

二次再热 BEST 机组变工况热力性能及贡献度分析

朱梓傲, 叶学民, 刘 迪, 李春曦

(华北电力大学 河北省低碳高效发电技术重点实验室, 河北 保定 071003)

摘要:为了解决主蒸汽参数提高后回热抽汽过热度 and 热损失增大的问题,以某二次再热超临界机组为原型,搭建了 BEST 热力系统模型,建立了机组热经济性模型,比较了传统机组和 BEST 机组中各加热器的焓效率及热效率随机组发电量的变化,分析了锅炉给水、主蒸汽轮机和小汽轮机对 BEST 机组节能效果的贡献度,并讨论了小汽轮机抽汽加热给水方式对机组节能潜力的影响。结果表明: BEST 设计方案显著降低了加热器焓损并优化了锅炉给水,是提高机组热效率的主要因素,但汽轮机一、二次再热蒸汽量降低造成主汽轮机做功减少,削弱了机组节能效果;小汽轮机可抵消该削弱作用,且其具备对机组热效率贡献随机组发电量降低而升高的特性,保障了机组低发电量下的节能效果。

关键词:背压抽汽式汽轮机;二次再热;汽轮机热耗率;焓效率

中图分类号:TK221

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.08.011

[引用本文格式]朱梓傲,叶学民,刘 迪,等.二次再热 BEST 机组变工况热力性能及贡献度分析[J].热能动力工程,2024,39(8):94-103. ZHU Ziao, YE Xuemin, LIU Di, et al. Analysis of thermodynamic performance and contribution of a double-reheat BEST unit under variable working conditions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(8): 94-103.

Analysis of Thermodynamic Performance and Contribution of a Double-reheat BEST Unit under Variable Working Conditions

ZHU Ziao, YE Xuemin, LIU Di, LI Chunxi

(Hebei Key Laboratory of Low Carbon and High Efficiency Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003)

Abstract: In order to solve the problem of increased superheat degree and heat loss in the regenerative extraction steam after the main steam parameters were increased, taking a double-reheat supercritical unit as a prototype, a thermal system model for a back pressure extraction steam turbine (BEST) unit and a thermos-economics model were established, and the changes of thermal efficiency and exergy efficiency with loads of each heater for a traditional unit and BEST unit were compared. The contribution of boiler feedwater, main steam turbine and auxiliary steam turbine to the energy-saving effect of BEST unit was analyzed, and the impact of auxiliary steam turbine extraction and heating feedwater on the energy-saving potential was discussed. The results indicate that the BEST design scheme significantly reduces heater exergy losses and optimizes boiler feedwater, which is the main factor in improving the thermal efficiency. However, a reduction in primary/secondary reheated steam flowrate decreases the output of the main turbine and weakens the energy-saving effect of the unit. The weakening effect can be offset by the auxiliary steam turbine. The contribution of auxiliary steam turbine to the thermal efficiency of BEST unit increases with decreasing unit load, thereby ensuring the energy-saving effect of the unit at low loads.

Key words: back pressure extraction stream turbine, double reheat, steam turbine heat consumption rate, exergy efficiency

引言

随着“双碳”目标的提出,为进一步降低机组煤耗并提高循环热效率,要求机组蒸汽参数不断提高^[1]。但随蒸汽参数的提高,回热抽汽过热度逐渐增大,导致回热系统加热器内汽侧和水侧换热的不可逆损失增加,由此削弱了蒸汽参数升高带来的收益^[2]。因此,降低加热器热源蒸汽过热度,提高其焓效率,进而保证蒸汽参数所带来的收益提高,是未来发展高参数机组的首要任务之一,由此背压抽汽式汽轮机(Back Pressure Extraction Stream Turbine, BEST)被提出并得到广泛应用^[3]。

BEST 机组最早由 Kjaer 等人^[4]提出,用以解决二次再热机组中压缸抽汽过热度过高的问题。在该系统中,主给水泵由抽背式给水泵汽轮机驱动,超高压缸排汽作为抽背式给水泵汽轮机的驱动汽源,且抽背式给水泵汽轮机与主汽轮机并联成为各级加热器的抽汽汽源^[5]。上海成套所根据能级效率法证实了超临界 1 000 MW 一次再热机组采用 BEST 机组配置相对于传统机组更节能,在 100% THA 工况下节约能量为 40 kJ/(kW·h),且 BEST 机组的节能量随发电量降低而减小^[6]。阚伟民等人^[7]分析了 BEST 机组的变发电量特性,但得出 BEST 机组节能量随发电量降低而升高的结论。蔡小燕等人^[8]通过焓分析法比较了 BEST 机组和传统机组的锅炉、汽轮机、发电机、凝汽器及管道的焓损率,指出 BEST 机组中用小汽轮机抽汽取代主汽轮机抽汽的加热器部分具有更高的热经济性。Yang 等人^[9]针对 700 ℃ 二次再热超超临界机组,提出采用 BEST 机组替代 2 号~7 号回热加热器的方式来降低回热抽汽过热度。王渡等人^[10]进一步研究了不同 BEST 级数下变工况回热特性,通过保持总回热级数不变,对比了 4~8 级数 BEST 机组实现其性能的可能性、变工况特性及热经济性,发现 BEST 级数小于 5 级时 BEST 功率无法满足给水泵功率的需求,同时随着 BEST 级数增加,机组的热耗率也随之增加,5 级 BEST 方案为机组热经济性最佳的方案。李冰天^[11]对 BEST 机组进行建模和仿真计算,得出在主蒸汽温度 600 ℃、热力系统 100% THA 工况下,可节约能量

30 kJ/(kW·h),循环热效率提高 0.3%,认为 BEST 机组是未来大容量高参数机组的发展方向。Ploumen 等人^[12]对比了不同主蒸汽参数的传统超临界机组和 BEST 机组,指出当主汽温为 600 ℃ 和 700 ℃ 的热力系统采用 BEST 设计时,可使汽轮机热效率分别提升 0.4% 和 0.9%。张思瑞^[13]从附加循环效率角度出发,针对某二次再热 1 000 MW 机组,优化了一、二次再热压力,得出了 BEST 机组的一、二次再热蒸汽的最佳压力相对于常规机组更低的结论。

