

目 录

序

汽轮机分册前言

第一章 设备概况

第一章 概况	1
第一节 简介	1
第二节 主设备配套简况	1
第二章 整体设计及为提高运行安全可靠性的特点	3
第一节 整体设计特点	3
第二节 叶片	3
第三节 转子结构	6
第四节 汽缸结构	8
第五节 轴承座、低压缸、发电机静子的支承	8
第六节 滑销系统	10
第七节 联轴器	12
第八节 调节系统及油系统	13
第九节 防止汽轮机进水的保护措施	27
第十节 转子的支承	30
第三章 为提高运行经济性和灵活性所具有的特点	31
第一节 新蒸汽参数的提高	31
第二节 叶片型线及级设计的改进	31
第三节 动、静叶片顶部汽封齿数的增多	32
第四节 进排汽通道及阀门型线的改进	32
第五节 低压缸轴端汽封结构的改进及其他	36
第六节 热力系统设计及布置	36
第七节 主要辅机及附属设备的特点	41
第八节 快速启停及适应变负荷性能	50
第四章 降低成本所具有的特点	51
第一节 大型汽轮发电机组轴系支承方式	51
第二节 轴承的结构型式	51
第三节 低压缸结构的简化及采用焊接转子	53
第四节 油系统	53
第五节 高、中压主汽门及调节汽门	53

第二章 汽轮机的调试及运行要求

第五章 汽轮机的调试	54
------------------	----

第一节 调试项目	54
第二节 调试阶段遇到的主要问题及其分析处理	57
第六章 汽轮机的启动	73
第一节 启动状态的划分	73
第二节 冷态启动	74
第三节 热态启动	87
第四节 中压缸启动	88
第七章 汽轮机的运行方式	93
第一节 汽轮机的变压运行	93
第二节 国外机组变压运行简况	95
第三节 变压运行的技术分析	99
第四节 运行方式的优化	107
第八章 汽轮机的停用及保养	109
第一节 停机前的准备	109
第二节 正常停机	109
第三节 异常停机	112
第四节 滑参数停机	113
第五节 转子惰走及盘车	114
第六节 停机后的维护保养	115
第七节 关于强制冷却	116
第九章 主要辅机的运行	119
第一节 汽动给水泵与电动给水泵的运行	119
第二节 循环水泵的运行	121
第三节 真空系统的运行	122
第四节 回热加热器的运行	123
第五节 高低压旁路系统的运行	125

第三篇 运行中出现的问题及改进措施

第十章 汽轮机本体运行中出现的问题及改进措施	128
第一节 机组振动	128
第二节 叶片断裂	133
第三节 调节系统及油系统	140
第四节 轴承及推力轴承	144
第五节 其他	146
第十一章 热力系统及辅机出现的问题及改进措施	149
第一节 主蒸汽及再热蒸汽管道及阀门	149
第二节 凝汽器	150
第三节 给水泵及其汽轮机	153
第四节 其他	157

第四篇 汽轮机设备的全生命周期管理

第十二章 运行管理	161
------------------------	-----

第一节	运行管理目标	161
第二节	运行管理措施	163
第三节	运行人员培训	165
第十三章	汽轮机的全过程管理	168
第一节	电厂设计	168
第二节	设备选型及设备招标评标	169
第三节	监造及验收	169
第四节	安装及调试	170
第十四章	可靠性管理	173
第一节	600MW 机组的运行可靠性统计	173
第二节	600MW 机组的可靠性统计分析	176
第十五章	汽轮机的热应力及寿命管理	192
第一节	基本概念	192
第二节	交变热应力及转子的寿命损耗	196
第三节	热冲击	197
第四节	低温脆性	197
第五节	高温蠕变	198
第六节	汽轮机寿命损耗管理	199
第十六章	汽轮机运行经济性及其管理	203
第一节	实测热耗率与设计值的对比分析	203
第二节	运行煤耗率统计与分析	210
第三节	辅机耗电及其分析	216
第十七章	在线监测及故障诊断水平的提高	219
第一节	已有监测装置投用率和正确率的提高	219
第二节	状态监测和故障诊断技术的完善和开发	220
附录	四种引进 600MW 级汽轮机组技术特点汇总	225
参考文献		231

设备概况

第一篇 概 况

第一节 简介

到 1995 年底为止,华东电网已安装的 600MW 汽轮发电机组共 6 台。其中平圩电厂 1、2 号机组是从美国西屋公司(WestingHouse)引进技术,由哈尔滨汽轮机厂制造的,分别于 1989 年 11 月 4 日和 1992 年 12 月 25 日投运;北仑港电厂 1 号机组是从日本东芝公司(TOSHIBA)引进的(美国通用电气公司的制造许可证),2 号机组是从法国 ALSTHOM 公司引进的,1、2 号机组分别于 1991 年 10 月 30 日和 1994 年 10 月 20 日投运;石洞口第二电厂 1、2 号机组是从瑞士 ABB 公司引进的,分别于 1992 年 6 月 11 日和 1992 年 12 月 23 日投产。

第二节 主设备配套简况

平圩电厂 1、2 号汽轮机组为亚临界、一次中间再热、单轴、四缸四排汽、反动、双背压、凝汽式,北仑港电厂 1、2 号汽轮机组为亚临界、一次中间再热、单轴、四缸四排汽、冲动、双背压、凝汽式,石洞口第二电厂 1、2 号汽轮机组为超临界、一次中间再热、单轴、四缸四排汽、反动、单背压、凝汽式。各机组的技术规范详见附录。

各机组主设备配套情况如下:西屋引进型汽轮机组所配锅炉为从美国 CE 公司引进技术,由哈尔滨锅炉厂制造的亚临界控制循环汽包炉,蒸汽流量为 2008t/h(MCR),主蒸汽压力为 18.3MPa,主蒸汽温度为 540.6℃,再热蒸汽压力为 3.64MPa,再热蒸汽温度为 540.6℃;燃烧方式为燃烧器四角切圆布置,水冷壁装有内螺纹管;热控装置为 FOXBORO 的 SPEC-200 系统,锅炉可定压运行,也可滑压运行,滑压运行范围为额定负荷的 20%~88%;所配发电机也为引进西屋公司技术由哈尔滨电机厂制造的 QFSN-600 型水氢氢发电机。

东芝的汽轮机组所配锅炉为直接从美国 CE 公司引进的亚临界控制循环汽包炉,其主要特性和结构同上述引进技术锅炉,热控装置为美国 CE 公司的 MOD 300,所配发电机为东芝制造的 TAKS 型、额定出力为 659.34MW 的水氢氢发电机。

与 ALSTHOM 公司 600MW 汽轮机配套的锅炉是加拿大 R&W 公司设计制造的亚临界、自然循环、最大连续蒸发量为 2027t/h 的汽包炉,水冷壁管径较粗,为内光管。36 个双调

节旋流式燃烧器，以每组 6 个分上、中、下三排布置在前后墙的中部，形成对冲式燃烧方式。每 6 个燃烧器为一组，与一台磨煤机相连，磨煤机共 6 台。同组 6 个燃烧器，投则同投，停则同停。5 组燃烧器与相应的磨煤机投入就可满足锅炉最大连续出力的要求。锅炉配有美国 CE 公司生产的 MOD-300 型分散式微机控制系统，与汽轮机的 MICROREC 系统组成协调控制系统。配套发电机为 ALSTHOM 公司制造的水氢氢冷却发电机。

ABB 的汽轮机组所配锅炉为由苏尔寿公司设计、CE 公司和苏尔寿公司联合制造的超临界螺旋管圈直流炉，设计蒸汽流量为 1900t/h，过热蒸汽压力为 25.4MPa，燃烧器四角切圆布置，内置式分离器。热控装置为加拿大 Bailey 公司的 N-90。螺旋管圈直流锅炉，在 36%~90%MCR 范围内可以变压直流运行，所配发电机也为 ABB 设计制造的 50WT23E-123600-2 型水氢氢发电机。

为便于讨论本书所论及四种汽轮机组的运行技术，以下从第二章到第四章将简要介绍四种汽轮机组及其热力系统和附属设备的主要特点。主要内容为：四种汽轮机整体设计上所具有的特点；为提高汽轮机运行安全可靠性的特点；为提高汽轮机运行经济性及灵活性所具有的特点；为降低成本、增强市场竞争力所具有的特点。

第二章 整体设计及为提高运行安全可靠性所具有的特点

第一节 整体设计特点

ABB 公司、西屋公司、东芝公司 (GE 公司设计)、GEC - ALSTHOM 公司 (以下分别简称 ABB、WH、东芝和 G/A) 等制造厂制造的 600MW 汽轮机组, 它们共同的特点之一, 是采用了通用化、系列化和标准化设计原则。在主机设计方面均采用了积木块式的设计方法, 例如: 高、中、低压缸的组合, 根据用户要求可任意组合成容量不同的机组。与主机配套的设备或装置也大都为组装机结构, 例如 DEH 系统、EH 系统、润滑油系统、发电机氢冷却系统、高压自动主汽门及调节汽门、中压主汽门及调节汽门等均组合成一体, 独立布置。由此, 给制造带来了很大的方便, 同时也方便了运输、安装、检修及运行维护等。

近年来, 随着电力设备行业的发展, ABB 极力推行设计工作程序化。新产品设计计算时, 均有章可循, 并有相应资料需查阅, 设计计算人员不能随心所欲。一般主要部件关键尺寸的确定都需查阅相应的手册性资料, 因此, 此类资料齐全, 并定期完善和充实。相同机组及关键部件的性能计算也都有确定的程序可应用, 并定期修改和完善。这样, 产品设计就能够做到通用化、系列化和标准化。

在本书所论的四种机型, 它们的又一共同特点是: 整体结构是一次中间再热、单轴、四缸四排汽、凝汽式, 而且均为喷嘴调节。但它们之间又具有较大的不同点和差别, 主要为: WH、ABB 机组为反动式, 东芝、G/A 机组为冲动式; ABB 机组为超临界参数, WH、东芝、G/A 机组为亚临界参数; ABB 机组的凝汽器为单背压, WH、东芝、G/A 机组为双背压等。

第二节 叶片

叶片是汽轮机工作的关键部件, 而且数量很多, 任何一个叶片损坏都将直接影响整台机组的安全运行。因此各个汽轮机制造厂对叶片的设计、制造均十分重视。以下分级段介绍有关机组叶片的特点。

一、调节级叶片

大机组调节级叶片的工作环境恶劣, 其受力情况复杂。WH600MW 机组的调节级叶片为冲动式, 叶根采用三销、三叉的结构。东芝的 600MW 机组调节级叶片为冲动式宽型叶片, 复环为轴向双道, 叶根为外包型 (菌型)。G/A600MW 机组的调节级叶片也为冲动式, 叶根为枞树型轴向装入。

ABB 的超临界 600MW 机组的调节级采用了整体组焊式调节级动叶片。也就是把叶片、围带组焊成整圈, 然后再与叶轮组焊。据制造厂介绍, 这种组焊式的调节级动叶结构具有很多优点: 即叶根部分没有组装式的应力集中问题和松动的麻烦; 整个叶片环加工完毕后进行

整体热处理，焊接处的材料特性较均匀；叶片围带焊成整圈后，叶片的成组系数大大提高，叶片动应力大大降低，能满足超临界参数的运行要求。缺点是个别叶片损坏后无法修理。

ABB 的超临界 600MW 机组的调节级叶片原设计型号选用 AS85/27/22，机组投运约 9000h 发生了调节级断叶片（断三片，详见第三篇第十章），后更换高压转子，调节级叶片型号改为 AS100/27/22。

二、中间级叶片

中间级叶片范围较广，它包括自调节级后第一压力级直至低压缸的前几级（一般前三级）。中间级叶片的工作条件较调节级和末几级平稳，但因级数多，故对整机的安全性和经济性影响较大。

1. WH 公司机组

WH600MW 机组的调节级以后的各级均为反动级叶片。但高、中压缸的静叶环采用类似冲动式汽轮机的隔板结构，并设有弹性汽封，以减少级间的漏汽损失。反动级动、静叶片型线的进汽边，采用了对进汽角度变化范围适应性较大的大圆弧进汽边的叶型。这种出汽边薄，进汽边圆弧半径大的厚叶片，具有良好的强度性能，同时在较小的进汽角和进汽角在较宽范围内（ $65^{\circ} \sim 95^{\circ}$ ）变化时，仍具有良好的气动性能，即使在级数少、速比（ u/c_0 ）较低的情况下，仍能保持相当水平的效率。这样，就使本机的级数比典型的反动式汽轮机少得多，结构较为简单。

低压缸的最后三级动叶片和两级静叶采用变截面的扭叶片，其余各级动、静叶片全部采用等截面的直叶片。为使高、中压缸最后几级叶片的径高比大于 8，满足直叶片条件，对机组效率不致影响过大，高、中压缸通流部分的轴向流动均设计成斜通道结构，即转子的根径沿汽流流动方向逐级增大，且静叶和动叶根部和顶部的流道与轴向中心线成一定的倾斜角度（从进口向出口逐渐扩大），围带内侧和叶片流动方向倾斜角度一致，外侧仍和转轴中心线保持平行。这种结构可提高通流效率。

除末级叶片用拉筋分组连接、次末级为自由叶片外，其他各级动、静叶片均设有围带和叶根径向汽封。整个通流部分，轴向间隙都设计得较大，各级围带的径向汽封齿数多，间隙较小，围带与汽封齿的密封面保持与转子的轴向平行（非迷宫型）。这样，既使机组的运行经济性较好，又允许较大的相对膨胀，使启停的灵活性和可靠性增加。

除调节级外，其余各级叶片叶根均为轴向装入式、枞树型。次末级和末级为圆弧四齿枞树型，其余各级为直线三齿枞树型。

WH 的 600MW 机组的叶片级数为：（高压缸调节级 + 10 级反动级）+（中压缸 2×9 级反动级）+（低压缸 $2 \times 2 \times 7$ 级反动级）= 27 级 57 列。

2. 东芝公司机组

东芝的 600MW 机组中间级为冲动式，各级叶片采用可控漩涡法设计，中间级叶片均为变截面扭叶片。高中压缸采用焊接式隔板，低压缸采用铸造式隔板。隔板汽封和复环汽封均采用梳齿式汽封。除末级叶片外，所有各级叶片叶根均为外包式（菌型）叶根。机组叶片级数（高压缸调节级 + 7 级压力级）+（中压缸 2×6 级压力级）+（低压缸 $2 \times 2 \times 5$ 级压力级）= 19 级 40 列。

3. G/A 公司机组

G/A 的 600MW 机组中间级均为冲动式，高压缸全部为直叶片，中低压缸全部为扭叶

片。高、中、低压缸的前三级动叶片均有复环，而静叶均为隔板结构，两个低压转子的第 1 至第 3 级叶片是自带菱形围带的扭叶片。围带具有 0.6mm 的预扭紧力，第 1、2 级叶根均为三叉型，第 3 级为五叉型，第 4 级为自由叶片。叶根为松装枞树型，底部有弹性销。机组叶片级数：高压缸 1+8 级，中压缸 9 级，低压缸 $2 \times 2 \times 5$ 级，共 23 级 38 列。

4. ABB 公司机组

ABB 的 600MW 超临界机组，整个机组除调节级、末级和次末级动叶外，其余各级（中间级）动叶均采用单只整铣叶片，预扭安装。叶片型线为 8000 型。该型叶片虽是等截面直叶片，但对进汽角的变化不敏感，当进汽角约在 50° 范围内变化时其损失几乎不变。这是 ABB 在该机上不用较多级扭曲动叶的主要原因。8000 型动叶片均自带围带，叶根为周向“T”形或双“T”形，叶片与叶片间夹有一个隔叶垫片，用以调整叶片节距。封口叶片的隔叶垫片为两只半垫叶，中间夹有锁紧销子。叶轮槽子没有轴向窗口。

由于中压缸的进汽温度为 566°C ，故中压缸的第一级叶片采用 ST17/13 材料（相当于我国的 Cr17Ni13W 材料）。此种材料耐高温性能好，许用应力高。除中压第一级外，其余各中间级叶片，均为 ST12T 材料（相当于我国的 2Cr13 材料）。

等截面叶片采用预扭安装，即在安装时将叶片复环相对于叶根扭转一个角度，在运行时，由于在离心力的作用下，复环要彼此分开，它相对于叶根又回转一个角度，仍然保持复环之间的紧密接触。叶片预扭角必须控制在一定范围内。如太大，会使叶片产生塑性变形，运行时不能向回扭转；如预扭太小，则会使复环之间运行时仍存在间隙，达不到预扭的目的。预扭角的大小与叶片高度和弦长有一定关系。各种叶片的预扭角，可以用专用程序计算。

叶片预扭后，叶片的单独振动不复存在，与叶轮混为一体，且叶片的成组系数接近于 1，叶片刚度大大提高。ABB 的超临界 600MW 汽轮机的所有中间级叶片，其固有振动频率与转子工作转速频率之比均大于 4.4，属于不调频叶片。

ABB 的 600MW 汽轮机，其高、中压缸的静叶均直接装在内缸静叶槽内。而低压缸则是每只低压缸内用 4 只静叶环，所有静叶均装于静叶环上，再将静叶环装于汽缸内。

静叶型线和动叶一样，均为 8000 型。有的自带复环，采用预扭安装，叶根两侧各有一只安装槽；另一种为铆接复环，叶根只有一只安装槽，不预扭安装。高压缸的第一、二两列静叶以及中压缸第一列静叶均采用预扭安装。ABB 规定：调节级后的第一列静叶，必须为预扭安装，但一只缸内最多只能有 3 级为预扭。

ABB 规定，预扭静叶的固有振动频率与转频之比大于 4.4 时为不调频叶片，也不考虑动叶出汽边引起的激振力。不预扭静叶的固有振动频率必须算出四种振型，即轴向振型、切向振型、单节点振型和扭转振型。固有振动频率与转频比大于 4.4 时可不调频，低于 4.4 时须调频，并且要避开动叶出汽边引起的激振力。

机组叶片级数：高压缸 1+21 级，中压缸 2×17 级，低压缸 $2 \times 2 \times 5$ 级，共 44 级 76 列。

三、末级叶片

大型汽轮机的末级叶片，是衡量该机技术水平的重要标志之一。

WH600MW 机组的末级叶片工作高度为 869mm，用拉筋分组连接。叶片近顶部进口背部焊有与叶片型线相同的硬质合金，用以防止水蚀。

东芝 600MW 机组末级叶片工作高度为 851mm，叶片近顶部进口背部焊有与叶片型线相同的硬质合金，用以防止水蚀，叶根为叉型插入式。

G/A600MW 机组末级叶片工作高度为 1050mm，是四种 600MW 机组中末级叶片最长的机组。叶片为自带拉筋的半自由叶片，各拉筋间均留有间隙，叶根为松装枫树型，底部有弹性销，叶片上部用高频淬火防水蚀。

ABB 超临界 600MW 机组末级叶片的工作高度为 867mm，在背弧进口侧、自叶顶向下 150mm 的范围内进行高频淬火使其硬化，以防水蚀。另在末级前设有抽汽口，将带有大量水珠的湿蒸汽抽至加热器，减少进入末级叶片蒸汽中的水分。另外，又采取在不影响末级叶片效率的前提下，拉大静叶与动叶间的轴向距离，以使水滴撕裂，减少水点对叶片的冲蚀。末级和次末级叶片均为自由叶片，且为调频叶片，叶根为轴向纵树型。

第三节 转 子 结 构

一、整锻转子

大型汽轮机组的转子广泛采用整锻转子。整锻转子的叶轮和主轴是一体锻造出来的，所以，不存在键槽应力腐蚀开裂和套装件的松弛等问题，比套装转子具有明显的优越性。整锻转子的应用主要取决于钢厂的冶炼水平和钢锭的质量。通过钢包精炼、真空注锭和多种重熔工艺，使锻件芯部夹杂物含量和偏析程度大大降低。随着鼓风冷却和喷水冷却工艺的日益完善，转子热处理后的性能得到提高，不同部位性能差异减少，而且组织均匀，晶粒细小，为转子高灵敏度超声波探伤创造了条件。同时，也能得到较低的脆性转变温度（FATT），从而保证了整锻转子良好的机械性能和启动运行的灵活性。

WH 的 600MW 机组的高、中、低 A、低 B 转子均采用整锻转子，而且均具有 $\phi 100$ 的中心孔。各个转子上按轴向位置的不同，其运行中各段所受应力状况也不同，在探伤时按各处不同的应力状况（预先计算好的）采用不同的灵敏度进行探测。为了降低中压转子进汽部位高应力区的蠕变损伤，在中压转子的中段和第一级叶片根部，采用高压缸的排汽进行冷却。该蒸汽参数为 3.65MPa、313.4℃，流量为 30.53t/h。冷却后的蒸汽，进入中压缸第一级动叶的工作通道。东芝和 G/A 机组的中压高温区也采取了与 WH 相类似的冷却措施。

高压转子的汽流通道为单流式，中、低 A、低 B 的汽流通道均为对称分流结构。各个转子的轴向推力大致达到平衡。高压转子在调节级前设有直径为 $\phi 973.12$ 的一个平衡鼓，以平衡反动级叶片产生的轴向推力。

高、中、低 A、低 B 转子的对轮均为与转子一体整锻的刚性靠背轮。两个低压转子间和低 B 与发电机转子间，还带有长度不同的中间连接轴段。这样，可使两个低压转子的轴向尺寸完全相同，便于实现低压部分的积木块化。

二、无中心孔的整锻转子

大型汽轮机转子广泛采用无中心孔的整锻转子。过去生产的大型汽轮机转子多数是有中心孔的。开中心孔的目的主要是为除去转子中心材质最薄弱的部位，同时也便于探伤检查。但转子开中心孔后带来不少弊端。中心孔的存在使孔面的离心应力增加一倍以上。工作应力的上升还使工作在高温区转子的材料蠕变损伤速度加快。

大容量汽轮机的低压转子，直径达到 2m 以上，在作超速试验时，中心孔表面的离心切

向应力和热应力的合成应力已接近材料的屈服极限，从而制约了整锻转子末级叶片长度的增加

随着炼钢、锻造、热处理以及探伤技术水平的提高，无中心孔的整锻转子结构得到了广泛的应用。德国、俄罗斯、日本等国都相继采用了无中心孔的结构。我国近期从日本东芝和法国 G/A 引进的 600MW 机组，其转子均采用了无中心孔的结构。美国汽轮机制造厂家，特别是 WH 曾极力反对取消转子中心孔，但自 80 年代以来，他们也改变观点并积极采用无中心孔转子结构。无中心孔转子归纳起来有以下优点：

- 1) 工作应力低；
- 2) 安全性能好；
- 3) 有利于使用更长的叶片；
- 4) 可以延长机组的使用寿命；
- 5) 有利于改善机组的启动性能，缩短启动时间；
- 6) 造价便宜。

东芝的 600MW 机组的高压转子汽流通道为单流式，中、低 A、低 B 转子汽流通道为对称分流式，各靠背轮均为刚性。

G/A 的 600MW 机组的高、中压转子汽流通道为单流式，低 A、低 B 为对称分流式。各靠背轮均为刚性。

三、焊接式转子

ABB 的超临界 600MW 机组，均采用焊接式转鼓型转子。ABB 采用焊接式转子已有 60 多年经验，在这 60 多年中，大大小小生产投运了 4000 多根转子，与套装式和整锻转子相比，明显具有以下优点：

1) 焊接式转鼓型转子为中空腔室结构，其热应力和离心应力较低，启动灵活并能适应负荷的快速变化，使用寿命长。

2) 每个转子是用多块小锻件组合焊接的，各段的质量可得到保证，探伤比较彻底，个别段即使发生质量问题，处理也较方便。

3) 小块锻件，热处理淬透性好，残余应力低，材质均匀。

4) 材料可按需要灵活选用。例如，中压缸进汽温度为 566℃，中压转子必须使用价格昂贵的 12%Cr 钢。但对于焊接式转子，仅在高温段选用 12%Cr 钢，其余中、低温段便可使用中碳铬钼钢。因此，不但大大地降低了成本，也免去了中压转子高温段第一级叶片根部的冷却措施。这样使机组的结构简单，而且运行经济性也有所提高。

高压转子近进汽端具有平衡轴向推力的平衡鼓。

ABB 超临界 600MW 机组高、中、低 A、低 B 转子和发电机转子对轮均为刚性，且各对轮均用止口配合连接。其对轮螺栓为胀套式。

对焊接式、无中心孔的整锻转子和有中心孔的整锻转子等三种型式转子的应力进行计算分析表明，焊接转子具有中空腔室，传热较好，因而热应力较低。调节级叶轮的外表面最大热应力比整锻转子（有中心孔和无中心孔）约低 40%，对尺寸相似的焊接转子和实心整锻转子，用相当的边界条件进行对比计算，其结果是：机组冷态和停机 56h 后的温态启动，焊接转子的寿命损耗仅为实心整锻转子的 1/3；热态启动和负荷变化时，焊接转子的寿命损耗仅为实心整锻转子的 50%。

第四节 汽缸结构

大容量机组由于采用的蒸汽参数高，为了解决汽缸的机械强度和热应力问题，大部分采用多层结构。四种 600MW 机组的高、中压缸，全部采用双层结构。WH 的低压缸甚至采用三层结构，其目的主要是为了解决轴向温度梯度太大问题。

ABB 的 600MW 机组的高压缸内缸结构与其他机组不同。它采用了无中分面法兰，中分面呈 50°斜置，轴向不同位置用七只红套环箍紧，以代替中分面的大螺栓，仅在高压进汽部分的圆筒形部位加了四只螺栓，作为辅助拉紧密封用。这样，免去了较厚的中分面法兰，汽缸近于圆筒形，使热应力降低。内缸最大直径小于 $\phi 1300$ 。直径小，壁厚薄，热应力低。这种结构具有与圆筒形内缸（无中分面）相近的优点，且装配工艺简单。据介绍，红套环的制造装配比原用大螺栓要简单而节省。红套环过盈量适当控制后，使大修周期可为 3~4 年。420℃ 以上的高温条件下工作的红套环，运行 15 万 h 后需更新备件。

四种 600MW 机组中，有三种机组的中压缸为对称分流式，唯有 G/A 的机组中压缸为单流式，但其与高压缸的汽流方向相反，以平衡轴向推力。四种 600MW 机组的中压缸均为双层结构，外缸前后用上缸猫爪搁置于前后轴承座上，内缸也用前、后各两个猫爪（搁脚）搁置于外缸，内缸的膨胀点均在进汽中心线上，其中 G/A 机组的中压内缸因膨胀死点的横销设计强度不当，曾于机组安装阶段进行了补强。

四种机组的低压缸均为双层（WH 机组为三层）结构且均为焊接式，低压轴承除 ABB 机组为落地式轴承外，其余机组均为座落在低压缸两端的洼窝内。采用这种结构方式，低压缸的刚性对轴系中心的影响很大。G/A 机组的低压缸，在安装阶段曾发现低压缸刚性严重存在问题而于两个低压缸的各端部加焊厚度适当的钢板进行了补强。

第五节 轴承座、低压缸、发电机静子的支承

轴承座、低压缸及发电机静子的支承，过去传统的方式为搁置于基础台板上，其间用垫铁调整轴承座、低压缸和发电机静子的高度和水平度等，待机组基本安装完毕后再进行二次灌浆。WH 的 600MW 机组就是这种支承方式。这种方式的缺点为，垫铁块数量很多，调整难度大，工作量大；而且由于这些部件底部与台板间的距离不大，二次灌浆密实性很难达到要求。有的机组由于垫铁和二次灌浆施工质量不佳，投运后不久发生振动等故障。东芝的 600MW 机组，已将多块式垫铁改成固定厚度经过精密研磨的砂浆块，但机组安装完毕后仍需二次灌浆。这种方式的优点是，各砂浆块的厚度是预先设计好的，当轴承座、低压缸或发电机静子搁上后，高度和水平就无需调整，这使工作量大为减少。但缺点是，仍需二次灌浆。G/A 的 600MW 机组将原来的垫铁改用很多可调螺丝螺帽结构，高度和水平度调整较为方便。但仍需二次灌浆。

ABB 的超临界 600MW 机组对支承方式作了较彻底的改进。图 2-1 为轴承座结构图。从图中可以看出，轴承座与钢筋混凝土基础间已无二次灌浆，轴承座由可调整盘支承，且由纵向键和横向键定位，轴承座的高低和水平度可由可调垫盘调整。可调垫盘底部为方形，用特殊配方的环氧树脂胶埋入基础预留的凹坑内，上部为带螺纹的圆柱，与调整盘的螺纹相配。

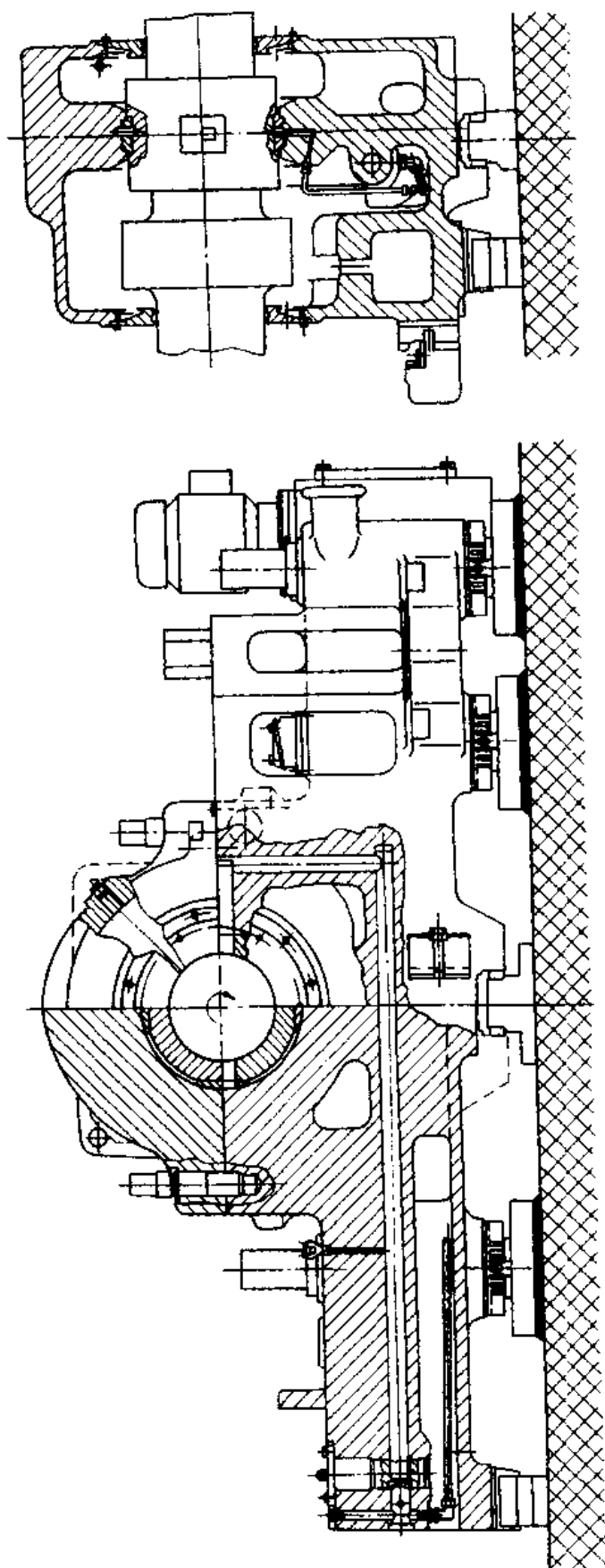


图 2-1 轴承座结构图

螺纹的螺距为 4mm, 调整盘外圆周具有垂直向的 30 个槽, 每转动一个槽, 调整盘可上升或下降 $4/30 = 0.133\text{mm}$ 。调整盘侧面有一个支头(锁定)螺丝, 将螺丝旋入槽内, 就可限制调整盘的转动。

若轴承座的高低及水平度调整好后, 而支头螺丝正好对准着调整盘上的两个相邻槽之间, 则可将调整盘向邻近的一个槽方向旋去, 使支头螺丝正好旋进该槽内。这时, 轴承座的高低位置可能产生的最大误差为 $0.133/2 = 0.067\text{mm}$ 。假定转子的长度和联轴器直径比为 8:1 (实际还要大些), 那么, 轴承座抬高 0.067mm, 对联轴器平面平行度的影响为 $0.067/8 = 0.008375\text{mm}$, 此值小于 0.01mm, 仍在 ABB 给出的联轴器平行度公差 0~0.02mm 范围之内。调整盘上放置一个球面垫圈, 它们之间为球面接触。当轴承座的底面相对于钢筋混凝土基础面的平行度有一定的偏差时, 球面垫圈能自动调整其平行度, 使垫圈的上表面与轴承座底部表面完全接触。

每个轴承座用 4~6 只可调垫盘支承着; 每个低压缸两侧各用 4 只可调垫盘支承在基础上; 发电机静子两侧也各用 12 只可调垫盘支承在基础上。另外, 如图 2-1 所示, 轴承座底部中心位置设有键槽, 它与直接焊在平台水泥基础上预埋钢板上的键相配合。键的两侧各有一垫块, 垫块由若干调整垫片组成。不同的调整垫片厚度可用以调整轴承座的前后、左右位置, 调整量可精确到 0.01mm。采用以上结构, 安装、检修和运行调试很方便。主要功能如下:

1) 各可调垫盘作等量的调整, 可调整各轴承座(或低压缸或发电机静子, 以下同)的高低位置。

2) 轴承座前、后或左右排可调垫盘作不等量的调整, 并通过球面垫片的自位, 可调整轴承座的扬度。

3) 调整轴承座纵向键的左、右垫片厚度, 可调整轴承座相对于轴系中心线的左右位置。

4) 等量地调整轴承座两横向键的前、后垫片, 可调整轴承座相对于轴系的前后位置。

5) 不等量地调整轴承座两横向键的前、后垫片, 可调整轴承座的横向中心线相对于轴系中心线的垂直度。

第六节 滑 销 系 统

为了保证汽轮机受热后, 各部件沿纵向、横向、垂直方向均能自由膨胀, 同时又要保证汽缸与轴承座、外缸与内缸、转子与汽缸、轴承座与基础台板间的中心不变以及动、静部分中心一致, 每台汽轮机均设置较为完善的滑销系统。

WH600MW 机组, 各个轴承座底部两端设有纵销, 以确保机组的纵向中心。高、中、低压外汽缸下部两端均用“H”形中心推拉横梁与轴承箱连接成一个整体, 用以传递热胀冷缩的推拉力。轴承座底部与基础台板之间加有润滑脂, 可使滑动阻力减到最小, 有利于整机的胀缩。机组的膨胀死点设在低压缸 A 的横向中心。每只低压缸前后及低压缸 A 横向两侧的中心位置的基础上预埋有锚固板, 作为纵横定位滑销, 定位坚固牢靠。在锚固板凸销与低压缸底座凹销之间配有调整间隙用的角销, 安装、检修时调整间隙很方便。高、中压缸和下缸浇铸成一体的“Z”形猫爪支承在前、中轴承座和低压缸 A 的前轴承座上, 支承面和水平中分面相一致, 受热时汽缸中心线可不变, 又便于检修。高、中、低压内缸、静叶隔板套与外缸之间也以类似方式支承, 并用导销定位, 热状态也能保持与外缸中心一致。上、下两半

喷嘴室支承在高压内缸水平中分面附近，用配合凹肩定位。焊接在外缸上的进汽管与喷嘴室进汽口都采用压力密封环与内缸滑动连接，可保证每个部件都能自由膨胀。

东芝的 600MW 机组的滑销系统如图 2-2 所示。该滑销系统共设有三个纵向绝对膨胀死点，分别位于低压缸 A、B 和 3 号轴承座底部横向定位键与纵向中心线的交点，并以此为基点，低压缸 A、B 分别向机头和发电机方向膨胀，高、中压缸连同前、中轴承座一起向机头方向膨胀。前、中和 3 号轴承座以及低压缸端部的底板上还设有纵向滑键。前、中轴承座与基础台板的结合面处开有润滑油槽，可通过注油孔将润滑油加入其内，以利汽缸沿纵向中心线的胀缩。

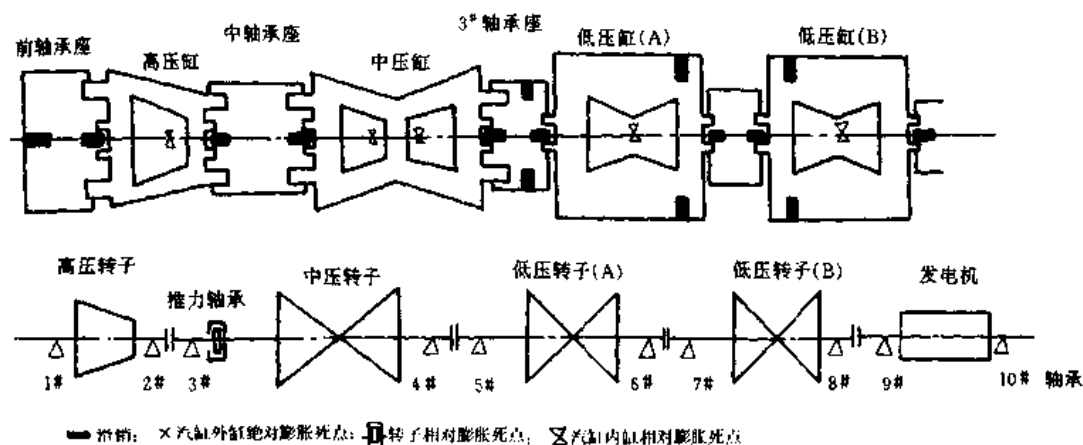


图 2-2 东芝 600MW 汽轮机滑销系统示意图

G/A600MW 机组的滑销系统，如图 2-3 所示。滑销系统有三个绝对膨胀死点：低压缸 A 发电机侧、低压缸 B 汽轮机侧及中压缸后部 3 号轴承底部，各轴承座底部均有纵横销，轴向不能移动。高、中压外缸直接用推拉杆相连，而高压外缸又用推拉杆与推力轴承座相连，高、中压缸向前膨胀时，带动推力轴承座在 2 号轴承座内一起向前滑动。

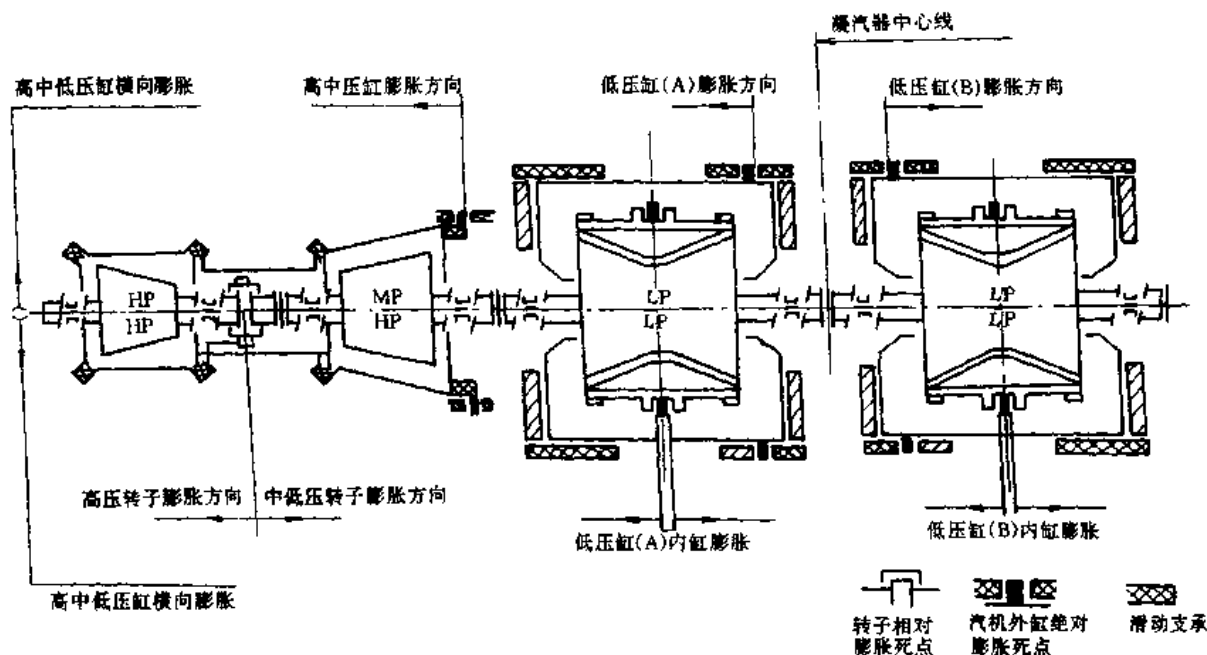


图 2-3 G/A600MW 汽轮机滑销系统示意图

ABB 的超临界 600MW 机组的滑销系统分为：

(1) 内缸在外缸中的膨胀

高压内缸是通过中分面处前、后、左、右四个搭子搁在外缸内壁沉坑内，内缸的洼窝中心用调整搁脚垫片厚度来保证。进汽中心线上的两个搭子在轴向两侧设有调整垫块，当内缸轴向位置确定后，可配准两侧调整垫块，并用螺栓固定。这样两个搭子便起到了横销作用，使高压内缸以进汽中心为死点向前、后膨胀。在进汽侧内、外缸之间顶部和底部，是侧向单面导键，上下反向起纵销作用，在排汽侧下部有一个纵销，高压内、外缸的中心就是靠这三个纵销保证的。

中压内缸滑销结构与高压缸类似，起横销作用的搁脚设在机头侧，以此为死点，内缸向后膨胀。它的纵销共有四个，在进汽中心处上下各一个，另外在排汽端下部各一个，用以保证内、外缸的中心位置。另外，由于中压内缸温度很高，而且中分面是法兰连接，因此在机组启停时，汽缸的膨胀快于法兰。为了克服这一点，内缸法兰高温区两侧各开了两条膨胀缝，大大减小了热膨胀应力。

低压内缸在中分面两侧进汽中心线处各设一个横销，在内、外缸间底部中心设置了一个固定点，内缸就以此中心为死点向前后、左右膨胀。

(2) 外缸及轴承座对台板的膨胀和滑销

1~5 号轴承座底部都设有纵销，四只汽缸和五个轴承座之间的垂直中心处都设有立销。这样使汽缸在膨胀时与轴承座中心保持一致，同时，也保证了转子与汽缸中心的一致。高、中压上缸猫爪搁在轴承座上，猫爪和轴承座支承面都镶有耐磨且易滑的合金。轴承座与下缸猫爪间设有压板，目的是防止汽缸跳动。高、中压缸与轴承座的连接不是靠猫爪横销，而是靠下缸搁脚和轴承座连成一体的托盘组成推拉装置。1、3~5 号轴承座均用地脚螺栓固定在台板上，汽缸膨胀时轴承座不动。考虑到 1、3 号轴承座在汽缸膨胀时对它的推力和反推力均很大，因此，台板还设有横销。2 号轴承座随中压缸的膨胀是向机头滑动的。为了保证滑动时不翘头，所以在轴承座前后两侧设有角销，压住轴承座底板。

综上所述，高、中压缸相对台板的膨胀为：高、中压缸以 3 号轴承座为死点，中压缸向前膨胀，借助于推拉装置推动 2 号轴承座和高压缸向前膨胀，1 号轴承座是不动的，高压缸上缸前猫爪在 1 号轴承座上滑动。高压缸前猫爪的膨胀量表示高、中压缸膨胀之和。

低压外缸 A、B 在 4 号轴承座两端，外缸搁脚与基础预埋底板通过弹性板焊死，构成两只低压外缸的死点。两低压外缸分别以自己的死点向前后膨胀。

第七节 联 轴 器

大机组的轴系通常均由几个转子组成。各转子间的功率均靠各转子间的联轴器传递，特别是汽轮机转子与发电机转子间，汽轮机的机械功完全依靠其间的联轴器传递给发电机而转变成电气功率。因此，联轴器是极其重要的部件。联轴器一般由对轮及其螺栓构成。由本章第三节可知，WH、G/A、ABB、东芝等机组，其联轴器对轮均与转子整锻成一体，各对轮间再用多个（一般为 12 个）精密（螺栓杆与对轮上螺栓孔为拂配）螺栓连接成一体，使之能传递两个转子间扭矩。ABB 公司为了进一步提高其可靠性和用户使用方便，将原有联轴器改进成膨胀套筒式联轴器（简称胀套式联轴器）。它的结构主要为在原来的对轮螺孔与螺

栓杆间衬以内孔带锥度且开口的膨胀套筒，与其配合的螺杆也成锥体，螺栓两端的螺帽设计成埋于对轮孔中，而且设计配备了拆装专用液压工具。这种胀套式联轴器主要优点为安装拆卸方便，螺栓螺帽不易损坏；传递力矩方式合理，可承受发电机短路等的冲击扭矩；螺母设计成嵌在对轮中无突出部分，运行中无摩擦鼓风损失。

值得一提的是 ABB 机组轴系中心找正，较其他型号机组方便。各转子的同心度是由各转子对轮平面间的止口来保证的，各对轮平面间不用垫片，各转子的高低位置及扬度是用各相应轴承座底部的可调整垫盘来调整的，而不是用各轴承下部的垫块调整的。

第八节 调节系统及油系统

汽轮机的调节保安系统，是确保机组安全运行的关键部分之一。特别是大型机组就显得更为重要。在所述及的四种 600MW 汽轮机的调节系统方面共同的一个特点是：调节系统均为纯电子液压调节系统，而无备用液压调节系统。另外机组容量增大后，其启停和负荷变化等调节控制更趋复杂，甚至用人工来判明机组运行状况及进行调节控制均难以实现。为此，在所论及的四种汽轮机上除去原有的调节保安系统进行常规的调节保安功能外，还均增加了热应力测量装置，它一方面用以监测汽轮机的寿命，另一方面用来判明机组的运行状况并进行自动调节控制。以下分别介绍四种机型的调节保安系统及油系统的特点。

一、WH 的调节保安系统及油系统

(一) WH 的调节保安系统

WH600MW 汽轮机的调节系统为数字式电液调节系统即 DEHMOD II，简称 DEH-II 型。主要功能及组成如下。

1. 功能

(1) 控制功能

1) 具有操作员自动、汽轮机自动、遥控和手动四种控制方式，其中汽轮机自动控制方式 (ATC) 可实现机组启动、升速、暖机、并网、升负荷、停机及异常等工况下的自动控制，根据要求和机组的应力条件控制其升速率和负荷变化率。

2) 具有阀门管理功能，可实现高压调节阀单阀控制和顺序控制的无扰动自动切换，以适应机组在不同运行条件下对安全和经济的要求，且具有阀位限制和阀门试验等功能。

3) 具有主蒸汽压力控制 (TPC) 和超速保护控制 (OPC) 等。

(2) 监视保护功能

设有 CRT 和打印机。CRT 可连续显示各种工况参数、报警状态、状态趋势、脱扣信息等，打印机则可给出这些信息的永久记录。系统还可根据转速、推力轴承温度、排汽缸温度、真空、轴承温度和润滑油压、差胀、振动、轴向位移等状态自动完成各阀门的相应控制动作，以达到机组保安的目的。

(3) 通信功能

可以和电厂计算机进行信息交换。

2. 组成

DEH-II 型电液调节系统，主要由下列 5 个部分组成。

(1) 电调柜

其主要部件为电子调节器（电子控制器），它的数字系统由西屋公司 W2500 小型多功能计算机组成。由中央处理机进行参照量与汽轮机反馈信号的基本运算，产生数字量的控制信号送入模拟系统，转换成模拟量信号，通过电液转换机构（MOOG 阀）去控制汽门油动机。

（2）操纵台、显示器（CRT）及打印机

操纵台上有监视盘（A 盘）、控制盘（B 盘）和手动盘（C 盘），均装设在控制室内，它是机组控制中心，操作人员可以通过操纵台按钮开关，选择汽轮机运行方式（如手动、操作员自动、汽轮机自动方式），通过不同的方式改变调节器输入参考量，按不同的速率来改变汽轮机转速、负荷或实现阀门切换管理。也可与其他接口（如 CCS 接口），实现机炉协调控制。

操纵台上有专用显示器，用以显示主要参数、报警、各种信息以及可选择的各种测量值画面。另一台专用打印机记录运行参数、报警和各种信息。

（3）汽门伺服油动机

由油缸和弹簧组成，油缸是单侧进油式。油缸与控制组件相连接，构成两种基本伺服油动机，其中一种仅用于再热主汽门，为两位式，另一种可根据需要调节阀门开度。控制组件内有电液转换机构（MOOG 阀），它将电调柜来的信号，转换成液压去控制油动机的位置。阀门移动通过差动变送器（LVDT）作为反馈信号。

（4）EH 油系统

EH 油系统由高压抗燃油供油系统、汽门控制执行机构（油动机）和跳闸及超速保护油路三部分组成。EH 油系统与主机润滑油系统是分开的独立的油系统。以抗燃油为工质，工作压力为 12.4~14.5MPa。它们集中组装布置在机头下部，然后用四根 EH 油管道，通向机头两侧蓄能器及各汽门伺服油动机的控制组件，向油动机提供高压动力油。因 EH 油质要求较高，还配有旁路过滤再生装置。

高压油供油系统由油箱、油泵、控制阀组件、蓄能器、过滤器及热交换器等组成。其中控制阀组件由过滤器、卸载阀、逆止阀和安全阀组成，配合活塞式蓄能器，使高压油母管的工作压力保持在 12.4~14.5MPa 之间。当油泵加载，使母管压力达到 14.5MPa 时，可调式液控卸载阀动作，将油泵出口的油放回油箱使油泵处于“卸载”工作状态，此时，系统油压由蓄能器维持，卸载阀后的逆止阀阻止高压油回流。当母管压力降低到 12.4MPa 时，卸载阀复原，封住回油箱的通道，油泵出口油顶开逆止阀又向高压油母管供油。这种使用卸载阀的泵压系统，使油泵间歇性地处于重载工作状态，油泵负重率仅为 20% 左右，在大约 75s 的工作周期内，有 15s 为重载，其余 60s 为空载，使油泵载荷大为减轻，使用寿命延长。

EH 油系统中有两台 100% 容量的刮片式油泵，正常情况下，只需一台运行，另一台备用，当系统油压低于 11MPa 时，备用泵自动投入。

系统中有三根回油管，其中两根为无压回油管，另一根为压力回油管。压力回油管去油箱前，经三通阀去某一路滤油器和热交换器之后返回油箱，如压力回油管压力超过 207kPa 时，则弹簧式的逆止阀将油直放油箱，同时，发出警报，要求切换三通，更换已脏的滤油器芯子，热交换器能自动保持油温 19℃。

EH 油系统中还设有运行中可连续油再生的硅藻土和皱纹纤维过滤器的油精处理装置，能除去油中的酸性、水分、含氧和其他杂质。EH 油系统还为给水泵汽轮机的 MEH 系统提供动力油源。

(5) 危急跳闸系统

EH 油系统有两根跳闸母管，一根为超速保护跳闸母管，另一根为自动停机跳闸母管。两根母管间用逆止门相连。当 DEH 的超速保护控制器 (OPC) 动作时，超速保护跳闸母管上的两只电磁阀打开，泄去该母管中的安全油，使高、中压调节汽门关闭。由于逆止门的作用，自动停机跳闸母管内的油压保持不降，保持主汽门仍处于开启状态。反之，当自动停机跳闸母管上四只串并联自动停机跳闸电磁阀打开，而使自动停机跳闸母管内的油压被释放时，所有主汽门、高中压调节汽门均被关闭。

另外，机械超速和手动脱扣的汽轮机油回路与自动停机跳闸母管间用隔膜阀相连。当机械超速危急保安器动作或手动脱扣时，则汽轮机油回路泄压并通过隔膜阀使自动停机跳闸母管泄压，从而关闭所有的主汽门和调节汽门。

(二) 润滑油系统

主机润滑油系统主要有以下特点：

(1) 本机润滑油及发电机氢密封油均为汽轮机油。主油泵除供给各道轴承和盘车装置的润滑油外，同时还供给密封油系统的用油，以及供给机械超速遮断装置的压力油。

(2) 润滑油系统包括油箱、主辅油泵、顶轴油泵、电加热器、冷油器、油净化装置和机械危急遮断装置等。主油箱及附属设备布置在机头前右方零米层。另外，在机尾还有一个两台机合用的低位油箱，该油箱又分隔成净油、污油两室，可存放全部机组用油并进行过滤净化。

(3) 汽轮机部分近热源的润滑油管路，采用套装式，高压油管套装在低压回油管中，提高了机组的防火安全性能。

(4) 为防止滤网堵塞而烧瓦，从油泵出口到轴承的油管路上均无滤网，仅在油箱上部设一个 150 目的吊篮式回油滤网。因此对油管道的清洗要求较高。运行中对油的净化要求也较高。

(5) 在主油箱旁装有一套油净化装置，每小时处理油量为整个系统油量的 10%~20%，即为 9000L/h。润滑油系统运行时，也要求油净化装置同时运行，以不断消除汽轮机油中的水分和杂质，保持润滑油的洁净。

(6) 整台机组仅两个低压转子的轴承装有顶轴油，高、中压转子和发电机转子无顶轴油。机组停机中，当转速低于 600r/min 时，顶轴油泵能自动投入，同时自动向盘车装置供油，零转速指示器发出信号，由气动离合器使盘车装置投入。升速时到达一定转速后，盘车装置能自动脱开，在高于 600r/min 时切断供油。盘车装置的转速为 3r/min。

二、东芝机组的调节保安系统及油系统

(一) 调节控制保安系统

东芝 600MW 机组调节控制保安系统可分为两大部分，即 DEH 控制系统和液压控制系统。现分述如下。

1. DEH 控制系统

本机的 DEH 控制系统与主机配套供应。该系统以可编程序控制为基础，硬件组态采用冗余结构、控制功能分层实现，可靠性较高。该系统除了实现对机组转速控制、负荷控制外，还包括低压旁路阀控制和以模拟电路为主的汽轮机脱扣保护。与协调控制系统 (CCS)、数据采集系统 (DAS) 的接口采用硬接线方式。因此，它是一个完全独立的、功能完整的汽

轮机控制系统。

(1) 系统构成

DEH 系统主要由系统控制器、主控制器、阀门控制器、系统总线和输入输出组件组成。系统控制器、主控制器、系统总线采用冗余结构。控制盘、试验盘、监视盘提供了人机联系的手段。控制盘、试验盘设置在主控室的后备操作盘上,运行人员对汽轮机运行的监视操作都在这上面完成。监视盘设置在机柜门上,以指示灯的形式实现运行状态的故障报警监视。指示灯分两部分,轻故障部分和重故障部分。重故障部分显示能导致汽轮机跳闸的重大故障,并有指示跳闸首先原因的功能,有利于机组跳闸原因的分析;轻故障部分则显示信号异常、电源异常、控制器异常等故障。

(2) 主要功能

1) 转速控制。主要根据转速设定值和升速率来控制转速。汽轮机手动启动时,由运行人员根据汽轮机状态选择转速设定值和升速率;汽轮机自动启动时,由自启动程序自动选择。

2) 负荷控制。负荷控制有协调控制方式(CCS)、自动负荷调节方式(ALR)及手动方式。在 CCS 方式时,DEH 根据 CCS 系统给出的负荷指令调节阀门开度,相当于 CCS 系统的执行部分;ALR 方式时,DEH 按照运行人员给定的负荷变化率将负荷自动调整到运行人员设定的负荷目标值;在手动方式时,由运行人员操作负荷增减按钮,手动调整负荷。

3) 转速匹配。在发电机并网前,转速匹配回路通过对电网频率和发电机频率偏差比较,自动校正转速设定,使发电机频率始终跟随电网频率变化且保持大于电网频率 0.05Hz,直至并网完成。

4) 高压调节汽门进汽方式转换。为了提高汽轮机效率和降低热应力,汽轮机采用了高压缸全周进汽方式(FA)和部分进汽方式(PA)的两种方式。汽轮机启动时,采用 FA 方式,当汽轮机负荷带到一定负荷时再转换到 PA 方式。汽轮机自动启动时,转换条件满足后,能自动转换。转换许可条件为:负荷大于 7%;不在负荷限制状态;不在机前压力控制状态。

5) 两种设定回路。在主控制器的程序中设计了调速设定器和负荷限制设定器等两种设定回路。二者是独立的。调速设定器既可给出转速设定,也可给出负荷设定。而负荷限制器只能给出负荷设定。二者都可由 CCS 系统和手动增减按钮控制。调速设定器回路含有电网频率信号,因此在调速设定器方式时,机组参与电网调频,而在负荷限制器方式时,则不参与电网调频。两种设定器之间能自动跟踪互相切换,处于跟踪状态的设定器保持比另一设定器的设定值高 10%,且能起限制另一种设定器变化过快的作用。两种设定器的设定值只对应调节汽门开度,只有在额定参数时才对应负荷。调速设定器只有在 3000r/min 的转速设定下才能由运行人员手动控制,用于手动调整转速。除此以外,运行人员不能用设定器对汽轮机转速进行调整。

6) 低压旁路控制。低压旁路控制汽轮机中压缸入口压力,主要用于汽轮机启动阶段。汽轮机正常运行时低压旁路阀大多为全关状态。低压旁路控制有自动和手动两种方式。自动方式时,高压第一级级后压力经过函数运算后作为旁路控制的设定值,当热再热汽压力高于该值时,低压旁路门开启,直至压力降至设定值。低压旁路喷水为基地式控制,只要低压旁路阀的开度指令大于 1%,喷水阀就打开。

7) 机前压力控制。机前压力控制 (IPR) 用来防止主汽压力变化过快时湿蒸汽进入汽轮机。当主汽压力下降速度达到 $7.4\%/min$ 时, IPR 控制回路将取代阀门流量指令, 阀门开度即由 IPR 控制值控制。IPR 保护切投与否由运行人员在控制盘上选择。当汽轮机负荷首次达到 25% 时, IPR 即自动投入。

8) 功率负荷不平衡 (PLU)。这是当发电机突然甩负荷时为防止汽轮机超速的保护。当发电机功率瞬间减少 40% 以上时, PLU 动作, 通过高、中压调节汽门的快速动作电磁阀 (FASU) 将高、中压调节汽门立即关闭, 负荷设定回路将负荷设定值切至零。不平衡信号消失后, 调节汽门开启, 维持汽轮机在 $3000r/min$ 运行。PLU 检测电路测取发电机电流以代表功率、再热器压力以代表负荷。试验盘上设置 “PLUTEST” 键用以检查该电路的工作是否正常。

9) 设定值修改和显示。设定值有调速器设定值、负荷限制器设定值、低压旁路设定值和 ALR 设定值。在控制盘上有选择按钮和四位数字显示以及设定值增减按钮。

10) 过程参数显示。可逐项显示下列参数: 汽轮机转速 (r/min)、负荷 (MW)、主蒸汽压力 (bar)、再热器出口压力 (bar)、高压第一级后蒸汽压力 (bar)、第一级汽缸内壁温度 ($^{\circ}C$)、热应力 (kg/mm^2)、主蒸汽温度 ($^{\circ}C$)、中压缸排汽端金属温度 ($^{\circ}C$)。

11) 汽轮机自启动。在汽轮机自启动方式时, 汽轮机启动过程中的各个步骤都能自动完成。从暖机到目标负荷 25%, 包括选择目标转速、升速率、高低速暖机时间、初负荷保持时间、目标负荷、升负荷率等。在启动过程中, 每运行一步, 相应的指示灯亮, 其中“汽轮机启动”、“摩擦检查”、“同期”三个断点指示灯闪光后由运行人员操作按钮, 使程序控制往下执行。

12) EVA、FCB 运行方式。EVA、FCB 都是汽轮机或电网出现故障情况下的特殊运行方式。EVA 是快关中压调节汽门, FCB 是指快速减负荷或机组解列, 只带厂用电负荷运行。DEH 系统接收系统稳定盘 (SSCP) 发出的 EVA、FCB 动作指令后, 直接驱动中压调节汽门的快关电磁阀, DEH 转为 ALR 方式, 负荷设定切换至 50% (FCBX) 或 70% (FCBY), 如 SSCP 发出 FCB 指令, 则 DEH 系统将负荷设定降为零, 并转为转速控制, 维持汽轮机 $3000r/min$ 运行。

除了以上三种特殊运行方式外, 还考虑了发电机定子冷却水失去时机组可带低负荷运行, 允许负荷为 25%。由发电机保护系统根据故障情况确定机组停机或带 25% 负荷运行。

13) 热应力计算。根据高压缸第一级汽缸金属温度计算转子热应力, 为 CCS 系统提供调整负荷变化率的依据。

14) 第一级级后压力反馈。汽轮机高压缸第一级级后压力能快速反应汽轮机的实发功率变化。当进行阀门试验时, 关闭某一调节汽门将减少汽轮机的实发功率, 用该信号对其余调节汽门进行阀位补偿, 适当开大其余调节汽门, 可以减少阀门试验时的负荷波动。

15) 试验功能。试验功能包括超速试验、阀门试验、汽轮机连锁保护试验。在试验盘上有相应的按钮和指示灯以及阀门开度指示。

(3) 用户程序

用户程序分为系统控制器部分和主控制器部分。系统控制器和主控制器的 A 和 B 的程序完全相同。各控制器用户程序的内存容量为 ROM8K 和 RAM8K。每个控制器的程序分成若干功能块, 每个功能块都有自己的处理周期。各控制器的功能块如下:

1) 系统控制器。系统控制器有六个功能块,即公用部分、逻辑功能、调节控制、故障监视、热应力计算、初始化。

2) 主控制器。主控制器有五个功能块,即系统总线诊断、快速运算回路、慢速运算回路、报警功能、初始化。

3) 程序语言。编程语言采用 TOSMAPV 专用的适合于工程控制的逻辑符号型语言,用专用的编程器 LogicLoader 进行编程和修改。所用的命令有 13 种基本类型 40 余条。所有命令符号在 LogicLoader 上都有对应的键。通过 LogicLoader 可对系统在线修改定值,但不能修改程序。

2. 液压控制系统(液动部分)

液压控制系统(液动部分)主要分为下列几部分。

(1) 高压抗燃油供油系统

控制动力油采用 FYRGUELEHC 型磷酸酯抗燃液,其工作压力为 11.0MPa。供油系统分两路:一路送往各汽门调节组件,用作汽门开关的动力油,叫做 FAS;另一路送往跳闸装置,叫做 FTS,经跳闸装置建立安全油 ETS。汽门调节组件回油 FCD 和跳闸装置回油 TSD 都经冷油器回油箱。

供油系统主要设备有一只油箱及其由活性铝土除湿的通风干燥器、两套液压系统、两只活塞式蓄压器、一台加热泵、一套输送过滤系统、有关表计及压力开关。两套容量均为 100% 的液压泵系统,一套投用,另一套备用。每套液压泵系统包括一台液压泵,泵进口处装金属丝滤网并有出口高压过滤器。液压泵为电动柱塞泵,它能自动调节其柱塞行程进行压力补偿。泵出口压力可方便地调整设定。每台出口均设有一只卸载阀,动作压力为 13.7MPa,液压泵的进、出口滤网均有状态显示,必要时可更换。冷油器的水量由温度控制阀进行自动调节,保持油箱油温为 44~52℃。蓄压器无油压时气侧氮气压力为 6.9MPa,当氮气压力降至 6.2MPa 以下时,必须充氮。EHC 油不允许直接接触加热器,故设加热油泵循环加热,以保证在液压泵和输送过滤泵启动时油温不低于 20℃。加热泵出口卸载阀动作压力为 4.9MPa。输送泵过滤系统包括一台输送过滤泵、卸载阀、硅藻土滤油器及微过滤器。这套系统用于油箱进排油及机组正常运行中的油质维护。机组投运时,这套装置必须同时投运。当油中含氯量、含水量超标或当硅藻土滤油器前后压差超过 0.21MPa,或微过滤器前油压超过 0.11MPa 时,即需更换滤油器的过滤元件。

供油系统的连锁报警项目有:油泵的控制、备用油泵自启动。主要报警项目有:液压泵 A(B) 自启动失败、EHC 油压低报警(低于 8.9MPa)、油箱油位报警(正常油位 $\pm 100\text{mm}$,分别报警高和低,正常油位 -205mm 时报低低)。

(2) 汽门控制

主机共有四道汽门:高压主汽门(MSV)、高压调节汽门(CV)、中压主汽门(RSV)和中压调节汽门(IV)。中压调节汽门和中压主汽门设在同一阀体内,组成中压联合汽门(CRV)。每只汽门都有各自独立的控制组件,根据 EHC 装置发出的阀位指令控制阀门的开度。

高压调节汽门可四只同时开启,并维持基本相同的开度,即全周进汽方式(FA),也可使 1 号和 2 号调节汽门同时先开,然后依次开启 3 号和 4 号调节汽门,即部分进汽方式(PA)。机组启动时,采用 FA 方式用调节汽门控制升速,以减少热应力。当机组负荷大于

7%时进汽方式自动或手动切换为 PA 方式, 这样可减少运行时的节流损失。中压调节汽门开度与高压旁路的状态有关, 当高压旁路全关时, 中压调节汽门全开, 由高压调节汽门控制进汽量, 高压旁路投运时, 中压调节汽门参与调节中、低压缸的进汽量。在机组参与一次调频时, 调速系统的速度变动率为 5%。

本机还具有快关功能。当电网发生故障时, 由稳定控制装置判断计算后发出快关指令, 两只中压调节汽门在 0.2s 内快速关闭, 在全关位置维持一定时间 (闷缸时间可调) 后, 重新开启。高压调节汽门的动作视电网故障的严重程度而定, 或不动 (即 EVA 方式), 或关到 50% 负荷对应位置 (FCP 方式), 或关到带厂用电运行 (FCB 方式)。

(3) 跳闸保安系统

1) 机械液压跳闸系统。跳闸系统的液压部分由三个相互串联的液压阀组成, 即机械跳闸阀 (MTV)、机械跳闸闭锁阀 (MLV) 和电跳闸阀 (ETV)。高压油 (FTS) 经该三阀后形成安全油 (ETS)。当这几只跳闸阀复位时, 安全油压建立, 各汽阀的操纵座复位, 汽阀具备开启条件。当跳闸系统动作时, 安全油压失去, 各主汽门和调节汽门均以其最快的速度关闭。另外, 安全油还控制着一只抽汽继动阀。安全油压高时, 抽汽继动阀打开通往各抽汽逆止门的仪用压缩空气的通路, 压缩空气克服使抽汽逆止阀关闭的弹簧力, 使抽汽逆止阀正常开启。安全油压跌落时, 抽汽继动阀将仪用气通路切断, 抽汽逆止门便快速关闭。

跳闸系统的机械部分主要有危急遮断器和手动危急保安器。当机组超速而危急遮断器动作时, 危急遮断器打脱挂钩, 机械跳闸阀 (MTV) 阀芯在弹簧力作用下向右移动, 从而使机组跳闸。手动危急保安器装在前轴承箱左侧, 需要时由操作人员手动将把手往外拉, 通过杠杆将挂钩拉脱, 使机械跳闸阀动作。

另外, 还有一只机械跳闸电磁阀 (MTS), 它在接到 EHC 来的跳闸指令后激励, 其电磁力通过杠杆使 MTV 动作。安全油又经过一缩孔供给两只压力开关, 当油压低而使压力开关动作时, 机组跳闸。该油路中还专门设有一只小蓄压器, 以防止油压瞬时波动而引起压力开关动作。该蓄压器的预充氮气压力为 5.5MPa。

2) 危急遮断器。本机采用一套机械超速保护装置——飞环式危急遮断器。

3) 推力轴承磨损检测装置。本机的推力轴承保护采用液压式的推力轴瓦磨损检测装置。装置固定在推力轴承盖上, 检测机组大轴对于推力轴承座的轴向位移。当推力轴瓦的工作面或非工作面被磨损掉 0.75~0.9mm 时, 装置立即使机组跳闸并发出报警。该装置也可用以监测推力瓦缓慢磨损过程。

4) 主汽门的控制方式。本机有两个高压主汽门和两个中压主汽门。左侧高压主汽门和两个中压主汽门均为两位式, 右侧高压主汽门和调节汽门相似, 是可调的, 而且有预启阀。它的作用有两个, 一为对高压调节汽门柜的预暖, 二是减少阀门前后压差, 以减少阀门提升力。

机组启动时, 当高压调节汽门柜金属温度低于 180℃ 时, 则 DEH 发出调节汽门柜预暖指令, 控制右侧高压主汽门的预启阀开启, 维持 2min 后关闭, 2min 后复开启, 如此反复, 直至高压调节汽门柜内壁金属温度达 180℃, 暖柜结束。然后, 高压主汽门右侧在先、左侧在后全开。

5) 通风阀及其控制。在第一级抽汽管与凝汽器之间设置了一路通风道, 并由一只通风阀进行控制。它的作用是, 当机组甩负荷或跳闸时防止汽门关闭后高压缸过热。其开关受安

全油压的控制，安全油压建立后该阀关闭，安全油压泄掉时，该阀打开。

(4) 汽轮机主机跳闸保护

机组的各种跳闸保护信号最终通过机械跳闸阀（MTV）和电跳闸阀（ETSV）起作用，使各汽门和抽汽继动阀迅速关闭。

当发生下列情况之一时，电跳闸阀和机械跳闸电磁阀（MTSV）同时动作：

- 1) 1~10 号轴振大于 $175\mu\text{m}$ ；
- 2) 排汽温度大于 107°C ；
- 3) 机组转速大于 75% 额定转速，主油泵出口油压小于 0.73MPa ；
- 4) EHC 油压小于 7.55MPa ；
- 5) 高压或低压凝汽器压力大于 -76.3kPa ；
- 6) 锅炉主燃料跳闸（MFT）；
- 7) 发电机出口跳闸继电器动作；
- 8) 推力轴承磨损检测器正常工作时油压小于 0.055MPa ；
- 9) 轴承润滑油压小于 0.055MPa ；
- 10) 发电机定子冷却水故障；
- 11) EHC 装置重故障；
- 12) 后备超速保护动作（转速大于 111.5% 额定转速）；
- 13) 在备用盘上手按（Turbine Trip）按钮。

机组跳闸后，机械跳闸电磁阀复位，而电跳闸阀的两只小电磁阀则由于“安全油压低”信号的存在而一直处在跳闸状态，直到有复位信号时该阀才解除。

当机械跳闸闭锁阀在正常位置而发生下列情况之一时，机械跳闸阀动作：

- 1) 机械跳闸电磁阀动作；
- 2) 危急遮断器动作；
- 3) 手动危急遮断器。

(二) 主机润滑油系统

(1) 润滑油供油系统

主机控制用油和润滑用油完全分开。润滑油使用 ISOVG32 汽轮机油，相当于国产 30 号汽轮机油。供油系统由一只主油箱、油泵系统、 $2 \times 100\%$ 容量冷油器、滤网、管道及有关表计等组成，采用组合油箱，套装油管路。油泵系统包括主油泵（MOP）、油涡轮泵（OTBP）、辅助油泵（AOP）、盘车油泵（TGOP）和事故油泵（EOP）。主油泵装于主机控制小轴上，为单级双吸离心泵，正常运行时，主油泵的进油由装在主油箱的油涡轮泵供给，主油泵出口压力油作为动力油驱动油涡轮泵，其出口油经冷油器供轴承润滑用油。当机组在盘车、升速过程或停机情况下，由盘车油泵向润滑油系统供油。若盘车油泵不能正常工作，则启动直流事故油泵维持润滑油压。当机组转速在 90% 额定转速以下时，由辅助油泵代替油涡轮泵向主油泵进口供油。以上三台油泵均装于主油箱上。主油箱上还装有一台排油烟机，以使正常运行时油箱处于微真空状态（ $0.25 \sim 0.27\text{kPa}$ ）。油箱内还设有一台电加热器，以便需要时提高油温，AOP 和 TGOP 启动时，油箱油温要求不低于 10°C ，EOP 启动时油温不低于 27°C ，正常运行时油箱油温为 54°C 。

