

文章编号:1000-6761(2007)06-825-06

超临界和超超临界空冷汽轮机的技术方案及设计准则

史进渊, 杨宇, 孙庆, 危奇, 邓志成, 张兆鹤

(上海发电设备成套设计研究院, 上海 200240)

摘要: 分析了我国不同地区发展煤电面临的缺煤与缺水问题, 提出了我国大型高效节水型煤电装备的发展趋势是研制超临界和超超临界空冷汽轮机。介绍了超临界和超超临界空冷汽轮机的技术方案与关键技术, 给出了超临界和超超临界空冷汽轮机的高温部件强度设计准则、关键部件寿命设计准则、轴系动特性设计准则、专用末级叶片振动设计准则和专用低压缸刚度设计准则。分析了超临界和超超临界空冷煤电装备的节煤效果、减排效果、节水效果与新增投资回收期。结果表明, 发展和研制超临界与超超临界空冷机组, 技术方案可行, 经济效益与社会效益显著。

关键词: 能源与动力工程; 电站设备; 超临界空冷汽轮机; 超超临界空冷汽轮机; 技术方案; 设计准则; 经济效益

中图分类号: TK262

文献标识码: A

Technical Versions and Criteria Concerning the Design of Air Cooled Supercritical and Ultra-Supercritical Steam Turbines

SHI Jin-yuan, YANG Yu, SUN Qing, WEI Qi, DENG Zhi-cheng, ZHANG Zhao-he

(Shanghai Power Equipment Research Institute, Shanghai 200240, China)

Abstract: Problems, which the development of coal fired power generating equipment for various parts of our country neither rich in coal nor in water resources, is facing are being analyzed and the opinion voiced that air cooled supercritical and ultra-supercritical steam turbines embody the development tendency of water saving power generating equipment of large capacity and high efficiency. Technical versions of air cooled supercritical and ultra-supercritical steam turbines are presented, with an explanation of key technologies concerned. Criteria for the design of high temperature components, for life expectancy design of critical components, for vibration design of rotor systems, are presented, together with criteria specially to be used for last stage blades' vibration design and for exhaust cylinders' stiffness design. Moreover, the effectiveness, of air cooled supercritical and hyper-supercritical coal fired power generating equipment in coal saving, pollution restriction, and water saving is analyzed, together with a discussion on the retrieval period of investment for added equipment. Analytical study results indicate, that the technical versions of developing air cooled supercritical and hyper-supercritical power generating sets, including their air cooled steam turbines, are feasible, and their economic as well as social benefits notable.

Key words: energy and power engineering; power plant equipment; air cooled supercritical steam turbine; air cooled ultra-supercritical steam turbine; technical versions; design criterion; economic benefit

收稿日期:2007-02-15 修订日期:2007-07-12

基金项目:国家高技术发展计划(863计划)资助项目(2007AA04Z429)

作者简介:史进渊(1956-),上海发电设备成套设计研究院教授级高级工程师,主要从事发电设备寿命预测、可靠性设计、安全性分析、状态检修和优化运行方面的技术研究。

大型电站装备制造为国家电站重点建设工程提供重大技术装备,是国民经济发展的支柱产业,体现国家的制造能力和制造水平。大型高效节水型煤电装备的研制、生产与使用,对于降低工业综合能耗、水耗,提高整个国民经济效益,实现增长方式转变都有巨大影响,是衡量一个国家科学技术水平高低的重要标志。把超临界与超超临界发电技术和空冷发电技术集成起来,研制超临界与超超临界空冷煤电装备,是大型高效节水型煤电装备的发展趋势^[1,2]。研究超临界与超超临界汽轮机的技术特点,对于优化发展煤电是一项有益的工作。

1 技术背景

(1) 我国东部沿海和南方发展煤电面临缺煤与运煤紧张问题。我国煤炭储量比较丰富,居世界第二位。我国煤炭资源的地理分布极不平衡,北多南少,西多东少,煤炭资源的分布与消费区的分布极不协调。根据 2005 年 8 月的数据,内蒙古、山西、新疆、陕西、宁夏和甘肃等 6 个省区煤炭储量占全国煤炭储量的 87.50%,全国煤炭运输约占铁路货运的 44%。在我国东部沿海和南方建设火电厂面临缺煤和运煤紧张的问题。

