

Economic Analysis and Optimized Scheme of Feedwater Pump Turbine Retrofit of High Back Pressure Heating Unit

Xiewei Cheng¹, Xuedong Wang², Weijun Jiang³, Yan Song³

¹Shandong Company of Huadian Group Co. Ltd., Jinan Shandong

²Huadian Electric Power Research Institute Co. Ltd., Hangzhou Zhejiang

³Huadian Tsingdao Power Generation Co. Ltd., Qingdao Shandong

Email: cheng_xiewei@163.com

Received: Apr. 18th, 2020; accepted: Apr. 21st, 2020; published: Apr. 28th, 2020

Abstract

For three 300 MW grade high back pressure units heating with circulating water, the performance index of feed water pump turbine with one rotor reform scheme under three working conditions is studied experimentally. These conditions are operating condition before reform, high back pressure condition after reform and normal back pressure condition after modification. Under the condition of 300 MW before reform, the efficiency of feed water pump turbine of Tsingdao No.1 unit is 78.185%. Under normal back pressure condition after reform, the efficiency of three feed water pump steam turbines is 6%~8% lower than the design value. Under condition of high back pressure, the efficiency of three feed pump steam turbines is 15%~31% lower than the design value. The retrofit scheme of feed water pump steam turbine is optimized. The dual rotor scheme of a new and an old rotor as well as two new rotor schemes are analyzed and calculated. Adopting the dual rotor scheme of swapping a new and an old rotor, during non-heating period, the economy of the feed pump turbine to restore the original rotor is better. Compared with above modification scheme with one rotor, the auxiliary power consumption of a supercritical 350 MW high back pressure heating unit driven by electric pump increases over 2.9%, and its power supply coal consumption increasing 7.17 g/kW·h.

Keywords

Dual-Back Pressure and Dual-Rotor Exchange, Feed Water Pump Turbine, High Back Pressure Retrofit, Heating Supply with Circulating Water, Turbine Retrofit

高背压供热机组给水泵汽轮机改造的经济性分析和方案优化

成 溧 畏¹, 王 学 栋², 姜 维 军³, 宋 岩³

文章引用: 成溧畏, 王学栋, 姜维军, 宋岩. 高背压供热机组给水泵汽轮机改造的经济性分析和方案优化[J]. 清洁煤与能源, 2020, 8(2): 13-20. DOI: 10.12677/cce.2020.82003

¹华电集团有限公司山东公司, 山东 济南

²华电电力科学研究院有限公司, 浙江 杭州

³华电青岛发电有限公司, 山东 青岛

Email: cheng_xiewei@163.com

收稿日期: 2020年4月18日; 录用日期: 2020年4月21日; 发布日期: 2020年4月28日

摘要

针对3台300 MW等级高背压循环水供热机组, 试验研究了给水泵汽轮机实施一根转子的改造方案, 在改造前、改造后高背压工况、改造后正常背压工况下的性能指标。青岛1号机组改造前300 MW工况下, 给水泵汽轮机效率为78.185%; 改造后正常背压工况下, 三台机组给水泵汽轮机效率比设计值低6%~8%; 高背压供热工况下, 给水泵汽轮机的效率比设计值低15%~31%。本文对给水泵汽轮机的改造方案进行优化, 分析计算了一新一旧的双转子方案和两根新转子方案。采用一新一旧的改造方案, 即非供热期, 给水泵汽轮机恢复原转子运行的经济性较好。采用电泵驱动的超临界350 MW高背压供热机组比上述采用一根转子的改造方案, 厂用电率增加2.9%以上, 供电煤耗率增加7.17 g/kW·h。

关键词

双背压双转子互换, 给水泵汽轮机, 高背压改造, 循环水供热, 汽轮机改造

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

“双背压双转子互换”供热技术是汽轮机低压缸在供热期采用高背压设计的低压转子, 非供热期采用原设计的正常背压的低压转子, 两者互换。华电集团山东公司首创的“双背压双转子互换”改造技术解决了抽凝机组高背压供热改造的关键技术难题, 使得我国北方地区可以广泛地开展双背压双转子互换供热改造技术[1] [2]。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”的供热改造技术[3] [4] [5] [6]。