综上所述,目前有关 BEST 机组的研究多针对全负荷下的热效率和对机组再热压力的优化。因 BEST 机组和传统机组结构相差明显,仅对比两者的运行性能并不能完全揭示 BEST 机组节能的内在机理,需进一步分析 BEST 机组中各部分设备对机组节能效果的贡献及其相关性。为此,本文针对某二次再热超临界机组,建立 BEST 机组热效率计算模型,基于 Ebsion 构建热力系统模型,比较传统机组和 BEST 机组中各加热器的焓效率和热效率随机组发电量的变化,分析锅炉给水、主汽轮机及小汽轮机对 BEST 机组节能效果的贡献度,并讨论小汽轮机抽汽加热给水方式对机组节能潜力的影响。

1 热力系统模型

1.1 热力系统设计

某二次再热 1 000 MW 无蒸汽冷却器的传统机组如图 1(a)所示。以此为原型构建了配置 10 级抽汽(4 级高压加热器、5 级低压加热器、1 级除氧器)的 BEST 机组,如图 1(b)所示。在传统机组中,高压缸和中压缸的抽汽过热度过大将导致加热器焓损失过大。为此,在 BEST 机组中通过增设 1 台小汽轮机,其汽源为超高压缸部分排汽,同时小汽轮机抽汽驱动给水泵为锅炉给水增压^[14]。为了满足加热锅炉给水,降低加热器部分的焓损失,设置小汽轮机为 6 段抽汽,分别为 2 号~7 号加热器汽源。为平衡小汽轮机多余的轴功,小汽轮机与给水泵和小发电机相联,将多余的小汽轮机轴功转化为电能,从而简化小汽轮机进口流量和给水泵供能之间的调节控制,由此减少小汽轮机调节级的损失^[15]。文献[16]认为,该设计有两方面弊端:

(1) 超高压缸部分排汽进入小汽轮机,导致一次再热蒸汽甚至二次再热蒸汽量减少,由此减小机组总发电量,同时也对主汽轮机和锅炉设备提出新的设计要求;

(2) 通常小汽轮机效率低于主汽轮机,使得部分本应进入主汽轮机高压缸和中压缸膨胀做功的蒸汽只能进入效率较低的小汽轮机中做功,从而导致机组效率下降。

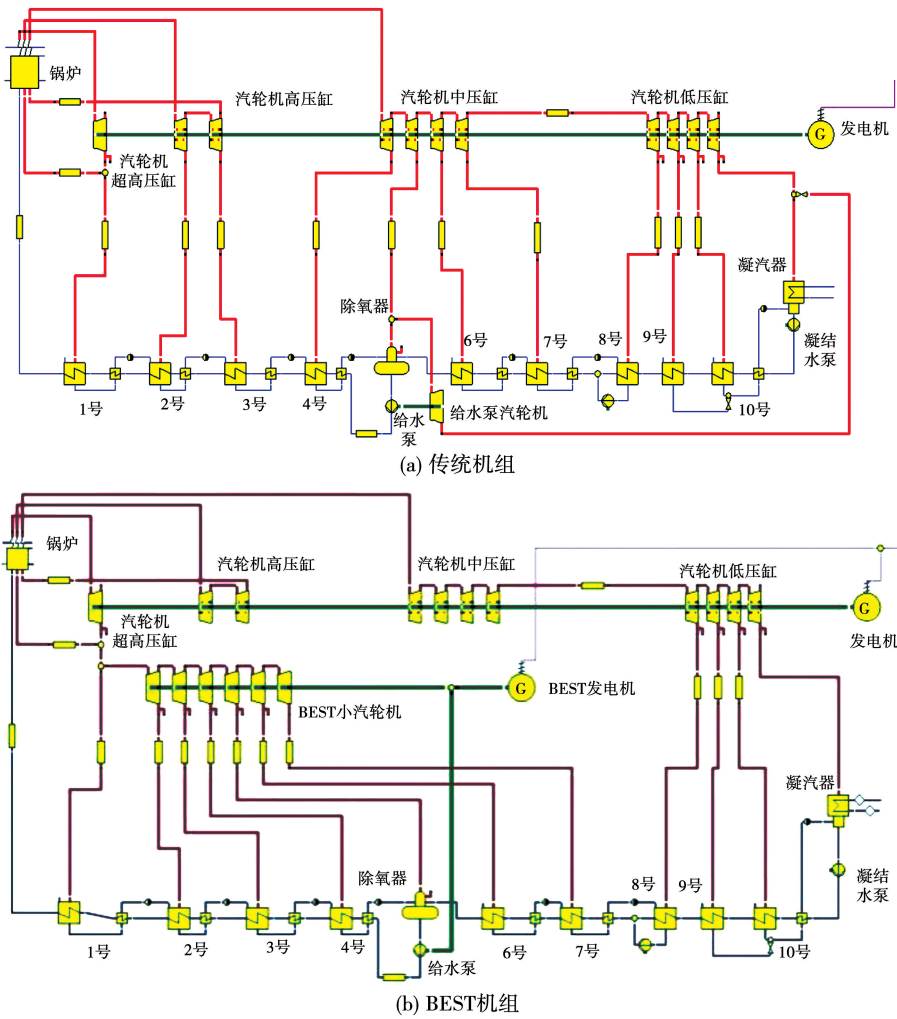


图 1 传统机组和 BEST 机组的热力系统图

Fig. 1 Thermal system diagrams for traditional and BEST units

1.2 参数选择

为分析 BEST 机组通过降低抽汽过热度对机组节能效果的贡献,假设传统机组和 BEST 机组的加热器数量相同,且各工况下各级加热器的进口蒸汽压力也相同,两种机组的主蒸汽参数和主蒸汽流量均相同。小汽轮机效率曲线采用 EBSILON 中的 6 号汽轮机组件中内置的流量等熵效率曲线来进行变工况模拟。机组的环境压力为 1.01×10^5 Pa,环境温度为 20 ℃。