(2) 我国北方富煤地区发展煤电面临缺水问题。我国是一个缺水的国家,人均水资源量约为 2200 m³,仅为世界人均水资源量的 1/4(长江以北人均水资源量不足世界人均水资源量的 1/10)。我国人均水资源在世界名列第 121 位,被联合国列为 13 个贫水国之一。火电厂是工业用水大户,全国火电厂取水总量约占工业取水总量的 1/2,耗水量占工业耗水量的 20% 以上。一座大型火电厂的耗水量,大约相当于一个中小型城市的生活用水总量。在我国北方富煤缺水地区建设火电厂面临缺水问题。

(3) 国民经济发展急需开发大型高效节水型煤电装备。火电厂是工业用煤大户,我国 50% 以上的煤炭用来发电。国民经济和社会发展对节能节水有明确的要求,第十一个五年规划纲要(2006 年 3 月 17 日)提出了“单位 GDP 能耗下降 20%”的指标,主要污染物(SO₂ 等)排放总量减少 10%,控制温室气体(CO₂ 等)取得成效。国家发改委 2007 年 2 月 14 日对外公布了节水“十一五”规划,提出了“单位 GDP 用水量比 2005 年降低 20% 以上”的指标。国家经济发展要求单位 GDP 能耗与水耗年均下降 4%,污染物排放总量年均减少 2%,急需电站装备制造为节能减排和节水提供大型、高效、节水型煤电装备。

(4) 发展超临界和超超临界空冷煤电装备是大型、高效、节水型煤电装备的发展趋势。现有的超临界与超超临界湿冷煤电装备的煤耗低,但耗水量大,在缺水地区无法使用;现有的亚临界空冷煤电装备,耗水量仅为湿冷机组的 1/4,在缺水地区可以使用,但煤耗比较高。超临界和超超临界空冷煤电装备是一种新型的煤电装备,通过提高蒸汽参数(采用超临界参数或超超临界参数)来实现节能降耗,通过热力系统冷端排汽采用空气冷却来实现节水;煤耗低,相同发电量对应的污染物与 CO₂ 的排放比较低,耗水量少,节能、节水符合可持续发展战略。国家有关部门计划在我国北方建设 13 个装机容量约为 10000MW~20000MW 的煤电基地(电站群),采用特高压电网输电到大中城市的负荷中心^[4]。这些煤电基地均缺水,急需大量超临界和超超临界空冷煤电装备。因此,自主研制和生产超临界与超超临界空冷煤电装备是实现我国煤电节能减排、节水的重要途径之一,也是我国优化煤电的发展趋势。

2 技术方案

在超临界和超超临界空冷 600 MW 与 1000 MW 煤电装备中,锅炉可采用国内已有的超临界和超超临界 600 MW 和 1000 MW 锅炉,发电机可采用国内现有的 600 MW 和 1000 MW 发电机,空冷系统可采用国内现有的直接空冷系统;超临界和超超临界空冷汽轮机是一种新产品,是超临界和超超临界空冷煤电装备的关键设备。超临界和超超临界空冷汽轮机的技术特点是高压缸进汽采用超临界参数或超超临界参数,低压缸的排汽采用空气冷却。研制超临界和超超临界空冷汽轮机,就是要把超临界与超超临界汽轮机技术和空冷汽轮机技术集成起来,达到降低热耗与节水的技术效果。

2.1 总体方案

(1) 超临界空冷 600 MW 汽轮机。高压缸主蒸汽为超临界蒸汽参数,超临界空冷 600 MW 汽轮机的高压缸和中压缸有高中压合缸与高中压分缸 2 种结构;低压缸的排汽采用空气冷却,低压缸有 2 排汽与 4 排汽 2 种结构,末级叶高为 530 mm~690 mm 时采用低压缸 4 排汽结构,末级叶高为 840 mm~950 mm 时采用低压缸 2 排汽结构。超临界空冷 600 MW 汽轮机依据高中压缸与低压缸的不同组合,有 2 缸 2 排汽、3 缸 2 排汽、3 缸 4 排汽和 4 缸 4 排汽共 4 种结构。

(2) 超超临界空冷 600 MW 汽轮机。高压缸主蒸汽为超超临界蒸汽参数,超超临界空冷 600 MW

汽轮机的高压缸和中压缸有高中压合缸与高中压分缸2种结构;低压缸的排汽采用空气冷却,低压缸通常采用末级叶高为840~950 mm的2排汽结构。超超临界空冷600 MW汽轮机依据高中压缸与低压缸的不同组合,可采用2缸2排汽或3缸2排汽的结构。