在油涡轮泵上有三只阀门，其中节流阀，用作控制进入油涡轮泵的油流量；旁路阀，用

作控制压力油旁路通过油涡轮而直接进入润滑油系统的流量；泄油阀，用作最后控制润滑油压力。机组首次到达 3000r/min 时，须对这三只阀门进行调整，最后要求：

主油泵进口油压：0.11~0.14MPa

主油泵出口油压：1.4~1.65MPa

润滑油压：0.18~0.19MPa

冷油器为表面式，正常运行时一台运行，一台备用。两台冷油器出口有一连通阀，切换时需先开启此阀向备用冷油器充油，以免发生断油烧瓦。本冷油器中水侧压力高于油侧。

当发生下列情况之一时，盘车油泵自启动：

- 1) 轴承润滑油压小于 0.11MPa；
- 2) 主油泵出口油压小于 1.2MPa；
- 3) 发电机主开关跳闸 3s 内。

当发生下列情况之一时，直流事故油泵自启动：

- 1) 轴承润滑油压小于 0.11MPa；
- 2) 主油泵出口油压小于 1.14MPa，且盘车油泵油压小于 0.11MPa；
- 3) 盘车油泵交流电源失去。

当主油泵进口油压小于 0.07MPa 时，辅助油泵自启动。

就地控制盘上设有油泵自启动试验按钮，可模拟油泵自启动。油箱油位有报警。油箱油加热器可投自动。另外，供油系统出来的润滑油经套装油管分送到各轴承及推力轴瓦磨损检测装置、发电机密封油系统、危急遮断器注油及复位装置、盘车齿轮及各靠背轮等处，每个供油分路上均设有预先设计好的节流孔板，以适当配置各分路的油流量。

(2) 油净化装置

为维护运行中的油质，机组设有一套油净化系统，可连续对主油箱及给水泵汽轮机 (BFPT) 油箱内的油进行净化过滤处理，也用于润滑油的充油和更换。净化能力为 12m³/h。油净化系统有六种运行模式：对油箱内的油进行净化；油箱放油；向油箱注油；对储油箱内存油进行净化处理；油经处理后再注入油箱；油净化装置内循环。

本机无顶轴油系统。

三、G/A600MW 机组的调节保安系统及油系统

G/A600MW 汽轮机的调节保安系统是 MICROREC 数字式电子控制器。该控制系统是一个多微型控制网络，能独立地完成对汽轮发电机本体系统的测量监视、调节控制及保护。它取消了传统的机械液压调速机构、同步器以及危急保安器，而改由 MICROREC 电子控制器完成其功能。汽轮机的转速信号，不仅要用于显示、记录，还要参与调节、保护。该转速由一次元件测速发电机测量，经前置放大器处理后送给 MICROREC 电子控制器。控制器输出的电信号再经电液转换器转换成液压信号作用在调节汽门伺服机构上，伺服机构在 12MPa 高压抗燃动力油的驱动下控制调节汽门在相应的开度上。

MICROREC 控制系统主要由汽轮机机械测量、汽轮机保安装置、汽轮机调节控制装置和汽轮机应力计算器四个子系统组成。MICROREC 控制系统在电厂生产过程中是一个相对独立的系统，它的逻辑量和模拟量分别通过 T20 控制器和 MICROREC 控制器送给电厂中央数据监控系统。

汽轮机机械测量子系统以 ERNIAMREIN 公司的 VMDS 型数字式振动监视器为核心，

完成汽轮机振动、胀差、轴向位移等机械量的测量。该监视器主要由中央模块 CM、分析模块 AM、信号处理模块 SM 及电源模块 PM 等组成。该子系统还包括转速、温度、压力等热工量的测量。

汽轮机保安子系统设置有冗余的电子保安电路，以控制两个作用相同的安全电磁阀。该电子保安电路完成故障检测及跳闸信号的处理，送出的跳闸信号作用在安全电磁阀上，使其断电而失去安全油，保证所有进汽阀快速关闭。该子系统能连续地监视表征事故的各种参数（汽轮机的转速、润滑油压、真空及其他）。

调节控制子系统是 MICROREC 系统中最主要的一个子系统。它通过控制汽轮机高、中压调节汽门开度，完成对汽轮机转速、负荷的调节控制。该子系统分为三级控制：执行级、基本级和较高级控制。执行级接受来自基本级的阀门开度指令，按负荷需求控制高、中压调节汽门开度。基本级保证维持汽轮机安全运行所必须的功能，使汽轮机在启动、正常运行、事故状况下均得到安全保障。它既可以接受较高级的自动指令，又可接受运行人员的手动操作指令。基本级发生故障时，将引起汽轮机跳闸。较高级是对基本级功能的扩展，其所有功能丧失并不会使汽轮机跳闸，仅仅退回基本级控制方式。较高级的所有功能均可以在线维护。

应力计算器设置在较高级控制器中，并可以由运行人员在集控室操作台上选择投入或切除。它能在汽轮机运行期间，连续地监视和计算汽轮机的热应力系数，由此而指导运行人员调整负荷变化率或自动地限制负荷变化率。

对每个 MICROREC 子系统而言，其供电电源是独立的，并且为冗余配置。两路 48VDC 电源直接送至 MICROREC 的每个控制柜，再经柜内的电源模块转换为适用的 24VDC、15VDC。只有在双路 48VDC 同时故障时，才使汽轮机跳闸。

MICROREC 是一个多微机控制回路，多数插件上都装置有 INTEL8000 系列 CPU。系统程序采用汇编语言 PLM86 编制；应用程序则采用汇编 PLM86 和称之为 PEMSIM、GEN51、Network 的专用语言编程。

MICROREC 控制保安系统能实现下述功能：

- 1) 汽轮发电机本体主要参数测量、处理；
- 2) 汽轮机故障跳闸保护；
- 3) 从盘车运行开始自动升速；
- 4) 空载运行和并网后的快速增减负荷；
- 5) 根据可调线性“功-频”特性进行输出功率或汽轮机调节汽门开度调节，使电网系统保持正常频率；
- 6) 甩负荷时，在允许的限值内维持汽轮机转速；
- 7) 带厂用电运行；
- 8) 启动过程中随低压旁路的投入调整再热蒸汽压力；
- 9) 高压缸压力限制，机炉协调及电网远方调度控制。

上述功能，分别由汽轮机机械测量、保安装置、调节控制装置和应力计算器子系统完成。

机械测量子系统的核心为 VMDS 监视器和 MVT 转速测量卡。VMDS 完成振动（8 点）、轴向位移（1 点）、胀差（3 点）测量。一次元件信号经前置放大器处理成电压信号后，VMDS 再将其转换成数字信号，供棒形显示器显示、继电器输出和指示灯输出。当被监视

的某参数值超限时，在监视器上可显示出报警或跳闸状态。MVT卡处理脉冲测速传感器送来的转速信号，将其转换成转速值，用于显示、记录和高压缸的保护。

保安子系统通过连续地监视表征事故的各种参数，保证汽轮发电机组安全、可靠地运行。如果这些参数中的某一个达到跳闸限值，则汽轮机立即跳闸。该系统还能记忆跳闸源，为分析事故提供可靠依据。引起汽轮机跳闸的参数分为两类：二取一跳闸和一取一跳闸。二取一跳闸是两个电子保安电路有其单独的传感器，只要有一个传感器检测到跳闸限值，则动作相应的安全通道，使汽轮机跳闸；一取一跳闸是一个传感器同时作用于两个电子安全电路，使两个安全通道平行动作。

本机组上设置下列跳闸信号：

(1) 二取一跳闸信号

- 1) 超速保护跳闸，转速大于 3300r/min；
- 2) 润滑油压低跳闸，小于 0.1MPa；
- 3) 汽轮机低真空跳闸，绝对压力大于 25kPa。

(2) 一取一跳闸信号

- 1) 高压缸调节汽门开度小于 0 与机械测量柜电源故障；
- 2) 油箱油位低；
- 3) 高压缸排汽温度大于 420℃；
- 4) 轴向位移大， -0.7mm ， $+0.5\text{mm}$ ；
- 5) 高压缸调节汽门开度基准小于 0，转速小于 1030r/min，其排汽压力大于 0.14MPa；
- 6) 高、中、低压缸胀差大于 $\pm 100\%$ ；
- 7) 高压缸排汽压力大于 1.7MPa 与转速小于 1030r/min；
- 8) 高压缸抽真空电动阀故障；
- 9) 汽轮机调节系统基本级故障；
- 10) 轴承振动大于 $180\mu\text{m}$ ($n < 2900\text{r/min}$)，或轴承振动大于 $130\mu\text{m}$ ($n \geq 2900\text{r/min}$)；
- 11) 手动跳闸按钮；
- 12) 电气故障，锅炉 MFT。

调节控制子系统的作用，相当于常规的机械液压调速器和同步器。该子系统主要由基本级和较高级完成控制功能。基本级完成转速调节、调节汽门开度控制、手动限制高压缸和中压缸负荷值、调节汽门位置反馈、调节汽门动态开度校正（加速度限制）、高压缸进汽控制、连接保安子系统和各种不同控制功能逻辑协调。基本级的输出为高、中压调节汽门的开度基准值。执行级收到该开度基准值后，首先将其流量开度线性化，再与调节汽门实际反馈信号相比较，得出偏差值，经 PID 调节器作用后，输出给电液转换器，转换成液压信号作用在调节汽门伺服机构上，以控制调节汽门开度。执行级不能单独工作，必须在基本级的控制下才起作用。较高级主要完成电功率控制、高压缸压力自动限制、中压缸压力自动限制、自动完成转速及负荷设定值计算、应力计算等功能。在需要时，还可完成机炉协调及电网远方调度控制功能。较高级提高了汽轮机的自动化控制水平，简化了操作。

以下介绍几种主要的基本功能：

(1) 转速调节

转速调节器输出转速基准信号 n_0 和频差校正信号 $K \cdot \Delta f$ 。基准转速 n_0 可由较高级转速设

定处理器自动给出，也可在较高级手动给出。在较高级，运行人员可操作“+”或“-”按键改变转速。当机组并网后，转速基准信号被自动闭锁。当较高级转速基准单元故障时， n_0 将自动切换至基本级。转速基准 n_0 与测量转速 n 的偏差被送到 P 型调节器进行处理、运算。机组未并网前，P 型调节器输出即为频差校正信号 $K \cdot \Delta f$ 。并网后，调节器输出信号还要经过动态滤波器降低一次调频的灵敏度，以保证机组安全运行。

(2) 负荷调节及负荷限制

本功能是输出机组的负荷基准信号 P_0 以及高、中压缸调节汽门开度限制基准信号。这些信号既可由较高级自动给出，也可由基本级给出。

(3) 汽轮机调节汽门控制

调节汽门控制的功能是将负荷基准信号转换为高、中压调节汽门的开度基准。在额定蒸汽参数下，调节汽门开度基准与其通过的流量成比例。考虑到由中压缸启动方式与高、中压调节汽门变化规律， P_0 经函数转换为高、中压调节汽门所要求的开度信号 P_{olp} 和 P_{olp} ，开度信号再经 $K \cdot \Delta f$ 校正后，与高、中压缸调节汽门开度限制基准信号进行比较，选小值输出，这样便得到在负荷基准 P_0 下的高、中压调节汽门的开度基准信号。

(4) 高压缸进汽控制

基本级可给出高压缸投运的开度信号，也可给出高压缸隔离的闭锁信号。高压缸调节汽门开度信号 P_i 由较高级给出，它取决于根据高压缸金属温度得到的最佳蒸汽流量 Q 。当较高级功能故障时，则用一固定开度代替。高压缸投运后，当调节汽门开度信号低于高压缸负荷基准信号 P_{olp} 时，调节汽门开度信号就不起作用，高压缸调节汽门的开度变化根据机组综合控制而定。当汽轮机跳闸，在甩负荷期间，则送出高压缸隔离的闭锁信号。

MICROREC 控制保安系统可靠性较高，操作简便，修改组态容易，维护简单。尤其是在异常工况下，其保安装置动作正确可靠，保证了机组的安全运行。它是四种 600MW 机组中唯一取消了机械式危急保安器的机组。

MICROREC 的动力油系统为 EHC 供油系统。它的组成部分是：两台 100% 容量的流量可调、立式活塞泵（REXROGH-SIGMA 制造），集装式油箱，球胆式母管蓄能器，EHC 油冷却泵，EHC 油过滤泵，EHC 油冷却器等。使用抗燃油，工作压力为 12MPa。

主机润滑油系统为独立的。它由主油泵、主油箱、交流润滑油泵、直流事故油泵、主机油冷却器、顶轴油泵等组成。主油泵为低速齿轮式，由主机大轴通过减速齿轮带动，正常出口压力为 0.16MPa。

四、ABB 超临界 600MW 机组的调节保安系统及油系统

(一) 电子液压调节保安系统

ABB 采用的电子液压调节系统是经多年应用和逐步完善而来的。它采用 TURBOTROL 技术，目前超临界 600MW 机组上采用的调节系统，已是 TURBOTROL5，它具有以下主要特点：

- 1) 自动启动和加负荷；
- 2) 随负荷调节有关的出力和频率；
- 3) 汽轮机和锅炉协调运行；
- 4) 受干扰情况下的自动限制；
- 5) 根据不同运行工况，自动切换调节方式；

- 6) 信号应用简单可靠;
- 7) 显示机械操作器报警状态;
- 8) 具有较高的适应性, 以满足用户的需要;
- 9) 采用积木块(组件)设计, 达到预期目的。

TURBOTROL5 简称 TT5, 它由以下功能块组成: TT51、TT52、TT53 (由 N-90 代替)、TT51 和 TT52 的组合以及 TT52 和 TURBOMAX6 (简称 TRX) 的结合。其中: TT51 为手动操作调节器, 具有最基本的调节功能。TT52 为主运行调节器, 能根据电网和锅炉要求, 具有对不同工况进行优化控制的功能。TT51 与 TT52 相结合的调节器, 即 TT51 和 TT52 可并联运行; TT51 并作为 TT52 的后备调节器。TT5 具有计算机接口, 便于和电厂控制系统连接, 统一管理。

(1) TT51

TT51 用于简单、非自动的再热汽轮机的调节以及作为主运行调节器 TT52 的备用调节器。当主运行调节器运行时, 它能自动跟踪 TT52 的运行工况。一旦 TT52 发生故障, TT51 能自动而平稳(无扰动)地切入运行。如 TT51 也发生故障, 则只能自动脱扣停机。TT51 只需测量两个运行参数, 即汽轮机转速和新蒸汽压力。

TT51 的主要功能为:

- 1) 转速调节;
- 2) 负荷调节;
- 3) 与锅炉相匹配的特性;
- 4) 与高、中压调节汽门行程的匹配;
- 5) 对中压调节汽门开度 Y_{IP} 与高压调节汽门开度 Y_{HP} 开度比 ($Y_{\text{IP}}/Y_{\text{HP}}$) 的调节。

(2) TT52

TT52 用于再热汽轮机, 具有下列重要特性:

- 1) 具有自动启动和加负荷功能, 可节省启动时间, 使成本下降;
- 2) 具有自动限制器, 提高了部分负荷的可运行性;
- 3) 具有与锅炉调节器、机组控制系统的协调联系, 使机组运行经济性提高;
- 4) 具有可选择的机跟炉或炉跟机运行方式, 因此锅炉有较好的适应性;
- 5) 能与热应力计算机 TRX 相协调, 从而使机组启动时间和成本最节省;
- 6) 具有与汽轮机旁路系统协调的可能性。

TT52 的主要功能有:

1) 监视汽轮机的热应力。TT52 与 TRX 相结合, 在汽轮机升速、加负荷、减负荷等各种工况下计算出汽轮机(高压转子和中压转子)的热应力及其裕度, 并加以监视和控制, 它能使高、中压调节汽门的开度严格遵守这一裕度。

2) 升速程序。启动期间能按应力裕度自动设定的目标转速升速。

3) 加负荷程序。机组并网后自动带 2% 初负荷, 当电网周率高于 107% 时, 能自动切到带 4% 负荷。

4) 汽轮机的升速和加负荷。汽轮机的升速和加负荷时, 只要高压旁路打开中压调节汽门开度能受 K_y 控制, 使再热器压力正常。

5) 转速调节。并网前能精确控制转速, 并网后能防止电网周率微小波动引起的主汽流

量波动。

6) 负荷调节。能准确控制负荷于设定值。

7) 初压调节。能自动调节保持初压不变。

8) 中压调节汽门调节。能自动调节中压调节汽门开度,使通过中压缸的蒸汽流量与高压缸相等。

9) 汽轮机在部分辅机出系的情况下,对汽轮机负荷恰当地进行限制,能够提高部分负荷运行的利用率。TT52 有下列限制器:压力梯度限制器、凝汽器压力限制器、新蒸汽压力限制器、最大负荷限制器、最小负荷限制器、快速减负荷至部分负荷、最小再热器压力限制器、高压缸排汽温度、高压缸排汽冷却等 9 种限制器。

10) 运行方式。TT52 在机炉调节信号的配合中采用四种运行方式,即锅炉跟踪的控制方式、汽轮机跟踪的控制方式、锅炉调节故障时汽轮机负荷的调节、协调控制方式。

11) TT5 内部跟踪补偿。

(3) TT5 的电气结构

TT52 的不足之处是没有阀门管理功能,各调节汽门开启顺序是固定的。TT5 是用电站调节系统 PROCONTROL P13/42 的电气组件组成的,它是一个双通道、具有总线传递的分散控制的电站控制系统。数据处理组件是可编程序的,编程语言采用 PROCONTROL P10。在这套控制系统中有两种技术,一种是 PROCONTROL P 技术,另一种是 PROCONTROL K 技术。P 技术是,模块与就地总线、就地总线与厂内总线之间的数据处理是可编程序的。K 技术是,模块与就地总线之间是可编程的,但就地总线与厂内总线之间是不可编程序的,采用的是硬接线。在本机的调节系统中,P 技术用于调节和试验系统,K 技术用于保护系统。

TT5 的基本电气结构包括下列组件:传递信息控制器、就地总线 P13 和厂内总线耦合器、供高压调节汽门和中压调节汽门的电液转换器及相应监控用的位置调节器、供监控基本结构用的保护逻辑线路、监控电源、厂内总线 P42。

(4) TT5 的其他部件

汽轮机调节系统除以上所述 TT5 以外,还必须配置必要的机械部件,即液压调节元件和保安部套等。其中主要有:

1) 汽轮机的配汽机构。主要为高压主汽门 2 只、高压调节汽门 4 只、中压联合汽门 2 套(其中每套包括中压主汽门 1 只和中压调节汽门 1 只)。

2) 油动机。与上述汽门配套共 10 只,均为单侧进油式。

3) 电液转换器。共 2 只,分别用于高压调节汽门和中压调节汽门的控制。

4) 紧急脱扣装置。用作手动脱扣汽轮机。

5) 脱扣继电器和复置继电器。

6) 供排油放大器和分离继电器。

7) 超速脱扣装置。包括危急保安器及脱扣、复位装置。危急保安器为 2 套,动作转速分别为 110% 额定转速和 112% 额定转速。

8) 试验继电器。

(二) 油系统

ABB 的超临界 600MW 机组,其主机控制油系统和主机润滑油系统使用同一个油箱,油

种相同。主机控制油系统分为高压油源管路和用户管路两个部分，高压油源管路主要由2台100%容量的高压油泵、油过滤器、蓄能器、稳压阀、主油箱等组成，用户管路主要是指主机电液调节系统、主机液压保安系统和低压旁路控制系统。主机控制油系统正常运行时，一台高压油泵运行，一台备用，工作压力为4MPa，当压力降低至3.6MPa时，备用泵自动投入。

主机润滑油系统主要由主油泵、辅助油泵、事故油泵、顶轴油泵、冷油器和主油箱等设备 and 一系列管道组成。主油泵为ABB的传统产品，为齿轮式，通常由主机大轴带动。主油泵出口压力为0.49MPa。在机组起停过程中，当转速低于2700r/min时，主油泵尚不能正常工作，此时，由辅助油泵供油。机组正常运行时，当轴承油压低于60%额定压力时，辅助油泵自动投入；当轴承油压低于60%~40%额定压力时，事故油泵自动投入。如轴承油压降到60%，延长30s脱扣，降到40%汽轮机立即脱扣。冷油器有两台，为立式，并列布置，两台均为100%容量。正常运行时可使用一台，也可使用两台。两台冷油器的冷却水为并联，但油路为串联的。冷油器的冷却水为闭式冷却系统的水。两台冷油器有一个油旁路。冷油器出口与旁路管的接口有一个三通型式的油温控制阀，它用改变旁路的油量大小来控制轴承油温为40~45℃左右。第3、4、5、6号轴承处，分别装有一台顶轴油泵，供机组启停前后盘车时使用。油系统中还装有处理能力为8t/h的油净化装置，它能在运行中将油连续净化处理。盘车装置位于2号轴承座，盘车转速为10r/min。可人工手动投入，也可自动投入。主要润滑油系统近机组热源处，油管采用套装油管。

ABB在机组安装过程中，对油系统的施工工艺要求严格。除了所用油管在装上前，内壁必须经严格的酸洗工序外，对压力油管的焊接工艺，要求特别严格。压力油管的焊接必须用氩弧焊，焊接时管内必须充入氮气和氩气的混合气体。油管焊好后管内焊缝必须饱满、光滑、呈银灰色，无焊瘤或氧化皮等存在。

由于本机控制油系统和润滑油系统均使用汽轮机油，且压力较高，因此在汽轮机机头前、运行平台下、主油箱上方设有密封的油系统防火小室。主机控制油系统、润滑油系统的主要设备，均集中布置在此防火小室的主油箱上部，防火小室内设有自动灭火装置。如万一失火，则在此室中只能缺氧闷烧，且自动灭火装置能自动投入。来自集控室的防火按钮信号会使高压油泵停转。

第九节 防止汽轮机进水的保护措施

大型汽轮机进水，会导致汽轮机设备的严重损坏。由美国西屋公司、通用电气公司，欧洲的ABB、法国ALSTHOM公司，及亚洲的日本和我国汽轮机制造厂生产的汽轮机在运行中都曾发生过进水事故，为吸取事故教训，各制造厂均已相应地采取了有效措施。他们大都按照美国ASME的“TDP-1-1980”标准规定，设计了较为完备的方法。所采取的主要对策包括设计准则、保护措施、检测仪表和操作监视、运行规定等，现以WH机组为例，分别叙述。

一、防进水保护设计的准则

防进水保护与电厂的仪表监视、报警和控制系统相结合，应满足以下要求：

(1) 对汽轮机运行的各个阶段，从盘车到满负荷，均考虑了防进水保护；

(2) 为防止水进入汽轮机，不仅考虑了完善的疏水排放系统，能将贮存在汽轮机内和管道内的所有疏水排掉，而且均能自动动作；

(3) 任何情况下，都能手动或自动启动保护动作；并在动作后，可由运行人员解除；

(4) 使用 BTG 盘上的报警窗口，及时向运行人员报告进水或可能进水的情况；

(5) 可为运行人员提供连续的状态显示和金属温度记录；

(6) 利用电厂计算机对汽轮机及管道上部和下部的温差，进行显示、记录并报警；

(7) 疏水门用气动薄膜调节阀，气关式、用电磁阀控制。当电源、气源及信号源中断时，阀门向安全方向（开启方向）动作；

(8) 水位开关 LS，采用外浮子式，阀门关闭即将水位开关隔断，可进行检修和调换，并可定期作水位试验，不影响系统正常运行。

二、对主要进水水源采取的防进水保护措施

1. 过热器及再热器喷水系统

过热器及再热器喷水系统应做到：

(1) 主燃料切断（MFT）和汽轮机跳闸时，关闭闭锁阀和喷水控制阀。

(2) 在任何情况下，喷水控制阀关闭，闭锁阀也随之关闭。

(3) 喷水控制阀的开启条件未满足时，控制系统应闭锁，不得动作。

(4) 减温水的节流装置应装在闭锁阀门后，可以同时起监视闭锁阀是否关闭的作用。

(5) 当机组负荷低于预定值时（如低于 10% 额定负荷），应关闭闭锁阀和喷水控制阀。

2. 主蒸汽管和热再热蒸汽管道疏水

在主蒸汽管和热再热蒸汽管道的最低点和水平长管道的特定低位点，设直接疏水点，每点装设两只串联疏水阀，一只开闭用，一只隔离用（靠近主管道的一只）。

3. 冷再热蒸汽管道疏水

采用疏水筒方式疏水应做到：

(1) 在冷再热蒸汽管道的最低点及长水平管道的特定低位点，设低位疏水筒。

(2) 高水位时打开疏水门并报警。

(3) 高 - 高水位报警。

(4) 当汽轮机负荷小于 10% 时，自动打开疏水门。

(5) 汽轮机跳闸时，自动打开疏水门。

4. 加热器疏水

加热器疏水包括高压、低压加热器各级疏水，应做到：

(1) 正常水位控制器 LC1 控制至下级加热器的疏水门，将本级疏水正常排放至下级加热器。

(2) 高水位控制器 LC2 控制事故疏水门，进行事故疏水，疏水排放到凝汽器。

(3) 高水位信号开启事故疏水门，由高水位开关控制。

(4) 高 - 高水位时，高 - 高水位开关 LS 控制关闭上一级加热器的疏水门，同时关闭此加热器的抽汽进汽门。

(5) 当高 - 高水位时，也有设计为关闭高压加热器进出口给水门，同时打开旁路门的方式。

(6) 高水位及高 - 高水位动作保护时，同时使高水位及高 - 高水位警报器报警。

5. 除氧器水位控制

除氧器水位采用三冲量控制，即除氧器水位、给水流量及凝结水流量控制。应做到：

- (1) 正常水位控制主凝结水控制阀。
- (2) 水位高报警，并作为高-高水位保护动作的逻辑条件。
- (3) 高-高水位（必须在高水位信号发出后）关闭主凝结水控制阀，即动作电磁阀，使气开阀门的控制信号消失，而自动向关闭方向动作。同时也动作凝结水事故泄放阀的电磁阀，使气关闭阀自动打开，泄放凝结水，使凝结水不进入除氧器。
- (4) 高-高-高水位开关关闭进除氧器的加热抽汽门。
- (5) 水位高、高-高、高-高-高值均有报警显示。

三、关于防进水保护的检测仪表和操作监视

(1) 靠近汽轮机进汽的轴封蒸汽母管上装设热电偶，记录汽轮机的金属温度。当记录的温度过低或突然下降时，表明轴封蒸汽母管有水。

(2) 汽轮机内缸上、下装有成对热电偶，正常温度指示大致相等。如下缸热电偶温度突然降低，或热电偶上、下的温差过大时，表示底部有水，应发出报警。

(3) 对有可能进水的管道，如抽汽管道、冷再热管道、汽动给水泵汽轮机进汽管等，在管道的顶部和底部均装设成对的热电偶。正常时顶部和底部热电偶温度是相等的。如发现一对热电偶温差过大时，则表示管道内有水，应予报警。

(4) 将防进水保护的有关疏水阀门操作监视部分，集中于一组组件，装于集控室，以便操作监视。组件上装有阀门的操作开关或按钮、状态显示灯等。

四、关于防止汽轮机进水的运行规定

西屋公司建议：

(1) 要对运行人员进行处理进水事故的培训。

(2) 如果一台加热器工作不正常或水位高，或抽汽管道上的传感器指示有水，或任何一对汽轮机进水检测热电偶指示上、下缸金属温差超过 42℃ 报警；超过 56℃，立即停机。如果此温差未超过 56℃，而且无任何机组必须事故停机的仪表信号，则可使机组维持运行，对水进行隔离和处置。如果出现以前从未有过又无法解释的振动或管道摇摆，则也被认为是一次进水事故。当出现上述任何一种情况时，必须立即按事故操作规程处理。

(3) 由于加热器引起的进水事故最多，因此，发现事故现象后，如果维持机组运行，首先应考虑的是切除给水加热器。如果再热管道进水，则应先关闭再热器减温喷水的闭锁阀和控制阀，停用减温喷水，并开启汽轮机及有关管道上的疏水阀。

(4) 重视汽轮机和有关管道的疏水排放规定：

1) 在汽轮机停机后，这些疏水阀要一直打开。

2) 在汽轮机启动和向轴封供汽之前，这些疏水阀同样必须打开。

3) 中压主汽门前的疏水阀，必须在负荷升至大于 10% 时才能关闭。在负荷降至小于 20% 时一定要打开。

4) 中压调节汽门后的疏水阀，负荷升至大于 20% 时才能关闭，负荷降至 20% 以下时一定要打开。

5) 为防止汽压降低引起主蒸汽管道进水，除启动过程外，规定不允许长时间切除主汽压力调节器。同时规定锅炉灭火后，不允许再向汽轮机进汽。

6) 如果发现锅炉向汽轮机正在进水或即将进水的指示信号,则应立即停机。如果发现再热器或冷、热再热管道以及高压缸排汽口有水,则应立即跳闸停汽轮机。在汽轮机空负荷或跳闸时,再热器减温水喷水控制阀和闭锁阀应自动关闭,并打开再热管道所有疏水阀,进行排放。

7) 为防止轴封系统水进入汽轮机,规定汽轮机处于热态使用轴封汽源时,必须保证蒸汽为过热蒸汽,如计算机计算汽封进汽的过热度低于 14°C 则应打印报警。为防止进水和轴封进汽区热应力过高,进汽温度与轴的金属温度相差不得超过 $\pm 14^{\circ}\text{C}$ 。机组启动时,轴封进汽前应充分暖管排水,不得使蒸汽冷凝水进入轴封系统。

8) 规定一旦进水事故已经发生,或出现事故迹象,在 20h 或更长的时间内,想再安全地启动机组是不大可能的,此时应按以下办法正确处理。①如果机组尚未启动,处于盘车状态,发现进水事故在延续,或汽轮机某个区域的进水检测热电偶指示下缸比上缸温度低 42°C 以上,则汽轮机不得用蒸汽冲转。如果汽缸因进水而变形,则在转子的偏心度达到允许的极限值范围内,和所有成对的上、下缸热电偶温差小于 42°C 之前,不得再启动汽轮机。如果在受影响的汽缸壁上没有安装进水检测热电偶,则至少进行 18h 的盘车。②如果转子被卡住,可设法每隔 1h 盘车 180° 。当转子可自由转动时,再恢复连续盘车。不得使用吊车、通新蒸汽或用压缩空气,以及其他的辅助方法转动被卡住的转子。

9) 为防止小汽轮机跳闸时,其主汽管道的凝结水进入主汽轮机,要求其主汽管道上的疏水阀能自动开启。同时规定如果汽泵切除,则关闭所有的供汽阀。

第十节 转 子 的 支 承

由本书第四章第一节中可知,WH 机组的高中压转子全部采用双向可倾自动调整式(以下简称可倾式)四瓦块轴承支承,东芝机组的第 1~5 瓦也采用可倾式留瓦块轴承支承,G/A 机组第 1~8 瓦全部采用三油楔可倾自位轴承支持,而 ABB 机组则采用结构较为简单的改良型袋式轴承。以上四种机组的轴承均能确保机组稳定运行,到目前为止,尚未发现各机组有任何不稳定振动现象出现。据 ABB 公司称,改良型袋式轴承能有效地防止大型机组有可能发生的蒸汽激振和油膜振荡等不稳定振动。

第三章 为提高运行经济性和灵活性 所具有的特点

第一节 新蒸汽参数的提高

由热力学理论可知,提高新蒸汽参数能明显改善机组的运行经济性,特别是提高新蒸汽压力。当由亚临界参数升为超临界参数时,热耗率的降低效果较明显。当然,由于蒸汽参数的提高,对设备的制造和维修费用也会增加,但在燃料价格较贵的情况下,还是可取的。因此,国外还在进一步提高新蒸汽压力。目前已相继出现新汽压力为 30~35MPa 的超超临界机组投入运行,它使机组的运行经济性得到进一步提高。

如附录中所示,四种机型中,热耗率以 ABB 的超临界机组为最低[7647.6kJ/(kW·h)],它比四种机型热耗率的平均值要低较多[四种机型热耗率的平均值为 7828.5kJ/(kW·h)]。在四种机型中它们的主蒸汽温度均相同,唯有 ABB 机组的再热蒸汽温度为 566℃。根据计算分析,如果把同容量亚临界机组的新汽温度从 538℃ 提高到 566℃,则汽轮机的热耗率仅下降 0.8%。但如保持新汽温度不变,即 538℃,而将新汽压力从 16.5MPa (亚临界) 提高到 24.1MPa (超临界),则热耗可下降 1.5%,这一数值几乎为前者的二倍。因此,采用超临界机组可以大量节约能源。当然,如能采用二次中间再热,则机组热耗率下降可达 4.1%,但结构复杂,造价将相应增大。

ABB 曾对某种机组提高蒸汽参数与降低机组热耗率的关系进行了计算分析。例如对初压 p_1 为 18MPa、25MPa 及 30MPa 和初温 T_1 、再热汽温 T_r 为 540℃、565℃、600℃、650℃ 时,分别对机组热经济性的影响做了计算比较。当其他参数相同,压力从亚临界 18MPa 提高到超临界 25MPa 及以上时,热耗降低约 1.8%~2.0%,当初压不变而 T_1 和 T_r 从 540℃ 提高至 565℃ 时,热耗约可降低 1.3%~1.5%,如提高到 600℃ 则热耗可降低 3%~3.5%。因此,提高新蒸汽的压力和温度,都是降低热耗的重要手段。目前,ABB 正在对初温为 600℃ 等级的汽轮机转子、叶片、螺栓等材料的热强度以及转子、汽缸、管道等材料的焊接问题等方面进行科研攻关。

第二节 叶片型线及级设计的改进

WH600MW 机组的中间级叶片采用进汽边为大圆弧,对进汽角度在较大范围内变化而效率仍保持相当水平的直叶片;东芝机组中间级叶片采用以可控旋涡设计的扭曲叶片;G/A 机组中间级叶片采用以三维计算方法设计的扭曲叶片;ABB 机组中间级叶片采用效率高于原老式叶片 2% 的 8000 型直叶片。所有这些叶片的采用,保证了机组效率达到相当的水平。

大型机组的低压缸对整台机组的出力和经济性是至关重要的,特别是末级叶片的结构与性能。因此,国外的几个汽轮机制造厂均致力于研究发展低压缸及末级叶片,并将其模块化。在论及的四种机组中,仅 G/A 机组的末级叶片长度为 1050mm,其余三种机型的末级叶片长度均为 851~869mm。在三种亚临界机组中,其设计热耗率最低者为 G/A 机组,为

7790.1kJ/(kW·h), 比其他两种机型低而仅次于超临界机组。其热耗率之所以能如此低, 其主要因素当然是末级叶片起了作用。

ABB 为了提高机组的经济性, 在叶片方面进行了下列工作:

(1) 按三元流设计末级叶片以及低压缸通流部分, 以光滑的圆锥形通流部分轮廓线代替原有的阶梯形轮廓线, 开发新的低压缸。

(2) 反动级静叶采用扭、弯叶片 (俗称“马刀型”, 即叶片沿叶高既扭曲又弯曲, 本机上未用), 有利于改善叶片通道的流场分布, 并降低二次流损失。

(3) 开发更好的反动式基本叶型以代替现有的叶型。在整机设计上, 他们采用的设计原则为中间级叶片级数多、节圆小、斜通道。级数多, 势必是级的焓降小, 使 u/C_0 较高, 效率也能保持在较佳范围内; 节圆直径小, 使前几级的叶高明显增大, 由此使叶片的端部损失降低较多; 叶顶部分采用 $2^\circ \sim 4^\circ$ 的斜通道, 避免了台阶式的通道, 对效率有明显益处。以本机为例, 整机共 44 级 76 列, 是一台典型的反动式机组。其高压缸级的焓降很小, 效率却很高, 压力级组的效率约为 93.5%。

第三节 动、静叶片顶部汽封齿数的增多

各种 600MW 机组, 无论是冲动式或反动式, 除末级自由叶片外, 其动、静叶片均自带或铆接复环, 为了减少级间漏汽损失, 在复环外周均设有汽封片。为了进一步提高经济性, 目前, 各制造厂将此汽封片齿数增加很多。以 ABB 为例, 已将每级叶片的汽封片齿数增至五片, 甚至有的增至七片 (西门子)。伞柄式汽封片是 ABB 的传统结构。因此, 在动、静叶片及轴端汽封上广泛使用这种汽封结构。

第四节 进排汽通道及阀门型线的改进

改进进、排汽通道及阀门型线, 目的是减少蒸汽流动压力损失, 以提高经济性。在这方面, ABB 做得比较突出, 主要有下列特点:

(1) 中压缸进汽部位采用图 3-1 所示的水平 (卧式) 进汽结构, 其优点是: 没有进汽阀与汽缸间的连接弯管, 进汽压力损失低; 机组管道布置及连接方便; 机组检修时拆装工作量

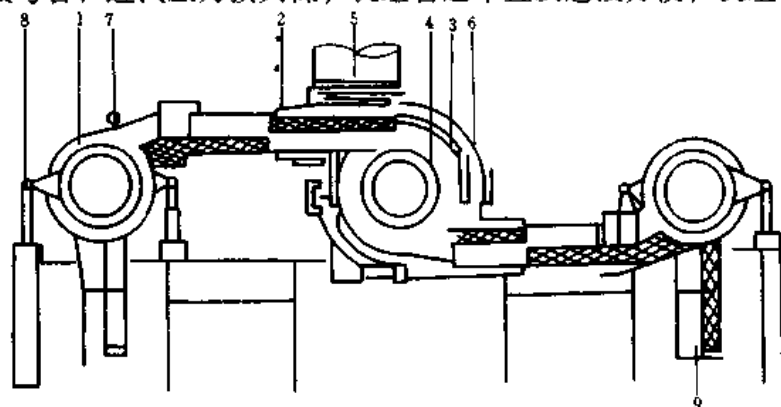


图 3-1 中压缸外形图

1—阀壳; 2—进汽管; 3—中压内缸 (螺旋形进口); 4—第一级静叶 (辐向排列);
5—排汽连接管; 6—中压外缸; 7—温度探针; 8—阀门支架; 9—进汽管

少；阀门与叶片间的有害蒸汽容积小，可改善机组甩负荷性能。高压缸进汽部位也类似于中压缸的布置与结构。

(2) 高压缸喷嘴室做成“袜套式”。如图 3-2 所示，高压内缸斜置 50° 搁置于外缸中，使四组喷嘴组中有三组形成“袜套式”，这样，使进汽阻力减至最小。调节汽门至汽缸的进汽管与汽缸的连接采用了插管式，使结构大为简化且省去了导汽管。

(3) 中压缸进汽在中部，其进汽道采用“双螺旋”形结构，如图 3-3 所示。这种结构使进汽通道的尺寸及流动方向均无突然变化，流道圆滑，压损少。变工况时进汽对第一级静叶

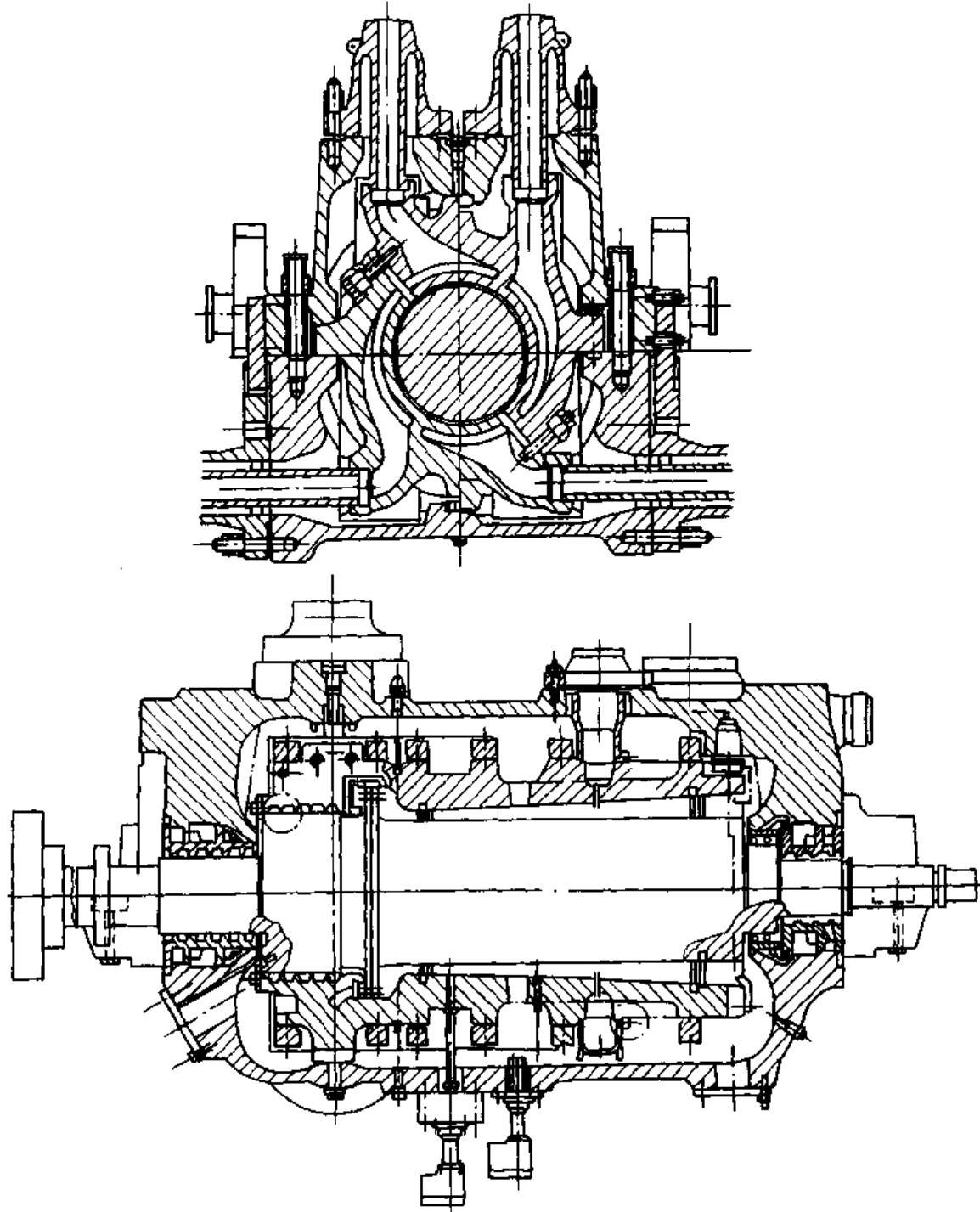


图 3-2 高压缸喷嘴室结构图

的冲角较稳定，从而保证第一级有较高的效率。

由图 3-3 可知，中压缸第一级静叶采用径向排列。这样，使轴向的静叶可减少一列，结构紧凑。更重要的是，由于第一列静叶采用径流式结构，使进汽损失降至非常低的程度，并使第一级叶片（径流——静叶，轴流——动叶）获得较佳进汽流场。

（4）低压缸采用涡壳形进汽通道。和中压缸一样，低压缸的进汽通道也采用涡壳形，使汽流压损降至最小，而且在汽流进入叶片之前还先流经导流环，使之更均匀平滑。其结构示意图如图 3-4 所示，由图中可知，为了既补偿膨胀又杜绝漏汽，连通管与低压缸进汽口处的连

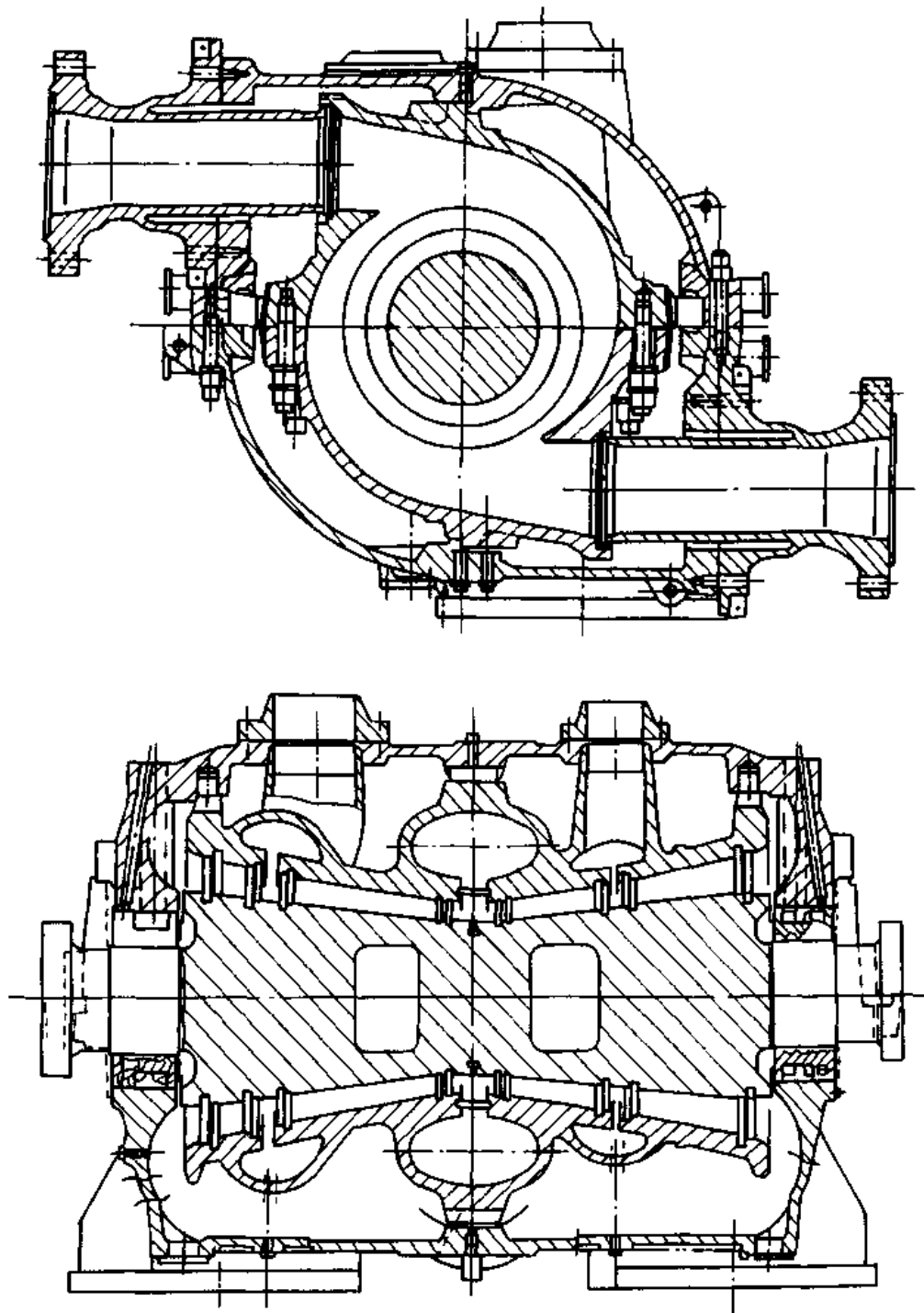


图 3-3 中压缸结构图

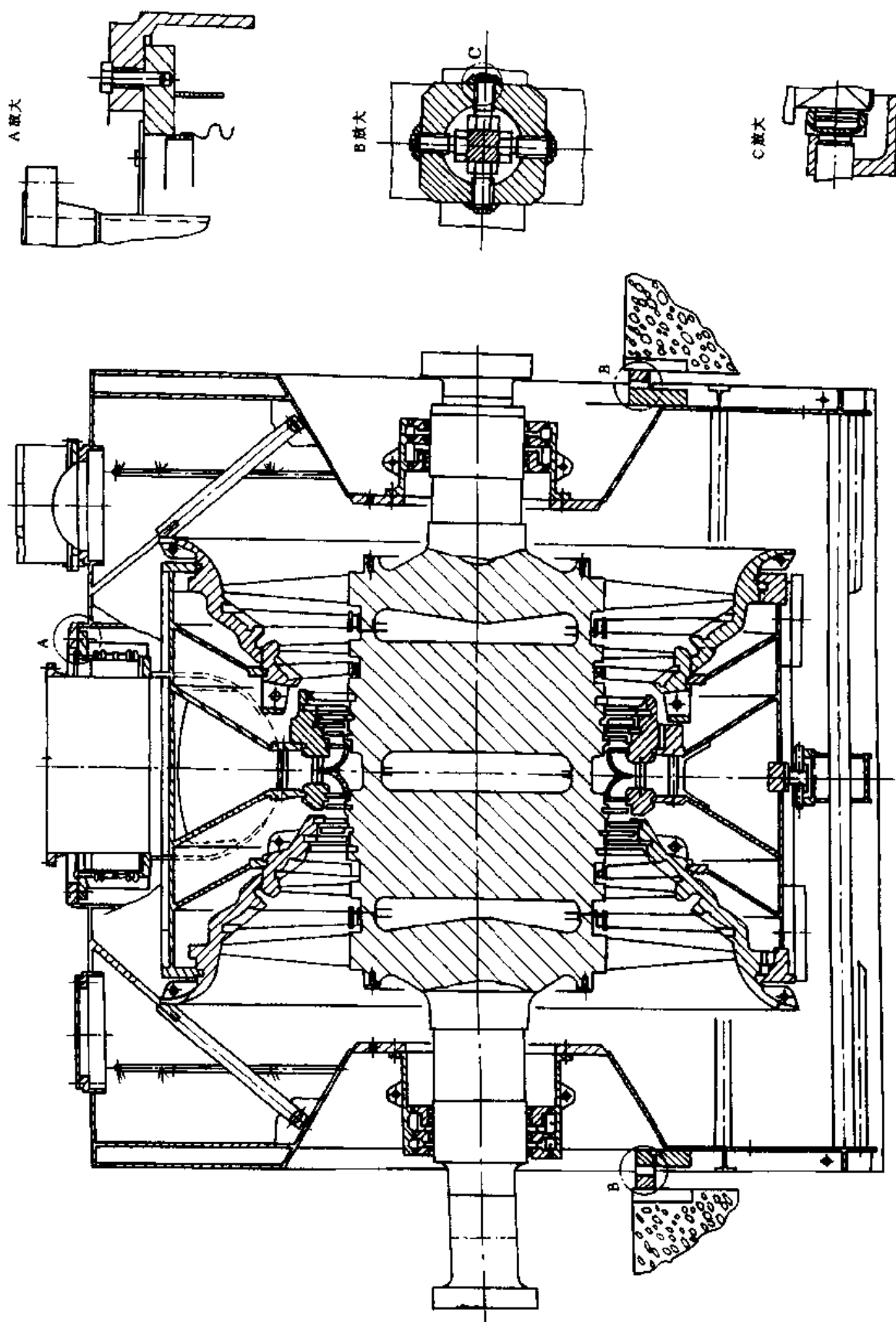


图 3-4 低压缸剖面图

接还采用了波纹管。

第五节 低压缸轴端汽封结构的改进及其他

汽轮机的低压缸轴端的汽封体，一般均固定在相应的低压缸上，这种结构往往因低压缸受热膨胀后极易造成汽封齿被磨而间隙增大，从而使漏汽增加。而 ABB 等改进了这种结构，

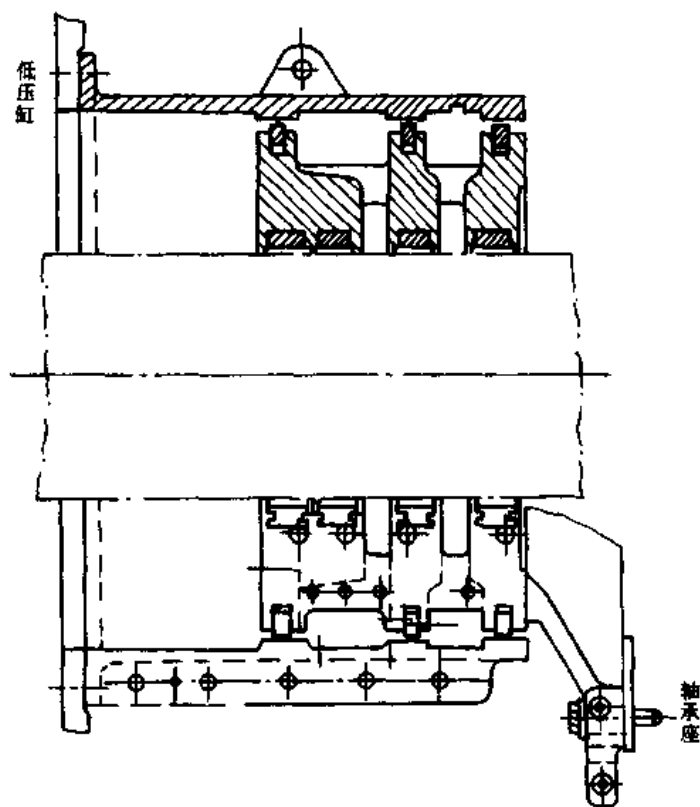


图 3-5 低压轴封结构图

将汽封体固定在相应的轴承座上，而汽封体的外围与低压缸的连接采用三道活塞式的密封环，其结构如图 3-5 所示。其优点为：低压缸在运行中发生上下移动时，不会影响轴封间隙，而且在检修时，轴封洼窝中心极易调整。低压端轴封因蒸汽参数低，故轴上不用汽封齿。

除上述进汽通道外，ABB 对排汽通道也很有讲究。为了降低压损均进行气动试验，而且与进汽通道一起，实行标准化设计，中间连接部分由用户选择。

为提高机组的总体经济水平，各制造厂均做了大量工作。ABB 还采取了以下一些措施，例如采用轴系单支点支承（详见本书第四章第一节），既降低了成

本和造价，又提高了经济性；采用低速盘车，以降低功耗；主油泵沿用传统产品，功耗仅 50kW，与同型机组相比相当于降低热耗率 16.74 ~ 20.43kJ/(kW·h)；其他如抽气系统及辅机等详见本章第六、七节所述。

第六节 热力系统设计及布置

一、WH 的 600MW 机组

1. 主、再热蒸汽系统

WH 的 600MW 机组，主蒸汽管道和冷、热再热蒸汽管道均采用 2-1-2 布置方式。

2. 回热抽汽系统

回热系统采用 4 级低压加热器、1 级除氧器和 3 级高压加热器系统，它们分别连接低压缸的第 6、5、4、2 级后、中压缸第 9、5 级后和高压缸的第 11、8 级后抽汽供给。

3. 旁路系统

机组除锅炉具有 5% 容量的启动旁路外，汽轮机配置了各为 30% 容量的两级高、低压旁

路。各加热器皆设有内置式疏水冷却器。

4. 给水系统

给水泵采用两台 50% 容量的电动前置泵和两台 50% 容量的汽动主给水泵。另外配置一台 30% 容量的电动调速给水泵，作为启动和事故用的备用泵。正常运行用汽泵，用中压缸排汽作为汽源。最大保证工况时，进汽压力为 0.811MPa，进汽温度为 366.6℃，流量为 68.58t/h，每台泵的功率为 6220kW。另有一路新蒸汽作为备用汽源，当中压缸排汽压力过低时能内部自动切换。

5. 凝结水系统

凝结水系统设有精除盐装置。每只低压加热器有自己的旁路。为了防止机组跳闸后高压缸过热，在高压导汽管上设置了两根直通凝汽器的通风管，各低压加热器的疏水为逐级回流，最后进入凝汽器。各高压加热器的疏水也为逐级回流，最后进入除氧器。给水系统为小旁路。

6. 轴封蒸汽系统

系统中还设有轴封冷却器和轴封蒸汽调节器。轴封蒸汽汽源有三路：启动时由辅助蒸汽供汽；正常运行时由再热冷段供汽；汽封压力过低时，由主蒸汽供汽。而汽封室压力过高时，通过溢流阀排入凝汽器。这四个阀门均采用气动调节。为防止调节阀失灵引起压力过高，设有安全阀和防爆门。为防止汽封壳体变形，要求汽封汽温与壳体温度能适当匹配。对低压汽封汽温要求控制在 121~177℃ 之间。系统上设有喷水减温器，以维持适当温度。另有一台引进的 HSI 电加热器，用以加热由辅助蒸汽来的过热度不足的轴封蒸汽。

二、东芝的 600MW 机组

1. 主、再热蒸汽系统

东芝的 600MW 机组的主蒸汽管道和冷、热再热蒸汽管道，均采用 2-1-2 布置方式。

2. 回热抽汽系统

(1) 低压缸 A、B 的各抽汽口与其抽汽管道的连接，均采用金属伸缩节，以补偿热膨胀的影响。

(2) 抽汽系统的设计和管道能满足 ASME 标准中的“防进水保护”的要求。

(3) 抽汽管道上的电动闸阀和气动操作逆止阀，均尽量布置在接近汽轮机的抽汽口处，以减少抽汽管道（抽汽口与电动闸阀之间）中储存的能量，使机组在跳闸之后最大限度地避免因管道中的蒸汽倒灌而引起汽轮机超速。

(4) 抽汽系统管道的压降一般为抽汽口处压力值的 3%~5%。

各高、低压加热器，均具有自己的旁路，均可分别从系统中撤出。

3. 旁路系统

汽轮机采用高、低压两级串联旁路系统。高压旁路为一路线，低压旁路布置成两路，均由电动闸阀、液压操作的压力调节阀、减温装置及其暖管系统等组成。

高压旁路设计容量为 1003.6t/h，即在额定工况下，50% MCR（锅炉的最大连续出力）的蒸汽量，两根低压旁路的总设计容量为 1183t/h，即汽轮机 50% MCR 负荷下的 50% 再热蒸汽量。

高压旁路系统阀门型号为 ARS-180，由苏尔寿公司制造，通流直径为 180mm，阀门行程为 120 ± 5 mm，配有一套液压控制系统（AV-6）。

两套低压旁路系统由东芝制造，阀门通流直径为 $\phi 457.2$ ，阀门最大行程为 117mm。每套配有一套液压控制系统，其控制信号来自主机的 DEH 系统。

4. 给水系统

给水系统主要包括两台 50% MCR（锅炉最大连续出力）容量的汽动给水泵及其电动前置泵，一台 30% MCR 容量的电动调速给水泵及其前置泵。两台汽动给水泵与其前置泵连接管道间，具有连通管，它们相互间可交替使用。电动调速给水泵采用液力联轴器调速，前置泵与电动机同轴，布置在 0m 层。两台汽动给水泵为双吸、4 级、卧式、筒型离心式、芯包式结构，与小汽轮机一起，布置在 13.7m 的运行层。其前置泵由单独电动机带动，布置在 0m 层。

给水泵组的主要技术数据如表 3-1 所列。

表 3-1 给水泵组的主要技术数据

泵 类	汽动给水泵	汽动给水泵的前置泵	电动给水泵	电动给水泵的前置泵
简 称	BFP	BFBP	BFSP	BFSBP
型 号	14×14×16-4 级 HSB	400×300KSM	8×10×14-4 级 HSB	250×150UCWM
流量, (t/h)	1127	1127	690	690
总的压头, (MPa)	19.81	1.02	19.19	0.814
转速, (r/min)	5800	1480	6600	1480
泵的效率, (%)	85	82.3	82.5	80.5
轴功率, (kW)	8166.1	434.23	4973.76	216.19
进口净吸水头, (m)	46	6.4	70	7.5
最小流量, (t/h)	300	300	150	150
配套电动机, (kW)	8580 (汽轮机)	480	6000	
轴密封型式	带密封水的节流衬套	机械密封	带密封水的节流衬套	机械密封

所有泵组均由日本荏原制作所制造 (EBARA Corporation)。

5. 凝结水系统

凝结水系统主要包括双壳体、双背压凝汽器（高、低压凝汽器），凝结水泵，凝结水除盐装置，轴封冷却器，5~8 号低压加热器，除氧器及水箱，凝结水储存水箱，凝结水输送泵和锅炉上水泵等设备、管道及其附件等。

机组配有 2×100% 容量的凝结水泵，凝结水泵为立式、筒形、5 级、双吸、离心式，安装在汽轮机房零米层凝结水泵坑内，由日本由仓工业株式会社 (YOSHIKURA KOGYO CO.Ltd) 制造。凝结水泵主要技术数据如下：

型号	TDM-VB5
流量	29.6m ³ /min
总压头	3.17MPa
转速	1000r/min
配套电机	2050kW, 6P-10000V
进口净吸水头 (NPSH)	3.5m (额定工况)

给水系统为小旁路。

6. 轴封汽系统

系统配有轴封加热器、轴封风机及轴封蒸汽电加热器。

三、G/A 的 600MW 机组

1. 主、再热蒸汽系统

G/A600MW 机组的主蒸汽管道为 1-4 布置，冷再热蒸汽管道为 2-1-2 布置，热再热蒸汽管道为 2-1-4 布置。

2. 回热抽汽系统

回热抽汽系统为三级高压加热器、一级除氧器和四级低压加热器。

第四级抽汽为除氧器加热汽源和给水泵小汽轮机的低压汽源，小汽轮机的高压汽源为再热蒸汽冷段蒸汽。各级低压加热器的疏水为逐级自流，最后流入凝汽器。各级高压加热器的疏水也为逐级自流，最后流入除氧器。

3. 旁路系统

G/A600MW 机组配有瑞士苏尔寿公司制造的高低压两级串联旁路。高压旁路容量为 1013.4t/h（约为 50% 锅炉 MCR），低压旁路容量为 819.7t/h（约为 40% 锅炉 MCR）。

4. 给水系统

给水系统配有 2×50% 额定容量（单台最大可达 65%）的汽动给水泵和一台 30% 额定容量的电动调速给水泵。给水泵为 BYRONJACKSON 制造。主给水泵型式为双筒卧式离心泵，型号为 14×14×16-4 级-HDB、4 级，额定转速为 5700r/min，轴功率为 8960kW。电动给水泵型式同主给水泵，型号为 8×10×14-5 级-HDB、5 级，额定转速为 5800r/min，轴功率为 5565kW，用液力联轴器调速。

5. 凝结水系统

配有两台多级离心式凝结水泵，正常出力为 1384t/h，最大流量可达 1960t/h，系统中有精除盐处理装置。给水系统为小旁路。

6. 轴封蒸汽系统

系统配有轴封加热器、轴封风机及轴封蒸汽电加热器。

四、ABB 的超临界 600MW 机组

1. 主、再热蒸汽系统

ABB 的超临界 600MW 机组主蒸汽管道的布置，采用 2-1-2 的方式，再热蒸汽冷段管道布置也采用 2-1-2 的方式，再热蒸汽热段管道因对汽轮机的推力问题，不得不采用双管布置。

2. 回热抽汽系统

回热抽汽系统采用四级低压加热器、一级除氧器和三级高压加热器，共八级回热抽汽。1 号高压加热器的加热汽源从高压缸的第 6 压力级后抽出，2 号高压加热器的加热汽源从高压缸的排汽管上抽出，3 号高压加热器的加热汽源从中压缸机头侧第 6 级后抽出，给水泵汽轮机和除氧器的加热汽源从中压缸电机侧第 11 级后抽出，5 号低压加热器的加热汽源从中压缸排汽管上接出，6 号低压加热器的加热汽源分别从两只低压缸电机侧第 1 级后抽出，第 7 号低压加热器的加热汽源分别从两只低压缸电机侧第 3 级抽出（抽汽口至加热器间无任何阀门），8 号低压加热器的加热汽源分别从两只低压缸（机头、电机侧各一）第 4 级后抽出。

各级抽汽均不对称, ABB 认为, 这样经济性较好。

加热抽汽系统有以下特点: 1~8 级抽汽中, 除 2 级抽汽冷段再热管道外, 其余抽汽管的疏水全部去凝汽器扩容箱。所有抽汽管道上的疏水, 均先经过一个疏水罐, 然后经调整门去凝汽器扩容箱。汽轮机脱扣或给水加热器水位特高或汽轮机负荷小于 15% 额定出力时, 抽汽逆止门自动关闭, 位于电动门和逆止门前后的疏水门应联动打开, 在疏水罐上有两个液位开关, 在疏水罐液位高时, 一个开关闭合应打开疏水门, 另一个开关在水位特高时在主控室内报警, 以使运行人员处理; 所有抽汽管上的电动门都有软手操和硬手操, 所有疏水门均为软手操; 除 7、8 号加热器外, 其余加热器均有充氮保护接口; 2 级抽汽管上设有一温度测点, 当冷再热汽温达 400℃ 时, 能使该级抽汽电动门和逆止门迅速关闭, 以保护 2 号高压加热器。

3. 旁路系统

ABB 超临界 600MW 机组采用两级串联旁路。高压旁路容量为 100% BMCR 锅炉容量, 布置在近锅炉的主蒸汽管道旁, 分成四路。由于容量为 100% BMCR 锅炉容量, 因此锅炉不设安全门; 而汽轮机一旦跳闸, 锅炉蒸汽量可完全从高压旁路进入再热器而无需停炉, 待汽轮发电机故障排除后可立即启动并网, 救电网之急, 这完全适合我国电网备用容量小的情况。高压旁路系统是 SULZER 公司制造的, 液压控制系统 AV6 也是 SULZER 公司制造的, 有快开功能。

低压旁路系统容量为 65% MCR, 采用 2-1-2 布置的方式, 其容量与蒸汽参数有关, 在 2.9MPa 压力下为 65% 容量。它不起安全门的作用, 因此在再热器进出口各有两个总容量为 100% 容量的安全门, 当机组甩负荷时, 安全门能动作, 排掉低压旁路的多余蒸汽量。低压旁路阀分低压旁路脱扣阀和低压旁路控制阀。都是 ABB 制造的。脱扣阀相当于隔绝阀, 一旦低压旁路阀后压力升高, 就会联动脱扣阀迅速关闭, 控制阀起调节减压作用。

4. 给水系统

给水系统主要包括两台各为 50% 容量的汽动给水泵和一台 40% 容量的电动给水泵。每台给水泵均配有前置泵。汽动给水泵的前置泵由电动机带动, 布置在 0m 层。电动给水泵为电动调速泵, 其前置泵与其同轴。汽动给水泵与其驱动汽轮机布置在运转层。小汽轮机为反动分流式, 其额定输出功率为 9945kW, 主机 VWO 工况时, 可达 14500kW。汽源有两路, 一路为第 4 级抽汽 (中压缸电机侧第 11 级后), 另一路为第 2 级抽汽即高压缸排汽。主机负荷在 35% MCR 以上时, 完全由第 4 级抽汽供给。主机负荷在 (35%~20%) MCR 时, 除第 4 级抽汽外, 部分由高压缸排汽供给。主机负荷在 20% MCR 以下时, 全部由高压缸排汽供给。小汽轮机调节系统采用了电子液压调节系统, 工作液为抗燃油, 工作压力为 12MPa, 两台调节油泵为浸入式的轴流油泵。正常运行时, 一台运行, 一台备用, 当油压低于 9MPa 时, 备用泵自动投入。油系统中, 设有由活性泥和细密滤网组成的油再生器, 运行中可使部分油连续得以净化。

5. 凝结水系统

凝结水系统有精除盐装置, 不设凝升泵, 7、8 号低压加热器合用一个旁路, 5、6 号低压加热器均有各自的旁路。各低压加热器疏水采用逐级回流, 不用疏水泵。三台高压加热器采用给水大旁路。各高压加热器的疏水也采用逐级回流, 最后进除氧器。

6. 轴封蒸汽系统

轴封蒸汽系统的汽源有两个：一路来自辅助蒸汽系统，作为启动汽源。另一路来自冷段再热蒸汽系统，作为正常运行汽源。轴封蒸汽系统有以下特点：

- (1) 采用将高压缸近机头端参数较高的漏汽回收送到第四级抽汽管的方法。
- (2) 给水泵小汽轮机轴封进、出汽管上装有电动隔绝阀，易于与主机隔离。
- (3) 轴封蒸汽冷却器的疏水采用带液位开关的疏水控制阀，这样既利于水封，又可顺利将疏水送至凝汽器。轴封蒸汽汽源，实际上还包括轴端和门杆等自身漏出的蒸汽。

轴封蒸汽系统中设有压力调节器，能保持轴封蒸汽母管压力为 0.003MPa。为了防止低压轴封及小汽轮机的轴封蒸汽温度过高，还设置了轴封蒸汽温度控制器，能保持蒸汽温度为 150℃。

第七节 主要辅机及附属设备的特点

一、WH 的 600MW 机组

1. 凝汽器

本机配有国内自己制造的双背压凝汽器。凝汽器为双壳体、单流程，冷却水为双进、双出，先进入低压凝汽器，后进入高压凝汽器，凝汽器的主要特性数据如下：

有效冷却面积	40000m ²
冷却水温	20℃
冷却水温升	10.856℃
冷却水量	57121t/h
低压凝汽器压力	4.1kPa
高压凝汽器压力	5.7kPa
铜管规格	φ28.57×1.65×14792 (2912 根) φ28.57×1.24×14792 (27388 根)

主凝结区铜管为 HSn70-1 的加砷海军铜管，空冷区为 B30 白铜管。

双背压凝汽器采用几何位差法，靠连通管原理把低背压凝汽器中的凝结水自流到高背压凝汽器中去，且能使低背压凝汽器中的凝结水得到回热和更好除氧。

两只凝汽器直接搁置于基础上，上部与低压缸排汽口用弹性波形节相连接，凝汽器的荷重对低压缸的中心和热膨胀无影响。每台凝汽器喉部布置有容量各为 50% 的 7、8 号组合式低压加热器及低压旁路系统出口的减温减压器，容量为 600t/h。

2. 真空泵

本机真空系统配置了三台 100% 容量的水环式真空泵，水环式真空泵是德国西门子公司 70 年代末、80 年代初发展起来的节能产品，主要技术规范如下：

制造厂	SIEMENS
型号	泵组 2BW4-353-OBk4 真空泵 2BE1353-OEY4
耗功	55kW、90kW (MAX)
泵容量	73.4kg/h 自由干空气
启动时间	17min (水温 15℃、从 1000m ³ 容积中自 101.3kPa)

	抽至 3kPa 所需时间)
转速	490r/min
电动机参数	110kW、380/660V、490r/min

水环式真空泵与射汽或射水式抽气器相比,其优点为:泵组运行自动化程度高,操作安全方便;动、静部分接触面积少,检修维护工作量小,检修周期长,运行经济性好,耗功仅为射水抽气器的 23%~33%,而且吸力大,泵组结构紧凑,占地小;汽水损失小。缺点为:设备投资大。

机组正常运行时,1~2 台运行。

3. 循环水系统及辅助冷却塔

本机循环水泵采用立式混流泵,由沈阳水泵厂引进日本荏原公司技术制造。效率较高($\eta > 85\%$)。循环水泵进口配有移动式清污机(即扒草机),属国内首次制造的新产品。另有旋转滤网,可根据前后水位差在转动状态下自动清洗滤网。循环水泵出口配有液压止回蝶阀,在泵启动时先开启 20° ,适应混流泵启动和系统充水需要。停泵时快速关闭到 20° ,然后再缓慢关严,以免产生严重的水锤现象。此阀由日本进口。

循环水系统有一座 6500m^2 的辅助冷却塔,当淮河来水流量小而又处于高温季节时使用。冷却塔采用比利时技术建造,是国内较先进的设施。此冷却塔将凝汽器来的循环水冷却后排入淮河,以减少对淮河的热污染,满足环保的要求。在循环水进入冷却塔前,采用两台冷却塔泵将水升压。此泵由长沙水泵厂引进英国英格索兰公司技术制造。泵的结构紧凑,效率高达 87% 以上,且使用橡胶轴承,寿命长。