为了提高汽轮机组回热系统的经济性, 亚临界300 MW以上机组采用汽动给水泵。对于排汽到主机凝汽器的给水泵汽轮机, 在供热期, 由于凝汽器背压大幅度升高, 导致给水泵汽轮机出力严重不足, 因此在进行主机改造的同时, 给水泵汽轮机也需要进行配套改造, 以适应主机高背压运行工况。华电青岛公司2号机组是第一台进行高背压改造的300 MW等级机组, 改造时考虑技术难度和运行安全性、工作量、工期等因素, 给水泵汽轮机选择了一根转子的改造方案, 即仅用一根转子适应高、低背压两种运行工况, 以后黄台、裕华、清苑、大连、阳光等多家电厂的300 MW等级机组的给水泵汽轮机也实施了同样的改造方案[7] [8] [9]。

给水泵汽轮机的这种改造方案存在以下两个问题: (1) 给水泵汽轮机在两种工况下运行, 工况变化大, 给通流部分末两级叶片的安全运行带来隐患; (2) 由于通流部分的设计需要适应两种工况, 使得给水泵汽轮机在任一种工况下运行的经济性都达不到最佳, 从而影响主机的性能指标。

目前,国内学者针对抽凝机组高背压供热开展的研究都是针对主机高背压供热改造技术和机组运行经济性等方面的内容。有关给水泵汽轮机的高背压供热改造,相关文献仅是介绍了改造的技术内容,以及与主机匹配的运行问题,而对给水泵汽轮机改造后的性能缺少研究与分析[10][11][12]。本文利用热力法,进行给水泵汽轮机高背压改造前、以及改造后供热期和非供热期的性能试验,计算三种工况下,给水泵汽轮机的性能指标,分析改造方案对给水泵汽轮机及主机性能指标的影响。

2. 给水泵汽轮机技术规范及改造内容

华电青岛公司1号、2号汽轮机高背压供热改造前型号为C300-16.7/0.79/538/538,为亚临界、一次中间再热、高中压合缸、双缸双排汽、单轴抽汽凝汽式汽轮机。为了满足青岛市热负荷的快速发展,分别于2013~2014年、2018~2019年供热季前改造为高背压循环水供热机组,给水泵汽轮机通流部分进行配套改造。

2.1. 给水泵汽轮机改造前后技术规范

给水泵汽轮机原设计背压为4.5 kPa~12 kPa,而供热期间凝汽器背压高达54 kPa,造成给水泵汽轮机排汽压力升高且出力不足。通过研发制造新转子和通流部分、更换叶片材料、改造蒸汽室喷嘴环、加工新的导叶持环等方案,使得给水泵汽轮机同时满足在纯凝和高背压两种工况下安全运行的要求(即一根转子的改造方案)。给水泵汽轮机改造前、后技术规范如表1、表2所示。

Table 1. Technical specification for design of feed water pump turbine before reform

表 1. 给水泵汽轮机改造前设计技术规范

项目名称	单位	内容
型号	/	T6316
型式	/	单缸、单轴、反动冷凝式向下排汽汽轮机
功率	kW	4490
工作汽源进汽压力	MPa	0.87
工作汽源进汽温度	℃	333
备用汽源压力参数	MPa	3.57
备用汽源温度参数	℃	317.6
排汽压力	kPa	6.3
汽机转速	r/min	5815

Table 2. Technical specification for design of feed water pump turbine after reform

表 2. 给水泵汽轮机改造后设计技术规范

项目名称	单位	内容(非采暖期)	内容(采暖期)
型号	/	NK50/56/0	
型式	/	单缸、单轴、反动冷凝式向下排汽汽轮机	
工作汽源进汽压力	MPa	0.87	<4
工作汽源进汽温度	℃	333	327
排汽压力	kPa	6.3	54
汽机转速	r/min	5815	5815
给水泵轴功率	kW	4490	4490
进汽量	t/h	25	54.5