(3) 超超临界空冷1000 MW汽轮机。高压缸主蒸汽为超超临界蒸汽参数,超超临界空冷1000 MW汽轮机的高压缸和中压缸通常采用高中压合缸与高中压分缸结构两种结构;低压缸的排汽采用空气冷却,低压缸通常采用末级叶高为650~940 mm的4排汽结构。超超临界空冷1000 MW汽轮机宜采用3缸4排汽或4缸4排汽的结构。

2.2 关键技术

超临界与超超临界空冷汽轮机的高压缸面临高温高压问题,可借鉴超临界与超超临界湿冷汽轮机的高压缸的设计与制造技术;超临界与超超临界空冷汽轮机的低压缸面临背压高、背压变化范围大、背压变化频繁的问题,可借鉴亚临界空冷汽轮机的低压缸的设计与制造技术。通过集成创新,自主设计与研制超临界与超超临界空冷汽轮机,还要解决好以下关键技术:

(1) 高温承压部件强度与寿命设计技术。超临界与超超临界空冷汽轮机的高压缸进汽为超临界蒸汽参数24.2 MPa/566℃/566℃或超超临界蒸汽参数25~30 MPa/600℃/600℃。随着蒸汽温度升高,高温部件材料许用应力下降,从而导致高温承压部件强度问题更为突出、高温关键部件寿命缩短。从20世纪90年代起,国内外电站用户对汽轮机提出了运行40年、启停10000次的寿命要求。为了确保高温部件的长寿命安全运行,需要掌握高温部件的强度设计技术,需要采用蒸汽冷却技术,需要开展关键部件寿命设计技术研究。

(2) 轴系动特性设计技术。由于超临界与超超临界空冷汽轮机的高压蒸汽的密度比较大、比容小,高压转子的偏心、间隙不对称产生的蒸汽力,容易引起汽流激振与轴系失稳,轴系振动问题比较突出;超临界与超超临界空冷汽轮机背压及排汽温度高,背压变化频繁,背压及排汽温度变化范围大,低压缸及框架与基础的局部变形量也比较大;这些因素对超临界与超超临界空冷汽轮发电机组轴系稳定性产生一定影响。应深入研究大型超临界与超超临界空冷汽轮发电机组轴系的动特性,低压轴承座设计宜采用落地式结构,以保证超临界与超超临界空冷机组轴系动特性的安全性。

(3) 通流部分优化设计技术。超临界与超超临界空冷汽轮机设计的背压较高,并且受季节、昼夜环境温度气温的影响,变化范围大,这就要求超临界与超超临界空冷汽轮机能够在某个较宽的背压范围内高效运行。超临界与超超临界空冷汽轮机实际运行工况比较复杂,可能还要参与调峰或供热,要求超临界与超超临界空冷汽轮机的叶片特别是低压缸叶片及末级动、静叶片应具有良好的变工况气动性能,以保证超临界与超超临界空冷汽轮机在变工况条件下高效运行。汽轮机热力设计应尽可能使超临界与超超临界空冷汽轮机的中压缸与低压缸的分缸压力适当降低,以使低压汽轮机的进汽温度降低在350℃以下,以避免低压转子材料产生回火脆化,低压转子尽可能不采用超纯净冶炼技术。

(4) 专用末级叶片以及专用低压缸的研制。随着低压排汽采用空气冷却,导致背压高、背压变化范围大、背压变化频繁,超临界与超超临界空冷汽轮机的末级叶片颤振、低压缸刚度等设计问题突出。在高背压低负荷运行时的小容积流量工况,脱流和可能出现的颤振会影响低压缸叶片和末级叶片的可靠性和机组的经济性。在低背压高负荷运行时的大容积流量工况,可能发生阻塞,汽流弯应力增大,排汽损失增大,还会影响低压缸叶片和末级叶片的可靠性和机组的经济性。由于背压变化范围大且变化频繁,排汽容积流量变化大导致低压缸及排汽管的变形也大,因此需要开展对低压缸的排汽缸与排汽管气动性能优化设计及结构刚度的设计技术研究。研制超临界与超超临界空冷汽轮机,需要开发出气动性能好,并且可靠性高的专用末级叶片以及专用低压排汽缸和排汽管。