4. 凝汽器内部循环水泄漏检测装置

循环水泄漏检测装置的基本原理是将凝汽器内部由上部淋下的凝结水分成若干区,然后在各区分别抽取水样送至导电率和 Na^+ 分析显示仪表上加以显示和报警。运行人员根据仪表显示的区域,再决定采取寻找泄漏的具体部位和相应的堵漏措施。寻找泄漏具体部位的方法有薄膜法、水压法和气压法。薄膜法可在机组运行中(停用泄漏的一半凝汽器)进行,后两种方法必须停机进行。

5. 汽轮机附属测量装置

汽轮机的附属测量装置可在运行中或机组检修时不揭缸情况下,检查转子在汽缸内的相对位置。

(1) 转子相对位移表。在低压外缸上半的两侧开有小孔,孔内装有固定的导向塞,不用时用盖板闷住,测量时打开盖板,将一个类似深度尺的专用工具——转子相对位移表插入导向塞内,使表的一端与转子平衡环相接触,即可测出转子和汽缸之间的轴向相对位移。机组在投运前测出原始数据加以记录,以后每次大、小修时,均可测记。可从历次测量值了解转子位移变化情况。

(2) 转子位移千分表。在危急遮断器端盖上开有一个孔,可插入一个标准深度千分表,用以在机组运行中确定转子相对于前轴承箱的轴向位置,表计所测是相对值,为此在机组第一次投运时应精确测出 $1/4$ 、 $1/2$ 、 $3/4$ 、 $4/4$ 负荷下的原始记录,以便与以后读数相比较。由于测量比较直观,可以用来校核转子与汽缸的相对差胀表计。但使用中需注意表计端部的磨损。

(3) 不开缸校核动静间隙。为保证合理的动静间隙,安装时,每一个汽缸规定一个尺寸

“K”值，只要“K”值符合规定，就能保证其动静间隙在规定范围之内。例如，高压缸“K”值取第一反动级围带与第一级隔板之间的间隙，设计为 $16.81 \pm 0.13\text{mm}$ ，中压缸为 $12.45 \pm 0.13\text{mm}$ ，低压缸 A 为 $23.19 \pm 0.13\text{mm}$ ，低压缸 B 为 $29.54 \pm 0.13\text{mm}$ 。不揭缸时可利用低压上缸两侧装设测量汽缸和转子相对尺寸的专用工具，进行测量换算得“K 值”。

6. 汽轮机防进水、防超速和防过热装置

(1) 为防止汽轮机进水严重损坏设备，本机组按 ASME 的 TDP-1-1980 标准要求，设计了完善的疏水系统。

(2) 为防止汽轮机超速，除机组设计了完善的防汽轮机超速的跳闸保护外，抽汽系统设计上均考虑装设自动逆止门，对于威胁较大的四级抽汽串联装设两只自动逆止门，以防蒸汽倒流引起超速。最后两级抽气无法装逆止门，则采用减少加热器侧容积和防止汽化的装置。

(3) 为了防止高、中压汽门关闭时，高压缸内残留大量高密度的蒸汽，造成温度快速升高，在高压导汽管上装有两只蒸汽通风阀。在汽轮机跳闸高、中压汽门关闭的同时，利用跳闸母管中调节油的泄压可同时打开通风阀，使高压缸内的余汽排放至凝汽器，防止高压缸叶片过热和转子损坏。

按我国需要，汽轮机配置了 30% 容量的旁路系统，WH 为防止投用旁路时可能引起的高压缸过热，又在高压缸排汽口上加装了直通凝汽器疏水扩容器的通风调节控制阀。

为了防止低压缸温度过高，设有自动控制的低压缸喷水装置。启、停时，当转速达到 600r/min 时自动喷水，负荷带到 15% 额定负荷时自动停止。低压缸温度达到 79°C 时报警，超过 121°C 时要求停机。此外，当喷水时为防止叶片仍有较高温度，规定要求保持适当的真空，且不允许空负荷长期运行。

7. 冷却水系统

WH 的 600MW 机组的辅助设备冷却系统分成开式和闭式两种。开式冷却水系统适用于冷却水量大而对水质要求不太严格的设备（例如冷油器、发电机氢冷却器等），或要求冷却水温度较低的设备（例如汽轮机的电液调节冷却器等）。开式冷却水的水源取自循环水系统，并经电动回转式过滤器和两台开式循环水泵输向系统内各冷却设备，送入系统的最高冷却水温度为 33°C 。闭式冷却水系统则适用于冷却水量较小、水质要求较高和对温度限制不太严格的设备。系统中采用凝结水作为冷却介质，可减少冷却设备的结垢和腐蚀，防止通道堵塞并保持冷却设备的良好传热性能，提高安全性，同时也减少了对设备的维修工作量。冷却的对象为旋转辅助机械、风机、水泵等（如空气预热器、空压机等轴承以及取样装置等）。此外，发电机氢密封油冷却器要求污染系数为 0.001，因此也用该系统的凝结水来冷却。

闭式冷却水系统具有温度调节装置，一般情况下，可控制冷却水温不变，少受季节影响。系统中设有两台卧式热交换器和两台 8SH13 型流量为 342t/h 、扬程为 44.3m 的闭式循环冷却水泵以及一个缓冲水箱。它们组成了一个循环系统。冷却系统补水仍来自凝结水。为了防止冷却系统的腐蚀，系统中还设置了添加铬酸钠的加药箱，正常运行时须保持冷却水中铬酸钠的浓度为 $0.9 \sim 1.5\text{mmol/L}$ ($150 \sim 250\text{ppm}$)。冷却水系统的缓冲水箱还设有水箱水位调节阀 LCW，用以调节缓冲水箱的水位。

二、东芝的 600MW 机组

1. 凝汽器

本机配有一套双背压、双壳体、双进、双出、单流程凝汽器。凝汽器由日本东芝京滨事

业所制造。横向布置、用不锈钢波纹管与低压缸排汽口用焊接相连。每台凝汽器分别通过四周和中央的五个刚性支座直接座落在汽轮机房零米层的基础上。凝汽器热井底部另加装 64 个固定支撑点，在水压试验时用。

凝汽器具有下列特点：

(1) 高、低压凝汽器喉部分别装有 7、8 号低压加热器。小汽轮机 A 和 B 的排汽，低压旁路的蒸汽也分别通过凝汽器喉部排入高、低压凝汽器。

(2) 凝汽器的前、后水室（共 8 个）呈钟形结构，以改善循环水的流向，其内壁衬氯丁橡胶。

(3) 每台凝汽器均有两个独立的管束，其布置方式呈“教堂窗口”式。

(4) 凝汽器的汽侧接有加热蒸汽，其汽源来自辅助蒸汽系统。在机组启动和低负荷运行时，利用该蒸汽加热凝汽器凝结水，使凝结水泵出口的凝结水含氧量达到要求值（7ppb）。

(5) 凝汽器的主要技术规范如下：

凝汽器的冷却面积	26180m ²
循环水量	67440m ³ /h
循环水温	20℃
循环水水阻	65.7kPa
凝汽器背压值	4.57kPa（低压）5.69kPa（高压）
循环水温升	9.1℃
循环水流速	2.3m/s
凝汽器热井容积	123m ³
凝汽器出口凝结水含氧量	0.005mg/L（正常运行）
凝汽器管子（钛管）直径	φ31.75×0.5（0.7） （0.7mm 用于蒸汽冲刷区和空气抽出区）
管子有效长度	11.966m
管子根数	21936 根
管子与管板的连接方式	胀管（实际为胀管加焊接）

注：在事故状态下，凝汽器热井在低水位时的容量能满足机组满负荷 5min 运行的存水量。

2. 真空泵

抽真空系统主要包括四台 50% 容量（高、低压凝汽器各两台）水环式真空泵及其附属的密封水泵、两台凝汽器水室真空泵（也为水环式）、两个真空破坏阀以及管道阀门等。

两台高压凝汽器真空泵、两台低压凝汽器真空泵和两台凝汽器水室真空泵均布置在汽轮机房零米层。所有真空泵均为单级，由日本荏原制作所（EBARA Corporation）制造。其主要技术规范如下：

	高压凝汽器真空泵	低压凝汽器真空泵
型号	200NVECM-302	200NVECM-202
机组启动工况时的出力 （标准状态）及真空值	9.91m ³ /min, 33.9kPa [350SCFM/10"Hg(abs)]	9.91m ³ /min, 33.9kPa [350SCFM/10"Hg(abs)]

机组连续运行时的出力 (标准状态)及真空值	0.35m ³ /min, 3.39kPa [12.5SCFM/1" Hg(abs)]	0.42m ³ /min, 3.39kPa [15SCFM/1" Hg(abs)]
转速	590r/min	590r/min
配套电机	75kW, 10P-380V	90kW, 10P-380V

注1 在设计工况下, 即泵进口处于干燥空气的压力为 3.4kPa (abs) (以下同), 温度为 21.93℃。

注2 SCFM: ft³ (标准状态) /min; 10" Hg (abs); 10inHg (abs)。

高、低压凝汽器真空泵装置主要由真空泵、配套电机、汽水分离器等组成。高、低压凝汽器真空泵的结构基本相同, 其转子两端均采用 23122BDI 双列向心滚柱轴承支承, 轴承的润滑油为 ISOVG46 汽轮机油。

与高、低压凝汽器真空泵配套的密封水泵 (共 4 台) 均为 50×40IFWM-2514 型单吸、单级离心泵, 其容量为 200L/min, 压头为 196kPa, 转速为 1450r/min, 配套电机为 2.2kW、4P-380V。

凝汽器水室真空泵:

型号	50NVEM
出力/真空值	1.0m ³ ·min ⁻¹ /42.65kPa
转速	1450r/min
配套电机	7.5kW, 4P-380V

密封水泵结构与高、低压凝汽器真空泵基本相同。

3. 循环水系统

循环水系统主要包括取水头, 进水盾沟, 工作井, 循环水泵设备, φ3000mm 钢筋混凝土预应力管道, 高、低压凝汽器, 连接井, 排水方沟, 虹吸井, 排水盾沟和排水头等。循环水系统的主要设备包括循环水泵、滤网设备及胶球清洗装置等。

(1) 循环水泵

循环水系统配有两台 50% 容量的立式、动叶可调、筒形定速泵, 该泵能在反转 (20% 额定转速以下) 的情况下进行启动。单台循环水泵运行时, 能提供 75% 的循环水量, 并通过调整叶轮的叶片角度, 在循环水温为 27.8℃ 及以下时, 能确保汽轮机带 600MW 负荷。循环水泵由日本电业社机械制作所 (DEMGYOSHA MACHINE WORKS) 制造。主要技术规范如下:

型号	VPFM-B 立式混流泵
出口直径	2200mm
转速	295r/min
配套电机	3100kW, 20P-10000V 东芝制造
循环水泵运行特性	流量, 压头, 轴功率
并列运行时每台	605m ³ /min, 160.7kPa, 1078kW
单台泵运行时每台	928m ³ /min, 125.4kPa, 2480.7kW, 2752.6kW*

* 循环水泵最大出力 (叶片角度为 127°) 时的轴功率。

(2) 滤网设备

滤网设备包括拦污栅、旋转滤网各四套, 三台 50% 容量的滤网冲洗泵和一套机械扒草

机等。该整套设备均由日本宇部兴产株式会社 (UBE INDUSTRIES Co.Ltd) 制造。

(3) 胶球清洗装置

配有两套胶球清洗装置, 其收球率较高, 可达 95%。由于海水泥沙较多, 凝汽器钛管很干净, 该系统已被拆除。

(4) 循环水系统的大口径蝶阀及伸缩节

循环水系统管道中共配有六个大口径蝶阀, 其中两个 BS-FX2200 型蝶阀 (通流直径 $\phi 2200\text{mm}$) 布置在两台循环水泵的出口管道上 (室外式), 四个 BS-FX2000 型蝶阀 (通流直径为 $\phi 2000\text{mm}$) 则布置在汽轮机房内凝汽器进、出口管道上。蝶阀由日本久保田铁工株式会社 (KUBOTA Co.Ltd) 制造。

循环水管道上的伸缩节为氯丁橡胶伸缩节, 由日本大阪 KYOTO RUBBER Co.Ltd 制造。

4. 冷却水系统

汽轮机及锅炉辅助设备的冷却水系统分成开式循环冷却水系统和闭式循环冷却水系统。开式循环冷却水系统的主要功能是向闭式循环冷却水系统的热交换器和高、低压凝汽器真空泵的冷却器提供冷却水。该系统从循环水系统的进水连接并取水, 设有两台 100% 容量的开式循环泵, 由日本由仓工业株式会社 (YOSHIIKURA KOGYO Co.Ltd) 制造。

闭式循环冷却水系统的功能是向汽轮机、锅炉和发电机的辅助设备提供冷却水, 水源为除盐水, 正常运行中, 由凝结水泵出口母管来的除盐水用于该系统的补给水。该系统的热交换器采用上述开式循环冷却水系统的来水作为冷却水。冷却水 (工质) 系统设有 10m^3 高位水箱, 其储水可作为事故紧急备用。高位水箱设有水位自动调节装置。水箱放置在汽轮机除氧层的 32.15m 平台上。冷却水 (工质) 管道上设有加药点, 用以改善和防止管道和设备的腐蚀和结垢。闭式循环水系统配有两台 100% 容量的闭式循环冷却水泵, 其制造厂同开式循环冷却水泵。

5. 防止高压缸过热

在一级抽汽管道上设有直通凝汽器的通风管阀, 用以防止机组跳闸后, 高、中压汽门完全关闭后, 高压缸内蒸汽温度的升高而使叶片过热。

三、G/A 的 600MW 机组

1. 凝汽器

本机配有一套双壳体、双背压、表面式凝汽器, 平行于汽轮机轴系布置, 冷却面积为 $30040 (2 \times 15020) \text{m}^2$, 冷却水为海水, 主要特性如下:

	低压凝汽器	高压凝汽器
冷却水量, t/h	61200 (设计值)	62852.4 (设计值)
冷却水进口温度, $^{\circ}\text{C}$	20	25.18
设计背压, kPa	4.11	5.39
设计温升, $^{\circ}\text{C}$	5.18	5.08
水室试验压力, MPa	0.7	0.7
管子长度, m	11.1	11.1
管子根数, 根	25892	25892
管径, mm	$\phi 24 \times 0.5 (0.6)$	$\phi 24 \times 0.5 (0.6)$

2. 真空泵

本机配有三套 50% 容量的水泵射水式抽气器, 型号为 AEEP501A/B/C, 制造厂为法国 SCAM。主要规范如下:

介质	空气 + 蒸汽
容量	1340m ³
初始进口压力	20 ~ 25kPa
饱和温度	29.45 (LP) / 34.24 (HP)℃
工作介质压力	0.15MPa
工作水流量	50L/s
泵功率	40kW
配用电机	55kW
电机转速	1450r/min

另配有汽水分离箱, 机组启动用射汽式抽气器。射汽式抽气器的工作蒸汽参数为 1.0MPa、180℃。小型射汽式抽气器为水泵射水式抽气器的前置抽气器。本机所配射水抽气器的耗功特别低, 每台仅为 55kW。冬季一台真空泵即可满足机组运行要求, 夏季则需两台运行。

3. 循环水系统

本机循环水系统主要由两台循环水泵、循泵叶片角度调节装置、循泵出口阀液压油站、拦污栅、旋转滤网、旋转滤网冲洗泵、凝汽器水室真空泵、凝汽器胶球清洗装置等组成。循环水泵为动叶可调式混流泵, 型号为 KACAT800/140, 制造厂为德国 HALBERG, 设计流量为 32800m³/h, 设计出口压力为 0.1255MPa, 设计效率为 86.5%。配用 ALSTHOM 的电机, 转速为 372r/min, 功率为 2500kW。凝汽器水室真空泵配用西门子 (SIEMENS) 公司制造的 LBE1103-ONY4 型真空泵两台, 所配电机功率仅为 11kW。

4. 冷却水系统

辅助设备的冷却水系统, 分为开式冷却水系统和闭式冷却水系统。各系统的设备、功能等大致与东芝 600MW 机组的相似, 在此不再重复。

四、ABB 的超临界 600MW 机组

1. 凝汽器

本机凝汽器由 ABB 设计。

型式	单背压、单壳体、双通道、双流程、教堂窗式
型号	CM57 + 150 - 2 - 97.5 - 8 × 4701
管子总数	37608 根
总有效冷却面积	29000m ²
管束尺寸	(外径 × 壁厚 × 长度, 单位为 mm) 25.4 × 0.5 × 9750 (前几排为 25.4 × 0.7 × 9750)

冷却水管采用钛管, 管子排列为教堂窗式。循环水后水室 (折返水室) 端盖采用“门式”结构, 凝汽器与低压缸之间采用挠性的“狗骨式”橡胶膨胀节连接。凝汽器底部两侧直接刚性地搁置在基础上。这种方式的主要优点为: 低压缸的膨胀以及汽轮机平台的负荷, 不受凝汽器负重的影响。

由于钛金属对微生物没有杀伤力, 在钛管中容易产生水垢沉积并生长微生物, 故采用化学加氯并设置反冲洗系统和胶球清洗装置。

管板与钛管之间，采用先胀后焊的方式连接。

凝汽器循环水水室采用阴极保护法来防止金属的电化腐蚀，即用比腐蚀金属电位更低的金属通过导体与被保护的阴极金属相连接。这样，外加的金属成为阳极而不断被溶解，而与之相连的金属受到保护，以免腐蚀。外加的金属称为“牺牲阳极”。

2. 真空泵

本机组真空系统配有两台 100% 容量的 LPHA-11535 型双级水环式真空泵。从容积为 2300m^3 的空间抽吸到压力为 0.0034MPa 所需时间为 27min（起始压力为大气压，最终压力为 0.0034MPa ）。

吸入空气量	61.3kg/h
挟带蒸汽量	134.8kg/h
吸头	0.0034MPa
吸入口温度	21.9℃
电机转速	1485r/min
泵转速	415r/min
电机功率	260kW

3. 循环水系统

本机组循环水系统采用直流供水方式，它主要供给凝汽器、闭式冷却水系统、电厂补充水、水力除灰用水以及消防生活用水等。

循环水来自长江取水口，先经格栅滤网、旋转滤网、再经过循环水泵升压后，沿途送至各“用户”。凝汽器和闭式冷却水系统的回水流至密封井，然后和其他回水一起经排放工作井排至出水口，进入长江。

每台机组设有两台循环水泵，而每台循环水泵均有独立的进水道。出口合成一根 $\phi 3600\text{mm}$ 的母管。格栅滤网采用斜置布置，上设清污机（扒草机）。旋转滤网具有高、低速运行方式。凝汽器、闭式冷却水热交换器循环水管路均可进行胶球清洗和反冲洗。

4. 闭式冷却水系统

本机组仅有闭式冷却水系统。它主要用作汽轮机、锅炉、发电机等辅助设备的冷却。水质为除盐水，它来自补给水泵出口，进入系统的稳压箱，经两台 100% 容量的闭式冷却水泵升压后，通过闭式冷却水热交换器，由循环水将其冷却，然后送至厂用设备的冷却器。

闭式冷却水系统主要由两台闭式冷却水泵、三台 50% 容量的闭式冷却水热交换器和稳压水箱等组成。系统中不设温度调节，仅在发电机氢气冷却器上设有温度调节器。

5. 凝汽器胶球清洗装置及其胶球球径监测器和胶球再循环量监测器

本机组和其他大机组一样装有凝汽器胶球清洗装置。而且该装置在机组运行时是连续投用的。由此，势必带来两个主要问题：一个问题为胶球经常投用，必然会产生磨损，球径会变小，待减至一定程度时，它将不起清洗作用；另一个问题是参加循环清洗的胶球数量，必须满足清洗效果的要求。为了解决以上两个问题，ABB 在凝汽器胶球清洗装置系统中，设置了胶球球径监测器和胶球再循环量监测器。

(1) 胶球球径监测器

为了使胶球通过凝汽器钛管（或铜管）有良好的清洗效果，胶球球径必须比钛管内径大 $1 \sim 3\text{mm}$ ，胶球通过钛管时与钛管壁发生摩擦，因而产生磨损，球径逐渐变小，清洗能力会逐渐

减弱,球径监测器就是用来监测运行中球径尺寸的。当球径尺寸太小时,它能发出报警,告诉运行人员必须更换胶球。监测原理如图 3-6 所示。在测量单元中,测量管挠性地悬挂在波纹管内,并密封好与外界隔绝,测量管的内径比钛管管径小 0.5mm,当胶球在水力作用下穿过测量管时,便对测量管产生摩擦力,由此使测量管沿胶球运动方向发生移动,测量管的移动对传力器产生推力作用,传力器将其力转换成电气信号并经放大和数字化处理后送给微处理机,微处理机以连续测量 50 个球为一单元,求出平均值。这个值就是胶球对管壁的摩擦力,也即代表了胶球球径尺寸的大小,当此平均值小于某个预先设定的预定值时,便发出报警。

(2) 胶球再循环量监测器 BRM-1

图 3-7 为 BRM-1 型胶球再循环量监测器的原理图。如图中所示,红外线发射器发射一道很强的红外线光束,用来监测胶球直径大于 6mm 的再循环数量。即使在十分混浊的循环水中也能监测。一部分胶球穿过光屏时会阻断红外线光线,使接收器受遮挡、变黑,并将此信号传递给微机,而其余部分的胶球可能逃过红外线或仅使接收器轻微地受遮挡,并未达到向微机发信号以记录一个胶球的程度。但 BRM-1 型监测器能按统计学法则工作,因而能足够准确地统计出循环胶球的数量。BRM-1 型监测器运行时,将循环中胶球的数量测出并储存起来,不断地显示其结果,当循环中胶球数量低于设定的限值时,微机便发出报警。

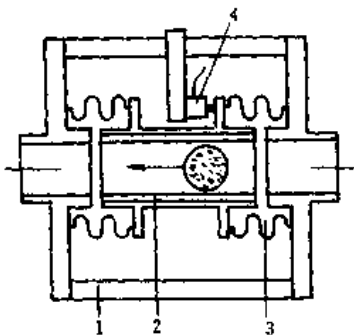


图 3-6 球径监测器测量单元

1—外壳; 2—测量管; 3—波纹管; 4—传力器

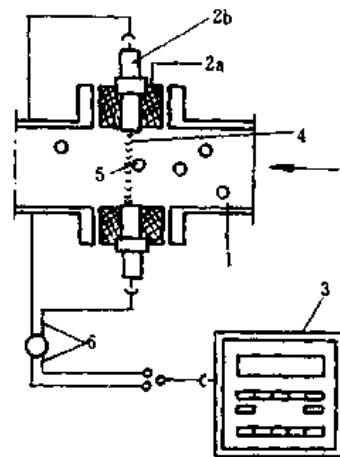


图 3-7 胶球再循环监测

1—胶球再循环管; 2a—连接件;
2b—红外线投射器 LB-1SC; 3—微机 BRM-1;
4—红外线光束; 5—胶球; 6—传输导线

6. 凝汽器反冲洗系统及其运行控制

凝汽器运行一段时间后,循环水中的杂物会堆积堵塞在钛管进水口上,靠循环水的正常流动量是冲不掉的。为此,必须进行反冲洗,即让循环水反向流过管束来将管口处的杂物冲掉。为了进行反冲洗,在凝汽器的循环水进、出水管上增加若干管道和阀门,在反冲洗时,进行切换操作即可。

凝汽器胶球清洗装置只能在循环水正向流动时才能运行。当凝汽器在反冲洗时,它无法运行。为此,设置了凝汽器反冲洗系统与胶球清洗系统之间的连锁系统。当胶球清洗系统正在运行时,如切入反冲洗系统,则相应连接的电磁阀动作,使胶球清洗系统转入“off”模式;当反冲洗系统正在运行时,如果胶球清洗系统功能选择开关处于自动运行方式(就地自控或远程自控)时,胶球清洗系统也无法启动。

7. 内部检查的窥视孔

ABB 设计制造的超临界 600MW 机组高、中、低压缸上均设有可作内部检查的窥视孔。

机组检修不揭缸或临时需要时，可打开窥视孔上的闷头，然后用内窥镜伸入内部，进行摄像或直接观看内部通流部分的情况，进行分析判断并决定应采取的处理措施。

高压缸上有三处设置了窥视孔，中压缸上有五处，两只低压缸进汽口和排汽口处比较灵活，可根据需要临时加设。

第八节 快速启停及适应变负荷性能

大型汽轮发电机组运行的灵活性，一直是人们所关注的问题。运行的灵活性，实质是指快速启停和适应电力系统负荷的变化。4种600MW机组从结构上均有其特点，现以ABB机组及G/A机组为例说明。

(1) ABB机组的高压内缸

ABB机组高压内缸（详见本书第二章第四节）制成了厚薄均匀，形状呈圆桶形的有规则结构，使机组启停和适应负荷变化的性能改善很多。中压内缸虽仍为中分面法兰结构，但由于法兰较汽缸壁厚很多，为使二者胀缩时减少热应力，在两侧法兰面上各开有横向沟槽。

(2) ABB机组的焊接式转子

ABB机组采用中空的焊接式转子（详见本书第二章第三节），使机组的启停和适应变负荷性能得到了根本性的改善。

(3) ABB机组的调节级

ABB机组组焊式调节级结构（详见本书第二章第二节），使机组启停和适应变负荷性能得到了改善。

(4) G/A机组的热力系统

G/A机组设计配置了合适的热力系统（详见本书第六章第四节和图6-1），使机组能适用中压缸启动的方法，无论机组处于冷状态还是热状态，均能启动自如，从根本上改善了机组的启停性能。

第四章 降低成本所具有的特点

第一节 大型汽轮发电机组轴系支承方式

轴系的支承方式不外乎三种。一种是每个转子前后各用一个轴承支承，即所谓双支点轴承；另一种是两个转子用三道轴承支承，即所谓的三支点轴承；第三种是每个转子仅用一道轴承支承，即所谓的单支点轴承。双支点轴承使用比较广泛，在一般中、小型机组及现代大型机组上均被采用。其优点是结构简单、使用方便，可靠性较高。但缺点是轴向距离太长，轴系中心调整中，难以满足各轴承负荷分配的要求。特别是大型机组所占地方较大，使建设投资增加。三支点轴承在大、中、小型机组上均被采用，其优点是，机组的轴向长度可缩短，检修工作量可减小，其缺点为轴系中心找正难于双支点轴承。单支点轴承技术难度较大，世界上仅有 ABB 和西门子公司使用。其优点为：

- (1) 使机组总的轴向长度缩短，造价降低。
- (2) 在所有运行条件下，轴承负荷不受膨胀变化的影响。
- (3) 有较大的能力去补偿基础的变形。
- (4) 轴系各临界转速易于设计计算。
- (5) 汽轮发电机组轴系中心易于校正。
- (6) 每道轴承有足够的载荷，可防止任何油击（油膜振荡）的趋势。
- (7) 减少轴承摩擦损失和油量消耗。

其缺点为轴承找中心时须另加辅助轴承。

ABB 的超临界 600MW 机组采用了单支点轴承，整套机组（主机）共 6 个转子合用 7 道轴承。机组总的轴向长度为 40.5m，为四种 600MW 机组中最短的一台，机械损失也最少，仅 706kW。

东芝和 WH 的 600MW 机组的高、中、低 A、低 B 转子均为双支点轴承，发电机和励磁机两个转子为三支点轴承。G/A 的 600MW 机组的高、中、低 A、低 B 以及发电机转子均为双支点轴承，励磁机为旋转半导体式，悬挂于发电机转子后端而不用轴承支承。

单支点轴承技术难度大，主要是指轴系的振动情况可能复杂化；低压缸要力求缩短，只能用径向扩压的排汽部分；单轴的跨距要适当加大；安装时要用辅助轴承等。

第二节 轴承的结构型式

大型机组的振动问题始终是机组稳定运转的关键问题之一。机组的参振部件很多，主要涉及转子、轴承和基础。为了确保机组稳定运转，必须按稳定性规范来设计转子系统，使其临界转速、不平衡响应及失稳转速均在合适的范围之内。为此，需要对上述主要部件的动态特性进行适当的匹配。在三个主要部件中，轴承是主要的。因此，大型机组出现后，为了保证大型机组能稳定运行，各汽轮发电机制造厂在改进轴承结构上进行了大量工作。例如，

中、小型机组上的轴承，大多为圆筒形轴承，在大机组上逐步改为椭圆形轴承、三油楔或多油楔轴承等。后来 300MW 容量及以上的机组又采用了双向可倾瓦轴承等。从运行的稳定性来讲，双向可倾瓦轴承是无可非议的，但这种轴承往往是在半圆内，至少有两个瓦块以上，因此相对而言，其结构较为复杂，对制造、安装和检修，在技术上增加了难度。目前 WH、东芝以及 G/A 等的 600MW 机组，普遍采用双向可倾瓦轴承。

WH 的机组，汽轮机共有 8 只径向支持轴承，高压转子和中压转子前后均采用双向可倾自动调整式（以下简称可倾式）四瓦块轴承（上、下各两块）。低压 A 转子前轴承采用可倾式三瓦块轴承（下半为二瓦块），低压 A 后及低压 B 转子前、后均为一般的圆筒瓦轴承。为了改善低压 A 转子前轴承瓦衬的散热性能，其瓦衬改用铜衬且在瓦衬背面开有多齿形的冷却槽。发电机转子前后轴承为可倾式三瓦块（下半为两块），励磁机轴承为可倾式四瓦块。副励磁机悬挂在该轴承后呈悬臂式，安装工艺要求较高。

推力轴承采用单独的滑动式自位推力轴承（Kingsbury 推力轴承，即金斯布里式）。位于 2 号轴承前，该处转子上设有推力盘。推力盘两侧各设有 8 块可活动的推力瓦块，各推力瓦块支撑在有平衡作用的弹簧板上，该弹簧板能使各瓦块的受力均匀，不受推力盘与轴承中心的偏移和瓦块厚度不均的影响。各瓦块间的厚度相差允许 $0.03 \sim 0.05\text{mm}$ 。而通常米歇尔式的推力瓦块的厚度相差仅允许 0.02mm 。

东芝制造的 600MW 机组，其第 1~5 号轴承为可倾式六瓦块（上下各三块），第 6~10 号轴承为椭圆瓦轴承。推力轴承同 WH 机组。

G/A 的 600MW 机组的 1~8 号支持轴承，全部为三油楔可倾式自位轴承，其结构如图 4-1 所示，与其他机组上所用的可倾式自位轴承结构不同。3 个瓦块沿圆周方向不均匀分布，分别为支承瓦块、水平瓦块和上部瓦块。水平瓦块和支承瓦块上分别设有一根和两根顶轴油进油管，顶轴油进油管上设有逆止阀。

推力轴承也和 WH 机组一样。推力盘位于高压转子上，推力轴承座位于第二道轴承座内，前端两侧各用拉推杆与高压缸外缸相连。

ABB 对大型机组的轴承结构进行了深入的研究，他们发现了一种类似椭圆轴承结构的

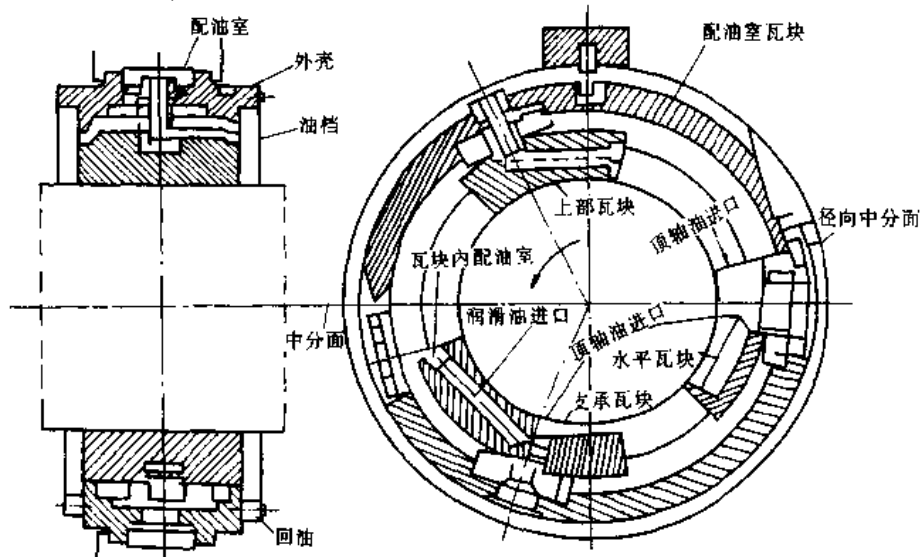


图 4-1 支承轴承剖视图

袋式 (POCKET) 双油楔轴承, 其运行性能和稳定性均较好, 因此大量应用于该公司设计制造的大型机组上。600MW 超临界机组上应用了经改进的改良型袋式轴承。整个机组共 6 个转子, 使用 7 道轴承。在德国西门子公司设计制造的大型机组上, 也采用单支点轴承, 其轴承结构型式与此相似, 轴承下部与轴颈的接触角较大, 可达 110° 。

ABB 的超临界 600MW 机组的推力轴承, 其结构型式与上述三种机组有所不同, 推力瓦的工作瓦面和非工作瓦面分别设在第二道径向轴承前后的端面上。瓦块的支承方式又类似于金斯布里型推力轴承。

第三节 低压缸结构的简化及采用焊接转子

一、低压缸结构的简化

四种机型除 WH 机组的低压缸为三层结构外, 其余三种机型的低压缸均为双层结构, 特别是 ABB 机组, 除从低压端采用落地式轴承外, 还从低压缸的进汽参数上加以优化选择 (目前为 0.4MPa , 237°C), 使低压缸为两层, 真正做到轻型化。

二、采用焊接式转子

如本书第二章第三节中所述, 采用焊接式转子, 不但可以改善机组的启动和适应变负荷运行性能, 而且还可以简化机组的结构, 使生产成本降低。例如可以根据转子各段所处工作温度选用不同的材料加以焊接; 各块焊接材料可小型化, 以利于热处理加工等。小块材料即使报废, 损失也小。

第四节 油 系 统

油系统是机组的重要组成部分。由本书第二章第八节中可知, 四种机型中, WH、东芝、G/A 机组的控制油系统均使用了高压抗燃油, 唯有 ABB 机组的控制油系统仍然使用中压 (4MPa) 汽轮机油, 而且主油泵仍然使用 BBC 的传统产品—齿轮式油泵。控制油和润滑油使用同一种油种。由此带来的好处是: 油系统结构简化; 对油质的要求不太高; 液压元件的尺寸适中, 加工精度不太高等。这样, 使生产成本下降。

第五节 高、中压主汽门及调节汽门

为了降低成本, 四种机型的高、中压主汽门及调节汽门均采用各自制造厂的成熟或传统结构。每台机组的高压主汽门有 2 个, 每个主汽门有 2 个调节汽门。WH、东芝、G/A 机组主汽门至调节汽门均采用焊接连接, 调节汽门与汽缸间用导汽管相连。而 ABB 机组的高压主汽门与相应调节汽门的阀壳是浇铸成一体的, 而且 2 个调节汽门中一个为立式, 另一个为卧式, 调节汽门与汽缸间不用导汽管连接而直接用插入式接管插入汽室。四种机型的中压主汽门与调节汽门则均采用联合汽门的结构。ABB 机组的联合汽门为卧式布置, 气动性能较好, 零件的选材很讲究。阀壳全部用铬钼钒铸钢, 以降低成本。

汽轮机的调试及运行技术

第五章 汽轮机的调试

第一节 调试项目

汽轮机的调试,按照目前我国现状,基本可分为两大模式。第一种模式为按照我国电力工业部颁发的《火力发电厂基本建设工程启动及竣工验收规程》进行调试;第二种模式为按照引进机组厂商沿用国外常用的模式进行调试。采用第一种模式调试又分为两种。一种为1993年以前投产的机组,采用72h满负荷连续运行后,经消除缺陷再进行24h满负荷连续运行后移交生产;另一种为1994年以后投产的机组,采用168h满负荷连续运行后移交生产。平圩电厂1、2号机组,北仑港电厂1号机组均采用了72h加24h连续运行的方式,北仑港电厂2号机组采用了168h连续满负荷运行的方式。而石洞口第二电厂1、2号机组既采用了72h加24h连续满负荷运行的方式,也兼顾了外商用国外常用的模式。从质量要求的角度看,以第一种模式的168h连续满负荷运行的方式为好。第二种模式的国外厂商沿用的调试方式,为机组从整组启动开始,空负荷、25%额定负荷、75%额定负荷、100%额定负荷均分级调整和试验,待所有项目调试完毕,机组投入商业运行。两种调试项目相类似,今以第一种模式为例,列出有关汽轮机组的主要调试项目。

机组的调试,根据整个工程进展特别是现场设备实际安装情况,可分成辅机设备系统分部试运行和整套机组启动试运行两个阶段。

一、分部试运行

分部试运行是基建施工的重要工序,是指从厂用电受电开始到机组整套启动前为止,全厂各类辅机单机调试和分系统调试。单机调试主要是辅机,包括电动机及其电气部分试运,带动机械部分试运和带负荷单系统试运等。分系统调试主要是指对辅机进行分系统带负荷,做程控试验和整个分系统进行调试。北仑港电厂1、2机组分部试运行均历经了近10个月时间,工作量非常大。

与汽轮机相关的分部试运行的主要项目如下:

(1) 独立仪控系统的调试

- 1) 汽轮机防进水保护系统(PPS)调试;
- 2) 汽动给水泵汽轮机(BFP-T) DEHC系统调试;

- 3) 汽轮机监视仪表 (TSI) 系统调试;
- 4) 汽轮机数字电液控制系统 (DEHC) 调试;
- 5) 苏尔寿 (SulzerAV6) 旁路控制系统调试;
- 6) 基地式调节系统调试。

(2) 主要辅机单独试转及系统投运顺序

- 1) 空压机及仪用空气干燥器系统调试及投运;
- 2) 闭式循环冷却水泵及系统调试与投运;
- 3) 凝结水泵及系统的调试;
- 4) 循环水泵及系统的调试;
- 5) 开式水泵及系统的调试;
- 6) 润滑油系统油循环;
- 7) 主机 EHC 油系统油循环;
- 8) 密封油系统调试。

(3) 炉前系统化学清洗及锅炉酸洗

(4) 锅炉冲管

(5) EHC 液动部分静态调试

- 1) EHC 油系统压力试验;
- 2) 各汽阀行程及限位开关位置测量调整;
- 3) 汽阀调整试验;
- 4) 各汽阀切断阀 (shut-off-valve) 调整试验;
- 5) 汽阀关闭时间测定;
- 6) 调速器特性试验;
- 7) 调节汽门汽柜预暖试验;
- 8) 危急保安器充油试验;
- 9) 调速器低限及高限试验。

(6) 机组真空系统调试

- 1) 各台真空泵组分别试转;
- 2) 热力系统真空抽起试验。

(7) 主汽轮机盘车装置调试

(8) 电动给水泵调试

二、整套机组启动试运行

整套机组启动试运行可分为两个阶段: 第一阶段机组冲转并网带初负荷, 第二阶段机组 168h 满负荷试运行。

1. 机组首次整套启动应具备的条件

(1) 试运行现场应具备的条件

- 1) 试运行范围内的土建施工应按设计完成并通过验收;
- 2) 厂区内场地平整、道路畅通, 试运行范围内的施工脚手架及障碍物已全部拆除清理, 现场的沟道及孔洞盖板齐全, 有正规的楼梯、通道、过桥、栏杆及其护板;
- 3) 消防系统调试完毕, 现场有足够的消防器材、消防水, 消防系统处于备用状态;

- 4) 厂房试运行机组范围内按设计做好各层地面;
- 5) 现场有足够的照明, 事故照明系统完整可靠并处于备用状态;
- 6) 生活服务水系统及卫生设施能正常使用;
- 7) 厂房和厂区排水系统正常, 积水应能排至厂外;
- 8) 通信设备完好齐全, 可投入使用;
- 9) 带电设备安全遮栏完整;
- 10) 设计规定的空调装置投入运行。

(2) 汽轮机设备、系统应具备的条件

- 1) 循环水泵及循环水系统调试完毕, 系统可投入运行;
 - 2) 开式冷却水泵及开式冷却水系统调试完毕, 具备启动条件;
 - 3) 闭式冷却水泵及闭式冷却水系统调试完毕, 具备启动条件;
 - 4) 空压机及仪用、厂用空气系统调试完毕, 具备启动条件;
 - 5) 凝结水及凝结水系统调试完毕, 具备启动条件;
 - 6) 真空系统调试完毕, 具备启动条件;
 - 7) 轴封系统调试完毕, 可以投入运行;
 - 8) 主机和给水泵汽轮机的润滑油及控制油系统油循环结束, 油质符合制造厂家规定, 设备及其系统调试完毕;
 - 9) 汽轮机盘车装置调试完毕;
 - 10) 电动给水泵及给水系统调试完毕, 具备启动条件;
 - 11) 汽轮机本体及有关管道疏水系统调试完毕, 连锁保护试验完毕, 动作可靠;
 - 12) 发电机氢、油、水系统冲洗合格, 设备系统调试完毕, 具备启动条件;
 - 13) 汽轮机旁路系统、后缸喷水装置等调试完毕, 具备启动条件;
 - 14) 各水箱、油箱上足合格的水和油。
2. 机组首次启动冲转并网阶段的主要试验
- 1) 高压缸预暖试验;
 - 2) 调节汽柜预暖试验;
 - 3) 汽缸膨胀试验;
 - 4) 主机润滑油压调整;
 - 5) 润滑油泵自启动试验;
 - 6) 高中压主汽门、调节汽门活动性试验;
 - 7) 推力轴承磨损试验;
 - 8) 事故跳闸电磁阀试验;
 - 9) 后备超速回路试验;
 - 10) 调速器低限试验;
 - 11) 危急保安器注油试验;
 - 12) 汽轮机脱扣试验;
 - 13) 并网前电气试验;
 - 14) 汽轮机振动特性试验;
 - 15) 汽轮机惰走试验。

16) 汽门严密性试验。

3. 机组 168h 满负荷试运行阶段的主要试验

- 1) 给水回热系统静态调试;
- 2) 小汽轮机及其附属系统调试;
- 3) 小汽轮机不带泵试转;
- 4) 小汽轮机不带泵超速试验;
- 5) 小汽轮机带泵试转;
- 6) 主汽轮机带负荷试验;
- 7) 主汽轮机超速试验;
- 8) 主汽轮机调速器上限试验;
- 9) 汽轮机自启动程序试验;
- 10) 高、低压加热器水侧、汽侧投用;
- 11) 辅助蒸汽减温减压站投用;
- 12) 汽轮机真空严密性试验;
- 13) 除氧器三冲量水位自动调节调试;
- 14) 汽包三冲量水位自动调节调试;
- 15) 主蒸汽温度和再热蒸汽温度自动调节系统调试;
- 16) 机组甩负荷试验: 甩 25%、50%、75% 和 100% 负荷试验;
- 17) 机组最大负荷试验;
- 18) 机组性能考核试验;
- 19) 全厂热效率试验;
- 20) 辅机功耗试验。

第二节 调试阶段遇到的主要问题及其分析处理

汽轮机的调试, 是新机组、新设备、新系统的第一次启动、第一次投入运行, 是对设备和系统的设计和制造、性能和安装的一个考验。所以, 新机组的调试阶段会碰到各种各样意想不到的问题。作为调试人员, 应把调试的准备工作做得好一些, 考虑得周到一些, 协调好各个专业的关系, 解决好调试工期与质量之间的矛盾, 把设备故障减至最小, 以不损坏设备为主要原则和目标。

各种 600MW 机组调试阶段所发生的问题及其分析处理分述如下。

一、WH 机组调试中遇到的问题

1. 汽轮机润滑油中杂质问题

对平圩电厂第一台 600MW 汽轮机组, 尽管拟定了比较完善的油循环措施, 油系统循环冲洗后的油样也符合标准要求, 但由于该油系统容积大, 系统中一些铸造件特别是套装式油管型砂在出厂时清理不彻底, 部分压力油管焊口焊接质量存在问题。而利用交流润滑油泵 (BOP) 进行油系统的冲洗时, 由于其循环流量偏低等原因, 油中杂质未能除净, 使机组在整组启动调试和试生产中发生了汽轮机大轴轴颈拉伤和顶轴油泵损坏等问题。

为了解决 1 号汽轮机的润滑油质问题, 平圩电厂先在润滑油冷油器的出口增加了一套自

清洗滤网。该自清洗滤网每只滤量为 450L/min, 设计压降为 0.025MPa, 当自清洗滤网前后差压达 0.04MPa 时, 其内旁路自动开启。平圩 1 号机共装了 20 只自清洗滤网, 并联在油路中。这套自清洗滤网装在油管道中, 对清洁润滑油起到了一定的作用。但由于油系统中一些铸造弯头和注油器内部的型砂等很难在短期内彻底清除, 造成自清洗滤网工作失效, 并且轴承进油管道中也仍有杂质。

为了彻底解决油系统管道的清洁问题, 采用大流量冲洗装置进行油系统的循环冲洗。该装置流量为 720m³/h, 工作压力为 0.65MPa。大流量冲洗工作是在 1 号机试生产半年后的大修中进行的, 这次油系统冲洗工作比较严格。冲洗前拆开所有套装回油管各排污口进行检查清理, 对主油箱密封油回油箱放油进行清理。清理各轴承室, 自清洗滤网滤芯抽出, 冲洗中为提高流速采用分段冲洗方法。这次油循环冲洗共历时 305h, 较好的解决了油质问题。

2. 顶轴油泵问题

平圩 600MW 汽轮机设计有四台顶轴油泵依次命名为 A、B、C、D, 分别作用于低压转子的 #5、#6、#7、#8 轴承。顶轴油泵为齿轮式泵, 德国 BOSCH 公司产品, 进口油压最小不低于 0.03MPa, 进口滤网 250 目, 滤网差压大于 0.1724MPa 时旁路自动打开, 出口过压阀达 13.79MPa 时打开。该顶轴油泵在调试中多台多次损坏, 主要表现在其出口油压太低。曾有一次发现 #8 瓦顶轴油泵出口管和滤网发热, 分析认为顶轴油泵损坏是由于出口滤网因油质不良, 而造成闷泵所引起, 所有顶轴油泵在清洗滤网后, 压力仍然很难建立, 分析认为是因闷泵造成泵间隙变化而引起。为彻底解决顶轴油泵易损坏以及损坏以后的备品问题, 平圩电厂 600MW 汽轮机增加了一套顶轴油系统。该系统由两台上海液压泵厂生产的轴向柱塞泵组成, 编号为 E 和 F, 设计为一台运行, 一台备用。泵出口采用母管连接, 向 #5、#6、#7、#8 轴承供顶轴油。运行实践证明国产轴向柱塞泵运行可靠, 能够满足 600MW 汽轮机的运行要求。

3. 轴颈拉伤和轴瓦磨损

平圩发电厂 1 号汽轮机由于润滑油质不合格, 在调试和半年试生产中, 使汽轮机轴颈发生了普遍的损伤, 其中 #6 轴颈严重, 另外, #7、#8 轴颈拉伤也较为严重, 其对应的轴瓦乌金面也都磨损严重。为了使轴颈损伤不进一步扩大, 在试生产半年后的大修中, 对 #6 轴颈进行了车削处理即轴颈直径车去了 2.5mm, 其对应轴瓦重新配瓦, 而 #7、#8 轴颈采用电刷镀方法填补了沟槽, 其对应轴瓦进行了乌金面堆焊和修刮处理, 损伤的轴颈进行了打磨抛光处理。

4. 平圩电厂 1 号机轴向推力问题

平圩发电厂 1 号机在启动调试过程中发现汽轮机推力瓦发电机侧温度高。首次带负荷至 600MW 时推力瓦温度曾达 123℃, 虽经改变抽汽方式和轴封压力, 也没有明显改变, 经分析确认是由于汽轮机轴向推力大而引起的。

哈尔滨汽轮机厂对美方提供的推力计算进行了核算, 结果发现比美方计算结果大 30 多 tf (294kN), 并且这一过大的轴向推力是由于其高压转子平衡环面积过大而造成过平衡所引起的。最后哈尔滨汽轮机厂决定将高压转子平衡环直径车去 25.4mm, 后再次启动推力轴承温度仅有 70℃左右, 解决了 1 号机汽轮机轴向推力过大的问题。

5. 汽动给水泵汽化损坏

(1) 汽动给水泵 B 跳闸经过

机组负荷 450MW, 汽动给水泵 A、B 运行, 转速约 5200r/min, 试投汽动给水泵 B 给水自动调节 (汽动给水泵 A 为手动调节方式)。在汽动给水泵 B 跳闸前锅炉停一台磨, 调整负

荷到 380MW，此时汽动给水泵 B 转速突然升高到 6000r/min 以上，小汽轮机 B 危急保安器动作，汽动给水泵 B 跳闸转速下降到 2000r/min 时转速表突然显示到 0。再次复置冲转不动，点动盘车和手动盘车均不成功，判断为动、静部分咬死。

(2) 原因分析

从事故追忆记录来看，汽动给水泵 B 的入口泵体温度由正常的 151℃ 逐渐上升，而泵的入口流量由 650t/h 突然下降到 7t/h，到汽动给水泵 B 跳闸前入口泵体温度上升到 160.4℃，其余参数无明显变化。当时怀疑有可能是泵进口滤网堵塞，引起泵内汽化造成转速过高而跳闸，但汽动给水泵 B 滤网解体后检查发现滤网并不太脏。综合汽动给水泵 B 跳闸前的运行情况，汽动给水泵 B 给水自动投入后由于锅炉蒸发量降低，负荷由 450MW 下降到 380MW，投入给水自动调节方式的汽动给水泵 B 的转速自动降低，而此时汽动给水泵 A 仍处于手动调节方式，其转速仍在 5200r/min。汽动给水泵 B 转速降低到较低时其出口压力低于汽动给水泵 A 的出口压力，使汽动给水泵 B 的出口流量大大降低。其由于汽动给水泵 B 的最小流量阀没有自动打开并且低流量保护未动作（低流量保护因调试未投入跳闸），汽动给水泵 B 出口流量由 650t/h 突然降到近于 0，水和叶轮摩擦产生的热量使泵内水的温度升高，泵内汽化后小汽轮机的负载突然大大降低，而小汽轮机进汽量并没有减少，因此造成汽动给水泵 B 转速迅速升高而超速跳闸。因为泵内汽化，泵体温度升高，泵的动静间隙发生变化而造成动、静部分咬死（泵的转速由 2000r/min 突然降到 0）。

经解体发现，汽动给水泵 B 推力轴承非工作面乌金熔化，水泵泵芯返沈阳水泵厂检修。

6. 汽动给水泵在低速盘车状态下卡涩

平圩发电厂 600MW 机组的汽动给水泵是由沈阳水泵厂引进 KSB 技术制造的筒式多级离心水泵，型号为 80CHTA/4，采用机械密封。为达到较高效率，该泵动静部分间隙、径向间隙最小为 0.225mm。

在整组启动调试阶段，由于给水不是很干净，常发生汽动给水泵在盘车时卡涩问题。起初遇到汽动给水泵盘车不动时就将汽动给水泵解体检查，也没有发现太大的问题，仅仅是一些小颗粒杂物卡在动静间隙中。针对这一问题采取了以下一些措施：

- 1) 将第一级磨损环间隙增大 0.1mm；
- 2) 汽动给水泵不进行低速盘车，仅进行定期点动盘 180°或不盘车；
- 3) 当不能盘动时，强行冲转，一般高压调节汽门开度不大于 25%，即可冲动。

采取上述办法后基本解决了汽动给水泵易卡涩的问题。

二、东芝机组调试中遇到的问题

1. 电动给水泵（BFSP）叶轮损坏

1990 年 12 月 6 日，电动给水泵电机单独试转及带液力联轴器试转正常后，紧接着进行 BFSP 整组启动调试。转速从 0 升到 3500r/min 泵组运行一切正常，当升速至 4000r/min 附近（勺管开度约 30%），BFSP 进口法兰处可以清楚地听到“噼噼啪啪”的声音，似气泡破裂，又像金属片块打击声，周期在 0.5~7s 之间，于是立即退回到 1400r/min，声音消失。低速运行一段时间后再升速到 4000r/min 时，再次发生同样的现象。当时泵进口压力约 1.4MPa，出口压力 8.0MPa，流量约 550t/h，从泵的特性曲线看该流量已接近右极限，怀疑是否为流量过大引起汽蚀。故将再循环阀关小后，再次启动，情况仍和前几次一样，于是立即停止试验。东芝公司工地代表把情况向日本总部汇报，日本总部认为泵本身不会有问

题。12月8日继续进行BFSP试验，最高转速升至5521r/min，试转过程中仍有异常声音，但当时泵组轴承振动及金属温度均良好，见表5-1。

表 5-1 电动给水泵 (BFSP) 轴承振动值 μm

转速 (r/min) 位置	3009	3991	5000	5521
BFSP NO.1 轴承	3	5	6	9
BFSP NO.2 轴承	3	3	5	5
H/C 轴承 (电机侧)	2	2	3	2
H/C 轴承 (水泵侧)	2	2	2	2

锅炉冲管期间，BFSP 担负向锅炉汽包供水的任务，由于长时间运行，加上冲管瞬时大量补水过负荷，BFSP 工作情况进一步恶化，泵组金属声加剧，泵组轴承及泵壳振动最大超过 $120\mu\text{m}$ 。锅炉冲管结束后，在进行给水管道的冲洗，检查 BFSP 出口旁路阀时，发现阀体内有大量的铁屑铁片和塑料泡沫状物，判断 BFSP 旋转部件必有故障，泵解体检查后发现异物（铁块）进入泵内，造成泵进口导流环断裂、叶轮松动、进口两片叶片裂损，轴向碰磨，第一级出水侧内筒整圈磨损，密封圈断裂，后转子换用新备用转子，内筒送上海水泵厂修复。

2. 左侧中联门抖动及 EHC 油管强烈振动

汽轮机首次启动升速至 400r/min 时，左侧中联门出现 2~3Hz 抖动，EHC 油管亦发生强烈低频振动。检查支吊架及 DEH 软件均正常，怀疑 EHC 油管内有空气或工作点不稳定，决定完成汽轮机摩擦检查后，升速至 800r/min 进行汽缸膨胀试验，试验过程 EHC 油管振动始终很大，油压晃动 1.5MPa，为了防止管子接头振松发生危险，决定停止缸胀试验继续升速。当转速升至 2840r/min，左侧中联门全开时，中压调节汽门抖动及 EHC 油管振动突然消失。这以后汽轮机在 3000r/min 运行时左侧中压调节汽门自动关闭，经检查该调节汽门 DEH 控制电缆完全烧断。第二次开机前换上新电缆，启动过程不再出现中联门抖动及 EHC 油管振动，由此可以断定发生振动原因为左侧中压调节汽门 DEH 控制电缆绝缘被烧坏，干扰信号进入引起中联门抖动，然后引起油压大幅度晃动及 EHC 油管强烈振动。

3. 汽轮机末级叶片腐蚀

机组第一次启动停机后，对汽轮机末级叶片进行了检查，发现经过近 70h 的运行，低压缸 (B) 靠发电机侧每组叶片的第五片水蚀较为严重。分析原因可以有以下几方面：

(1) 低负荷及空负荷时真空偏高。机组首次启动从冲转到并网期间凝汽器真空约为 $-98/-97\text{kPa}$ (详见表 5-2)，相应的饱和温度为 $27^{\circ}\text{C}/37^{\circ}\text{C}$ 。在这么高的真空下末级叶片的湿度较大、容易引起水蚀。日方在运行指导书中未明确规定冲转时最合适的真空。根据国产机组的运行试验，冷态启动冲转时真空不宜太高，这一方面可以增加蒸汽流量有利于汽缸加热膨胀，并带走鼓风损失产生的热量；另一方面可以减少末级叶片的蒸汽湿度，防止水蚀。

(2) 后缸喷水喷嘴安装不佳。为了防止因摩擦鼓风损失导致排汽缸温度超标变形，空转及低负荷运行时必须要投入后缸喷水。当喷嘴安装不佳或者雾化效果差时，一旦水滴打在高速旋转的叶片上，无疑将引起水蚀。事实上停机后对四个低压缸的后缸喷水装置进行检查

时,发现靠发电机侧下缸喷嘴安装位置不佳,喷嘴未完全伸出固定架,不仅影响水的喷出和雾化,而且容易碰到固定架上并溅到叶片上。另外在小流量下蒸汽不易将水滴带走,在叶片的出汽边容易产生涡流卷吸水滴,导致叶片水蚀。

表 5-2 机组首次启动从冲转到并网期间汽轮机真空值

工 况	盘 车	400 r/min	800 r/min	1000 r/min	3000 r/min	24 MW	32 MW
真空值 (kPa)	-98.9 /-97.8	-96.5 /-95.1	-98.0 /-97.0	-98.2 /-96.4	-97.0 /-95.0	-97.5 /-96.0	-98.0 /-96.8

4. 汽轮机#7瓦金属温度偏高

根据设计,机组正常运行时轴承润滑油温为45℃,轴承金属温度应小于107℃。1991年3月19日15:00机组3000r/min时, #7瓦金属温度达105℃,接近报警值107℃,当时的润滑油温为43℃。为了防止轴瓦金属温度过高,调整润滑油温度控制设定值,使润滑油温度为40℃,经过一段时间运行, #7瓦金属温度又上升到105℃,在润滑油保持为41℃工况下, #7瓦金属温度仍为106℃。停机后对#7瓦进行了检查发现局部有硬点,轴颈上有划痕,日方同意对硬点进行修刮,但不同意对轴颈进行磨光。

7月17日机组第二阶段启动首次达到3000r/min时, #7瓦金属温度仍为105℃左右(润滑油温42℃),经过第一次处理,情况没有明显改善,于是决定将#7瓦的进油节流孔板由原来的φ23.6mm改为φ26mm。机组再次启动, #7瓦金属温度仍然偏高。2月25日7时负荷210MW, #7瓦金属最高温度达109℃,机组负荷升到350MW后,瓦温下降至106℃,以后基本保持稳定。至8月24日, #7瓦金属温度下降到99℃。72h试运行结束后,对10只轴瓦都进行了翻瓦检查,并对#7瓦进行了进一步修刮,并用精密砂皮对轴颈有划痕的地方进行了磨光。机组第三阶段启动时,将润滑油温度恢复到45℃,机组在额定负荷运行时#7瓦金属温度降为95℃。

5. FA→PA不能切换

机组启动时的进汽方式为全周进汽(FA方式),当负荷达到7%(42MW)以后,由运行人员将FA方式切换到PA方式(部分进汽)。7月17日机组负荷45MW,由于FA→PA切换条件不成立,运行人员无法进行切换。因为按原设计逻辑,要将FA切换到PA,必须保证负荷大于7%,且中压调节汽门全开。而中压调节汽门的开度则根据旁路是否投入由计算机控制,运行人员无法干预。7月19日负荷升至100MW,中压调节汽门仍未全开,无奈只好将高压旁路运行方式改手动使之关闭,来实现FA与PA切换。由于将高压旁路关闭,一方面新蒸汽流量增加,另一方面在低压旁路投自动时,使低压旁路亦关小,导致中压缸进汽量大大增加,使得FA与PA切换过程负荷扰动很大,最大的一次负荷扰动约50MW。日方专家几次修改DEH软件亦不能实现FA→PA切换,最后把切换条件中中压调节汽门(IV)全开去掉,变成只有负荷大于7%一个条件。修改后机组升负荷到42MW,运行人员可顺利进行阀切换操作。

6. 汽动给水泵不能维持稳定运行

两台汽动给水泵经过单独试转后,于1991年7月22日进行带泵试转,在试转期间发生了多次原因不明的跳闸。由于小汽轮机DEH无第一跳闸原因显示与记录,给查找跳闸原因

带来困难。鉴于小汽轮机不带泵试转时, 转速升至 6465r/min 也能稳定运行, 认为跳闸原因为给水泵进口压力低-低或进口流量低-低引起。

小汽轮机带泵试转时, 尽管除氧器基本上是处于无压状态, 但从现场指示仪表看, 前置泵出口压力为 1.45MPa 高于压力低-低跳闸设定值, 故首先对四只进口流量变送器进行了检查、校验和冲洗, 发现其中有一只变送器通道损坏, 处理后再次试转仍不能维持连续运行。停机后一方面决定将进口压力低-低设定值由原来的 1.1MPa, 改为 0.8MPa。另一方面对汽动泵进行了扰动试验, 试验时发现当汽动泵从 2500r/min 快速升至 5124r/min 时, 泵进口压力有个动态降低过程, 但未到跳闸值。当两台前置泵带两台给水泵运行, 其中一台给水泵走再循环, 然后停一台前置泵时, 造成给水泵进口压力瞬时下降超过 0.5MPa。从试验结果以及试转过程发生的现象看, 小汽轮机不能维持稳定运行是由于水泵进口压力低所致。小汽轮机在升速过程中, 由于水泵流量的增加引起进口压力瞬间降低, 同时试运期间为了防止垃圾及异物进入给水泵, 在进口管路装了临时滤网, 其阻力也造成进口压力降低。为了防止因瞬间压力晃动引起小汽轮机跳闸, 将小汽轮机跳闸回路进行了改进, 加了 10s 延时。改进后再没有出现原因不明的跳闸。机组 72h 试运行结束后, 已将进口管道上的临时滤网拆除, 并将进口压力低-低跳闸设定值改为原来的 1.1MPa。

7. 高压缸排汽逆止阀泄漏引起盘车脱扣

启动调试过程中多次发现盘车脱扣, 检查发现为高压缸排汽逆止阀泄漏所致。1991 年 7 月 19 日进行了高压缸排汽逆止阀严密性试验, 先强制关严高压缸排汽逆止阀, 低压旁路全开, 高压旁路开度 50%, 然后取消强制措施, 3min 后主机盘车脱扣, 最高转速近 40r/min, 然后全关高压旁路 3min 后, 汽轮机转速到零, 盘车自动投入。机组 24h 满负荷试运行后对逆止阀进行了处理, 问题仍没有解决。

8. 高压旁路运行中自动关闭

10 月 9 日机组准备进行 24h 满负荷试运行时, 发现高压旁路会自动慢慢地关闭, 给运行人员对锅炉压力控制带来了困难, 到后来甚至连旁路阀强开也开不起来, 检查结果为伺服阀波形板密封圈裂开漏油所致, 密封圈更换后恢复正常。

三、G/A 机组调试中遇到的问题

1. 润滑油乳化

1994 年 6 月 23 日, 在汽轮机主油箱区域、发电机密封油装置区域和厂房外变压器区域, 消防水管道上的开式喷头因故同时发生喷水动作, 经现场人员关闭上述区域的消防水管隔离阀、停运消防水泵后, 喷头停止喷水。

当时, 机组正处于启动前的盘车状态, 现场人员在主控室 CRT 上发现主油箱的油位有所上升, 便停止盘车运行, 在随后取油样时, 发现主油箱内的润滑油已呈乳白色, 被严重乳化了。

(1) 现场人员在对主油箱顶盖进行检查和浇水试验后, 在顶盖上发现:

- 1) 8 个 M24 吊环孔均为通螺孔;
- 2) 1 根连通管与顶盖的 2 个连接法兰 ($\phi 400\text{mm}$) 不严密 (制造厂装配);
- 3) 所有的连接螺栓, 其螺孔均为通螺孔;
- 4) 1 个人孔门盖 ($900\text{mm} \times 500\text{mm}$) 未拧螺栓;
- 5) 另 1 个人孔门盖 ($1055\text{mm} \times 570\text{mm}$) 仅拧了 1/3 螺栓;
- 6) 人孔门法兰仅高出顶盖表面约 15mm, 其人孔门盖设计为摇臂式。

由于上述设计、制造缺陷,以及有关人员在检查主油箱内滤网和实际油位后,未能即将人孔门盖的螺栓装复、拧紧,致使喷出的消防水从上述部位的孔洞和缝隙中流入主油箱内,造成润滑油进水、乳化。

(2) 现场人员对以上漏水部位采取下列措施:

1) 连通管 2 个法兰四周用环氧树脂填封;

2) 拧上吊环螺栓,并在其螺纹处用生料带密封(包括顶盖上其他连接螺栓);

3) 装复、拧紧 2 个人孔门盖上所有的螺栓,并在人孔门盖四周用扁铁制成围墙(高度为 60mm),且用白铁皮罩将该围墙罩盖。之后,在主油箱顶盖上再次作浇水试验,未发现有水漏入主油箱内。

4) 与此同时,在将乳化的润滑油排入润滑油储存油箱后,现场人员即认真清理润滑油系统管道及有关设备,重新注入新购的 SHELL32 透平油(原使用的润滑油为 TOTAL-PRESLIA32 透平油),共计 314 桶。再次对系统进行油循环,待其油质化验合格后,方将润滑油系统投入运行。

5) 该乳化的润滑油经浙江大学化工系有机化工研究室老师进行脱水处理后,其油质已恢复,除破乳指标大于 60min 外,黏度、酸值、水分、闪点均在合格范围内。

2. 冷油器漏水

1994 年 7 月 24 日电厂运行人员发现主油箱内的润滑油浑浊,经取样化验后,油中已含有少量水分,呈浅乳白色。现场人员即对润滑油系统进行全面检查,发现冷油器(B)下水室放水管放水后,有油流出,则确认冷油器下管板的密封圈已损坏,而发电机密封油装置密封油泵出口处的润滑油仍为透明、浅黄色。于是现场人员即将冷油器从系统中隔离,并通过发电机密封油系统正常运行方式,利用其真空油箱去除油中水、气的功能,对整个润滑油系统进行油循环。一天之后,油中的水分已排除,润滑油已呈透明、浅黄色,其油质化验合格,只是破乳化时间从 13.40min 增至 46.47min。

(1) 冷油器的下管板为活动式结构,冷油器下管板与中间法兰之间设有 2 个橡胶密封圈,中间法兰与冷油器壳体、下水室分别用螺栓、螺母连接,因此,随着介质温度的变化,下管板可作少量上、下移动,以减少冷油器管子热胀冷缩时对其产生的应力。冷油器壳体内的油侧与下水室内的水侧则靠下管板外缘的 2 个密封圈进行隔离、密封。中间法兰内设有 2 个 $\phi 8\text{mm}$ 的检漏孔,沿圆周均布,正常运行时,检漏孔处应无油、水流出。

(2) 在 G/A 现场专家、北京重型电机厂(以下简称北重厂)人员在场的情况下,现场人员对冷油器下水室、中间法兰作解体检查,发现 2 个橡胶密封圈均在其对接处断开,断口平整,且圆周周长短缺约 500mm。

(3) 北重厂人员介绍:该密封圈外径的设计值应为 $\phi 1220\text{mm}$,其断面的设计直径为 $\phi 7\text{mm}$ 。制作时,因无 $\phi 7\text{mm}$ 的橡胶绳,改用 $\phi 8\text{mm}$ 橡胶绳替代,然后采用断面对接方式制成密封圈,其黏接剂为 502 胶水,再将该密封圈拉伸,套入下管板的密封槽内。冷油器装配后,在制造厂曾作 1.0~1.1MPa 水压试验,无泄漏现象发生。

根据北重厂人员意见,现场亦采用上述制作方式,即用 $\phi 8\text{mm}$ 橡胶绳(北重厂提供)作断面对接,仍采用 502 胶水,其圆周方向的预紧长度为 4mm。该冷油器重新装配后,其水室进行 1.05MPa 水压试验(30min),没有泄漏。同样,对冷油器(A)亦作了以上处理。

后来法方从其总部将该冷油器的 4 根整圈式密封圈空运至现场,以备今后更换。

3. 低压缸的现场加固

1993年2月25日法国G/A公司总部用传真通知我方：“最近安装的江油、洛璜300MW等级的汽轮机，在运行时，当凝汽器真空提高后，低压外下缸轴承座区域发生变形，使这些轴承座向低压缸内侧（纵向）倾斜，引起轴承前、后温差超过安装手册中的规定值（20℃）”，并指出：“由于真空提高时，低压排汽缸的变形是不可避免的，故要求对低压外下缸的肋板进行加固，以使轴承座部位能紧固支承轴承”，决定：“在北仑港电厂#2机启动之前，要完成两个低压外缸的修改工作”，并由法方“承担该项修改工作的责任和全部费用”。法方派工作组来现场进行了补焊工作。结果低压缸的每个轴承座区域分别补焊了30块加强钢板，共计120块，重达12t。钢板材料为A53C（相当于ASTMA10511），所用焊条牌号为ASMEE7018。由于G/A修改人员未严格按其加固、修改工艺进行施工，致使低压外下缸在焊接、加固之后，在其焊接区域产生程度不同的焊接变形。

鉴于上述情况，机组在试运行期间及今后的运行中，电厂人员应严格监视低压缸的运行情况，包括轴承温度、低压缸膨胀、低压转子的振动等。此外，由于低压外缸的上述现场加固，G/A同意中方要求，将低压缸组件的设备保证期从1a延长至3a。

4. 中压缸内外缸相对死点结构设计修改

由于法国G/A设计、制造的河南姚孟二电厂4号（300MW）汽轮机在累计运行29000h后，中压内、外缸相对死点发生蠕变，引起内、外缸之间轴向错位达4mm（内缸向后移动），导致汽缸动、静部件相碰，中压缸前轴封、#2~#9级隔板根部汽封、#1~#9动叶片顶部径向汽封及根部轴向汽封损坏，G/A已对该机组作了改进，并提出要在现场对北仑港电厂2号（600MW）汽轮机的中压缸作类似改进工作，G/A将对此承担责任，并承担该项改进工作。

由于改进工作在工地进行，焊接热处理及焊后检查均不尽完备，而且法方返修人员在焊后又未作残余应力测量、金相组织结构检查、微裂纹检查、硬度检查等项目的检查。因此，在机组今后运行中，电厂人员应监视中压内缸法兰的金属温度、内缸内壁的上下温度以及该相对死点处的金属温度，并在高压加热器投运和撤出时，比较上述温度的变化，在中压缸开缸检修时，测量和检查上述检查项目。

鉴于中压缸上述的现场返修，G/A同意中方的要求，将中压缸组件的设备保证期从1a延长至3a。

5. 汽轮机的摩擦振动

机组在第三、五、六次冲转时，都发生较为强烈的轴振。

3月9日，21时8分冲转后，在500r/min以下各瓦轴振均在50μm以下，在2000r/min，#3瓦轴振突跃至200μm。当时判断为就地振动信号引出线故障（以后启动、运行中多次发生该现象，经检查确实是引线松），继续升速。21时40分达3000r/min，以后振动开始增大，就地检查发现高、中压缸体及中、低压缸基础振动十分明显，#5瓦处轴封冒火花，当即手动停机。停机前的轴振如表5-3所示。

表 5-3 3000r/min 下各轴承座处的轴振值

轴 承	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9	#10
振幅 (μm)	150	70	200	61	76	143.3	17.5	18.5	20	53.9

在机组降速过程中，中压缸前轴封处（#3瓦处），又冒火花。

3月13日，18时33分冲转，于18时46分到达3000r/min后准备做电气试验时，又出现低压缸#5瓦处轴封冒火花，轴承振动大，紧急手停。

3月14日，3时16分冲转后，在1000r/min停留暖机，3时50分继续升速，4时达3000r/min。此后，#3、#4、#5瓦振动上升速度加快，超过50 μ m，并继续上升。4时27分应法国专家要求，将转速退回1000r/min。5时40分待振动略有下降后升速。5时45分达3000r/min，6时18分这三只瓦轴振再次超过50 μ m且振动上升速率加快，应法国专家要求将转速退回1000r/min。6时30分在降速到1300r/min时，机组因低压差胀超限跳闸。