各级抽汽参数如表 1 所示。

表 1 各级抽汽参数

Tab. 1 Each stage steam extraction parameters

加热器序号	温度/℃	压力/MPa	流量/kg·s ⁻¹
1	426.9	11.120	43.076
2	528.1	6.434	58.687
3	436.3	3.591	31.791
4	546.9	2.114	23.776
5(除氧器)	463.1	1.199	53.212
6	386.8	0.747	18.647
7	311.7	0.417	21.235
8	228.1	0.198	26.887
9	110.4	0.059	18.607
10	61.7	0.023	18.930

通过对比传统机组在不同工况下发电量的模拟值和设计值来验证所建模型的准确性,结果如表 2 所示。其中,VWO 和 THA 分别表示阀门全开功率和热耗率验收功率。由于建模时未考虑轴封组件引起的各种漏汽损失,因此模拟值比设计值略大。由文献[17]可知,一般蒸汽轮机发电机组的各种漏汽损失约占机组发电量的 1%。考虑该损失后各工况下的模拟偏差均小于 5%,因此所建模型精度满足实际工程需求。

表 2 传统机组发电量模拟值和设计值

Tab.2 Simulated and design results of power generation capacity of a traditional unit

工况	模拟值/MW	设计值/MW	误差/%
VWO	1 102	1 067.9	2.16
100% THA	1 029	1 000.0	1.86
75% THA	793	750.0	4.69
50% THA	526	500.0	4.14
40% THA	421	400.0	4.17
30% THA	316	300.0	4.33

1.3 数学模型

传统机组的循环热效率为:

$$\eta_{c,t} = \frac{h_0 + \alpha_{rh1} q_{rh1} + \alpha_{rh2} q_{rh2} - \sum_{i=1}^z \alpha_i h_i - \alpha_c h_c}{h_0 - h_{fw} + \alpha_{rh1} q_{rh1} + \alpha_{rh2} q_{rh2}} \quad (1)$$

式中: $\eta_{c,t}$ —机组热效率,%; h_0, h_c, h_{fw}, h_i —主蒸汽焓、排汽焓、锅炉给水焓和某级抽汽焓,kJ/kg; q_{rh1}, q_{rh2} —一、二次再热蒸汽的吸热量,kJ/kg; $\alpha_{rh1}, \alpha_{rh2}, \alpha_i, \alpha_c$ —一、二次再热蒸汽系数、抽汽系数和末级排汽系数,%; z —抽汽级数。

在 BEST 机组中,部分超高压缸抽汽用于驱动小汽轮机做功,因此需减去超高压缸通入小汽轮机的热量。另外,小汽轮机的部分轴功用于驱动给水泵,因此系统输出的轴功应扣除单位流量给水泵轴功 W_p 。

因此,对于 BEST 机组,其循环热效率: $\eta_{c,b} =$

$$\frac{h_0 + \alpha_{rh1} q_{rh1} + \alpha_{rh2} q_{rh2} - \alpha_1 \alpha_d h_1 - \sum_{i=2}^z \alpha_i h_i - \alpha_c h_c - W_p}{h_0 - h_{fw} + \alpha_{rh1} q_{rh1} + \alpha_{rh2} q_{rh2}} \quad (2)$$

式中: α_1 —超高压缸抽汽系数,%; α_d —超高压缸排

汽通入小汽轮机的份额,%; h_1 —超高压缸焓值,kJ/kg。

对于有 6 段抽汽的小汽轮机来说,存在:

$$\alpha_1 \alpha_d = \sum_{i=2}^7 \alpha_i \quad (3)$$

忽略汽轮机各种漏汽,由蒸汽质量守恒可得:

$$\alpha_c = 1 - \alpha_1 (1 - \alpha_d) - \sum_{i=2}^{10} \alpha_i \quad (4)$$

BEST 机组没有高压缸和中压缸抽汽,因此有:

$$\alpha_{rh1} = \alpha_{rh2} = 1 - \alpha_1 \quad (5)$$

将式(3)~式(5)代入式(2),整理可得:

$$\eta_{c,b} = \left(1 - \frac{C}{A} + \frac{D}{A}\right) \left(1 - \frac{B}{A}\right) \quad (6)$$

式中: $A = h_0 + (1 - \alpha_1)(q_{rh1} + q_{rh2})$; $B = h_{fw}$; $C = \alpha_1(h_1 - h_c) + h_c + \sum_{i=8}^{10} (h_i - h_c) \alpha_i$; $D = \sum_{i=2}^7 (h_1 - h_i) \alpha_i - W_p$ 。

其中, $A \sim D$ 分别代表机组从锅炉中吸收的热量、锅炉给水焓、主汽轮机损失、小汽轮机对主汽机损失的抵消作用。由式(6)可知,超高压缸抽汽系数 α_1 及其焓值 h_1 的变化均对 A, B, C 产生影响,是联系各部分变化的重要变量。

虽有研究认为部分超高压缸排汽进入效率较低的小汽轮机中做功会降低机组的循环热效率^[16],但小汽轮机相较于主汽轮机做功能力不足会导致 $\sum_{i=2}^7 (h_1 - h_i) \alpha_i$ 减小,进而会使小汽轮机排汽焓值 h_7 变大,并提高锅炉给水 h_{fw} ,从而使式(6)的分母 $(1 - B/A)$ 减小,这会在一定程度上削弱小汽轮机对机组效率的负面影响。另外,锅炉给水温度的提高可增加锅炉效率,所以部分超高压蒸汽进入小汽轮机做功导致机组效率下降这一结论有待具体问题具体分析。

