

Analysis and Research of High Back Pressure Heating Unit Using Low Pressure Bypass for Heating

Yong Zhou¹, Hongli Li², Qinpeng Zhang¹, Feng Li¹, Xuedong Wang³

¹Huadian Zhangqiu Power Generation Co. Ltd., Ji'nan Shandong

²Shandong Company of Huadian Group Co. Ltd., Ji'nan Shandong

³Huadian Electric Power Research Institute Co. Ltd., Hangzhou Zhejiang

Email: zhangqiudianchang@163.com

Received: Jul. 20th, 2020; accepted: Aug. 3rd, 2020; published: Aug. 10th, 2020

Abstract

The heating method and system design using low pressure bypass of a 135 MW high back pressure heating unit are introduced. Based on the performance test of the unit after retrofit of high back pressure, the performance indexes of each condition during heating period at high back pressure are obtained, which can be used as the basis of analyzing heating performance of low pressure bypass. Under three typical test conditions of 123 MW, 110 MW and 77 MW, the low pressure bypass is used for heating. The thermalized power generation rate decreases by 28%~31.2%. The heat supply of condenser increases by 51%~58%, and the heating safety coefficient increasing by 7.2%~10.4% compared with its original value. The minimum electric load decreases from 77.36 MW to 60.03 MW. The reduced minimum power load is about 44.47% of the rated power output before retrofit, which is less than the lowest stable combustion load of the boiler at pure condensing state. After the low pressure bypass reformed, heating capacity of the unit has increased. The lowest electric load is reduced. The peak regulating interval of the unit has enlarged, improving the flexibility of low electric load dispatching.

Keywords

Cogeneration, High Back Pressure Heating, Low Pressure Bypass, Heating Capacity, Power Output Capacity

高背压供热机组利用低压旁路供热的分析研究

周 勇¹, 李红利², 张钦鹏¹, 李 峰¹, 王学栋³

¹华电章丘发电有限公司, 山东 济南

²华电集团有限公司山东公司, 山东 济南

³华电电力科学研究院有限公司, 浙江 杭州
Email: zhangqiudianchang@163.com

收稿日期: 2020年7月20日; 录用日期: 2020年8月3日; 发布日期: 2020年8月10日

摘要

介绍了某135 MW等级高背压供热机组利用低压旁路供热的方法和系统设计, 由机组高背压改造后的性能试验, 得到机组高背压供热状态下各工况运行的性能指标, 作为低压旁路供热性能分析的依据。在123 MW、110 MW、77 MW三个典型试验工况下, 机组利用低压旁路供热, 热化发电率降低28%~31.2%, 凝汽器供热量增加51%~58%, 全厂供热安全系数提高7.2%~10.4%; 机组最低电负荷由77.36 MW降低到60.03 MW, 约为高背压改造前额定功率的44.47%, 小于纯凝状态锅炉的最低稳燃负荷。机组实施低压旁路供热改造后, 供热能力增加, 最低电负荷降低, 机组调峰区间扩大, 提高了低电负荷调度的灵活性。

关键词

热电联产, 高背压供热, 低压旁路, 供热能力, 调峰能力

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

居民供热作为民生工程, 为满足热用户的采暖需求, 热电联产企业需要按照热网最大热负荷运行。近10年, 随着国家节能减排形势的发展, 以及城市居民供热量的快速增长, 北方城市出现了许多大容量高温循环水供热机组。华能烟台电厂于2009年首次在150 MW机组上完成了提高凝汽器背压的技术改造, 为超高压135 MW~150 MW等级机组的高背压循环水供热改造进行了有益的探索[1] [2] [3] [4]; 2011年华电国际十里泉发电厂首次在135 MW机组上进行了“双背压双转子互换”的供热改造[5] [6] [7]。据不完全统计, 目前在全国范围内已有近30台135 MW、200 MW、300 MW等级的机组实施了双背压双转子互换循环水供热技术改造[8] [9] [10] [11]。

机组高背压循环水供热将原来从冷却塔排入自然界的热量回收利用, 节约供热用蒸汽, 提升了供热能力, 提高了汽轮机组的经济效益[12] [13]。抽凝机组、纯凝机组高背压供热改造后, 供热能力达到较高的水平, 但实行“以热定电”的运行方式, 运行方式和调节方式单一, 如135 MW等级的纯凝机组高背压供热改造后, 采暖季节, 机组负荷变化区间为90 MW~125 MW, 机组运行的灵活性和调峰能力降低。“三北”地区, 供热机组的台数和装机容量都占有相当大的比例, 导致采暖季节热电负荷矛盾, 为了保证居民采暖需要, 近几年北方区域普遍存在弃风现象。高背压循环水供热机组的调峰区间更小, 大量高背压循环水供热机组的出现加剧了电热负荷矛盾, 因此迫切需要解决其供热工况下灵活性和调峰能力差的问题。