2.2. 改造后的运行方式

机组非采暖期运行，系统没有供热功能，运行方式同改造前一样，给水泵汽轮机进汽为主机四段抽汽，调节功能由调门来实现；采暖期运行，系统有供热功能，汽轮机背压升高到 54 kPa，给水泵汽轮机需要采用部分再热器冷端抽汽做功才能满足给水泵功率要求，这时给水泵汽轮机主调门全开，调节功能由管道调节阀来实现。

3. 给水泵汽轮机性能测试

3.1. 试验内容和工况

为了确切了解 300 MW 等级机组给水泵汽轮机高背压改造后的性能和改造方案存在的问题，进行了 3 台机组给水泵汽轮机改造前后的性能试验。青岛公司 1 号机组改造前纯凝 300 MW 工况、改造后高背压额定工况、改造后正常背压纯凝 300 MW 工况的试验；青岛公司 2 号机组改造后高背压额定工况、正常背压纯凝 300 MW 工况的试验；华能某厂 300 MW 等级机组改造后高背压额定工况、正常背压纯凝 300 MW 工况的试验。

3.2. 试验测量设备和测量方法

利用热力法测量计算给水泵汽轮机的热力性能，需要测量给水泵组进水参数、出水参数，以及给水泵汽轮机的进汽参数、排汽参数，压力用 0.1 级精密压力变送器测量，温度用精密热电偶配合温度变送器测量，流量差压用 0.1 级精密差压变送器测量。给水泵汽轮机的进汽来自设计汽源汽轮机本体的四段抽汽。试验时，维持汽轮机发电功率、主再热蒸汽参数稳定、给水流量和回热系统稳定，以保障给水泵汽轮机试验结果的准确性。

3.3. 试验结果

青岛公司 1 号、2 号机组 A、B 给水泵汽轮机性能试验主要数据及结果列入表 3。

Table 3. Main results of feed water pump turbine performance test

表 3. 给水泵汽轮机性能试验主要结果

名称	单位	1 号机组改造前 正常背压工况	1 号机组改造后 高背压工况	1 号机组改造后 正常背压工况	2 号机组改造后 高背压工况	2 号机组改造后 正常背压工况
汽轮机主蒸汽流量	kg/h	975165	986202	963563	873705	1039099
高排至小机进汽总流量	kg/h	/	/	/	26167.5	/
高排至小机进汽压力	MPa	/	/	/	3.3261	/
高排至小机进汽温度	℃	/	/	/	314.817	/
A 给水泵入水压力	MPa	1.88	1.717	1.836	1.8716	1.7884
A 给水泵入水温度	℃	164.66	154.06	162.69	166.108	162.244
A 给水泵出水压力	MPa	19.471	19.603	19.403	18.5383	19.4288
A 给水泵出水温度	℃	169.04	157.25	166.92	169.140	165.266
A 给水泵出口流量	kg/h	487582	493101	481781	436853	520250
A 给水泵抽头水压力	MPa	7.548	7.34	7.191	7.278	7.3192
A 给水泵抽头水温度	℃	164.27	154	165.26	167.624	163.755

Continued

A 给水泵抽头水流量	kg/h	5650	10658	10440	3096.4	12157
A 给水泵汽轮机进汽压力	MPa	0.816	0.738	0.809	0.9366	0.8452
A 给水泵汽轮机进汽温度	°C	336.75	326.47	337.47	298.937	326.925
A 给水泵汽轮机进汽流量	kg/h	21505	34990	25292	7408.9	18339.4
A 给水泵汽轮机排汽压力	kPa	7.771	40.616	9.001	55.217	5.521
A 给水泵轴功率	kW	4021	3456	3936	2778.32	3414.24
A 给水泵汽轮机理想功率	kW	4993	5643	5736	6469.47	4448.34
A 给水泵汽轮机效率	%	81.35	61.87	69.31	42.945	76.753
B 给水泵入水压力	MPa	1.875	1.705	1.831	1.8755	1.8131
B 给水泵入水温度	°C	163.74	153.49	161.35	164.614	161.701
B 给水泵出水压力	MPa	19.472	19.67	19.425	18.5169	19.431
B 给水泵出水温度	°C	167.38	156.77	164.91	168.232	164.835
B 给水泵出水流量	kg/h	487582	493101	481781	436853	520250
B 给水泵抽头水压力	MPa	7.548	7.34	7.191	7.278	7.3192
B 给水泵抽头水温度	°C	164.27	154	165.26	166.423	163.268
B 给水泵抽头水流量	kg/h	4650	10658	10440	3096.4	12157.2
B 给水泵汽轮机进汽压力	MPa	0.818	0.736	0.815	0.9386	0.8452
B 给水泵汽轮机进汽温度	°C	336.47	325.58	338.4	297.50	326.925
B 给水泵汽轮机进汽流量	kg/h	20922	35789	20974	6170.2	20159.8
B 给水泵汽轮机排汽压力	kPa	7.727	41.057	8.561	56.046	5.612
B 给水泵轴功率	kW	3611	3528	3571	3094.8	3486.3
B 给水泵汽轮机理想功率	kW	4862	5744	4805	6261.1	4878.6
B 给水泵汽轮机效率	%	75.02	62.04	75.07	49.43	71.461

