

内陆核电站汽轮机选型及冷端优化

罗必雄 陈 娟 朱光宇 龙国庆

(广东省电力设计研究院 广东 广州 510663)

摘 要: 电站冷端优化的目的是从成本与收益方面综合考虑, 确保在机组整个寿命期内获得最大效益。汽轮机、凝汽器、冷却塔及相关系统的设置影响成本, 不同汽轮机排汽面积、凝汽器换热面积、冷却塔面积对应着不同的年发电量, 只有合适的设计背压才能确保机组在电站整个寿命期内效益最大化。本研究根据内陆某核电站的厂址条件, 通过对汽轮机排汽面积的计算、凝汽器换热面积的选择、冷却塔及循环水系统的设计, 对该核电站汽轮机进行选型, 并对冷端进行全面优化设计, 最后确定凝汽器的最佳设计背压及冷却塔面积, 确保机组在计算寿命期内获得最佳效益, 可供同类型电站设计参考。

关 键 词: 核电站; 汽轮机选型; 冷端优化

中图分类号: TK26 文献标识码: B

引 言

根据国家政策, 大批核电项目都要在“十一五”末和“十二五”期间陆续开工, 核电厂址也由沿海地区开始转向内陆。由于内陆核电普遍缺水, 采用冷却塔二次循环供水系统成为必然, 而大型冷却塔投资巨大, 为了使电站真正达到汽轮机投资、运行和维修费用最省, 获得最佳经济效益, 内陆核电的冷端优化设计显得非常重要。

冷端优化从广义上讲, 包括从汽轮机末级叶片, 凝汽器, 循环水泵直至冷却塔。根据汽轮机微增出力曲线的特性, 在高于阻塞背压范围内, 随着汽轮机背压降低, 汽轮机出力随之增大, 为保证换热充分, 凝汽器的冷却面积随之增大。同时, 冷却塔系统为保证最佳的冷却水出塔温度也需要增大换热面积。冷端优化的目的就是対机组设计背压、机组微增功率, 凝汽器换热面积, 循环水冷却倍率及凝汽器进水温度等参数进行多方案比选, 根据经济性最大化的原则, 找到设计的最佳背压和冷却系统的最佳配置。玉环、海门等 1 000 MW 超超临界机组都进行过冷

端优化, 但这些项目都没采用冷却塔, 本研究依托国内某内陆 AP1000 核电站项目, 详细介绍有冷却塔核电站的汽轮机选型及冷端优化过程, 该项目循环冷却方式采用带自然通风冷却塔的二次循环供水系统, 补给水取自长江, 全年大气平均湿球温度为 13.8℃。

1 汽轮机选型

汽轮机的功率与进汽量和蒸汽焓降均有关系。对于核电机组, 只要核岛确定, 汽轮机的进口蒸汽初参数就确定, 故汽轮机所能发出的最大功率与末级叶片的通流能力(即汽轮机的排汽面积)有关。因为在蒸汽流量一定情况下, 排汽面积越大, 余速越低, 余速损失越小, 从而提高了汽轮机的热效率, 但汽轮机每一种排汽口都有一种适用的背压范围, 而现场进凝汽器的冷却水温又决定了最低的背压值。因此, 针对每个工程, 为了增大功率, 需根据现场的冷却水温及背压, 确定增加低压缸的数量还是增加末级叶片的高度。

1.1 汽轮机排汽面积初选

汽轮机排汽面积计算可估算为:

$$F = GV/C$$

式中: F —汽轮机排汽面积, m^2 ; G —汽轮机排汽量, kg/s ; V —汽轮机低压缸排汽比容, m^3/kg ; C —汽轮机余速, m/s 。

核电半速机排汽量约 0.51~0.53 倍汽轮机进汽量, AP1000 核电进汽量为 1 888.6 kg/s , 取排汽量为 982 kg/s ; 汽轮机余速常用范围为 210~260 m/s , 取 220 和 250 m/s ; 汽轮机低压缸排汽比容可根据汽轮机排汽背压和排汽湿度确定。表 1 中给出了核电半速机组冷却水温对应的背压范围。