在发生机组振动后，曾开会讨论原因。法方认为可能是轴封蒸汽带水，要求下次启动前即使冷态也要投电加热器，另外要求冲转前的偏心度要降至上次冲转前的数值，每半小时记录一次，连续三次数值不变方可。但采取这些措施后，仍发生振动。中方人员在会上也曾提出，按法方提供的轴封间隙标准调整的数据偏小，可能会碰磨转子，希望能重新检查轴封间隙。如复测结果与记录一致，希望法方改变设计值，但法方坚持认为设计没问题，不同意修改数值也无需复测。

直至再次发生振动后，实测了#3、#5瓦处轴封间隙，如表5-4所示。

表 5-4		#3、#5 瓦处轴封间隙		mm
	左 侧	右 侧	顶 部	
#3	0.80	0.25	0.55	
#5	0.75	0.25	0.66	

中方认为轴封间隙偏小，同时发现低压缸的横销卡涩。法国专家在请示其公司总部后同意放大低压轴封间隙。中压轴封为高、低齿形梳齿式结构，可不作处理。调整后的数据如表5-5所示。同时将低压缸横销拉出修整。处理后再次冲转、定速、带负荷，其振动值均在规定值以下。

表 5-5		调整后的低压轴封间隙		mm	
	左 侧	右 侧	顶 部	底 部	
#5 轴承处	0.90	0.50	0.90	0.75	
#6 轴承处	0.30	0.50	0.90	0.50	
#7 轴承处	0.90	0.50	1.00	0.60	
#8 轴承处	0.65	0.35	0.80	0.40	

6. 低压缸轴封壳体装错

在汽轮机首次送轴封汽时，发现只要主机轴封送汽，低压母管调节阀一开大（>5kPa），低压A缸#6瓦侧和低压B缸#7瓦侧的轴封向外冒汽严重，而当调节阀关小至几乎关死时，两端轴封向内吸气，即轴封汽无法建立。停各辅机，经拆轴封送、回汽管，确认安装时将这两只轴封壳体对调错了，造成外腔室接送汽管，内腔室接回汽管（理应相反），处理时，考虑到重新调回壳体较为困难，并且两只壳体除轴封进、回汽管位置不同外，其余

完全相同，故不重新对调壳体，只重新割、焊了轴封进、回汽管。处理后投用，轴封供汽正常，凝汽器真空良好。

7. DEH 调速系统的故障

整套启动期间，DEH 曾出现各种各样的问题：如调节汽门不受控制地自行开启或开大、自行关小或关闭、模板损坏、软件修改、推力轴承应力保护动作、上位机（upperlevel）通信失去、机组解列后 DEH 仍维持并网方式转速降不下、倒缸失败等，以及法国专家在未通知他人的情况下自行处理设备故障或修改程序造成负荷急剧波动甚至跳机。

上述问题，除高压 #1 调节汽门自行关闭系电液转换器内部有垃圾卡涩所致，部分倒缸失败系流量未达要求或温度超限，均已对症处理外，其余均属 DEH 内部参数整定不对或软件设计不合理所致。

8. 给水系统的密封水系统问题

由于设计制造上的缺陷，密封水系统暴露出一些问题。这些问题与上述汽动泵其他故障一起，延长了调试时间，问题是一步步产生的，我们对其认识和处理也是逐步深化的。

给水系统密封水源有两路：正常运行由凝结水母管供水，当凝结水泵停运或凝结水母管压力低时密封水泵紧急启动。

在锅炉冲管和整套启动前期，考虑到凝汽器较脏，凝结水泵进口滤网的孔很大，而给水泵密封水滤网又非常细，故投用密封水泵。其水源是来自凝结水储水箱的清洁除盐水。经过一段时间的运行后切换到正常供水方式，但马上发生密封水滤网差压高，密封水流量低-低，电动给水泵跳闸（3 月 30 日，22 时 30 分）。之后，清洗滤网，又重新投用密封水泵。

在这期间，频频发生密封水流量（差压）低-低，开关误动跳电泵。

4 月 25 日，由于凝结水储水箱缺水，造成密封水泵打空泵，密封水中断，电动给水泵壳体内高压汽化水经过泵轴螺旋密封和轴承进入运行中的润滑油系统，引起油乳化。而此时密封水流量开关应动作却未动作，由人工就地紧急停泵。

事件发生后，除在运行上加强巡检外，再次投用凝结水供密封水系统。考虑到凝结水质不如化学补给水，遂加大密封水滤网孔径，同时用国产元件更换质量差的原装流量开关。

投用压力较高的密封水正常供水系统后，发现各密封水调节阀（尤其是汽动给水泵 A）的调节性能变坏（这些调节阀原来就不太理想，经法国专家长时间调试后勉强可用）。调节阀前的隔离阀，只能稍开，而且凝结水母管压力稍一波动，密封水调节阀就振荡，流量极不稳定。尤其是原除氧器补水量较大只能稍开，凝结水母管压力较低，因机组负荷或其他原因除氧器补水量剧减，母管压力瞬间上升，密封水调节阀会过关，甚至关死，造成密封水瞬间断水而跳泵。解决的方法：一是在凝结水至轴封水管道上加装调节阀，设定值与密封水泵出口压力一样（2.0MPa），二是在密封水流量低-低跳泵的保护上增加 10s 的延时。

这样的改进，经实践又发现不太理想，出现多次密封水泵自启动和跳给泵情况。其原因是：加装的母管调节阀实际上是一只国产减压阀，无调节作用。如凝结水母管压力为 3.5MPa 时调整该阀压力为 2.0MPa，当母管压力升到 4.0MPa 或更高时，阀后压力就会达到 2.5MPa，密封水调节阀调节特性照样不佳；而当母管压力降到 3.0MPa 甚至更低时（这时机组一般在高负荷），阀后压力就会跌至 1.5MPa 以下，密封水泵自启动。减压阀的设定值无论在何处都不能兼顾，而且此减压阀的膜片经常要坏，一坏就变成全开阀，无减压作用。

在这样的情况下，为保证机组的调试进度，仍采用密封水泵供水方式，直至 168h 满负荷试运行结束。同时要求法方尽早提供有调节功能的调节阀，法方同意（见 1994 年 10 月 24 日《会谈纪要》）。

9. 循环水泵故障

(1) 自润滑水系统接错

1994 年 9 月 13 日，17 时 08 分两台循环水泵同时跳闸。在对跳闸原因进行分析并现场检查的过程中，发现自润滑水系统的流量开关接错。这样，一旦服务水中断，马上跳泵。现按正常设计接好流量开关，并设 50s 的延时动作逻辑。

(2) 循环水泵 A 跳闸

曾发生循环水泵出口阀开度跌到 85°，而油泵未能自启动，2min 后按逻辑设计跳闸。经检查，发现出口阀自 90°开始关小后，“90°”位置开关仍在闭合状态，以致油泵无法自启动。这样的险情，后又发生多起，幸亏及时发现，即就地拨动位置开关。彻底的解决方法最好今后能换开关。

(3) 两台循环水泵无法并列运行

7 月份，在进行两台泵并列运行试验时发现，在循环水泵 A 运行的情况下，开 B 泵出口阀准备启动 B 泵时 A 泵即跳闸。就地检查，此时 B 泵有逆转速，但不大，约 30r/min 多。

按照设计逻辑，只有在备用泵逆转速达 100% 额定转速（372r/min）时，运行泵才会跳闸。运行泵本身逆转速大于 10% 时，不能启动或跳闸。经查，系这两个跳闸逻辑的设定值法方搞错了。重新设定后，两台循环水泵能并列运行。

10. 顶轴油泵故障

多次发现，顶轴油泵定在 A 泵优先启动，主机停机后 A 泵自启动时 B 泵马上自启动。经查，系 A 泵出口泄压阀卡涩，总处在泄压位置，母管油压建立不起来，导致 B 泵自启动。消缺后正常。

11. 轴封风机电动机容量不足

第一次风机试运就发现，两台轴封风机启动后过流保护动作跳闸。检查控制和电气回路，均未发现异常。在下次试转前，将进口挡板关闭启动，同时用钳形表监视电流，挡板开度约为 30% 时，电流已达额定，故确认电动机容量不足，法国专家在处理这一问题时，仅在出口法兰处加装孔板，缩小了约一半的截面积。

目前，A、B 风机加装了节流件，挡板开度可以全开，轴封加热器处的真空为 5kPa，难以再增加，看来电动机增容很有必要。

12. 有关逻辑和设定值的修改

根据实际运行情况，经过认真讨论分析、在有利无害、确保安全的前提下，进行了以下内容的修改：

(1) 主机跳闸后给盘车、顶轴油系统的信号增加 15s 的延迟时间，避免了曾出现过的主机跳闸后，因顶轴油压建立较慢而盘车无法自投的现象。

(2) 循环水泵自润滑水中断跳连锁增加 50s 时间延迟，以避免服务水中断后切换成自润滑水供水过程中可能造成短时间断水而引起跳泵。

(3) 增加了给水系统密封水流量低-低跳泵 10s 的延时，避免了曾多次发生的密封水不稳或流量开关误动而跳泵的可能性。

(4) 增加了各给水泵进口压力低-低跳泵 5s 的延时, 避免了多次给水泵进口流量突升引起进口压力陡降跳泵的可能性。

(5) 增加了电动给水泵进口流量低-低跳闸的 3s 延时, 以避免了因压差开关质量不好误动而跳电泵的可能性。

(6) 增加了必须先开启动抽气器蒸汽阀才能再开抽气阀, 必须先关启动抽气器抽气阀才能再关蒸汽阀的逻辑, 以避免如 10 月 2 日, 19 时 9 分因开阀次序颠倒造成低真空跳机的事件再度发生。

13. 主机 EHC 油颜色的转变

经过一段时间的运行, 主机 EHC 油颜色逐渐变深。到 8 月份, EHC 油已变成浅咖啡色, 其他指标合格, 经向江油发电厂询问, 其 #7、#8 机 (均系阿尔斯通厂产品), 同样有油变色的现象。初步认为是主汽门、高压调节汽门操纵座温度过高, 传热给 EHC 油引起的。曾于 8 月 26 日晚机组 350MW 时测量过各汽门操纵座的温度, 最高值如表 5-6 所示。

表 5-6	350MW 负荷下各汽门操纵座温度值				℃
	#1	#2	#3	#4	
高压主汽门	140	91	88	95	
中压主汽门	107	105	99	103	
高压调节汽门	106	91	85	114	
中压调节汽门	110	121	91	104	

G/A 专家认为是正常现象, 无需采取任何措施。在 1994 年 10 月 24 日的双方会谈中, G/A 仅同意对此进行研究, 并再次认为油是合格的, 无需更换新油。电厂采取了隔热、通风等降低油动机运行温度和投运在线再生净化系统措施后, EHC 油老化现象有所改善。

14. 冷态启动时的主蒸汽参数匹配和操作改进

法方运行指导书规定, 启动参数 (不管冷态、热态) 主汽压力为 8.7MPa, 再热汽压为 1.5MPa, 主、再热汽温根据高、中压缸温查图而定。一般冷态启动时, 高、中压缸温小于或等于 190℃, 指导书规定相应的蒸汽温度: 主汽为 $330^{\circ}\text{C} \leq t \leq 400^{\circ}\text{C}$, 再热汽为 $310^{\circ}\text{C} \leq t \leq 380^{\circ}\text{C}$ 。

实践证明, 由于锅炉特性所限, 这样的参数匹配很难实现。第一次汽轮机冷态启动前, 锅炉于 2 月 5 日 20 时 35 分点火 (锅炉是热态启动)。随后升温升压, 等到 2 月 5 日 22 时 30 分主汽压力达到冲转参数 8.7MPa 时, 主汽温度已达 435℃, 再热汽温已达 438℃, 高于规定的蒸汽上限 35~58℃。在这种情况下, 锅炉方面调整油枪投用位置与支数、烟道挡板开度, 汽轮机方面调整高、低压旁路开度, 但收效甚微, 而且随着时间的拖延, 蒸汽温度越来越高, 最后以主汽 8.7MPa/446℃, 再热汽 1.5MPa/451℃ 开机。第二次开机的情况与第一次相似。

造成这样结果的原因是: 冲转参数主汽压力 8.7MPa, 其相应的饱和温度为 301℃。考虑到压降, 锅炉汽包压力更高, 相应的饱和温度亦提高。也就是说, 汽包出口约 305℃ 的饱和蒸汽, 经过顶棚、包覆、低温、屏式、一级高温对流和二级高温对流过热器后, 温升总和最大只允许 90℃ 多。不投过热器减温水, 时间长肯定要超温的, 而投过热器减温水, 减温

水阀开小根本没有什么效果，照样超温；如开大，减温器后的蒸汽就落入湿蒸汽的范围，再加上启动前主蒸汽流量低，水与蒸汽混合效果差，其结果会给锅炉过热器的安全运行带来较大的危害。因此，锅炉岛的专家反对单纯用减温水的办法降低过热器出口汽温。

在分析上述原因的基础上，中方提出将主蒸汽压力降低到 4.5MPa，其他参数不变的冲转方案。这是因为：

(1) 启动参数的选择，主要是考虑管道、汽阀、汽缸、转子等主要部件的热应力问题。而热应力的主要大小主要取决于蒸汽与金属部件之间的温差和各自的温升率，即冲转时的温度是应首要考虑的。现在温度设定值未变，就与制造厂原设计基本无冲突，而压力的选择主要考虑是否能与温度匹配（有 50℃ 以上过热度，法方采用 8.7MPa，温度下限 330℃，本身就不太安全），以及满足机组升速、并网、带负荷的需要。因此汽压适当降低，对机组的热应力几乎是没有影响的。

(2) 2 号机是采用中压缸启动的，高压蒸汽参数对机组的影响实际上是在倒缸后，高压缸进汽后才产生的，在中压缸冲转时也几乎是没有影响的，而且汽压降低后，高压旁路减压任务减轻，更有利于高压旁路的稳定运行。

(3) G/A 采用 8.7MPa 这样高的压力冲转，以中方的认识，主要是为了倒缸后锅炉能少调整燃烧，迅速带上较高负荷，其实，2 号机组自动化程度较高，快速调整燃烧，并在规定的升温升压速率下运行，并不是很困难的。

G/A 专家口头上同意，并要求将再热温度下限提高 10℃（即 320℃）。在以后的冷态启动中均采用这一启动参数。

采用这一启动参数后，冷态启动时，有时主汽温度仍要超温。采取的对策是炉内燃烧改变运行方式；适当投用过热器减温水；控制高压旁路后温度；整台机组协调、控制好点火至冲转的时间，避免过长的时间拖延。主要有以下具体规定：

(1) 锅炉点火后，逐渐将主汽压力提高到 4.5MPa，在此之前，只投中、下两排油枪。其间，高压旁路开度控制在 5%~10%，高压旁路后温度控制在 200~210℃。

(2) 再热汽参数达 1.5MPa，280℃，低压旁路开度大于 2% 时，汽轮机复位，进行中压调节汽门暖阀。

(3) 汽轮机复位后，锅炉点燃上排油枪，增加燃料量。

(4) 低压旁路开度 20% 以上，再热汽参数 1.5MPa，320~380℃，中压调节汽门金属温度有 50℃ 以上过热度，汽轮机冲转。

(5) 汽轮机冲转后，磨煤机暖磨，机组 3000r/min 后，投粉、并网。

(6) 磨煤机投粉后，调整过热器一、二级减温水，使主汽温度在 410℃ 左右。一、二级减温器出口蒸汽有 5~10℃ 过热度。

以上规定经多次冷态启动实践，证明是行之有效的。G/A 专家最终于 1994 年 11 月 9 日在《纪要》上签字确认。

四、ABB 机组调试中遇到的问题

1. 电动给水泵

(1) 电动给水泵振动

1 号机电动给水泵电动机单转时，振动情况很好，电动机两侧轴承处的轴振不超过 30μm。但与给水泵连接后，发现给水泵的轴承振动大，特别是给水泵非驱动侧的轴振超过

规定的 $50\mu\text{m}$ ，在 5200r/min 时，达到 $63\mu\text{m}$ 。从振动现象分析，振动为不平衡引起的，于是中方决定自己进行动平衡试验。在现场进行给水泵的平衡工作，如果打开泵体把平衡块加在转子当中，时间不允许。只好将平衡块加在给水泵的对轮上，即在对轮上找平衡。经过多次平衡试验，并不断修改平衡块的位置和重量，终于将电动给水泵的轴振减到 $30\sim 40\mu\text{m}$ ，达到合格范围。

(2) 密封水差压保护动作

在调试初期，电动给水泵包括汽动给水泵都经常出现密封水差压保护动作。密封水差压是自动调节的，设定为 $0.11\sim 0.14\text{MPa}$ ，当差压降低到 0.1MPa 发出报警，降低到 0.02MPa 电动给水泵自动脱扣。在电动给水泵启动初期，经常因此差压保护动作，造成电动给水泵脱扣。而造成差压低的原因有很多，有时凝泵出口压力低，会造成密封水差压低动作；差压调节器信号管太长，或信号管有空气集聚，也会造成误动作。后对信号管和差压调节器的位置进行了改进，尽可能地使调节器近一些，信号管短一些。经过改进，情况有了好转，到调试后期，给泵的密封水问题基本解决了。机组投入商业运行以后，没有发生过密封水差压动作电泵脱扣的问题。

2. 1 号机组调速部套有垃圾

在启动调试的初期，经常发生高压调节汽门打不开的问题。高压调节汽门控制装置的输出信号 Y_{HP} 有显示，但高压调节汽门的实际开度却为零。经检查，高压电液转换器有输入信号，却没有输出信号，说明电液转换器有问题。当即决定解体高压电液转换器。

停止液压油泵，润滑油泵维持运行，在保护装置中将高压油与润滑油的接口处加装隔板，即可拆除高压电液转换器。经解体检查，发现电液转换器内有两块加工铁屑，一块氧化皮；又检查电液转换器的节流孔，发现节流孔内存在很多垃圾，造成节流孔堵塞。对取出的垃圾进行分析，发现垃圾是制造过程中存留的，在清理时没有清理干净，而调速部套又不参加油冲洗，所以影响了汽轮机的正常启动。既然垃圾是在制造过程中存留的，那么，高压电液转换器内有，其他调速装置内也可能存在，保护部套内也有可能存在。为此决定：①解体中压电液转换器和低压旁路电液转换器进行清洗；②解体一个保护装置的部套进行检查，确认保护部套的情况；③拆下所有的调速控制器，对控制块用压缩空气进行吹扫。检查发现：中压电液转换器内也存在不少垃圾，而且大都是加工屑；保护装置部套解体后，非常干净，说明垃圾还没有进入保护装置；用压缩空气吹控制块，吹出不少脏物和垃圾。

经过清洗和吹扫，再装好全部拆下的调速部套，试验全部动作正常，这个问题基本解决。

3. 1 号机组启动时的振动

第一次启动达到 3000r/min 时，所有的轴承处轴振均小于 $50\mu\text{m}$ ，振动情况非常好。但是，振动却慢慢增加， 8min 以后，1 瓦、3 瓦、4 瓦处的轴振达到 $110\mu\text{m}$ ，立即手动脱扣汽轮机。在惰走过程中，3 瓦处的最大轴振高达 $320\mu\text{m}$ 。转速降到 400r/min 稳定一段时间，再开始升速到 3000r/min 。刚达到额定转速时，各轴承的振动均不大，但几分钟后振动很快增加，升高到 $100\mu\text{m}$ 以上，被迫脱扣停机，在惰走时最大轴振达 $420\mu\text{m}$ 。

最大的振动反映在 1 瓦、3 瓦、4 瓦上。1 瓦虽然是高压缸的前瓦，但由于 1 瓦的负载最小，转子在这里是向上抬高 0.16mm ，有一个较大的扬度，所以 1 瓦的振动往往反映了低压缸的振动情况。比如，汽轮机转速为 1561r/min 和 1651r/min 分别是两个低压转子的一

阶临界转速，但在这个转速范围内，1 瓦的临界转速振动特性最明显，而 2589r/min 为高压缸的临界转速，在这个转速范围，1 瓦的振动不大，因为高压转子的平衡情况好，1 瓦负载轻，反映不出来。3 瓦和 4 瓦是低压缸的前后瓦，负载很重，最能反映出低压转子的振动情况。这些现象都说明振动是由低压转子引起的，振源发生在低压转子上。于是对振动原因进行了多方查找，并加以认真研究分析，其主要情况如下。

1) 检查汽轮机汽缸的上、下缸温度和温差，发现温度和温差均在合格范围内，排除了汽轮机进冷水的可能；

2) 检查低压缸排汽缸温度，温度也在合格范围内，排除了由于低压缸排汽缸温度高引起的振动原因；

3) 检查汽轮机各轴承的振动曲线，发现振动特性与转速的变化没有直接的线性关系，排除了由于动平衡不好引起的振动原因；

4) 由于振动是在额定转速下逐渐增加的，也排除了进入了临界转速范围的可能性。

当时，ABB 调试专家怀疑是低压缸喷水过量造成低压排汽缸温度不均匀引起的振动，于是，进行了一系列低压缸喷水的试验。先是关闭低压缸喷水阀，再打开低压缸喷水阀，又改变低压缸喷水节流孔的大小来改变喷水量，观察汽轮机振动的情况。试验表明，汽轮机的轴系振动与低压缸喷水量的有与无、大与小，没有明显关系。

经过多次启动发现，振动与汽轮机的启动次数有关，似乎启动几次，转速上下多次，振动幅值就会慢慢减小，直到 $50\mu\text{m}$ 以上的振动消失。从现象看，比较明显的是由于膨胀引起的振动。有可能是汽轮机内部存在着膨胀不畅而引起的摩擦振动，而且汽轮机已起停了多次，有可能已经造成汽轮机内部的磨损。经中方与外方讨论决定停机，打开低压缸进行开缸检查。

汽轮机低压缸开缸以后，发现低压缸的内侧有较严重的磨损痕迹。磨损发生在低压转子前三级的叶片与静叶环的密封环之间和低压转子最后两级叶片与低压内缸的密封环之间。磨损呈 30~40mm 宽的带状，以顶部为中心近 160° 的弧度范围，磨损带由深到浅，最深处达 1~1.5mm。从磨损的现象可以清楚地知道，振动是由于膨胀相碰而引起的。通过对振动的原因进行分析认为：在汽轮机抽真空之后，低压缸受向下的力影响，发生变形，而低压转子的轴承是支承在轴承座上的，汽缸下沉而转子没有下沉，造成低压叶片与低压缸内缸的顶部密封齿相碰，发生了碰磨，引起了振动。随着汽轮机多次启动加热后，低压缸受热逐渐膨胀出来，以低压缸死点向上、下、左、右膨胀，使低压缸中心线又渐渐向上抬高，低压缸内缸密封齿与低压叶片不相碰摩擦了，振动也就随之消失了。这说明，ABB 的低压缸设计刚度不够，在安装低压缸找中心时又没有考虑到抽真空后低压缸的变形，造成由于碰磨引起的振动。

对碰磨的处理是比较方便的，调整低压缸的地脚螺丝，将低压缸抬高约 0.6mm，使低压缸在抽真空以后，向下变形时低压叶片与低压缸内缸不至于相碰。调整后，汽轮机启动试验证实，低压缸振动已经消除。2 号汽轮发电机组当时正在安装，吸取了 1 号机的经验教训，重新调整了低压缸的中心，适当抬高了低压缸，使 2 号机在启动中不再出现类似 1 号机的振动。

4. 低压旁路主汽门门杆套断裂

低压旁路主汽门门杆由于制造质量欠佳，在机组 72h 满负荷运行结束时发现断裂，当时

发现低压旁路不能复置，为了查明原因，决定将主汽门解体，最后发现门杆套已断裂，由ABB提供备品。

5. 低压加热器疏水不畅

凝结水系统采用疏水逐级回流，试运行中发现2号低压加热器疏水困难，不得不开启2号低压加热器的危急疏水门让疏水直接疏入凝汽器。经分析认为2号低压加热器和1号低压加热器间的差压较小（仅50kPa），加上2号低压加热器至1号低压加热器的距离长，所用疏水管径小，管路弯头多，以致疏水困难。作为临时措施将该疏水阀口径换大。目前，已增加一路疏水旁路。

第六章 汽轮机的启动

第一节 启动状态的划分

根据机组状态的不同,汽轮机的启动可以分成不同的启动状态。划分启动状态的目的,是为了根据不同的启动状态来决定汽轮机启动的方式和启动的速度,以获得最快的速度 and 最经济的效果。具体地说,汽轮机划分启动状态具有以下实际意义:

- 1) 根据不同的启动状态决定汽轮机的启动参数;
- 2) 根据不同的启动状态决定汽轮机启动过程中的暖机时间;
- 3) 根据不同的启动状态决定汽轮机不同的转速变化率;
- 4) 根据不同的启动状态决定汽轮机启动过程中应注意的问题。

现在,国内外一般都把汽轮机的转子温度作为汽轮机温度的代表。具体测量时,则以汽轮机调节级温度作为转子温度的代表,根据启动前调节级的温度来进行汽轮机启动状态的划分。也有的汽轮机制造厂以汽轮机停机时间的长短做为启动状态划分的依据。但是,无论是依据什么,大都是把汽轮机的启动状态分成冷态、温态、热态和极热态四种状态;也有的制造厂把汽轮机启动状态分成冷态、温态、热态三种状态。

在各种状态下,各台 600MW 机组启动状态划分温度如表 6-1 所示。各台 600MW 汽轮机不同的启动状态,规定有不同的启动参数,具体规定参数如表 6-2 所示。

表 6-1 四种 600MW 汽轮机启动状态划分温度 $^{\circ}\text{C}$

机组名称		WH 公司	东芝公司	G/A 公司	ABB 公司
状态名称					
冷状态	高压缸第一级金属温度	< 121	< 270	≤ 190	< 100
	中压缸第一级金属温度			≤ 150	
温状态	高压缸第一级金属温度		$270 \sim 350$	$190 \sim 300$	> 100
	中压缸第一级金属温度			$150 \sim 290$	
热状态	高压缸第一级金属温度	> 121	$350 \sim 400$	$300 \sim 430$	> 350
	中压缸第一级金属温度			$290 \sim 430$	
极热状态	高压缸第一级金属温度		> 400	> 430	
	中压缸第一级金属温度			> 430	
备 注					高压转子温度 探针温度

表 6-2

四种 600MW 汽轮机各种状态下的启动参数

		WH 机组	东芝机组	G/A 机组	ABB 机组
冷态	主汽压力	根据高压缸第一级金属温度查制造厂提供的启动曲线	6.68MPa	4.5 (8.7) MPa	8.0MPa
	主汽温度		365℃	330~400℃	360℃
温态	主汽压力		主汽压大于 6.68MPa, 主汽和再热汽温高于第一级金属温度 50~100℃, 且有 50~80℃ 过热度	8.7MPa	8.0MPa
	主汽温度			高于第一级金属温度 50℃, 且过热度大于 50℃	400℃
热态	主汽压力			8.7MPa	8.0MPa
	主汽温度			高于第一级金属温度 50℃, 且过热度大于 50℃	480℃
极热态	主汽压力			16.6MPa	
	主汽温度			高于第一级金属温度 50℃, 且过热度大于 50℃	
备注					主汽温和再热汽温必须有 20℃ 以上过热度, 且高于探针温度 50~100℃

此外, 启动过程中的转速变化率和升负荷的负荷变化率, 各台机组均有不同的具体规定。大部分机组能根据机组状态自动设定, 也可以根据机组状态由运行人员设定。

第二节 冷 态 启 动

汽轮机启动前有许多工作要做, 启动准备工作的好坏, 在某种程度上决定了机组启动的好坏。对大容量汽轮发电机组来说, 启动前的准备工作更是不可轻视的。冷态启动的主要步骤如下。

一、机组启动前的检查准备工作

1. 启动前的检查

- (1) 各检修工作结束, 工作票终结;
- (2) 各系统符合投运条件;
- (3) 各通道、工作场所畅通, 不影响运行人员的巡视与操作;
- (4) 各照明系统良好;
- (5) 厂内外通讯正常;
- (6) 各操作电源、控制电源、仪表电源均已送上, 且正常;
- (7) 各控制盘、记录仪、报警装置、操作控制开关完整好用;
- (8) 基地式调节装置正常并投入自动;
- (9) 厂消防系统正常;
- (10) 生活水、服务水及主控室空调正常投运;
- (11) TSI 系统、DEH 装置、高低压旁路控制装置投入正常;

- (12) 高中压调节汽门、主汽门及相应的控制执行机构正常；
- (13) 汽轮机滑销系统正常，缸体能自由膨胀；
- (14) 汽轮机本体保温良好，各测量参数指示正常；
- (15) 确认各辅机设备、系统及有关阀门的热工电气连锁保护试验合格。

2. 机组启动前的确认条件

机组不存在以下禁止启动条件：

- (1) 任一操作子系统失去人机对话功能；
- (2) 电厂保护系统 PPS 主要功能失去；
- (3) DEH 控制装置工作不正常，影响机组启动或正常运行；
- (4) 高、低压旁路系统工作不正常，影响机组启动或正常运行；
- (5) 基地式调节装置失灵，影响机组启动或正常运行；
- (6) TSI 工作不正常，影响机组启动或正常运行；
- (7) 高中压主汽门、调节汽门或抽汽逆止门卡涩；
- (8) 润滑油系统任一油泵或 EHC 高压油泵不正常；
- (9) 主机转子偏心度大于报警值；
- (10) 汽轮发电机组转动部分有明显摩擦声；
- (11) 润滑油油质不合格或主油箱油位低报警；
- (12) EHC 油箱油位低或油质不合格；
- (13) 汽轮机上下缸温差超限；
- (14) 危急保安器充油试验不合格。

二、机组辅助设备及系统投运

- (1) 闭式水系统投运。
- (2) 压缩空气系统投运。
- (3) 循环水系统投运。
- (4) 开式水系统投运。

(5) 主机润滑油（及顶轴油系统）及密封油系统投运。（ABB 机组特别重视各密封油压之间的关系。）

(6) 主机 EHC 油系统投运。

(7) 主机盘车装置投运：在汽轮机冲转前必须投入盘车，其最少连续盘车时间东芝机组视汽轮机第一级金属温度而定；具体规定见表 6-3。

表 6-3 盘 车 时 间

第一级金属温度 (°C)	最少连续盘车时间 (h)	第一级金属温度 (°C)	最少连续盘车时间 (h)
<120	2	290~400	4
120~290	3	>400	从停机到再次启动期间连续盘车

投运盘车装置时应先确认润滑油压大于 0.18MPa，润滑油温 30℃左右（27~35℃）；投入盘车后应确认转子转动无异声；在盘车期间应注意监视转子偏心度的变化，当偏心度降到原始值的 110% 以后，必须再连续盘车 1h，才允许汽轮机冲转。（转子偏心度原始值为新装

机组或机组大修后首次连续盘车 5h 后所测得的偏心度。)

ABB 对超临界 600MW 汽轮机的盘车时间给予了严格的规定:

转子停用时间	必须满足的盘车时间
少于 1d	2h
1~7d	6h
7~30d	12h
大于 30d	24h

如果以上盘车时间因某种原因不能满足,则必须在汽轮机启动以后,转速升到 400~450r/min 范围内,稳定运行 20min,才能继续升速。

转子停止超过 4h 以上,或转子停止后,轴系有过检修工作,在启动盘车前,必须手动盘转子 360°(此时顶轴油泵必须启动投入运行)。经手动盘车确认转子转动正常以后,方能够启动盘车。

对处于紧急备用的汽轮发电机组,必须定期进行盘车,ABB 规定,处于紧急备用的机组,每周必须盘车 6h。

其他机组的盘车规定也相同。

(8) 凝结水系统投运。

(9) 辅助蒸汽系统投运。

(10) 轴封蒸汽系统和凝汽器真空系统投运。要求先投轴封后抽真空。轴封蒸汽汽源选择原则是:轴封蒸汽温度必须与汽轮机金属温度相匹配,一般情况下,冷态启动采用辅助蒸汽;温态启动采用经电加热器加热后的辅助蒸汽;热态启动采用主蒸汽或其他高温汽源。

轴封投运后应注意监视汽缸上、下温差,汽缸总胀和汽轮机差胀,转子偏心度等的变化情况。

(11) 视情况进行除氧器加热。

(12) 电动给水泵系统投运准备,视锅炉需要投入运行。

(13) 汽动给水泵组投运准备。

(14) 高低压旁路系统投运。

(15) 发电机辅助系统投入运行,即投入定子水冷系统发电机氢气冷却系统。

三、锅炉点火前的进一步确认

(1) 确认汽轮机在跳闸状态,高中压主汽门、调节汽门在关闭状态,汽轮机盘车投运正常。

(2) 凝汽器真空系统正常。

(3) 高低压旁路系统处于投运前状态。

(4) 后缸喷水装置投运正常。

(5) 凝汽器三级减温水系统投运。

(6) 汽轮机防进水保护系统的有关疏水阀开启。这些疏水阀是:

1) 主汽管道疏水阀;

2) 高中压主汽门、调节汽门前疏水阀;

3) 高压缸本体疏水阀;

4) 冷再管道疏水阀;

- 5) 热再管道疏水阀;
- 6) 高低压旁路管道疏水阀;
- 7) 各级抽汽管道疏水阀;
- (7) 电动给水泵运转正常。

四、锅炉点火后的工作

(1) 东芝机组

若汽轮机第一级金属温度小于 150℃, 则汽轮机冲转前必须对汽轮机高压缸进行预热, 预热过程中注意事项和监视项目如下:

- 1) 汽轮机第一级金属温度不超过 177℃, 温升率符合表 6-4 所列要求。

表 6-4 汽轮机预热中温升率限制值

预热前汽轮机第一级金属温度 (℃)	最大温升率 (℃/min)	预热前汽轮机第一级金属温度 (℃)	最大温升率 (℃/min)
< 80	0.8	110~130	2.0
80~110	1.25	>130	无限制

- 2) 高压缸内压力不超过 0.49MPa, 确认高排逆止门应关严。
- 3) 汽轮机上、下缸温差在正常范围内。
- 4) 汽缸膨胀、差胀及转子偏心度在允许范围内。

(2) ABB 机组

在冲转前必须对汽轮机主汽阀室进行预热, 或只要主汽管的金属温度达到启动压力下的饱和温度加上 20℃ 过热度。

(3) WH 机组未明确预热要求, G/A 机组见中压缸启动

在锅炉升温升压过程中, 检查确认主、再热蒸汽及高、低压旁路系统各管道疏水畅通, 无水击现象, 管道金属温度逐渐上升。

利用高低压旁路系统, 对锅炉的升温升压速率进行辅助控制。

五、汽轮机冲转前检查

1. 冲转前的检查、确认

- (1) 机组启动前的连锁试验合格;
- (2) 机组所有辅助设备及系统运行正常;
- (3) 进入汽轮机的主蒸汽过热度必须大于 50℃, 且蒸汽品质合格;
- (4) 主机各差胀、轴向位移、汽缸上下温差、凝汽器真空在允许范围内;
- (5) 主、再热蒸汽参数接近并稳定在表 6-2 推荐范围;
- (6) 确认主机振动大跳闸选择开关在“OFF”, 当转速大于 2700r/min 后转到“ON” (如汽轮机振动在过临界时也不大于跳闸值, 冲转时该选择开关在“ON”也可);
- (7) 盘车投运正常, 转子偏心度小于 110% 原始值, 连续盘车 4h 以上;
- (8) PPS 主机防进水系统正常;
- (9) 主机阀室预热结束;
- (10) 轴封汽压、汽温正常 (一般热态采用主蒸汽, 冷态采用经电加热的辅汽);

- (11) 汽轮机润滑油系统正常;
- (12) 发电机密封油系统、氢气冷却系统正常;
- (13) TSI 系统投运正常;
- (14) 冲转、升速期间重点监视主机各主要参数

2. 复置汽轮机

检查集控室、电子室 EHC 盘无异常报警后,复置汽轮机,检查 EHC 盘相应指示灯显示正常,各种油压正常,中压主汽门全开,主机润滑油自动设定于 45℃。

3. 确定启动速率

根据汽轮机第一级金属温度、中压缸排汽口上缸内壁金属温度、主汽温度,查阅汽轮机启动曲线,决定升速率、低高速暖机时间、升负荷率(自动启动时以上参数会自动设定)。

六、汽轮机启动

汽轮机启动有两种方式,自动启动和手动启动。仍以东芝和 ABB 机组为例。

(一) 东芝机组

1. 启动方式选择

- (1) 新安装机组,大小修或 EHC 装置检修后第一次启动时,应采用手动启动方式。
- (2) DEHC 启动程序故障时,应采用手动启动方式。
- (3) 汽轮机正常启动冲转,应尽量采用自动启动方式。

2. 汽轮机自动启动

- (1) 确认 HP BYPASS 投“**AUTO**”。

(2) 按下 DEHC 盘“**AUTO START**”键,确认各指示灯显示正常,暖阀开始(注意瞬间温升率小于 4.6℃/min)。

(3) 暖阀结束后,按下“**TURBINE START**”键,确认目标转速定在 400r/min;确认 #1、#2 高压主汽门开足,高压调节汽门 CV-1、2、3、4 同步缓慢开启,中压调节汽门缓慢开启,确认盘车自动退出。

(4) 主机转速达 400r/min 后,进行摩擦检查。检查正常后按“**RUBCHECK FINISHED**”键,确认目标转速设定在 800r/min。

(5) 主机转速达 800r/min 后,保持该转速下进行第一次暖机,暖机期间注意汽压、汽温、各缸膨胀、差胀、轴向位移、上下缸温差、转子热应力的变化趋势,确认润滑油温慢慢上升至 38℃。

(6) 暖机结束后,继续升速,当主机转速达 900~2700r/min 时,密切注意监视机组的振动情况,绝不允许在 900~2700r/min 区域内保持转速。

振动超报警值处理:

- 1) 在 900~2700r/min 区域内,马上降转速至 800r/min。
- 2) 若转速小于 900r/min 或大于 2700r/min 时应立即进行转速保持。
- 3) 自动启动时,DEHC 装置能自行进行上述处理。
- 4) 若转速保持后,振动下降可再升速;反之,降转速至 200r/min 以下或停机处理。

升速过程中任一轴承振动大于 200 μ m 时,应立即紧急停机。主机升速近 3000r/min 后,进行第二次暖机,并检查各主要参数正常,根据要求做各种并网前的试验。

- (7) 如启动过程中发现程序执行不对或机组控制指示超限时,应查明原因,恢复正常后

方可再继续升速。

3. 汽轮机手动启动

汽轮机手动启动步骤同自动启动程序一样，在 DEHC 盘上操作有关的键分步实现，不再详述。注意事项如下：

(1) 必须严格按启动曲线决定升速率，低速、高速暖机时间，升负荷率，增负荷及暖机时间不得任意缩短。

(2) 高低压旁路亦宜在自动方式。否则必须确保汽轮机冲转、升速期间主汽压稳定。再热汽压可根据“再热汽压与第一级蒸汽压力曲线”手控。

(3) 暖阀时控制温升率小于 $0.6^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ，内外壁温差小于 85°C 。

(4) 达 $400\text{r}/\text{min}$ 后，按“VALVE CLOSED”键，确认 #1、#2 高压主汽门、高中压调节汽门关，汽轮机减速，并对汽轮机进行静动摩擦检查。

(5) 注意控制主机润滑油温。

(6) 在 DEHC 盘上先设定变化率后再设定目标转速或负荷。

(7) 升速过程中严禁在 $900\sim 2700\text{r}/\text{min}$ 内按“HOLD”键。

(二) ABB 机组

1. 冲转前准备

ABB 汽轮机冲转的操作在 PROCONTROL 盘上进行。运行人员在操作前，必须确认盘上的状态：

- 1) TT52 控制方式运行灯亮；
- 2) 汽轮机控制状态“运行准备”灯亮；
- 3) TT51、TT52、TURBOMAX 故障灯灭；
- 4) “功率控制”方式切除，处于 OFF 状态；
- 5) “初压控制”方式切除，处于 OFF 状态；
- 6) “频率死区”功能切除，处于 OFF 状态；
- 7) “ K_y ”系数处于自动调节，指针显示在“1”的位置；
- 8) 汽轮机目标转速指针显示在“ $3000\text{r}/\text{min}$ ”。

ABB 的 600MW 容量超临界汽轮发电机组控制系统设计得非常合理，功能全面，操作简单，自动化程度很高。汽轮机的冲转升速过程是全自动进行的。在整个升速过程中，运行人员的任务是监视、判断、决策，只需要很少的具体操作。

2. 汽轮机的冲转操作

在 PROCONTROL 盘上，同时按一下“IF”（确认）和“GO”（进行）按钮，汽轮机自动升速程序就按一定的转速变化率进行升速。

汽轮机冲转后，运行人员应做以下工作：

1) 从 CRT 上和现场确认盘车已经脱开，当转速大于 $20\text{r}/\text{min}$ 时，确认盘车电动机自动停止，否则，应立即手动停止。

2) 确认 TT52 从“运行准备”方式自动转为“启动方式”；TT51 处于跟踪状态，“运行准备”和“启动方式”灯亮；同时 TT51 的转速设定值跟踪汽轮机的实际转速值，TT51 阀位设定跟踪汽轮机的实际阀位。

3) 确认 PROCONTROL 盘上 Y_{HP} 和 Y_{LP} 的指针都有显示，同时高、中压调节汽门开启。

4) 汽轮机冲转后, 运行人员还应到现场检查各道轴承和各道轴封的转动声音, 听听是否有摩擦。

5) 在整个升速过程中, 运行人员都必须注意监视汽轮机各记录表、汽轮机汽缸的膨胀、高中低压缸的差胀、汽轮机的振动、各轴承的金属温度、高压排汽缸温度、高低压旁路的作用、汽轮机高中压转子的热应力、高中压调节汽门的开度情况、汽轮机各抽汽点的温度、各疏水门的动作情况等等。

6) 当汽轮机转速升到 1500r/min 时, 确认低压缸喷水调节门自动打开。

7) 当汽轮机转速升到 2700r/min 时, 确认盘车油泵和顶轴油泵 A、B、C、D 自动停止, 盘车功能组保持 “ON”, 润滑油压正常。

3. 汽轮机的升速

(1) 汽轮机升速的转速变化率的决定

汽轮机一复置, 目标转速自动设定到 3000r/min。汽轮机的转速变化率是由自动升速程序根据当时高压转子温度探针的温度、汽轮机内部设定的临界转速范围、汽轮机高中压转子的热应力三个因素自动选择的。但是, 如果汽轮机因为某种原因或某种需要, 要用汽轮机简易控制系统 TT51 启动时, 因为 TT51 没有自动启动程序, 就应参考关于转速变化率的规定, 作为人为控制转速变化率的依据。

1) 由高压转子温度探针温度决定的转速变化率为:

高压转子温度探针温度小于 200℃ 时, 视为冷态, 转速变化率为 3%, 即 $90\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$, 一直到温度探针的温度达到 300℃, 自动转换为 10%, 即 $300\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$ 的转速变化率;

高压转子温度探针温度大于 200℃、小于 300℃ 时, 视为温态, 升速率为 10%, 即 $300\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$;

高压转子温度探针温度大于 300℃ 时, 视为热态和极热态, 转速变化率为 10%, 即 $300\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$ 。

2) 由临界转速范围决定的转速变化率为:

过临界转速范围, 转速变化率为 10%, 即 $300\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$;

做超速试验时, 转速变化率为 7%, 即 $210\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$ 。

3) 由热应力决定的转速变化率为: 在升速过程中, 如果高压转子热应力或是中压转子热应力增大, 转速变化率将受到限制。先是由高、中压转子热应力的裕度进行低选, 选出热应力裕度较小的值, 输入到转速变化率的自动设定回路中。当此裕度达到 20%, 即热应力达到 80% 时, 开始减少转速变化率; 当裕度减少到零, 即热应力达到 100% 时, 转速变化率减少到零, 表示转速不再变化, 稳定在某一数值。如果热应力的裕度继续减小, 变为负值时, 转速变化率也会从零往负方向减小, 成为负的转速变化率, 表示汽轮机的转速开始下降, 直到热应力的裕度开始恢复。

热应力在升速过程中还需要对汽轮机过临界转速的能力进行判断。过临界转速之前, 如果汽轮机热应力的裕度不够的话, 就会在过临界转速范围之前停下, 进行暖机, 直到热应力的裕度足以通过临界转速, 再进行升速。如果通过临界转速以后, 热应力的裕度又减少了, 自动升速程序还会使转速变化率减少直到零, 继续进行暖机, 到热应力裕度足够继续升速。

(2) 自动升速程序的停止

在升速过程中,运行人员遇到特殊情况需要汽轮机停止升速时,必须同时按一下“IF”按钮和“STOP”按钮,汽轮机的自动升速程序就会自动停止。但必须注意,在汽轮机的临界转速范围,“STOP”是操作无效的,自动升速程序不会停止,直到临界转速范围过去,自动升速程序才可能停止。

在自动升速程序中设定的临界转速范围值不是根据制造厂提供的数值,而是在调试的第一次启动过程中测量出来的,然后设定到 PROCONTROL 的转速回路中。

石洞口二厂 600MW 容量超临界汽轮机的临界转速范围为:550~850r/min,1100~2500r/min。

(3) 冲转过程中的监视和检查

对于冷态启动来说,汽轮机升速是一个比较长的阶段。在这个阶段中,汽轮机的各种参数都在发生变化,这种变化反映了汽轮机的状态,是运行人员在启动过程中必须要严格监视和密切注意的,主要有以下几个方面:

1) 汽轮机的膨胀和差胀

对冷态启动来说,汽轮机的膨胀和差胀比热态启动更为重要,特别是新机组第一次启动,运行人员更应该加以监视和注意。

ABB 的超临界 600MW 汽轮发电机组在高、中、低压缸的左右两侧都设计了汽缸膨胀点。在升速过程中,运行人员应该通过这些膨胀监视点来监视汽缸的膨胀。

ABB 的超临界 600MW 汽轮机的高、中、两个低压转子都设计有差胀显示。由于 ABB 的超临界 600MW 汽轮机采用了焊接转子、圆筒型套箍式内缸等一系列措施,致使汽缸与转子的膨胀或冷却速度差别不大。在冷态启动中,往往在送轴封汽、抽真空的阶段,汽缸已经开始膨胀,汽轮机冲转以后,随着转子的加热,汽缸的膨胀也比较快。所以,在整个冷态启动过程中,汽轮机的差胀基本上不成问题,从来没有超过限额,这也是 ABB 的汽轮机特点之一。

在大容量汽轮发电机组上,有不少制造公司都设计有差胀保护,即差胀超过一定值后,汽轮机会自动脱扣。但 ABB 设计的超临界 600MW 汽轮机的差胀信号,仅有正常显示和报警,没有自动保护信号。

ABB 规定的差胀值为:0<高压差胀<105%,0<中压差胀<100%,0<低压差胀 1<105%,0<低压差胀 2<95%。

2) 汽轮机的振动

ABB 规定的振动报警值为:125 μ m,振动脱扣值为:280 μ m。

3) 汽轮机各点的温度

汽轮机的冷态启动是一个加热的过程,汽轮机各点的温度都随着启动的速度而发生变化,所以,启动过程中各点的温度是运行人员必须要密切监视的。对 600MW 容量的超临界汽轮机来说,主要应注意以下几个方面。

高、中压转子的温度探针温度。ABB 设计的高、中压转子都有一个温度探针,可以通过这两个温度了解到高、中压转子的温度变化情况,并可以了解到热应力的变化趋势。

高、中压缸的上下缸温差。在启动中,高、中压缸的上下缸温差是用来了解缸体的疏水情况。所以,在整个启动过程中要严密监视上下缸温差不大于 50℃。

各轴承的轴承金属温度。汽轮机轴承金属温度反映了轴承油膜工作的稳定性,ABB 规

定，在正常运行时，轴承金属温度应不高于 110℃。任一轴承金属温度达到 110℃ 应发出报警，任一轴承金属温度达到 120℃，汽轮发电机组应立即脱扣。轴承的金属温度与轴承的承压有关，承压大（即负载大）的轴承运行温度高，承压小的轴承运行温度低。正常运行时，ABB 的 600MW 汽轮机金属温度应在 70~90℃ 的范围内，轴承的回油温度应不高于 60℃。在启动过程中，运行人员应监视轴承的金属温度，一旦出现轴承温度异常升高，应立即查找原因。一般情况下，轴承出现磨损、汽轮机严重进水、轴向位移增大或汽轮机强烈振动等等原因，都会引起汽轮机轴承金属温度突然升高。

4) 汽轮机的热应力

ABB 的超临界 600MW 汽轮机配有一套热应力的控制装置，称为 TURBOMAX。TURBOMAX 具有当今先进的汽轮机热应力控制功能，它不仅用于控制汽轮机启动的速度变化率，还在整个启动过程中，控制负荷的变化率。在正常运行中，热应力控制装置通过控制负荷的变化速度来保证汽轮机的安全性，保证汽轮机转子的寿命。热应力控制装置还具有保护功能，在汽轮机启动和正常运行中，无论高压转子还是中压转子，一旦热应力超过转子所允许的应力水平，它就会参与机组的控制，用改变转速或负荷变化率的方式降低相应转子的应力，如热应力仍不能得到有效控制时，热应力控制装置会发出报警信号，热应力大到一定的数值，它会立即脱扣汽轮机，以保证汽轮机转子的安全。

ABB 超临界 600MW 汽轮机热应力的设定值为：热应力为 +105% 时，发出报警，30min 后汽轮机脱扣；热应力为 -105% 时，发出报警，30min 后汽轮机脱扣；热应力为 +125% 时，发出报警，1min 后汽轮机脱扣；热应力为 -125% 时，汽轮机立即脱扣。

七、汽轮机的定速、并网、带负荷

(1) 汽轮机到达额定转速。

汽轮机转速到达 3000r/min 后，应确认转速稳定，没有漂移。然后，应全面检查汽轮发电机组的运行情况和各个运行参数。

汽轮机如果是第一次启动，或是大修后启动，达到额定转速以后，都要进行空负荷试验。空负荷试验，包括汽轮机保护装置试验、阀门松动试验、真空严密性试验和汽轮机超速试验（或先进行充油试验）。

ABB 的超临界 600MW 汽轮机规定，汽轮机高压温度探针、也就是转子温度达到 450℃ 以上，方可进行超速试验。有的机组规定带 10% 负荷运行 4h 再解列进行试验，也是为了加热转子。

额定转速下的汽轮机试验全部完成，可以交给电气专业进行电气的空载试验。

(2) 发电机并网。

由机组主值班员投入自动同期装置，由自动同期装置进行并网操作。并网后带上初负荷，以防止汽轮发电机逆功率运行。

(3) 汽轮机升负荷至额定负荷。

并网后，主值班员应在控制盘上确认和操作汽轮发电机组已带上最小负荷。

汽轮发电机的升负荷，由运行人员根据值班工程师（值长）的命令进行。具体操作是由运行人员在汽轮机控制盘上设定“目标负荷”和“负荷变化率”，在锅炉燃料量配合的基础上，汽轮机在“功率控制”方式下运行，按照运行人员设定的负荷变化率将负荷精确地升到预先设定的目标负荷。

在汽轮发电机组从初负荷升到额定负荷过程中,运行人员要掌握好几个关键的步骤:

1) 当负荷达到 60MW 时,低压缸喷水调节汽门应自动关闭。运行人员应及时进行确认其正常关闭。

2) 按程序控制的逻辑,当负荷达到 15%~20%、即 90~120MW 负荷时,汽轮机的疏水,包括除 1、2 号高压加热器以外的所有抽汽管道逆止门前、后的低点疏水门,高、中压进汽室的疏水门及导汽管的疏水门等都应自动关闭。运行人员应及时进行疏水门的确认。另外,在 90~120MW 负荷范围内不应做长时间停留,以免这些疏水门频繁开关。

3) 高、低压加热器的投入。600MW 汽轮机的四台低压加热器均为水平布置,疏水逐级回流至凝汽器。三台高压加热器也是水平布置,疏水逐级回流,最终至除氧器。按设计,四台低压加热器和 3 号高压加热器均随汽轮机滑压启动,而 1、2 号高压加热器因为汽轮机启动过程中,压差太小而必须到 35% 负荷以后才可投入,这就给运行操作带来一定的麻烦。

当负荷达到 35% 额定负荷时,运行人员开始投入 1、2 号高压加热器的操作。

北仑港电厂两台机组 #2 高加为冷再供汽,因此在机组冲转之前其汽侧已投入运行,提高了启动阶段的给水温度,既有利于锅炉安全运行,又可节约大量燃油。

4) 除氧器的启动方式。大容量汽轮机的除氧器大都设计成滑压启动。辅助蒸汽加热时,除氧器的压力调节器设计压力为 0.2MPa,随着汽轮机的启动,第五级抽汽压力逐渐升高,当抽汽压力达到 0.2MPa 以后,开始进行蒸汽汽源的自动切换。然后,除氧器滑压投入,直到正常工作压力。当投入正常运行后,运行人员要监视除氧器的出水含氧量小于 $0.2\mu\text{mol/L}$ (7ppb)。

5) 给水泵汽轮机的启动。在锅炉点火后,通过旁路系统,冷段蒸汽建立,开始逐渐升温升压。这时,运行人员应打开给水泵汽轮机的冷段蒸汽管道和五段抽汽管道的电动隔绝门,同时进行暖管。当给泵汽轮机冷段蒸汽进口管道温度达到相应压力下的饱和温度加上 20℃ 的过热度后,认为暖管结束,给泵汽轮机可以冲转了。

在机组的启动过程中,给水泵汽轮机的暖管、启动时间需要运行人员根据机组启动进行的过程和启动的状态来选择,应掌握好一个最佳的时间,既不耽误主汽轮机的启动时间,又不要启动过快,否则影响给水泵汽轮机的寿命。

6) 给水泵的切换。600MW 汽轮发电机组均配置了两台汽动给水泵、一台电动给水泵。在机组启动时,向锅炉进水、水冲洗、点火、升温升压一直到机组带上负荷,都是由电动给水泵供水。当汽动给水泵启动后,可以进行电动给水泵到汽动给水泵的切换。一般情况下,应该尽早地进行给水泵的切换,以减少厂用电的消耗。

给水泵的切换是由运行人员进行的手动操作,切换时的关键是必须掌握好给水压力与给水流量的稳定,不要造成给水流量的波动。对超临界机组来说,锅炉为直流炉,在给水泵切换时要保证中间点温度不超温,保证锅炉所需要的给水流量。给水泵切换后,由汽动给水泵运行,电动给水泵处于热备用状态。

7) 高、低压旁路的运行。具有旁路系统的汽轮发电机组在锅炉点火前,高、低压旁路就必须复置,处于正常启动状态,这也是有些锅炉复置 MFT 的必要条件之一。锅炉点火后,高、低压旁路系统均处于自动状态。

高压旁路在自动状态,当实际主蒸汽压力低于预先设定好的压力偏置时,高压旁路阀保持一个预置的强制打开的最小开度。随着主蒸汽压力升高超过预置值,高压旁路会自动逐渐开大,以保证主蒸汽压力按一个预先设定的变化率升高到机组启动所规定的冲转压力。达到

汽轮机冲转压力以后，高压旁路的控制方式自动切换到定压方式。在定压运行方式下，汽轮机开始冲转，一直到并网带负荷。各台 600MW 汽轮机组均采用了复合滑压运行方式，机组的启动定压运行方式一直维持到负荷达一定值（WH 机组为 40%，东芝机组为 25%，G/A 机组为 50%，ABB 机组为 35%）。在汽轮机带负荷的同时，只要实际主蒸汽压力低于设定值，高压旁路阀就会自动开始关小，一直到高压旁路阀全关，高压旁路的控制方式自动切换到滑压运行，汽轮发电机转入滑压运行方式，高压旁路则处于事故备用状态。

北仑港电厂两台机组高压旁路在启动阶段不投自动，高压旁路的阀位控制（压力控制）由于受锅炉点火速度的影响，采用手动控制，更能满足升温升压的要求。主蒸汽参数达冲转参数后，高压旁路阀位（压力）控制可转入自动。

在汽轮机的启动阶段，低压旁路的控制和运行方式是与高压旁路相独立的。低压旁路控制进入自动方式后，随着锅炉升温升压，再热蒸汽压力达到一定值时，低压旁路控制方式自动转到“最小压力控制方式”，低压旁路控制阀就会开始关小，慢慢地直至全关。当低压旁路控制阀全关以后，低压旁路控制方式自动转到滑压方式，低压旁路主汽门保持全开，低压旁路控制阀保持全关，处于事故备用状态。

8) 汽轮发电机组的运行方式。当高、低压旁路全关以后，汽轮发电机组要进行运行方式的选择。600MW 汽轮发电机组设计有机组主控，机组主控有三种运行方式：“机跟炉”、“炉跟机”、“机炉协调”。“机炉协调”投运后，即可投“电网遥控”（AGC）运行方式。运行方式的选择可以在 BTG 盘上的机组主控盘上进行，同时可以选择机组的目标负荷、负荷变化率。

各台 600MW 的汽轮发电机组采用的是复合滑压运行，滑压运行的范围 WH 机组为 41%~80%，东芝机组为 26%~75%，G/A 机组为 51%~93%，ABB 机组为 36%~89%。到达滑压最高负荷时，滑压运行结束，开始进入定压运行。这时对应的主蒸汽压力达到额定压力，主蒸汽压力保持不变，由四号调节汽门节流来改变主蒸汽流量，一直到负荷达 100%。

汽轮发电机组达到额定负荷以后，四号调节汽门的开度还有余量，靠这个余量，机组可以带负荷到最大连续出力 TMCR；当四号调节汽门全开，达到阀门全开工况 VWO 时，所对应的锅炉负荷为 BMCR，所对应的汽轮发电机组负荷为最大出力。至此，汽轮发电机组的冷态启动全部完成。

八、冷态启动的特点

冷态启动是汽轮机各态启动中最重要的启动，是汽轮机最大的动态过程，在冷态启动中汽轮机从冷状态到热状态、从静止到在额定转速转动、从空负荷到满负荷。这个过程中，各种参数的变化最大，运行人员的操作最多，需要掌握好很多关键问题。不仅关系到汽轮发电机的安全，而且关系到汽轮发电机组转子的寿命，所以应给予极大的重视。

在大容量、高参数汽轮发电机组的冷态启动中，有以下问题应特别重视。

1. 冷态启动过程中热应力的控制

冷态启动时，汽轮机的各种部件都从室温逐渐加热到工作温度，在这个加热的过程中，既要控制好热应力，又要尽可能地缩短启动时间，最大限度地发挥其效益。

ABB 的超临界 600MW 汽轮机冷态启动过程主要是控制汽轮机转子的热应力。按 ABB 规定的原则，只要高、中压转子的热应力不超过规定值（80%），有充分的热应力裕度，在

升速过程中，无论是冷态、温态还是热态，转速都可以不停留地直接升到 3000r/min。在带负荷过程中，汽轮机就能以设定好的负荷变化率达到目标负荷。这是 ABB 汽轮机的一个特点，也是一个优点。到目前为止，国内的汽轮机及世界上不少的汽轮机尚不能做到这一点。

对 ABB 的超临界汽轮机来说，冷态启动的关键是如何掌握好热应力。要掌握好热应力，运行人员应掌握好以下几点：

(1) 掌握好锅炉出口蒸汽参数与汽轮机金属温度的匹配。

汽轮机启动时汽轮机转子的温度往往是在任意值，这就需要运行人员根据汽轮机转子当时的温度决定合适的锅炉出口蒸汽温度。例如，汽轮机启动前，转子温度（温度探针温度）在 90℃，按 ABB 的规定是冷态启动的范围，但这个温度比较接近温态，属于接近温态的冷态。这时运行人员在选择锅炉出口蒸汽温度时，就应该选择接近温态启动的主蒸汽温度，可以考虑选择 380℃ 或 390℃，使蒸汽温度与汽轮机转子温度有较好的匹配。再例如，如果启动前，转子温度（温度探针温度）在 360℃，属热态启动的范围，但是，这个温度接近温态，属于接近温态的热态启动。这时候运行人员就必须根据这个实际显示出来的转子温度，选择最合适的主蒸汽温度，（一般主蒸汽压力是固定的。）可以考虑 410℃ 或 420℃，使转子温度和蒸汽温度处于最佳的匹配。

制造厂提供的启动参数只是一个参考值，需要运行人员根据汽轮机启动时的状态及各种具体情况来选择一个符合实际温度的启动参数，使得汽轮机转子冲转后，在热应力不超过的情况下尽快地加热，既能使热应力不超过限额，又能缩短启动时间，最大地发挥效益。

由热应力控制汽轮发电机组的启动，运行人员的责任不是轻了，而是更重了。热应力控制得好的标志，就是在启动过程中没有因为热应力而影响机组启动的速度。

(2) 掌握好锅炉的出口蒸汽温度。

要掌握好锅炉与汽轮机转子的温度匹配，就要控制好锅炉的出口温度。但这对集控型的机组值班员来说，并不是一件轻而易举的事。在冷态启动时，要掌握好锅炉烧轻油、重油的流量和时间，要掌握好暖磨煤机的时间，控制好投煤的时间，掌握好总的锅炉燃料量，还要考虑到各种启动中可能碰到的问题和因素。最终落实到锅炉的出口蒸汽温度，使其满足汽轮机转子的匹配需要。

(3) 掌握好暖主汽阀室和主汽管时的燃料量。

当锅炉点火后，就开始升温升压，进行暖管和暖主汽阀室。这时候，如果燃料量加得较大，主汽温和再热汽温就容易过高。有时运行人员为了加快暖管和暖阀室的时间，加大了燃料量，虽然暖管和暖阀室的时间是缩短了，但冲转时的蒸汽温度就已经过高了，造成蒸汽温度的不匹配，给冲转后带来困难。

(4) 掌握好升速过程中的热应力控制。

如果锅炉出口蒸汽温度与汽轮机转子温度匹配得不够好，就会给升速过程带来困难，在升速过程中就会出现热应力升高。运行人员在整个启动升速过程中都应该严密监视热应力的变化趋势。当热应力升高到大约 60%~70% 或更早一些，运行人员就应采取相应的措施了。例如：选择一个可以停留的转速（避开临界转速范围），稳定转速进行暖机，直到热应力开始下降，并下降到有充分裕度的地步，再继续升速。除此以外，还可以采取其他措施，如增加过热蒸汽的喷水，适当地降低主蒸汽的温度，以缓解热应力的上升；还可以适当地降低一点真空，以此增大蒸汽流量（采用这个方法应非常谨慎）。总之，这需要整个机组（包括锅

炉)综合考虑、整体考虑,这就是机组主值班员的责任。

2. 启动过程中对中压转子热应力的控制

近年来,汽轮机制造厂对大容量汽轮机的中压转子进汽端状况的改善给予足够的重视,这对超临界 600MW 汽轮机的中压转子因再热蒸汽温度高且叶片比高压叶片长而显得更重要。ABB 的 TT5 在 TT4 基础上的重要改进之一,就是引进了中压转子的热应力。中压转子的热应力同样参与机组的升速控制和升负荷控制。

但是,在冷态启动过程中,中压转子的热应力比高压转子的热应力更加难控制。因为,在升速过程中,所需的蒸汽流量很小,大部分的焓降都落在调节级上,中压缸所需的蒸汽量很小,中压调节汽门开度也很小,中压转子基本上不受到加热或加热量很小。汽轮机冲转以后,随着转速的升高,高压转子的温度上升很快,但中压转子的温度探针温度基本上不上升或上升很小,直到转速升高到大约接近额定转速时,中压转子的温度探针温度才开始上升。而发电机并网以后,汽轮机所需的蒸汽量大大增加,中压转子的温度上升很快,而往往在这个时候,中压转子的热应力非常容易超过规定值。在以往的启动过程中,经常是升速过程中,中压转子的热应力不变,而并网以后,在低负荷时,中压转子的热应力上升很快,限制了整个机组升负荷的速度。要解决这个问题,可以采取以下措施:

(1) 控制好再热汽温与中压转子温度的匹配。

在启动过程中,运行人员应尽可能使再热汽温适当地高于中压转子温度,而不要太高。再热蒸汽温度太高,会使中压缸的蒸汽流量太小,不利于中压转子的加热;另一方面,再热蒸汽温度太高,直接会引起中压转子热应力增加。所以,控制好再热蒸汽温度与中压转子温度的匹配,有利于控制热应力不超过限额。

(2) 加强低负荷暖机。

发电机并网后,如果出现中压转子的热应力升高,运行人员则应加强低负荷时的暖机,而不能直接升负荷,否则中压转子的热应力会很快升高直到限制负荷。低负荷暖机一直要进行到热应力降至安全范围才可继续加负荷。

3. 启动过程中对高压缸排汽温度的控制

大容量、超临界、具有旁路系统的汽轮发电机组,在冷态启动中,由于再热器压力高,高压缸排气逆止门经常打不开,高压缸蒸汽流量很小,大量的鼓风热使高压缸排汽温度非常容易升高。据国外资料介绍,采用旁路系统的汽轮机在启动中经常会出现高压缸排汽温度高,有的甚至出现高压缸排汽温度高达大于 600° 的故障。

在 ABB 的超临界 600MW 汽轮发电机组的冷态启动过程中,经常会碰到高压缸排汽温度升高的问题。ABB 的控制系统 TT5 中设计有“高排温度限制器”和“高排温度冷却限制器”两个功能,在启动过程中,一旦高压缸排汽温度高到 400℃,“高排温度限制器”开始通过 K_y 系数,尽可能地开大高压调节汽门,使高压缸进汽量大一些,在保持工况不变的情况下,同时关小中压调节汽门,使中压缸进汽量小一些。用高压缸较大的进汽量带走鼓风热,以限制高压缸排汽温度的升高。但是,这个限制作用并不大,如果启动操作不好,热应力较大,汽轮机需要在 2500r/min 停止升速进行暖机时,即使“高排温度限制器”进行限制,高压缸排汽温度会升高得很快,并且升得很高。一旦高压缸排汽温度升高到一定程度,机组需要很快带负荷,为防止高压缸排汽出现过快的冷却,“高排温度冷却限制器”就将起作用,通过限制升负荷的信号输出来限制负荷的上升速度。当高压缸排汽温度大于 360℃

时,允许冷却变化率为 $1.3^{\circ}\text{C}/\text{min}$,当高压缸排汽温度低于 360°C 时,允许冷却变化率为 $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$,直到高压缸排汽温度下降到一定的安全数值。

在冷态启动中,高压缸排汽温度升高一般都出现在汽轮机升速过程中,特别是在高速暖机时,高压缸排汽温度往往升高得最快,一旦汽轮机并网带上初负荷,高压缸排汽温度就会很快地下降,不再构成威胁。

从降低高压缸排汽温度的角度考虑,希望汽轮机尽可能快地升到 $3000\text{r}/\text{min}$,不要停止升速进行暖机;而从热应力的角度考虑,则希望汽轮机升速得慢一点,尽可能地多进行暖机。所以,在冷态启动中,汽轮机转子的热应力和高压缸排汽温度是一对矛盾。解决这对矛盾的最好办法应该是:首先要解决好热应力的问题,掌握好锅炉出口的蒸汽参数,使蒸汽参数与汽轮机高、中压转子的温度匹配,只有在热应力不超过的原则下,才有可能尽快地升到 $3000\text{r}/\text{min}$,并网带上初负荷,从根本上解决高压缸排汽温度高的问题。

第三节 热态启动

一、热态启动应具备的条件

当汽轮机停机时间大约在 8h 左右,高压转子温度降到 350°C 以上,在这种状态下启动,称为热态启动。一般日起夜停机组的启动,都属于热态启动。

二、热态启动的主要步骤

热态启动的主要步骤与冷态及温态启动基本上是相同的。但在启动的操作上,有一些不同之处。热态启动与冷态启动最大的区别在于:汽轮机的温度水平与冷态不同,汽轮机无论是汽缸还是转子,都处于很高的温度状态下,启动的关键问题是不能让处于热状态的汽轮机转子及汽缸发生冷却。为此,运行人员在热态启动时必须掌握好以下几个方面:

(1) 掌握好锅炉出口的主蒸汽温度和再热蒸汽温度。一般制造厂规定的热态启动主蒸汽温度均高于冷态和温态的参数,但是,这也不是绝对的,要视启动时汽轮机转子的实际温度来定,做到具体情况具体对待。例如,当汽轮机高压转子的温度为 400°C 时,主蒸汽温度就应选择得更高一些。运行人员确定主蒸汽温度的原则是:进入到汽轮机高压主汽门和高压调节汽门后的蒸汽温度应该比汽轮机进口处的转子温度高至少 20°C ,并保证有 20°C 以上的过热度;进入中压缸的再热蒸汽温度要比中压缸进口处的转子温度至少高 20°C 以上,并保证有 20°C 以上的过热度,以此来保证蒸汽对高、中压转子是进行加热,而不是冷却。

(2) 掌握好启动的速度。热态启动的原则是尽快地升速、并网、带负荷至额定负荷,以防止汽轮机出现冷却,所以热态启动的全过程时间应比冷态启动要快得多。一般从盘车转速升到 $3000\text{r}/\text{min}$,只需要 10min ,从空负荷到额定负荷大约需要 60min 。

(3) 600MW 容量汽轮发电机组均配有旁路系统,这对热态启动和极热态启动特别重要,可以在较短的时间内把主蒸汽温度和再热蒸汽温度升高到汽轮机热态启动所需要的温度值,能够较快、较容易地实现锅炉出口蒸汽温度与汽轮机金属温度的匹配。

三、热态启动的主要特点

热态启动也有一些与冷态启动不同的特点,主要有以下几个方面。

1. 热态启动的差胀

热态启动一般不会出现正差胀,却非常容易出现负差胀。当负差胀出现时,运行人员应

及时采取措施,如可以增加主蒸汽温度,也可以加快升速和增加负荷,加大蒸汽温度和加大蒸汽量,使进入汽轮机的蒸汽温度提高,使其高于转子的温度。这样汽轮机转子由冷却转为加热状态后,负差胀就会消失。

2. 热态启动的轴封温度

热态启动时,由于汽轮机转子温度比较高,相应的轴封蒸汽温度也应高一些,以防止汽轮机的轴端出现冷却,造成转子收缩。为此,有的汽轮机特别设计有轴封电加热器,用于热态启动时把轴封蒸汽的温度加热到汽轮机热态启动所需要的温度。

3. 热态启动的高压缸排汽温度

热态启动时,锅炉出口的主蒸汽温度和主蒸汽压力比较高,冲转时所需要的蒸汽流量比较小,照理说,高压缸排汽的温度也非常容易升高,但由于热态启动的升速速度大大地快于冷态启动,汽轮机很快地升到 3000r/min,并网带负荷,所以,一般不会出现高压缸排汽温度升高的问题。

4. 热态启动的热应力

热态启动的关键监视参数仍是汽轮机转子的热应力。在热态启动中,容易出现的热应力是负应力。在启动过程中,运行人员要严密监视高、中压转子的热应力数值,一旦热应力出现负值,应及时采取措施。可以适当增加主蒸汽或再热蒸汽的温度;可以适当加快启动的速度、升速或加负荷;还可以采取其他措施,如增加主蒸汽流量等,这些都可以消除负值应力。

运行人员对热态启动要有足够的认识,因为对汽轮机转子来说,负应力表示转子表面受冷却,而中心仍是热态,转子受到拉应力,拉应力比压应力对转子更为有害。所以,一定要防止出现负应力,这就是热态启动时运行人员要注意的问题。

