

黄台电厂 300MW 机组增容改造设计特点

赵树成 胡亦工

山东电力工程咨询院, 山东 济南 250013

[摘要] 介绍了黄台电厂#7 机组由 300MW 增容为 330MW 的改造设计特点, 包括改造的范围、机座的设计和管道的调整布置, 讨论了改造后的机炉匹配, 对同类型的机组改造具有一定的参考价值。

[关键词] 增容改造; 特点; 机炉匹配

中图分类号: TK24 **文献标识码:** B **文章编号:** 1007-9904 (2005) 2-0074-04

1 概况

黄台电厂#7 汽机为亚临界一次中间再热双缸双排汽 300MW 机组。锅炉为日本三菱公司制造的亚临界中间再热强制循环燃煤汽包锅炉, BMCR 为 1025t/h。#7 机组于 1987 年 11 月 24 日投入运行。近 17 年来, 运行基本正常。

#7 汽机为东方汽轮机厂 1974 年设计制造的第一台国产亚临界一次中间再热双缸双排汽 300MW 机组, 也是东方汽轮机厂第一代高中压合缸 300MW 汽轮机。通流设计采用 50 年代原苏联叶型和 60 年代后期至 70 年代初期我国研制的叶型以及我国自行开发的 1000mm 末级叶片。由于设计、制造年代较早, 机组运行效率低, 实测的机组热耗比原设计热耗 1953.1kcal/kW.h 高很多。2000 年 7 月, 由东汽厂进行了低压缸改造, 改造后机组设计热耗为 1989kcal/kW.h, 与当代世界先进水平差别很大。

鉴此, 黄台电厂#7 机组于 2004 年 4 月 4 号停机, 对高中压缸进行增容改造, 2004 年 7 月 11 日机组改造完成后投入运行。改造后汽机额定出力为 330MW (注: 发电机先前已增容到 330MW), 热耗为 1913kcal/kW.h。配合汽机本体的改造, 对主汽、热段、冷段、汽封系统、疏水系统、润滑油系统等系统以及汽机机座和加热器平台进行了相应改造。

运行表明, 对汽机本体和有关系统的改造以及土建基础的改造是成功的。

2 改造内容

2.1 汽机本体改造主要内容

- (1) 高中压内外缸及其通流部件全部更换, 高中压通流级由 8 级改为 9 级。
- (2) 采用东汽 D300N 机组为设计原型, 达到节能降耗、提高经济性和出力的目的。
- (3) 高压主汽调节阀分两侧固定布置, 主汽门进汽口位置不变, 主汽门和调节阀更换, 高压导汽管更换。
- (4) 再热中联门位置和中联门保持不变, 中压导汽管更换。
- (5) #1 轴承箱、基架和地脚螺栓更换; #2 轴承箱更换, 但轴承座和地脚螺栓不变。
- (6) 取消危急遮断器、调速油泵, 主油泵与主轴之间采用带测速齿轮的短轴并进行刚性联接。
- (7) 低压缸不动。
- (8) 额定转速、旋转方向与发电机的联接方式和位置不变; 与盘车装置连接方式及位置不变。
- (9) 改造后机组采用定----滑----定运行方式, 控制方式为 DEH 调节。

2.2 系统改造范围

- (1) 汽封系统更换为自密封系统;
- (2) 更换润滑油系统, 更换 、 、 号射油器;

- (3) 重新设计一级抽汽系统、二级抽汽系统、三级抽汽系统和四级抽汽系统；
- (4) 设计汽机预暖系统、夹层加热系统等辅助系统；
- (5) 重新设计汽机本体及管道疏水系统；
- (6) 主蒸汽管道、热段管道、冷段管道应能满足机组的安全、经济运行。