青岛 1 号机组改造前, 300 MW 工况下, A、B 给水泵汽轮机效率分别为 81.35%、75.02%, 平均效率 78.185%, 达不到设计值 81%; 改造后额定主蒸汽流量对应的高背压供热工况下, A、B 给水泵汽轮机的效率分别为 61.87%、62.04%, 平均效率 61.955%, 小于给水泵汽轮机采暖工况设计效率 77.2%; 改造后正常背压 300 MW 工况下, A、B 给水泵汽轮机的效率分别为 69.31%、75.07%, 平均效率 72.19%, 达不到非采暖工况设计效率 80.1%。

青岛 2 号机组改造后, 最大高背压供热工况下, A、B 给水泵汽轮机的效率分别为 42.95%、49.43%, 平均效率 46.19%, 小于给水泵汽轮机采暖工况设计效率 77.2%; 改造后 320 MW 正常背压纯凝工况下, A、B 给水泵汽轮机的效率分别为 76.75%、71.46%, 平均效率 74.11%, 达不到非采暖工况设计效率 80.1%。

华能某厂 300 机组, 给水泵汽轮机改造后, 高背压工况下, 平均效率为 50.88%, 正常背压工况下, 平均效率为 73.81%, 分别比设计值低 7.5%~29.2%。

3.4. 试验结果分析

机组高背压供热改造后, 青岛 1 号机组给水泵汽轮机采暖期效率和非采暖期效率比设计值小 8%~15%;

2 号机组给水泵汽轮机采暖期效率和非采暖期效率比设计值小 6%~31%；华能某厂 300 MW 等级机组给水泵汽轮机采暖期效率和非采暖期效率比设计值小 7.5%~29.2%。

改造后正常背压工况下，给水泵汽轮机效率比设计值低 6%~8%，青岛 1 号机组给水泵汽轮机效率的平均值还达不到改造前已经运行了 23 年的效率；高背压供热工况下，给水泵汽轮机的效率与设计值的差距更大。说明给水泵汽轮机采用一根转子满足主机高背压供热、正常背压纯凝运行的改造方案，在通流部分设计时，在级的焓降分配、末两级叶片强度方面，需要同时兼顾两种工况安全运行的要求，因此在每一种工况下，给水泵汽轮机效率都达不到最佳，与设计值存在较大的偏差。尤其青岛 2 号机组作为第一台改造的机组，供热期为了保证出力，给水泵汽轮机采用一部分高压缸排汽，调门存在很大的节流损失，所以导致此工况下，给水泵汽轮机的效率最低，比设计值低 31%；华能某厂 300 MW 机组给水泵汽轮机也存在这种现象，供热期运行效率与设计值存在很大的差距。