收稿日期: 2010-06-03; 修订日期: 2010-07-12

作者简介: 罗必雄(1966-), 男, 湖北监利人, 广东电力设计院研究员。

表 1 冷却水温与背压的对应关系

半速机	
$t_w / ^\circ\text{C}$	P_c / kPa
10	2.8 ~ 3.8
12	3.2 ~ 4.2
14	3.6 ~ 4.6
16	4.0 ~ 5.0
18	4.4 ~ 5.4
20	4.8 ~ 5.8
22	5.2 ~ 6.2
24	5.6 ~ 6.6
26	5.9 ~ 6.9

湿式冷却塔的出塔冷却水温度与大气平均湿球温度及设计逼近度的选取有关, 依托工程厂址全年大气平均湿球温度 $T_{wb} = 13.8\text{ }^\circ\text{C}$, 逼近值为 $5 \sim 8\text{ }^\circ\text{C}$; 根据经验, 优化范围取冷却塔设计出水温度为 $19 \sim 25\text{ }^\circ\text{C}$ 。根据此出水温度, 对照表 1 机组背压约为 $4.6 \sim 6.8\text{ kPa}$, 计算结果如表 2 所示。

表 2 排气面积计算结果

P_c / kPa	$C_1 / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	$C_2 / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	F_1 / m^2	F_2 / m^2
4.6	220	250	114.78	101.01
4.8	220	250	110.39	97.15
4.9	220	250	108.61	95.58
5.0	220	250	106.63	93.83
5.2	220	250	102.91	90.56
5.4	220	250	99.48	87.54
5.6	220	250	96.27	84.71
5.8	220	250	93.27	82.08
6.0	220	250	90.49	79.63
6.2	220	250	87.89	77.34
6.4	220	250	85.44	75.19
6.6	220	250	83.14	73.17
6.8	220	250	80.97	71.26

由表 2 结果可见, 对于该电厂址条件, 在可选余速范围内, 如设计余速选较高值时, 排气面积为 $70 \sim 100\text{ m}^2$, 当余速取较低值时, 排气面积为 $81 \sim 114\text{ m}^2$ 。按汽轮机制造厂对汽轮机的优化经验, 对带基本负荷运行的机组, 余速按低值选取。

1.2 末级叶片高度及低压缸数量初选

核电半速汽轮机末级长叶片大致可分为两类, 一类是 $1\,400\text{ mm}$ 等级的叶片, 另一类是 $1\,700\text{ mm}$ 等级的叶片。表 3 为国内各厂家各方案的排气面积

比较。

表 3 AP1000 不同机组方案排气面积比较

	东方-ALSTOM		哈电-三菱		上电-西门子	
末级叶片长度/mm	1 430	1 746	1 430	1 372	1 700	1 396
低压缸数量/个	3	2	2	3	2	2
排气面积/ m^2	112	~110	~75	~107.52	~104	~80

与表 2 相比, 针对本项目的厂址条件, 短叶片两个低压缸的排气面积偏小。3 个低压缸方案与两个低压缸 $1\,700\text{ mm}$ 级长叶片的排气面积略有差别, 但差别不是太大。因此, 本项目采用 $1\,400\text{ mm}$ 级末级叶片 3 个低压缸方案和 $1\,700\text{ mm}$ 级末级叶片两个低压缸方案均可行, 考虑到 $1\,400\text{ mm}$ 级末级叶片在技术上更成熟, 运行经验较丰富, 国内已有一批熟悉该叶片性能的生产厂家和技术人员, 从技术角度上讲更安全, 可靠, 推荐该工程采用 $1\,400\text{ mm}$ 级末级叶片 3 个低压缸方案。

2 冷端优化

2.1 微增出力计算

微增出力的计算是考核机组(末级叶片)在背压微小变化条件下功率的改变, 为冷端优化工作提供计算输入, 同时也可以考察机组变工况性能。通常末级叶片的出力与背压关系曲线(即微增出力曲线)是由汽轮机组供货商提供, 从提供的曲线上可以确定背压的改变与机组出力的对应关系。在项目前期, 汽轮发电机组尚未招标, 设计人员并无末级叶片的资料, 为保证各主设备供货商在重大技术方案上不致引起重大差别, 同时优化冷却水系统, 为业主提供最优化的方案, 可利用微增出力通用计算方法近似估算出在厂址条件下的机组出力和机组设计背压。