给水泵轴功 W_p 为:

$$W_p = W_{AT} - W_{MT} \quad (7)$$

式中: W_{MT} —单位主蒸汽流量产生的小发电机的轴功,kJ/kg; W_{AT} —单位主蒸汽流量产生的小汽轮机的轴功,kJ/kg。

其中:

$$W_{AT} = \sum_{i=2}^7 (h_1 - h_i) \alpha_i \quad (8)$$

在变工况下,小汽轮机的发电量变化必然影响

W_p/W_{AT} ,进而影响 BEST 机组在变工况下的节能效果。

主汽轮机等熵效率为:

$$\eta_{ise} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{ise}} \tag{9}$$

式中: h_{in}, h_{out}, h_{ise} —汽轮机某缸(某级)入口蒸汽焓值、末端排汽焓值和等熵状态下的蒸汽焓值, kJ/kg 。

因热力过程存在熵产,故 $h_{out} > h_{ise}$ 。对于相邻的汽轮机某缸(某级),相连管道热损忽略不计,故 $h_{out} = h_{in}$ 。

焓效率是反映设备换热质量的无量纲参数^[18],其表达式为:

$$\eta_e = \frac{m_1(e_{1,out} - e_{1,in})}{m_2(e_{2,in} - e_{2,out}) + m_3(e_{3,in} - e_{3,out})} \tag{10}$$

式中: η_e —加热器或除氧器的焓效率,%; m_1, m_2, m_3 —进入换热器或除氧器的给水流量、蒸汽流量、上级疏水流量, kg/s ; $e_{1,in}, e_{2,in}, e_{3,in}$ —进入换热器或除氧器的进口给水比焓、入口蒸汽比焓、上级疏水比焓, kJ/kg ; $e_{1,out}, e_{2,out}, e_{3,out}$ —换热器或除氧器的出口给水比焓、出口蒸汽比焓、出口疏水比焓, kJ/kg , 除氧器中满足 $e_{1,out} = e_{2,out} = e_{3,out}$ 。

2 结果与分析

采用 EBSILON 软件对两机组从 VWO 工况到 30% THA 工况进行模拟,得到两机组各工况的发电量和各级加热器入口蒸汽参数的变化,由此计算出各工况下两机组的热效率和热耗率及各加热器降低的过热度和焓效率。依据 BEST 机组数据,可分析锅炉给水、主蒸汽轮机和小汽轮机的热效率对热力系统性能的影响,由此阐明变工况运行下 BEST 机组节能的内在原因。

2.1 热力系统性能

图 2 对比了两机组中 2 号~7 号加热器抽汽过热度随发电量的变化。由图 2 可知,各级加热器的过热度均随机组发电量上升而下降,但与传统机组不同的是, BEST 机组各级加热器的过热度下降更快。其中, 4 号加热器的过热度降低最显著,在发电量为 1 027 MW 时降低了 335℃;而 3 号加热器的过热度降低最小,在 VWO 工况下降了 160℃。另外,不同加热器的过热度随负荷升高的变化趋势也有明显差异。对于传统机组,各级加热器的抽汽过热度均高于零,但 BEST 机组的 7 号加热器在全负荷下

的过热度均为零,因为此时小汽轮机末级排汽均为湿蒸汽。并且随发电量增大, BEST 机组中小汽轮机部分出现湿蒸汽的级数逐渐增多。在机组发电量为 728 MW 时,小汽轮机从第 4 级就出现湿蒸汽,导致 BEST 机组 6 号和 7 号加热器的过热度也变为零。

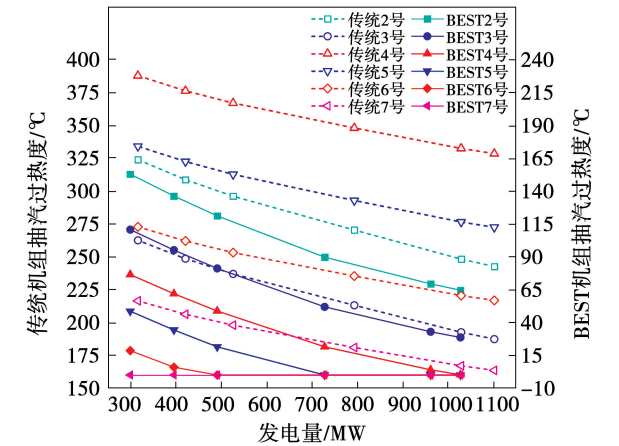


图 2 加热器抽汽过热度随发电量的变化
Fig.2 Variation of superheat degree of heater extraction steam with loads

表 3 对比了两机组各工况的发电量。由表 3 可知, BEST 机组在各工况的发电量均比传统机组小,且两机组发电量差值随发电量下降而减小,在 30% THA 时为 17 MW。在相同主蒸汽流量下, BEST 机组和传统机组发电量小于传统机组。

表 3 BEST 机组和传统机组发电量对比

Tab.3 Comparison of power generation capacities of traditional and BEST units			
工况	BEST 机组/MW	传统机组/MW	差值/MW
VWO	1 027	1 102	- 75
100% THA	962	1 029	- 67
75% THA	728	793	- 65
50% THA	491	526	- 35
40% THA	395	421	- 26
30% THA	299	316	- 17

图 3 对比了两机组的热效率和热耗率随发电量的变化。可以看出,热耗率均随机组发电量增加而降低,热效率均随发电量增加而提高。相比传统机组, BEST 机组的节能优势在所有发电量下均很显著,其中在 728 MW 发电量下节能效果最为明显,其

热效率比传统机组提高 0.62 个百分点,而在 299 MW 时节能效果最小,热效率仅比传统机组高出 0.2 个百分点。随发电量增加,BEST 机组相比传统机组的热效率的提高呈现先增后减的趋势。