2.3 土建主要改造内容

- (1) 主调阀支架在原来基础上加固延伸；
- (2) #1 轴承的机座柱保持不变，机座#1 横梁和#1 轴承箱基础重新设计。

3 改造方案的确定

3.1 汽机本体

汽机本体的改造方案由东方汽轮机厂负责。本文不作专门论述。

3.2 土建的改造方案

土建的改造以汽机改造为基础，主要是围绕机座进行。

3.2.1 主汽门和调阀的布置

东汽厂对高压主汽调节阀的改造提出了两种方案，第一种方案：2 个主汽阀与 4 个调节阀壳组焊成一体，布置在机头；第二种方案：1 个主汽阀带 2 个调节阀（共 2 套），布置在机组两侧。东汽厂倾向于第一种方案。这种方案对于东汽厂来说技术成熟，现在东汽的 300MW 机型基本上按此布置。但是这种布置方案，现场的改造工作量非常大，也比较困难：整个机座头部要全部拆除，还要从汽机房零米立柱；主汽、冷段、抽汽等管道要重新布置。原主调阀却是布置在机组两侧，从机座两侧纵梁上各伸出一个支架支撑主调阀。经综合比较，改造工程采用了第二种方案。第二种方案要保证主汽门进汽口位置不变，以便主蒸汽管道的布置维持原设计。主调阀支架在原来基础上加固延伸 280mm，满足了更换后的主调阀尺寸和荷载。

3.2.2 机座的校核计算

机座的校核计算是先行开展的，甚至早于高中压缸改造方案的确定，直接影响着汽机本体的改造方案，也对机组的安全运行起着非常重要的作用。改造后#1 轴承中心线向机头方向移 451mm，荷载增加 53.2t；#2 轴承中心线保持原位置不变，荷载增加 33.44t；高压主汽调节阀布置在机组两侧，距离汽轮发电机中心线尺寸 6900mm 不变，两侧荷载各增加 9.1t。计算表明，机座满足要求，无须做整体上的加固处理。

3.2.3 机座的改造

因#1 轴承箱前移，原机座#1 横梁结构无法满足要求。最初的设想是将机座#1 横梁切削、加宽，再在横梁基础上挑出平台结构作为#1 轴承箱支撑平台，改造工程量相对较少。但强度计算无法满足要求，又不便从 0 米立柱。最终实施方案是将机座#1 横梁全部拆除，按照汽机厂资料重新设计。为增加安全余量，将机座两侧的纵梁钢筋与新设计的横梁钢筋焊接在一起。

3.3 主汽、热段、冷段的校核设计

主汽、热段、冷段管道原由日本三菱公司设计和供货，包括全部支吊架。

3.3.1 管道强度校核计算

主汽管材为 STPA24，管径为 533.4×80 和 381×59；热段管材为 SCM4N4，管径为 812.8×33 和 584.2×25。改造前后设计参数变化不大，理论上，原管道应能满足强度要求，前提是已运行近 17 年的管道要进行金属监督且满足要求。改造前后的参数和管材见表 1 和表 2

表 1 改造前后主汽参数和管材

项目	压力 MPa	温度	材料	管径 mm	壁厚 mm
----	--------	----	----	-------	-------

	设计	VWO	设计	VWO			
改造前	17.168	16.18	546	535	STPA24S	533.4/381	80/59
改造后	17.168	16.67	546	535	STPA24S	533.4/381	80/59

表 2 改造前后热段参数和管材

项目	压力 MPa		温度		材料	管径 mm	壁厚 mm
	设计	VWO	设计	VWO			
改造前	3.973	3.270	546	535	SCMV4NT	812.8/584.2	33/25
改造后	3.887	3.467	546	535	SCMV4NT	812.8/584.2	33/25

冷段管材为 SB42，管径为 838.2×21 和 584.2×16，原计算壁厚为 16.32 和 11.5。改造前后设计参数见表 3。根据三菱公司当时设计中采用的强度计算公式（同我国目前采用的公式完全一致）并取同样的许用应力修正系数和考虑腐蚀、磨损和机械强度要求的附加厚度，采用改造后的设计参数得出计算壁厚分别为 17.14 和 11.95。而原管道壁厚为 21 和 16，因此原管道可继续使用，完全满足要求。

表 3

改造前后冷段参数和管材

	压力 MPa		温度		材料	管径 mm	壁厚 mm	计算壁厚 mm
	设计	VWO	设计	VWO				
改造前	4.12	3.600	335	323	SB42	838.2/584.2	21/16	16.32/11.5
改造后	4.2815	3.810	343.9	324.4	SB42	838.2/584.2	21/16	17.14/11.95

3.3.2 管道应力和支吊架校核分析

(1) 管道布置

主汽门进口位置保持不变,因此主蒸汽管道的布置维持不变。中联门位置和中联门不变,热段管道也维持不变。改造后,高压缸的两个排汽口均向机头方向移动 558mm,为尽可能维持原管道布置,两个冷段水平支管割去约 558mm。