利用机组高、低压旁路供热, 能够提高机组的供热量, 降低机组供热工况下的电负荷, 提高机组低负荷下的调峰能力。某发电企业以超临界350 MW抽凝机组为研究对象, 对比分析了典型汽轮机旁路供

热方案的技术特点,研究了汽轮机高低旁路联合供热方案对供热机组热电解耦特性及供热能力和电负荷调峰能力的影响[14]。对于 135 MW 等级高背压供热机组,由于其容量小、供热能力较高,企业一般不再考虑提升其供热能力的方法。本文对 135 MW 高背压循环水供热机组热力系统进行改造,利用低压旁路供热,提高了凝汽器供热量和机组的调峰能力。

2. 机组本体和旁路技术规范

2.1. 机组技术规范

某发电公司一期建有 2 台 135 MW 纯凝机组,于 2012 年、2015 年改造为高背压循环水供热机组。采暖季节,1 号机组高背压纯凝运行,2 号机组高背压抽凝运行,两台机组都承担基本热负荷,调峰能力有限。1 号汽轮机组改造后高背压纯凝工况技术规范如表 1 所示。

Table 1. Technical specification of unit 1 after high back pressure reform

表 1. 1 号机组高背压改造后技术规范

项目	单位	参数	项目	单位	参数
型号	/	N123-13.24/535/535	额定功率	MW	122.372
主汽压力	MPa	13.24	主汽温度	℃	535
额定进汽量	t/h	435	再热蒸汽压力	MPa	2.44
再热蒸汽温度	℃	535	排汽压力	kPa	49.3
循环水流量	t/h	7700	循环水进水温度	℃	55
循环水出水温度	℃	78	热耗率	kJ/kW·h	3638.55

2.2. 低压旁路及减温减压装置技术参数

机组设置 30% 的低压旁路,旁路减温水来自于凝泵出口的凝结水。进入低压旁路的再热蒸汽经过减温减压后进入凝汽器。低压旁路与减温减压装置设计参数如表 2 所示。

Table 2. Design parameters of low pressure bypass and temperature and pressure reducing device

