

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 机组的有徐州蔺山电厂、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 α 型布置及半塔型布置。日本超超临界锅炉全部采用 α 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开发应用，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~1800kg/m²s，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，后二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) 给水管道

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。