3 设计准则

参照现有亚临界与超临界汽轮机的设计准则^[5-13],结合超临界与超超临界空冷汽轮机的技术特点,推荐以下20个设计准则供汽轮机制造行业参考。

3.1 高温部件强度设计准则

(1) 常规设计的静强度的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮机高温部件的静强度常规设计的设计准则为:

$$\bar{\sigma} < [\sigma]$$

式中, $\bar{\sigma}$ 为截面平均应力; $[\sigma]$ 为许用应力。

(2) 高温强度有限元分析的设计准则。随着计算机技术的发展,大型有限元分析商用软件(ANSYS软件、NASTRAN软件、ADINA软件和SAP软件等)在

汽轮机高温部件的强度设计中广泛应用。在应用有限元计算结果校核汽轮机高温部件强度时,碰到了缺少强度设计准则的技术难题。推荐有限元分析超临界与超超临界空冷汽轮机高温部件弹性应力的强度设计准则为:

$$\bar{\sigma} < [\sigma] \text{ 且 } \sigma_{\max} < 2\sigma_{0.2}$$

式中, σ_{\max} 为应力集中处弹性计算的峰值应力; $\sigma_{0.2}$ 为材料在工作温度下的屈服极限。

3.2 关键部件寿命设计准则

(1) 蠕变寿命的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮机高温部件蠕变寿命的设计准则为

$$\tau_r \geq m \cdot t_y$$

式中, τ_r 为蠕变寿命的设计值, m 为用户要求的运行年数, t_y 为年平均运行小时数。

(2) 低周疲劳寿命的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮机关键部件低周疲劳寿命的设计需考虑冷态启停低周疲劳寿命、温态启停低周疲劳寿命、热态启停低周疲劳寿命、极热态启停低周疲劳寿命和负荷变动低周疲劳寿命符合要求,设计准则为

$$E_N = \frac{n_c}{N_c} + \frac{n_w}{N_w} + \frac{n_h}{N_h} + \frac{n_r}{N_r} + \frac{n_1}{N_1} < \alpha$$

式中, E_N 为汽轮机部件低周疲劳寿命累积损耗; N_c 为汽轮机部件冷态启停的低周疲劳寿命的设计值; N_w 为汽轮机部件温态启停的低周疲劳寿命的设计值; N_h 为汽轮机部件热态启停的低周疲劳寿命的设计值; N_r 为汽轮机部件极热态启停的低周疲劳寿命的设计值; N_1 为汽轮机部件负荷变动的低周疲劳寿命的设计值; n_c 为用户要求的冷态启动次数; n_w 为用户要求的温态启动次数; n_h 为用户要求的热态启动次数; n_r 为用户要求的极热态启动次数; n_1 为用户要求的负荷变动次数; α 为用户要求的总寿命损耗,通常 $\alpha < 1$, 寿命损耗留有 $(1 - \alpha)$ 的余量以备突发性事故。

(3) 蠕变与低周疲劳交互作用下寿命的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮机高温关键部件在蠕变与低周疲劳交互作用下寿命的设计准则为

$$E = \frac{n_c}{N_c} + \frac{n_w}{N_w} + \frac{n_h}{N_h} + \frac{n_r}{N_r} + \frac{n_1}{N_1} + \frac{mt_y}{\tau_r} < \alpha$$

式中, E 为蠕变与低周疲劳交互作用下的寿命累积损耗。

3.3 轴系动特性设计准则

(1) 汽流激振的设计准则。汽流激振是国内外许多科研单位正在研究的课题,汽轮机防止汽流激振的轴系稳定性的设计准则国内外尚未统一看法,

设计准则阶段性的研究成果如下:一种方法是在工作转速下考虑汽流激振影响的最恶劣工况下,把轴系对数衰减率 δ 作为考虑汽流激振的超临界与超超临界空冷汽轮发电机组轴系的稳定性安全的设计准则为:

$$\delta > 0.065$$

式中, δ 为考虑汽流激振影响的最恶劣工况下轴系的对数衰减率;另一种方法是把汽流激振交叉刚度作为设计准则:

$$k_{\max} < [k]$$

式中, k_{\max} 为最大汽流激振交叉刚度; $[k]$ 为允许汽流激振交叉刚度, $[k] = 10^7 \text{ N/m}^{[10]}$ 。

(2) 轴系油膜涡动的稳定性的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮发电机组轴系油膜涡动稳定性的设计准则:

$$n_s > 1.25 n_0$$

式中, n_s 为轴系油膜涡动引起的失稳转速; n_0 为额定工作转速。

(3) 轴系临界转速的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮发电机组轴系临界转速应避免下列区域:

$$0.9n_0 < n_c < 1.15n_0$$

式中, n_c 为汽轮发电机组轴系的实际临界转速。

(4) 不平衡响应的的设计准则。不同的不平衡质量分布条件对应不同的不平衡响应的评价标准。在采用常规的不平衡质量分布的条件下,超临界与超超临界空冷汽轮发电机组轴系不平衡响应的的设计准则为:

$$y_{\max} < 50 \mu\text{m}$$

$$y_{b\max} < 12.5 \mu\text{m}$$

式中, y_{\max} 为轴颈最大不平衡响应峰峰值, μm ; $y_{b\max}$ 为支座最大不平衡响应峰峰值, μm 。

(5) Q 系数的设计准则。计算超临界与超超临界空冷汽轮发电机组轴系的 Q 系数, Q 系数反映轴系对不平衡响应的敏感程度,是一个无量纲不平衡响应值。计算 Q 系数的数值时,不需要假定不平衡量,仅与汽轮机的轴系动特性有关。采用 Q 系数法分析轴系不平衡响应的的设计准则为:超临界与超超临界空冷汽轮发电机组轴系的 Q 系数位于设计方法规定的 A 区^[11]。

(6) 轴系扭振频率的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮发电机组轴系扭振频率的计算值应避免下列区域:

$$45 \text{ Hz} \leq f_m \leq 55 \text{ Hz}$$

$$93 \text{ Hz} \leq f_m \leq 108 \text{ Hz}$$

避开第一个区域意味着轴系扭振频率应避免开工频瞬态电磁力矩激励(冲击扭振);避开第二个区域意味着轴系扭振频率应避免开停频瞬态电磁力矩激励(超同步共振)。

(7) 轴系扭振应力的设计准则。发电机端两相短路时,超临界与超超临界空冷汽轮发电机组转子任何部位的最大名义切应力 τ_{\max} 应小于材料抗扭屈服极限,设计准则为:

$$\tau_{\max} < \tau_s$$

式中, τ_{\max} 为发电机两相短路转子最大名义切应力; τ_s 为材料抗扭屈服极限。

(8) 基础振动的设计准则。3000 r/min 超临界与超超临界空冷汽轮机基础振动的设计准则为:

$$y \leq [y]$$

式中, y 为给定的扰力下计算出的振动线位移, mm; $[y]$ 为允许振动线位移, $[y] = 0.02 \text{ mm}$ 。

3.4 专用末级叶片振动设计准则

(1) 长叶片颤振的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮机长叶片颤振的设计准则为:

$$S_r < [S_r]$$

式中, S_r 为长叶片特征截面的斯特劳哈尔数; $[S_r]$ 为长叶片许用斯特劳哈尔数。为避免长叶片颤振,要求:对弯曲振动 $[S_r] \leq 80$, 对扭转振动 $[S_r] \leq 16$ 。

(2) 末级叶片限制汽流弯应力的设计准则。对于全周进汽的排汽级,给出超临界与超超临界空冷汽轮机末级叶片的限制汽流弯应力的设计准则为:

$$\sigma_{sb} < 25 \text{ MPa}$$

式中, σ_{sb} 为叶型根部汽流弯应力, MPa。

(3) 末级自由叶片振动的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮机末级自由叶片指的是切向 A_0 型振动频率调开第一类 (Kn_0) 激振力频率的叶片,其振动设计准则为:

$$f_{d1} - (K - 1)n_1 \geq 7.5 \text{ Hz}$$

$$Kn_2 - f_{d2} \geq 7.5 \text{ Hz}$$

式中, n_1 为工作转速的上限, s^{-1} ; n_2 为工作转速的下限, s^{-1} ; f_{d1} 为工作温度下叶片在工作转速高限 n_1 时的实际动频, Hz; f_{d2} 为工作温度下叶片在工作转速低限 n_2 时的实际动频, Hz; K 为激振力的转速倍率, $K = 2, 3, 4, 5, 6$ 。

(4) 末级整圈连接叶片组振动的设计准则。对于采用围带及松拉筋、Z型拉筋或阻尼拉筋等连接的超临界与超超临界空冷汽轮机的末级整圈叶片

组,其振动设计准则为避开三重点共振^[12],三重点共振的条件为:

$$m = K = f_{dm}/n_0$$

式中, m 为整圈叶片组振动的节径数; K 为激振力的转速倍率; f_{dm} 是节径数为 m 的振型下整圈叶片组的动频率。

3.5 专用低压缸刚度设计准则

(1) 低压缸刚度的设计准则。在背压变化情况下超临界与超超临界汽轮机低压缸结构有限元分析的设计准则为:

$$Y_{\max} < [Y]$$

式中, Y_{\max} 为低压缸轴颈部位三方向(轴直、水平、轴向)位移的最大值, $[Y]$ 为许用位移值,对于超临界与超超临界空冷汽轮机低压缸取 $[Y] = 2 \text{ mm}$ 。