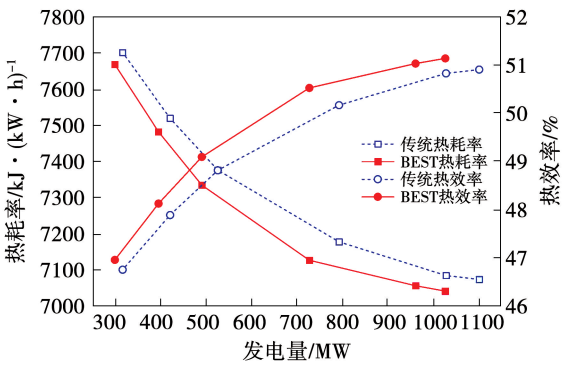


图 3 热效率和热耗率随发电量的变化
Fig. 3 Variation of thermal efficiency and heat rate with loads

由式(6)可知,BEST 机组对能耗的降低是锅炉中的吸热量(A)、锅炉给水焓(B)、主汽轮机的损失(C)、小汽轮机对主汽轮机损失的抵消作用(D)等 4 个因素共同作用的结果,其对系统节能降耗的贡献随发电量增加呈现不同的变化。另外,两种机组在不同发电量下的热效率变化范围均为 4.1 个百分点,但上述 4 种因素的变化都将影响 BEST 机组的节能效果,下文从加热器侧和汽机侧分别进行分析。

2.2 加热器侧对热效率的影响

为分析加热器侧对热效率的影响,定义 $\lambda_w = 1/(1 - B/A)$ 为给水焓影响系数。图 4 为两种机组中给水温度 t_w 和影响系数 λ_w 随发电量的变化。

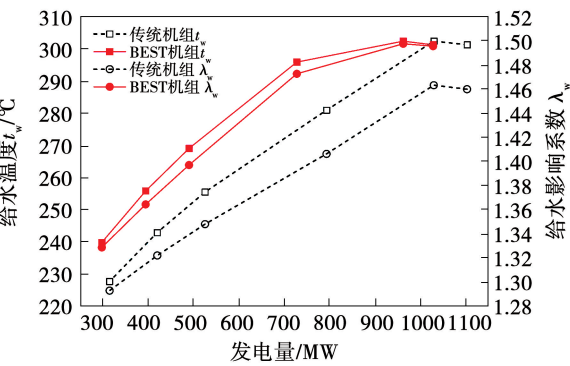


图 4 给水温度及其影响系数随发电量的变化
Fig. 4 Variation of feedwater temperature and influence coefficient with loads

由图 4 可知, t_w 随负荷增大而提高,当达到 100% THA 工况后略微下降。在主蒸汽量相同的情况下,BEST 机组在 299 ~ 1 000 MW 的锅炉给水温度均高于传统机组,其中在发电量 728 MW 下 BEST 机组的 t_w 超出传统机组 25 °C。锅炉给水温度的增大,相当于提高了锅炉平均吸热温度,因此 BEST 机组提高了机组循环热效率。在给水影响系数方面,BEST 机组 λ_w 在全负荷下均高于传统机组,且 $\Delta\lambda_w$ 提高幅度在发电量 728 MW 时达到最大,为 8.1 个百分点,即锅炉给水的影响在高发电量和低发电量运行时对 BEST 机组的节能贡献相对较小。另外, λ 总体呈现先上升后下降的趋势,在 100% THA 时均达到最大值,两机组分别为 1.50 和 1.46。但随发电量降低其提高能力也逐渐减小,在 30% THA 时最小,两机组分别为 1.33 和 1.29。

加热器焓效率随发电量变化如图 5 所示。

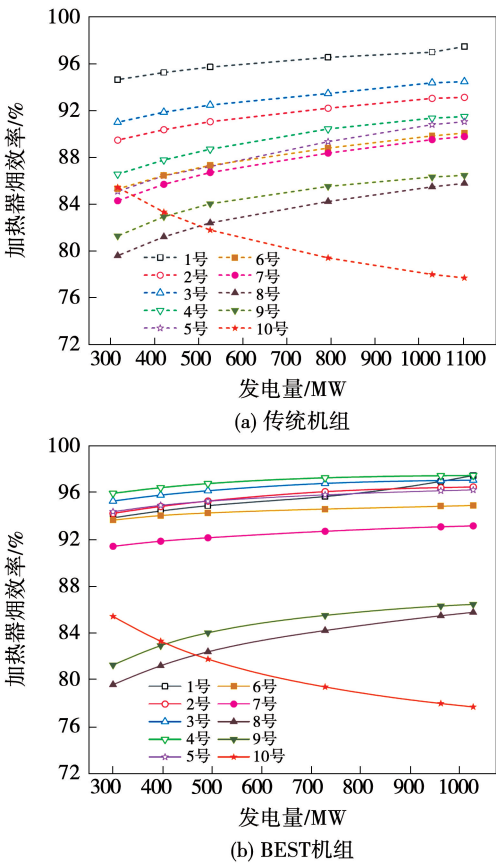


图 5 各级加热器焓效率随发电量的变化
Fig. 5 Variations of exergy efficiency of each stage heater with loads

由图 5 可知, BEST 机组中的 1 号加热器的烟效率在高发电量时略高于传统机组,但在发电量不高于 750 MW 时均低于传统机组,且随发电量降低两者间的差距愈加明显,在 299 MW 时达到 0.9 个百分点。利用小汽轮机抽汽加热 2 号~7 号加热器,使加热器的烟效率有明显提升,且提升程度随发电量上升而减小,但加热器烟效率的提升幅度各有差异。其中 4 号加热器在 1 027 MW 时提升 6 个百分点,当发电量降至 299 MW 时可提高 10 个百分点,烟效率提升最为明显;3 号加热器在 1 027 MW 和 299 MW 时分别提高 3 个和 4 个百分点,提升幅度最小。两机组的 8 号~10 号加热器的烟效率及变化趋势差异不大。总体来看,除 1 号加热器外, BEST 机组的各加热器烟效率随发电量下降的降低幅度均小于传统机组,由此更能保证低发电量下加热器的效率。