第四节 中压缸启动

一、中压缸启动的设计依据及系统配置

随着电网备用容量的增加和人民生活水平的日益提高,火力发电厂承担电网调峰的可能性增多了。夜间减负荷停机和周末减负荷的概率日益增多。经验证明,电厂负荷低时,停运一台汽轮机往往要比几台机组都在低负荷下运行优越。因此,确定合适启动程序的准则是:

- 1) 尽量简化汽轮机和锅炉的操作程序;
- 2) 尽量降低汽轮机受到的热冲击程度,使每次启动时,机组只承受最小的热疲劳消耗;
- 3) 能够快速启动带负荷。

利用高、低压旁路系统直接从中压缸启动再热汽轮机的方法,能较好地符合上述准则的要求,这也是法国 ALSTHOM 公司研究开发并已积累了成熟经验的启动方法。

为实现汽轮机的中压缸启动,其热力管道布置与常规电厂不同,图 6-1 画出了中压缸启动汽轮机的系统配置图。图 6-1 中各主要装置的作用如下:

(1) 高、低压旁路系统的作用

大型汽轮机的热惯性远远大于锅炉。锅炉的冷却速度较快,这是因为用于热交换的传热面积很大,在重新启动前还必须放水排污。

600MW 汽轮机达到完全冷却大约需要 7d 时间,锅炉的冷却却只要 50h 左右即可,而这时汽轮机缸温仍可达 350℃ 左右。因此,短时停运后接着再启动,转子和汽缸仍然处于热

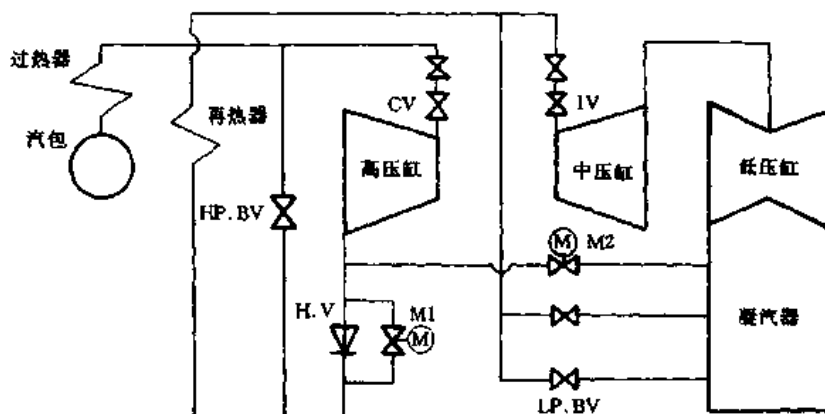


图 6-1 G/A 机组的启动旁路系统

M1—暖缸阀；M2—高压缸抽真空阀；CV—高压调节汽门；IV—中压调节汽门；
HP.BV—高压旁路阀；LP.BV—低压旁路阀；H.V—高压缸排汽逆止门

态，这时汽轮机在启动期间必须供给温度较高的蒸汽，目的是不致使汽轮机冷却。

采用高低压旁路系统后既满足了汽轮机对汽温的要求，又保护了再热器，同时使锅炉的燃烧调整变得相当灵活。

（2）高压缸抽真空阀的作用

高压缸抽真空阀在汽轮机负荷达到一定水平之前、完全切断高压缸进汽流量之前用于对高压缸抽真空，以防止高压缸末级因鼓风而发热损坏。在冲转及低负荷运行期间切断高压缸进汽以增加中、低压缸的进汽量，有利于中压缸的加热和低压缸末级叶片的冷却，同时也有利于提高再热汽压力，因为再热汽压力过低将无法保证锅炉的蒸发量，从而无法达到所需要的汽温参数。

（3）暖缸阀的作用（又称高排逆止门的旁路阀）及高压缸的预热

顾名思义，暖缸阀就是在冷态启动时用于加热高压缸的进汽隔离阀。在汽轮机冲转启动的第一阶段，中压缸内的蒸汽压力很低，因此热量的传递也很慢。在这一阶段，中压转子和汽缸的温度上升较慢，因此尽管蒸汽和金属之间有温差，它们都不会产生过高的应力。汽轮机高压缸的情况则不同，由于再热器压力已调整到一定的数值，所以蒸汽一进入汽缸，汽缸内的压力就升高了。为此，高压缸在进汽前必须先经过预热。

在启动的最初阶段，当锅炉出口蒸汽达到一定温度时，就可以进行汽轮机的预热。为了使蒸汽能进入高压缸，就需打开暖缸阀。此时，高压缸内的压力将和再热器的压力同时上升，高压缸金属温度将上升到相应于再热汽压力的饱和温度。例如北仑港电厂#2机启动冲转参数为再热汽压力 1.5MPa，这样高压缸可以预热到 190℃。这样的预热方式在汽轮机冲转过程中可以继续一段时间（直到升速至 1000r/min）。当高压缸内的金属温度达到 190℃时，暖缸阀自动关闭，并同时打开高压缸抽真空阀，使高压缸处于真空状态。高压缸预热过程决不会干扰或延长启动过程，因为锅炉冷态启动时的升温升压所需时间就足以使高压缸得到充分的预热。北仑港电厂#2机的运行实践证明，当机组汽温、汽压具备冲转条件时，高压缸的预热正好或早已结束。由于高压缸暖缸过程的电动阀控制是自动的，且当机组冲转时高压缸暖缸已经结束，这就产生了用中压缸启动机组的又一优点，即无论是冷态还是热态启动，对运行人员的操作程序和步骤总是相同的。

二、中压缸启动的优点及灵活性

利用旁路并向中压缸进汽来启动汽轮机的方法其优越性可概括如下。

(1) 在启动初期能保持高的再热器压力，因此它允许使用较小的旁路管道而达到所需要的流量。

(2) 使用的蒸汽流量大，锅炉可以维持在稳定的工况下运行，同时能供应足够高的蒸汽温度，因而就能与汽轮机的金属温度相匹配。

(3) 可避免高压缸在低流量下运行，因而减少了下列各处的热冲击：高压缸第一级处，高压缸排汽口。

(4) 由于在低负荷运行时，高压缸被隔离且处于真空状态，因此，机组可以实现连续带厂用电运行或额定转速下空负荷运行而不受时间限制，但凝汽器的真空须维持在一个适当值（绝对压力小于或等于 85kPa）。

(5) 利用锅炉升温升压的过程和时间来预热高压缸，又由于启动初期保持较高的再热蒸汽压力，高压缸预热的效果很好，可达 190℃，缩短了机组的启动及升负荷时间。

三、中压缸启动的主要操作步骤及注意事项

1. 机组启动前的检查准备工作和辅助设备、系统的投运

中压缸启动与高压缸启动相比，主要不同点在机组升温升压到高压缸投入运行这一阶段。而“机组启动前的检查准备工作”和“机组辅助设备及系统投运”这两部分内容与高压缸启动完全相同。

2. 锅炉点火前的确认

(1) 确认汽轮机在跳闸状态，高中压主汽门、调节汽门在关闭状态，汽轮机盘车投运正常，盘车转速为 50r/min。

(2) 汽轮机高压缸排汽逆止阀关闭，排汽逆止阀的电动旁路阀（即高压缸暖缸阀）开启，高压缸抽真空阀关闭。

(3) 低压缸后缸喷水阀开启，凝汽器疏水区喷水减温阀开启，喷水正常。

(4) 汽轮机防进水保护有关疏水阀开启。

3. 锅炉点火及升温升压过程中的检查与调整

(1) 利用高、低压旁路系统对锅炉的升温、升压速率进行辅助控制。但低压旁路阀控制必须投入自动方式，低压旁路压力控制方式亦应投入自动，若自动方式运行有困难，那么必须将低旁压力设定为 1.5MPa。

(2) 检查确认主再热蒸汽及高、低压旁路系统各管道疏水畅通，管道金属温度逐渐上升。当高、中压进汽阀阀柜的金属温度与相应蒸汽温度相差较大时，应复位汽轮机，开启高、中压主汽门进行暖阀。待阀柜温度上来后重新跳闸汽轮机。

(3) 根据汽轮机高、中压内缸金属温度决定汽轮机的冲转参数。机组冷态启动典型冲转参数如下：

主蒸汽压力：制造厂原规定为 8.7MPa，经现场实践改为 5.0MPa 较合适；

主蒸汽温度：制造厂原规定为 400℃，经现场实践改为 380℃ 较合适；

再热蒸汽压力：1.5MPa；

再热蒸汽温度： $\leq 380^{\circ}\text{C}$ 。

当蒸汽参数接近汽轮机冲转参数要求时，适当减少升温升压速率，维持蒸汽参数稳定。

4. 汽轮机冲转、升速

(1) 汽轮机冲转前的检查与确认。

- 1) 机组所有辅助设备及系统运行正常；不存在禁止机组启动的条件。
- 2) 汽轮机已连续盘车 24h，转子偏心度小于 $50\mu\text{m}$ 。
- 3) 凝汽器真空小于或等于 85kPa 。
- 4) 主机润滑油压大于或等于 0.15MPa ，润滑油温大于 35°C ；EHC 油母管压力为 12MPa ，EHC 油箱油温大于 35°C 。
- 5) 确认汽轮机高中压进汽阀阀柜金属温度大于阀前蒸汽压力下饱和温度 50°C 。
- 6) 高中压缸上下缸温差小于 90°C 。
- 7) 低压旁路控制方式投入自动，确认压力设定值为 1.5MPa ；高压旁路压力控制有条件投入自动时投自动，无条件时投手动，温度控制必须投入自动。
- 8) 全面检查 TSI、DEH 等控制装置确认运行正常。

(2) 汽轮机复置，确认高中压主汽门缓慢开启。

(3) 汽轮机冲转升速及升负荷期间的升速率、升负荷率和各阶段的暖机时间应严格按照机组启动曲线和有关规定说明。

(4) 汽轮机手动启动方式冲转升速。

- 1) 投入 DEH 汽轮机调速系统运行。
- 2) 解除中压调节汽门开度限制闭锁，设定中压调节汽门开度限制值为 100% 。
- 3) 设定目标转速为 3000r/min 。
- 4) 解除转速指令。
- 5) 确认中压调节汽门缓慢开启，高压调节汽门保持关闭，机组转速上升，升速率为 $100\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$ 。
- 6) 确认盘车装置自动脱扣，信号指示正确。
- 7) 全面检查汽轮机本体、管道应正常。
- 8) 主机润滑油温度逐渐上升，直至稳定在 45°C 。
- 9) 若高压缸金属温度大于 190°C ，检查确认高压缸暖缸阀在关闭状态，高压缸抽真空阀在全开状态，机组直接升速至 3000r/min 。
- 10) 若高压缸金属温度小于 190°C ，则当机组转速达 1000r/min 时，汽轮机自动停止升速并稳定在 1000r/min ，进行低速暖机。当高压缸金属温度暖至 190°C 时，高压缸暖缸阀自动关闭，高压缸抽真空阀自动开启。当高压缸已建立真空后，汽轮机自动开始升速直至 3000r/min 。

当机组转速达 1020r/min 时，确认所有高压主汽门自动关闭。

若机组为冷态启动，则当机组转速达 3000r/min 之后，逐渐降低低压旁路压力设定值至 0.8MPa ，确认热再热蒸汽压力逐渐降至 0.8MPa 。若机组为热态启动本条即可省略。

汽轮机冲转时升速率由 DEH 调节系统自动设定给出：当中压缸金属温度小于或等于 150°C 时，升速率为 $100\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$ 。当中压缸金属温度为 $150\sim 400^\circ\text{C}$ 时，升速率为 $500\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$ 。当中压缸金属温度大于或等于 400°C 时，升速率为 $1000\text{r}\cdot\text{min}^{-1}/\text{min}$ 。

冷态启动在 3000r/min 时需暖机 20min 。

5. 汽轮机倒缸及第一次暖机。

(1) 机组并网后即带上 3% 额定负荷的初负荷，这时应按启动曲线重新设定目标负荷为 80MW，升负荷率为 3MW/min。

(2) 随着负荷的增加，低压旁路将逐渐关小直至关闭。这时，热再热蒸汽压力将由中压调节汽门自动控制在低于低压旁路压力设定值 0.3MPa 左右。

(3) 汽轮机倒缸（即高压缸开始进汽投运）

早年的汽轮机倒缸采用运行人员人为操作控制，现在的汽轮机倒缸均采用 DEH 自动操作，但运行人员须调整一些参数以满足倒缸的要求和汽轮机的安全运行。

倒缸前必须满足二个条件：一是主蒸汽温度必须低于设计规定值，以防高压缸受到较强热冲击。二是锅炉的蒸汽流量必须大于高压缸进汽后所需要的最小安全流量，这里还同时考虑了高压缸的背压即冷再热蒸汽压力的影响。

汽轮机自动倒缸时的确认及注意事项：

1) 确认高压主汽门缓慢开启，高压缸抽真空阀自动关闭，高压调节汽门逐渐开启，高压旁路阀缓慢关小，高压缸排汽逆止门应在 2~3min 之内开启。机组负荷有所上升。

2) 机组倒缸时应严密监视高压缸排汽逆止门的开启时间和高压缸排汽温度的上升情况，当高压缸排汽温度达 390℃ 时发高报警，达 420℃ 时机组自动跳闸。

3) 机组倒缸时应注意监视高压旁路阀的动作情况和锅炉的汽包水位。如果高压旁路阀的关闭与高压调节汽门的开启在流量上不相匹配，必然导致主汽压力波动和汽包水位的大起大落。因此，当高压旁路阀自动控制效果不理想时，应立即切至手动调节，以确保汽轮机高压缸的进汽流量和锅炉汽包水位的稳定。

4) 倒缸前应适当降低再热蒸汽压力和维持主再热蒸汽温度的稳定。对于冷态启动，倒缸时高压缸的要求流量应大于 200t/h；对于热态启动倒缸时高压缸的要求流量应大于 360t/h。

倒缸结束后，保持机组负荷和主蒸汽温度为 400℃，进行第一次暖机，约需 30min。热态启动时本条可省略。

6. 汽轮机第二次暖机

汽轮机第一次暖机结束后，将主蒸汽温度提高至 450℃ 左右，进行第二次暖机 30min，暖机期间仍应维持机组负荷不变。

由于燃料量的增加，高压旁路阀将重新打开，中压调节汽门将逐渐开启直至全开。至此，中压缸启动的步骤已全部结束。转入高压缸控制负荷阶段。

第七章 汽轮机的运行方式

第一节 汽轮机的变压运行

一、变压运行的定义

一般火电厂汽轮机运行时调节汽门前的主蒸汽压力保持恒定，称为定压运行，定压运行时靠改变调节汽门开度来控制蒸汽流量而改变其输出功率。变压运行又称为滑压运行，是在调节汽门几乎全开，只有很小节流的情况下，使调节汽门前的主蒸汽压力随负荷的大小而升降。因此，汽轮机的进汽压力是控制机组出力的一个组成部分。变压运行有纯（全）变压和复合（混合）变压两种方式，它取决于汽轮机的运行状态。纯变压运行可用于所有机组上（节流调节和喷嘴调节），与汽轮机调节汽门设计无关。复合变压运行则常用于有若干个调节汽门，能部分进汽的汽轮机上。

纯变压运行时，控制机组出力是只用变动汽轮机进汽压力来完成的，即汽轮机调节汽门均保持全开或接近全开的位置上，很少节流。此节流是用作必要的迅速负荷响应以维持对电网频率的控制。因为直流锅炉有其内在的负荷响应特性，汽轮机调节汽门只须作很小的调整就能满足实际运行需要。

复合变压运行时，汽轮机满负荷时保持全压，初始的减负荷用关闭一两个汽门来完成。在第一个或第二个汽门关闭下再减负荷时，可用保持其余调节汽门全开，同时降低汽轮机进汽压力来完成。图 7-1 为两种变压运行方式和定压运行方式下汽轮机进汽压力与出力的关系曲线。

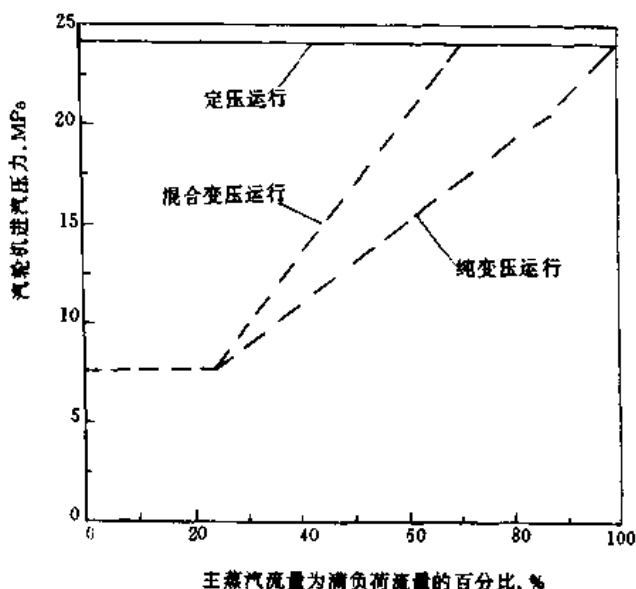


图 7-1 汽轮机变压运行的定义图解

为了适应汽轮机的变压运行，锅炉的运行方式有两种，即全变压运行方式和双压运行方式。用全变压运行方式时，锅炉给水泵的出口压力是变动的或加以节流来适应汽轮机进汽压力的变动，这种运行方式将导致整个给水系统压力的降低，包括高压加热器、省煤器、锅炉水冷壁和锅炉汽包；用双压运行方式时，则要在过热器之间或在过热器上游安装节流阀，以调节汽轮机的进汽压力，用这种运行方式时，给水加热器、省煤器和锅炉循环回路在全压力下运行，而对汽轮机则提供变动的进汽压力。

二、变压运行的优点

变压运行可以对那些经常带周期性变动负荷或带部分负荷的机组提供好处。但这些好处

是由运行及机组本身设计等因素决定的。

1. 变压运行的一般性优点

变压运行对机组带周期性变动负荷和部分负荷的好处有：机组整体净热效率有所改善，高压缸热应力减少，主蒸汽系统和再热蒸汽系统蒸汽温度高，并且可以降低机组能带的最低出力，其改善程度则根据机组的设计而定。

有些机组的锅炉给水泵可以变动转速。变压运行时给水泵降低厂用电耗，从而提高了机组的净热效率。变压运行也可以提高主蒸汽和再热蒸汽的温度，减少节流损失和改善高压缸的内效率。但这些效率方面的好处，会被循环效率降低和高压缸焓降的减少所冲减。对大多数机组来说，变压运行的基本好处是带低负荷时热效率的改善。

变压运行时，使调节级后的温度在负荷变动时，几乎仍能保持不变，从而可以减少金属温度变化引起的热应力。在停机不久又要启动的情况下，变压运行和定压运行相结合，可使蒸汽温度较好地与汽轮机金属温度相适应。

2. 特定情况下变压运行的优点

变压运行只能在机组带部分负荷或在负荷变动时提供好处，因此在决定机组实行变压运行时，必须首先考虑该机组预期的负荷需求。机组运行方式主要有以下几种：

(1) 带基本负荷运行的机组。带基本负荷运行是机组的一种通常运行方式，有些机组只要可用就要在这种方式下运行。这种机组投入运行时常带满负荷，不常启动、停机和进行试验。因此，这类机组的利用率接近于它的可用率。大多数核电机组和许多大型燃煤机组属于这一类。按这种方式运行的机组采用变压运行实质上得不到好处，因此，很少采用变压运行。

(2) 两班制运行的机组。两班制运行下的机组是每晚直到周末都要停机的一种运行方式。这种机组投入运行时，其出力常在最小稳定负荷和最大负荷之间变动。从变压运行的观点来看，这种运行方式最显著的特点是经常启动和停机。而启动和停机过程中是用改变进汽压力来实现的，因此，这种运行方式可以减少转子的热应力。这种运行方式形成一个机组四种状态的循环，即减负荷、退出运行、暖机再启动和迅速增加负荷。

(3) 带周期性变动负荷的机组。带周期性变动负荷运行也是一种运行方式，在这种运行方式下机组通常是连续运行的，但经常是带部分负荷。为了系统的稳定，所有的电力系统都要求具有足够的旋转备用容量。选择机组来满足这种旋转备用容量的需要是随着时间变动的，一般要考虑季节性负荷变动的需要，同时也要考虑发电容量不可用率的情况。对于带周期性变动负荷的机组，变压运行可以在负荷变动时降低限制金属温度的变化，减少汽轮机转子的热应力，通常还可以提高部分负荷时的热效率。一般来讲，在这种方式下运行的机组处于三种状态的循环，即减负荷、长时间的部分负荷和迅速增加负荷。

3. 变压运行的不利因素

汽包锅炉作变压运行时有两个显著的不利因素，一个是负荷响应缓慢，另一个是锅炉热应力增大。汽包锅炉依靠汽包和水循环回路中饱和锅水的储藏能量，可以对小的负荷变化作出迅速响应。可是变压运行时，这样的能量储藏量就大为减少，负荷变动时所需要的能量主要只能由加大燃烧来获得。加大燃料率和提高水循环回路锅水饱和压力都将增加锅炉的热惯量。蒸汽回路和水循环回路中的金属温度也将增高，会使变压运行的负荷响应能力变得更缓慢。锅炉部件在温度和压力上的变化将引起热应力的周期性变化而缩短设备寿命。

实现变压运行尚有其他次要的问题。老机组的改造常常需要提高控制仪表系统的等级,以便能自动变压运行。要让变压运行提供最大的好处,改变汽轮机调节汽门的执行机构可能是有利的。此外,锅炉调节温度的能力也有可能要扩大。

由于很多因素的变化,机组在变压运行下的情况是较为复杂的。不希望省煤器发生汽化,但锅炉在低压力运行或机组负荷迅速上升时就有可能出现。锅炉给水泵转速减低时,泵的吸水头可能会变得太小,泵的效率也会变差。此外,机组设计引起的其他运行上的问题也有可能发生。

4. 变压运行的经济效益

变压运行对经常带变动负荷、长时间运行在低出力下的机组有三个方面的经济效益:

- (1) 汽压随负荷变化可减少汽轮机每一循环的寿命损耗,具有明显的经济效益;
- (2) 如果因汽轮机热应力而限制加负荷的速度,则变压运行比定压运行能更快地作大的负荷变动;
- (3) 变压运行能显著提高部分负荷的热效率。

在某些情况下,变压运行能降低机组最低负荷。降低机组能带的最小负荷,在非尖峰负荷时间内会有较大好处。系统调度人员往往不愿意停下大型燃煤机组,而要让这种机组在最小负荷下运行。如果这样,机组能带的最小负荷太高,则会挤占了其他更高效率的发电容量,抬高了发电成本。

允许较快的负荷变化所提供的经济效益因系统的不同而不同。一般地说,机组的快速负荷变化能力可使系统有最佳的发电能力组合,以满足负荷不断变化的需要。例如,有一台燃煤机组能够迅速减负荷,则就可让这个电力公司或电力系统最大限度地利用核能或使效率更高的燃煤机组保持满出力运行。另一个例子是,如果有一台机组能迅速增加出力,则就能在保证系统可靠性的同时,让电网减少运行中的旋转备用容量。这样的改进,能产生巨大的经济效益。

变压运行能使有全周进汽汽轮机和蒸汽驱动锅炉给水泵的机组,在低负荷时提高机组的净热效率达 3%~4%,每年减少燃料消耗在 1.3%~1.5% 之间。

第二节 国外机组变压运行简况

一、美国机组的变压运行

根据美国电力研究院(EPRI,以下同)的 1184-8 和美国能源部数据库的资料,存入数据库内共 1219 台机组,其中有 173 台可以变压运行,占总数的 14.2%。变压运行机组的容量分布主要集中在中等容量,即单机容量为 200~400MW 的机组。容量分布如图 7-2 所示。

在 100MW 以上的机组中,随意抽样选取 149 台机组,其中 76 台能变压运行,另有 73 台能调峰运行而不能变压运行。在 76 台能变压运行的机组中,有 42 台(占 55%),其主蒸汽压力都低于当前通用的 16.55MPa,仅有 2 台为超临界压力;原设计允许变压运行的机组占 48%,其余 52%是经过改造的变压运行机组。美国变压运行的机组有 62.6%为烧煤,15.9%烧油,21.5%烧气;而变压运行的机组因普遍按调峰方式运行,使用的燃料中油占 56.6%,煤为 25%,气为 18.4%。

变压运行有三种方式:纯变压运行、复合变压和双压运行。在数据库内的变压运行机组

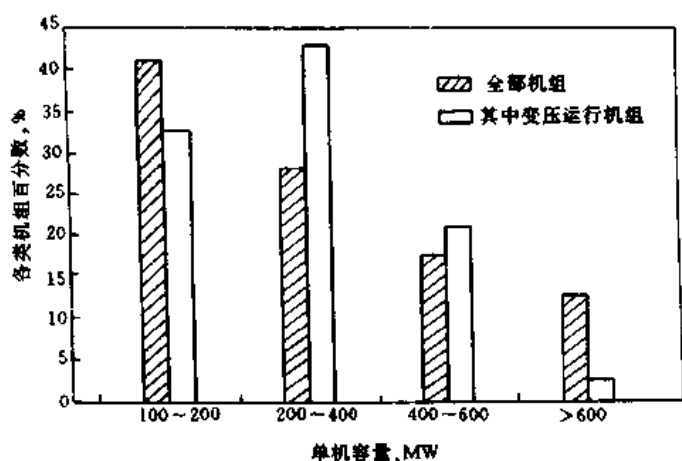


图 7-2 美国变压运行机组单机容量的分布情况

变压运行的优点之一是可以降低锅炉汽动给水泵的功率消耗,但对定速电动给水泵则无此优点。在数据库内的变压运行机组中,有一半以上配备电动给水泵,配备汽动给水泵的只有 32%。但在原来按变压运行要求设计的机组中,55% 配备汽动给水泵,配备电动给水泵的只有 45%;而在不是按变压运行要求设计的机组中,67% 配备电动给水泵,配备汽动给水泵只有 33%。

在数据库内的变压运行机组中,各汽轮发电机制造厂所占百分数为:GE (通用电气) 公司占 62.7%;WH 公司占 30.7%;ABB 公司占 5.3%;MAN 公司占 1.3%。这些机组中,汽轮机为全周进汽的占 66%,其余为部分进汽。这类部分进汽机组中,可以根据运行人员的选择,也能采用全周进汽方式运行。然而,由于这部分机组仍然保留了部分进汽的调节级,因而不能完全具备全周进汽设计的优点。在部分进汽的机组中,配备 4 个调节汽门的占 37%,6 个的占 28%,7 或 8 个的占 35%。

由上述可知,超临界压力机组采用变压运行方式的百分比是很小的。在美国,超临界压力机组一般不采用变压运行方式的主要原因是:在大部分超临界压力机组建设的年代里,似乎并无变压运行的需要;而且大部分超临界压力机组是大容量、高效率并接带基本负荷设计的燃煤机组。总的说来,由于超临界压力锅炉变压运行时,在亚临界压力运行下水冷壁冷却有困难。当然,问题应该是能克服的,不过改造费用很高。但在某些情况下,改为变压运行,从经济上衡量还是值得的。现在有的超临界压力机组转换为变压运行的改造工作已在着手进行。并对原为定压运行的机组今后改为变压运行后能取得效益的机组作了全面分析。

从数据库的抽样调查表明,有 12% 的机组 (33 台中的 4 台) 变压运行后增大了年维修费用,其原因为:截止阀的旁路阀必须每年更换;锅炉年停运检修时间延长;空气预热器管发生腐蚀和堵塞;锅炉管子泄漏增多。但因资料不多,变压运行与维修费用之间的关系,尚难确定。

从数据库中的抽样调查,有 20% 的机组 (40 台中的 8 台) 改为变压运行时对锅炉或锅炉控制装置进行了改进,这些改进项目大部分是在例行维修停运中完成的,并不需要额外增加停运时间。

根据运行电厂的实际情况,改为变压运行或定压-变压方式运行的机组中,提高热效率的占 89% (28 台中的 25 台),加快负荷变化速度的占 58% (36 台中的 21 台),缩短启动时

中,只能以复合变压运行方式运行的占 36%;只能以纯变压运行方式运行的占 44%;其余 20% 都能用这两种方式运行。在这些变压运行的机组中,有 11% 还同时采用双压运行方式,这类机组中属复合变压运行的占 83%。

在抽选的能变压运行的 76 台机组中,采用直流锅炉的只有 3 台,除 2 台为超临界压力机组外,还有一台为其他机组;采用自然循环锅炉的占 61%;采用控制循环锅炉的占 36%。

间的占 38% (21 台中的 8 台)。

为了提高汽轮机在带部分负荷运行中的热效率,美国生产的汽轮机采用部分进汽高压缸调节级的设计,这些汽轮机如改为变压运行,只能在低负荷下方能改善机组的热效率。在 60~70 年代,美国大部分电力公司都把大容量、烧化石燃料的机组用作带基本负荷,对变压运行兴趣不大。但随着美国现有机组需要参加调峰运行这一情况的出现,便引起了对变压运行的兴趣。在同一时期,有些公司向欧洲购进了设备,并运用了欧洲的运行经验,再加上自己的改进,使美国有些降级为调峰用的老机组纷纷改为变压运行,而且 70 年代后期和 80 年代里建设的电厂,已部分采用了变压运行的机组。

二、日本机组的变压运行

日本机组变压运行的数据库是通过汇集东芝、日立、川崎和三菱等日本制造厂商的资料而编成的。在日本资料的数据库内,共有 75 台变压运行机组的资料,其中 4 台是经改造的变压运行机组,其余均为原设计的变压运行机组。这 75 台机组都是日本制造的,其中 49 台安装在日本,23 台在澳大利亚,2 台在加拿大,1 台在中国。这些变压运行机组的平均单机容量为 507MW,比美国的变压运行机组(288MW)要大得多。

绝大部分变压运行机组在 1978 年至 1993 年投入运行,变压运行机组中烧煤的占 59.4%,煤油混烧的占 3.1%,烧油或气的占 37.5%。

数据库内变压运行的机组有 46% 是超临界压力机组,与欧洲(14%)或美国(3%)相比,这是一个相当大的百分数。在 75 台变压运行机组中,有 2 台是非再热机组,2 台为两次再热机组;2/3 配用直流锅炉;29% 配有全周进汽的汽轮机。这些机组中有 4.8% 带基荷,19% 带混合负荷,76.2% 带周期性变动负荷。

能维持的最低负荷是设计调峰机组一项重要的考虑因素。这些变压运行机组能维持的最低负荷平均值是 29%,最低的为 20%。

日本和美国变压运行机组情况比较如表 7-1 所示。总的来说,日本变压运行机组和美国变压运行机组相比,日本的机组更新、容量更大且工作压力更高。

表 7-1 日本和美国变压运行机组比较

项 目	日本	美国	项 目	日本	美国
投入运行年份(年)	1982	1965	改造为变压运行的机组(%)	5	52
单机容量(MW)	507	288	汽包锅炉(%)	33	94
能维持的最低负荷(%)	29	—	只烧煤的机组(%)	59	25
超临界压力机组(%)	46	3	只带基本负荷运行的机组(%)	5	44

第二次世界大战后,日本制造大部分发电设备时都是通过许可证引进美国的技术,这样一直持续到 70 年代后期。当时,日本由于用电负荷急剧增长,需要新建大容量机组,日本是在同美国差不多的时候开始采用大容量超临界参数机组的。但后来不像美国那样,没有返回到再采用亚临界参数上。80 年代以来,日本新建火电机组,采用烧煤和变压运行,已形成新增机组容量的主体。烧化石燃料的机组经常要承担调峰任务,这就需要在设计上通过采用最新的控制技术,以求得到最大的灵活性,即能够快速启动,快速变动负荷。对锅炉和汽轮机等关键设备,为适应机组启动和负荷变动的速度要求而采取的措施,已在控制系统内作了考虑。此外,由于运行方面的要求,促进在设计中吸取美国和欧洲的经验,例如引用欧洲

型螺旋管圈锅炉水冷壁、部分进汽汽轮机的控制和复合变压运行方式等。

当前，日本设计大容量燃煤机组贯彻如下几项要求：

- (1) 机组高的可用率、高可靠性和低维修量；
 - (2) 高效率，采用超临界循环和变压运行方式；
 - (3) 能适应烧各种燃料（燃料油和许多来源的进口煤）；
 - (4) 对环境影响（SO_x、NO_x、颗粒排放，噪声和水污染）最小；
 - (5) 运行灵活性好（能带基本负荷，能维持的最低负荷低，能频繁启动以及变动负荷快）；
 - (6) 运行便利，自动控制水平高（包括磨煤机和燃烧器控制）。
- 这些要求促进了日本制造厂商多方面地开发最新设计。

三、欧洲机组的变压运行

本资料的来源为德国的 EVT 和 MAN 公司，仅取得最基本的数据，而且未包括欧洲全部的变压运行机组。收集了欧洲 134 台和欧洲以外的 5 台（特点相同）变压运行机组，其中半数在德国。139 台机组的总容量为 52360MW。这些机组在 1968~1989 年投运，投产最多的年份是 1975 年和 1985 年。这些机组中烧煤的占 59.5%，煤油混烧的占 21.6%，烧褐煤的占 13.5%，烧油、气的占 5.4%。烧煤的变压运行机组能维持的最低负荷参差不齐，大多数可带 35% 以下负荷，最低的可达 20% 负荷。

欧洲变压运行机组原设计的运行方式中，带基本负荷的占 61.9%，而在现行的运行方式中，带基本负荷的占 42.9%，周期性变动负荷的占 45.7%，混合负荷的占 11.4%。这些机组的最大升负荷率大多数可达 6%/min，比美国的变压和非变压运行机组高得多。

总之，欧洲的变压运行机组与美国变压运行机组相比，更趋向于标准化，欧洲电力公司更为普遍而且热心采用变压运行机组。欧洲与美国变压运行机组比较如表 7-2 所示。

表 7-2 欧洲与美国变压运行机组比较

项 目	欧洲	美国	项 目	欧洲	美国
投产年份（年）	1978	1965	改造为变压运行（%）	2	52
单机容量（MW）	382	288	汽包锅炉（%）	5	94
最大升负荷率（%）	5.4	约 1	只烧煤的机组（%）	73	25
超临界参数（%）	13	3			

早在 1933 年，德国的 H.Gleichman 就对本生式直流锅炉做了变压运行试验。1937 年 W.Stender 对变压运行的好处提出了详细的评估。1973~1987 年，联邦德国把变压运行作为燃用化石燃料锅炉的设计方式。在 70 年代，控制循环锅炉占主导地位，但 80 年代却回过头来倾向于采用自然循环锅炉。

德国的汽轮机制造厂，为满足电力公司对带周期性负荷运行机组快速启动和高升负荷率的需要，采用全周进汽而不用调节级。这种设计的汽轮机在低负荷时热耗低。从此，变压运行的概念很快被电力公司所接受。

为适应带周期性变动负荷运行的需求，德国引导欧洲发展了单路螺旋管圈式的直流锅炉。这种锅炉可用于各种压力，运行灵活，能够补偿炉膛中变化的吸热率，并能适应结渣性煤或其他不同性质的煤。单回路管屏连同全开式炉膛（无分隔墙或屏），其炉墙易于吹灰清扫，受

热面可完全疏水。在启动和变负荷时,为使锅炉与汽轮机协调,欧洲新建机组都配备了汽轮机的高压和低压旁路系统,其设计为额定功率和蒸汽参数时,能通过 100% 的蒸汽流量。

虽然在发展变压运行机组中,美国与欧洲有明显差异,但也并行不悖。因为美国电力工业的最近发展正在进入欧洲共同体几年前已经出现的阶段,美国的电力公司可以从欧洲同行那里学到有用的经验。

第三节 变压运行的技术分析

一、变压运行对锅炉的影响

变压运行对汽轮机来讲,能降低其热应力。因此这是促使采用变压运行的重要原因。但是,随着负荷的变化汽压也跟着变化,由此给锅炉部件带来很多问题,诸如:

- (1) 水冷壁的传热特性;
- (2) 直流锅炉的启动系统;
- (3) 炉墙水冷壁的锅水分配;
- (4) 锅炉的泡胀作用;
- (5) 蒸汽比容的变化;
- (6) 饱和蒸汽温度的变化;
- (7) 省煤器的过冷度;
- (8) 受压部件的应力;
- (9) 锅炉的动力学问题;
- (10) 汽温控制的变化幅度等。

所有这些问题均给锅炉的安全运行带来重大影响,为此,必须从适应变压运行的要求出发,在设计或改造方面加以解决。本书为汽轮机运行专业,故有关锅炉运行专业的问题从略。

二、变压运行对汽轮机的影响

由本章第一节中可知,变压运行对汽轮机的好处是改善了部分负荷的热耗并减少了负荷变动时的热应力。两者数值的大小取决于汽轮机的设计特征,主要是汽轮机负荷控制部套的特性。

1. 汽轮机设计特征的影响

汽轮机的出力取决于其进汽量。凝汽式汽轮机的进汽量正比于汽轮机的通流面积和进汽压力,从而可以引出三种控制汽轮机的方法。最简单的方法是,一个整体地安装在汽轮机第一级前的调节汽门节流来自锅炉的蒸汽,把汽压节流到要求出力所需的水平。第二种方法是,控制第一级前的进汽面积以限制汽轮机的进汽量,即所谓喷嘴调节。采用第二种方法的汽轮机,本书称之为部分进汽式汽轮机。与其相比,采用单纯节流控制的汽轮机称为全周进汽式汽轮机。第三种方法是,在全周进汽式汽轮机上,使调节汽门固定在全开位置上,用改变锅炉汽压来控制负荷。这种方法称为纯变压运行。变压运行既可用在全周进汽式汽轮机上,也可用在部分进汽式汽轮机上。部分进汽式汽轮机由于大量消除了节流,可以用来改善带部分负荷时的热耗。全周进汽式汽轮机由于允许采用高效率的第一级(即不采用所谓调节级),导致最佳的满负荷热耗。纯变压运行虽然获得最佳的热耗,但却降低了机组对负荷改变的响应速度。

在全周进汽式汽轮机中,蒸汽通过调节汽门进入第一级前的环形面积,而后流过第一级

动叶片。这种汽轮机的第一级是按中间级一样的最佳速度方法设计的，其压降远小于部分进汽式汽轮机的调节级的压降。因此，动叶承受的应力较小，其结构不须特别结实，但其级效率较高。根据经验，当调节汽门在全开位置时，整机热耗率可降低 $0.1\% \sim 0.25\%$ ，但是，在调节汽门不是全开的其他部分负荷时，节流降低了全部汽流的理想焓降，增加了机组热耗。而在部分进汽式汽轮机中，在负荷低于所有调节汽门全开位置时，仅有部分汽流被节流。对于全周进汽式汽轮机，变压运行的主要好处是减少了带部分负荷时的节流损失，从而改善了机组热耗。

部分进汽式汽轮机的设计，从锅炉来的蒸汽进入汽轮机的进汽柜中，进汽柜上装有几个调节汽门，每个汽门引向一段弧形腔，它与一组独立的喷嘴组相通。负荷的调节可用开启不同数目的汽门来控制。根据负荷实际需要，除几个汽门全开外，还可有一个汽门处于负荷需要的开度。各汽门按预先调定好的次序开启，对负荷的控制较为灵活。由于现代科技的发展，目前大型汽轮机上，采用数字式电子液压式调节系统即 DEH。它除有适用各种运行工况的控制功能外，其中还具有对调节汽门管理的功能，即它既能使各汽门按所需顺序开启，也能使各汽门同时开启相当于一个汽门。所以能方便地使汽轮机按部分进汽或全周进汽模式运行。尽管部分进汽式汽轮机能控制成全周进汽，但其第一级的级效率总不及按全周进汽式汽轮机设计得高。部分进汽式汽轮机的第一级即调节级，其工况十分恶劣，特别是在部分负荷时，必须承受很大的交变应力，为此该级动叶片必须设计得很结实，其效率就较差。

图 7-3 所示为一台具有四个调节汽门的汽轮机在变压运行中的动作顺序。这种运行方式

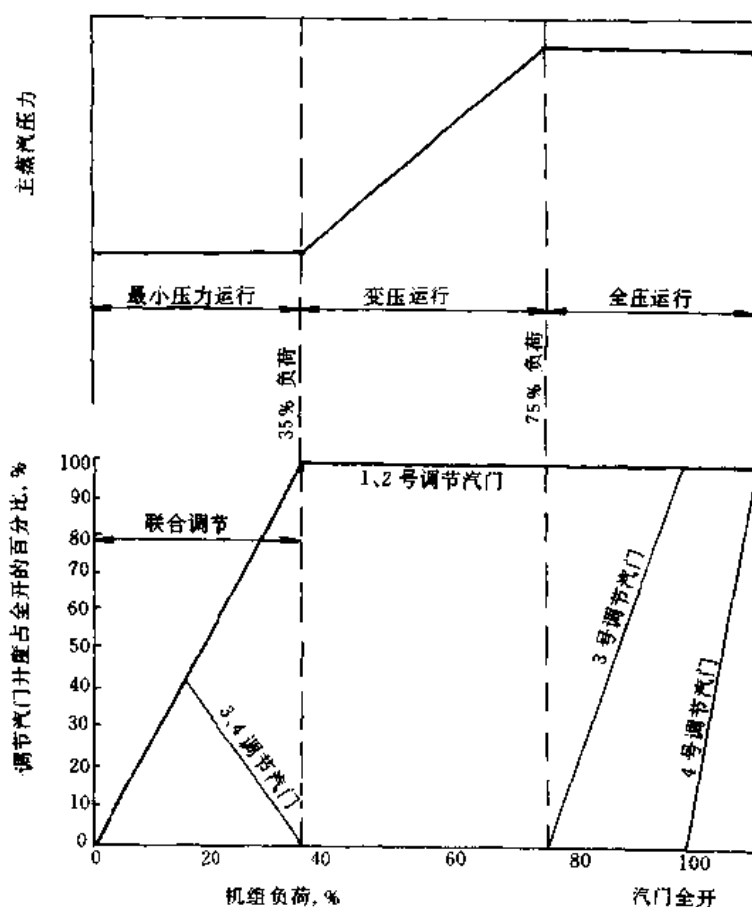


图 7-3 汽轮机调节汽门开度与负荷对应的关系

即为复合变压运行方式。

对于部分进汽式汽轮机，变压运行的最显著的好处是减少负荷变动时引起的第一级汽温的变动。

汽轮机级效率与汽轮机热耗率有重要区别。汽轮机级效率是该级把理想焓降转换成有效焓降的份额。理想焓降是在任何两个压力之间的膨胀过程能从工质中抽出的最大的理想功，这一过程是等熵膨胀。汽轮机的热耗率是锅炉热出力与汽轮发电机出力之比。理想焓降的减少或级效率的下降都加大汽轮机的热耗，对于任一级来说，有效焓降是理想焓降与级效率的乘积，它是工况变动对热耗率影响的一个良好判据。对于一系列给定的进汽条件，若运行方式获得最大的有效焓降，就可获得最佳的汽轮机热耗率。

部分进汽式汽轮机，以一台带有四个调节汽门即四个进汽弧段的 600MW 汽轮机高压缸在焓熵图上的膨胀线为例，如图 7-4 所示。随着负荷的减少，调节级效率降低，在部分进汽方式中，定压运行当负荷减少时进汽面积减少。第一级工作动叶数目减少，从而效率降低。高压缸其他各级效率基本不变与负荷无关。因各级的容积流量在各种负荷下维持不变。

图 7-5 是比较上述汽轮机在半负荷下变压运行和定压运行的膨胀线（假定汽温均维持额定）。半负荷全压运行时两个调节汽门开启。在变压运行中，假定为复合式阀位安排，此时打开三个汽门。定压膨胀线是按原制造厂热平衡数据作出。变压运行的膨胀线是近似的，它按定压曲线加上一些简化假定而作出。第一个假定是具有和定压方式相同的高压缸背压（由于温度不同对比容有不同的影响，这个假定产生约 6% 的压力误差）。从调节级到高压缸排汽的膨胀线按平行于定压方式作出。调节级膨胀线的斜率按全压方式中三个汽门开启的负荷（69%）点斜率作出。由于进汽面积相同和压比大致相同，变压运行三个汽门开启的调节级效率和定压运行三个汽门开启的效率大致相同。

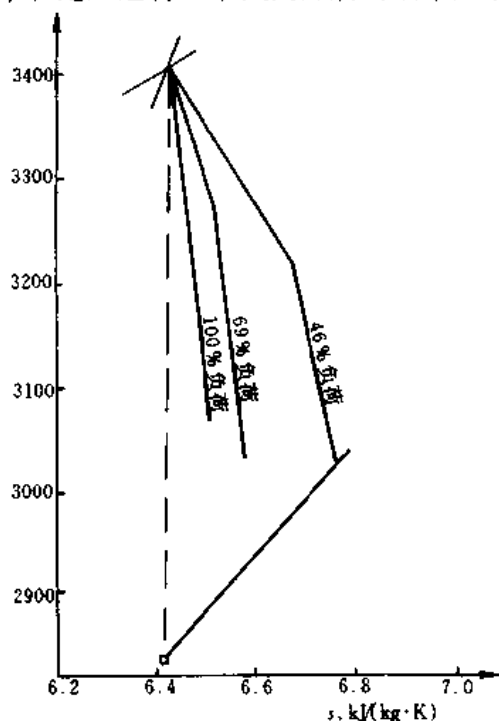


图 7-4 部分进汽式汽轮机高压缸定压运行时的膨胀线

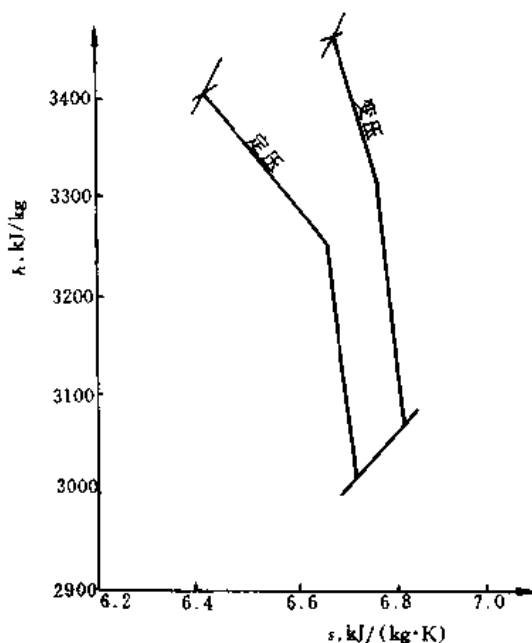


图 7-5 部分进汽式汽轮机高压缸半负荷下变压和定压运行的膨胀线

表 7-3 为高压缸热力性能的综合比较, 由表可以看出, 定压运行中, 随着进汽面积的减少调节级效率降低。在复合变压运行中, 69% 负荷以下保持进汽面积不变, 从而部分地减缓了上述调节级效率的降低, 表中 46% 负荷时, 调节级效率和高压缸全缸效率变压明显优于定压。

表 7-3 高压缸热力性能的综合比较

运行方式	定压运行			变压运行
负荷 (%)	100	69	46	46
理想焓降 (kJ/kg)	381.952	467.782	552.727	484.948
有效焓降 (kJ/kg)	327.431	376.277	385.581	389.954
调节级焓降 (kJ/kg)	85.36	67.63	47.77	67.63
高压缸全缸效率 (%)	85.73	80.44	69.76	80.41

一台 600MW 全周进汽式汽轮机定压运行时高压缸的膨胀线如图 7-6 所示。负荷变动时汽轮机级效率实质上不变。随着负荷的下降, 通过调节汽门的节流变大, 蒸汽的理想焓降愈来愈小。

全周进汽式汽轮机高压缸在定压运行和变压运行下的热力性能 (假定半负荷时, 蒸汽温度仍维持额定) 的比较如图 7-7 及表 7-4 所示。如前所述, 全周进汽式汽轮机的级效率在定压运行中是不随负荷变化而变化的。但是, 高压缸全缸效率因调节汽门的节流使理想焓降减少而降低了。在变压运行中, 高压缸全缸效率几乎不随负荷而变化, 而在定压运行下高压缸全缸效率明显下降。全周进汽式汽轮机在满负荷时即使在变压运行下高压缸全缸效率也比部分进汽式的略好, 但在

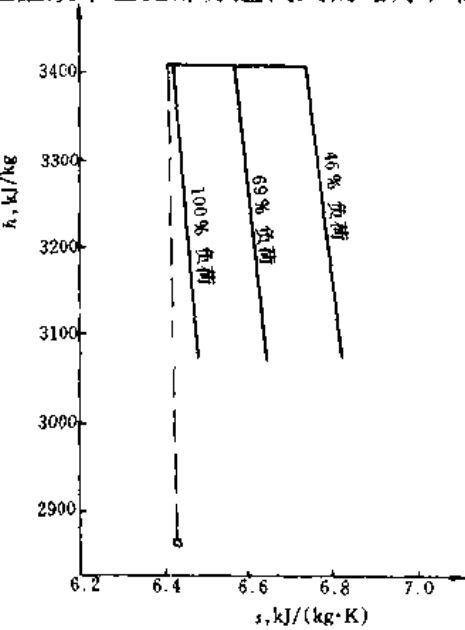


图 7-6 全周进汽式汽轮机定压运行下高压缸的膨胀线

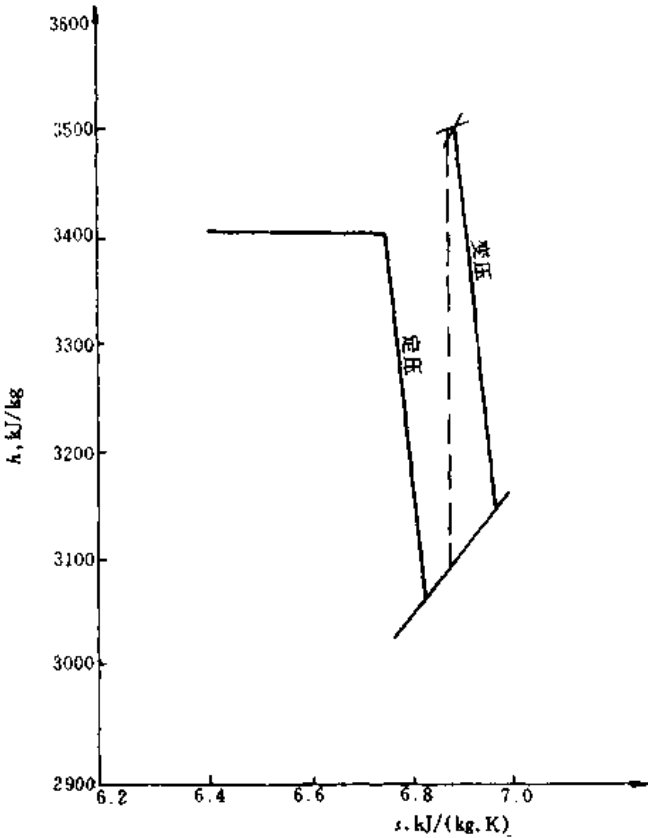


图 7-7 全周进汽式汽轮机半负荷下定压和变压运行时高压缸的膨胀线 (蒸汽温度保持额定值)

部分负荷时定压运行下高压缸全缸效率却比前述部分进汽式汽轮机的要差些。

表 7-4 高压缸在定压和变压运行时的热力性能比较

运行方式	定压运行			变压运行	
负荷 (%)	100	69	46	69	46
理想焓降 (kJ/kg)	381.95	467.78	552.73	401.40	401.40
有效焓降 (kJ/kg)	328.50	355.04	332.85	347.16	347.16
高压缸全缸效率 (%)	86.01	71.62	60.22	86.48	86.48

定压运行中,当负荷低到 50% 时,主蒸汽温度就可能下降,例如汽温从 537℃ 降至 510℃ 时,汽轮机的理想焓降就明显比变压运行时要小。因此,汽轮机的热耗即增高。变压运行时,汽轮机效率实际上无变化,而热耗率却得到改善,其原因是负荷下降时主蒸汽温度下降较小,再热蒸汽温度得到提高,中、低压缸效率也基本不变。因此,在低负荷下,变压运行与定压运行相比,由于获得了较高的主蒸汽和再热蒸汽温度,其热耗率约下降 0.5%~1%。

2. 与机组应力有关因素

变压运行能减少由负荷变动、启动和停机等引起的汽轮机的热应力。蒸汽压力高于 13.24MPa(国产 125 机组)的大型汽轮机限制负荷变动率的主要因素是高压缸的温度变化、有时中压缸也能造成这种限制。例如 ABB 公司的超临界 600MW 汽轮机,当升负荷速度过快时,曾出现过中压缸温度变化率的限制。高压缸由于承受高压蒸汽而缸壁很厚,相应转子直径大。温度变化能在金属材料沿厚度方向产生温度梯度而造成热应力(详见本书第十五章)。图 7-8 所示为一大型汽轮机高压缸寿命损耗率的典型曲线。这些曲线提供了负荷每变动一次的

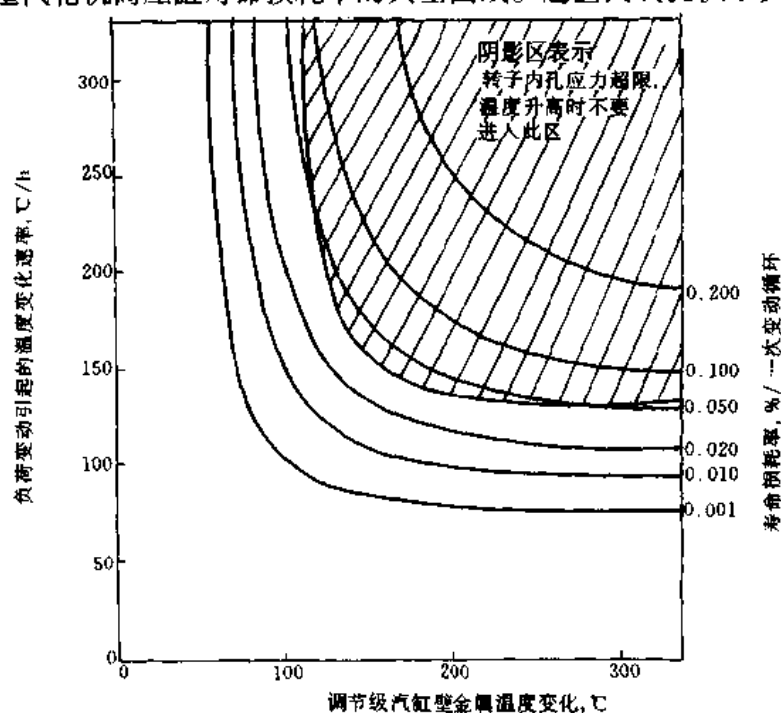


图 7-8 调节级温度与温度变动速率对寿命损耗率的关系

寿命损耗的估算方法。运行人员可从这个线图上选一个合适的每次负荷变动的寿命损耗及相应的曲线。限制负荷变动率使得调节级温度变动的速率小于选定的曲线指出的速率。如图 7-8 所示,如果负荷变动造成的调节级温度变化率小于 $78^{\circ}\text{C}/\text{h}$,则负荷变动速率将不受限制。

机组在各种运行方式下在不同负荷时调节级的相应温度如图 7-9 所示。由图中可知,定压运行在顺序开启调节汽门的运行方式中造成最大的调节级温度变化。全变压运行时,实际上温度不变。图中具有四个调节汽门进汽的汽轮机,在复合变压运行(负荷处于第一调节汽门或第二调节汽门点以及更低)方式下,调节级温度变化常保持在满负荷时温度变化的 78°C 范围内。所以,变压运行中,高压缸不再受温度变化过大而产生应力的限制,机组负荷变动率可大为增加。也即,在变压运行中负荷变化率仍维持不变,则机组的寿命将得到延长。

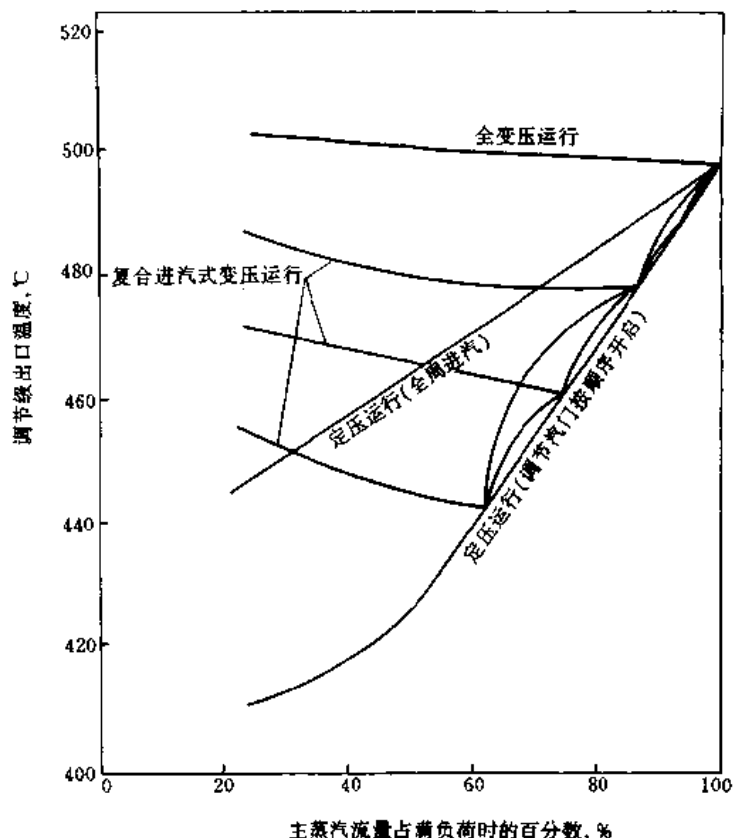


图 7-9 定压或变压运行时汽轮机调节级出口温度的比较

三、变压运行对电厂辅机的影响

变压运行对汽轮机、锅炉以及电厂其他设备的运行有着明显的影响,其影响程度取决于电厂的设计。现就电厂在常规布置的情况下,变压运行对主要辅助设备的影响加以简述。

1. 对锅炉给水泵的影响

变压运行时,锅炉给水泵的功耗降低,主要是靠给水泵自动调速,这也是变压运行改善机组热耗的主要因素。其节能来自两个方面,即降低给水泵的输出扬程和低负荷时变速给水泵有着较高的效率。

表 7-5 为 600MW 容量的汽包锅炉所配两台 50% 容量的自动调速给水泵带 25% 额定负荷在定压和变压运行时的性能比较。由表 7-5 中可知,变压运行时,调速给水泵的功耗降低了 $(3345.8 - 2096.2)/3345.8 \times 100\% = 37.35\%$,其中有 80% 是由于给水泵出口扬程降低所

得，其次是泵的效率提高所得。

表 7-5 带 25%额定负荷在定压和变压运行时的性能比较

运行方式	定压运行	变压运行	运行方式	定压运行	变压运行
机组净出力 (%)	25	25	给水泵出口扬程 (m)	1783.08	1220.42
给水流量 (m ³ /h)	476.052	476.052	给水泵效率 (%)	65	71
给水温度 (°C)	104.4	104.4	给水泵功率 (kW)	3345.8	2096.2
给水密度 (kg/m ³)	963	963			

给水泵功耗的节省意味着机组实际热耗率的降低。给水泵的效率与驱动形式和联轴器有关。

电动调速给水泵有两种，最常用的是液力联轴器与给水泵和定速电动机相连，另一种是采用变频电机带动给水泵。采用液力联轴器型式的调速给水泵，其不足之处是液力联轴器里面的液体在滑动中产生热量，会使运行效率降低 2%~5%。但这一数值与变压运行带部分负荷所节省的能量相比是微不足道的。至于变频电机调速式给水泵，电动机效率虽可接近定速电机的效率，但造价太高，故一般均不采用。

用变速汽轮机来带动给水泵的方案是最经济的。但一台汽轮机与电动机相比，价格较高，故一般仅在大型机组上才选用汽动给水泵方案。另外，汽动给水泵与电动给水泵相比，在电厂布置和运行操作上均较复杂。

汽动给水泵使用的蒸汽均来源于中压缸的抽汽。其备用汽源大部分为主蒸汽，但也有少数机组的备用汽源为高压缸排汽，即冷段再热蒸汽。如果机组变压运行，则汽泵汽源压力几乎是不变的，只是机组启动时，必须改用备用汽源。

如上所述，给水泵带部分负荷时，其效率的改善靠降低水泵转速以降低出口扬程，但同时降低给水泵汽轮机转速，这将影响汽轮机本身的效率。因为汽轮机具有最佳设计转速，各级叶片在此最佳转速下具有最佳速度比，在最佳速度比时汽轮机的效率最高。所以，一旦偏离最佳设计转速时汽轮机的效率将降低。由此它将部分抵消由于转速下降所获得的节能好处。表 7-6 所示是前述一台 600MW 机组带 25% 额定负荷下，定压运行与变压运行时，由于给水泵汽轮机降低转速后效率下降而影响机组经济性的比较。表中还示出了变压运行因给水泵出力降低，对机组热效率产生的影响。给水泵汽轮机的热效率虽降低很多，但由于主蒸汽和再热蒸汽的温度得到改善，变压运行机组在经济上还是合算的。

表 7-6 带 25% 额定负荷时定压和变压运行对机组功率的影响

运行方式	定压运行	变压运行	运行方式	定压运行	变压运行
机组净出力 (%)	25	25	给水泵转速 (r/min)	4300	3600
给水流量 (m ³ /h)	476.052	476.052	汽轮机热效率 (%)	54.8	48.5
给水泵出口扬程 (m)	1783.08	1220.52	给泵汽轮机用汽量 (t/h)	78.6996	55.7361
给水泵功率 (kW)	3345.8	2096.2	热效率的改善 (%)		0.27

2. 抽汽系统的变压运行

变压运行时，高压缸调节级后的蒸汽温度，在同样负荷条件下高于定压运行时的温度，各级抽汽温度包括中压缸到低压缸都有提高，而凝结水和给水流量没有改变。即使在纯变压带部分负荷时，抽汽温度也稍高于满负荷时的温度。不同运行方式下高压缸第一级出口汽温不同，其他各级抽汽也有同样情况。变压运行带部分负荷的汽温不会超过抽汽管路系统的设计限度，而且抽汽温度的提高不会对抽汽管产生其他问题，抽汽压力也基本不变。

3. 给水系统加热器的变压运行

变压运行时，进入给水加热器的汽温高于定压运行，而凝结水和给水通过该加热器的流量没有变化，因此，它将引起加热器运行性能的改变。低负荷时高的汽温使加热器过热减温区过负荷，过热蒸汽进入凝汽区将使之过负荷而限制通汽量，因此，加热器的效率降低了，机组的热效率受到影响。这种设备运行工况的改变，可从加热器运行端差比较中察觉。从给水加热器的非设计传热工况分析，可以测知机组运行中潜在的缺点。

4. 减温水的供给

变压运行时，达到稳定状态时汽温高于全压运行，减温水量一般已足够。而再热器的减温水一般取自给水泵的中间抽头处，变压运行带部分负荷时，给水泵转速降低，其出口和中间抽头处的压力也降低。但此时再热蒸汽的压力却与满负荷下的压力相同或降低不多，因此会造成再热器的减温器失效。为此，机组变压运行时，必须考虑这一问题。

四、变压运行对给水水质的影响

机组在变压运行时，凡在启动、停运、带周期性负荷或低负荷运行时，都应特别注意水质。变压运行时需要补充适量的化学水。

1. 含氧量的控制

对于氧量的控制在带周期性负荷运行的机组上比水质问题更为重要。因为周期性负荷运行的机组在汽轮机启动或停运时若无辅助蒸汽供给轴封，则空气将进入凝汽器，致使凝结水含有大量氧，使金属部件遭到腐蚀，并将腐蚀产物带入锅炉，危害极大。

变压运行不会促使氧进入给水或凝汽器，而且锅炉及其给水系统在压力降低的条件下，更能容许使用达不到要求的化学处理水。变压运行时因水质不合格而限制带负荷，则可适当调整启动时间。尤其是汽包锅炉当汽压低时可允许稍降低给水水质的要求。虽然如此，为了保证大机组的长期安全运行，变压运行时，机组的水质绝不能降低要求。

2. 盐分与矿物质的沉积

为了净化水质，大多数高压汽包锅炉机组中，设有凝结水净化装置以改善水质。直流锅炉要求水质更高，须设置带有启动、净化回路的预处理装置，作为凝结水净化系统的附加设备。

变压带周期性负荷运行不会使盐分和矿物质在锅炉受热面内沉积下来结成水垢，因为变压运行时，温度变化频繁，使贴附在管束中的沉积物能疏松脱落下来，但仍会悬浮于炉水中。

3. 固形物带入蒸汽管路

固形物有三个来源被带入汽包锅炉的过热器管路。首先是锅水中的固形物，其次是溶于高压蒸汽中的硅，其三是减温器所用喷水不纯。

机组变压运行带部分负荷时汽压降低，蒸汽与水之间的密度差加大了，对汽包锅炉来讲其汽水分离器的分离效果提高，因此减少了蒸汽的携水。

变压运行时，由于低负荷下汽压低，蒸汽中溶硅明显减少。

喷水减温器一般使用给水减温，如给水中含有杂质则过热器和再热器管路内将结成水垢，一则增加压降，再则影响传热使管壁温度升高而有可能使管子损坏。因此，变压运行时，即使压力较低，对给水水质的要求仍不能放松。

第四节 运行方式的优化

一、运行方式优化的目标

汽轮机运行方式优化的目标，总的来说是为保证机组的安全、经济运行，具体来讲可分为下列几方面。

(1) 汽轮机设计使用寿命的确保或其使用寿命的延长

对已设计制造好的汽轮机来讲，使其使用寿命能达到设计值或延长使用寿命，只有改进其操作运行方式。由前述第一、三节可知，变压运行而且是纯变压运行是使汽轮机在启、停及负荷变化过程中发生热应力最小的运行方式。但是，由于变压运行对全厂各种设备以及对电网负荷调节等的影响，尚不能采用纯变压运行。因此，只能采用复合变压运行的方式。

确保汽轮机的设计使用寿命或延长其使用寿命不仅是经济问题，而且是一个安全问题，但归根结底还是最大的经济问题。

由汽轮机的热应力和寿命损耗分析（详见后面第十五章）可知，汽轮机产生低周疲劳裂纹取决于热应力的大小和热应力的交变次数。其中热应力的大小即为高压缸调节级温度变化率的大小，如图 7-8 所示。当调节级的温度变化率小于 $78^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 时，汽轮机的负荷变化率将不受限制。机组如采用变压运行，由于调节级的温度从满负荷至空负荷变化总的幅度很小，因此总是安全的。热应力的交变次数即机组启停和负荷升降总的变化次数。一般汽轮机的设计使用寿命为 30a，相当于在 10000d 中每天经受一次交变应力循环。但如温度变化较小，例如小于 70°C ，则经受 10000 次以上交变循环也不会达到设计寿命即产生第一条低周疲劳裂纹。

(2) 机组启、停灵活性及负荷响应能力

众所周知，高参数定压运行对大型汽轮机的启动来讲，是十分困难的。纯变压运行对大型汽轮机的启动，从加热均匀和降低热应力的角度来看，当然是无可非议，但在启动速度和控制方面，尚存在着不足之处。另外，纯变压运行，由于所有调节汽门均处于全开状态，负荷的增减完全依靠于锅炉增减燃烧来适应，由前述可知锅炉存在着较大的时滞，它无法满足电网负荷变化的要求。为此，必须找寻一种既能使汽轮机的启、停灵活而热应力最小，又要能满足电网对负荷变化响应要求的调节运行方式。

(3) 最佳的运行经济性

从最佳运行经济性的角度出发，纯变压运行时，不论从汽轮机的本身还是从全厂辅机等方面看，从前述第三节中可知，都是处于最佳情况。但又必须兼顾上述两项目标。因此，经过综合分析优化，各制造厂对各自的机组提出了复合变压运行的方式，如图 7-10 所示。对图中的最小压力拐点和最大压力拐点，各制造厂均有不同的要求，其具体数据见表 7-7。

二、几台大型汽轮发电机组的实际调节运行方式

各汽轮机、锅炉等主要制造厂，经综合分析优化提出了复合变压运行方式，其主要数据如表 7-7 所示。

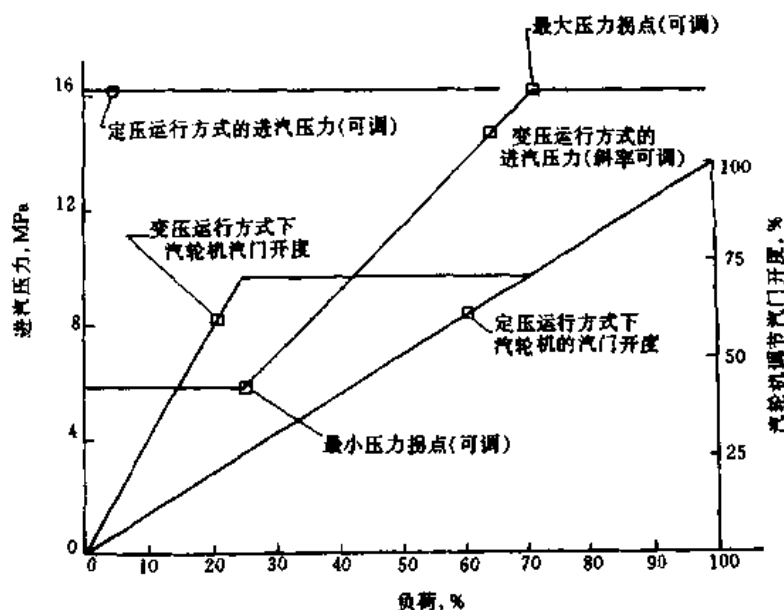


图 7-10 定压和变压运行下汽轮机的进汽压力和汽门位置

表 7-7 各种 600MW 机组变压运行主要参数

机组所属制造厂	WH 公司	东芝公司	G/A 公司	ABB 公司
升负荷方法	0~40% 定压 41%~80% 变压 81%~100% 定压	0~25% 定压 26%~75% 变压 76%~100% 定压	0~50% 定压 51%~93% 变压 94%~100% 定压	0~35% 定压 36%~90% 变压 91%~100% 定压
最小压力拐点(% /kW)	40 (30) /240000	25/150000	50/300000	35/210000
调节汽门开度	四阀全开	二阀全开	三阀全开	三阀全开
最大压力拐点 (% /kW)	80/480000	75/450000	93.3/560000	90/540000
最大压力拐点处压力(MPa)	15.68	16.56	16.56	24.2
最大压力拐点处汽温(℃)	537	537	537	537
满负荷下调节汽门开度	五阀全开, 第六阀开部分	三阀全开, 第四阀微开	三阀全开, 第四阀开部分	三阀全开, 第四阀开部分
变压加负荷范围 (%)	40~80 (30~80)	25~75	50~93.3	36~90

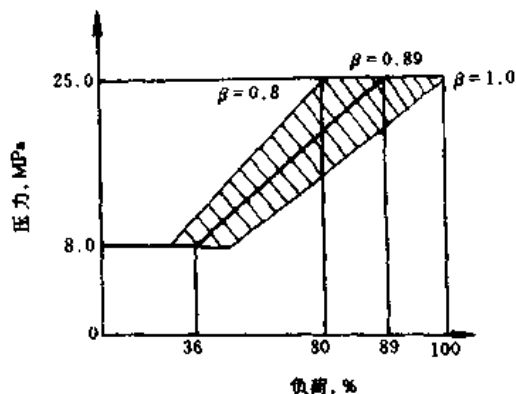


图 7-11 滑压曲线变动范围示意图

ABB 公司超临界 600MW 机组的主要运行方式已如表 7-7 所述。但实际设计中机组的定压和滑压范围是可调的，如图 7-11 所示， β 值称为滑压率，它是主蒸汽压力到达额定值时的负荷份额数。它在机组控制系统中的指令（BCS）系统软手操中，在 $\beta=0.8\sim 1.0$ 之间可以调节。运行中当调节汽门开度与对应的压力不相符时还可自动修正。