4. 给水泵汽轮机性能对主机性能指标影响的计算分析

4.1. 给水泵汽轮机效率对主机性能指标的影响

给水泵汽轮机改造后，采暖期效率和非采暖期效率比设计值小 6%~31%，导致机组全年运行的经济性，尤其是非采暖期运行的经济性下降。

青岛公司 1 号机组在高背压供热工况下，A、B 给水泵汽轮机的试验效率分别为 61.87%、62.04%，虽然达不到设计效率，但与“汽轮机热力特性计算书”给定的效率 63% 比较接近。考虑到供热工况，工质在锅炉中的吸热量只能用于供热和发电两种用途，给水泵汽轮机效率低于设计值，也仅仅影响主机的发电功率和热化发电率。机组发电功率降低，但用于供热的低压缸排汽能量增加，机组循环热效率没有变化，因此不考虑给水泵汽轮机高背压工况下效率的降低对主机性能指标的影响。但正常背压工况下，给水泵汽轮机效率降低导致整机性能指标下降。给水泵汽轮机效率降低，抽汽量增加，发电功率降低，机组冷源损失增加，有两种优化方案供考虑：(1) 机组高背压供热期，给水泵汽轮机用改造后的转子，非供热期用改造前原有的转子(一新一旧的双转子方案)；(2) 机组高背压供热期，给水泵汽轮机用改造后的转子，非供热期新设计一根专用的转子，此工况下，给水泵汽轮机达到常规的设计效率 81% (两根新转子方案)。

在进行两种优化方案计算时，机组给水流量、发电机功率不变，因此 A、B 给水泵轴功率的总量不变，当给水泵汽轮机效率增加时，蒸汽在给水泵汽轮机内的焓降成正比增加，四段抽汽量成正比减少，其发电功率的增加作为纯收益。表 4 列出两种优化方案的计算结果。

以上两种给水泵汽轮机改造优化方案，机组在正常背压下运行时，如果换原转子或新加工一根适合正常背压运行的转子，单台给水泵汽轮机抽汽量的减少可使机组满负荷工况发电功率增加 365.3 kW、518.1 kW。

4.2. 给水泵汽轮机优化改造方案的经济性分析

给水泵汽轮机的单转子改造方案，导致给水泵汽轮机全年运行的效率不高，尤其是对主机非供热期运行的经济性影响更大。青岛 2 号机组非供热期平均运行负荷为 228.26 MW，供热期平均运行负荷为 215 MW。对以上优化改造方案，按非供热期平均运行负荷计算给水泵汽轮机进汽量减少和主机发电功率的增量，两个方案单台给水泵汽轮机进汽量减少 1349.8 kg/h、1914.3 kg/h；导致机组发电功率增加 277.9 kW、394.2 kW；由于此值是发电功率的增量，因此不考虑厂用电率的影响，按上网电价 0.42 元/kW·h 计算，非供热期增加售电收入分别为 39.7 万元、56.32 万元。而一台给水泵汽轮机的检修费用为 5 万元，一台给水泵汽轮机改造的费用为 349 万元，非供热期经检修恢复原转子运行的收益很高，所以从降低改造成

本和提高机组全年运行经济性考虑,非供热季,给水泵汽轮机应恢复原通流部分运行。

4.3. 单转子改造方案与全电泵驱动方案的经济性对比

某新建超临界 350 MW 高背压供热机组实施了全电动给水泵的方案,此方案导致机组厂用电率和供电煤耗率增加。表 5 列出该机组考核试验结果。

Table 4. Calculation result of the effect of feed water pump turbine efficiency on performance index of the turbine unit
表 4. 给水泵汽轮机效率对主机性能指标影响的计算结果

名称	单位	一新一旧双转子方案	两根新转子方案
汽轮机主蒸汽流量	kg/h	963563	963563
A 给水泵汽轮机效率	%	69.31	69.31
B 给水泵汽轮机效率	%	75.07	75.07
给水泵汽轮机进汽压力平均值	MPa	0.812	0.812
给水泵汽轮机进汽温度平均值	°C	337.935	337.935
给水泵汽轮机进汽流量平均值	kg/h	23133	23133
给水泵汽轮机排汽压力平均值	kPa	8.781	8.781
给水泵轴功率平均值	kW	3753.3	3753.3
给水汽轮机效率平均值	%	72.19	72.19
优化方案下的给水泵汽轮机效率	%	78.185	81
单台给水泵汽轮机进汽量	kg/h	21359	20617
单台给水泵汽轮机进汽量降低值	kg/h	1774	2516
给水泵汽轮机进汽焓	kJ/kg	3136.83	3136.83
给水泵汽轮机理想排汽焓	kJ/kg	2316.63	2316.63
优化方案下的给水泵汽轮机排汽焓	kJ/kg	2495.56	2472.47
取汽轮机排汽焓	kJ/kg	2395.56	2395.56
单台给水泵汽轮机进汽量降低后主机功率增加值	kW	365.3	518.1