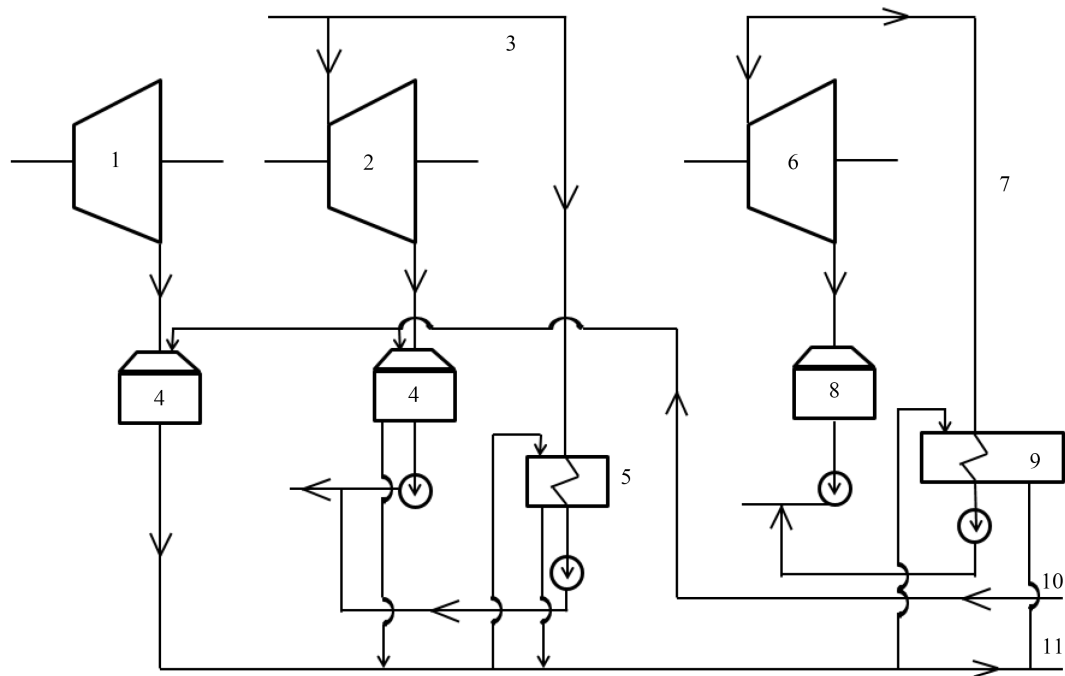
表 2. 低压旁路与减温减压装置设计参数

项目	节流前后压力 MPa	减温前后温度 ℃	蒸汽流量 t/h	减温水量 t/h
低压旁路	2.295/0.588	535/160	120	20
减温减压装置	0.588/0.294	160/70	220	15.5

3. 汽轮机低压旁路供热方案研究

3.1. 低压旁路供热方案选择

发电企业内一、二期供热系统如图 1 所示。一期两台 135 MW 机组利用高温循环水供热,承担基本热负荷,供热量较大,热网循环水经过 1 号、2 号机组凝汽器加热以后,少量进入一期机组的供热首站,经 2 号机组中低压缸连通管抽汽加热后,与大部分热网循环水混合,进入厂内的热网首站,经过 3 号、4 号 300 MW 等级机组抽汽二次加热后,供给外部供热管网。



1、1号高背压供机组；2、2号高背压供热机组；3、2号机组采暖抽汽管道；4、高背压供热机组凝汽器；5、一期机组首站换热器；6、300MW等级抽凝机组；7、抽凝机组采暖抽汽管道；8、抽凝机组凝汽器；9、热网首站换热器；10、外部热网回水管道；11、外部热网供水管道

Figure 1. Schematic diagram of heating system in the power plant

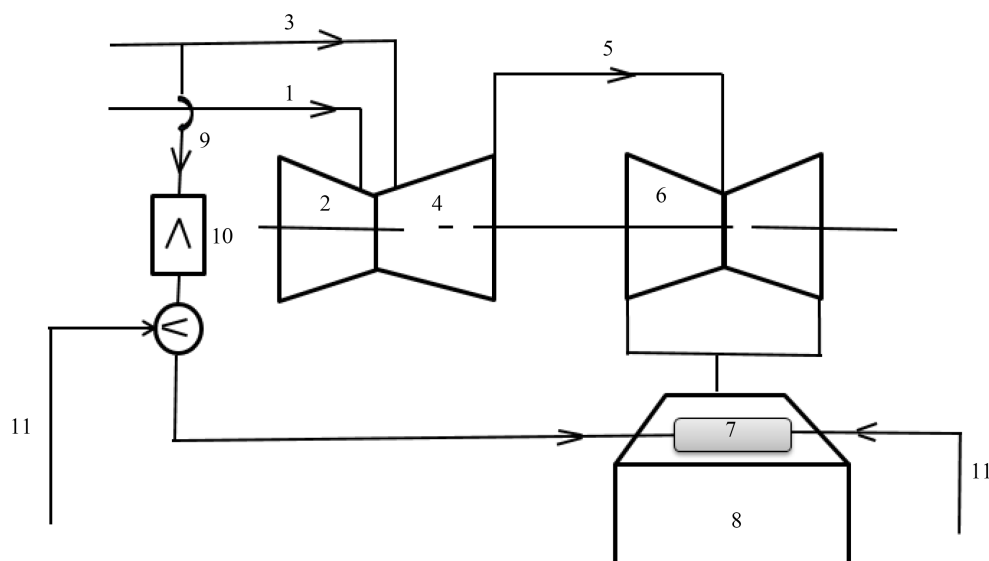
图 1. 厂内供热系统示意图

一期两台 135 MW 机组利用高温循环水供热，供热量较大，缺点是调峰灵活性降低，调峰区间变小。但基于机组主要承担基本热负荷，调峰的灵活性要求低，而且 2 号机组已经有中低压缸连通管抽汽，具有一定的调节热负荷和电负荷的能力，因此只进行 1 号机组低压旁路供热改造设计。低压旁路供热有两种方案可供选择，第一种方案是低压旁路直接排汽到机组凝汽器：机组低压缸喷水系统进行改造，按照低压旁路的最大通流量设计喷水流量，扩大凝结水泵出口到凝汽器喉部喷水管道管径，机组再热蒸汽经减温减压后直接排到凝汽器，与低压缸排汽共同加热热网循环水，扩大凝汽器供热量。第二种方案是对低压旁路进行改造，低压旁路外供蒸汽至 1 号、2 号机组供热首站：低压旁路门后抽出的蒸汽经减温减压后的参数与 2 号机组中压缸排汽相同，供汽到 1 号、2 号机组的供热首站加热两台机组的凝汽器出水，扩大机组抽汽供热量。