结合图 3 和图 5 可知,各加热器的烟效率提高量与抽汽过热度的降低程度密切相关,这不仅解释了 3 号和 4 号加热器烟效率提高幅度的不同,也阐明了 1 号、8 号、9 号和 10 号加热器烟效率基本不变的原因。所以 BEST 机组不仅能充分利用小汽轮机的排汽余热,而且可以通过降低抽汽过热度有效提升 2 号~7 号加热器的烟效率。

2.3 汽轮机侧分析

对于主汽轮机,其各级抽汽量和末级排汽状态是影响其热效率的主要原因。由于主汽轮机末级排汽焓值明显大于其他项,因此其变化对机组效率的影响更大。定义 $\lambda_T = 1 - C/A + D/A$ 为汽轮机侧影响。整理两机组数据可得图 6。由图 6 可知,两机组的 λ_T 随负荷变化有所不同,传统机组为先小幅上升后大幅下降,当发电量达到 1 029 MW 后又快速上升;而 BEST 机组为先下降后增大,其拐点为 890 MW。对比可知,传统机组的汽轮机侧影响在全负荷内均明显高于 BEST 机组,且二者差距在发电量为 728 MW 时达到最大,为 1.2 个百分点;在发电量为 1 027 MW 时缩小为 0.5 个百分点。其原因为: BEST 机组相较于传统机组的再热蒸汽量减少,故进入主汽轮机的热量减少,但冷端的排汽焓却没有明显变化,导致冷端损失相对增大,使汽轮机侧

BEST 机组侧对热效率的影响低于传统机组。与传统机组相比, BEST 机组汽轮机侧影响在低发电量时的变化有所不同,这与 BEST 机组的结构相关。

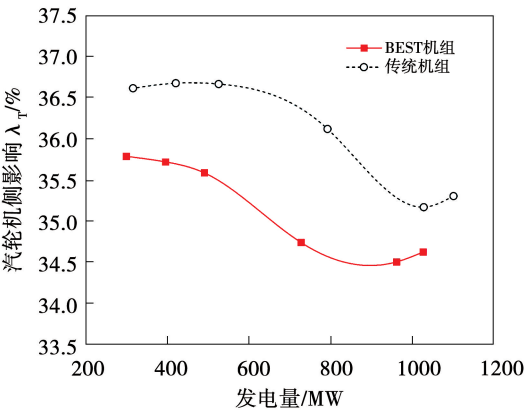


图 6 汽机侧对热效率的影响

Fig. 6 Effect of steam turbine side on thermal efficiency

图 7 给出了主汽轮机损失 ($\zeta_{MT} = C/A$)、小汽轮机的贡献 ($\zeta_{AT} = D/A$) 及 BEST 机组的总损失 ($\zeta_T = C/A - D/A$) 随机组发电量的变化。由图 7 可知,主汽轮机损失和总损失的变化趋势相同,由于小汽轮机输出的轴功 W_{AT} 较小,且给水泵轴功 W_p 的影响抵消了其轴功部分影响,所以对汽轮机部分的总损失影响不大。小汽轮机对机组热效率的贡献最大值 1.35 个百分点出现 299 MW 时,但此时 BEST 机组相较于传统机组的热效率提高了 0.3 个百分点,所以小汽轮机部分是在低发电量时显著提高了 BEST 机组的节能效果。

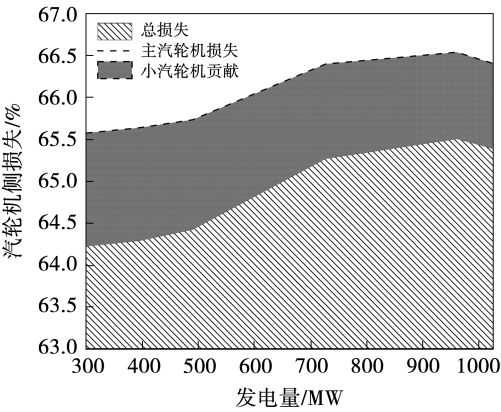


图 7 BEST 机组汽轮机的损失变化

Fig. 7 Variation in loss of steam turbine of BEST unit

2.3.1 主汽轮机对热效率的影响

由于主汽轮机的影响由末级排汽和各级汽轮机抽汽构成,下文分别从排汽损失($\zeta_c = h_c/A$)、超高压缸抽汽损失($\zeta_1 = (h_1 - h_c) \alpha_1/A$)和低压缸各级抽汽损失($\zeta_i = (h_i - h_c) \alpha_i/A$)3 个方面分析主汽轮机侧的影响。图 8 为两机组抽汽损失随发电量的变化。

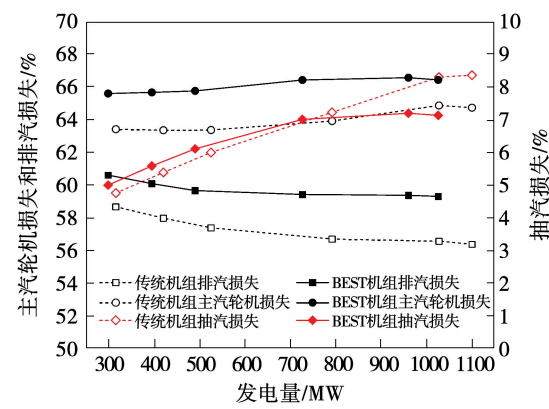


图 8 主汽轮机损失排汽和抽汽损失的变化

Fig. 8 Variation in loss of exhaust steam and extraction steam in main steam turbine