2.1.1 计算原理

对于汽轮机的末级叶片而言, 对应某一确定的 G/F 参数(G 为排气量, F 为汽轮机排气面积), 某一型号的末级叶片的微增出力曲线就是确定的, 且是唯一的。首先选定一个相同 G/F 参数的参考电站机组膨胀曲线的排气点作为参考点, 在该点微增出力为零。微增出力的计算是假设在机组背压变化不大的条件下, 排气状态点在原膨胀线上移动, 该过程中级效率不变, 根据不同背压下末级焓降确定机组末级功率与参考点的变化量, 参考点的选取与计算结果无关。在本计算中, 以某工程 AP1000 方案的

排汽点数据作为参考点,排汽面积暂按 112 m² 考虑,所计算的微增出力均为与该点的相对值。计算中假设低压排汽缸的静压恢复系数为零,即排汽缸的扩压段所回收的静压头正好与克服排汽缸阻力所消耗的静压头相当,且低压排汽缸的进出口静压相等。

2.1.2 计算结果

根据 1.1 节 机组背压约为 4.6 ~ 6.8 kPa,因此为了减少优化的工作量,在这个背压范围内进行了机组微增功率的计算,计算结果如表 4 和图 1 所示。

表 4 微增出力计算结果

P_c /kPa	ΔN /MW
4.6	15.25
4.8	12.74
4.9	10.07
5.0	8.76
5.2	6.27
5.4	3.70
5.6	1.07
5.8	0.00
6.0	-4.04
6.2	-6.66
6.4	-9.20
6.6	-11.73
6.8	-14.16

在随后的冷端优化计算中,以计算的汽轮机微增出力曲线为基础,对冷端的多参数进行组合择优。

2.2 冷端优化计算

凝汽器的背压 P_c 可由其饱和蒸汽温度 t_c 确定:

$$t_c = t_{w1} + \delta_1 + \Delta t$$

$$\approx t_{w1} + \delta_1 + 520/m$$

$$m = W/G$$

$$\delta_1 = \Delta t / e^{\frac{K \cdot A_c}{4 \cdot 187 W}} - 1$$

式中: t_{w1} —凝汽器冷却水进水口温度, °C; δ_1 —传热端差, °C; Δt —凝汽器进、出口的循环冷却水温升, °C; M —循环冷却倍率; W —冷却水流量, kg/s; G —进入凝汽器的蒸汽量, kg/s; K —凝汽器总体传热系数; A_c —凝汽器面积, m²。

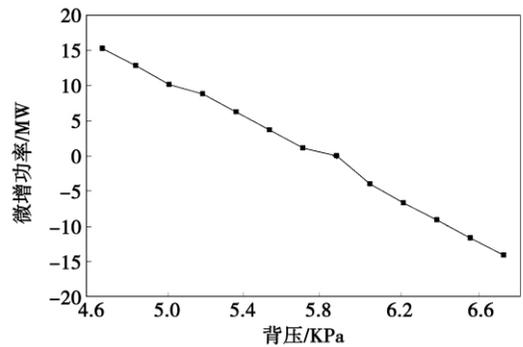


图 1 微增出力曲线

冷却塔的选型与 t_{w1} 和 Δt 紧密关联。通过凝汽器的计算,可以得到不同冷却水温、冷却倍率以及传热端差对应的凝汽器传热面积。然后在冷却塔的计算中,可以得出不同冷却水温和冷却倍率对应的冷却塔淋水面积。本研究选取两个直观的变量作为优化的自变量,分别是凝汽器端差 δ_1 和冷却塔出水水温,在允许的范围内进行多工况的计算组合。冷却水管材质为不锈钢,根据《水工手册》,流速取 2.0 m/s,冷却管规格采用 $\phi 25 \times 0.5$ mm,凝汽器总体传热系数采用 HEI 第九版的计算方法,污垢系数取 0.9。

