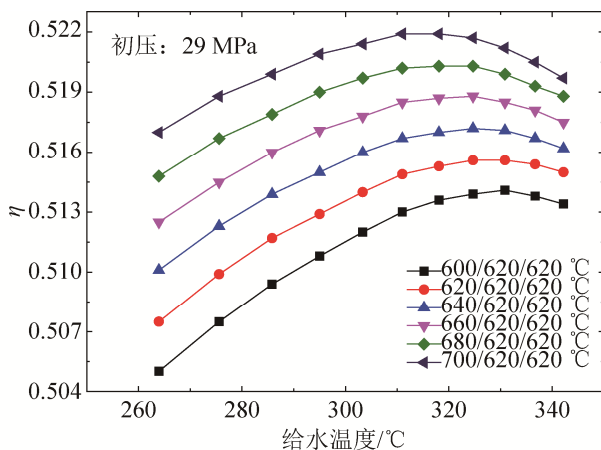
(a) 二次再热机组



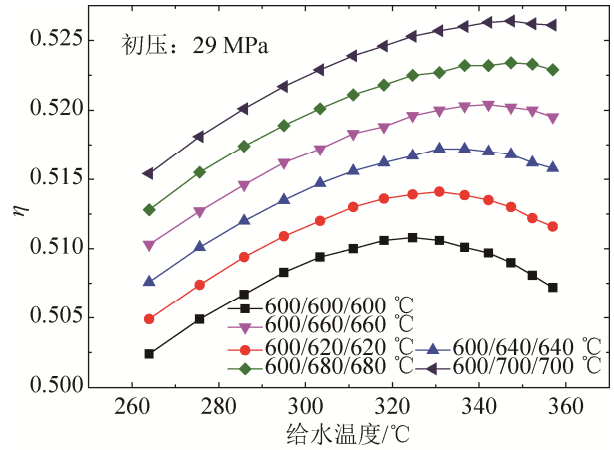
(b) 一次再热机组

图 7 主蒸汽参数对二次再热/一次再热机组循环热效率的影响

Fig. 7 Effects of initial parameters on system thermal efficiency of double reheat units and single reheat unit



(a) 主蒸汽温度变化, 再热蒸汽温度不变



(b) 主热蒸汽温度不变, 再热温度变化

图 8 主蒸汽和再热蒸汽温度对最佳给水温度的影响
Fig. 8 Effects of initial temperature and reheat temperature on optimum feedwater temperature

比较初压在 29~39 MPa 变化范围内, 主蒸汽温度和再热蒸汽温度同步升高时的最佳给水温度, 如图 9 所示。

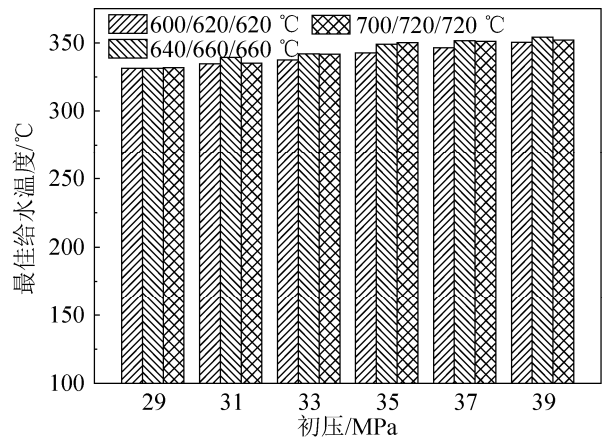


图 9 不同机组参数下的最佳给水温度

Fig. 9 Optimum feedwater temperature of different unit parameters

从图 9 中可以看到: 随着初压的升高, 最佳给水温度是逐渐升高的; 但是在相同的初压下, 同步提高主蒸汽和再热蒸汽温度, 最佳给水温度的变化并不明显。即使温度提升达到 100 °C, 最佳给水温度的变化仅在 7 °C 以内, 这主要是由于主蒸汽温度和再热蒸汽温度对最佳给水温度的作用趋势相反所致。

4 结论

(1) 针对二次再热机组超超临界机组, 建立了热力系统参数优化模型, 实例计算表明给水焓升分配、给水温度、再热压力等热力系统重要接口参数均未达到最优值, 机组仍有进一步提升热效率的潜力。当仅对给水焓升分配进行优化时, 循环热效率可提高 0.153%, 当给水温度和再热压力也参与优化时, 循环热效率可提高 0.806%。

(2) 二次再热机组的两次再热压力与机组热效率之间成山形曲面关系, 一次再热压力的变化方向大致为山脊, 二次再热压力的变化方向大致为坡面, 若变化相同的压力值, 二次再热压力对机组热效率的影响更大。

(3) 增加回热级数可以使机组循环热效率升高, 在超高压缸和高压缸的抽汽级数不变时, 选择增加低压加热器对机组热效率的提升效果更佳。

(4) 与常规一次再热机组相比, 提高初压对二次再热机组热效率的提升贡献更大, 提高初温对一次再热机组热效率的提升贡献更大。

(5) 最佳给水温度主要随初压的升高而升高, 主蒸汽温度和再热蒸汽温度对最佳给水温度的作用趋势相反。

参考文献:

- [1] 徐炯, 周一工. 700 °C 高效超超临界火力发电技术发展的概述[J]. 上海电气技术, 2012, 5(2): 50-54.
Xu Jiong, Zhou Yigong. Overview of the Development of 700 °C USC Technique[J]. Journal of Shanghai Electric Technology, 2012, 5(2): 50-54.
- [2] 付文锋, 石宇, 李嘉华, 等. 1 000 MW 超超临界二次再热机组外置式蒸汽冷却器布置方式研究[J]. 动力工程学报, 2017, 37(6): 489-494.
Fu Wenfeng, Shi Yu, Li Jiahua, et al. Arrangement of Outer Steam Coolers for a 1 000 MW Double Reheat Ultra-supercritical Unit[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2017, 37(6): 489-494.
- [3] 严俊杰, 邵树峰, 李杨, 等. 二次再热超临界机组热力系统经济性定量分析方法[J]. 中国电机工程学报, 2004, 24(1): 186-190.
Yan Junjie, Shao Shufeng, Li Yang, et al. Method for
- analysis the economics of a thermal system in a supercritical pressure power unit with double reheat cycles[J]. Proceedings of the CSEE, 2004, 24(1): 186-190.
- [4] 李运泽, 杨献勇, 严俊杰, 等. 二次再热超临界机组热力系统的三系数线性分析法[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(6): 132-136.
Li Yunze, Yang Xianyong, Yan Junjie, et al. Linear method for the thermal economical analysis of supercritical pressure power plant with double reheat[J]. Proceedings of the CSEE, 2002, 22(6): 132-136.
- [5] DYKAS S, RULIK S, STEPCZYŃSKA K. Thermodynamic and economic analysis of a 900 MW ultra-supercritical power unit[J]. Archives of thermodynamics (S2083-6023), 2011, 32(3): 231-244.
- [6] UST Y, GONCA G, KAYADELEN H K. Determination of optimum reheat pressures for single and double reheat irreversible Rankine cycle[J]. Journal of the Energy Institute (S1743-9671), 2011, 84(4): 215-219.
- [7] RETZLAFF K M, Ruegger W A. Steam turbines for ultrasupercritical power plants[J]. Power (S0032-5929), 1996, 98(1): 9-11.
- [8] KJAER S, DRINHAUS F. A modified double reheat cycle[C]//ASME 2010 Power Conference. American Society of Mechanical Engineers, Chicago, 2010: 285-293.
- [9] BLUM R, BUGGE J, KJAER S. AD700 innovations pave the way for 53 percent efficiency[J]. Modern power systems (S2196-5625), 2008, 28(11): 15-19.
- [10] PLOUMEN P, STIENSTRA G, KAMPHUIS H. Reduction of CO2 emissions of coal fired power plants by optimizing steam water cycle[J]. Energy Procedia (S1876-6102), 2011, 4(1): 2074-2081.
- [11] RASHIDI M M, AGHAGOLI A, ALI M. Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters[J]. Advances in Mechanical Engineering (S1687-8140), 2014(2): 131-137.
- [12] LI Y, ZHOU L, XU G, et al. Thermodynamic analysis and optimization of a double reheat system in an ultra-supercritical power plant[J]. Energy (S0360-5442), 2014, 74(2): 202-214.
- [13] WANG L, YANG Y, DONG C, et al. Parametric optimization of supercritical coal-fired power plants by MINLP and differential evolution[J]. Energy Conversion and Management (S0196-8904), 2014, 85(9): 828-838.

- [14] 付文锋, 侯艳峰, 王蓝婧, 等. 基于自适应粒子群算法的燃煤-捕碳机组热力系统优化设计[J]. 动力工程学报, 2016, 36(9): 746-752.
Fu Wenfeng, Hou Yanfeng, Wang Lanjing, et al. Optimized design for thermodynamic system of coal-fired power plants with CO₂ capture based on AWPSO algorithm[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2016, 36(9): 746-752.
- [15] 付文锋, 李飞, 邵明巍, 等. 基于 PSO 的光煤互补机组回热系统优化设计[J]. 太阳能学报, 2016, 37(2): 421-429.
Fu Wenfeng, Li Fei, Shao Mingwei, et al. Optimization and design of heat recovery system for solar and coal-fired hybrid power generation system based on PSO[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2016, 37(2): 421-429.
- [16] 付文锋, 王蓝婧, 李飞, 等. 基于改进动态自适应粒子群优化算法的汽轮机组给水回热分配优化方法[J]. 动力工程学报, 2014, 34(8): 653-659.
Fu Wenfeng, Wang Lanjing, Li Fei, et al. Distribution optimization on feedwater enthalpy rise in steam turbine unit based on modified PSO algorithm[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2014, 34(8): 653-659.
- [17] FU W, YANG X, WANG L, et al. Feedwater Heating Allocation Optimization for Large Capacity Steam Turbine Unit Based on Particle Swarm Optimization[J]. Journal of Energy Resources Technology (S0195-0738), 2015, 137(4): 042005