(2) 应力分析和支吊架设置

尽管有三菱公司当时提供的应力计算结果,鉴于目前国内的应力计算程序完全不同于当时的三菱公司计算程序,且随着技术的进步,计算思路也可能不一致。如果用现在的应力程序去校核计算原先的管道布置,不仅工作量大,关键是计算结果不具有可比性,计算的结果恐怕是要更换全部的支吊架弹簧,费用是较大的。

从另一个角度分析问题,就变得较为容易。主汽管道管材和布置没有变化,设计参数也没有变化,因主汽门为固定式,只要改造后主汽门接口允许的力和力矩不小于改造前主汽门接口允许的力和力矩,则可以认为主汽管道应力符合要求,各支吊架维持原设计不变。汽机接口允许力和力矩见表 4。

表 4

汽机接口允许力和力矩

项 目		力(kg)				力矩(kg.m)			
		Fx	Fy	Fz	合成 Ft	Mx	My	Mz	合成 Mt
主汽 接口	改造前允许值	± 1800	± 1800	± 1800	3100	± 2000	± 2000	± 2000	3400
	改造后允许值	± 1800	± 1800	± 1800	3100	± 2500	± 2500	± 2500	4300
热段 接口	改造前允许值	± 1800	± 1800	± 1800	3100	± 2500	± 2500	± 2500	4300
	改造后允许值	± 1500	± 2900	± 4600	5700	± 3600	± 3600	± 3600	6200
冷段 接口	改造前允许值	± 1800	± 1800	± 1800	3100	± 2500	± 2500	± 2500	4300
	改造后允许值	± 1500	± 2600	± 4100	5100	± 3400	± 3400	± 3400	5900

从表 4 分析得出:主汽管道可维持原设计不变。

冷段管道要比主汽管道复杂,一是高排口位置的变化引起管道长度的变化,二是接口附加加热位移也有变化。附加加热位移的变化情况见表 5。

表 5

高排接口附加加热位移

项 目		线位移 (mm)			角位移(deg)		
方 向		x	y	z	x	y	z
改造前	左侧	-22.5	-6.2	-2.4	0	0	0
	右侧	-22.5	-6.2	2.4	0	0	0
改造后	左侧	-23.6	-7.2	-2.45	0	0	0
	右侧	-23.6	-7.2	2.45	0	0	0

从表 3、表 4 和表 5 看出：改造前后冷段运行参数差别不大、接口附加热位移近似相等、改造后的接口允许力和力矩比改造前要大，因冷段改造相对整个管系而言变化很小（相差只有 558mm），支吊架荷载略有减小，因此，改造后的冷段管道应力应该在合格范围内，各支吊架可维持原设计不变。

对于热段管道，改造后布置同改造前一样，但因中联门为浮动弹簧式，中压导汽管也重新更换，不象主汽管道那样应力基本没有变化。但若采用分析冷段的方法，也可得出改造后热段应力在合格范围内，各支吊架可维持原设计不变的结论。

需要注意的是，施工过程中，主汽、热段、冷段要部分拆除，应按原设计进行恢复；管道保温也应采用原设计材料施工，若采购困难，应采用容重和导热系数近似的保温材料。

3.4 抽汽管道

因抽汽参数和抽汽口位置的变化，一、二、三、四级抽汽管道须重新设计，管道布置尽可能采用原管道走向。一、三级抽汽管道管材由原来 20 号须更换为不锈钢。

4 机炉匹配

改造前，机炉匹配是没问题的，也符合常规的机炉匹配定义原则。改造后，汽机得到增容，但锅炉没有变化。机炉匹配不符合目前《火力发电厂设计技术规程》（DL5000-2000）的定义，也不同于国外有关制造厂家的标准。包括设备厂家、设计院、研究院等单位在内的有关专家对此争议较大。

锅炉 BMCR 为 1025t/h，17.3MPa，541/541。改造前，夏天锅炉出力 1025t/h，汽机 VWO 出力 316513kW；冬天锅炉出力 1025t/h，汽机 VWO 出力 324589kW；THA 锅炉出力 970t/h，汽机出力 30819kW。

改造后，TRL（背压 11.80kPa）工况：锅炉出力 1033.2t/h，汽机出力 330009kW；TMCR（背压 5.39kPa）工况：锅炉出力 1033.2t/h，汽机出力 340192kW；THA（背压 5.39kPa）工况：锅炉出力 996.1t/h，汽机出力 330001kW；VWO（背压 5.39kPa）工况：锅炉出力 1040t/h，汽机出力 342048kW。