第九章 汽轮机的停用及保养

第一节 停机前的准备

汽轮机的停机分为两大类，一类为正常停机，一类为异常停机。

正常停机一般是计划停机。停机是为了大修、中修、小修或维修。这类停机的主要原则是：停机过程的操作和方法要满足检修工期的需要，降低汽轮机的金属温度，使汽轮机能够尽快地开工，缩短检修时间。

而异常停机一般是非计划性的，大都是在机组出现了故障，正处在紧急情况下的停机。这类停机的主要原则是：运行人员应使汽轮机在安全的情况下尽快地停机，避免出现主辅设备的损坏。

第二节 正常停机

正常停机一般是按计划时间进行的，对大容量机组来说，一般安排在晚上的用电高峰过后。今仍以 ABB 机组为例，叙述如下。

一、减负荷的过程

减负荷操作一般是分阶段进行的。运行人员首先要选择减负荷的运行方式，再选择减负荷的负荷变化率，然后分阶段设定目标负荷。

(1) 从满负荷开始减到 90% 负荷。

这个阶段汽轮发电机组为定压运行，锅炉出口的主蒸汽压力和主蒸汽温度、再热蒸汽温度均为额定值，由汽轮机 4 号调节汽门逐渐关小将负荷减少到 90%。在这个阶段，汽轮机的运行方式属于定压运行、喷嘴调节，主蒸汽压力高达 24.2MPa。在如此高的压力区，由于调节汽门的节流，就产生了较大的节流温降，即调节汽门后的蒸汽温度会有较大的降低，会使汽轮机转子较快地冷却。为避免转子产生较大的冷却应力，在这个负荷范围内，运行人员应将减负荷的速度放慢一点。

(2) 负荷从 90% 降到 35% 阶段。

这个阶段，汽轮发电机组为滑压运行。锅炉出口的主蒸汽压力随负荷降低而成比例地降低，从 90% 负荷到 35% 负荷左右，主蒸汽压力从 24.2MPa 线性降低到 8.0MPa；主蒸汽温度和再热蒸汽温度基本保持不变；汽轮机的 4 号调节汽门全关，1~3 号调节汽门保持 95% 以上的开度。在这个阶段，汽轮机滑压运行，调节汽门基本没有节流，给水泵的功率也相应成比例地减少。调节级后的蒸汽温度与负荷的关系基本呈水平线性关系，从热应力角度来说，这个阶段是比较安全的，只要锅炉燃烧跟得上，负荷的变化可以快一些而不至于影响热应力和机组的寿命。负荷降低到 50% 左右，可以停掉一台汽动给水泵。当主蒸汽压力降低到 8.0MPa 时，高压旁路阀将自动打开，转为定压运行方式，由高压旁路阀进行控制，主蒸汽压力维持在 8.0MPa。

(3) 负荷从 35% 降低到机组与电网解列。

这个阶段，汽轮发电机组为定压运行、喷嘴调节的方式。当锅炉出口的主蒸汽压力降低到 8.0MPa 时，高压旁路阀将自动打开，由高压旁路维持主蒸汽压力，机组转为定压运行方式。这时，汽轮机 TT52 的“自动程序”将会自动切到“STOP”，运行人员应将原来的“初压控制”方式切除，投入“功率控制方式”，然后再将“自动程序”按到“GO”。减负荷的方式是由运行人员设定目标负荷和负荷变化率，汽轮机按设定的负荷变化率慢慢将负荷减下来。在减负荷的过程中，3 号调节汽门先开始关小，随着负荷减少，3 号调节汽门全关，再由 1、2 号调节汽门开始关小，直至负荷减到零。

当负荷降低到 40% 以下时，7、8 号高压加热器之间的压差逐渐减少，正常疏水已经很难逐级自流，有可能要通过事故疏水排出。这时，运行人员要注意高压加热器的水位稳定。当负荷降低到 35%，即 210MW 时，正常疏水已完全不能逐级自流，应及时停用 8、7 号高压加热器的汽侧，关闭抽汽电动门及逆止门，确认逆止门前、后疏水门自动打开。

当负荷降低到 35% 左右时，要启动电动给水泵，将汽动给水泵切换到电动给水泵，然后停用第二台汽动给水泵。

在减负荷的过程中，运行人员要确认高、低压旁路系统的工作。高压旁路阀应逐渐开大，以维持主蒸汽压力在 8.0MPa；当再热蒸汽压力达 1.7MPa 时，确认低压旁路调节阀自动打开，并逐渐开大，以维持再热蒸汽压力在 1.7MPa。

当负荷减少到 120~150MW 时，将 6 号高压加热器至除氧器的正常疏水切换到紧急疏水，排往凝汽器。

当负荷减少到 15%，即 90~120MW 左右时，运行人员要确认所有加热器抽汽管道的抽汽逆止门前、后的低点疏水阀自动打开。

当负荷降低到 60MW 时，确认低压缸喷水阀自动打开。

当再热蒸汽压力低于 1.6MPa 时，运行人员应确认汽轮机的轴封汽源自动切换到辅助蒸汽汽源，并监视轴封蒸汽母管的压力和温度处于正常范围内。

将汽轮发电机的负荷减少到一定程度，或者减少到零时，汽轮机就可以脱扣停机了。国外也有另一种作法，是把负荷减到 10% 或者更高一些时脱扣机组，这样可以减少机组在低负荷运行的时间，降低高压缸排汽温度和低压缸排汽温度。汽轮机脱扣的方法有好几种，国内习惯用手动脱扣停机或控制室内电动脱扣停机，国外习惯用逆功率保护动作停机，以确认逆功率动作的准确性，如果逆功率不动作，应立即手动脱扣汽轮机。

二、停机的过程

ABB 的超临界 600MW 汽轮机，在设计中考虑了汽轮机跳闸后，汽轮机将部分破坏真空，以使汽轮机很快地通过高、中压转子的临界转速。所以，运行人员应在汽轮机跳闸后，确认真空破坏门自动打开，真空下降。当凝汽器背压降低到 22kPa 时，确认真空破坏门自动关闭。

汽轮机跳闸后，转速下降到 2700r/min 时，确认盘车功能组在“ON”的状态，同时，确认 A、B、C、D 顶轴油泵自动启动，否则运行人员应手动启动四台顶轴油泵。当汽轮机转速小于 1500r/min 时，确认低压缸喷水阀自动关闭。当转速降低到 20r/min 时，确认盘车电动机自动启动，否则运行人员应立即手动投入。当汽轮机转速接近盘车转速（如 10r/min），确认盘车自动投入，否则由运行人员手动投运。

待锅炉泄压结束，确认高低压旁路阀关闭，可以停用真空泵，打开真空破坏门，将真空破坏到零。此时，可以停止轴封供汽，关闭轴封汽门，停用轴封加热器风机。

三、正常停机过程中必须注意的问题

汽轮发电机组的停机过程也是一个重要的动态过程，机组处于从热态到冷态，从3000r/min到10r/min的盘车状态。在这个过程中，如果运行操作不当，也会造成设备的损坏，所以运行人员必须给予停机过程以足够的重视。

(1) 在停机过程中，应严密监视机组的参数。

对主蒸汽压力、主蒸汽温度、再热蒸汽温度、汽轮机的差胀、绝对膨胀、轴向位移、转子的振动、轴承金属温度及汽轮机转子的热应力等，在停机过程中应严密监视。在减负荷的过程中，应掌握减负荷的速度。减负荷的速度是否合适，以高、中压转子的热应力不超值为标准。从原则上说，只要热应力负值不超过80%，减负荷的速度就可以接受。但如果减负荷的速度太快，热应力的负值就会增加，一旦热应力的负值超过80%，说明负荷减得太快。负荷减得太快，汽轮机转子受到冷却，负应力增大，比热应力的增加危害更大。

(2) 按不同的检修要求停机。

对正常停机的机组来说，停机的操作过程应随检修的不同要求而进行。如果停机是因为维修，很快机组又要启动，就要尽可能地保持机组的温度而使汽轮机不受到冷却，使机组能够尽快地进行热态启动；如果机组停机是要大修，就应该在停机的过程中尽可能地降低汽轮机汽缸和转子的温度，使得大修时能够尽早地开缸。

(3) 关于停盘车的规定。

汽轮机停机后，必须保持盘车连续进行。因为停机后，汽轮机汽缸和转子的温度还很高，需要有一个逐步的冷却过程。在这个过程中，必须由盘车保持转子连续旋转，一直到高、中压转子温度探针温度小于150℃，才可停止盘车。在盘车运行时，不允许拆除保温。

在盘车期间，一旦出现盘车故障，只允许短时间地停止盘车。对于允许停盘车的时间，ABB有以下规定：

高压转子探针温度：大于 375℃	允许停盘车的时间为：10min
300～375℃	20min
250～300℃	30min
200～250℃	120min
200～150℃	360min
<150℃	无时间限制

按ABB的规定，如果因故障停盘车过后再次启动前，必须先手动盘车360°，确认转子转动正常方可投入盘车。如果手动盘车比较紧，必须连续手动盘车盘到转子轻松，才可再次投入连续盘车。

故障停止盘车的同时，必须同时停止轴封蒸汽。如果在热态情况下，在停止轴封蒸汽的同时，必须破坏真空。因为汽轮机处于热态，如果停止轴封蒸汽仍保持真空，就会把冷空气抽进汽轮机，造成汽轮机局部收缩，同时，外面的垃圾也会抽进汽轮机，这都是不允许的。在盘车期间，汽轮机不允许拆除保温，以防脏物进入汽轮机。

(4) 盘车时润滑油系统运行。

停机后在盘车运行时，润滑油系统必须维持运行。当汽轮机调节级温度达到150℃以下，盘车停止后，润滑油系统（包括顶轴油泵）才可以停止运行。但是ABB有特殊规定：当轴承金属温度大于100℃时，不允许停润滑油系统。在盘车期间，如果盘车故障，润滑油系统（包括顶轴油泵）必须维持运行，以便带走一些大轴的热量。在油系统尚在运行期间，

汽轮机不允许拆保温，以避免脏东西进入油系统。

第三节 异 常 停 机

汽轮发电机组在运行时,会因为出现各种各样的事故而需要停机,均称为异常停机。不同的故障和事故,处理的方法不同,异常停机的方法也不同,一般分为紧急停机和故障停机。

一、紧急停机

紧急停机是指汽轮机出现了重大事故,不论机组当时处于什么状态、带多少负荷,都必须立即紧急脱扣汽轮机,在破坏真空的情况下尽快停机。

一般汽轮发电机在运行过程中,如发生以下严重故障,必须紧急停机:

- (1) 汽轮发电机组发生强烈振动;
- (2) 汽轮机发生断叶片或明显的内部撞击声音;
- (3) 汽轮发电机任何一个轴承发生烧瓦;
- (4) 汽轮机油系统着火;
- (5) 发电机氢密封系统发生氢气爆炸;
- (6) 凝汽器真空急剧下降,真空无法维持;
- (7) 汽轮机严重进冷水、冷汽;
- (8) 汽轮机超速到危急保安器的动作转速而保护没有动作;
- (9) 汽轮发电机房着火,严重威胁到机组安全;
- (10) 发电机空侧密封油系统中断;
- (11) 主油箱油位低到保护动作值而保护没有动作;
- (12) 汽轮机轴向位置突然超限,而保护没有动作。

汽轮发电机组出现以上故障时,主要由运行人员判断后采取手动脱扣停机的方式。手动脱扣可以在控制室内的控制盘上,用“紧急脱扣”按钮,(必须同时按“脱扣”和“确认”按钮);也可以在现场手按“脱扣保安器”。

运行人员在紧急停机中需要掌握的关键问题是要作到“安全停机”。因为汽轮机已经处在严重的故障情况下,为了让汽轮发电机尽快地停下来,不使故障扩大,不使汽轮发电机设备损坏,就必须破坏真空。对 ABB 的超临界 600MW 汽轮机来说,破坏真空必须手动打开真空破坏门并闭锁住。因为按设计,真空破坏门有一套自动程序控制的:在正常停机时,真空破坏门都将自动打开,当真空下降到凝汽器的背压为 22kPa 时,真空破坏门又将自动关闭。所以,在手动打开紧急破坏门的同时,必须闭锁住,才能防止真空破坏门自动关闭。另外,在破坏真空的同时,还必须停用真空泵。

在真空到零,汽轮机投入盘车后,可以停止供应轴封用汽。真空不到零是不允许停轴封汽的,以防垃圾和脏物进入到汽轮机内部,对处于热态的汽轮机来说,还要考虑冷气进入带来的热应力问题。

紧急停机后,要尽快查找事故原因,尽快进行处理,使汽轮机恢复正常运行。

二、故障停机

故障停机是指汽轮机已经出现了故障,不能继续维持正常运行,应采用快速减负荷的方式,使汽轮机停下来进行处理。故障停机,原则上是不破坏真空的停机。

一般发生以下故障时，汽轮机应采取故障停机的方式：

- (1) 蒸汽管道发生严重漏汽，不能维持运行；
- (2) 汽轮机油系统发生漏油，影响到油压和油位；
- (3) 汽温、汽压不能维持规定值，出现大幅度降低；
- (4) 汽轮机热应力达到限额，仍向增加方向发展；
- (5) 汽轮机调节汽门控制故障；
- (6) 凝汽器真空下降，背压上升至 25kPa；
- (7) 发电机氢气系统故障；
- (8) 发电机密封油系统仅有空侧密封油泵在运行；
- (9) 发电机检漏装置报警，并出现大量漏水；
- (10) 汽轮机辅助系统故障，影响到主汽轮机的运行。

汽轮机在故障停机时，运行人员应主要掌握好两个关键问题：快速停机和安_全停机。因为汽轮机已经存在着某种故障，要尽快停机，故减负荷的速度就要快一点，减负荷的速率可达到 20~50MW/min。在减负荷的同时，锅炉方面也要相应地减少燃料量和给水量，使汽温、汽压也随负荷减下来。

三、非正常停机的注意事项

汽轮机无论是紧急停机还是故障停机，都属于非正常停机。对非正常停机，运行人员都应给予特别的注意。主要应注意以下环节：

(1) 停机过程中要严密监视汽轮机的各种参数，包括汽温、汽压、振动、轴向位移、真空、转速等等。在惰走过程中，要到现场听各道轴承的声音和汽轮机内部的声音；要记录惰走的时间，以便与正常停机时做比较；要严密注视事故和故障的发展动态，采取相应的措施，尽可能地防止扩大事故。

(2) 汽轮机转速接近盘车转速时，注意盘车应自动投入。如果盘车投入后，注意盘车电流和盘车过功率保护，以便确认汽轮机本体是否已经受到损坏。一旦盘车投不上，不允许强行投入盘车，但要尽力保持润滑油系统的正常运行，保证轴承的供油。过一段时间，用手动试盘汽轮机转子，看看转子是否可以盘动；如果盘得动，则应该先盘 180°，过 10min 再试盘 180°，如 10min 后盘不动，可延长时间，直到盘动为止。定时将汽轮机转子盘 180°，直到盘车可以投入连续运行为止。在这个阶段，润滑油系统必须保证正常运行，如果润滑油系统故障停止，则不允许盘汽轮机转子。

(3) 在汽轮机非正常停机以后，要尽快地查找事故原因，采取措施进行处理。在这个阶段，如果汽轮机仍处在真空状态，就必须保持轴封系统的正常运行；如果轴封系统发生故障不能正常运行，则必须破坏真空。

(4) 如果汽轮机发生油系统着火或汽轮机房着火事故，在紧急停机的过程中，运行人员还要立即放掉发电机内的氢气。用氢气密封系统的排氢气门将发电机内的氢气排到汽轮机房外，以防明火造成发电机内的氢气爆炸，严重地扩大事故。

第四节 滑 参 数 停 机

当机组由于检修需要而正常停机时，希望机组尽快冷却，此时需选择滑参数方式停机。在滑

参数停机中由于汽轮机调节汽门全开,汽轮机负荷随着锅炉蒸汽参数的降低而下降,汽轮机的金属温度也随之下降。这样,停机后汽缸和转子的温度都较低,可大大缩短机组冷却时间,使汽轮机盘车和润滑油系统能尽快停运,便于检修人员能尽快进行汽轮机本体工作,缩短检修工期。

一、滑参数停机特点

滑参数停机过程,是保证汽轮机各受热部件均匀冷却的过程,其成功与否的关键取决于主蒸汽和再热蒸汽温度的下降速度,因此蒸汽温降率必须符合规定。滑参数停机采用低参数、大流量的蒸汽来冷却汽轮机,控制蒸汽温度的标准是首级蒸汽温度低于首级金属温度 $20\sim 40^{\circ}\text{C}$ 。由于汽轮机调节汽门全开,蒸汽全周通过通流部分,不但使金属部件均匀冷却,而且金属温度可降到较低水平。

对于平圩电厂 600MW 机组,滑参数停机顺利时,3~4h 内可使汽轮机缸温降到 290°C 左右。

二、滑参数停机的主要步骤及注意事项

(1) 滑参数停机前的准备工作按正常停机进行。

(2) 滑停开始前 1h,将主汽及再热汽温降到比相应负荷下规定的汽温低 40°C ,使汽轮机首级温度逐渐下降。

(3) 在机组负荷降到 300MW 时启动电动给水泵,进行汽动给水泵-电动给水泵切换。此时,可将一台汽动给水泵出水门关闭,由该泵专供锅炉减温水,以保证足够的减温水量,便于汽温控制。

(4) 机炉协调各参数按下列变化率控制进行滑停:

电负荷下降率: $1.2\text{MW}/\text{min}$

燃料变化率: $0.5\text{t}\cdot\text{h}^{-1}/\text{min}$

主汽压力变化率: $0.03\text{MPa}/\text{min}$

主汽温、再热汽温变化率: $0.5\sim 1.0^{\circ}\text{C}/\text{min}$

汽轮机首级温度变化率: $0.7\sim 1.2^{\circ}\text{C}/\text{min}$

(5) 在整个滑停过程中,应严密监视汽轮机的振动、差胀和轴向位移,严防汽轮机过水,当出现异常情况时,应按事故规程处理。

(6) 当汽轮机缸温降到所预定要求值时停止滑停,进行发电机解列操作。

(7) 发电机解列后的操作,按正常停机规定进行。

(8) 整个滑参数停机过程中,各阶段的操作,除按正常停机要求外,还必须遵照下列原则:

1) 汽温、汽压应匹配下降,且汽压降低应先于汽温的降低。

2) 主汽温、再热汽温应缓慢均匀匹配地下降,严防汽温大幅度回升。

3) 主汽门前蒸汽过热度,控制在 100°C 以上,最低不得小于 50°C ,严密监视主汽温、再热汽温,防止汽轮机过水。

4) 汽轮机首级金属温度变化率不大于 $100^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 。

5) 控制汽温主要指标是使首级蒸汽温度低于首级金属温度 $20\sim 40^{\circ}\text{C}$,根据汽轮机差胀和上述温差变化情况来决定是否暂停滑停,只有在差胀变化趋于稳定时,才可继续进行滑停。

第五节 转子惰走及盘车

机组脱扣后,主要进行下列工作:

(1) 机组脱扣后确认转速下降, 开始记录惰走时间。一般情况下, 在惰走期间不破坏凝汽器真空, 这是为了减少末级叶片摩擦鼓风所生的热量, 有利于控制停机过程中排汽温度和汽缸内积水的排出。只有在特殊情况下, 如闭式循环冷却水中断等使轴瓦温度升高的情况下才在 2500r/min 左右破坏凝汽器真空, 停真空泵, 以减少惰走时间。600MW 机组在真空状态下的惰走时间约 60~70min, 而在破坏真空条件下的惰走时间约 25min。

(2) 在汽轮机惰走期间应细听机内各部分声音正常, 注意高中低压差胀、轴向位移变化情况, 机组轴承金属温度和回油温度应明显下降, 机组振动情况正常。

(3) 机组转速接近盘车转速或转速到零时, 及时投入盘车装置运行, 检查盘车电流正常, 盘车转速正常, 转子偏心度正常。

(4) 破坏凝汽器真空, 当真空到零后, 停止向汽轮机供轴封蒸汽。

(5) 根据锅炉要求, 停运电动给水泵; 当汽轮机低压缸排汽温度低于 50℃, 且无其他凝结水用户时, 停运凝结水泵; 当汽轮机低压缸排汽温度小于 50℃, 且无其他冷却水用户时, 停运开式水泵和循环水泵; 然后停运闭式水泵。

机组停运后汽轮机盘车、润滑油系统运行的注意事项。

(1) 汽轮机盘车期间应监视汽缸膨胀值均匀减少, 盘车电流、转子偏心度正常, 润滑油温度在 27~35℃ 之间, 检查轴承金属温度和回油温度正常。

(2) 一般情况下, 汽轮机第一级金属温度小于 200℃ 时方可停止盘车; 第一级金属温度小于 150℃ 时才能停止润滑油系统。但在特殊情况下, 第一级金属温度小于 250℃ 时可以停止盘车, 第一级金属温度小于 200℃ 时可以停止润滑油系统。

(3) 在连续盘车期间, 因工作需要必须停止连续盘车或盘车因故障而停运时, 应遵循下列原则:

1) 汽轮机第一级金属温度小于 400℃ 时方允许因工作需要而停止盘车, 但停止时间不得超过 10min, 如 10min 内不能完成工作, 应分两次或多次进行。

2) 因某种原因停运盘车后, 再次投盘车前应先转子盘动 180°, 然后停留盘车停用时间的一半时间后, 方可启动进行连续盘车。此时应特别注意转子偏心度、盘车电流, 应无电流过大、偏心度升高或晃动的现象。

3) 在任何情况下都不得停止润滑油系统的运行, 如因某种特殊原因需停用润滑油系统, 必须在金属温度低于 300℃ 条件下, 而且停运时间不得超过 10min。

4) 对于设计安装有顶轴油泵的汽轮机, 盘车期间应始终保持原顶轴油泵运行和顶轴油压正常; 对于采用高速盘车的汽轮机, 当其顶轴油泵因故障跳闸时, 切忌手动停运盘车装置, 应立即抢修, 尽快恢复顶轴油泵运行。

5) 对安装有顶轴油泵的汽轮机, 若盘车装置因故障跳闸而再次投运盘车又无法盘动时, 可以采用停运顶轴油泵, 然后重新启动顶轴油泵, 再投运盘车装置的办法。因顶轴油泵的启停将使汽轮机的转子中心发生位移, 转子和汽缸的卡死点有可能消失。

第六节 停机后的维护保养

机组在停运后, 如不马上进行检修或根本就没有检修项目, 则应按制造厂的要求, 对汽轮机及其附属系统作必要的防护、保养措施, 以减少因较长时间停机而引起设备或系统损

坏,如金属部件锈蚀、润滑油(油脂)老化或因冰冻而造成的损坏。

(1) 机组停运时间不足 10d 时应做好以下保养工作:

- 1) 隔绝一切可能进入汽轮机内部的汽、水系统并开启本体疏水阀。
- 2) 隔绝与公共系统连接的有关汽、水、气阀门,并放尽其内部的剩汽、剩水和剩气。
- 3) 所有的抽汽管道、主、再热汽管道、旁路系统的疏水阀均应开启。
- 4) 放尽凝汽器热井、循环水进、出水室等剩水。
- 5) 放尽加热器汽侧剩水,加热器水侧采用湿保养。除氧器采用湿储存保养。
- 6) 小汽轮机的有关疏水阀打开。
- 7) 注意监视汽轮机房污水排放系统运行是否正常,防止凝汽器阀门坑满水。
- 8) 无特殊情况,应保持主机润滑油系统和润滑油净化系统连续运行。每天投运连续盘车半小时并做好转子偏心度记录。
- 9) EHC 油系统的油净化系统应保持连续运行。

10) 冬季机组停运后,应进行防冻,若汽缸上下缸温差大,则应关闭汽缸本体疏水阀和有关抽汽管道及主再热汽管道疏水阀。若穿堂风大时,应关闭所有汽轮机房的门窗。对于室外可能会造成冰冻的设备与系统,应采用保温、放尽剩水或定期启动等办法防止结冰。

(2) 机组停运时间超过 10d 的保养工作

机组停运时间超过 10d 时,除以上保养措施外,应将所有停运设备和系统内的剩水全部放尽,对加热器和除氧器采用充氮保养,氮气压力为 20kPa 即可。

(3) G/A 机组的保养要求

对于 G/A 汽轮机,若停运时间超过 7d,必须对汽轮机本体进行热风干燥保养。高、中、低压缸可分别通过下列管道上各自的空气注入接头($\phi 100$)向汽缸内充注压缩空气。

高压缸	放气管	压缩空气流量	70m ³ /h (标准状态)
中压缸	#4 级抽汽管	压缩空气流量	70m ³ /h (标准状态)
低压缸	#6 级抽汽管	压缩空气流量	260m ³ /h (标准状态)

按制造厂要求,该压缩空气的品质为:

杂质含量	<1 mg/m ³ (标准状态)
含油量	<2 mg/m ³ (标准状态)
湿度	<40%

因此,可采用电厂的仪用压缩空气作为汽缸防护气源。

各个空气注入口装有减压阀和滤网,经减压后的空气压力为 1.5kPa。

进入汽缸后的压缩空气经轴封装置、高、中压缸调节阀下游的疏水管、凝汽器人孔门后排向大气。

第七节 关于强制冷却

一、关于汽轮机强制冷却的设想

大容量汽轮机热容量大,保温性能良好,停机后自然冷却时间长。对于平圩电厂 600MW 机组,制造厂规定停机后,当高压缸首级金属温度降到 149~204℃ 时,方可停止盘车和润滑油系统运行,进行机组的检修工作。实际运行中,当机组一般事故停机时,首级金

属温度在 430~450℃ 左右，自然冷却到 180℃ 需 210~230h 方能停止盘车和润滑油系统。如果采取滑参数停机，首级金属温度最低可降到 290~300℃，自然冷却到 180℃ 停盘车和润滑油系统，仍需 120~130h，而且滑参数停机时，需要消耗许多的锅炉助燃油，增加电厂的燃油消耗量。停机后自然冷却，汽缸内金属温度下降速度一般为 0.75~1℃/h，这样使得机组检修工期延长，机组可用系数降低。缩短汽轮机停机后的冷却时间成为一项迫切的任务。为此，平圩电厂和东南大学合作，设置了汽轮机强制快速冷却系统。

目前，国内外正在研究使用的汽轮机快速冷却主要分为两类，蒸汽冷却和空气冷却。由于空气比热容小，强制对流放热系数只有过热蒸汽的 1/10~1/20，而且流量容易控制，没有相变换热，用空气冷却停机后的汽轮机比较安全，故平圩电厂 600MW 机组采用空气作为汽轮机停机后强制冷却的介质。其方法是用电加热装置，将空气加热，按蒸汽在汽轮机内的工作流向（顺流法），分别通入高、中压缸，加速汽缸和转子的冷却。

二、强制冷却系统的主要构成

平圩电厂两台 600MW 机组公用一套汽轮机强冷系统装置，由厂用压缩空气系统（共配备六台出力为 80m³/min 的空压机）向其提供压缩空气。该装置由两只气水分离过滤器、两只由可控硅控制的表面式电加热器和相应的管道、阀门和热工测点及控制装置组成。气水分离过滤器和电加热器均可采用串联或并列的运行方式，实际运行中一般采用串联方式。其主要技术规范如下：

（1）空气电加热器（2 台）

型号 YQL-1

空气流量 20m³/min（单台）

出口汽温 180±5℃（20m³/h 时）

系统串联运行时，出口气温最高可调至 400℃，系统并联运行时，出口最大气量可调至 80m³/min。

（2）气水分离过滤器

流量 45m³/min

分离效果 85%

由强冷装置加热后的压缩空气，通过隔离阀，可分送至两台机组，每台机组设有分气箱，通过 4 根支管，再分成 13 路，分别通入汽轮机高、中压缸。每一分路有 2 道隔离阀，可单独调节通入的空气量，隔离阀前设有暖管用排气阀。其中高压缸有 8 路进气，分别是高压导气管 4 路，高压缸内、外缸和调节级疏水各一路，还有一路位于高压缸上部进汽侧平衡孔，其排气主要通过高压缸上部排汽侧平衡孔和再热器排出。中压缸有 5 路进气，分别是中压导汽管 4 路，中压外缸疏水一路，其排气主要是通过低压缸真空破坏阀排出。

三、主要操作步骤及注意事项

（1）对强冷系统进行充分吹扫，排尽系统管道内积水，吹去其污垢。

（2）投入电加热器，调节出口气温，对系统暖管。

（3）汽轮机停机后 10~12h，汽缸内疏水充分排尽后，关闭汽缸本体和 #1、#3 级抽汽管气动疏水阀，其目的是防止压缩空气短路。

（4）待系统暖管充分，分气箱内压缩空气温度和汽缸内首级金属温度之差小于 150℃ 时，可分别打开各分路隔离阀，开始通气冷却。

(5) 在冷却过程中, 严格按照规定的下降速率控制进气量及强冷装置出口气温; 加强监视, 随时调整, 按时记录, 控制各项参数在许可范围之内, 确保设备机组安全。主要监视参数有: 高、中压缸金属温度及下降速率, 汽轮机上下缸温差, 轴向位移, 高低压差胀、偏心, 盘车电流, 缸胀, 高、中、低缸排汽温度, DEH 应力报警, 压缩空气流量、压力、温度, 强冷电加热器电流等。

(6) 在强冷过程中, 确保有关辅助系统运行正常。

(7) 待汽轮机首级金属温度下降到 130°C 时, (一般有 $10\sim 20^{\circ}\text{C}$ 温度反弹) 可停止强制冷却, 打开前面关闭的有关气动疏水阀。

(8) 再盘车 12h 左右, 确认汽缸内金属温度停止反弹开始平稳下降, 各项参数均正常时, 可停止盘车及润滑油系统运行, 许可检修工作。

四、实际运行结果

平圩电厂 600MW 机组汽轮机强冷系统从 1991 年开始到 1992 年 6 月完成设计、安装、投用。至今在两台机组上已投用共 20 多次, 平均每年 4~5 次。在机组计划大小修、事故状态下的抢修中, 发挥了充分的作用, 产生了很大的经济效益。使用一次, 使缸内金属温度下降速率由原来的 $1^{\circ}\text{C}/\text{h}$ 增大到 $7\sim 10^{\circ}\text{C}/\text{h}$, 可使事故停机下的抢修工期提前 150h 左右, 正常停机下的检修工期提前 80h 左右。

1996 年, 平圩电厂通过与东南大学进行合作, 对汽轮机强冷系统在原来手动控制操作的基础上, 进行了技术改造。主要采取计算机监控, 即通过计算机对汽轮机强冷进行状态显示、操作指导、报表采样打印、异常报警和自动控制的办法, 来完善系统功能, 减轻操作人员负担, 确保设备安全。

第九章 主要辅助运行

第一节 汽动给水泵与电动给水泵的运行

汽动给水泵和电动给水泵是汽轮发电机组的重要辅助设备，给水泵的安全运行是汽轮发电机组安全运行的一个重要保证。

各台 600MW 机组给水泵的运行均相类似。现以平圩电厂的给水泵为例，叙述其运行、运行特点以及注意事项。

一、概述

平圩电厂 600MW 机组配备两台 50% 容量的汽动给水泵，并有一台 25% 容量的电动给水泵作为启动备用泵。两台汽动给水泵并列运行可满足主机带 120% 额定负荷，当一台汽动给水泵和启动备用泵并列运行时，可满足主机带 90% 额定负荷。汽动给水泵及电动给水泵均为筒式多级离心泵，由沈阳水泵厂制造。汽动给水泵的小汽轮机系东方汽轮机厂根据加拿大西屋公司技术制造，为单轴、单缸、双进汽自动内切换、纯凝汽式变转速汽轮机，其控制方式采用微机电液控制。

二、汽动给水泵的运行

1. 汽动给水泵的运行特点

(1) 小汽轮机的转速采用微机电液控制，分“手动”、“转速自动”及“锅炉给水自动”三种控制方式，相互间可通过手动或自动实现无扰切换。

(2) 小汽轮机的进汽源有两路，相互独立，一路为低压汽源，来自主机的第四级抽汽，称作工作汽源；另一路为高压汽源，来自主蒸汽（也有来自冷再热蒸汽的），称作辅助汽源。两路汽源分别通过各自的高、低压调节阀以控制小汽轮机的转速，正常运行中，两路汽源可进行无扰切换，且切换时不会对小汽轮机产生太大的热冲击。

(3) 主机出力大于 75% 时，随出力的增加，小汽轮机低压调节阀基本维持在某一开度就可满足锅炉给水的需求；当主机出力小于 75% 时，随着出力的降低，小汽轮机的低压调节阀需逐渐开大才能满足锅炉给水的需求；当主机出力降至 40% 时，低压调节阀达到全开；当主机出力进一步降至 40% 以下时，只有通过逐步打开高压调节阀进汽才能满足锅炉给水的需求。

(4) 汽动给水泵配置有正暖和反暖暖泵系统，可在泵启动前投入该系统进行暖泵，以减少泵体上下温差。

(5) 汽动给水泵 B 的调节器设有偏置功能，正常运行中，可根据需要对两台汽动给水泵的出力进行合理分配。

2. 运行注意事项

(1) 启动前应先将暖泵系统投入，待泵体上下温差正常后，方可启动，以免造成泵体动、静部分发生摩擦。

(2) 汽动给水泵初期启动时，应注意泵体内水质，避免因水质不良造成泵体动、静部分

卡涩，影响启动。

(3) 汽动给水泵启动前禁止低速盘车，以免造成平衡盘磨损和止推轴承损坏。

(4) 启动过程中，应注意监视汽动给水泵出口压力、平衡盘压力、轴承温度以及密封水温等运行参数是否正常；注意检查泵体振动及内部声音是否正常；注意最小流量控制是否正常，防止水泵因过热而损坏。

(5) 停运时，应注意检查汽动给水泵出口电动门及出口逆止门是否关严，防止水泵出现倒转。

(6) 一般情况，小汽轮机送轴封蒸汽和抽真空应与主机同时进行，如因故被分开，则小汽轮机启动前，应先送轴封蒸汽，然后打开本体有关疏水手动阀，待小汽轮机真空与主机真空接近一致时打开排汽蝶阀，以免对主机真空产生影响。

(7) 小汽轮机冲转前，应注意检查，进汽管在暖管状态，高低压有关疏水手动阀及气动阀在打开状态，疏水气动阀控制开关在“自动”。

(8) 小汽轮机在冲转过程中，应注意阶段性暖机和监视轴承振动、轴向位移、轴瓦温度、排汽温度等运行参数是否正常，注意倾听机内声音是否正常。

(9) 小汽轮机停运时，应注意惰走是否正常，油系统应维持运行 24h 以上方可停运；停运后应注意监视轴瓦温度的上升趋势。

(10) 小汽轮机单独停运检修时，应先隔离本体有关疏水手动阀及排汽蝶阀，然后，破坏真空，并注意主机的真空变化，待小汽轮机真空到零后，再隔离轴封用汽。

三、电动给水泵的运行

1. 电动给水泵的运行特点

(1) 电动给水泵采用液力联轴器实现液力传动，无级变速，调速方便，稳定性好。

(2) 电动给水泵配置有正暖和反暖暖泵系统，在泵启动前可投入该系统进行暖泵以减少泵体上下温差。

(3) 机组负荷很低时，可维持电动给水泵转速不变，通过改变电动给水泵出口旁路调节阀的开度来实现锅炉给水量控制；当调节阀开大至 90% 开度时，电动给水泵出口电动门自动打开，这时，可通过改变电动给水泵的转速来实现锅炉给水量自动控制。

(4) 电动给水泵备用时，可将电动给水泵出口电动门全开，旁路调节阀关闭，调节器勺管放在 50%~80% 开度，以便当一台汽动给水泵突然跳闸时，电动给水泵能迅速地高负荷自启动，以保证给水及时供给。

2. 运行注意事项

(1) 启动前，应将暖泵系统投入，待泵体上下温差正常后，方可启动，以免造成泵体动、静部分发生摩擦。

(2) 初期启动时，应注意泵体内水质，避免因水质不良造成泵体动、静部分卡涩，影响启动。

(3) 启动过程中，应注意监视电动给水泵出口压力、平衡盘压力、轴承温度、密封水温、电动机电流及线圈温度等运行参数是否正常，注意检查泵体振动及内部声音是否正常，注意最小流量控制是否正常，防止水泵过热而损坏。

(4) 停运作备用时，应注意检查电动给水泵出口逆止阀是否关严，防止出口电动阀打开后水泵出现倒转。应投入电动给水泵的暖泵系统，使泵一直处于暖泵状态，以便紧急启动。

第二节 循环水泵的运行

循环水泵是汽轮发电机组的重要辅机，失去循环水，汽轮机就不能继续运行。在电厂，循环水泵总是最早启动，最先建立循环水系统。今以平圩电厂循环水泵为例加以介绍。

一、概述

平圩电厂 600MW 机组所用的循环水泵为立式筒体混流泵，系沈阳水泵厂从日本荏原制作所引进技术制造，泵的总扬程 20m，流量 $31140\text{m}^3/\text{h}$ ，转速 $370\text{r}/\text{min}$ ，效率 85%，冬季单泵运行时扬程 14m，流量 $40500\text{m}^3/\text{h}$ ，泵的汽蚀余量为 13.4m。

二、循环水泵的运行特点

(1) 循环水泵的进口装有旋转滤网，正常运行时滤网可以拦住 $7\text{mm} \times 7\text{mm}$ 截面的杂物以保证凝汽器胶球清洗装置工作正常。自动方式下，当滤网前后水位差达 100mm 时，滤网自动启动，冲洗水泵开启，可进行自动冲洗，30min 后，冲洗结束，自动停止。

(2) 循环水泵的出口蝶阀配有一套液压操作装置，为其提供开启动力，另配有重锤作为关闭动力。

(3) 蝶阀液压操纵系统配有电动和手动油泵，相互并联，正常情况下，油压由电动油泵建立，可实现液压油压自动控制，在失电情况下，可用手动油泵建立油压来开启蝶阀。

(4) 蝶阀配有锁定装置，在开、关状态下均由锁定装置固定阀门位置，锁定解除后阀门才能操作。

(5) 蝶阀操纵方式在“远方”方式时，其操作与泵之间可实现联动，即泵启动时，蝶阀先自动开至 20% 开度，泵开启后，再全开出水阀，泵停运时，蝶阀先自动关至 20% 开度，泵停后，再全关出水阀。

(6) 停泵时，为避免快关出水阀发生水锤冲击，应先快关出水阀至 20% 开度，时间为 4~8s，然后再缓慢地全关出水阀，时间为 11~17s。

(7) 循环水泵能承受反转转速达额定转速，且能在 10% 额定转速的反转工况下启动。

(8) 循环水泵的启动分“注水”和“正常”两种方式。“注水”方式启动时，蝶阀开至 20% 开度，泵启动后蝶阀不再开大。只有切至“正常”方式后，蝶阀才能全开（该功能专用）。

三、循环水泵运行注意事项

(1) 正常运行中注意检查泵体及电机的声音、振动以及轴承温度是否正常，电动机电流及线圈温度是否正常。

(2) 注意检查泵进口旋转滤网前、后水位差是否正常，泵的出口压力是否正常。

(3) 注意检查泵的密封冷却水滤网差压是否正常，冷却水流量、压力是否正常。

(4) 注意检查确认泵出口蝶阀控制方式在“远方”位置，蝶阀液压油站油泵工作正常，油位及油压正常。

(5) 两台循环水泵运行时，当一台泵跳闸时，待泵出口蝶阀自动全关后，再向跳闸方向复位控制开关，以免出口蝶阀未全关而造成循环水短路；两台泵同时跳闸时，应及时向跳闸方向复位控制开关，以免出口蝶阀不关，造成系统内的水大量回流。

(6) 泵投运时，待泵出口蝶阀全开后，再向合闸方向复位控制开关，以免出口蝶阀不全开。

第三节 真空系统的运行

真空系统的安全运行是汽轮机安全运行的可靠保证。真空系统在正常运行中主要有两个大问题，一是真空系统的严密性，二是要防止真空急剧下降。

一、水环真空泵的运行

1. 运行特点

(1) 真空泵进口气动蝶阀的前、后装有差压开关 (PDS)，真空泵启动后，当该差压小于 3kPa 时 (此值可调整)，气动蝶阀方能打开，以免开启备用泵时造成对凝汽器真空的影响。

(2) 当真空系统真空降低到比设定值还大 10kPa 时，可通过压力开关 PS 使备用泵自动投入运行；当抽气压力达到设定值 10~30kPa 时，则又由 PS 压力开关的作用使备用泵停运。

(3) 真空泵的额定转速为 490r/min，当实际工作转速大于额定转速时，泵的抽吸能力增加；耗功也增加；当实际工作转速小于额定转速时，泵的抽吸能力减小。转速过高，会造成能量用于压缩密封工作水上面，使耗功大大增加；转速过低，水环形成不良，甚至不能形成，影响抽吸效果。

(4) 当实际工作水温升高时，与实际工作水温对应的饱和蒸汽压力升高，真空泵的实际抽吸能力下降，反之，抽吸能力则提高。

(5) 当抽吸绝对压力升高时，真空泵的抽吸能力提高，反之，抽吸能力则下降。

(6) 当气水分离器的水位过高时，泵的耗功明显增大，甚至会造成电动机过负荷；当气水分离器的水位过低时，水环形成不良，甚至不能形成，会使泵的抽吸能力大大降低。

2. 运行注意事项

(1) 正常运行中，注意检查泵体及电机声音、振动以及轴承温度、电动机外壳温度是否正常。

(2) 注意检查气水分离器的自动补水是否正常，水位是否在 1/3~2/3 正常水位范围内。

(3) 注意检查热交换器的工作是否正常，工作介质水温不大于 40℃。当热交换器工作异常时，应进行反冲洗。

(4) 启动后应注意检查进口气动蝶阀是否打开，停运时应注意检查进口气动蝶阀是否正常关闭。

(5) 当气水分离器水位异常降低，泵的抽吸能力下降，影响到主机真空时，应及时进行手动补水。反之，当水位异常升高，真空泵的电流异常增大，甚至也影响到主机真空时，应及时切断补水，并打开放水阀，以防电机过负荷损坏。当真空泵因水位高跳闸后再启动时，应注意将出口逆止门上方的积水排净，以防出口逆止门打不开造成闷泵运行。

二、凝汽器的运行

1. 概述

平圩电厂 600MW 机组的凝汽器是由国内设计制造的双背压凝汽器，由两台单流程凝汽器组成，布置在两只低压缸的下方，冷却水均为双进双出。其中，凝汽器 A 为低背压凝汽器，压力为 4.1kPa，凝汽器 B 为高背压凝汽器，压力为 5.7kPa，其冷却面积共计 40000m²，

设计冷却水温 20℃，冷却水流量 57121t/h，冷却水温升 10.856℃。

2. 运行特点

(1) 高、低背压凝汽器的冷却水均为双进双出，冷却水由凝汽器 A 流进，经两根连通管，由凝汽器 B 流出，并且每台凝汽器的空冷区也分别有两个，各自相互独立，因而，机组正常运行期间，每台凝汽器都可以进行半边解列清洗。

(2) 低背压凝汽器 A 的热井为双层结构，上层为凝汽器 A 的凝结水储存盘，下层仓室则与高背压凝汽器 B 的汽侧相连，两台凝汽器凝结水水位差为 220mm，凝汽器 A 的凝结水，借水位差的作用由连通管引入高背压凝汽器管束下方的四只淋水盘上，在淋水盘内，高、低温凝结水充分混合后，经淋水盘淋下，再被低压缸 B 的排汽加热到相应的饱和温度，实现回热循环。

(3) 在高背压凝汽器 B 的四只淋水盘下方，设有抽气管，该抽气管与空气冷却区相连，以便在淋水盘的下方形成低压区，既可加速低压缸 B 排汽向淋水盘下方流动，提高回热效果，又可使不凝结性的气体及时抽掉，提高淋水盘的回热除氧效果。

(4) 在高、低背压凝汽器两端管板内侧的管束下面均装焊有一个条状集水槽（共 8 个），槽中的凝结水可通过取样泵取出，便于在运行中随时检查和监察凝结水的含盐量，以达到监视凝汽器铜管管板胀口是否泄漏的目的。

(5) 在凝汽器的循环水侧装有一套加氯装置，运行中该装置可自动或手动定期向循环水中添加氯，以控制循环水系统内的生物生成和污泥粘附。

(6) 在凝汽器的循环水侧还装有两台胶球清洗装置，运行中该装置可自动或手动定期对高、低背压凝汽器的铜管进行清洗以保证铜管的清洁度。

(7) 为防止凝汽器的铜管腐蚀，运行中定期添加硫酸亚铁，进行连续成膜。为防止凝汽器管板腐蚀，设置有阴极保护。

3. 运行注意事项

(1) 正常运行中应注意监视凝汽器的自动补水是否正常，防止凝汽器水位过高造成凝汽器真空降低、凝结水过冷度加大、溶氧升高，防止凝汽器水位过低，影响凝结水泵的正常工作，造成除氧器补水不正常。

(2) 应注意监视凝汽器管板是否脏污，在凝汽器循环水进、出水阀全开的状态下，若出现凝汽器进水压力增大、循环水进出口温差增大以及真空逐渐下降，则为管板脏污。此时，应进行凝汽器半边解列清洗或水侧反冲洗工作。

(3) 应注意监视凝汽器铜管是否脏污，在负荷不变的情况下，若出现凝汽器端差增大、循环水受热度减小以及真空逐渐下降，则为凝汽器铜管脏污。此时，应投运凝汽器胶球清洗装置，进行清洗。

(4) 应注意监视凝汽器铜管是否泄漏，在正常情况下若出现凝结水测量有硬度、凝汽器补水量不正常的减少以及真空下降，则为凝汽器铜管泄漏。此时，应进行凝汽器半边解列，进行捕漏。

第四节 回热加热器的运行

大容量汽轮发电机组的高、低压加热器是重要辅助设备。现以平圩电厂为例，略加叙

述。

一、概述

平圩电厂 600MW 的加热系统共设有 8 级抽汽、分别从高压缸第 8、11 级叶片，中压缸第 5、9 级叶片及低压缸第 2、4、5、6 级叶片后抽出，依次供给 3 台高压加热器、1 台除氧器和 4 台低压加热器使用。正常情况下高压加热器的疏水采用逐级自流方式由高至低最终疏至除氧器，低压加热器的疏水也采用逐级自流方式由高至低最终疏至凝汽器；异常情况下，若高、低压加热器逐级疏水不能满足要求，则分别可通过各自事故疏水回路直接疏至凝汽器。

二、回热加热器的运行特点

1. 高、低压加热器的运行特点

(1) 所有加热器都设置有疏水冷却段，对于高压加热器还设有过热段，过热段和冷却段的设置都提高了加热器的热效率，而且冷却段还减小了疏水气动阀后疏水汽化的可能性。

(2) 设有汽轮机防进水保护，正常水位控制器控制正常疏水气动阀疏水至下级加热器，高水位控制器控制事故疏水气动阀疏水至凝汽器。另外，高水位还通过高水位开关控制直接打开事故疏水气动阀，高高水位通过高高水位开关控制关闭抽汽进汽电动门和逆止门以及上一级加热器的正常疏水气动阀，对于 #7、#8 低加无抽汽电动门及逆止门，则关闭水侧进、出水电动门并打开旁路电动门。

(3) 设有汽轮机防超速保护，当汽轮机跳闸时，会自动关闭抽汽进汽电动门和逆止门，当汽轮机 OPC 保护动作时，会自动关闭抽汽逆止门。

(4) 在机组正常启停时可与汽轮机间实现自动滑启滑停。

2. 除氧器的运行特点

(1) 除氧器的水位控制分单冲量及三冲量两种方式，低于某一负荷时，采用“单冲量”控制，以除氧器水位直接作为控制信号，高于某一负荷时，自动切换至“三冲量”控制，则主要以除氧器水位、给水流量以及凝结水流量作为控制信号。

(2) 设有汽轮机防进水保护，除氧器正常水位控制除氧器的补水调节阀；高高水位，关闭除氧器的进水调节阀及其旁路电动阀，以及 #3 高压加热器正常疏水气动阀，打开除氧器的事故泄放阀；高高高水位，自动关闭除氧器进汽电动阀。另外，除氧器高水位则作为高高水位保护动作的逻辑条件。

(3) 除氧器的压力可实现自动或手动控制，正常运行中，除氧器压力随抽汽压力变化而变化，保持滑压运行。在机组启、停和低负荷状态下运行时，则用辅助蒸汽通过压力控制阀对除氧器的压力进行自动和手动控制。

(4) 设有给水泵防汽蚀保护，当汽轮机跳闸时，经一段时间迟延后，将除氧器补水调节阀关闭，从而抑制除氧器压力和给水泵有效净正吸水头的衰减，防止给水泵的汽蚀。

(5) 除氧过程分两次，先是凝结水通过弹簧喷嘴喷成雾状后和一次加热蒸汽混合实现初除氧，混合后的凝结水再经淋水盘淋至填料层“Ω”型件上溅起与二次加热蒸汽充分混合，实现深度除氧，总除氧效率可达 98% 以上。

三、运行注意事项

1. 加热器运行注意事项

(1) 正常情况下，高、低压加热器应随机组滑启滑停，若因某种原因不能随机滑启滑

停，应按由低到高的顺序依次投入，按由高到低的顺序依次停止。

(2) 加热器投运前，应注意检查疏水自动控制、有关报警信号及连锁保护是否正常，水位计是否完好。

(3) 加热器投入时，应先投水侧，再投汽侧，停止时，应先停汽侧，后停水侧。

(4) 机组正常运行中，投加热器时应注意预暖加热器，同时注意检查加热器是否泄漏，注意控制加热器的出水温度变化率在规定范围内。

(5) 机组正常运行中，停加热器时，应注意检查上一级加热器事故疏水回路是否正常，在高负荷下停高压加热器时，还应注意凝结水流量及除氧器水位的变化，当凝结水流量不够，除氧器水位降低时，应及时开启备用凝结水泵运行；停低压加热器时，应注意凝结水出口温度及除氧器水位的变化。当除氧器进凝结水，其温度与除氧器工作水温的温差较大而造成除氧器水位波动，补水不能投自动时，应切至手动方式进行补水。另外，泄漏加热器在停运时，只有确认水侧完全隔绝后，才允许隔离汽侧疏水回路，在隔离水侧走旁路时，应注意给水流量或凝结水流量的变化，防止断水事故发生。

(6) 在加热器正常运行中，应注意检查加热器系统有无异常振动及汽水冲击声，应注意检查疏水自动控制、加热器水位、进出口水温以及端差是否正常，应定期试验检查加热器有关连锁保护是否正常。

2. 除氧器运行注意事项

(1) 正常运行中应注意检查除氧器的自动补水是否正常，防止除氧器水位过高造成满水以及除氧器水位过低造成给水泵跳闸。

(2) 应注意监视除氧器的工作水温及压力是否正常，溶氧是否正常。

(3) 应注意检查除氧器运行中有无异常振动及汽水冲击声。

(4) 应定期对除氧器的有关连锁保护进行试验，如发现异常，应及时处理。

第五节 高低压旁路系统的运行

高、低压旁路系统是大型机组增加启动灵活性以及增加电网调度可靠性的重要手段之一。现以平圩电厂为例，略介绍其使用条件、功能、运行特点以及运行注意事项。

一、概述

平圩电厂 600MW 机组旁路系统及其控制设备是由瑞士苏尔寿公司设计制造的，分高压两级，串联组成。高压旁路为过热器出口蒸汽经减温减压后至再热器进口，低压旁路为再热器出口蒸汽经减温减压后去凝汽器。两级旁路的通流量相同，为锅炉额定蒸发量的 30%，即 600t/h，其主要作用是协调机组以最短的时间完成热态启动以及甩负荷时的汽压保护，配合锅炉与整个机组实现甩负荷后的一些较复杂、困难的运行方式，其运行的好坏对主机的安全、经济、稳定运行具有十分重要的意义。

二、旁路使用条件

(1) 检查确认高、低压旁路系统液压油站运行正常，其油站油位、油压正常。

(2) 确认高、低压旁路控制系统正常，其控制盘上有关压力、温度及阀位设定正确，各种信号指示正常。

(3) 确认高、低压旁路疏水液位开关报警正常，疏水气动阀动作正常，疏水手动隔离阀

在打开状态。

(4) 确认高、低压旁路阀均在关闭位置。

(5) 确认高、低压旁路减温水隔离阀处于打开位置。

(6) 打开高、低压旁路隔离阀。

(7) 在 DEH-B 盘上确认“旁路允许投入”指示灯亮，按下“投入”按钮，确认其灯亮。

(8) 在旁路控制盘上分别将高、低压旁路阀及其减温水阀控制方式投入“自动”或“手动”。

三、旁路功能

(1) 建立锅炉的启动负荷，缩短机组热态启动时间，减少启动期间的工质损失。

(2) 汽轮机跳闸后，维持锅炉在最低负荷下稳定运行，以便汽轮机重新快速启动，实现停机不停炉工况。

(3) 电气主开关跳闸后，汽轮机带厂用电运行时，维持锅炉在最低负荷下稳定运行。

(4) 机组滑压运行或甩部分负荷时，起超压保护作用。

(5) 在停机不停炉工况时，起保护再热器作用，避免再热器因干烧损坏。

备注：由于旁路容量设计过小，在实际运行过程中，上述 (2)、(3) 项功能往往难以实现。

四、运行特点

(1) 汽轮机热态启动时，高压旁路控制系统可对过热器出口蒸汽压力进行控制。

(2) 机组正常运行期间发生汽轮机跳闸且高压旁路排汽温度不高时，则旁路迅速打开维持 3s，其调节控制作用也同时被闭锁。

(3) 高压旁路出口汽温控制由一个具有前馈的定值调节系统实现，可保证再热器进口汽温不超过某一定值，以保护再热器不致因过热而损坏。

(4) 汽轮机热态启动时，低压旁路控制系统可对再热器出口汽压进行控制，在中压缸冲转前后至高压缸进汽前，低压旁路逐步关小以维持再热器出口汽压在 0.86MPa，在高压缸进汽后，再热器出口汽压随汽轮机首级压力增加而增加，同时低压旁路也随之进一步关小直至关闭。

(5) 运行中发生汽轮机跳闸时，低压旁路迅速打开，维持 1s，同时将低压旁路控制切为手动。

(6) 低压旁路出口汽温可实现自动控制以保证进入凝汽器的汽温不超过某一定值，它用进入凝汽器前的压力来代表汽温，可避免因喷水雾化不良造成汽温测量不准。

(7) 低压旁路控制系统具有凝汽器过流量保护，以保证凝汽器的真空在低压旁路投运时不致过分下跌。

(8) 当出现凝汽器压力高、凝汽器温度高、低压旁路减温水压力低以及锅炉发生 MFT 等情况时，低压旁路将被闭锁打开。

五、运行注意事项

(1) 投入旁路时应注意先投低压旁路，再投高压旁路，冷态情况下，应注意暖管，注意高、低压旁路的疏水气动阀动作正常，防止管道出现剧烈振动。

(2) 旁路投入后，应注意高、低压旁路的减温水液动阀动作正常，注意监视高、低压旁

路的出口汽温在正常范围内。

(3) 旁路投入后, 还应注意监视汽轮机的转速, 防止因高压缸排汽逆止门不严, 漏汽通过中压缸冷却管进入中压缸而造成汽轮机冲转。

(4) 旁路停运时, 应注意先关高压旁路, 待再热器出口压力降至负压后再关闭低压旁路, 以免汽轮机复置后突然升速, 此外, 应注意检查高、低压旁路是否关严, 其减温水液动阀是否相应关严。

(5) 旁路在投、停时应缓慢地操作, 防止对汽包水位产生大的扰动。

(6) 应定期对高、低压旁路油站的油质进行取样化验, 油站再生冷却装置应定期投、停, 以保证油质合格, 防止因油质不合格造成旁路液动阀出现卡涩。

运行中出现的问题及改进措施

第十章 汽轮机本机组运行中出现的问题及改进措施

第一节 机 组 振 动

一、振动实例

(一) WH 机组

平圩电厂两台 600MW 机组振动状况良好,各轴颈振动值均小于 $90\mu\text{m}$ 。因振动而出现的问题都是发生在机组启动过程中,主要原因有以下几方面。

1. 安装过程中轴系不平衡引起振动

平圩电厂 2 号机于 1992 年 7 月 22 日首次冲转,冲转过程中, #5、#6、#8、#10、#11 轴振均超过跳闸值 ($254\mu\text{m}$),见表 10-1。

表 10-1 最大轴振及对应转速关系

轴承序号	转速 (r/min)	振幅 (μm)	轴承序号	转速 (r/min)	振幅 (μm)
#5	2560	290	#8	2760	280
#6	2650	280	#10	1840	450
#7	2679	140	#11	1920	280

达到额定转速后, #8 瓦轴振 $240\mu\text{m}$, #11 瓦轴振 $280\mu\text{m}$, 接近或超过跳闸值。

为了消除振动,安装公司停机进行了 40 多天找正,重新启动,但振动仍然很大,为此进行了转子动平衡工作。经有关专家帮助,在汽轮机低压转子、发电机转子上先后配重 8 次,进行动平衡试验,前后历时半个月,终于消除了振动。机组冲转升速时,各轴颈振动都小于跳闸值。在额定转速下,除 #10 瓦振动稍偏大 ($90\mu\text{m}$) 外,其余各瓦轴颈振动均达到良好标准 (小于 $76\mu\text{m}$)。

2. 转子对轮挡风罩脱落引起振动

1991 年 11 月 6 日,平圩电厂 1 号机首次大修后启动。当汽轮机中速暖机 (2040r/min) 结束后,一切正常,升速到 2800r/min 时,突然从汽轮机运转平台传来一声巨响,控制室内, #7、#8、#9 瓦振动指示直线上升,“报警”、“跳闸”指示灯同时亮, #3、#5、#6、#10、#11 瓦振动报警灯亮,汽轮机因振动大而跳闸。电子室内, #8 瓦振动指示到

头。运转层台板感受到强烈振动, #8 瓦轴承室有明显的金属摩擦声, 立即紧急停机进行检查。打开轴承室, 检查发现原来是新制做的转子对轮挡风罩脱落并扭曲, 且将盘车装置喷油管堵头打断, 该堵头飞出撞坏了 OPC 转速测量探头和低压差胀测量装置。对轮挡风罩脱落原因是其安装中心不正, 固定不牢固。经重新制做, 安装对轮挡风罩后, 机组再次启动, 情况正常。

3. 热膨胀不均引起振动

1988 年 11 月, 平圩电厂 1 号机调试过程中, 一次汽轮机冲转至 2040r/min 中速暖机时, 发电机 #10 瓦振动逐渐增大, 并最终达到跳闸值而保护动作。就地检查发现其振动确实大, 同时发电机壳体两侧温度明显不一样。经仔细检查, 原来是发电机氢冷却器一侧因阀门指示状态错误, 而导致冷却水未送。将该侧冷却水投入后, 机组重新复置冲转, #10 瓦仍然振动大而跳闸。经过几小时盘车, 待发电机两侧壳体温度相同后, 再启动冲转, #10 瓦振动正常。此次振动是因发电机受热膨胀不均造成的。

4. 转子热弯曲引起振动

1991 年 6 月, 平圩电厂 1 号机检修后启动, 发现机组盘车运行中脱开, 查曲线记录, 估计脱开时间约 4h。立即将盘车重新投入, 2h 后偏心指示 $105\mu\text{m}$, 3h 后指示为 $60\mu\text{m}$ 。此时, 进行汽轮机冲转, 当转速达 200r/min 时, 各轴颈振动达 $200\mu\text{m}$; 500r/min 时, 各轴颈振动达 $250\mu\text{m}$; 650r/min 时, 各轴颈振动达 $300\mu\text{m}$ 以上, 振动保护动作跳闸。惰走过程中, 振动值仍居高不下。转速到零, 投入盘车, 破坏真空停轴封汽, 进行观察, #2、#3 瓦处有明显的金属摩擦声。盘车至次日上午, 金属摩擦声基本消失。24h 后, 偏心指示 $120\mu\text{m}$, 重新冲转, 振动正常, 启动成功。此次振动是汽轮机盘车脱开后重新投入盘车时因连续盘车时间不够, 转子热弯曲造成的。

(二) 东芝机组

汽轮发电机组振动的原因是多方面的。振动对汽轮发电机组的安全、稳定运行构成严重的威胁。引进或国产引进型 600MW 汽轮发电机的轴振动正常运行时一般都在 $60\mu\text{m}$ 以下。但在机组投运初期或连续稳定运行过程中, 因转子质量发生偏移、汽轮机基础沉降、低压缸局部变形和密封瓦摩擦等引发汽轮发电机组振动变大或强烈的事例也并不少见。下面结合振动实例对东芝 600MW 汽轮机运行中的转子质量不平衡振动及分析处理作一分析介绍。

1. 振动概况

该机组于 1990 年 10 月正式移交试生产, 投产时机组振动情况良好。随着运行时间的增长, 机组轴系振动在局部负荷工况点及再热汽温变化时明显增大, 尤其在低压 (B) 转子两端的轴承座及轴相对振动增大较多, 均达 $90\mu\text{m}$ 左右, 严重威胁着机组的安全运行。该情况共发生了两次, 分别为 1993 年 10 月和 1994 年 8 月。其振动特征和处理方法相同。

2. 机组振动故障特征

(1) 机组振动随运行工况变化, 机组在 3000r/min 工况及低负荷和高负荷区振动情况良好; 在 300~450MW 负荷区间随时可能激起异常振动, 主要表现在 #7、#8 轴承处。当异常振动发生时, 轴承座振动的增加要大于轴振动的增加, 这在国产机组中是不多见的。实测转轴绝对振动表明: 轴绝对振动与轴承座振动为同相振动, 同相振动导致轴振动指示偏小。

(2) 对正常工况和异常工况下的轴系振动分别进行频谱分析, 其振动频率均以工频为主, 非工频分量在各工况下基本保持不变, 振动的增大主要是工频分量增加所致。

(3) 低压 B 转子为二阶振动型, 当机组振动情况恶化时, #7、#8 轴颈处轴振动相位

逆转发生变化, 相位基本保持 180° , 具有良好的重复性。

(4) 机组振动与再热汽温有关, 机组振动随再热汽温的升高而增大, 进一步试验表明, 当再热汽温升高时, 机组振动与负荷无关, 但振动的变化滞后于汽温的变化, 滞后时间为 $3\sim 4\text{h}$ 。

3. 机组振动故障分析与处理

由机组振动故障特征分析可知, 机组振动为强迫振动。机组振动的变化滞后于再热汽温的变化, 这表明振动与机组的热状态有直接的关系, 分析 $350\sim 500\text{MW}$ 负荷区的再热汽温, 发现在这一负荷区的再热汽温明显高于其余负荷, 这一结果与再热汽温试验结果相吻合。再热汽温的变化直接影响着中、低压缸的进汽温度, 根据机组振动可排除中压缸的异常。实测低压缸以及轴承座支承无异常, 而且振动主频率为 50Hz , 这可进一步确诊为低压转子平衡状态在热态情况下发生变化所致, 即低压转子 B 在热态下产生一定的热变形。产生热变形的的主要原因, 可能是该低压转子材料的热稳定性似有问题, 但东芝也未能确切释疑。

根据轴系振动故障诊断结论, 决定进行热态动平衡, 并对测取的振动数据分析计算, 最终在低压 B 转子两端加反对称校正量。第一次(即 1993 年 10 月)为 $P7 = -P8 = 183\text{g}/285^\circ$ 。第二次(1994 年 8 月)为 $P7 = -P8 = 180\text{g}/285^\circ$ 。第二次处理后至今已近三年, 机组振动情况良好, 均在 $50\mu\text{m}$ 以下。

(三) G/A 机组

G/A600MW 机组投运初期及投运后曾多次发生碰摩振动, 概述如下。

1. 碰摩振动的原因、特点与危害

随着机组容量的增大, 蒸汽参数越来越高, 汽缸数增多, 转子亦越来越长。为了减少漏汽量, 使汽封长度增加, 间隙减小, 更容易引起转子与汽封等的摩擦。对于新投运的机组存在着制造应力释放问题, 因此机组在运行中间隙的变化难以准确掌握, 投运初期就容易发生碰摩。

碰摩振动既可发生在机组的启动过程中, 又可出现在带负荷稳定运行时。在某种程度上讲, 后一种情况有更大的危险。因为, ①高转速下振动能量较大; ②采取改变负荷的措施一般并不能消除摩擦或使振动减弱; ③如果被迫停机, 停机过程需要一段时间, 而且还要经过临界转速区, 摩擦会进一步加剧。摩擦的发展变化趋势有两种可能, 一种是经过一段时间的摩擦, 动、静部分脱离接触, 转子振动逐渐恢复正常, 但经过一段时间后摩擦可能再次发生; 另一种可能是摩擦使转子弯曲, 形成越弯曲、越摩擦的恶性循环, 表现为振动持续增长, 而且增大的速度越来越快, 同时还将波及相邻轴承, 使其亦发生摩擦而振动情况恶化。这种振动如不及时控制, 很可能使摩擦部分的热应力超过材料的屈服极限, 造成转子永久弯曲, 甚至使转子出现裂纹, 以致断裂。

摩擦发生的时候, 转子的振动取决于原有的不平衡与摩擦热弯曲的合成效应。由于两者的方向不一定相同, 且后者的大小和方向会不断变化, 必然引起振动相位的变化。有些摩擦振动, 在摩擦的初期, 振幅不一定会明显增大, 甚至有所降低, 但却会从相位的变化上明显地反映出来。

综上所述, 碰摩振动具有以下几个特点:

- 1) 较多地发生在新机投运或机组大修后启动时;
- 2) 振动的振幅和相位不断变化;
- 3) 振动主要是基频成分。

2. G/A 汽轮机带负荷过程中碰摩振动的分析处理

1994年12月24日夜班,机组负荷300MW,且已连续运行10多d,从0时开始,6号轴承振动从稳定的 $33\mu\text{m}$ 慢慢向上爬升,当振动达 $50\mu\text{m}$ 左右时,7号轴承、5号轴承、4号轴承、3号轴承和8号轴承振动也开始逐渐爬升。运行人员全面检查各项运行参数及润滑油油温,均未发现异常,而机组轴承振动却一直向上爬升,而且上升趋势越来越快,就地手动测量各轴承振动亦明显增大。运行人员迅速减负荷直至70MW,但振动依旧不断上升。当机组振动达G/A规定的设计值(垂直振动达 $130\mu\text{m}$)时立即手动脱扣停机。停机后振动立即下降,但在机组越过临界转速区域时,振动又多次回升至 $200\mu\text{m}$ 。机组的惰走时间和盘车电流及转子偏心度均与以往一样,无任何异常,初步断定机组未受较大的损伤。

由于本次振动事故发生在机组经过较长时间连续稳定运行之后的300MW负荷稳定工况下,且振动的发展变化比以往(机组调试时)几次要缓慢(指振动开始阶段)。又由于振动发生在晚上零点左右,振动发现较晚,因机组负荷较高,处理也相对较慢。

从事故后对TSI记录仪和历史数据打印来分析,振动是从6号轴承开始,逐步扩展至7号、8号、5号、4号和3号轴承,而且振动是呈不断上升趋势,经减负荷处理仍丝毫没有减弱振动的增大。从经验上讲,这是比较典型的碰摩振动。因为,①振动以基频分量为主,属普通强迫振动,可排除除强迫振动以外的诸如油膜振荡、联轴器对中不良或螺栓受力不均等产生的振动。②振动呈不断增加的趋势,没有突变性,故可排除转动部件上的部件(叶片、围带、拉筋等)的脱落引起的振动。因此,唯一不能排除的是因低压缸局部变形和中压缸偏移而导致动静相碰的摩擦振动。该机在启动初期曾4次因轴封摩擦而使振动增大。经过半年多的带负荷运行,因基础沉降和汽缸及管道应力的释放使轴封部位局部变形而导致摩擦振动是完全有可能的。

停机后全面检查发现,低压缸轴封和中压缸轴封均发生过严重的摩擦现象,低压缸轴封的上间隙小于设计值下限,中压缸3号轴封的左侧间隙为零。

由上分析得知,轴封间隙偏小,造成动静相擦是导致本次事故的根源。处理方法是4个轴封的上间隙放大至 $1.3\sim 1.4\text{mm}$,下间隙不变。对中压缸重新进行负荷分配试验,消除了中压缸的偏移问题,轴封间隙也恢复至设计值。

1995年1月29日机组重新启动冲转直至带上300MW负荷,并在该负荷下稳定运行2h以上,汽轮机各轴承振动均在 $40\mu\text{m}$ 以下。直至1995年11月机组大修,机组运行了1a多时间,经历了各种负荷工况的考验,振动情况一直很好。由此看出,对上次振动事故的判断和处理对策是正确的。

二、关于汽轮发电机组振动的控制值

(一) 设定控制值的必要性

如前所述,摩擦是通过振动来反映的,因而控制振动就可控制摩擦。由于摩擦引起振动的变化,控制振动就是控制振动的变化量。但如果控制过严,会引起频繁停机,而且对尽早消除摩擦不利;控制过松,有可能导致永久弯曲。因此对于摩擦振动必须确定适当的量值。

评价振动的准则有两种:一种是依据振动的大小,另一种是依据振动的变化量,目前广泛采用的是前一种。例如,G/A公司对轴的绝对振动的评价标准见表10-2。

表 10-2 轴的绝对振动的评价标准

$< 50\mu\text{m}$	$50 \sim 100\mu\text{m}$	$100 \sim 130\mu\text{m}$	$> 130\mu\text{m}$
优 良	合 格	报 警	停 机

这种准则的优点是简单易行，易于被运行人员所接受。但是从故障诊断的角度看，这种准则是有缺点的，它没有考虑到振动的变化量，而这种变化正预示着某种故障的存在。如果不论何种情况都完全按照这种准则执行，有时会带来不安全的因素。我国有很多机组，当发生振动时，停机值按设计的极限执行，停机后在越过临界转速区域时振动急剧上升，导致转子永久弯曲。

（二）关于振动的控制值

有关标准对振动变化量的限制如下：

1) 轴振动

国际标准化组织（ISO）关于大型汽轮发电机组轴振动标准（7919/2 讨论稿）中推荐：对于额定转速为 3000r/min 的机组，轴的绝对振动相对于某一参考值的变化量应限制在 $50\mu\text{m}$ 之内，如变化量超过限值则应报警。

2) 轴承振动

ISO 关于 50MW 以上汽轮发电机轴承座振动标准（2372/2，美国，加拿大提案）中推荐：不同转速下，对轴承座振动相对于参考值的变化量的限制见表 10-3。如超过限值则应报警。

表 10-3 轴承座振动相对于参考值的变化量的限制

转速 (r/min)	1500	1800	3000
限值 (μm)	22.5	20.75	15.75

以上的参考值由原先的测量决定，它反映了正常情况下的振动水平。

这两种标准对振动变化的停机值均未作明确规定。ISO7919/2 指出，报警后需查明振动的原因并参考振动的最大值以及振动在新的状态下能否稳定，再确定采取何种措施。ISO2372/2 指出，如振动变化超过报警值则应引起严重注意，尤其在这种变化是突然发生时。为确定振动的原因，应着手诊断研究，并决定应采取的措施。