2.3 1 机 1 塔与 1 机 2 塔的优选方案技术经济比较

表 5 国产常规塔型与塔芯材料, 1.5 m 高填料

最优方案	设计背压 /kPa	端差 /°C	出塔水温 /°C	温升 /°C	凝汽器面积 /m ²	冷却倍率 /m	冷却塔 /m ²	总投资 /亿元	绝对微增功率率差异 /MW	绝对微增功率率差异 /万元 · a ⁻¹
1 机 1 塔	5.2	3.50	22.00	8.10	105 898	65.45	23 500	4.873	-2.36	-413
1 机 2 塔	5.0	4.00	20.00	8.90	94 133	59.56	2 × 15500	5.064	0	0

表 6 国产优化加高塔型与塔芯材料, 1 机 1 塔 1.75 m 高填料, 1 机 2 塔 1.5 m 高填料

最优方案	设计背压 /kPa	端差 /°C	出塔水温 /°C	温升 /°C	凝汽器面积 /m ²	冷却倍率 /m	冷却塔 /m ²	总投资 /亿元	绝对微增功率率差异 /MW	绝对微增功率率差异 /万元 · a ⁻¹
1 机 1 塔	5.2	3.50	22.00	8.10	105 898	65.45	22000	4.93	-1.9	-333
1 机 2 塔	5.0	4.00	20.00	8.90	94 133	59.56	2 × 14000	5.12	0	0

表 7 SPX 公司塔型与塔芯材料, 1 机 1 塔 1.8 m 高填料, 1 机 2 塔 1.52 m 高填料

最优方案	设计背压 /kPa	端差 /°C	出塔水温 /°C	温升 /°C	凝汽器面 积/m ²	冷却倍 率/m	冷却塔 /m ²	总投资差异 /亿元	绝对微增功 率差异/MW	绝对微增功率 差异/万元·a ⁻¹
1 机 1 塔	5.2	3.50	22.00	8.10	105 898	65.45	22 000	4.928	-1.6	-280
1 机 2 塔	5.0	4.00	20.00	8.90	94 133	59.56	2 × 14 000	5.11	0	0

通过表 5 ~ 表 7 的初步计算, 结果表明“1 机 2 塔”的投资要比“1 机 1 塔”多, 但微增加率(含运行费用)每年都可以节省。由于 3 种形式差别不是很大, 考虑到 SPX 公司塔型技术更为成熟, 本工程推荐采用 SPX 公司塔型。

3 结 论

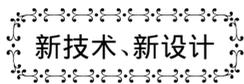
根据以上的分析和计算, 针对该工程综合总平面布置、管理维护、经济性及全厂景观因素, 我们推荐汽轮机采用 1 400 mm 级末级叶片 3 个低压缸方案, 冷却塔采用 SPX 公司塔型 1 机 1 塔方案(22 000 m² 冷却塔, 1.8 m 高填料), 最低出塔水温为 22 °C,

汽轮机设计背压为 5.2 kPa。此机组选型及冷端优化方案, 对长江中下游区域厂址条件接近的内陆 AP1000 核电站同样适用。

参考文献:

- [1] 中国动力工程学会主编. 火力发电设备技术手册(第九章: 凝汽设备) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [2] 赵 斌. 汽轮机冷端优化的研究[J]. 热力透平, 2007, 36(1): 19-23.
- [3] 姜成仁. 核电站汽轮机冷端优化[J]. 能源技术, 2005, 26(3): 131-133.

(编辑 伟)



用于蒸燃联合装置的汽轮机建造和运行的特点

《Теплоэнергетика》2010 年 9 月号提出了用于不同类型二元蒸燃联合装置系统汽轮机改进的主要方向。分析了提高用于 ПГУ(蒸燃联合装置)的汽轮机经济性和机动性的问题。

指出了提高 ПГУ 汽轮机效率的主要方向:

(1) 增加余热锅炉后高压和中压回路的蒸汽参数, 这是应用排气温度为 580 ~ 600 °C 的燃气轮机达到的, 这时汽轮机以高压新蒸汽温度和随后以 565 °C 中间再热温度工作, 这种 ПГУ 的效率不低于 60%。