从上可知，汽机额定工况和最大连续工况时，锅炉出力已达 1033.2t/h，超过了锅炉的最大连续出力 1025t/h（超 0.8%）；汽机阀门全开时，进汽流量为 1040t/h，超过了锅炉最大连续蒸发量 15t/h（超 1.5%）。若 BMCR 为 1.03 倍的 TMCR 蒸汽流量，则锅炉出力至少为 1064t/h；若 VWO 工况对应 BMCR 工况，则锅炉出力至少达到 1040t/h。

即使撇开机炉匹配的概念，在夏季额定出力时，从通俗意义上讲，锅炉的蒸发量也是不够的，实际上是在超出力运行。三菱公司在此问题上只是阐明了两点：锅炉实际出力应在安全阀容量以下运行；改造后再热器进出口压力的提高（约 10%）不足以明显影响锅炉寿命，但对于运行 10 年以上的锅炉，应定期检查管材壁厚减薄情况。

5 改造设计体会

(1) 黄台电厂#7 机组增容改造的成功,为同类型高热耗机组的改造提供了成熟的经验。通过改造,提高了机组的经济性和运行可靠性,延长机组的在役寿命,降低运行和检修的费用,减少了环境污染。

(2) 大机组的增容改造,涉及现场的工作量大,只有结合现场的实际情况进行,才能达到事半功倍、节省投资的效果。比如,汽机本体的改造方案必须适合现场的机座情况;高压导汽管及其支吊就是几经现场的多次实际测量才最终决定。管道的拆除方案要反复比较,且要作好记录,以便恢复。

(3) 改造工程的设计,受现场许多条件的限制,既要最大可能的满足既有布置状况,又要大胆进行合理的突破。在不便准确的计算情况下,要在掌握充足资料基础上进行定性分析,得出较为准确的结论。

(4) 增容改造的机炉匹配,值得研究。有些电厂只是改了个铭牌而已,并没有达到真正的增容效果。建议对锅炉进行相应的增容改造,或者认真测试锅炉的实际出力,以便充分运用。

注:本文发表在《山东电力技术》2005 年第 2 期。

600MW 超超临界机组参数选择的技术经济分析

赵树成¹, 胡亦工¹, 鞠凤鸣²

(1. 山东电力工程咨询院, 山东 济南 250013; 2. 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司, 黑龙江 哈尔滨 150046)

【摘要】 综述国外超超临界机组的技术路线,介绍国内超超临界机组的技术开发情况,对 600MW 超超临界机组参数的选择进行技术经济分析。

【关键词】 超超临界 技术路线 600MW 机组 技术经济分析

中图分类号: TK229, TK262 **文献标识码:** A **文章编号:** 1007-9904 (2005) 04-0031-04

1 引言

目前,超超临界机组在我国得到较快的发展,不仅建成了进口的上海外高桥 900MW 机组、石洞口 600MW 机组和国产的河南沁北 600MW 等机组,而且一大批国产的超临界机组正在设计、制造和建设之中;超超临界机组在国内也已开始建设,1000MW 机组的有华能玉环电厂、华电邹县电厂,600MW 机组的有徐州阚山电厂、辽宁营口电厂。

当汽机进口蒸汽参数超过水临界状态点的参数,即压力为 22.115MPa,温度为 374.15℃,统称为超临界机组。70~80 年代,一般超临界机组的典型参数为 24.2MPa,538/538 度或 24.2MPa,566/566℃。但对于超超临界参数的开始点定义,目前国内外没有统一的规定,因国家和公司而异。

2 国外超超临界机组的技术路线

国外超超临界机组的发展可以分为三个阶段:

早期(50 年代末)以美国为代表,注重提高初压(30MPa 或以上),并采用两次再热。结构与系统复杂,运行控制难度大,机组可用率下降。因此,美国早期只生产了三台超超临