当振动变化量超过报警值时，可采取一些试探性的措施进行观察，如改变转速、油温、负荷等。如振动继续变化，且经过分析认为发生摩擦的可能性比较大时，则应考虑停机。

参照以上两项标准，并结合对一些实测资料的分析，北仑港电厂 1 号、2 号机组对振动事故处理规程增加了在正常运行期间（指 3000r/min 定速运行工况），汽轮发电机组轴承振动突然升高（即变化量） $50\mu\text{m}$ 以上且相邻轴承振动也有较大上升时，应按紧急停机处理。这里特别加上“相邻轴承振动也有较大上升时”的原因，是防止当某轴承振动测量系统故障时而误诊断为汽轮机轴承振动大。

目前，国内尚没有轴振动标准，也没有关于振动变化量的限制标准，提出并规定上述停机条件主要是针对摩擦振动的，以使运行操作、事故处理有一个明确可执行的标准。所以运行人员必须建立一个明确的概念：在发生摩擦振动时，为了保证机组的安全，不能拘泥于现有的关于轴承振动绝对值停机值的一些规定，要依据实际情况提前停机，防止大轴弯曲。

三、防止和减少汽轮发电机组振动的几点措施

根据《华东电网汽轮机技术监测工作条例》的精神，应做好以下几方面工作。

（1）运行方面。运行人员应学习和掌握有关机组振动的知识，明了启动、运行和事故处

理中振动的可能原因、引起的后果及处理方法。运行人员还应熟悉汽轮发电机组各阶段轴系临界转速，并掌握在升速和降速过程中各阶临界转速下每个轴承的振动情况。运行人员还应熟记该汽轮发电机组的振动特性及历次振动事故的异常情况和处理方法。

(2) 加强振动的前期管理工作。测量机组振动状态与特性是考核评价机组设计、制造、安装及运行综合水准的一项重要指标。各级机构应加强振动工作的管理，制订出相应的管理办法，使能真正为机组安全运行服务。要加强设备选型、监造、安装中的技术管理。振动问题80%以上为制造安装不良造成，这是目前的薄弱环节。目前，从事电厂振动消缺的技术人员基本上不参与机组投运前的各项工作，不了解机组结构特点，要最后解决振动问题作用不大，而有些问题完全可以在基建过程中解决。为此，在目前还缺少十分有效的基建技术管理办法以前，应让电厂从事振动消缺的有关人员参与基建阶段的技术工作。

(3) 加强振动监测装置的管理。对一些不能正常使用的装置，应组织力量分析原因，提出措施。属设备选型问题的，应加以改造；属维护问题的，应有整改措施。可参照技术监督管理办法，制订相应的检查考核措施，把机组振动监测装置管起来，确保稳定、可靠、正确。

(4) 大机组投运愈来愈多，振动问题日趋复杂。因此，加强振动技术队伍的建设，提高人员的技术水平刻不容缓。从事振动消缺的主要是各试研所（院），目前仍存在专业人员缺少获得专业新知识机会的薄弱环节，应加强培训和交流。

第二节 叶 片 断 裂

一、概述

叶片损坏事故，在汽轮机事故中占的比例较大，给设备安全、经济运行带来一定影响。叶片损坏的原因是多方面的，它与设计、制造、安装工艺、运行维护等因素有关。此外，电网低周波运行、某些机组不适当的超出力、水击等，又是加剧叶片损坏的重要因素。叶片损坏的情况，包括叶片断落、裂纹、围带飞脱、拉筋开焊或断裂、叶片水蚀等等。

(一) 运行中叶片或围带脱落的一般征象

1) 单个叶片或围带飞脱时，可能发生碰击声或尖锐的声响，并伴随着突然振动，有时会很快消失。

2) 当调节级围带飞脱时，如果堵在下一级导叶上，则将引起调节级的压力升高。

3) 当低压末级叶片或围带飞脱时，可能打坏凝汽器钛管，致使凝结水硬度突增，凝汽器水位也急剧升高。

4) 叶片断落会使转子不平衡，因而引起振动明显增大。

(二) 防止叶片损坏的措施

1) 电网应保持正常周波运行。防止周波偏高或偏低，以致引起某几级叶片陷入共振区。

2) 蒸汽参数和各段抽汽压力、真空等超过制造厂规定的极限值时，应限制机组出力。

3) 当汽轮机内部发出冲击声而且振动加剧时，应立即停机检查，以免事故扩大。

4) 超出力运行的机组，对叶片与隔板的应力、隔板挠度等应进行核算，以便有根据地订出超发的安全系数。

5) 在机组大修中，应对通流部分损伤情况进行全面细致的检查，这是防止运行中掉叶

片的主要环节之一。为此，要由专人负责，作好叶片围带和拉筋等部件的损伤记录，保存好损伤部件的实物，必要时进行拍照，列入技术档案，以备分析问题查用。

叶片的检查包括如下内容：

1) 检查叶片拉筋附近及叶片进出口边缘、铆钉头和叶片顶端的交界处、叶片工作部分靠近叶根截面变化的地方、叶片根部露出轮槽的地方、叶片表面硬化区域等处是否损伤。

2) 检查叶片表面受到冲蚀、腐蚀或损伤缺口的情况。

3) 检查围带铆钉孔处有无裂纹，铆钉的严密程度，围带是否松动，铆钉有无剥落和裂纹。

4) 检查拉筋有无脱焊、断开、冲蚀、腐蚀的现象。

5) 在冲洗叶片前，要检查叶片积垢情况并进行化学分析。

对于较长的后几级叶片和曾发生过损坏的叶片，在大修中要进行静态频率测量和探伤试验。叶片存在的缺陷要及时处理，振动特性不合格的要进行调频处理，经常保持动、静叶片完整无缺。

此外换叶片、焊拉筋、铆接围带时，要严格按照检修工艺规定的要求进行。汽轮机蒸汽管道、阀门及本体封闭前，要进行详细检查，严防各种尖硬物件遗落在内，以免运行中叶片受到损伤。

总之，大机组必须贯彻《华东电网汽轮机技术监测工作条例》的精神。

二、叶片损坏事故实例

(一) 北仑港电厂#2汽轮机叶片损坏事故

北仑港电厂#2汽轮机(G/A)于1994年4月投运至机组第一次大修，共累计运行近1万h。在首次大修揭缸后，进行常规性检查时发现，低压转子次末级、末级共8级叶片能轻轻摇动且晃动厉害，中压转子第9级(即末级)49叶片由出汽侧向进汽侧倾斜，因而制造厂决定拆下这九级叶片进行认真检查，检查结果发现低压末级、次末级和中压第9级叶片均有损坏。

1. 低压转子次末级和末级弹簧片断裂

(1) 弹簧片损坏情况

低压次末级叶片叶根底部有两块弧形的弹簧片支撑叶片的纵向定位，低压末级叶片叶根底部有三块弧形的弹簧片支撑叶片的纵向定位。首次大修拆下后发现断裂弹簧片约占1/6。

(2) 弹簧片损坏原因分析及处理

制造厂经对断裂弹簧片的试验研究分析认为：该弹簧片所用材料为55ST钢，正常组织为回火屈氏体，所用材料正确。但该材料在潮湿的空气环境中容易受应力腐蚀(Stress Corrosion)而损坏，因此，损坏原因归结为机组停运保养，特别是在较长时间的停运期间，电厂未采用热风干燥保养。电厂认为G/A并未随机提供热风干燥设备和干燥操作方法，弹簧断裂是材料热处理不当引起。

为了防止在今后的运行过程中再次发生弹簧应力腐蚀以致断裂事故，G/A对新更换上的弹簧片其表面采用真空法涂锡，据称涂锡后可防止应力腐蚀。但在更换新弹簧片过程中又有8片断裂。因此，该弹簧片有待今后运行中检验。

浙江省电力试验研究所对该弹簧片断裂的分析结论为：

1) 用55ST钢生产的弹簧件，正常组织应为回火屈氏体。但根据断裂试样金相组织形

貌与硬度测定值判断应属于回火马氏体。回火马氏体组织中仍保留较高的含碳量,且少量的极为细小的碳化物与M仍保持共格关系,因而硬度高、脆性大,无法满足弹簧使用性能的要求。

2) 用55ST钢生产的弹簧件,表面脱碳深度应有严格控制。根据国标GB1222-84,要求冷拉钢材总脱碳层深度不大于直径或壁厚的2.0%。现弹簧片厚度为2.5mm,不完全脱碳层深度为0.07~0.08mm,占壁厚2.8%~3.2%。表面脱碳将严重影响弹簧的疲劳寿命。

3) 所查试样夹杂物以球状氧化物类夹杂物为主,金相分析没有发现裂纹起源于夹杂物。

4) 根据本试验结果,弹簧片回火组织不正常以及弹簧表面存在较严重的不完全脱碳现象是造成弹簧早期断裂的主要原因。

2. 中压转子第9级叶片叶根断裂或开裂

(1) 中压第9级叶片损坏情况

1) 中压第9级共计64片叶片中有53片叶片叶根有裂纹。

2) 所有裂纹均发生在叶片出汽侧销孔边缘处。(本级叶片叶根为3个销钉固定的5叉结构。)

3) 第49号叶片在出汽侧的两根叉,第1销钉孔部位完全断裂,由于其他三根叉完好无损,所以叶片仅仅向进汽侧倾斜。

4) 叶根叉断口宏观形貌具有疲劳断裂特征,疲劳断口表面呈细瓷状,贝壳条纹不明显;断口拉断区很小,从而表明叶根曾受到过多次的循环载荷作用,因另三根叉完好无损而使这两根叉所承受的应力很小。

5) 从断口的宏观形貌可看出,叶根损坏属于疲劳断裂损坏,并与叶根参与振动有关。

6) 销钉、销钉孔加工粗糙,拉毛现象严重,各类销钉直径相差很大。

(2) 中压第9级叶片、叶根结构分析

动叶片工作高度344.8mm,叶顶宽度90mm,叶根宽度115mm,叶根型式为用3根销钉固定的5叉插入式,动叶片采用自带围带具有预扭安装以组成整圈连接的方式;全级动叶片64片,静叶片60片,围带结构示意图见图10-1(a)。

采用叶片自带围带有预扭的方式进行叶片装配,能使围带之间形成紧密的弹性接触,达到整圈连接的目的;采用这种结构使激振能量大大地减小,同时增大了系统机械阻尼,这样只可能出现激振很弱的振动形式,其交变应力相应地也很小。但这种结构同时也会带来下述3个方面的不利因素:

1) 由于是整圈连接,相应于成组叶片中多种多样的振动形式,自振频率的频谱越来越复杂,产生共振的可能性也将成倍地增大。

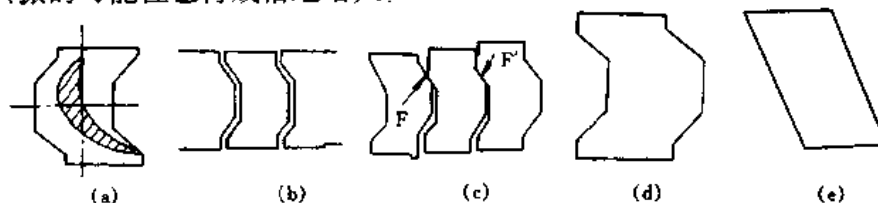


图 10-1 围带联接方式

(a) 老围带结构; (b) 装紧前围带联接; (c) 装紧后围带旋转;

(d) 围带结构改进前; (e) 围带结构改进后

2) 叶顶围带紧密连接必将导致叶根的“松动”连接, 叶片振动下传, 叶根参与振动, 反映在振动特性上就是动频率上不去反而会有所下降。

3) 采用弹性扭曲原理进行叶片装配, 见图 10-1 (b) 及 10-1 (c), 对叶片装配质量要求很高, 由于紧贴面很小, 如装配质量稍有偏差, 就起不到阻尼的作用。

(3) 第 9 级叶片振动特性

该级叶片采用弹性扭曲原理进行叶片装配, 叶片顶部的整体围带具有较大的装配紧力, 围带之间保持紧密接触, 从而形成围带之间的整圈连接。叶片的这种连接结构, 在安装质量不佳的情况下, 叶片-叶轮高节径振动的共振将不可避免; 当叶片的振动动态特性下降时, 叶片发生共振, 叶根参与振动, 导致叶根疲劳损坏。根据 G/A 公司对整圈连接结构叶片的调频规范规定, 叶片-叶轮系统振动在其节径数 $M \leq 8$ 的范围内需进行考核, 各节径数 M 相对应的叶片-叶轮系统动态振动频率 F_m 须符合避开 $(-6\% \sim +3\%) Mn$ 的调频要求, 见表 10-4。叶片换新前、后的实测叶片-叶轮系统振动试验数据, 见表 10-5。试验测得的频率值未经工作温度修正。

表 10-4 系统振动动频率调频规范

节径数 M	1	2	3	4	5	6	7	8
$F_m <$	47	94	141	188	235	282	329	376
$F_m >$	52	103	155	206	258	309	361	412

表 10-5 系统振动实测试验数据

节径数 M	1	2	3	4	5	6	7	8
频率值 $F_1^{①}$	255	280	300	324	347	362	383	413
频率值 $F_2^{②}$	275	296	316	372	436	521		

① F_1 —换新前的实测试验数据。

② F_2 —换新后的实测试验数据。

(4) 第 9 级叶片损坏原因分析

由于 ALSTHOM 公司没有提供有关第 9 级叶片的叶片、围带、叶根和叶轮型线的设计资料及制造装配工艺要求, 因而我们只能从叶片的结构特点、振动特性和销钉的外观检查这三方面对本次断叶事故进行初步的分析。

根据理论分析和实验结果, 整圈连接叶片-叶轮系统振动如满足 $F_d = Kn$ 并 $K = M$ 时, 低频谐波激振力产生的激振能量就会不断输入叶片-叶轮系统, 导致“三重点”共振的发生; 此时系统带节径振动的频率线与 Kn 扰动力线交点即为共振点。如图 10-2 中“A”点和“B”点。其中 F_d 为相应节径数下的叶片-叶轮系统动频率; M 为叶片-叶轮系统振动节径数; K 为激振力谐波阶次; n 为汽轮机叶片工作转速。

由表 10-4、表 10-5 可知, 实测叶片-叶轮系统节径数 $M = 7, 8$ 时, 对应的静频率 $F = 383\text{Hz}, 413\text{Hz}$ 高于低频激振力频率调频规范中的 361Hz 和 412Hz , 但已非常接近。由于是叶顶紧配连接, 叶根在运行状态下, 受热膨胀及离心力的影响, 叶根会产生“松动”现象, 叶片-叶轮系统振动频率可能下降, 当节径数 $M = 7, 8$ 相对应的叶片-叶轮系统动频率落

入 361Hz 或 412Hz 以下时, 将落入图 10-2 中的“A”点或“B”点共振区, 产生“三重点”共振,

振动传入叶根, 叶根参与振动, 形成叶根薄弱部位(第 1 销钉孔)的疲劳损坏; 叶片紧配接触面小, 安装质量不佳, 将减小围带的机械阻尼作用, 导致叶片共振时的动应力水平进一步增加; 叶根销钉和销钉孔的加工粗糙, 容易产生应力集中; 这三方面的因素是造成本次事故的主要原因。

(5) 中压第 9 级叶片处理措施分析

本次叶片事故处理措施的制定和实施都是由制造厂进行的, 由于厂家没有提供必需的原始资料, 无法对处理措施进行定量的分析, 只能从叶片结构的改善及叶片-叶轮振动特性的变化对其进行定性的评判。

1) 叶片结构的改善

新、老叶片结构的变化示意图见图 10-1 (d) 和 10-1 (e)。

从图 10-1 (c) 中可知, 老叶片叶顶的预扭安装紧力是通过 A-A'、F-F'这两个面实现的, 由于这两个面太小造成叶顶预扭安装紧力不足, 起不到增加阻尼的作用; 新叶片围带改成平行四边形, 增加了叶片预扭安装紧力的接触面, 改善了叶片的预扭安装紧力, 从而增加叶片的机械阻尼, 减小叶片的动应力。

2) 叶片-叶轮振动特性的改善

从表 10-5 中可知, 老叶片的轮系振动频率在节径数 $M=7、8$ 时, 其动频率有可能落入“三重点”共振区, 造成叶根的疲劳损坏; 而新叶片的轮系节径振动特性已得到了明显的改善, 其振动的簇线已远离 KN 的扰动力线, 避开了“三重点”共振区; 轮系带节径振动的频率提高很多, 可能与叶片重新安装后, 叶根紧固程度的提高有很大的关系。在测试过程中还发现, 由于新叶片围带改成平行四边形后, 增加了整圈连接的机械阻尼, 用目前的测试仪器已无法测得节数 M 大于 7 以后的轮系振动频率。

(6) 对第 9 级叶片叶根损坏原因的一些看法

目前, 国外引进型汽轮机叶片事故时有发生, 在进行叶片事故原因分析和处理措施制定时, 普遍存在缺乏制造厂原始数据的问题, 给处理叶片事故带来了很大困难。针对中压第 9 级叶片、叶根连接结构型式及轮系振动特性, 就本次事故提出一些初步看法。

1) 叶根断裂属于疲劳断裂。

2) 导致叶根疲劳损坏的主要原因是节径数 $M=7、8$ 的轮系“三重点”共振。

3) 叶片围带结构的缺陷, 叶片预扭装配紧力不足, 从而无法起到限制振动的作用, 在叶片发生共振时, 应力幅值增大, 加快了叶片损坏。

4) 销钉、销钉孔的加工、装配质量欠佳, 也是本次事故发生的一个原因。

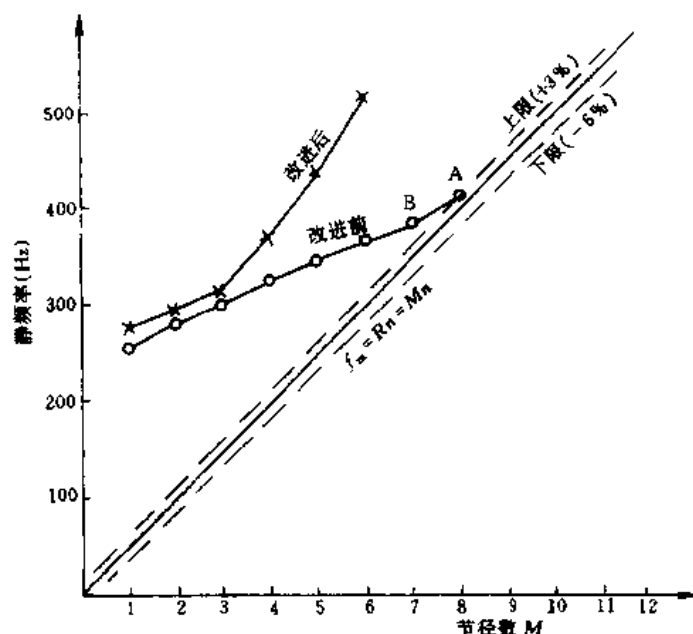


图 10-2 叶片-叶轮系统振动特性

5) 新叶片围带结构的改进, 改善了叶片-叶轮振动特性, 避开了“三重点”共振, 增加系统阻尼。但并不能彻底解决叶根“松动”的缺陷, 从而可能引发其他的不安全因素; 新叶片不是成熟产品, 还需在运行机组中考验 3~5 年时间, 才可确认其安全可靠。

(二) ABB 的超临界 600MW 机组调节级叶片损坏及原因分析

1. 断叶片经过及初步处理

1993 年 9 月 16 日上午, 石洞口第二电厂 1 号汽轮发电机在正常运行中, 1、2 瓦处的振动突然从小于 $50\mu\text{m}$ 增加到 $60\sim 70\mu\text{m}$, 大约 1~2min 后, 振动突升至 $280\mu\text{m}$, 振动保护动作汽轮机脱扣, 负荷从 460MW 降到零, 惰走时间 86min, 比正常停机时的 90min 略短, 而后盘车正常投入。

当天下午, 汽轮机第二次启动。因处于热态, 仅 2min 转速即从盘车转速达到 1000r/min, 稳定了 6min, 转速再升到 1159r/min, 出现振动大于 $250\mu\text{m}$, 汽轮机脱扣。在第二次启动升速过程中, 听到汽轮机高压缸里有明显的碰撞声。现象表明, 汽轮机有可能出现断叶片, 当即决定打开高压缸进行检查。

10 月 4 日, 汽轮机高压缸开缸检查, 发现调节级出现断叶片的事故。共有 3 片叶片已经完全断裂落下 (编号为第 47、48、49 号), 落下的叶片被打成团, 有一片被打成几小团, 其中有一小片随蒸汽流冲到高压缸末级中被卡住, 调节级出口叶轮和第一级反动级叶片被落下的叶片打坏。另外, 编号为第 26、46 号叶片也已产生肉眼可看得见的长裂纹。

这台超临界 600MW 机组 (1 号机组), 自 1992 年 6 月 12 日投入商业运行后, 已累计运行 8990.7h。在此期间, 机组冷态启动 8 次, 热态和极热态启动 161 次, 总共启动 169 次。由于 MFT 动作使汽轮发电机在 75% 额定负荷共跳闸停机 48 次, 统计到 1993 年 1 月底为止, MFT 总次数达 122 次。

华能石洞口第二电厂和 ABB 公司就事故的原因进行了初步的分析, 认为可以排除运行原因, 设计与制造方面原因的可能性大。在对事故的处理方面, 双方进行了讨论。考虑到电厂的发电任务, 考虑到断叶片的原因分析还需要一定的时间, 中外双方同意: 马上将 1 号汽轮机的高压转子送到上海汽轮机厂, 把调节级叶片及叶轮整个车掉; 将四个喷嘴组的喷嘴拆除; 重新调整调节汽门的特性, 四个调节汽门从依次开启的喷嘴调节改为四个调节汽门同时开关的节流调节, 尽快投入运行。另外, 尽管当时 2 号汽轮机尚没有发生断叶片, 但调节级的设计制造是一样的, 2 号机也应按同样方法尽快进行处理。

按 ABB 方面提出的意见, 改成节流调节投入运行以后, 汽轮机必须降低运行参数。主蒸汽压力由 24.2MPa 降低到 21.27MPa, 主蒸汽温度由 538°C 降低到 518°C , 主蒸汽流量不变, 仍为 527.8kg/s , 汽轮机的最高负荷由 645MW 限制到 631MW, 并修改原设计的滑压运行曲线。主蒸汽温度的脱扣温度由 566°C 降低到 546°C 。汽轮机在节流调节的方式下投入运行, 振动及各方面运行情况良好, 最高负荷曾经带到过 630MW。

2. 调节级断叶片的原因分析及改进方案

(1) 调节级叶片结构及参数

型号	AS85/27/22
叶片高度	48mm
平均直径	942mm
叶片进汽角	27°

出汽角	22°
叶片型线的轴向宽度	85mm
叶片数	49 片
喷嘴数	实际为 42 只。现场实测喷嘴节距有两种, 一种为 63.5mm, 另一种为 53.5mm。因此, 其当量喷嘴数分别为 46 只和 55 只, 其相应的脉冲数 n_z 数也分别为 2300Hz 和 2750Hz

调节级叶片材料为 ST12T (相当于我国的 X20CrMoV121), 转子调节级叶轮材料为 ST461TS (相当于我国标准命名 21Cr1NiMo1V)。

调节级叶片的制造过程为: 首先将材料切割成方料, 然后将方料整铣成具有叶型、叶根、围带的叶片。再将此叶片装入加工好的两个叶环之间并与叶环(底部和顶部)焊接成一体, 然后将此整体叶环加工至所需尺寸, 经热处理后再与叶轮焊在一起便成为组焊式的调节级。ABB 在 50MW 以上的汽轮机上共配置了 55 套这种焊接式的调节级。其中, AS100 (即轴向宽度尺寸为 100mm) 为 12 台, AS70 为 9 台, AS50 为 22 台, 并均有很多年的运行实绩, 但轴向宽度尺寸为 85mm 的调节级仅生产了 3 台, 石洞口第二电厂的两台机组分别为第一、二台。

(2) 调节级叶片的损坏情况

揭缸检查发现, 第 47、48、49 号叶片断裂飞落, 第 26、46 号叶片近根部已出现宏观裂纹, 损坏叶片在圆周上呈对称分布。断裂叶片断口宏观形貌有以下特征:

1) 疲劳断裂和瞬时断裂特征。疲劳断裂区内宏观疲劳特征明显, 疲劳扩展充分, 疲劳区范围大; 瞬时断裂区内无宏观缩颈变形。

2) 疲劳裂源位于叶片根部出汽侧圆角过渡区处。疲劳裂纹由出汽侧向进汽侧扩展, 具有轴向扩展特征。

3) 由于叶片断口被较厚的氧化层所覆盖, 疲劳前区和中区的宏观疲劳条纹不明显, 但仍有疲劳断裂宏观形貌特征, 而疲劳后区宏观疲劳条纹明显增多, 并出现疲劳台阶。

(3) 调节级叶片断裂原因分析结论

叶片断裂后, 华能上海石洞口第二电厂委托电力部西安热工研究院和华东电力试验研究院一起对叶片断裂原因进行了研究分析, ABB 公司作为制造公司也对叶片的断裂原因进行了分析。其结论分别如下: 电力部西安热工研究院和华东电力试验研究院一起对该调节级叶片进行了材料质量检验、叶片断裂性质分析评价、叶片断口断裂特征分析、叶片激振力分析、叶片振动特性分析以及叶片动强度估计分析等工作, 并提出了初步分析报告, 其结论为:

1) 叶片断裂性质为高温振动疲劳, 振动方向为轴向。在振动应力和氧化共同作用下疲劳裂纹稳定扩展。

2) 造成叶片损坏的原因主要是调节级叶片振动强度设计不够; 叶片-叶轮系统一阶(轴向)振动频率与喷嘴尾迹扰动频率 2300Hz 重合, 叶片落入 $n \cdot z$ 共振; 叶片动应力接近或超过允许的动应力值, 导致叶片振动疲劳损坏。

3) 叶片材料晶粒粗大和高温屈强比值高是造成叶片早期疲劳失效的重要原因。

4) 焊接接头是调节级叶片的薄弱环节, 叶片根部距叶型底部过近。

西安热工研究院和华东电力试验研究院建议作如下改进:

1) 对调节级叶片必须采取调频措施, 将叶片-叶轮系统振动频率调开喷嘴尾迹扰动频

率 $n\pm$ ，并远离 $f_m = kn \pm \Delta n$ 的激振线。

2) 降低叶片所受的蒸汽弯曲应力。建议采用 ABB 公司的 AS100/27/22 型调节级叶片。这样也有利于叶片-叶轮系统的调频。

ABB 公司对该级叶片主要进行了下列分析研究工作叶片材料分析检查、叶片断口分析检查、振动分析（固有频率测定和计算、喷嘴激振频率、喷嘴谐振、临界温度、谐振持续时间、谐振应力分析、高频疲劳评估以及强迫振动分析等），启动过程中瞬态温度和静应力分析、运行调研和事故原因综合分析等。最后结论为：

1) 由于热应力引起低周疲劳，从而出现了微裂纹，由于喷嘴激振频率的激振力和部分进汽度的强迫振动导致高周疲劳，从而使裂纹扩展。

2) 由于过负荷而导致残存带塑性撕裂。为了避免事故再次发生，ABB 公司最后同意更换为具有调节级喷嘴型号为 142D、叶片-叶轮型号为 AS100/27/22 的全部的高压转子。

第三节 调节系统及油系统

一、WH 机组调节系统及油系统发生的问题

(一) 调节系统

平圩电厂 2 台机运行几年来，汽轮机调节系统发生过各种大大小小的问题，归纳起来有以下几种。

(1) 机组甩负荷时不能控制住转速。

机组设计有甩负荷预测功能和中压调节汽门快关功能，当线路故障时调节系统应能控制汽轮机转速，保持在 3000r/min，带厂用电运行，实际上做不到这一点。

1992 年 8 月 1 日，平圩电厂只有一台机组（1 号机）在运行，当时出线也只有一条 5302 平繁线。15 时 28 分，机组负荷 440MW，突然 5302 平繁线高频保护、高频距离保护动作，5012、5011 开关跳闸，机组被迫带厂用电运行，汽轮机电超速防护 OPC 动作，高、中压调节汽门来回打开、关闭，汽轮机转速在 2980~3140r/min 大范围内波动，锅炉安全门动作。运行人员立即投入高、低压旁路系统，紧急降低锅炉燃烧量，最终至只保留一层油燃烧器运行，同时改变汽轮机目标负荷指令，关小高压调节汽门开度。经过 40min 的努力，最终将汽轮机转速稳定在 3060r/min，中压调节汽门开度在 40% 左右。16 时 47 分，运行人员拉开发电机出口 5013 开关，准备将发电机解列，此时汽轮机 DEH 控制方式自动由“负荷控制”切为“转速控制”，但是并未能维持转速，汽轮机转速迅速下降到 2850r/min，进入临界转速范围，#8 瓦振动保护动作跳机，并联跳锅炉 MFT，厂用电不能自投（原设计如此）造成厂用电失去、循环水中断，使事故扩大，并给凝汽器带来热冲击。

(2) 运行中汽门突然关闭。

平圩电厂 2 台机组运行中都曾发生汽门突然关闭故障。1993 年 4 月 16 日，1 号机负荷 550MW，DEH 处于“OPERAUTO”方式，高压调节汽门开度 68%，突然，DEH 发生故障，4 个高压调节汽门全部关闭。运行人员立即紧急降低锅炉燃烧量，同时将 DEH 切至“手动”方式，强开调节汽门开度至 30%，后再也开不上去，并自动下降到 20% 开度，只能始终手按“GV 增”按钮才能保持此开度。20min 后，DEH 自动切回“OPERAUTO”方式，调节汽门又全部关闭，再切“手动”无效，发电机逆功率保护动作，汽轮机跳闸。在调节汽

门突然关闭过程中，由于超压，还造成汽轮机主汽门法兰泄漏。后经检查，故障原因为 DEH 上卡件烧坏。

1995 年 9 月 24 日，2 号机组负荷 560MW，调节汽门开度 100%，也发生了与 1 号机同样的故障，运行中 4 个高压调节汽门全部关闭，主汽压迅速上升，锅炉安全阀全部动作。处理方式也是紧急降燃烧，将 DEH 切“手动”方式，强开调节汽门开度至 20%，维持 150MW 负荷。经检修人员检查为 DEH 一卡件损坏，更换卡件后恢复正常。

(3) 电液转换阀 (MOOG 阀) 卡涩。

平圩电厂 2 台机组先后都发生过因 EH 油质脏导致汽门电液转换阀 (MOOG 阀) 卡涩的故障。最严重的是 1994 年 7 月，2 号机组大修后启动，当时由于 EH 油箱添加了处理时未达到标准的新油，造成几乎所有 MOOG 阀都卡住，启动挂闸时，EH 油压维持不住，不能挂闸。更换了部分 MOOG 阀后挂闸启动，只要一打闸，MOOG 阀一动作，便会有新的 MOOG 阀卡住。最后冲转时仅剩一只主汽门、一只高压调节汽门和三只中压调节汽门。最后将所有汽门的 MOOG 阀全部换遍。

1995 年 6 月 5 日，1 号机组负荷 595MW，4 个调节汽门全部开启，突然机组负荷降至 480MW，主汽压由 17.2MPa 突升至 19.7MPa，就地检查发现 #2 主汽门关闭。经检修人员处理，先关闭其对应的 #2、#4 高压调节汽门，再打开 #2 主汽门，最后打开 #2、#4 高压调节汽门。主汽门关闭原因为其电液转换阀 (MOOG 阀) 卡涩。

另外，运行中还多次发生单个高压调节汽门或中压调节汽门关闭现象，其原因都是其电液转换阀卡涩。采取措施是由热控人员将电液转换阀正、负极接线拆除，正反向交替接触，强行激励打开，使其恢复正常，若无效，则更换电液转换阀。

EH 油系统原设计有一套在线再生装置，为硅藻土和纤维素过滤罐。因为别的厂曾发生硅藻土滤芯破损，大量进入 EH 油内造成严重污染系统事故，所以该再生装置一直没有投入运行。为了解决油质脏的问题，该厂在 2 台机组 EH 系统上新增加了一套在线再生装置，将原来一套在线再生装置拆除。该系统能方便地处理 EH 油箱内油，又能处理新加在贮油罐内的油，且加油安全方便。自该系统投运以来，就很少发生 MOOG 阀卡涩故障了。

(4) 跳闸电磁阀内漏。

平圩电厂汽轮机自动跳闸系统 (ETS 系统) 设有 4 个跳闸电磁阀，分为 2 个跳闸通道，为双串双并型，电磁阀设计为带电关闭。机组运行时，可进行 ETS 系统单通道试验，试验时，对应试验通道电磁阀失电打开，另一通道电磁阀仍带电关闭。只有当两个通道电磁阀同时失电时才能打开，使安全油失去，汽轮机才能跳闸。

1994 年 8 月 31 日，2 号机组大修后首次进行 ETS 试验。进行 #1 通道试验时，动作正常，当进行 #2 通道试验时，汽轮机突然跳闸。根据状况分析，在 #1 通道跳闸电磁阀 20-1/AST、20-3/AST 中有一个有内漏。因在进行 #1 通道试验时，其本身失电打开，对机组无影响；进行 #2 通道试验时，因 #1 通道本身有内漏，当 #2 通道电磁阀 20-2/AST、20-4/AST 失电打开时，则等于 2 个通道同时打开，使安全油泄去，汽轮机自然跳闸。其后将汽轮机挂闸，重复多次进行 #2 通道试验，汽轮机均跳闸，证明分析判断正确。后经解体检查，果然如此，此缺陷已被消除。

(5) 运行中高压调节阀阀芯脱落。

1995 年元月 20 日，2 号机组启动后第二天（前一天曾发生保护动作机组跳闸），运行人

员监盘发现,在同样的负荷下,主蒸汽压力较原来的高出约 1.2MPa,而再热蒸汽压力基本正常。就地检查各个高压调节汽门开度指示均在全开位置,但#1、#3GV 处有节流声,初步判断#1、#3 可能有一阀芯脱落而调节汽门实际在关闭状态。

为此,在次日对汽轮机高压调节汽门进行关闭试验,首先将阀门控制方式由“单阀”切为“顺序阀”方式,机组负荷控制在 360MW,主汽压力为 12MPa,通过改变 DEH 负荷指令,分别关闭#1GV 和#3GV,当#1GV 由全开到全关时,机组负荷和主汽压力均无变化,由此分析出是#1GV 阀芯脱落。随后,机组申请停役检修,对#1GV 解体检查,发现其阀芯果然脱落。原因是阀定位销脱落,阀头及阀杆螺纹在汽流作用下,松动并损坏。采取措施是重新加工阀杆和阀头螺纹,旋紧后,再另钻孔、攻丝,装配定位销,加装止动螺丝,并点焊加固。机组启动后正常。1996 年 6 月 7 日,#2 机#3GV 也发生相同状况,采用同样的试验方法进行了处理。另外,在机组中修检查时,还发现高压调节汽门阀头松动现象,采用的措施也是重新钻孔、攻丝,加装止动螺丝,并点焊加固。

(6) 主汽门卡涩。

平圩电厂两台机 1996 年下半年中修前半年左右,出现主汽门卡涩现象。每次汽轮机冲转至“阀切换”时,主汽门不能迅速关闭到位,其关闭限位信号送不出来,导致机组横向大连锁保护不能正确动作,发电机不能及时跳闸,各级抽汽截止阀不能联动关闭。当机组滑参数停机时,若汽温下降较快,则汽轮机脱扣后,主汽门关不下来,要等到几分钟后才慢慢关闭,严重威胁机组的安全运行。

在机组中修时,对主汽门解体检查,发现其卡涩原因是阀杆、阀套由于蒸汽品质原因起氧化皮结垢,使得阀杆、阀套间的间隙减小造成卡涩。采取措施是将阀杆、阀套放在煤油里浸泡油石打磨,反复推拉,并适当增加阀杆、阀套的间隙,重新装配。机组启动后,主汽门动作正常。

(7) 中压主汽门提升力不够。

平圩电厂 2 号机组自投产以来经常出现一个问题,就是中压主汽门提升力不够。机组启动,汽轮机复置挂闸时,若中压主汽门前存在蒸汽压力,中压主汽门便打不开。每次冲转时,必须用旁路配合,先关高压旁路延时一段时间,待中压主汽门前蒸汽压力形成负压后再关低压旁路,然后汽轮机复置挂闸。这样,中压主汽门才能打开,汽轮机方可冲转。目前该问题仍未能得到妥善解决,导致中压主汽门在线的阀门活动试验不能正常进行。

(二) 润滑油系统

油系统不洁,造成轴瓦、轴颈磨损(本书第五章已述)。润滑油系统的其他改进是:

1) 顶轴油泵(本书第五章已述)。

2) 油净化装置。平圩电厂 2 台机组各配备一套油净化装置,油箱容积 26.5m³,净化能力 9000L/h,工作流量 6300L/min,过滤精度 8μm。运行初始阶段,经常跑油且泵的自启停回路也不正常,当时由于轴封汽系统超压,油系统带水严重,加上该装置不能正常运行,只得每天采用人工放水,造成油质乳化。后来厂里对该系统进行了改造,更换了油位计,将油泵自动回路中磁环式油位接点改为浮筒式液位开关,经过仔细试验、精心维护和管理,使该装置能正常投运,确保了润滑油质正常,收效良好。

二、G/A 机组调节系统及油系统发生的问题

随着汽轮发电机组参数的提高、容量的增大和中间再热的采用,传统的液压调节系统已

不能满足大机组对自动化程度高的要求。而自动化水平的提高,电子技术的发展,特别是计算机在电站的成功应用,为汽轮发电机组调节系统的革命创造了条件。目前,大型机组毫无例外地采用以计算机为中心的功频电液调节系统,简称 DEH 调节系统。

因此,汽轮机的电液调节系统分为独立的三个单元:调节系统、EHC 液压调节油系统和常规的润滑油系统。它们所发生的问题依次叙述如下。

(一) 调节系统

由于大型汽轮机的调节系统采用了 DEH 系统,理论上讲汽轮机可以满足各种工况的调节需要和实现从冲转到满负荷的全过程自动控制。但在生产实际过程中因种种原因其自动化程度受到一定限制,并且电子元件和计算机的使用产生了一些自身带来的问题,如电子元件的可靠性问题、卡件故障和计算机软件故障等。特别是计算机软件故障,由于各台机组的条件和电网环境不同,软件很难标准化,需要在机组调试时加以修改并要经过较长时间的考验才能成熟,给机组调试和试生产带来了很多麻烦。

北仑港电厂 2 号机调节系统的主机为一台 286 和一台 386 微机。由于软件参数整定不对和程序逻辑有问题,调试投运三年来故障不断,至今尚未彻底解决,还需对软件进行修改。其故障主要表现形式有下列几种:

- 1) 机组高压缸投运(倒缸)时,386 微机死机,几分钟后自行恢复正常。
- 2) 机组正常运行中,386 微机偶尔死机,无法恢复。采用 386 微机断电送电复位时,在送电复位的瞬间产生误信号,从而关闭所有高、中压调节汽门,导致跳机。
- 3) 机组正常运行期间,突然自动关小高、中压调节汽门并无法开启。当机组负荷较高时,往往导致锅炉安全门动作和 MFT 事故。
- 4) 当机组参与电网调频方式运行时,负荷稳定性差,调节汽门晃动厉害。
- 5) 较高一级的自动功能无法投运,如机组热应力监视器和热应力保护功能至今无法投运。
- 6) 微机卡件故障和通信故障也是投运初期频发的故障之一。

另外,由于制造厂对软件的保密,使电厂维护人员学习和消缺十分困难,而制造厂技术人员又不在现场,导致一个故障往往要重复多次方能由制造厂给予解决,其经济损失巨大。

(二) EHC 油系统

G/A 机组的 EHC 油采用以磷酸脂为基的抗燃油, EHC 油系统设计上存在严重问题,容易使 EHC 抗燃油油质恶化。

北仑港电厂 2 号机组调试运行近半年左右,检查发现油质已严重恶化,经西安热工研究院化验认为油质细颗粒超标,而 G/A 则认为其油质尚可用。由于 EHC 油颜色较深并且酸值较大,故首次大修时决定采用西安热工研究院提供的滤油机进行滤油处理。通过三四天滤油后分析,油质污染指数有所好转。但不久检测发现油质污染指数又恶化,经多次滤油仍无法使油质污染指数合格。最后决定大修后 100% 更换新油,油牌号与原来一样为 AK20NOBELEHC 抗燃油,产地是美国。

该新油自投入运行之后,每月进行一次油质化验,头 1~3 个月内,油质基本没有变化,后来 3 个月,油的颜色渐渐开始变深,酸值也逐渐上升,虽经更换硅藻土滤网,但效果不明显,且硅藻土滤网很快就失效。第 7 个月对油样进行分析时发现油质已严重恶化,颜色变为棕色,油的细颗粒超标,且有纤维状的东西,经多方处理无效。

分析这两次油质的逐渐恶化,认为主要原因是主汽门和调节汽门油动机与阀体太近,温度太高,油动机外壳温度达 105℃,因油动机内的油基本不会流动,除非机组跳闸,这样,长时间的高温使 EHC 油加速老化。

(三) 润滑油系统

1. 润滑油系统进水

润滑油系统进水除因设备损坏而进水外,通过轴封进水几乎不可避免,关键是进水的量和进少量水后如何处理,使润滑油始终保持正常状态。

北仑港 2 号机在调试及试生产初期,常常发生机组热态停运后几小时就发现润滑油已进水乳化,经分析认为进水原因是汽轮机真空破坏后,由于锅炉尚有较高压力,汽轮机的主汽门门杆漏汽至轴封系统后进入轴承室使润滑油乳化。后来规定当主机真空破坏而锅炉尚有压力时不得停运轴封风机。此后,润滑油再也没被乳化。因此,轴封风机的可靠运行并在轴封乏汽母管建立一定的微真空是保证轴封蒸汽不进入轴承室的关键措施。

另外,对设有密封油真空泵系统的机组,应使密封油系统打开式循环,使之与润滑油系统保持联合循环,这样,密封油真空泵可以连续不断地处理油中水分并排向大气。并且当润滑油轻度乳化时,也可以采用这种方法使润滑油脱水还原。

2. 防止润滑油断油的一些措施

(1) 润滑油管道系统不应装设任何隔离阀门。

(2) 润滑油冷油器的切换阀设计应保证不会断油,切换时中间过渡位置应使两台冷油器并列运行。

(3) 所有油压低压力开关和主要油压表不得安装任何隔离阀,以防误操作时压力开关失去作用而导致备用油泵不会自动启动。

(4) 润滑油供回油管道上不得装设滤网。

(5) 要定期对低油压装置和交、直流润滑油泵进行试验,保证可靠好用。

总之,有关调速系统及油系统,必须贯彻《华东电网汽轮机技术监测工作条例》的精神。

第四节 轴承及推力轴承

一、WH 机组轴承及推力轴承发生的问题

(一) 推力轴承超温及处理

由汽轮机推力过大引起的推力轴承超温及处理已在第五章叙述。

(二) 轴颈、轴瓦磨损及其处理

轴颈、轴瓦磨损及处理见第五章。

(三) 汽轮机烧瓦

平圩电厂 2 号机曾发生因电力系统故障,造成机组跳闸、厂用电失去、机组缺油烧瓦事故。

1. 事故发生经过

1994 年 4 月 6 日,2 号机组和平繁 5302 线单线单机运行。3 时 37 分,机组负荷 406MW,突然平繁 5302 线路故障。运行人员发现 5302 线路故障后,即按有关线路故障的反事故措施进行处理。即锅炉手动 MFT 联跳汽轮机;用停电方式手动切换厂用电。厂用电恢复后,汽轮机交流润滑油泵自动恢复运行(此前直流事故油泵已自动投入运行),此时汽

轮机转速已下降到 650r/min, 开启顶轴油泵, 当时汽轮机的润滑油进油温度达 55℃。4 时 07 分, 汽轮机转速到零, 投盘车因电动机过载不成功, 采取人工盘车措施, 5 时 10 分锅炉再次点火, 因发现油挡被磨漏油, 大轴下沉, 机组才被迫大修。

2. 设备损坏情况

(1) 轴承情况

#6、#7、#8 下瓦损坏严重, 其中 #6 瓦下沉 6.0mm, #7 瓦下沉 6.5mm, #8 瓦下沉 3.5mm, #5 瓦下瓦两块乌金碾压, 其他瓦也都有不同程度的损伤。

(2) 汽轮机轴封、挡油板情况

低压 A、B 缸轴封下半均损坏, #5、#6、#7、#8 挡油板也已磨损, 低压 A、B 缸隔板汽封、叶顶汽封下半均有不同程度的损伤, B 缸较严重。

(3) 转子情况

高、低压转子弯曲度在合格范围内, 中压转子弯曲度超标, #6、#7 轴颈有拉伤, 低压转子最后两级叶片顶部磨掉约 7~8mm。

3. 汽轮机油系统运行情况介绍及故障原因分析

(1) 汽轮机油系统运行情况介绍

平圩电厂 2 号机自安装调试以来, 润滑油压一直偏低, 每次机组启停时, 转速为 2300~2600r/min 左右, 润滑油压仅为 0.08MPa, 需交流润滑油泵和直流润滑油泵同时运行 (直流润滑油泵一停便马上自启), 3000r/min 时, 由主油泵供油, 主油泵出口油压 1.489MPa, 主润滑油压 0.109MPa。而 1 号机在启停机过程中, 直流油泵不需投入运行仅用交流润滑油泵即可满足要求, 3000r/min 时, 主油泵供油其出口油压 2.205MPa, 润滑油压 0.135MPa。

按制造厂规定, 主油泵出口油压应在 2.195~2.606MPa。2 号机投运时存在的油压低问题, 一直未得到解决。

(2) 轴瓦损坏原因分析

1) 原设计当线路故障时, 机组与系统解列可带厂用电运行。但由于存在种种原因, 目前无法实现。根据技术反事故措施要求, 停机之前采用停电方式切换厂用电, 使交流润滑油泵电源失去和循环水中断。在仅有直流润滑油泵运行时, 油压无法维持正常, 使轴瓦润滑油供油不足, 同时润滑油温升高, 造成轴承油膜破坏; 在转速 650r/min 时, 交流润滑油泵和顶轴油泵才恢复电源投入运行 (规程规定转速 1200r/min 时投入顶轴油泵并降低油温), 加剧了机组惰走过程中轴瓦的损坏。

2) 在此之前, 3 月 3 日发生保护误动跳机, 3 月 16 日线路故障跳闸造成厂用电中断, 已对 #8 瓦造成损伤 (当时 #8 瓦温度曾达 117℃ 和 125℃), 惰走时间缩短到 33min, 由于系统负荷紧张, 未能及时停机揭瓦检查。此次厂用电中断, #8 瓦在原来已损伤的基础上其损伤加剧, 随之负荷转移到 #6、#7 瓦, 加之油温升高, 瓦的比压增大, 造成 #6、#7 瓦损伤。

3) 国产 600MW 机组 #6、#7、#8 瓦的比压设计较大 (1.43MPa), 其安全裕度较小, 过载能力差, 因而当油温、油压、转速等参数变化时易损坏瓦。

4) 由于主油泵、交流润滑油泵存在固有缺陷, 使汽轮机转速在 2300~2600r/min 时需交流润滑油泵和直流润滑油泵同时运行方可维持润滑油压在 0.082MPa, 此问题未能得到及时解决。当厂用电中断后, 仅剩单台直流油泵运行, 油压低, 从而造成高速下轴瓦供油不足而损坏。根据事故打印发现, 惰走过程中, 润滑油压低的持续时间约 2.5min 多。

综上所述,本次轴瓦损坏是在几种不利条件同时存在的情况下造成的。

4. 防范整改措施

(1) 关于线路运行方式和单线运行加装切换厂用电保护

鉴于 500kV 线路网架比较薄弱,建议上级主管部门对一些要害部位采用质量较可靠的设备,如联络变压器、线路高压电抗器,从而尽可能保证两条线路正常运行。另外,由于平圩电厂目前 500kV 出线只有两条,出现一条线路运行的时间还是不少的,为此厂里增加了单线运行线路故障自动切换厂用电保护,并予以实施,确保线路故障事故处理时厂用电不会失去。

(2) 保安电源整改

原设计柴油发电机母线在正常情况下不带电,从而降低了保安电源可靠性。厂里准备利用 10kV 外接保安电源对此母线进行正常供电。

(3) 主机润滑油系统检查与改进

大修中已对油系统有关设备如注油器、逆止阀等进行检查,没有发现明显问题。而主油泵叶轮直径偏小,出口压力低,交流润滑油泵出口压力低,流量比设计偏低 900L/min,这属于设计、制造、安装遗留的问题。这两台油泵均返回制造厂处理,经处理后,主油泵叶轮由 $\phi 381\text{mm}$ 增至 $\phi 411\text{mm}$;交流润滑油泵更换叶轮,直径由原来的 $\phi 322\text{mm}$ 改成 $\phi 332\text{mm}$,供油量由原来的 4000L/min 增至 5000L/min。机组启动时进行了油泵性能试验,基本上满足要求。

二、东芝机组

东芝机组 #7 瓦超温异常及分析处理。

1995 年机组中修后启动,当机组转速升至 800r/min 低速暖机时, #7 瓦瓦温逐渐上升至 104℃;到 3000r/min 时瓦温达 108℃,超过报警值 107℃。于是采用降低润滑油温度的办法使机组继续运行,润滑油供油温度从设计值 45℃ 降至 40℃,机组在各种工况下运行,瓦温不超过 105℃。

一个月后利用停机机会对 #7 瓦进行翻瓦检查,发现轴瓦位置稍稍有些偏,但分析认为这不是主要原因,主要原因是该瓦中心较高,导致受力过载而超温。于是对该瓦进行了如下三方面的处理:

1) 将轴瓦进油节流孔由 $\phi 24.5\text{mm}$ 改为 $\phi 26\text{mm}$,而将 #5 瓦节流孔由 $\phi 26\text{mm}$ 改为 $\phi 24.5\text{mm}$,因为当时 #5 瓦的温度不足 90℃。

2) 将 #7 轴瓦洼窝中心放低 0.06mm,以减少轴瓦承载量。

3) 调新瓦,并将轴瓦位置放正。

通过上述三方面处理后,机组在各种运行工况下, #7 瓦温度不超过 100℃。同时, #6 瓦和 #8 瓦瓦温略有上升,由原来 95℃ 左右,上升为 98℃ 左右。

第五节 其 他

一、WH 机组

(1) 高压缸排汽逆止阀芯脱落。

1991 年 4 月 9 日,1 号机因保护误动跳闸,机组重新启动,当锅炉点火升压投入高、低压旁路后,汽轮机盘车即脱开,转速随即上升到 250r/min,当汽轮机挂闸后准备冲转时,

转速即上升到 420r/min。当时怀疑中压主汽门泄漏，为了安全起见，厂里决定停机检查，机组进行临修。停机后，对中压主汽阀解体检查，情况正常。4月17日，机组重新启动，锅炉点火，投入旁路系统后，当低压旁路入口压力达 0.8MPa 时，汽轮机转速即上升至 640r/min，增加高压旁路开度，当低压旁路入口压力达 1.1MPa 时，汽轮机转速上升至 1400r/min，此时，经过仔细分析，判断为高压缸排汽逆止阀不严。停机后，检查高压缸排汽逆止阀，发现其阀芯不知去向，顺着管道流动方向查找，最后发现阀芯被冲到再热器入口联箱。经过重新修复、安装、固定后，机组再次启动，一切正常。

(2) 轴封蒸汽超压。

平圩电厂 600MW 汽轮机轴封系统设计运行压力为 0.021~0.028MPa。外供汽源有三路：辅汽、主汽和冷再热，并有一路溢流直通凝汽器。机组负荷低于 400MW 时，轴封用汽由外供汽源维持；机组负荷超过 400MW 时，高、中压缸靠自身轴封漏汽并提供给低压轴封。实际运行中，由于轴封间隙逐渐增大，低负荷下轴封汽压力需维持在 0.05~0.06MPa，否则影响机组真空。满负荷下，由于高、中压缸轴封漏汽量增大，在外供汽源全部切断、轴封母管溢流阀打开的情况下，轴封汽压力高达 0.12MPa，一方面增加机组热损失，同时轴封汽窜入轴承室内使汽轮机润滑油带水严重，加之当时油净化装置投入不正常，使润滑油乳化，影响了机组安全。为了解决此问题，利用机组小修在轴封汽母管上增加了一只手动溢流阀接至 #6 低压加热器。这样，一方面减少了轴封溢流损失，同时降低了轴封蒸汽母管压力，满负荷下，轴封蒸汽母管压力能控制在 0.08MPa 左右，使润滑油中含水量大大降低。到机组大修时，经过重新调整轴封间隙使该问题得到了彻底解决。

二、东芝机组

东芝汽轮机低压缸 A/B 内缸内侧开口达 6.8/5.8mm 时修复处理。

1994 年 4 月，在该汽轮机首次大修期间对低压 A/B 内缸分别扣空缸检查时，发现低压 A 内缸中分面内侧开口达 5.80mm；低压 B 内缸中分面内侧开口达 6.8mm。

针对上述问题，我们根据具体情况，研究决定将低压 A/B 内上缸镗削中分面。加工前对 A/B 内上缸进行定位找正、测量变形量。加工时，以内上缸中分面四角为基准，对 A 内上缸镗削了 3.1mm；对 B 内上缸镗削了 3.2mm（要求中分面基本加工出即可，尽量减少加工量）。镗削后中分面平直，表面粗糙度均达 12.5 左右（中分面中间导流隔板配合处有微量未加工出）。然后以加工后的低压内上缸中分面为基准，对变形的低压 A/B 内下缸中分面进行人工研合修磨。

低压 A/B 内下缸中分面修磨后，扣空缸检查中分面螺栓各有 106 只，A 缸拧紧了其中的 13 只；B 缸拧紧了其中的 14 只，中分面的接触面积也达 70% 左右，符合要求。

由于低压 A/B 内缸上、下缸中分面时变形量均大于 3mm，修磨后影响上、下隔板的安装，为此，我们对下列隔板进行修正。

(1) 低压 A/B 上下缸中间导流隔板两端面进行平行度找正，并车削至要求尺寸（车削了 1.11~1.58mm）。

(2) 低压 A/B 上隔板后两道（第 18 级、第 19 级）隔板外径进行偏心车削（偏心量 2~4mm）。

(3) 除了上述隔板修整外，还对调整垫片、固定销子等进行了逐一的修正。

低压 A/B 内缸消除开口后，将隔板水平面调整至与内缸水平面一致。各项组装工作均

按技术要求进行装复。

三、G/A 机组

1. 通流部分磨损情况

(1) 沿转子膨胀方向转子与汽封发生了严重的摩擦, 摩擦位置分别为第 2、3、7、8、9 级隔板汽封和第 9 级叶片叶顶汽封处。

(2) 隔板汽封的长齿被磨损而弯曲。

(3) 第 9 级隔板叶顶汽封的前三个长齿被打掉。

2. 通流部分磨损原因分析

该汽轮机的推力轴承位于高、中压缸之间的高压转子端。在机组正常运行时, 中压缸外缸的膨胀补偿了中压转子的膨胀, 使差胀正常居中。但在机组冷态启动时, 由于中压转子的膨胀速度远远大于中压外缸的膨胀速度, 容易出现较大的正差胀, 尤其是当热再热蒸汽温度远远大于设计要求温度时, 正差胀将达极限值。1994 年 5 月 11 日冷态启动时, 热再热汽温达 460°C 时开始冲转 (要求小于或等于 380°C); 达 3000r/min 时, 汽轮机中压缸发生强烈振动而被迫紧急停机, 估计那天中压缸通流部分已发生了严重摩擦。但当时的中压差胀值并未超限, 类似的情况在同类机组沙角 C 厂 600MW 机组上亦发生过, 中压差胀值也未超限。说明该汽轮机的中压差胀设计和测量系统并不能充分反映中压缸缸体与转子的膨胀差。

3. 改进与反事故措施

(1) 将中压转子汽封的迷宫齿隔只车掉, 以增大轴向膨胀间隙。

(2) 将隔板汽封块全部更换为新设计的汽封块。

(3) 重新镶嵌第 9 级隔板叶顶汽封齿。

(4) 机组启动过程中控制热再热汽温小于或等于 380°C , 控制中压内缸与外缸的金属温度差值小于或等于 90°C 。

4. 机组效率分析与计算

改进前在中压缸通流部分磨损情况下的净功率损耗为 250kW 。改进后与原设计相比功率损耗增加 40kW , 即改进后机组效率比原设计下降 0.7% 。

第十一章 热力系统及辅机出现的问题及改进措施

第一节 主蒸汽及再热蒸汽管道及阀门

G/A 机组热再热蒸汽母管膨胀支点顶死导致中压缸移位事故。

从锅炉房来的热再热蒸汽母管至汽轮机房 6.1m 层，有一纵向膨胀死点，如图 11-1 所示。该死点的作用是使中压缸主汽门的 4 根进汽管横向定位而纵向可以自由膨胀。因此，该死点支架应有足够的空间让中压缸 4 根进汽管纵向膨胀。但机组安装时预留的膨胀量只有 80mm，比实际膨胀量少 30mm，引起中压缸在进汽管膨胀不畅的情况下发生位移，从而导致中压缸前、后轴封一侧变大、一侧变小，引起机组振动和盘车卡死等异常事故。

处理办法是：将影响热再热蒸汽母管膨胀的工字钢框架割去 65mm，并用角钢加强工字钢架的强度，防止工字钢框架变形。处理后，机组运行稳定，中压缸轴封间隙均匀稳定。

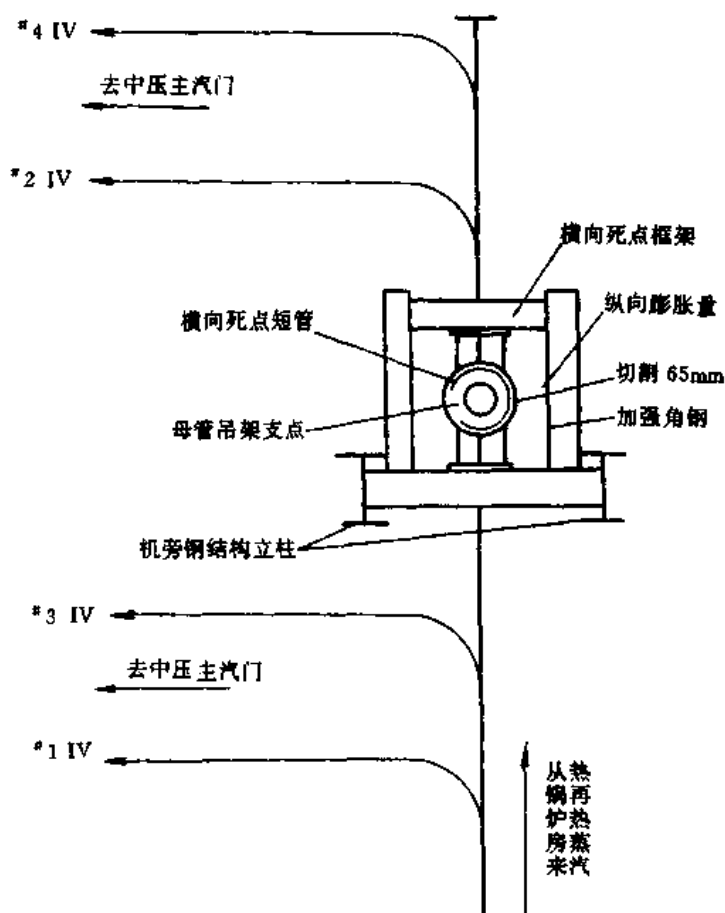


图 11-1 6.1m 层热再热蒸汽母管膨胀支点示意图

第二节 凝 汽 器

一、WH 机组

1. 凝汽器铜管泄漏

1993年3月6日,平圩电厂2号机组化学值班人员检测得凝结水有硬度,当时由于正忙于机组启动(由于FSSS故障,机组于3月6日,16时30分MFT动作。恢复启动过程中,由于DEH出现故障及其他原因机组至3月7日,6时15分并列),并恰逢机组排污槽检修,锅炉停止排污,所以凝结水出现硬度信息未能引起主机运行人员和有关领导的重视,误以为是停止排污引起的。至3月7日上半夜18时至22时,凝汽器停止补水,4h后,其水位未下降,(此时,锅炉排污已恢复。)同时,凝结水硬度达50epb,给水硬度达20epb,当班运行人员即判断凝汽器发生泄漏,汇报有关领导,同时降低机组负荷。3月8日4时关闭凝汽器A侧循环水进水阀(为电动阀,当时未能关严),5时凝结水硬度达200epb,7时30分为 $120\mu\text{mol/L}$ (120epb),初步判断为凝汽器A侧泄漏,9时,厂部决定申请停机,当时系统负荷紧张,调度未能批准。于是进行凝汽器半边解列找漏,手动将A侧循环水进水阀关严,打开人孔由检修人员找漏,至15时凝水硬度降为零,16时45分,找漏结束,凝汽器A侧恢复投入运行,此次共堵管8根,泄漏部位是靠近凝汽器疏水扩容器上2排管束。17时,发现凝水硬度又上升到8epb,于是将凝汽器A侧重新半边解列。再次找漏,至3月10日16时结束,此次共堵管10根,部位与上次相同。重新投入运行后,凝水硬度为0,找漏消缺完毕。

在3月7~10日期间,运行人员采取了增大锅炉连续排污量、增加定期排污次数、凝结水边放水、边补水等措施来设法改善汽品质,起到一定效果。

此次凝汽器泄漏造成的后果是相当严重的,使锅炉水冷壁产生大面积氢脆腐蚀,运行中发生多次爆管,被迫停机检修,严重影响了机组的安全经济运行。不得已于1994年2号机大修时对锅炉水冷壁左、右两侧墙进行大面积换管。共换管约为2000m。

机组检修时,对凝汽器汽侧进行检查,发现凝汽器铜管泄漏的原因是疏水扩容器内疏水管喷嘴挡板(将军帽)由于安装不牢固,被疏水冲掉,大量汽水混合物直接冲刷到凝汽器管束造成泄漏。采取措施是:及时修复热力系统内漏的疏水阀,尽可能减少疏水量,同时重新制做疏水管喷头挡板(将军帽)采取氩弧焊打底,使其在运行时不易脱落。

1995年7月,2号机凝汽器运行中再次发现有泄漏现象,立即进行凝汽器半边解列找漏。结果发现A侧凝汽器靠近疏水扩容器的管束有3根铜管微漏,对其进行堵管,并对周围进行围堵,此次共堵管10根。停机后检查发现疏水扩容器内又有一个将军帽脱落,对其重新安装固定。

2. 凝结水溶氧超标

平圩电厂1号机凝汽器运行中出现的另一个问题是每到冬季,凝结水溶氧就超标,同时凝结水产生过冷,过冷度有 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 。每次都多方查找,并未发现真空系统有明显的泄漏点。分析产生过冷的原因,该厂认为是凝汽器设计不合理,汽阻大,一部分蒸汽凝结成水后,在下降过程中进一步被冷却,故产生过冷。为解决凝结水溶氧不合格问题,该厂采取了以下措施。

(1) 降低凝汽器运行水位。原设计凝汽器运行水位是 480mm，实际运行中水位必须保持在 700mm 以上，否则凝结水泵产生汽化。为了解决此问题，在凝汽器热井至凝结水泵取水口加装防涡流装置，使凝汽器能保持在设计水位运行，以保证凝汽器内空气有足够的空间被分离出来而被真空泵抽走。

(2) 在冬季来临前，利用停机时间，在水侧将凝汽器下部铜管，用钢板点焊，堵住一部分，避免蒸汽冷却成水后被进一步冷却而导致过冷。到夏季环境温度上升时，再将堵住的钢板除去。

(3) 在凝汽器的热井里加装一套蒸汽加热装置。由辅助蒸汽母管引一路直径为 $\phi 108\text{mm}$ 的加热管通入高压凝汽器的热井内，然后分成 5 根 $\phi 50\text{mm}$ 的钢管。在这些 $\phi 50\text{mm}$ 的管子上部，钻有 800 个 $\phi 6\text{mm}$ 均匀分布的蒸汽加热孔，在冬季，根据凝水溶氧状况，由手动阀门调节加热蒸汽压力。

由于上述措施的实施，基本上解决了冬季凝水溶氧超标这一老大难问题。

二、东芝机组

1. 凝汽器管板腐蚀

凝汽器管板采用钛钢复合板，钛板厚 6mm，碳钢板厚 31mm，与钛管的连接采用胀接法。

在 1992 年元月 1 号机组停机消缺检查中，发现高、低压凝汽器水室复合钛板在钛管口周围有不同程度的锈迹，最严重的为低压 B 出水侧（即 #6 水室），为进一步确认复合钛板锈蚀情况，决定抽一根钛管检查，抽管后发现复合钛板在钛板与碳钢板接合缝处有一圈约 2.5mm 宽的深棕色锈迹，用铁丝挖去铁锈，露出如图 11-2 的凹坑。

2. 腐蚀的部位和机理

腐蚀的部位在钛板和碳钢板的接合缝于钛管的四周上，详见图 11-3 所示。这种腐蚀现象是电化学腐蚀，由于两种不同金属材料接触电解液后（即渗漏进来的海水），电位较低的

金属会被腐蚀。钛在海水中与碳钢接触时，由于钛表面氧化膜的耐蚀性，使钛成为电偶的阴极，而碳钢成为电偶的阳极，则被加快地腐蚀，故 1 号机组凝汽器复合钛板在

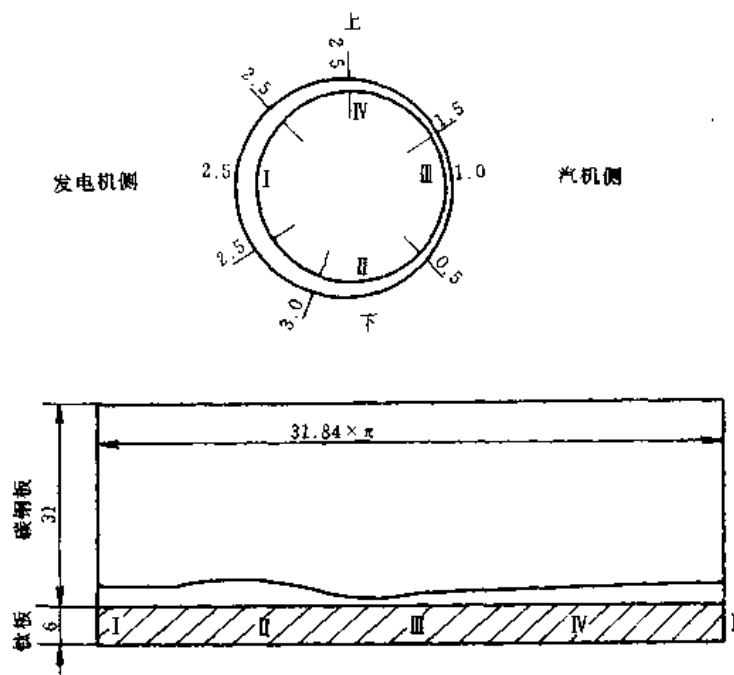


图 11-2 抽管后复合钛板腐蚀深度示意图

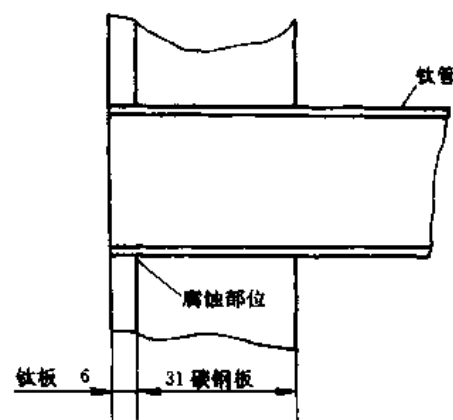


图 11-3 凝汽器复合钛板腐蚀部位

投运一年左右就被严重地腐蚀。

3. 原因分析

产生上述腐蚀的主要原因有三点：其一是设计欠佳，碳钢板的弹性模量是钛板的 2 倍。而且复合钛板的碳钢板的厚度又比钛板厚 5 倍多，故在同一胀管系数下，钛管与碳钢板是紧密接合了，但钛管与钛板间的接合就不够好。海水易从接合不好的缝隙中渗漏进去而腐蚀碳钢板。其二是胀接工艺不佳，在胀管前应首先将管板内孔和钛管外壁清洗干净，再用无水乙醇清洗干净，然后在钛管外壁（特别是与钛板接触处）的四周应均匀涂上密封胶，操作应仔细，不可遗漏，否则胀管后海水易渗漏进去，造成碳钢板的腐蚀。其三是在胀管时的胀力应控制适当，既不可过胀，又不可欠胀，而且胀力应均匀，即必须使胀管器的中心线始终与钛管中心线保持平行。

4. 处理方案

1992 年 5~7 月，在 1 号机组消缺性中修期间，日本专家对高、低压凝汽器复合钛板的腐蚀采用了在钛管口进行封闭焊接的方案。其封闭焊接的工艺如下：

(1) 清洗所有的钛管口和钛板表面。

- 1) 用人工除去锈迹和胶水；
- 2) 用淡水除去盐分；
- 3) 用压缩空气冲净钛管内积水；
- 4) 用电吹风干燥钛管口周围。

(2) 对钛管进行全部的补胀，补胀深度如图 11-4 所示。

(3) 切削管口

用专用切削铣刀对钛管口周围进行切削，具体要求如图 11-5 所示。

(4) 清理钛管口

- 1) 用砂皮和细锉刀除去毛刺；
- 2) 用无水乙醇清洗钛管口；
- 3) 用电吹风干燥钛管口。

(5) 用自动氩弧焊封焊钛管口。

(6) 肉眼检查及补焊。

自动焊接后用肉眼检查，发现气孔及裂纹等缺陷，即采用手工氩弧焊进行修补。

(7) 着色探伤试验

对自动和手工氩弧焊的焊缝均应进行 100% 的着色探伤，发现缺陷的要再进行手工补

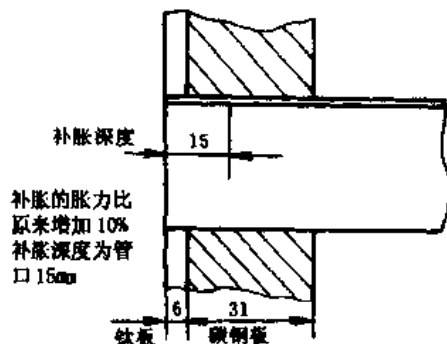


图 11-4 钛管补胀深度示意图

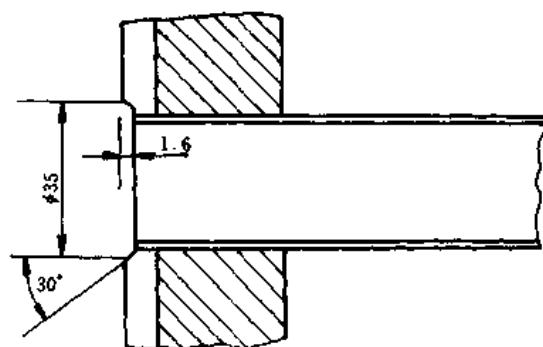


图 11-5 钛管口切削示意图

焊,直至合格。

(8) 堵管

如钛管不能再进行补焊,则采用堵头将其堵焊。

5. 结论

从1992年6月份进行全部封焊后至今运行状况良好,未发现锈蚀现象。据此教训,以后凡采用钛管的凝汽器,钛管与管板的连接一定要采取胀接再加封焊的工艺。

三、ABB 机组

真空系统严密性不合格。石洞口二厂1号机组投产后,真空系统的严密性一直不够理想。正常运行中,为了维持较高的真空,满负荷下经常两台真空泵同时运行,使机组真空泵失去备用。2号机组投产后真空系统严密性也类似于1号机组。