以上两种低压旁路改造方案中的低压旁路供蒸汽方案，需要从低压旁路阀后加装蒸汽管道和有关阀门到 1 号、2 号机组的供热首站，系统改造工作量和投资较大，优点是加热温度较高的凝汽器出水，能量的梯级利用效率比直接加热低温的凝汽器进水高。低压旁路直接排汽到凝汽器方案，需要对低压缸喷水系统进行改造，扩大喷水管道管径，增加凝泵出口到低压缸的喷水量，直接对原设计的喷水系统进行改造，投资较小，系统简单。因此采用低压旁路排汽到凝汽器方案对机组进行改造，扩大凝汽器供热量。

3.2. 低压旁路供热系统设计

机组设计低压旁路及减温减压系统如图 2 所示。再热蒸汽经过低压旁路门后，与旁路减温水混合后减温减压进入凝汽器，旁路减温水来自于凝泵出口凝结水；混合蒸汽进入凝汽器后，经过减温水二次减温减压，排到凝汽器喉部。



1、主蒸汽管；2、高压缸；3、再热蒸汽管；4、中压缸；5、中低压缸连通管；6、低压缸；7、减温减压装置；8、凝汽器；9、低压旁路；10、低压旁路调整门；11、凝结水。

Figure 2. Low pressure bypass and temperature and pressure reducing system diagram

图 2. 低压旁路及减温减压系统图

4. 机组高背压供热和低压旁路供热性能指标

4.1. 机组高背压供热性能指标

机组高背压供热改造后，为了验证机组性能并与设计数据进行比较，进行了 1 号机组高背压供热期的性能试验。性能试验依据标准 GB/T 8117.1 《汽轮机热力性能验收试验规程》，机组在单元制下运行，试验时稳定机组电负荷和机炉运行参数，测量发电机功率，进出汽轮机本体和辅机、热力系统的工质压力、温度、流量，进出锅炉的工质压力、温度、流量，由试验数据计算机组热耗率、缸效率、循环水供热量。参考汽轮机热力计算书，确定机组试验负荷为 123 MW、110 MW 和 77 MW 三个工况，试验结果与设计数据进行比较，并作为机组日常运行性能分析的依据。机组部分性能试验结果如表 3 所示。

Table 3. Performance test results of unit 1 during high back pressure heating period

表 3. 1 号机组高背压供热期的性能试验结果

名称	单位	123 MW 工况	110 MW 工况	77 MW 工况
发电机有功功率	kW	123,405	110,434	77,357
主汽压力	MPa	13.154	12.870	10.729
主汽温度	°C	530.14	533.20	513.38
主汽流量	t/h	433.689	382.754	282.525
再热蒸汽压力	MPa	2.592	2.271	1.619
再热蒸汽温度	°C	536.72	534.99	484.06
再热蒸汽流量	t/h	354.485	306.280	220.158
中排蒸汽压力	MPa	0.314	0.277	0.200
中排蒸汽温度	°C	253.31	252.18	219.67
低压缸排汽压力	kPa	44.54	38.12	27.34

Continued

低压缸排汽焓(UEEP)	kJ/kg	2655.5	2643.1	2607
中压缸效率	%	91.76	92.03	91.48
低压缸效率(UEEP)	%	85.29	87.40	84.93
凝泵出水压力	MPa	1.547	1.332	0.965
凝泵出水温度	℃	78.32	74.48	66.78
凝汽器热井水温	℃	79.03	75.15	67.46
循环水进水压力	MPa	0.569	0.551	0.540
循环水出水压力	MPa	0.478	0.460	0.448
循环水进水温度	℃	49.39	48.90	47.91
循环水出水温度	℃	77.99	74.17	66.63
循环水供水流量	t/h	6327.581	6290.813	6314.708
热耗率	kJ/kW·h	3694.0	3714.6	3726.6
循环水供热量	MW	210.287	184.670	137.222

机组高背压供热工况下运行,在锅炉额定蒸发量条件下,机组发电出力最大为 123 MW,最大供热量为 210.287 MW;机组试验时的最小负荷为 77 MW,进一步降低负荷至 75 MW 时,发出“1 号轴承振动大”报警信号,在降负荷的过程中,1 号轴承振动持续爬升并超过报警值 125 μm ,因此机组高背压供热工况运行的调峰区间为 77 MW~123 MW,为满足供热需要,机组实际运行最小电负荷为 90 MW。而机组改造前的调峰区间为 67.5 MW~135 MW,高背压供热改造,使得机组的调峰区间变小。