由图 8 可知,主汽轮机损失约为 64% ~ 66%,而排汽损失约为 57% ~ 60%,由此可以得到两点结论:(1) 排汽损失是两种机组主要损失;(2) BEST 机组与传统机组在汽轮机影响方面的差距是主汽轮机排汽损失造成的,与小汽轮机无关。另外,主汽轮机的抽汽损失和排汽损失随发电量增加变化趋势不同,前者随机组发电量增大而增加,后者则随之减小。BEST 机组的抽汽损失在全负荷范围内的增长速度比传统机组慢,且在高于 962 MW 时 BEST 机组抽汽损失会有略微下降。在发电量低于 728 MW 时,BEST 机组的抽汽损失高于传统机组,最大为 299 MW 时的 0.3 个百分点;而当发电量高于 728 MW 时,其抽汽损失则低于传统机组,且两者间的差距随负荷增大而提高,如在 1 027 MW 时比传统机组低 1.3 个百分点,这也解释了主汽轮机损失随发电量先增后降的变化。BEST 机组的排汽损失在所有发电量下均高于传统机组,且两者间的差距随发电量增加而增大,从 299 MW 时的 2 个百分点增加到 1 027 MW 下的 3 个百分点。

以上表明,BEST 机组在高发电量时充分利用了主汽轮机的抽汽热量,虽然低发电量下抽汽损失的能量比传统机组多。但结合图 4 可知,BEST 机组的给水温度明显高于传统机组,所以抽汽损失略高并未削弱其节能效果。另外,BEST 机组的再热蒸汽量相较于传统机组大幅下降,导致进入主汽轮机中的蒸汽量减少,而两种机组冷端排汽损失的能量大致相当,因此 BEST 机组的排汽损失相对于传统机组要大,这是 BEST 机组的不足。

图 9 为 BEST 机组主汽轮机各级抽汽损失随发电量的变化。由图 9 可知,当 BEST 机组的发电量为 299 ~ 962 MW 时,超高压缸的抽汽损失呈现先升后降的趋势,在 962 MW 达到最大值为 6.4%。而低压缸的各级抽汽损失占比很小,且随发电量上升其变化不显著。超高压缸的排汽损失占总抽汽损失的 91%,因此超高压缸的排汽损失是主要损失。

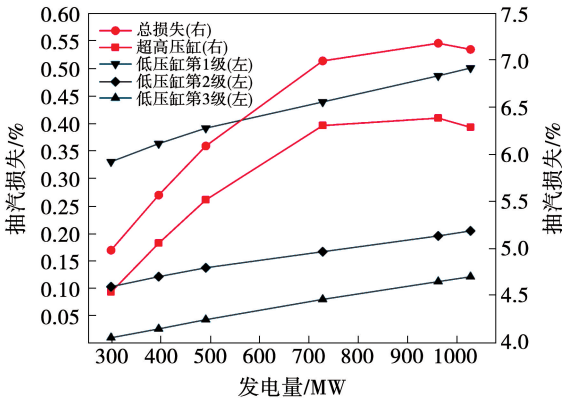


图 9 BEST 机组主汽轮机各级抽汽损失的变化

Fig. 9 Variation in loss of each stage extraction steam in main steam turbine of BEST unit

综合图 8 和图 9 可知,BEST 机组的排汽损失高于传统机组,但是以超高压缸排汽损失为主的主汽轮机抽汽损失随发电量上升的变化抵消了其排汽损失过大所造成的影响,使得 BEST 机组的主汽轮机损失只是略高于传统机组。

2.3.2 小汽轮机对热效率的影响

随机组发电量降低,锅炉给水压力和流量降低。小汽轮机既要满足锅炉给水温度,也要满足给水压力的要求,因此在变工况下机组给水泵和辅助发电机间的能量分配可能发生变化,并影响机组热效率。

计算在不同发电量下小汽轮机、辅助发电机、给水泵的轴功,可得辅助发电机的轴功比和给水泵的轴功比结果如图 10 所示。由图 10 可知,随发电量下降,小汽轮机发电量从 VWO 工况时的最高值 70 MW 到 30% THA 工况时仅为 16 MW,同时给水泵所占的轴功比也从 55% 降到 20%。在此过程中,辅助发电机的轴功仅从 31.5 MW 降到 12.8 MW,而给水泵轴功则从 38.5 MW 降到 3.2 MW,导致辅助发电机相对出力增大,由此提高了低发电量时小汽轮机对机组热效率的贡献。

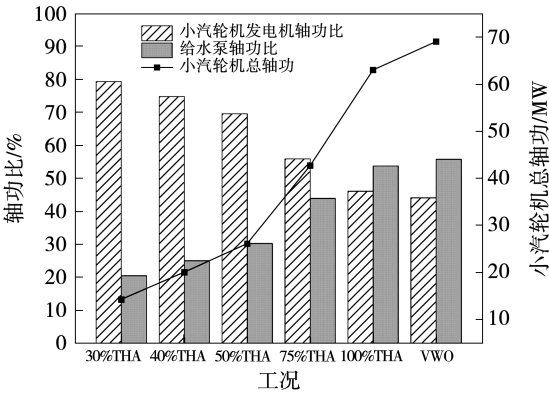


图 10 BEST 机组小汽轮机轴功比

Fig. 10 Shaft power ratio of auxiliary steam turbine of BEST unit

综上可知,虽然小汽轮机对汽轮机侧的贡献占比不大,但其贡献度随发电量降低而提高,到负荷为 299 MW 时为 1.35 个百分点,比发电量为 962 MW 时的贡献为增加了 0.26 个百分点,证明小汽轮机的引入有利于提高低发电量下的节能效果。同时,在发电量 299 MW 下 BEST 机组热效率仅比传统机组高出 0.2 个百分点,所以相较于传统机组,小汽轮机对主汽轮机损失的抵消作用是 BEST 机组在低发电量下的优势,同时也证明了 BEST 机组相较于传统设计在低发电量下是否节能取决于小汽轮机对主汽轮机部分损失的抵消能力。

3 结 论

(1) BEST 机组大幅降低了 2 号~4 号高压加热器、除氧器、1 号和 2 号低压加热器的过热度,显著提高了其焓效率;相比传统机组,BEST 机组的节能优势在所有发电量下均很显著,在 728 MW 发电