界机组之后便停止生产。到 80 年代，又退回到超临界参数。

中期(80 年代末)以日本川越电厂 31MPa/566 /566 /566 超超临界为代表，走的是一条从引进到自主开发，有步骤、有计划的发展之路。

近期(90 年代始)，日本的超超临界参数的压力调整为(24~25)MPa，温度由 566 /593 稳步上升为 600 /600 。

德国等欧洲国家(丹麦除外)超超临界机组的压力在(25~28)MPa 范围，温度也上升为 580 /600 及 600 /600 。

丹麦的超超临界机组追求技术上可能达到的最高效率，压力接近 30MPa，温度为 580 /580 /580 或 580 /600 ，目前又倾向于采用一次再热。

采用二次再热的超超临界机组，除了早期美国的三台机组外，只有日本川越两台(1989 年)和丹麦的机组。采用两次再热可使机组的热效率提高 1%~2%，但也造成了调温方式、受热面布置、结构等的复杂性，成本明显提高。因此，除早期投运的少数超超临界机组外，无论是日本还是欧洲都趋向于采用一次再热。

锅炉布置型式按各公司传统，有 型布置及半塔型布置。日本超超临界锅炉全部采用 型布置，德国、丹麦全部采用塔式布置，这主要是各自的传统技术所决定的。

燃烧方式按各公司传统，有切圆燃烧和对冲燃烧。日本 IHI、日立公司制造的超超临界型炉均采用了前后墙对冲燃烧方式，三菱重工的锅炉燃烧方式为单炉膛或双炉膛燃烧方式，两种燃烧方式都可以减少炉膛出口烟温偏差。欧洲的超超临界塔式炉不存在烟温偏差问题，燃烧方式既有四角切圆燃烧，又有对冲燃烧，还有个别的双切圆燃烧和八角单切圆燃烧。

水冷壁型式为垂直管屏和螺旋管圈二种型式共存。美国早期为垂直管屏，欧洲为螺旋管圈；90 年代后，除日本三菱公司新开发了内螺纹垂直管屏外，其余全部采用螺旋管圈。

已投运的 1000MW 级超超临界机组以双轴机组居多，但随着汽轮机超长末级长叶片的应用，大容量单轴机组已成为发展的趋势。

3 超国内超超临界机组参数选择

3.1 超超临界机组的订单参数

如上所述，超超临界机组的参数，目前国际上没有统一的规定，不象亚临界和超临界那样有比较一致的数值，而是因设备制造公司的不同而不同。

除丹麦外，日本和欧洲等主要国家的超超临界参数大多选择 25~28MPa，温度为 600/600 。国内三大锅炉厂和汽轮机厂的超超临界技术都是引进技术，在引进的基础上进行开发，因此主汽参数的选择基本上依赖于合作公司的情况。

华能玉环 4×1000MW 机组和华电邹县电厂 2×1000MW 机组的主汽参数不相同，就是因为汽轮机的合作方不相同。上海汽轮机厂与西门子合作，汽轮机主汽门前参数为 26.25MPa，600/600 ，相应锅炉主汽参数为 27.46MPa，605/603 ；东方汽轮机厂与日立公司合作，汽轮机主汽门前参数为 25MPa，600/600 ，相应锅炉主汽参数为 26.25MPa，605/603 。

至于超超临界 600MW 机组，目前只有哈尔滨汽轮机和哈尔滨锅炉厂有订单，汽轮机主汽门前参数为 25MPa，600/600 ，相应锅炉主汽参数为 26.25MPa，605/603 。其它厂家正在进行技术开发。

3.2 600MW 超超临界机组参数选择的技术经济比较

目前，针对超超临界，国内有两种压力等级的参数选择或者说技术开发：一种是 25MPa 等级，一种是 28MPa 等级，温度都是 600/600 。

汽轮机的进汽压力 25MPa 对应的锅炉出口压力为 26.25MPa，汽轮机的进汽压力 28MPa 对应的锅炉出口压力为 29.25MPa。主蒸汽压损分别为 5%和 4.5%，这是从锅炉的设计压力和设计温度对电厂总投资影响综合考虑的，设计压力超过 28MPa 选择主蒸汽压损 4.5%是较为合理的。

对于 600MW 超超临界机组，主汽压力等级的选择，存在一定的争议。本文试图从整个电厂的长期运行考虑，得出一些值得思考的结论。

3.2.1 锅炉设计参数的技术比较

锅炉设计比较建立在主蒸汽压力 26.25MPa 和 29.25MPa 的设计基础上。如下的技术比较是以 26.25MPa 锅炉为基本，就 29.25MPa 锅炉而言的。