在 123 MW、110 MW、77 MW 三个试验工况下,机组中压缸效率为 91.48%~92.03%,低压缸效率为 84.93%~87.40%,热耗率为 3694.0 kJ/kW·h~3726.6 kJ/kW·h;而机组在设计纯凝额定 123 MW 工况下的热耗率为 3638.55 kJ/kW·h,中压缸效率为 92.0%,低压缸效率为 90.60%。机组试验中、低压缸效率低于设计值,热耗率高于设计值,试验得到的运行性能达不到设计指标。

4.2. 机组低压旁路供热的性能指标

机组运行性能达不到设计值,利用实际性能数据进行低压旁路供热的热力计算。在高背压 110 MW 以上工况,机组在接近额定参数条件下运行,低压旁路通流量为 120 t/h;在最小电负荷 77 MW 工况,低压旁路通流量为机组进汽流量的 30%。旁路蒸汽进入凝汽器前后,低压缸排汽压力和排汽焓不变,利用低压旁路减温减压供热的热力计算结果如表 4 所示,将表 4 中计算结果与表 3 中试验结果进行比较,分析低压旁路供热改造对机组发电功率、供热能力和调峰能力的影响。

Table 4. Result of the effect of low pressure bypass heating on performance index of the turbine

表 4. 机组低压旁路供热对主机性能指标影响

名称	单位	123 MW 工况	110 MW 工况	77 MW 工况
发电机功率	kW	123,405	110,434	77,357
再热蒸汽流量	t/h	354.485	306.280	220.158
再热蒸汽焓	kJ/kg	3542.4	3541.7	3436.7
低压旁路通流量	t/h	120	120	84.8
低压缸排汽焓(UEEP)	kJ/kg	2655.5	2643.1	2607

Continued

凝泵出水压力	MPa	1.547	1.332	0.965
凝泵出水温度	°C	78.32	74.48	66.78
凝泵出水焓	kJ/kg	329.06	312.80	280.25
低压旁路和减温减压装置的总喷水量	kg/h	45.75	46.27	30.24
凝汽器热井水温	°C	79.03	75.15	67.46
凝汽器热井水焓	kJ/kg	330.84	314.56	282.33
凝汽器热负荷增加值	kW	107,031	107,546	74,286
取中低压缸效率平均值	%	88.5	89.7	88.2
机组发电功率降低值	kW	26,164	26,868	17,238
计算机组发电出力	kW	97,241	83,566	60,029
凝汽器总供热量	MW	317.318	292.216	211.508
旁路供热前循环水供热量	MW	210.287	184.670	137.222
旁路供热前热化发电率	%	58.68	59.80	56.37
旁路供热后热化发电率	%	30.64	28.60	28.38

4.3. 供热能力和调峰能力变化的分析

由表 4 结果得知, 1 号机组实施低压旁路供热改造后, 在相同的主蒸汽流量条件下, 在 123 MW、110 MW、77 MW 三个典型工况, 发电功率分别降低 26,164 kW、26,868 kW、17,238 kW, 机组出力达到 97,241 kW、83,566 kW、60,029 kW; 相应工况下, 凝汽器供热量分别增加 107,031 kW、107,546 kW、74,286 kW, 凝汽器总的供热量为 317.318 MW、292.216 MW、211.508 MW。

机组利用低压旁路供热, 凝汽器供热量增大了 51%~58%, 同时最低电负荷由 77.36 MW 降低到 60.03 MW, 约为改造前额定功率的 44.47%, 而此时机组主蒸汽流量为 282.5 t/h, 为锅炉额定蒸发量的 65%, 远大于锅炉最低稳燃负荷的蒸发量, 锅炉运行安全性提高。机组实施低压旁路供热改造后, 最低电负荷降低, 机组调峰区间扩大, 提高了低负荷调度的灵活性, 调峰能力提高明显。

机组利用低压旁路供热, 热化发电率降低, 三个工况下分别降低 28.04%、31.20%、27.99%; 机组供热量增加, 供热安全系数增加, 与企业 2019~2020 年供热季单日最大热负荷 1033.1 MW 相比, 全厂供热安全系数提高 10.36%、10.42%、7.19%。机组实施低压旁路供热改造后, 供热能力增加、发电出力降低, 较好地改善了高背压供热机组调峰运行灵活性差的缺点。