(2) 低压缸隔板刚度的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮机低压缸隔板采用常规设计或有限元分析的设计准则为:

$$y_{a\max} < [y_a]$$

式中, $y_{a\max}$ 为低压缸隔板的最大挠度; $[y_a]$ 为许用隔板挠度; $[y_a]$ 与汽轮机低压缸动静间隙的设计值有关。

(3) 低压缸轴承座刚度的设计准则。超临界与超超临界空冷汽轮机低压缸轴承座静刚度有限元分析的设计准则为:

$$K_{\min} < [K]$$

式中, K_{\min} 为轴承座在三方向上的静刚度的最小值, $[K]$ 为许用的轴承座刚度, $[K] = 3.24 \times 10^9 \text{ N/m}$ 。

4 技术效果

4.1 节煤效果

亚临界空冷 600 MW 汽轮机的热耗为 8040 kJ/(kW·h),若超临界空冷 600 MW 汽轮机的热耗为 7770 kJ/(kW·h),热耗差 $\Delta HR = 270 \text{ kJ/(kW·h)}$ 。超临界锅炉效率取为 $\eta_b = 93\%$,管道效率取为 $\eta_p = 98.5\%$,空冷 600 MW 机组不脱硫的厂用电率取为 $K = 7\%$,标准煤的低位发热量 $Q_{dw}^y = 29\,308 \text{ kJ/kg}$,则与亚临界空冷 600 MW 机组相比,采用超临界空冷 600 MW 机组后,供电煤耗下降

$$\begin{aligned} \Delta b_n^s &= \frac{1000\Delta HR}{Q_{dw}^y \eta_b \eta_p (1 - K)} \\ &= \frac{1000 \times 270}{29308 \times 0.93 \times 0.985 \times (1 - 0.07)} \\ &= 10.81 \text{ g/(kW·h)} \end{aligned}$$

若超临界空冷 600 MW 机组的年利用小时按

5500 h 计算,1 台超临界空冷 600 MW 机组 1 年节约标准煤 $60 \times 10^4 \times 5500 \times 10.81 \times 10^{-6} = 35673$ t。标准煤的价格在我国北方富煤地区也有差异,内蒙达拉特、陕西锦界、内蒙准格尔与山西大同的每吨标准煤价格分别为 210 元、220 元、264 元和 326 元。在这 4 个地方,1 台超临界空冷 600 MW 机组每年节煤费用分别为 749 万元、785 万元、942 万元和 1163 万元。

若超超临界空冷 1000 MW 汽轮机的热耗为 7565 kJ/(kW·h),则同亚临界空冷 600 MW 机组相比,热耗差 $\Delta HR = 475$ kJ/(kW·h),采用超超临界空冷 1000 MW 机组后,供电煤耗下降 19.02 g/(kW·h);1 台超超临界空冷 1000 MW 机组 1 年节约标准煤 $100 \times 10^4 \times 5500 \times 19.02 \times 10^{-6} = 104610$ (t)。若年利用小时按 5500 h 计算,标准煤的价格按每吨 210 元~326 元计算,1 台超超临界空冷 1000 MW 机组每年节煤费用约为 2197 万元~3410 万元。

4.2 减排效果

若按晋北烟煤计算,燃用 1 t 标准煤,产生 2.8042 tCO₂、0.01645 tSO₂ 和 0.003729 tNO_x。1 台超临界空冷 600 MW 机组 1 年节约标准煤 35673 t,CO₂ 减排 100034 t,SO₂ 减排 587 t,NO_x 减排 133 t。1 台超超临界空冷 1000 MW 机组 1 年节约标准煤 104610 t,CO₂ 减排 293347 t,SO₂ 减排 1721 t,NO_x 减排 390 t。