(1) 锅炉吸热量与受热面

变化值少于 1%。水冷壁系统吸热量微减，过热器系统吸热量微增，一次汽侧总吸热量和总受热面积变化甚微。

(2) 锅炉外形尺寸、受热面布置、汽水系统基本无变化。

(3) 受压件壁厚

过热器系统、省煤器系统、水冷壁集箱与导管的壁厚约增加 7%。虽压力增加 11.5%，但按 ASME 强度计算公式，壁厚与设计压力之间并非是一次方的线性关系。水冷壁管的壁厚不变，仍为 28.6×6.4 ，这是因为对垂直水冷壁来说，MHI 用改变壁厚的方法来保证水冷壁中有合理的质量流速即 $\sim 1800\text{kg/m}^2\text{s}$ ，按强度计算，这二方案要求的壁厚分别为 5.3mm 和 4.8mm。

(4) 锅炉受压件总重

约增加 3.5%。这是因为水冷壁管的重量不变，水冷壁系统的总重仅多 2%，再热器系统的总重也不变。

(5) 受压件材质

无变化。因材质的选择只决定于工质温度与相应的最高壁温，二个方案由于主汽温度和各部件工质温度与壁温几乎相同，因此各部件选用的材质也相同。

(6) 一次汽侧阻力

基本相同。虽然压力升高导致壁厚增加（除水冷壁外），省煤器和过热器系统各部件中的质量流速略增，但由于压力升高导致工质比容减小，因此，二个方案一次汽侧阻力几乎相同。

(7) 水冷壁系统水动力可靠性

相同。变压运行超超临界锅炉水冷壁的可靠性包括在启动阶段水动力的稳定性，在亚临界区的防止发生膜态沸腾的裕量（DNB）和近邻界区高干度管段干涸（DRO）时的壁温裕度，后者主要和质量流速和热负荷关系密切，压力的影响很小，因二方案的质量流速和热负荷相同，所以水冷壁水动力的可靠性相同，均是安全的。至于启动阶段的水动力稳定性（主要是脉动、多值性和入口欠焓）与启动阶段的压力成正比，压力愈高水动力稳定性和安全性愈好。

(8) 阀门

主汽阀门壁厚增加。二个方案由于工质温度相同，所有阀门的材质相同，只是一次汽侧阀门的工作压力超过设计压力相差 3MPa，导致壁厚略有差别，另外，过热汽侧的安全阀，包括分离器出口的安全阀、过热汽出口安全阀与 PCV 阀的起跳压力与回座压力略有不同，其排放量也略有变化。

3.2.2 汽轮机设计参数的技术比较

主蒸汽压力由 25MPa 提高到 28MPa，对汽轮机设计来讲可以采用两种设计方案适应压力的变化。第一种是基于已投运的广野 5# 机组，通过改变阀门的开启顺序，维持调节级压差基本不变的设计；第二种是在已投运的广野 5# 机组的基础上，根据理论计算的最优设计。考虑到第一种设计的效率略低，因此下面的比较建立在第二种设计的基础上的。如下的技术比较是以 25MPa 汽轮机为基本，就 28MPa 汽轮机而言的。

(1) 主汽调节阀

壁厚增加。主汽调节阀设计温度相同,只是设计压力增加,主汽阀及调节阀的壁厚增加,以满足强度设计要求。

(2) 主汽导汽管和主汽进汽插管

壁厚增加。主汽导汽管和主汽进汽插管的设计温度相同,只是设计压力不同。另外,由于压力提高,比容降低,壁厚增加,而外径相同,加大壁厚后,安全性是相同的。即采用相同外形的结构,两种方案可以保证相同的强度。

(3) 调节级

设计优化。主蒸汽压力由 25MPa 提高到 28MPa,为获得最佳的调节级压比,调节级的焓降将有所改变,调节级的温度将有所提高。调节级温度的提高,动叶片、喷嘴室的设计工况将改变。调节级焓降的改变,喷嘴的气动设计需要改变,以满足高效率的要求。

(4) 高压内缸

设计优化。主蒸汽压力由 25MPa 提高到 28MPa,为获得最佳的调节级压比,调节级后的压力温度均提高,因此高压内缸的设计温度、设计压力均提高,高压内缸的壁厚增加,以满足强度要求。