量下节能效果最为明显;随发电量增加,BEST 机组相比传统机组的热效率的提高呈现先增后减的变化趋势。

(2) BEST 机组对能耗的降低是锅炉中的吸热量、锅炉给水焓、主汽轮机的损失、小汽轮机对主汽轮机损失的抵消等共同作用的结果。

(3) 除 1 号加热器外,随负荷下降,BEST 机组各加热器焓效率的降低幅度均小于传统机组,由此更能保证低负荷下的加热器效率;虽然 BEST 机组的排汽损失高于传统机组,但以超高压缸抽汽损失为主的主汽轮机抽汽损失随负荷上升的变化抵消了其排汽损失过大所造成的影响,使 BEST 机组的主汽轮机损失略高于传统机组;通过小汽轮机对外输出电能补偿了汽轮机部分的损失,使得汽轮机部分的损失并未抵消锅炉给水对热效率的贡献,由此保证了 BEST 机组的节能效果。

(4) BEST 机组小汽轮机对汽轮机侧的贡献占比不大,但其贡献度随发电量降低而提高,因此,相较于传统机组,BEST 机组在低发电量下是否节能取决于小汽轮机对主汽轮机部分损失的抵消能力。

参考文献:

[1] LI Y. Dynamics of clean coal-fired power generation development in China[J]. Energy Policy,2012,51:138-142.

[2] 朱朝阳. BEST 热力系统焓升分配和再热蒸汽压力优化[J]. 热力发电,2017,46(4):88-92.

ZHU Chaoyang. Enthalpy rise distribution and optimization of reheat steam pressure in BEST system[J]. Thermal Power Generation,2017,46(4):88-92.

[3] BLUM R,BUGGE J,KJAER S. AD700 innovations pave the way for 53 percent efficiency [J]. Modern Power Systems, 2008, 28(11):15-19.

[4] KJAER S,DRINHAUS F,KJAER S,et al. A modified double reheat cycle[C]//ASME 2010 Power Conference,2010:28-293.

[5] 王雅倩,付亦葳,张泽雄,等. BEST 系统变工况特性及控制方式研究[J]. 热能动力工程,2019,34(5):42-48.

WANG Yaqian,FU Yiwei,ZHANG Zexiong,et al. Study on off-design characteristics and control methods of BEST system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2019,34(5):42-48.

[6] 付亦葳,谢 天,刘永林,等. BEST 系统与常规系统的对比研究[J]. 热能动力工程,2017,32(7):7-16,135.

FU Yiwei, XIE Tian, LIU Yonglin, et al. Comparative study of BEST system and conventional system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2017, 32(7): 7-16, 135.

[7] 阚伟民,宋景慧,周璐瑶,等. 超超临界机组采用 MC 系统的变工况性能研究[J]. 热力发电, 2014, 43(7): 41-44.

KAN Weimin, SONG Jinghui, ZHOU Luyao, et al. Off-design performance of an ultra-supercritical power unit applying MC system [J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(7): 41-44.

[8] 蔡小燕,张燕平,李 钰,等. 700 ℃超超临界燃煤发电机组热力系统设计及焓分析[J]. 动力工程学报, 2012, 32(12): 971-978.

CAI Xiaoyan, ZHANG Yanping, LI Yu, et al. Design and exergy analysis on thermodynamic system of a 700 ℃ ultra supercritical coal-fired power generating set [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2012, 32(12): 971-978.

[9] YANG Mei, ZHOU Yunlong, WANG Di, et al. Thermodynamic cycle analysis and optimization to improve efficiency in a 700℃ ultra-supercritical double reheat system [J]. Journal of Thermal Analysis and Calormetry, 2020, 141: 83-94.

[10] 王 渡,陈 豪,魏佳倩,等. 1 000 MW 机组不同 BEST 级数下变工况回热特性研究 [J]. 热能动力工程, 2022, 37(1): 34-40, 48.

WANG Du, CHEN Hao, WEI Jiaqian, et al. Research on regenerative characteristics of 1 000 MW units at different BEST stages under variable operating conditions [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(1): 34-40, 48.

[11] 李冰天. 1 000 MW 超超临界 EC-BEST 二次再热机组经济性分析[J]. 热能动力工程, 2018, 33(11): 36-41, 63.

LI Bingtian. Economic analysis of 1 000 MW ultra supercritical EC-BEST secondary reheat unit [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(11): 36-41, 63.

[12] PLOUMEN P, STIENSTRA G, KAMPHUIS H. Reduction of CO₂ emissions of coal fired power plants by optimizing steam water cycle [J]. Energy Procedia, 2011(4): 2074-2081.

[13] 张思瑞. 1 000 MW 二次再热双机回热系统设计与优化 [D]. 北京: 华北电力大学, 2019.

ZHANG Sirui. Design and exergy analysis of 1 000 MW double-reheat double-turbine regeneration system [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.

[14] 蔡小燕. 700 ℃超超临界燃煤发电机组系统设计及热经济性研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2013.

CAI Xiaoyan. Research on system design and thermal economy of 700 ℃ ultra supercritical coal-fired power plant [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2013.

[15] 廖先伟. 抽汽背压式给水泵汽轮机热力系统优化与控制研究 [D]. 南京: 东南大学, 2018.

LIAO Xianwei. Optimization and control-strategy of backpressure extraction feedpump turbine system [D]. Nanjing: Southeast University, 2018.

[16] WANG Jing, DUAN Liqiang, YANG Jinfu, et al. Energy saving optimization study on regenerative system of 700 ℃ single reheat ultra-supercritical unit with BEST [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(7): 632-641.

[17] 郑体宽. 热力发电厂 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2008.

ZHENG Tikuan. Thermal power plants [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2008.

[18] 乔加飞,张 磊,刘颖华,等. 二次再热机组双机回热系统热力性能分析 [J]. 热力发电, 2017, 46(8): 59-63.

QIAO Jiafei, ZHANG Lei, LIU Yinghua, et al. Study on thermal performance of double-turbine regeneration system in double-reheat unit [J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(8): 59-63.

(刘 颖 编辑)