4.3 节水效果

大型循环湿冷机组装机耗水率按 0.8 m³/(s·GW)计算,年利用小时按 5500 h 计算,1 台 600 MW (0.6GW)湿冷机组年耗水量 $0.6 \times 0.8 \times 5500 \times 3600 = 950.4 \times 10^4$ (m³) = 950.4 万(t)。若空冷机组的耗水量为循环冷却供水湿冷机组的 1/4,则 1 台超临界空冷 600 MW 机组每年节水 $950.4 \times 3/4 = 712.8$ 万(t);1 台超超临界空冷 1000 MW (1GW)机组每年节水 $1 \times 0.8 \times 5500 \times 3600 \times 3/4 = 1188 \times 10^4$ (m³) = 1188 万(t)。采用超临界与超超临界空冷机组,节水量与亚临界空冷机组相同,效果显著。

4.4 缓解运煤压力

若超临界空冷 600 MW 机组供电标准煤耗按 320 g/(kW·h)计算,年利用小时按 5500 h 计算,1 台超临界空冷 600 MW 机组 1 年消耗标准煤 $60 \times 10^4 \times 5500 \times 0.320 \times 10^{-3} = 1056000$ (t) = 105.6 万(t),火车每车皮运输标准煤按 50t 计算,1 台超临界空冷 600 MW 机组 1 年耗煤 21120 车皮。若每 t 标准煤的铁路运费按 80 元计算,则每年可节约运煤费用约 105.6 × 80 = 8484 万元。若超超临界空冷 1000 MW 机组供电标准煤耗按 310 g/(kW·h)计算,年利用小时按

5500 h 计算,1 台超临界空冷 1000 MW 机组 1 年消耗标准煤约 170.5 万 t、34100 车皮,运煤费用约 13640 万元。由运煤变输电,可缓解我国铁路运煤的紧张状态,社会效益显著。

4.5 新增投资分析

若不包括空冷系统的亚临界 600 MW 机组主机价格按 4.5 亿元计,不包括空冷系统的超临界 600 MW 机组的主机价格与不包括空冷系统的亚临界 600 MW 机组相比约增长 10%。采用超临界空冷 600 MW 机组,对于不包括空冷系统的主机,由于蒸汽参数升高造成新增投资约为 4500 万元,1 台超临界空冷 600 MW 机组每年节煤费用按 749 万元~1163 万元计,初步分析,4~6 年就可收回提高蒸汽参数带来的新增投资,新增投资回收期短。

5 结 论

(1) 我国发展煤电面临缺煤与缺水问题,国民经济中长期发展要求单位 GDP 能耗与水耗年均下降 4%,急需制造业提供大型、高效、节水型煤电装备,自主研制和生产超临界与超超临界空冷煤电装备是实现我国煤电节能、减排、节水的重要途径之一。

(2) 超临界与超超临界空冷汽轮机是超临界与超超临界空冷煤电装备的关键设备,把超临界与超超临界汽轮机技术和亚临界空冷汽轮机技术集成起来,通过自主创新,研究解决关键技术,研制超临界与超超临界空冷汽轮机的技术方案是可行的。

(3) 1 台超临界空冷 600 MW 机组每年节约标准煤 35673 t、节水约 712.8 万 t,1 台超超临界空冷 1000 MW 机组每年节约标准煤 104610 t、节水约 1188 万 t,节煤与节水效果显著,新增投资回收期短,发展超临界与超超临界空冷机组,经济效益与社会效益显著。

参考文献:

- [1] 史进渊. 大型、高效、节水型煤电装备的发展趋势 [C]. 上海市科学技术学会, 2007.
- [2] 史进渊, 陈洪溪, 危奇, 等. 超临界空冷汽轮机: 中国, ZL200310107844. 8 [P]. 2007-7-25.
- [3] 朱宝田. 透平技术在我国电力可持续发展中的地位 [C]. 第四届全国火力发电学术年会论文集, 2003: 200-215.
- [4] 顾德明, 彭泽英. 空凝汽式汽轮机发展面临的问题及对策 [J]. 热力透平, 2006, 35(4): 229-233.