Table 5. Test results of supercritical 350 MW high back pressure heating unit
表 5. 超临界 350 MW 高背压供热机组考核试验结果

参数	单位	THA1 工况	THA2 工况	75% THA 工况
发电功率	kW	324.60	323.07	263.09
厂用电率	%	9.915	9.692	10.121
试验发电煤耗率	g/kW·h	289.93	291.64	294.81
试验供电煤耗率	g/kW·h	321.84	322.94	328.0
修正发电煤耗率	g/kW·h	281.41	281.69	288.27
修正供电煤耗率	g/kW·h	312.40	311.92	320.73

该机组 2018 年全年统计数据,厂用电率 8.03%、供电煤耗率 247.14 g/kW·h。而青岛 1 号机组,汽动给水泵运行,2018 年全年厂用电率为 5.12%。以上超临界 350 MW 机组比青岛 1 号机组厂用电率高 2.9%,在设计工况下,电动给水泵设计厂用电率占比为 3.82%。按实际两台机组厂用电率差值 2.9%作为超临界

350 MW 机组电动给水泵的厂用电率占比,该机实施电泵驱动方案导致机组供电煤耗率增加 7.17 g/kW·h。

5. 结论

为适应汽轮机高背压循环水供热,给水泵汽轮机采用一根转子的改造方案导致在供热期、非供热期运行的热效率都不能达到最佳。由热力性能试验得到 300 MW 等级机组给水泵汽轮机改造前、改造后高背压工况、改造后正常背压工况的热效率。改造后正常背压工况下,三台机组给水泵汽轮机效率比设计值低 6%~8%,青岛 1 号机组给水泵汽轮机效率的还达不到改造前已经运行了 23 年的效率;高背压供热工况下,给水泵汽轮机的效率比设计值的低 15%~31%。

对给水泵汽轮机的改造方案进行优化,提出一新一旧的双转子方案和两根新转子方案,并分析计算了青岛公司 1 号机组两种优化方案下,由于效率的提高,导致非供热工况下,给水泵汽轮机进汽量减少、机组发电功率和售电收入增量。根据经济指标的分析对比,给水泵汽轮机恢复原转子运行的经济性较好。并比较了给水泵汽轮机单转子改造方案和新建机组的全电动给水泵方案,后者使机组厂用电率增加 2.9%,供电煤耗率增加 7.17 g/kW·h。

参考文献

- [1] 王学栋,姚飞,郑威,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.
- [2] 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.
- [3] 李泽培,谢苏燕,刘全,等.双转子互换高背压改造叶片安全评估[J].东方汽轮机,2015(4):13-16.
- [4] 常立宏.300MW 亚临界供热机组高背压供热改造的研究[J].黑龙江电力,2012,34(6):421-427.
- [5] 高巧,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.
- [6] 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.
- [7] 石德静,姜维军.300MW 汽轮机高背压循环水供热技术研究及应用[J].山东电力技术,2015,42(4):8-11.
- [8] 成焘畏,王学栋,宋昂.首台 300MW 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.
- [9] 李安萍.4 号机组给水泵汽轮机高背压改造[J].现代工业经济和信息化,2017(14):85-87.
- [10] 李沛峰,杨勇平,戈志华.300MW 热电联产供热系统分析与能耗计算[J].中国电机工程学报,2012,32(23):15-20.
- [11] 王力,陈永辉,李波,等.300MW 机组高背压供热改造方案及试验分析[J].汽轮机技术,2018,60(5):385-388.
- [12] 栾俊,蒋建平,高鹏.给水泵汽轮机高背压供热改造技术研究及应用[J].华电技术,2017,39(3):16-18.