(2) 应用从余热锅炉具有几个(双压—三压)供汽的汽轮机, 其中包括组织蒸汽中间再热。这些措施除了提高循环的经济性以外, 还可以减少通流部分内的湿度损失。这样组织 ПГУ 蒸汽部分的工作, 可以保证经济性增加 2.5% ~ 3.0%。

(3) 改进汽轮机的通流部分, 高压和中压部分的效率提高到 90% ~ 92%, 低压缸的效率提高到 85% ~ 86%。在利用三维的计算方法设计新的通流部分时, 在高压部分内使用反动式叶片装置、改进径向间隙密封的结构、使用马刀式喷嘴叶片(即弯扭联合叶片), 可以保证高压缸和中压缸的经济性。

(4) 考虑到从增加进汽到低压部分蒸汽流量, 必须建造尽可能大的工作叶片高度和端部面积的最后级。

(吉桂明 摘译)

内陆核电站汽轮机选型及冷端优化 = **Type Selection and Cold-end Optimization of a Steam Turbine in an Inland Nuclear Power Plant** [刊 汉] LUO Bi-xiong , CHEN Juan , ZHU Guang-yu , et al (Guangdong Provincial Electric Power Design and Research Institute , Guangzhou , China , Post Code: 510663) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 158 ~ 161

Cold-end optimization of power plants has its intentions to secure a maximal profit in the whole service life of the units. The cost and income should be taken into account comprehensively. The configuration of steam turbines , condensers , cooling towers and related systems exercise an influence on the cost. Different steam turbine exhaust areas , condenser heat exchange surface areas and cooling tower surface areas correspond to different annual power generation capacities. Only a properly designed back-pressure can guarantee the units to obtain a maximal benefit in the whole service life of a power plant. According to the plant site conditions of an inland nuclear power plant , through a calculation of exhaust areas of steam turbines , selection of heat exchange surface areas of condensers and design of cooling towers and circulating water systems , the types of the steam turbines were chosen and a comprehensively optimized design of the cold end was performed of the above-mentioned nuclear power plant. The optimum design back-pressure of the condensers and the cooling tower area were finalized to guarantee the units to obtain an optimum benefit in the calculated service life period. The foregoing can offer reference for design of power plants of the same type. **Key words:** nuclear power plant , type selection of steam turbines , cold-end optimization

压气机不同运行工况下湿压缩性能分析 = **Analysis of the Wet Compression Performance of a Compressor Under Different Operating Conditions** [刊 汉] ZHENG Hong-tao , CHEN Pei (College of Power and Energy Engineering , Harbin Engineering University , Harbin , China , Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011 , 26(2) . - 162 ~ 167

The wet compression technology can effectively enhance the power output of a gas turbine and lower the degree of dependence of the gas turbine on the atmospheric environment. The factors the technology influences the compressor are very intricate and the operating conditions of the compressor have a very big influence on the wet compression effectiveness. By employing software CFX , a three-dimensional numerical simulation was performed of the dry and wet compression process of a three-stage axial compressor under different operating conditions. The research results show that under the condition of the pressure ratio keeping constant , the mass flow rate will increase at a high speed and decrease at a low speed at the boundary where the compressor approximates to its stall. Under the condition of the rotating speed keeping unchanged , both pressure ratio and mass flow rate of the compressor will tend to decrease. The lower the pressure ratio , more conspicuously the mass flow rate of the compressor will decrease. After the compressor has been humidified , the higher the rotating speed of the compressor , the more it approximates to its stall point and the more the total temperature will decrease. During the wet compression , the water drops are vaporized into steam , resulting in an increase of the total power consumed by the compression to a relatively big extent. All the calculation cases have increased by more than 500 kW at various operating points. After the compressor has been humidified , whether the worst separation point on the back of the rotor blades at their tips can be improved is related to the concrete operating point and there exists certainly a critical operating point. For the cases calculated by the authors , the above-cited critical point is assessed at about 90% of the rated speed. **Key words:** gas turbine , compressor , wet compression performance , off-design operating condition , numerical simulation

航空发动机 LPV 建模方法改进 = **Improvement of the LPV (Linear Parameter Varying) Method for Modeling an Aeroengine** [刊 汉] LI Shu-qing , ZHANG Sheng-xiu , ZHOU Zhi-qing , et al (Precision Control and