(下转第 855 页)

由一个很小的扰动引发后逐渐加强,最终形成一个极限循环振荡。温度振荡的历程与压力振荡的历程不完全一致,但从FFT分析中可以看出:在频率约为215 Hz处出现了峰值,同时在基频的倍频处也出现了峰值。这表明该监视点处的压力和温度以相同的频率振荡。这表明压力振动的频率和热释放的频率是一致的。这与Rayleigh稳定性判据是相符合的。

引起燃烧室内各参数振荡的因素可理解为:燃烧所放出的热量与燃烧室内的声学特性之间能够产生反馈作用,热释放的波动能够在燃烧室中激发压力的波动,该压力波动反过来影响流场的特性,从而引起放热量的进一步波动。当两种波动存在合适的相位关系,且系统获得的能量大于边界阻尼时,就能够使振荡增强,这种振动即为热声振动,压力振动外在表现为出现噪声。

前面曾分析过燃烧室内火焰运动的频率约为220 Hz,这也与燃烧室内监视点的压力和温度的波动频率很好地吻合。这表明作为传递环节的火焰在燃烧稳定性分析中具有重要的意义,因为火焰给燃烧室振动噪声的放大提供了正反馈。应该进一步对燃烧不稳定状态下火焰内的流动、热释放和化学动力学等相关因素进行详细研究。

4 结 论

(1) 从计算结果可以看出,本文应用CFD方法建立的非稳态预混燃烧模型能够很好地捕捉预混燃烧过程中火焰自激振荡过程的动态特性,数值结果与实验结果很好地吻合。

(2) 对实验燃烧器不稳定燃烧过程中燃烧室内的速度、压力和温度值进行分析,发现燃烧室内的低频振荡波动主要是轴向的波动;燃烧室内的压力和温度以相同的频率振荡,表明压力振动的频率和热释放的频率是一致的。这与Rayleigh稳定性判据是

相符合的。

(3) 燃烧室内火焰的运动的频率与燃烧室内压力和温度的波动频率也是一致的,这表明作为传递环节的火焰在燃烧稳定性分析中具有重要的意义,应该进一步对燃烧不稳定状态下火焰内的流动、热释放和化学动力学等相关因素进行详细研究。

(4) 该数值方法可以对预混燃烧的自激振荡的频率与幅值以及火焰的动态特性进行预测和分析,为进一步研究预混燃烧不稳定产生的机理和对不稳定的控制奠定了基础。

参考文献:

- [1] Joshi N D, Epstein M J, Marakovits S, et al. Development of a fuel air premixer for aero-derivative low emissions combustors[C]. ASME Paper, 1994-GT-255.
- [2] Lovett J. Lean premixed combustor operation on heavy duty gas turbines [C]. Proceedings of ACTSR Combustion Workshop N, Atlanta, GA, March S-7, 1997.
- [3] Dilip P. Thermoacoustic stability of quasi one dimensional flows: analytical and numerical formulation[C]. ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, 2004.
- [4] Richards G A, Janus M C. Characterization of oscillations during premix gas turbine combustion [D]. ASME Paper 1997-GT-244.
- [5] Al-Masoud N, Singh T. Parametric control of combustion thermo-acoustic instabilities [M]. Control Systems Technology, IEEE Transactions on Volume 13, Issue 6, Nov. 2005:1076 - 1083.
- [6] Bruno S C. A detailed analysis of thermoacoustic interaction mechanism in a turbulent premixed flame[C]. ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria, 2004.
- [7] Uwe, Krueger. Selbsterregte brennkammer schwingungen experimentelle und numerische untersuchungen zur flammendynamik[D]. Technical University Aachen, 1999.

(上接第830页)

- [5] 史进渊,杨宇,孙庆,等.亚临界和超临界汽轮机强度振动与寿命设计准则的研究[J].机械工程学报,2005,41(1):189-192.
- [6] 史进渊.汽轮机零件与系统的可靠性设计[J].中国电机工程学报,1996,16(1):50-53.
- [7] 史进渊.汽轮机动叶片的可靠性设计方法[J].应用力学学报,2007,24(2):331-334.
- [8] 史进渊,杨宇,邓志成,等.电站汽轮机研制与生产的可靠性技术研究[J].动力工程,2005,25(1):7-12.
- [9] 史进渊,杨宇,孙庆,等.大型汽轮机部件低周疲劳安全寿命的设计与评定[J].应用力学学报,2007,

24(2):331-334.

- [10] 孙庆,危奇,钟小萍,等.蒸汽激振及其对大机组轴系振动和稳定性影响的计算分析研究[J].汽轮机技术,2003,45(1):20-22.
- [11] GB/T19874-2005/ISO10814. 1996机械不平衡敏感度和不平衡灵敏度[S]. 2005.
- [12] 黄文虎,邓连超,赵玉昌.一类周期性结构的振动分析[J].哈尔滨工业大学学报,1979,11(3):11-30.
- [13] 史进渊,杨宇,邓志成,等.超临界和超超临界汽轮机汽缸传热系数的研究[J].动力工程,2006,26(1):1-5.