(5) 高压通流

设计优化。高压通流部分的焓降改变,将通过优化高压通流的设计保证高效率。

(6) 系统

壁厚增加。高压的疏水系统、通风系统、监测系统阀门设计等级要提高和管路的壁厚要增加。

3.2.3 辅助系统设计的技术比较

如下的技术比较是以 25MPa 辅助系统汽为基本,就 28MPa 辅助系统而言的。

(1) 给水泵

设计优化。给水泵的设计压头增加,给水泵的电功率增加。

(2) 高压加热器

壁厚增加。因给水泵后的给水压力提高,高压加热器水侧的设计压力提高,壁厚增加。

(3) 主蒸汽管道

壁厚增加。主蒸汽压力提高,自锅炉出口到汽轮机主汽阀入口的主蒸汽管道的设计压力增加,壁厚增加。

(4) 给水管路

壁厚增加。因给水泵后的给水压力提高,给水泵后的给水管路的壁厚增加。

(5) 高压旁路系统

壁厚增加。主蒸汽压力提高,高压旁路的设计压力增加,壁厚增加。

(6) 系统阀门

壁厚增加。上述系统的阀门的设计压力均提高,阀门的设计等级提高。

3.2.4 经济性比较

(1) 主蒸汽压力由 25MPa 提高到 28MPa 一次性投资比较

表 1 初投资比较(一台 600MW 机组)

序号	设备名称	25MPa 设备投资(万元)	28MPa 设备投资(万元)	28MPa 比 25MPa 设备投资增加(万元)
1	汽轮机	19528	19928	400
2	锅炉(垂直管圈)	37400	38600	1200
3	辅助系统			

3.1	高压给水加热器 (1、2、3)	2700	2916	216
3.2	给水泵	550	594	44
3.3	锅炉到汽轮机的主蒸汽管道	2000	2200	200
3.4	给水泵到锅炉的给水管道	1600	1760	160
3.5	高压旁路系统	800	880	80
4	合 计	64578	66878	2300

注：价格供参考，实际价格可能会有变化。

采用高效的 28MPa 方案，锅炉、汽轮机及辅助系统的的制造成本比 25MPa 增加 2300 万元。

(2) 主蒸汽压力由 25MPa 提高到 28MPa 全年经济性比较

表 2 年运行费用比较 (一台 600MW 机组)

1	负荷 %	100	75	50	40	合计
2	年运行小时 h	4200	2120	1180	300	7800
3	25MPa 热耗 kJ/kW.h	7424	7463	7651	7826	/
4	(25-28)MPa 热耗差 kJ/kW.h	17	-12	-18	-19	/
5	锅炉效率 %	93	93	93	93	/
6	煤发热量 MJ/t	22441	22441	22441	22441	/
7	每年节约煤 t/a	2053	-549	-305	-66	1133
8	煤价 元/t	550	550	550	550	550
9	每年节约 万元	112.9	-30.2	-16.8	-3.6	62.3

采用高效率设计的 28MPa 方案比 25MPa 方案年运行成本低 62.3 万元。

(3) 运行成本与设备初期投资回收关系 (一台 600MW 机组)

如果按简单的静态投资计算，采用 28MPa 方案一次性多投资的 2300 万元需要电厂运行近 37 年才能回收 (年运行成本节约按上述的 62.3 万元)。

如果按简单的动态投资计算，并且假定：年利息为 6%、电厂运行 30 年，则年运行节约成本 62.3 万元折算到现值为 $62.3 \times ((1+6\%)^{30}-1) / ((1+6\%)^{30} \times 6\%) = 857.5$ 万元，远远弥补不了 2300 万元的多投资部分。

以上的经济分析尽管建立在假设的经济条件下，实际的情况可能会有所区别，但经济分析的变化方向应该是正确的。

3.2.5 结论

从上述分析可以看出，对于 600MW 超超临界机组，在技术层面上，采用 28MPa 方案和采用 25MPa 方案差别不是很大，目前的材料、制造设备、工艺手段等都能够满足要求；在经济层面上，尽管在 100% 负荷时，28MPa 方案热耗比 25MPa 方案低 17kJ/kW.h，但当低负荷时，

热耗反而升高；况且 28MPa 方案的一次性投资比 25MPa 方案多很多。

还有，25MPa 方案的参数更接近超临界参数，可能更有利于技术的消化、吸收和创新。

4 结束语

国内超超临界机组的设计、制造刚刚起步，各制造商的技术路线和技术标准也存在一定差异。超超临界机组，无论对电力行业、机械行业还是电力设计行业和投资方，都是一个全新的课题。有关各方应加强交流和研究，使设计、制造尽快国产化，催动超超临界机组在国内的快速发展，使其发挥应有的作用。

注：本文发表在《山东电力技术》2005 年第 4 期。