4.4. 安全指标分析

机组振动和轴向膨胀。机组在高背压纯凝工况下运行, 当机组负荷低于 77 MW, 随着负荷的降低, 机组 1 号轴承振动大, 此振动主要是由于高压缸进汽不平衡引起的汽流激振。利用低压旁路供热, 虽然电负荷降低到 60.03 MW, 但主蒸汽流量不变, 高压缸进汽室部位转子径向受力不变, 所以对 1 号轴承振动没有影响。但是由于中压缸、低压缸进汽流量发生变化, 转子的轴向受力发生变化, 所以机组的膨胀和差胀也发生变化, 运行时要加强监控。

5. 结论

高背压供热机组属于热电联产机组, 遵循“以热定电”的运行方式, 限制了机组最低电负荷, 同时

由于机组改造后提高凝汽器背压运行, 机组最大出力比正常背压工况低。上述 135 MW 机组高背压供热改造后, 在采暖季节, 高背压纯凝供热工况运行的调峰区间为 90 MW~123 MW, 比改造前的调峰区间小, 尤其是低负荷工况不能满足改造前的 50%额定工况。本文提出了利用机组低压旁路供热的方法和系统设计, 机组利用低压旁路供热, 热化发电率降低 28%~31.2%, 凝汽器供热量增加 51%~58%, 全厂供热安全系数提高 7.2%~10.4%。在试验的最大主蒸汽流量条件下, 发电出力由旁路改造前的 123.4 MW 下降到改造后的 97.24 MW, 凝汽器的供热量由 210.287 MW 增加到 317.318 MW; 机组最低电负荷由 77.36 MW 降低到 60.03 MW, 约为改造前额定功率的 44.47%, 小于纯凝状态锅炉的最低稳燃负荷。机组实施低压旁路供热改造后, 供热能力增加、最低电负荷降低, 机组调峰区间扩大, 提高了低负荷调度的灵活性, 调峰能力提高明显。

参考文献

- [1] 王学栋, 王德华, 郑威, 等. 150 MW 机组高背压供热改造的试验研究与分析[J]. 汽轮机技术, 2012, 54(5): 397-400.
- [2] 张秀琨, 郑刚, 刘传威, 等. 抽凝机组低真空循环水供热技术分析与应用[J]. 上海电力学院学报, 2009, 25(6): 543-546.
- [3] 王晓红, 孙超. 凝汽器低真空供热经济性分析[J]. 华电技术, 2009, 31(1): 37-39.
- [4] 张启林, 崔贤基, 叶东平, 等. 低真空循环水供热对汽轮机运行的影响[J]. 机械工程师, 2011(3): 32-34.
- [5] 成灏畏, 王学栋, 郝玉振. 140 MW 机组双背压双转子互换供热改造技术分析[J]. 发电与空调, 2013, 34(3): 5-8.
- [6] 王学栋, 姚飞等. 两种汽轮机高背压供热改造技术的分析[J]. 电站系统工程, 2013, 29(2): 47-50.
- [7] 王富民, 张晓霞, 李杨, 等. 可互换式双转子、双背压机组的研发及应用[J]. 热力透平, 2015, 44(3): 175-178.
- [8] 高炜, 蒋建平, 王宏伟. 汽轮机高背压改造在火电机组的应用[J]. 山东电力技术, 2013, 40(1): 59-61.
- [9] 韩中合, 肖炜刚, 安国银. 大型汽轮机供热改造方案研究[J]. 汽轮机技术, 2016, 58(3): 198-200.
- [10] 戈志华, 孙诗梦, 万燕, 等. 大型汽轮机高背压供热改造适用性分析[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(11): 3216-3222.
- [11] 成灏畏, 王学栋, 宋昂. 首台 300 MW 汽轮机循环水供热改造技术与经济指标分析[J]. 发电与空调, 2016, 37(1): 6-10.
- [12] 李其博. 火电机组高背压供热改造热力性能分析[D]: [硕士学位论文]. 济南: 山东大学, 2013.
- [13] 万燕, 孙诗梦, 戈志华, 等. 大型热电联产机组高背压供热改造全工况热经济分析[J]. 电力建设, 2016, 37(4): 131-137.
- [14] 薛朝囡, 杨荣祖, 王汀, 等. 汽轮机高低旁路联合供热在超临界 350 MW 机组上的应用[J]. 热力发电, 2018, 47(5): 101-105.