ABB规定,真空系统严密性的合格标准为 $0.15\text{kPa}/\text{min}$,我国电力部《火电厂节能管理规定》中合格标准为 $0.4\text{kPa}/\text{min}$ 。两台机组带满负荷后实测值分别为 $4.5\text{kPa}/\text{min}$ 和 $5.5\text{kPa}/\text{min}$,不论与ABB标准相比,还是与我国标准相比,均处在不合格范围。

真空严密性欠佳的原因很多,但对已设计、制造和安装好且较成熟的机组,特别是大型机组而言,主要还是和安装工艺的完善程度有关。最近石洞口二厂1、2号机组的真空系统经过全面捉漏,使两台机组的真空系统严密性均达到了 $0.1\text{kPa}/\text{min}$ 的水平。

第三节 给水泵及其汽轮机

一、WH 机组

1. 最小流量保护经常误动

平圩电厂2号机组给水泵运行初期经常发生“泵进口流量低—低”保护误动跳泵事故,而实际泵的入口流量并不低。在处理该类事故时,为了保持汽包水位,需要在很短时间内大幅度降低锅炉燃烧,若操作不当,极易导致事故扩大,FSSS保护“炉膛火焰消失”动作,锅炉MFT动作。造成保护误动的原因是由于给水泵最小流量控制装置的流量测量开关在设计选型时,其定值调整范围不能满足现场要求所致。给水泵最小流量控制,保护设计定值如表11-1所示。

表 11-1 给水泵最小流量保护设计定值

泵 的 种 类	泵的入口流量 (t/h)		
	跳闸值	全开再循环阀值	全关再循环阀值
电动给水泵	152	200	260
汽动给水泵前置泵	268	320	370
电动给水泵前置泵	270	330	380

流量测量是取泵进口流量孔板差压通过流量开关来完成的,而泵的入口流量与其进口孔板差压对应关系如表11-2所示。

而安装选用的流量开关,其规格如下:

定值调整范围 $1.245\sim 9.96\text{kPa}$ ($5\sim 40\text{in H}_2\text{O}$)

静压 10.34MPa (1500PSIG)

死区 2.49kPa ($10\text{in H}_2\text{O}$)

表 11-2

泵入口流量与进口孔板差压关系

泵 的 种 类	最大流量 / 对应差压 ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1} / \text{kPa}$)	跳泵流量 / 对应差压 ($\text{t} \cdot \text{h}^{-1} / \text{kPa}$)
电动给水泵	681/24.89	152/1.242
汽动给水泵前置泵	1198/24.89	268/1.425
电动给水泵前置泵	1198/24.89	270/1.264

从上可以看出, 流量开关定值的最小值与跳泵定值基本接近, 使流量开关工作在下限不稳定区域, 这是造成跳泵的主要原因。而且该流量开关定值既不易校验又极易变动, 若要改用别的型号流量开关, 市场上也选不到这种需要高静压、低量程和性能好的流量开关。

为了解决此问题, 考虑到备品既要通用又要便于管理, 该厂决定对给水泵的最小流量控制系统进行改造, 选用上海 FOXBORO 公司生产的 SPEC-200 卡件来组态最小流量控制系统, 用 5 台变送器来代替原来 10 台流量开关, 其测取的差压信号转为 4~20mA 电信号, 通过电子系统改变为 0~10V 直流信号, 然后通过逻辑卡件来完成所需的控制保护功能。

改进后的系统经过调试投用后, 基本上消除了给水泵运行中“进口流量低—低”保护误动跳泵现象。近期将两台汽动给水泵的再循环门改为美国 CCL 公司制造的最小流量阀, 运行良好。

2. 运行中给水泵出口阀阀套错位

1995 年 1 月 6 日, 平圩电厂 2 号机运行中接近满负荷时, 发现给水流量无法满足汽包水位要求。对系统进行全面检查分析, 未发现有泄漏点, 锅炉受热面也未发现泄漏, 给水泵再循环阀也处于关闭状态。机组负荷 500MW 时, 两台汽动给水泵运行, 若控制同样转速, 2A 汽动给水泵出口压力比 2B 汽动给水泵出口压力高出约 5MPa, 就地检查泵的出口阀及逆止阀, 均无异常现象。

为此, 采取了以下措施, 将机组负荷降至 400MW, 启动备用电动给水泵, 逐渐升速使电动给水泵带上额定出力, 关闭 2B 汽动给水泵出口阀, 然后调整 2A 汽动给水泵转速在 5000~5500r/min 之间变化, 此时给水流量在 1000t/h 基本不变, 而 2A 汽动给水泵出口压力及锅炉减温水量却发生明显变化, 由此可以判断出 2A 泵出口阀门有问题。后停机对该阀解体检查, 发现因安装工艺欠佳致使阀芯套筒错位, 造成通流面积受堵, 经重新安装固定, 机组再次启动后恢复正常。

3. 机械密封水温度高

平圩电厂给水泵运行中经常出现的一个问题是机械密封易磨损。在夏季环境温度较高时, 经常导致“机械密封水温高”跳泵, 有时被迫降低泵的出力, 限制负荷运行。另一方面机械密封磨损, 导致泄漏的给水顺泵轴窜入轴承室, 使润滑油中大量含水, 严重乳化, 威胁设备安全。另外, 机械密封冷却器管道连接部位运行中也易发生泄漏, 经常被迫停机消缺, 影响机组安全经济运行。为解决上述问题, 该厂采取了以下措施:

- (1) 将给水泵原来格兰式机械密封更换为鲍格曼式机械密封。
- (2) 将机械密封水冷却器由面积较小的 WE40 型更换为面积较大的 WE80 型。
- (3) 将机械密封, 冷却体及端盖上 O 形圈材料改为耐温 350℃ 的橡胶材料。

通过采取上述措施, 延长了机械密封检修周期, 减少了故障发生的频率, 保证了夏季工

况下给水泵的安全、有效运行。

二、G/A 机组

1. 汽动给水泵盘车状态或热态停运后卡死的分析及处理

北仑港电厂 2 号机组安装有两台 50% 容量的汽动给水泵。在机组调试及试运行过程中, A、B 两泵分别各卡死两次。卡死过程如下:

A 泵第一次: 因泵体管道连接法兰泄漏, 热态停运, 盘车停止后放水消缺, 消缺结束后无法盘动转子。

A 泵第二次: 因消缺需要热态停运盘车, 并由专人每隔 10min 翻动转子 180° , 30min 后无法盘动而卡死。

B 泵第一次: 因消缺需要热态停运盘车并放水, 消缺结束后注水暖泵较长时间仍无法盘动转子。

B 泵第二次: 因进口滤网放气管焊口漏停运。在盘车状态下放水泄压, 当泄压至泵内压力为 0.2MPa 时, 盘车电动机突然过流跳闸, 汽动给水泵转子卡死。

这 4 次卡死经解体检查发现, 卡死点均发生在汽动给水泵第 3、第 4 级叶轮级间密封环上, 严重的已经拉毛。

从汽动给水泵自然冷却后停运不会卡死而热态停运要卡死这一现象说明, 泵级间密封环间隙偏小, 因制造厂设计时是允许泵热态停运的。另外, 由于 G/A 的阀门质量较差, 内漏严重, 导致在机组运行中根本无法完全隔离汽动给水泵, 泵体温度事实上降低很少, 为了避免汽动给水泵卡死或因给水泵系统消缺而停机, 决定将汽动给水泵被卡的级间密封环间隙由 0.53mm 放大到 0.63mm。间隙放大后, 汽动给水泵在热态停运后未曾发生卡死现象。但是, 间隙放大后泵的效率有所下降。要达到同样的出口压力和流量, 泵的转速必须比原来要提高 150r/min 左右。

大量的事实证明, 给水泵转子质量的好坏主要要看它对停运后盘车转速的要求。若盘车转速要求大于 10r/min, 说明该泵的转子热态刚度欠佳, 容易发生卡死现象。

2. 电动给水泵热备用启动振动大的分析及处理

(1) 北仑港电厂 2 号机电动给水泵系英国 BYRON JACKSON 公司设计制造。电动给水泵泵组水系统流程见图 11-6。

电动给水泵热备用期间采用倒暖泵方式暖泵, 原设计暖泵流量为 4t/h, 暖泵水引自过热器减温水母管, 经过一多级节流孔板后通过电动给水泵底部放水管注入到泵体内、外筒体的夹层空间中, 然后经内筒体与叶轮之间的流道流出泵体, 再通过电动给水泵进口滤网放气管、前置泵进口管道和电动给水泵最小流量循环管道回到除氧器。

电动给水泵的轴端密封采用反螺纹注射式节流密封。从凝结水母管来的密封冷却水由轴端密封的第二腔室注入, 分左右两路分别进入第一、第三腔室, 第一腔室的密封水 (又称高压密封回水) 引至除氧器回收, 第三腔室的密封水由轴端泄出到凝结水收集箱回收。给水泵密封水的进水压力由基地式调节阀自动调节, 始终保持密封水进水压力 p_1 高于高压密封回水压力 p_2 约 0.12~0.15MPa。

(2) 电动给水泵振动及原因分析

电动给水泵在冷态启动时勺管位置在 0 位启动, 启动瞬间泵轴承振动最大值为 $50\mu\text{m}$ 左右。当电动给水泵流量达额定设计流量 777t/h 时, 泵轴承振动最大值可达 $70\mu\text{m}$, 已达报警

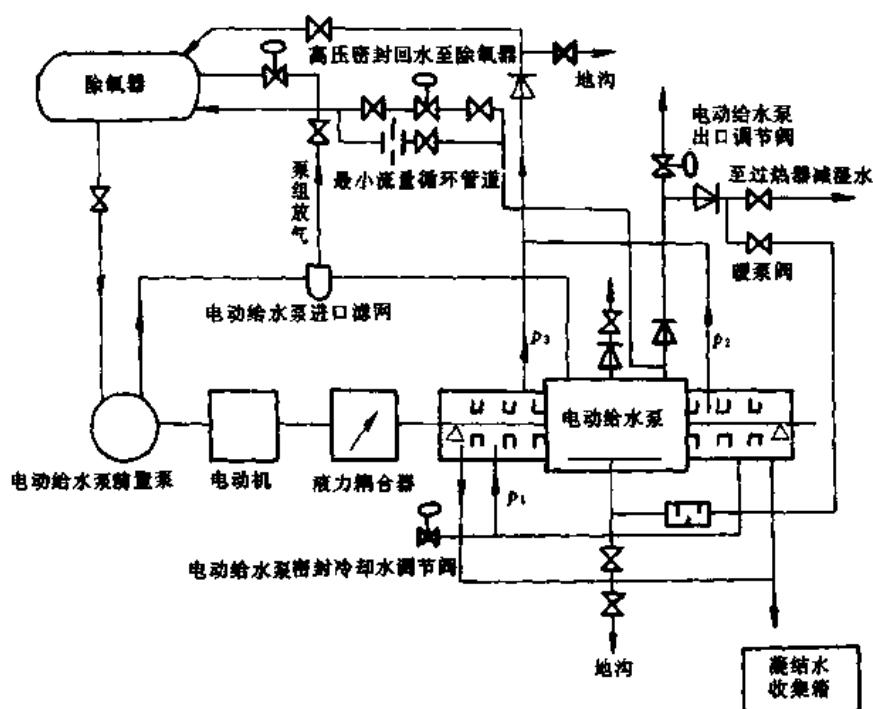


图 11-6 电动给水泵水系统流程图

值。由此可见，该泵轴承振动与流量成正比，且振动偏大。另外，该泵的振动保护设有启动延时区。在正常运行时，泵轴承振动达 $90\mu\text{m}$ 时立即跳闸；而在泵启动时，振动跳闸保护有 15s 的延时，即泵在启动后 15s 内振动保护不起作用。从上述两点可以看出，该电动给水泵在设计时就已考虑到其振动情况不理想，但原因不明。

在调试的初期，机组处于低负荷运行，电动给水泵一直保持在运行状态，问题没有被发现。当机组进入高负荷运行后，两台汽动给水泵相继投入运行，电动给水泵停运作热备用，当需要再次启动电动给水泵时发现，电动给水泵因振动高-高而跳闸，参见图 11-7。

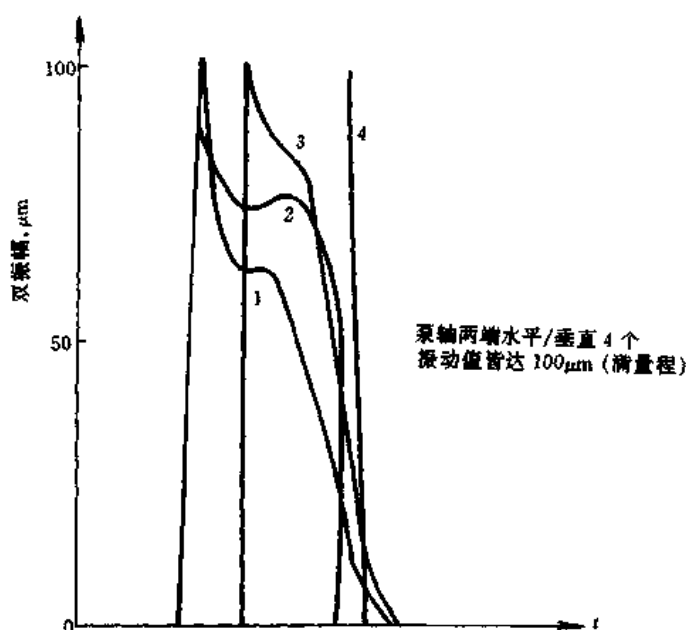


图 11-7 电动给水泵热备用启动时振动曲线

在以后近一年的时间里，对电动给水泵的暖泵方式和暖泵流量进行了多次改进，但均无效果，从而也排除了暖泵流量不足的说法。

由于该泵在冷态启动时振动并不大，而热备用启动时振动却很大，这说明热备用期间因某种因素使转子发生了热弯曲，这一结论是可以肯定的。

电动给水泵的轴端密封采用的是注射式节流密封，其密封水进水压力根据高压密封回水压力自动调节，调节阀的压力设定值为 $p_1 = p_2 + (0.12 \sim 0.15)\text{MPa}$ 。高压密封水回水压力则由除氧器压力

决定。下面具体分析不同工况下密封水在泵内的流动情况。

电动给水泵在运行时，泵内充满高压水，高压水沿轴封间隙外泄，经第一腔室后回至除氧器。密封水自第二腔室进入后，分左、右两路分别回至除氧器和凝结水收集箱，对电动给水泵的轴端密封起到密封和冷却作用。

电动给水泵在热备用期间，泵内水压力为除氧器压力加上除氧器水箱至电动给水泵的高差，也就是等于高压密封回水处的压力 p_2 。而 $p_2 < p_1$ （即密封水进水压力），所以，此时密封水自第二腔室进入后，必将通过第一腔室注入到泵体内，然后随同暖泵水一起回至除氧器。这样，泵轴和泵壳两端均受到较大热冲击，使泵轴和泵壳发生较大热变形。

电动给水泵在冷态启动时，虽然其密封水流程与热备用时一样，但此时泵体温度与密封水温度几乎相等，不会引起泵轴和泵壳变形。

（3）系统改造及运行方式改进

从以上分析可知，电动给水泵热备用启动时振动大是由于密封冷却水被注入到泵体内引起泵轴热弯曲而造成的。因此，如果能将高压密封回水的压力 p_2 降低，使泵热备用时仍有泵内的水通过第一腔室外泄，问题就解决了。从图 11-6 可知，只要打开（或节流）高压密封回水管道放水阀，就可使 p_2 下降到低于泵内压力。试验证明，此方法是可行的，参见图 11-8。

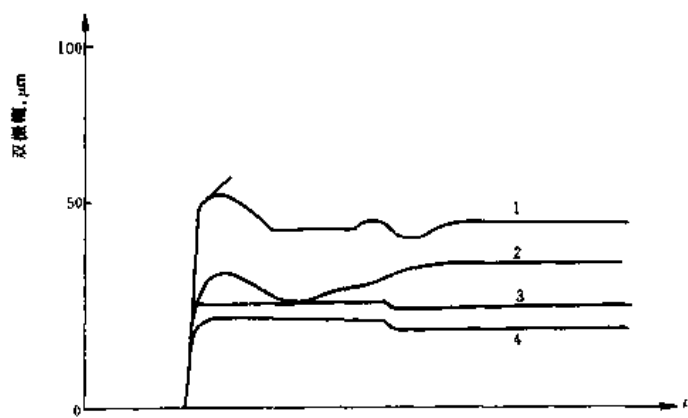


图 11-8 处理后电动给水泵热态自动振动曲线

为了回收工质，将高压密封回水管道放水管由排地沟改接至凝结水收集箱，并在新装管道上安装一只 8mm 的节流孔板，以控制其流量，使之满足经济运行的要求。

（4）结论

采用注射式节流密封的给水泵，在热备用状态或热态停用时其泵轴和泵壳两端将受到较大的热冲击，设计上不尽合理，容易产生卡死和振动现象。

大容量给水泵因转子较长，刚度下降。同时，为了提高泵的效率，动静间隙较小，从而使泵的抗热冲击能力下降，这是造成泵轴卡死和振动的另一因素。

第四节 其 他

一、WH 机组高压加热器出现的问题及改进措施

平圩电厂两台 600MW 汽轮机组，使用的高压加热器是上海电站辅机厂引进美国福斯特-惠勒公司技术制造的卧式表面式加热器。运行方式为串联运行，现场命名编号按抽汽压力从高到低依次为 #1、#2、#3 高压加热器。疏水正常采用逐级回流，事故疏水直通凝汽器疏水扩容器。每台加热器配有独立的水位调节机构和保护系统，正常运行中加热器水位调节装置进行自动调节，当水位出现高一值时发生高水位报警，出现高二值时，将打开事故疏水

阀，出现高三值时，将关闭该加热器抽汽截止阀。

加热器的正常投停是随主机滑启与滑停，出现异常时每台加热器可单独解列消缺。机组投产以来的高压加热器投入率见表 11-3。

表 11-3 平圩电厂历年高压加热器投入率 %

机 组	1990 年	1991 年	1992 年	1993 年	1994 年	1995 年	1996 年
1 号机	99.7	100	100	99.9	89.9	93.2	97.0
2 号机				91.2	98.9	84.6	88.5

影响机组高压加热器投入率的主要原因有：

1. 加热器钢管泄漏（包括泄漏后解列不掉，不能及时消缺）

两台机组的加热器泄漏次数分别如表 11-4 所示。

表 11-4 各台机组加热器泄漏次数统计

1 号机			2 号机		
#1 高压加热器	#2 高压加热器	#3 高压加热器	#1 高压加热器	#2 高压加热器	#3 高压加热器
3 次	0	15 次	2 次	0	3 次

2. 加热器水位波动大

由于运行中加热器水位波动大，疏水管道长期经常强烈振动，造成疏水管道、法兰泄漏、疏水阀芯脱落、格兰泄漏被迫停运消缺。为了解决上述问题，提高高压加热器投入率，采取了以下措施。

(1) 抬高加热器水位标定值。

自 #1 机组投产后，3 台加热器的疏水温度与进水温度（简称疏水端差）始终大于设计值。按照加热器壳体标定的正常水位定值进行控制，3 台高压加热器的疏水端差分别为 26℃、10℃、15℃左右，且水位波动大，#3 高压加热器尤为严重，而设计疏水端差是 5~6℃。经测试分析，认为造成上述现象的主要原因是加热器水位采样的汽水连通管流速不等，汽侧联通管的压力偏低，由此造成加热器内部真实水位与外部显示水位有差别，内部实际水位低于外部显示水位，使加热器始终处于低水位运行。运行中疏水端差大于设计值，当水位低于疏水冷却段进口时造成疏水带汽，引起疏水管道振动。根据此结论，于 1994 年 1、2 号机组检修期间，将各加热器的水位定值安装位置向上抬高（调整值见表 11-5）。经过调整水位定值，高压加热器的疏水端差明显减少，能控制在 10℃ 以下，接近设计值。

表 11-5 高压加热器水位定值调整表

序号	名 称	功 能	#1、#2 高压加热器	#3 高压加热器
1	正常水位		抬高 80	抬高 80
2	高一值水位	报警	抬高 118	抬高 118
3	高二值水位	开事故疏水	抬高 168	抬高 168
4	高三值水位	关抽汽阀	抬高 218	抬高 268

(2) 将加热器正常疏水控制装置由基调式改为电子式。

原加热器正常疏水控制装置是基地式调节仪，采用 KFL 指示调节仪，液位测量单元采

用外浮筒式, 安装及设计存在以下问题:

- 1) 调节仪保温效果不好, 导致浮筒腔室温度降低, 使测量不可靠。
- 2) 调节仪与调节阀安装距离远, 特别是 #3 高压加热器长达 30m 以上, 阀门接受的是 20.7~10.3kPa 的压缩空气的信号, 其衰减与失真严重, 影响了阀门接受指令的准确性和及时性。
- 3) 现场环境温度高, 控制元件本身易损坏。

由于上述原因, 加热器的疏水不正常, 使得加热器水位失控, 波动较大。当水位失控变高时, 将造成事故疏水频繁动作, 增加凝汽器热负荷, 影响机组真空及效率。若此时事故疏水也出现故障, 将产生水位高高跳闸, 关抽汽阀使加热器停运, 同时迫使上一级加热器也走事故疏水, 使整个循环效率变得更差。反之, 当水位失控变低时造成疏水端差增加, 蒸汽直接进入疏水段, 使疏水冷却段进口处和段内管子产生冲刷性损伤, 使加热器钢管泄漏。加热器泄漏部位多为下部底层钢管。除水位波动外还出现调节阀动作失灵、振动、卡涩等。为此, 不得不对疏水控制装置进行改造。

将加热器正常疏水控制由基地式调节仪改为远方电子控制, 其采样测量控制系统、现场阀门定位和阀位反馈等都重新设计安装, 以便达到要求的控制功能, 其内容如下:

1) 水位测量

在原 KLF 调节仪的浮筒水汽采样管后, 各引一采样管, 加装一次阀, 为保证测量准确、可靠, 汽侧采样管处加一凝结球, 以产生一基准水位, 通过测量该水位与加热器实际水位之差来确定加热器水位。测量采用 1151 低差压变送器, 变送器负迁移, 测量产生的 4~20mA 主流信号送到控制系统及集控室, 为防止水位晃动使调节不稳, 将变送器阻尼设置最大。

2) 控制回路组态

控制装置由上海福克斯波罗公司的 SPEC-200 组装式仪表构成。在集控室设一手动/自动操作站, 以供运行人员进行远方手动/自动切换及远方手动操作, 操作站可显示水位目标值、实际值及阀位反馈。运算处理的 SPEC-200 件装在机组 CCS 系统机架内, 单独配一机箱。

3) 阀门定位

将调节系统输出的 4~20mA DC 信号作为远距离传输信号到阀门处, 克服原来传输的 20.7~103kPa 微气压信号带来的失真与延迟。阀门处加装一台 546 型电气转换器, 将电信号转换成气信号, 供阀门定位器接受, 以确定调节阀阀位。同时, 在阀门上增装一台 4210 型位置变送器, 将现场阀位信号送至主控制系统及集控室, 以保证手动/自动跟踪功能正常及运行人员随时监控阀门动作情况。

上述改造于 1995 年机组检修中完成, 并进行了静、动态试验, 然后正式投用。投用后, 高压加热器水位控制水位波动明显减少, 阀位动作及反馈情况正常, 疏水端差也得到很好的控制, 高压加热器泄漏明显减少, 高压加热器投入率逐年下降的趋势被制止, 并得以回升。

(3) 更换高压加热器进出水阀。

平圩电厂 1 号机高压加热器给水阀门是日本进口的 Y 形截止阀, 其性能良好。2 号机高压加热器给水阀门是美国进口的闸阀, 该阀性能欠佳, 在调试阶段多次发生格兰泄漏, 且 #3 高压加热器进、出水阀关不严, 当 #3 高压加热器发生泄漏时无法解列, 不能及时消缺, 只能等到机组停役时才能解决, 严重影响了 2 号机高压加热器投入率。为解决此问题, 该厂花费 200 多万元从日本进口了同 1 号机相同型号的 Y 形截止阀, 将 #3 高压加热器进、出口阀进行了更换, 确保高压加热器在发生泄漏时, 能得以及时解列消缺, 重新投运, 以提高高压加热器投入率。

二、东芝机组除氧器淋水盘冲坏的原因分析及处理

1. 损坏情况

东芝机组除氧器从1991年启动调试到1992年初的试生产中，多次冲坏除氧器上部的淋水盘。每次冲坏淋水盘的形状和位置都一样，即淋水盘中间上拱变形，严重的两头定位板滑脱，V形淋水片散落。位置均在除氧器和水箱之间两根 $\phi 700\text{mm}$ 连通管靠#3高压加热器疏水管上方，如图11-9所示。

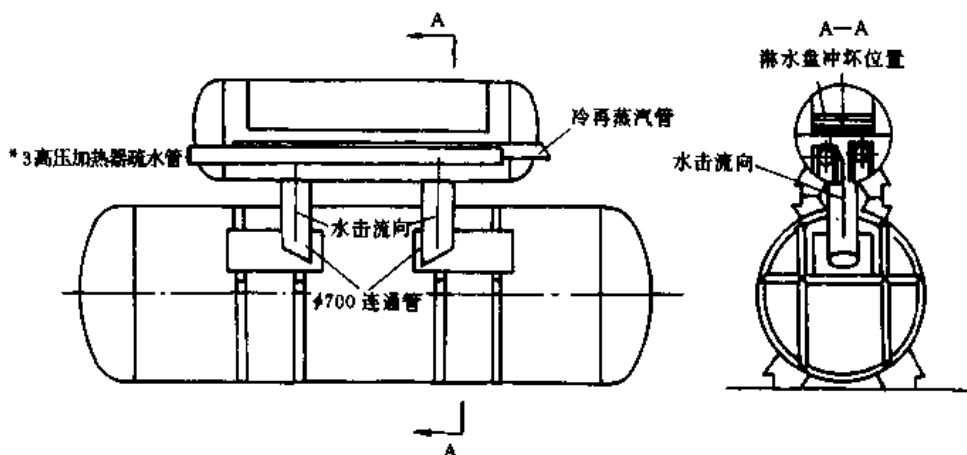


图 11-9 除氧器淋水盘损坏位置图

2. 冲坏原因分析

机组在正常运行时，除氧器及水箱内均有 $0.6\sim 1.0\text{MPa}$ 压力，当锅炉MFT或汽轮机跳闸甩负荷时，除氧器因抽汽中断而压力大降，瞬间除氧器水箱内的凝结水通过两根 $\phi 700\text{mm}$ 的连通管向除氧头排汽释压而冲坏淋水盘。

3. 处理办法及效果

根据上述损坏原因，决定在两根 $\phi 700\text{mm}$ 连通管上方增设两组淋水盘保护板，以防汽水流直冲淋水盘。如图11-10所示。

自从1992年2月份增设淋水盘保护板后，再未发生淋水盘冲坏变形脱落等问题。在历次检修中检查除氧器淋水盘完好无损，增设的保护板及焊缝等均未发现任何不良情况。增设保护板，提高了凝结水品质，节约了检修时间和检修费用，保证了机组的安全运行。

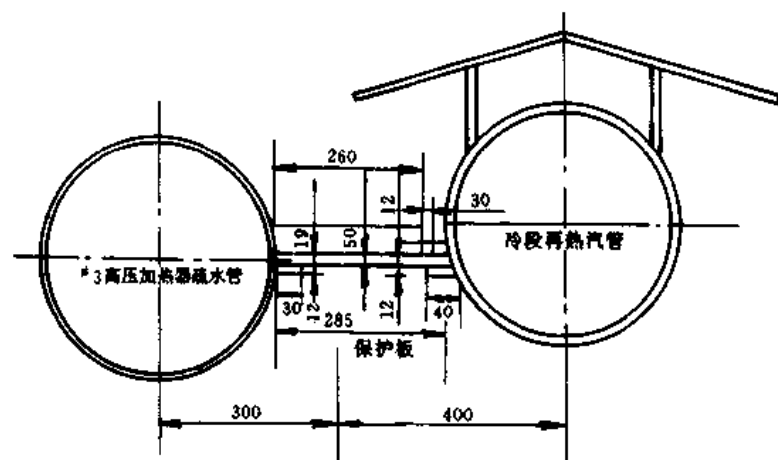


图 11-10 除氧器淋水盘保护板示意图

汽轮机设备的全过程管理

第十二章 运行管理

第一节 运行管理目标

运行管理的目标就是要建立起一套完整的运行管理体系，培养一支高素质的运行队伍，努力提高机组的安全经济运行水平，创造出机组最佳的经济效益和社会效益。

一、运行管理体系

1. 运行管理

运行管理应逐步走向规范化、制度化和标准化，因此首先应制订好各种运行管理规章制度。规章制度的种类，各个电厂不尽相同，但一般应包括以下几个方面的内容。

(1) 技术管理方面

- 1) 运行规程；
- 2) 热机系统流程图；
- 3) 电气一、二次接线图；
- 4) 标准操作票；
- 5) 生产现场各岗位记录本或手册；
- 6) 技术台帐；
- 7) 设备分工管理标准；
- 8) 设备停、复役管理标准；
- 9) 设备缺陷管理标准；
- 10) 工作票、操作票管理标准；
- 11) 设备定期维护和试验管理标准；
- 12) 异常情况管理标准；
- 13) 设备限额管理标准；
- 14) 防止电气误操作管理标准

(2) 行政管理方面

- 1) 运行人员岗位责任制管理标准；
- 2) 运行岗位交接班管理标准；

- 3) 运行人员巡回检查管理标准;
- 4) 运行人员培训管理标准;
- 5) 运行分析管理标准;
- 6) 运行规程和制度管理标准;
- 7) 运行部职工惩戒管理标准;
- 8) 运行部资料、记录、台帐管理标准;
- 9) 运行部安全生产考核细则;
- 10) 运行部文明生产考核细则;
- 11) 运行部岗位考核评估实施细则;
- 12) 运行人员请假、代班、调休、考勤制度。

2. 运行管理现代化

随着计算机技术的迅速发展, 计算机应用软件和大量的管理软件在越来越多的企事业单位得到了成功而广泛的应用, 这些功能强大、性能可靠的软件系统在提高劳动生产率、节约能源、改善劳动条件、实现办公自动化等方面取得了显著的效益。目前在火电厂投入运行的计算机管理系统有以下几种:

- (1) 运用 CHIEF (设备缺陷管理) 系统进行设备缺陷管理;
- (2) 运用 YXXT (运行管理系统) 进行行政管理、运行日志、技术台帐等管理工作;
- (3) 利用局域网进行操作票、工作票、运行周报、运行月报、经济日报等管理;
- (4) 运用 PIMS 实时信息管理系统, 进行机组在线性能计算、在线故障诊断, 提高机组安全经济运行水平。

二、高素质的运行队伍

当今社会正处于知识量迅猛增长, 学科之间互相交叉和多种技术相互融合的高度信息化的时代。大型火力发电技术是这个时代的重要标志技术之一。作为运用这一技术的核心人物——运行操作人员, 其知识结构、技术业务水平和敬业精神必须达到相当的水平才能适应时代的需要, 担负起时代赋予的使命。现代运行管理应该而且必须通过有效的手段来培养和造就一支高素质的运行队伍, 以适应高技术发展的需要。其手段概括起来有以下几点:

- (1) 进行专业 (学科) 交叉培训, 以拓展知识结构。
- (2) 强化英语培训, 使运行人员能够阅读、掌握新技术、新方法。
- (3) 上仿真机、看电化教育录像, 进行模拟技术训练。
- (4) 跟班学习、岗位见习和上岗锻炼, 使其从不懂到懂, 直至有所创新。
- (5) 招聘考试上岗, 择优录用, 形成较好的竞争机制, 促进他们努力奋发向上。
- (6) 大力开展爱国主义教育和职业道德教育, 努力提高他们的敬业精神和思想素质。

三、安全经济运行水平

安全、稳定、经济运行是运行管理的主要目标。考核机组安全经济运行的指标主要有以下几个方面:

- (1) 机组煤耗;
- (2) 机组设备可靠性;
- (3) 机组设备可用率;
- (4) 机组循环热效率;

- (5) 机组厂用电率;
- (6) 机组连续运行时间。

第二节 运行管理措施

管理是一门学科、一种艺术。运行管理,同样也是一门学问,一种值得研究的艺术。大型火力发电机组设备庞大、技术先进、自动化程度高,用传统的管理方法显然是不适应的,必须研究和开发新的管理模式和管理措施以适应大型机组安全稳定、经济运行的需要,创造出最佳的经济效益和社会效益。

一、集控运行

600MW 等级机组在物质条件上已与常规的中、小型机组大不相同,具有设备大型化、系统复杂化、技术现代化和控制自动化的特点。机组均按单元制方式设计运行,机、电、炉的运行操作必须协调一致,同步进行方能满足机组的运行要求。如采用常规的机、电、炉分开的管理模式,那么在机组启停、正常运行和事故处理过程中,由于对相关专业不熟悉,缺乏机组的整体概念,必然造成启停时间的延长、正常运行方式的不合理和事故处理的混乱等。实行集控运行之后这些问题大为减少,但实行集控运行之后对运行人员的技术业务素质提出了更高的要求,为提高运行人员的素质而进行的培训成了运行部门的主要工作之一。实行集控运行使运行人员需要掌握的知识从一个专业扩大到三个专业,由于人的记忆力有限,使运行人员对每个专业或设备系统的记忆范围相对减小,这就使操作的正确性和熟练程度下降,从而使发生异常或误操作的可能性加大了。为此,除依靠设备本身的保护和自动控制以外,运行管理必须采取相应的措施来预防这些异常或事故的发生,如加强运行分析、加强操作票和工作票的管理等等。

二、电厂运行岗位的设置和运行人员的配备

运行岗位的设置和运行人员的配备是现代大型电厂一直研究和探索的新课题之一,也是大型火力发电厂企业深化改革、减人增效、提高劳动生产率的重要途径之一。运行岗位和运行人员的多少取决于五个方面的因素。

1. 机组设备控制的自动化程度

生产过程的自动化是减人的物质基础,如果大量的操作需要手工去完成,那么减人就不可能。

2. 机组设备的健康状况

设备的健康状况也是减人增效的物质条件之一,如果机组的自动化装置不能投运或运行不正常,需要经常性地人工干预,那么减人同样是不现实的。

3. 运行人员的技术业务素质

最好的设备和最可靠的自动化装置,都需要人去操纵它。运行人员必须懂得和熟练掌握其性能和操作技巧,方可发挥设备所固有的最佳功能。电力生产设备是技术高度复杂的装置之一,如果运行人员没有良好的专业理论知识和大量的实践经验是驾驶不好机组的。

4. 运行管理的思路和方法

最先进的设备和最优秀的人才只有在最优秀的管理体系中才能发挥其最佳的性能和最高的工作效率。只有硬件而没有软件的计算机是不能工作的,而过高的软件也会使硬件无法承受而出现混乱,只有软件和硬件相匹配时,才能发挥其最佳功能,取得良好的效果。因此,不断完善运行管理体系使其符合当时的实际情况,是优化运行人员结构的条件之一。

5. 机组设备的选型和集控室的布置

一个电厂的同容量机组至少应在2台以上,而且同等容量的机组应是一次性招标完成,不宜采用分两次招标或选择不同的制造厂家。这不仅对人员的培训、备品配件的准备和技术管理至关重要,而且对全厂的减人增效、经营管理也起着关键的作用。如果同等容量同类型机组在两台以上,那么运行人员和运行管理人员就可以互为备用。而像北仑港电厂1号机和2号机采用两种完全不同的机型,如果将人员从一台机组调往另一台机组,那么要熟悉新的机组起码得花近一年的时间,而一年以后,对原来的那台机组又开始变得生疏,所以运行人员就无法相互备用,只好将1、2号机组的运行人员完全分开,这样势必造成运行人员的增加。技术管理人员和检修维护人员也存在同样的问题。我们曾对日本、澳大利亚等国的大型国际一流电厂进行过研究分析,发现这些电厂有一个共同特点:机组一般安装4~6台,而且所有机组设备均是一次性招标完成,来自同一个制造厂商。所以他们的技术管理相当简单,管理人员和运行人员的配置很少,运行人员的调动也极为方便。

集控室的布置形式对运行人员的配置也大有关系。虽然大型机组都采用单元制运行方式,但如果集控室布置得合理,运行人员可以随时交互使用和操作,定员也可以降下来。例如沙角C厂3台ALSTHOM的660MW机组,其控制操作中心布置在同一个集控室内,这样,它的人员配置就可以大大减少,每台机组均设置一个机组长和一个操作员。由于大型机组的自动化程度高,一个操作员完全可以应付整台机组的正常运行和参数调整。当机组发生故障时,一个操作员是来不及应付各种异常运行工况的,这时机组长以及邻机的机组长都可以过来帮助进行异常或事故处理,而2台或3台机组同时发生事故的可能性很少。

北仑港电厂1、2号机组采用完全不同的机型且集控室又完全分开,独立布置,造成运行人员的数量大增。因此,北仑港电厂2台机组的运行人员数量几乎和沙角C厂3台机组的运行人员数量相同。

三、运行基础管理工作的加强

(1) 修改和完善运行规程。

运行规程是运行人员在生产工作过程中必须遵守的法规,应具有较强的可操作性。运行规程的第一版往往是根据机组的设计手册、系统图等设计资料编写而成的,其中有很多不符合实际和不正确的地方,在机组调试过程中应及时修改,当机组投产后,应重新修改出版新的版本。在机组的正常运行过程中和大小修之后,由于系统、参数的更改及设备的变动,也应及时修改补充运行规程。一般电厂的运行规程应每3~5年重新修订出版一次。

(2) 修订和完善各种运行规章制度。

运行规章制度是运行管理人员的工作行为准则。它的好坏和完善程度直接影响到运行工作的效率和质量。运行规章制度的内容和范围应根据国家和电力工业对电力生产的有关规定以及当时的时代气息和本厂特点来确定,并在实际使用过程中要不断地加以补充和完善。

(3) 绘制机组启动、停运流程框图,编写制订标准操作票,建立各级运行岗位工作手册。

大型机组设备庞大,系统复杂,保护多,连锁装置繁琐;对运行人员的要求是机、电、炉、仪四通;这事实上已到了人的记忆极限,而仅凭记忆办事、工作,必然导致各种异常和事故。因此,对机组的连锁试验、启停操作制订相应的操作票非常必要。实践证明,实行启停流程框图、操作票和连锁试验卡之后,出错率明显下降,甚至不会出错,工作的速度、效

率和质量都大大提高。

四、缺陷管理的强化

设备缺陷是客观存在的，只要机组在运行，缺陷将永远存在。但不同的缺陷对机组运行的影响程度不一样，因此，我们必须根据设备缺陷对机组运行的危害程度进行分类和区别对待。北仑港电厂将设备缺陷依据影响机组安全运行和紧急程度分为四类：E、1、2、3级。E级缺陷必须立即采取措施安全隔离，并在2h内进行开工处理。1级缺陷指必须在24h之内处理完毕的缺陷。2级缺陷是指具有后备措施和采取一定措施后不影响设备及机组安全经济运行，允许安排在一周内处理的缺陷。3级缺陷是指不影响机组安全经济运行，或需要等待停机、停炉机会，允许在月度生产计划中安排处理的缺陷。

五、安全管理的强化

安全生产是一切工作的前提。必须树立“安全第一、预防为主”的思想。首先在运行岗位责任制中明确运行各岗位的安全责任，并要求每个运行人员认真学习，明确自己本岗位的安全责任。同时要求每个运行岗位严格执行二票三制，严格遵守运行规程，强化对违反二票三制等不安全情况的考核，强化对习惯性违章的考核，增强运行人员的安全责任感，增强运行人员的自我保护意识。

此外还应开展各种形式的培训，提高运行人员的业务技术水平和思想品德。

第三节 运行人员培训

600MW的大型汽轮发电机组，具有技术现代化、系统复杂化和控制自动化的物质条件，而先进的设备需要高素质的人去掌握，劳动者素质的高低与发挥得充分与否关系着生产力的发展与解放的程度，是能否达到高效益的关键。因此，必须把运行人员的培训作为运行工作的中心来抓，并从以下三个方面搞好培训工作：一是制度化、规范化和科学化地开展培训工作，提高运行人员素质；二是使人的素质与岗位相结合，也就是择优录用、人尽其才；三是建立培训考核、人才招聘和工资奖金分配三配套的管理机制，以增强培训工作的内在动力。

(1) 开展全方位的立体培训方式。

1) 运行人员专业交叉培训及高岗位人员继续教育工作

大机组的运行特点之一是实行集控运行，要求运行人员必须同时具备机、电、炉、仪四大专业的知识，而我国传统的教育体系培养出来的人才单专业的，因此在集控运行岗位上工作的人员必须经过专业理论知识的交叉培训。原来学电气专业的，进行热机专业理论的脱产培训，原来学热机专业的，进行电气专业理论的脱产培训。另外，在此期间，还应对自动控制方面的理论、知识进行培训，对英语进行强化训练，因为对现代化机组来说，不懂英语是无法全部理解和掌握技术的。

高岗位的运行人员，为了让他们能理解深层次的技术问题和各种管理思想，以及考虑到运行人员将来的出路，为将来转岗离开运行岗位做好准备，还应分批适当地选择一些优秀者接受继续教育，提高他们的学历，拓宽他们的知识面，优化运行人员的知识结构，为电力事业储备人才。

2) 仿真机培训

传统的运行人员上岗前培训是跟班实习，跟着老师傅在现场转，然后经过考试合格后上岗。仿真机（模拟机）的出现打破了这一模式，增加了仿真机培训的环节。大机组控制设备先进、自动化程度高，运行人员操作和处理事故的机会相对不多，实践机会很少，但当设备异常时又必须让运行人员尽快正确地进行处理和调整，而仿真机却能较好地完成这些任务。运行人员经过仿真机培训之后，有了感性认识，逐步树立起机组正常运行、启停和各种典型事故处理的概念，为实际运行和事故处理奠定了良好的技术基础和心理基础。因此，各级岗位上岗前必须在仿真机上上机合格并取得培训合格证。

3) 各类专业技术讲课及专题分析

专业技术讲课是运行人员了解机组系统设计思想、配置方式和设备工作原理的有效手段。通过专业技术讲课和专题分析，对设备特点、运行特性、操作要领及注意事项进行分析和探讨，将少数人发现的技巧和经验推广到广大运行人员，提高运行队伍的整体水平。通过专业技术讲课和专题分析还可以将一些模糊的认识清晰化，感知性的东西理论化和文字化，这不仅为当时的运行人员提高了运行水平，而且为后人留下了宝贵的财富，使个人技术转化为大众技术，使运行技术的积累像滚雪球一样不断地壮大。

(2) 加强培训基础管理，落实培训制度。

1) 推行使用“岗位培训手册”，以增强个人培训工作的可操作性。

为了有效地跟踪记录运行人员的培训进度和防止发生培训项目的遗漏，应设立“岗位培训手册”。手册内容包括安全生产管理、机、电、炉、热控、灰控、网控、化学等八大类，每类按系统分若干项，每个系统的培训项目又分为系统及设备的实地位置、功能、理论原理、启停操作和运行工况、异常及事故处理等五项，使运行人员能按手册逐项逐条进行培训。同时，该手册还能对运行培训起到引导的作用。

2) 实施岗位培训程序。

岗位培训程序对下列各项均做出明确规定：要达到某岗位所必须具备的应知、应会知识，必须进行的理论、实践培训内容以及培训时间，培训步骤，培训要求和培训人员的资格及考试制度等。

3) 实行高岗位见习制度。

运行岗位的特点之一是岗位独立性强，相互间的覆盖面很少，事故处理时完全要依靠个人独立完成，不像别的工作，可以开会讨论，共同解决。对于高岗位这个问题更加突出，因此，必须实行高岗位见习制度，就像飞行员必须进行见习飞行一样。

4) 建立定期考试制度。

除了一年一度的安全规程、运行规程考试之外，还应对那些在一年内没有参加过升岗考试或升岗考试成绩较差的人进行年度在岗考试。同时，这一成绩也为岗位动态管理提供了依据。

5) 做好部门、班组和个人的近期、长期培训计划。防止出现知识结构老化、人才断层、大材小用和班组间人才分配不合理等问题。

(3) 实行招聘考试上岗和岗位能上能下的竞争机制。

1) 建立考试升岗制度。

运行岗位是一个特别适宜于通过考试来检验人员是否能胜任或能否胜任好的一个工种，是一个知识性强、理论化程度很高的工种，但它对每种理论的深度要求却不高，因此使考试

成为可能和合理。目前大机组的运行岗位设置大致分为四个层次：巡检层、操作员层、机组长（单元长）层和值长层。巡检层大都将机、电、炉分开来学习、培训和上岗。当通过机、电、炉三岗巡检的任职之后，可以向操作员层升岗。操作员层向机组长层升岗时增加了管理方面的内容，到了值长层，管理成了主要的工作内容。

考试升岗制度应明确三点：①岗位必须一级一级往上升，不得越级；②考试成绩应采用综合记分法，即将笔试、口试、上级的考评和经验得分按一定的比例综合计分；③根据成绩择优录用。所有成绩宜张榜公布，以服民心。

2) 努力实施岗位能上能下的竞争机制。

为了使已取得某一岗位的人员能不断提高技术业务水平和工作能力，很好地履行自己的岗位职责，同时，也使优秀人才能充分展现其才能而不被埋没，必须努力实施岗位能上能下的竞争机制。

第十三章 汽轮机的全过程管理

第一节 电 厂 设 计

1. 厂址选择及电厂建设规模

选择一个合理的厂址是电厂建设的一个先决条件，也是电厂工程建设可行性研究的主要内容之一。它应包括以下几方面的内容：

- (1) 地理位置及交通运输状况；
- (2) 厂区工程地质条件；
- (3) 电厂循环冷却用水及电厂补给水来源；
- (4) 电厂灰场；
- (5) 电厂与电力系统的接入方式。

电厂的建设规模应根据本地区本电网的中、长期规划并结合科学技术的发展和国内外电力建设的先进经验来决定，既要考虑电厂建设对国家、电网、地方带来益处，又要考虑电厂在设计年限内其自身的效益和生存能力。因此，建设大容量、高效率、高自动化的机组已成为一种趋势。

2. 电厂运行方式及负荷特征

随着国民经济的发展、人民生活水平的提高、电网容量的不断扩大以及水电、核电等比重的进一步加大，燃煤火力发电厂承担调峰负荷已势在必行。因此，机组宜选用单元制、变压运行方式。汽轮机的设计还应考虑日开夜停等快速启停的需要，因此，机组必须配备高、低压旁路系统。

3. 电力系统对设备的要求

(1) 机组在使用寿命年限之内，除能承受各种启动和负荷变动之外，还应能满足电力系统采用单相、三相重合闸的要求。

(2) 汽轮发电机组应能满足电力系统要求进行瞬时快关和持续快关。

4. 仪表、控制系统及自动化

(1) 机组自动控制系统应选用以微处理机为基础的分散式控制系统来实现对锅炉和汽轮机的控制。分散式控制系统能实现机组的控制、报警、监视、保护连锁以及自诊断功能，以便满足各种运行工况的需求并确保机组的安全经济运行，通过 CRT 和键盘实现集中的控制和监视。

分散控制系统应能完成下列工作：闭环控制、数据采集和计算、事故顺序记录、自动程序控制、保护连锁和报警、参数监视、数据通讯、制表打印和 CRT 显示等等。

(2) 汽轮机调速系统应采用数字电液控制系统即 DEHC 系统。

(3) 机组应设置 CCS 协调控制系统，以实现电网调度直接控制的 AGC 工况。

5. 汽轮机防进水保护系统

机组应设计、配置完善的汽轮机防进水保护系统。

第二节 设备选型及设备招标评标

分岛招标是利用世界银行贷款必须采纳的方式。业主可以利用分岛招标的竞争机制择优选用设备和降低费用，但同时也增加了设计咨询和接口费用。权其利弊，在经济上大致得失相当或受益不多，在工程管理上却带来不少问题，主要有以下几点。

(1) 最突出的是机组没有总设计和总调试单位，由各厂商各自负责所供设备的设计和调试，设计接口多，管理难度大。

(2) 最低标问题，选择最低标固然节约了大量设备购置费，但在工程建设中却反映出外商力求降低设备造价、减少亏损所带来的问题。投标商采取降低设备参数和机组效率，扩大分包范围，部分设备转包给中国国内制造以及超前报价索款、推迟供货、生息补亏等手段，千方百计降低造价。

(3) 由于分包厂商多，设备质量难以保证，对备品、配件和图纸资料的管理带来很大困难。机组投产后，部分备品、备件原制造厂商已更新换代或不再生产，国内又无现成的同型产品可以代用，有些机械易损件和仪控卡件损坏后无处采购，已成为困扰机组安全、稳定运行的问题之一。

以北仑港电厂分岛招标为例，该工程聘请了美国 EBASCO 公司作为工程咨询单位，主要负责国外设计协调、系统和设备的接口以及主厂房零米以下的基础设计；国内由华东电力设计院负责对国外设计的审查和部分辅助设施的设计。为把好国外设计关，建立了设计联席会议和工作会议制度；派出国内专业人员到国外与厂商进行联合设计；还成立了审图小组，对各供货厂商的设计进行认真审核。

由于美国 EBASCO 公司对北仑港电厂软土地基缺乏处理经验，一期工程打桩后，尽管采取许多措施，但仍发生桩位偏移和基础不均匀沉降，对施工和机组安全运行带来很大影响。

1 号机组和 2 号机组不是同时招标，连续施工，而是分两次招标，重新设计、重新打桩、重新开工，开工时间上相差两年多，不仅增加了投资，延长了工程建设周期，而且增加了工程管理及电厂运行、维护和备品配件管理的难度。根据北仑港电厂一期工程设备选型和设计的经验教训，我们认为应重视和研究解决以下几个问题：

- 1) 在分岛招标时要有一个设计归总单位。
- 2) 合理地进行分岛，而且分岛不宜过多，多台机组的工程应一次招标，一次设计。
- 3) 在评标时应综合考虑设备性能和价格因素，不一定采用最低标。
- 4) 对承包商在合同转包和备品供应方面要有制约措施。
- 5) 汽轮机高压缸或中压缸冲转方式的选择应与锅炉油枪容量和汽温特性相适应。

第三节 监造及验收

设备监造及验收是工程全过程管理中质量管理重点，是保证今后电厂安全可靠运行的重要环节。电力工业部和机械工业部也早就对大型电力设备必须实施质量监造有过明确的通知。

设备质量监造由业主方组织有关工程技术人员和有经验的电厂维护人员承担。关于设备质量监造的有关条款，包括参加的人员和时间、设备监造验收的范围及内容等等，均在技术合同谈判中由业主方和制造方双方讨论、协商后签定合同。

设备质量监造的目的是提高和促进制造单位的产品质量，严格把好设备制造的质量关，把有可能产生的问题在制造厂内加以消除，以保证不合格的产品不出厂。但是，设备的质量监造不能代替制造厂的质量检验，不能作为制造厂的质量验收，也不能减轻制造厂对设备制造质量的责任。

设备质量监造的范围是大型电力设备的主要设备及部件、重要辅助设备及部件。具体有汽轮机的汽缸、转子、叶片、蒸汽阀室、调节保护部套，发电机的定子、转子，锅炉的汽包、过热器、再热器的联箱，汽轮机的凝汽器、高压加热器、低压加热器、除氧器、给水泵、凝结水泵、循环水泵等，锅炉的送引风机、磨煤机、电除尘器等等及其他双方同意监造的设备。

设备质量监造的具体办法，一般是由双方共同制定一个监造计划，然后按计划执行。制造单位在制造到一定阶段，通知业主方派人来监造验收。如果在双方规定的时间内，业主方没有派人来制造单位，则作为自动放弃。

业主方代表到了制造厂后，制造厂要向参加监造的人员提供全套的制造技术文件，包括制造厂的技术标准或所执行的行业标准、所在国标准及国际标准，作为监造的依据。而业主方则应根据设备合同和技术协议中的有关监造的范围、内容、标准、项目，参加生产厂的检测试验，检查设备生产是否满足制造标准、技术条件和质量要求，对关键工序更要认真了解。在监造过程中，发现问题应及时向制造厂提出。制造厂必须及时进行处理或返工，不得以任何理由加以拒绝。监造人员应对设备质量上的问题和处理情况做好记录，以利今后参考。在监造过程中，如碰到双方有不同意见，应向上级领导报告，双方按照合同规定协议解决。质量合格的设备，由参加监造的人员验收同意，设备可以发运到现场。

电力建设的实践证明：设备监造和验收是非常重要的，电厂的业主方应该非常重视，要加强领导，组织技术水平高、有经验、工作态度认真负责的工程技术人员参加，并要及时进行检查、监督和指导，搞好设备的质量监造工作。

第四节 安 装 及 调 试

安装及调试在电厂工程管理中的重要性，越来越多地被人们所认识。特别是大容量汽轮发电机组或引进的机组，安装如果不合格，投产后也很难正常运行。

安装工作的质量取决于两个方面：一是有一支技术水平高、管理强的电力安装队伍；二是通过安装工程监理制度，实现业主方对质量的监督管理。现在，对于大型的火力发电工程的安装队伍，大都采用招标制度，给业主方一个选择和决定的机会。特别是现在，可以打破地方界限，在全国范围招标，挑选优秀的电力安装队伍。要特别重视安装队伍的业绩，是否安装过同类型机组，是否安装过国外引进型机组。具有这方面的经验是很重要的，这能从根本上保证工程安装的质量。

其次，国家建设部早在1988年就提出了“遵循国际惯例，建立具有中国特色的建设监理制度”的规定，电力部也于1995年发布了《电力工程建设监理规定》，所以现在的电力建

设工程必须采用监理制度。作为电厂的主人，业主方在电力工程的设备安装方面，也是通过监理制度的实行来对安装质量进行控制和管理的。所以采用监理制度、强化质量管理能够保证工程建设中的设备安装质量。

设备安装后的调试工作近年来有着较大的改变。随着机组容量的增加、引进的机组数量增多、机组的自动化程度的不断提高等原因，电力建设工程中的调试工作与以往的中、小型机组相比较，具有以下特点：首先是对调试的要求提高了，要加强对调试的管理；二是调试的内容增加了，故调试周期加长了；三是调试中的自动化程度提高了。

石洞口第二电厂引进两台超临界 600MW 汽轮发电机组，具有国际上 80 年代的先进水平，具有高度的自动化程度，于 1992 年一年相继安全投产，创下了电力部的新记录，其中很重要的一条经验是抓好了调试。石洞口第二电厂在调试管理方面积累了以下经验。

(1) 建立一个好的调试领导班子。

调试是一个比较复杂的过程。首先，参加的人员是多方面的：有制造厂的代表、设计单位的代表、专业调试单位的代表、设备安装队伍的人员、电厂的运行人员及检修人员等。对有引进机组或设备的工程来说，还有外方代表。在这些人中间，由业主方牵头，成立一个调试领导小组。调试领导小组负责全部调试的领导、管理、协调工作，制定调试制度，检查调试进度及进行情况，发现问题及时纠正。调试领导小组为调试工作的最高权力机构，能够通过调试领导小组的各方面代表指挥参加调试的各单位及各方面的人员。

(2) 加强调试的管理。

为加强调试的管理，调试工作有一套管理的制度。如定期的调试联络会议，由中外双方参加，定期检查调试中出现的问题及进行情况，修正或协调调试进度。再如，定期召开中方的调试工作会议，在调试紧张时期，每天召开，及时检查调试进行情况，协调中方各单位的工作。对于一些大的调试项目，如酸洗、水压试验、冲管等等，则召开专题工作会议，讨论专题工作的方案、措施，检查专题调试的落实情况等等。

(3) 树立一个正确的调试指导思想。

各级领导树立一个正确的调试指导思想是搞好调试的关键。石洞口第二电厂的两台机组调试能够做到又快又好，没有出现设备损坏及设备故障，很重要的一条原因是：“抓好调试中的质量第一”。在调试中不搞临时措施，不拉临时操作电缆，不跳过自动化程序，按照制造厂规定的调试步骤，按部就班地进行，不放过任何问题，确保调试的质量。石洞口第二电厂的设备自动化程度很高，在调试中，坚持自动保护装置的投入率达到 100%，坚持设备自动化的投入率达到 95% 以上，用自动保护装置和自动化来保护设备。由于树立了这个正确的指导思想，使调试工作能够较快较好地完成，既节省了时间，又做到了投产后能够达到较高的设备可用率和较低的故障停机率。

(4) 制定一整套调试的制度。

加强调试管理要有具体内容。在石洞口二厂的调试中，制定了一系列的制度，除以上所述的领导会议制度以外，还有文件包制度、试转单制度、制定调试计划和措施制度等。文件包制度是指安装单位必须将全套的安装资料形成文件包的形式，在调试前交给调试单位及电厂的业主方，作为调试的基础。在收到文件包后，调试人员及电厂方面能够在调试前对设备的安装情况做到有所了解，做到心中有数，既加快了调试的进度又保证了调试的质量。试转单制度是对大容量汽轮发电机组调试的一个发明。由于自动化程度很高的机组非常复杂，各

专业之间的接口很多，在调试中极容易出现差错和漏洞。试转单的签发制度从基本上解决了各专业之间的配合和接口，明确了各专业的主要责任和配合责任。特别是由外方制造厂代表签字，确定了外方代表在试转中的责任。试转单最终交给电厂的运行部，由运行操作方面确认试转运行安全措施，确保试转的系统正确性和操作的正确性及安全性。试转单制度保证了在“试转”这—个重要环节上不出现差错，杜绝了漏洞。

原则确定以后，制度的建立也是很有必要的。最关键的还是参加调试的各单位、各方面人员要严格地遵守制度，保证制度的严肃性。

第十四章 可靠性管理

第一节 600MW 机组的运行可靠性统计

一、可靠性管理的意义

80 年代初,我国电力工业的发电设备开展了可靠性管理,1984 年由原水电部颁发了《发电设备可靠性、可用率统计评价办法(试行)》(以下简称“原办法”)。“原办法”实施以来,全国各有关单位陆续开展了发电设备运行可靠性统计评价工作,对改进设备技术状况、提高设备的发电能力和降低消耗,起到了明显的促进作用。目前它已成为电力工业现代化管理的重要内容之一。在“原办法”通过多年的实践和总结完善的基础上,现已由电力部可靠性管理中心制定出《发电设备可靠性评价规程(暂行)》(以下简称“规程”)。目前全国范围内的有关单位,均按照“规程”实行对发电设备的可靠性管理。毫无疑问,该项管理工作,必将更进一步改进发电设备的技术状况和提高发电设备的可用系数,从而提高设备的发电能力并降低发电消耗,为国民经济的飞速发展,发挥巨大的作用。

二、各台 600MW 机组正式投运后可靠性主要指标统计值

各台 600MW 机组主设备配套情况和投运日期如表 14-1 所示。由表 14-1 可知,各台 600MW 机组投运时间最长的为平圩电厂 1 号机组,至 1996 年底为止已运行 7 年多,投运时间最短的为北仑港电厂 2 号机组,至 1996 年底为止仅两年多。

表 14-1 600MW 机组投运日期及主设备配套情况

电厂名称及 机组编号	投运 日期	锅 炉	汽 轮 机	发 电 机	热 控 装 置
平圩电厂 1 号机组	1989 年 11 月	由美国 CE 公司引进 技术,由哈尔滨锅炉厂 制造的亚临界锅炉	由美国 WH 公司引 进技术,由哈尔滨汽轮 机厂制造的亚临界机组	由美国 WH 公司引 进技术,由哈尔滨电机 厂制造的 QFSN-6000 型发电机	由 美 国 FOXBORO 公司 制造的 SPEC- 200 型系统
平圩电厂 2 号机组	1992 年 12 月				
北仑港电厂 1 号机组	1991 年 10 月	由美国 CE 公司制造 的亚临界锅炉	由日本东芝公司制造 的亚临界机组	由日本东芝公司制造 的 TAKS 型水氢氢冷 却发电机	由美国 CE 公司 制造的模拟式 MOD-300 型分 散控制系统
北仑港电厂 2 号机组	1994 年 10 月	由加拿大 Babcock 公 司制造的自然循环亚临 界汽包锅炉	由 GEC-ALSTHOM 公司制造的亚临界机组	由法国 ALSTHOM 公司设计制造的水氢氢 冷却发电机	
石洞口二厂 1 号机组	1992 年 6 月	由美国 CE 公司和瑞 士苏尔寿公司联合设计 制造的螺旋管圈式超临 界直流锅炉	由瑞士 ABB 公司设 计制造的超临界机组	由 ABB 公司设计制 造的 50WT-23E- 123600-2 型水氢氢冷 却发电机	由加拿大 BAL- LEY 公司制造的 N-90 系统
石洞口二厂 2 号机组	1992 年 12 月				

表 14-2 为各台 600MW 机组正式投运后每年运行可靠性统计主要指标。表 14-3 为各台 600MW 机组自投运至 1996 年底可靠性主要指标的累计和平均值, 以及 6 台 600MW 机组投运以来的可靠性主要指标的综合数值。

三、各台 600MW 机组可靠性主要指标逐年变化的特点

各台 600MW 机组可靠性主要指标逐年变化主要有下列特点:

(1) 各台 600MW 机组投运后的第一二年, 其可用系数和等效可用系数均较低, 见表 14-2。

表 14-2

华东电网 600MW 机组历年

序号	机组名称	时 间 (年)	启动次数 (次)	利用时间 (h)	可用时间 (h)			计划停运		
					可 用	运 行	备 用	次数	时 间 (h)	其中大修 时间 (h)
1	平圩 #1	1990	28	3650	5269.4	5188.9	80.5	2	1231.3	0
2		1991	24	4232.8	5804.2	5797.2	6.97	2	2153.7	1676.7
3		1992	26	5601.4	7003.5	7002.4	1.1	2	1082.6	0
4		1993	23	5587.8	7027.4	6921.9	105.47	2	198.2	0
5		1994	25	5164.3	6569.1	6408.2	160.9	1	1413.6	1413.6
6		1995	16	5553.2	7081.1	6764	317.1	2	633.4	0
7		1996	17	5636.6	7301.9	7251.4	50.5	2	1163.4	0
8	平圩 #2	1993	41	3602.5	5123.2	5106.8	16.33	2	1442.9	0
9		1994	23	4293.5	5440.3	5436	4.25	3	1529.5	1398.6
10		1995	19	4864.2	6247.9	6167.9	80	1	805.7	0
11		1996	20	4942.5	6717.4	6594.3	123.1	2	1200.8	0
12	北仑 #1	1992	39	3701.4	5010.2	5010.2	0	1	1455.2	1455.2
13		1993	19	3154.2	4325.8	4325.8	0	2	1183.6	0
14		1994	26	4235.6	5646.1	5372.2	274	1	2170.6	2170.6
15		1995	10	6661.3	7927.1	7927.1	0	2	803.1	0
16		1996	6	6336.3	7667.5	7667	0.45	1	1083.6	1083.6
17	北仑 #2	1995	43	4169.6	5884.7	5440.9	403.9	2	1169.5	1102.5
18		1996	25	4964.9	6021.6	6007.1	14.6	1	1957.3	1602.9
19	华能 石洞口 二电厂 #1	1992	57	2718.2	4167.4	4079.6	87.8	1	102.2	0
20		1993	33	3006.3	4101.9	4071.6	30.3	3	987.7	0
21		1994	24	5613.2	8001.2	7938	63.2	4	496.5	0
22		1995	7	5645.3	7249.4	7165.7	84.3	2	1500.7	1453.5
23		1996	14	6132.7	7930.5	7843.1	87.36	2	771.3	0
24	华能 石洞口 二电厂 #2	1993	32	2827	3888.7	3740.8	147.9	3	814.9	0
25		1994	22	4845.3	6969.4	6813.3	156.1	3	1670.8	1339.3
26		1995	14	6021	8358.9	8296.1	62.8	2	306.5	0
27		1996	9	5561.6	7330.3	7279.2	51.1	2	1430.6	1069.4

(2) 1995 年北仑港电厂 1 号机组和华能石洞口第二电厂 2 号机组的等效可用系数, 均达到了较高数值, 它们分别达到了 87.92% 和 95.42%。

(3) 各台 600MW 机组自投运后至今, 其等效可用系数在逐年增加。见表 14-2。

(4) 各台 600MW 机组投运以来, 每年的利用小时, 以北仑港电厂 1 号机组于 1995 年的 6661.3h 最高。各台机投运以来的平均利用小时, 以华能石洞口第二电厂 1 号机组最高为 5136.8h, 其次为平圩电厂 1 号机组 5060.88h。

(5) 各台 600MW 机组投运以来的年平均等效可用系数以北仑港电厂 2 号机组为最低,

可靠性主要指标

非计划停运		可用系数 (%)	降出力 等效停 运时间 (h)	等效可 用系数 (%)	强迫停运		强迫停 运率 (%)	等效强迫 停运率 (%)	平均连续 可用时间 (h)	平均无故障 可用时间 (h)
次数	时间 (h)				次数	时 间 (h)				
30	2259.3	60.15	618.6	50.77	25	1501.3	22.44	28.51	191.9	268.7
22	802.2	66.26	828.3	56.8	17	707.9	10.88	17.5	241.8	341.4
22	638.9	79.73	564.5	73.3	10	45.91	6.15	10.11	304.5	700.3
19	1533.7	80.22	208.2	77.84	8	1377.8	16.6	18.55	351.3	878.4
19	608.2	74.99	488.7	69.41	16	589.7	8.43	13.05	328.4	410.5
10	666.2	80.83	433.4	75.89	5	480.3	6.63	6.87	590	1416.2
14	318.7	83.13	148.1	81.66	8	101.5	1.38	1.75	456.3	912.7
37	2191.7	58.48	320.5	54.83	29	1942.7	27.55	29.2	131.3	176.6
18	1537.8	62.1	310.6	58.58	15	580	9.64	10.92	259	362.6
15	955.4	71.32	292.1	67.99	9	812.5	11.64	12.16	390.4	694.2
17	865.8	76.47	261.7	73.69	7	655.8	9.05	9.38	353.5	959.6
40	2318.6	57.04	279.5	54	36	976.1	16.31	18.85	125.2	139.1
15	3211.4	49.38	514	43.51	14	3112.7	41.85	46.25	288.3	308.9
26	934.4	64.45	336.2	60.62	23	692.6	11.42	15.21	217.1	245.4
7	23.8	90.49	223.9	87.92	6	20	0.25	2.61	1132.4	1321.3
4	33	87.29	233.6	84.86	4	32.99	0.43	2.42	1916.8	1916.8
39	1738.6	66.72	323.6	63.03	36	1385.8	20.3	24.24	149.8	162.3
23	805.1	68.55	68.33	67.79	15	393.7	6.15	6.61	261.8	401.4
49	866.5	81.14	1.41	81.11	44	821.5	16.76	16.79	85	94.7
27	790.4	69.76	118.2	67.75	21	604.1	12.92	12.93	151.9	195.3
10	250.9	91.34	154.6	89.57	7	20.45	0.26	2.2	800.1	1143
3	9.35	82.76	1.65	82.74	3	9.35	0.13	0.15	2416.6	2416.6
7	82.3	90.28	8.56	90.19	7	82.28	1.04	1.15	1132.9	1132.9
25	456.4	75.36	235.1	70.81	19	396	9.57	9.58	155.5	204.6
9	119.8	79.56	40.1	79.1	5	14.93	0.22	0.81	774.3	1393.8
7	82.4	95.42	0	95.42	6	74.04	0.88	0.88	1194.1	1393.8
3	23.15	83.45	0.38	83.45	3	23.15	0.32	0.32	2443.4	2443.4

65.60% (实际上最低的是北仑港电厂 1 号机组, 为 65.66%, 因为北仑港电厂 2 号机组投运时间较短, 总共仅两年多)。

(6) 各台 600MW 机组中, 年平均等效强迫停运率, 以北仑港电厂 1 号机组为最高, 达 17.24%, 以华能石洞口第二电厂 2 号机组为最低, 仅 2.08%, 两者相差较大。北仑港电厂 1 号机组的年平均等效强迫停运率之所以如此高, 其主要原因是 1993 年因锅炉事故而使该机组的等效强迫停运率达 46.25%。

表 14-3 1990~1996 年华东电网 600MW 机组平均可靠性指标

序号	机组名称	启动次数	利用时间 (h)	可用时间 (h)			计划停运			非计划停运	
				可用	运行	备用	次数	时间 (h)	其中大修时间 (h)	次数	时间 (h)
1	平圩电厂 #1	159	35426.1	46665.6	45334	1331.6	13	7876.2	3090.3	136	6827.2
2	平圩电厂 #2	103	17955.2	24694.3	23464.8	1229.5	8	4978.9	1398.6	89	5582.8
3	北仑港电厂 #1	100	24798.2	31743.7	31407	336.7	7	6695.9	4709.3	107	6521.2
4	北仑港电厂 #2	68	9432.1	11897.6	11471.9	425.7	3	3126.7	2705.4	62	2543.7
5	石洞口二厂 #1	135	23115.6	31462.2	31097.9	364.3	12	3858.4	1453.5	95	1999.4
6	石洞口二厂 #2	77	19286.9	27221.2	26791	430.2	10	4285.3	2408.6	45	701.5
7	6 台累计值	642	130014	173684	169566	4118	53	30821	15765	534	24574
8	6 台平均值	107	21669	28947.4	28261.1	686.3	8.8	5136.9	2627.6	89	4095.8

序号	机组名称	非计划停运系数 (%)	可用系数 (%)	降出力等效停运时间 (h)	等效可用系数 (%)	强迫停运		强迫停运率 (%)	等效强迫停运率 (%)	平均连续可用时间 (h)	平均无故障可用时间 (h)
						次数	时间 (h)				
1	平圩电厂 #1	13.09	76.1	3289.8	71.83	89	5217.6	10.35	13.76	359.9	646.8
2	平圩电厂 #2	19.22	70.04	1184.9	68.82	62	4022.7	14.63	15.73	254.5	398.3
3	北仑港电厂 #1	18.06	69.98	1587.1	65.66	98	5233.6	14.28	17.24	296.6	323.9
4	北仑港电厂 #2	18.15	67.72	391.9	65.6	51	1779.5	13.43	15.68	191.9	233.2
5	石洞口二厂 #1	6.04	84.3	284.4	83.54	82	1537.7	4.71	5.22	331.1	383.6
6	石洞口二厂 #2	2.55	84.52	275.5	83.66	34	527.9	1.93	2.08	604.9	800.6
7	6 台累计值			7013.6		416	18318				
8	6 台平均值		75.44	1168.9	73.19	69.3	3053.2	9.75	11.19	339.8	464.4

第二节 600MW 机组的可靠性统计分析

一、非计划停运原因的分析

6 台 600MW 机组, 自正式投产至 1996 年底为止所发生的非计划停运, 按设备类别分析汇总如表 14-4 所示; 按责任所属分析汇总如表 14-5 所示。由表可知, 平圩电厂 1 号机组自 1990 年至 1996 年间所发生的非计划停运, 主要是由锅炉产品质量不良引起的。表 14-6 至表 14-12 列出了各台 600MW 机组自投运以来至 1996 年底为止, 炉、机、热、电及前 22 部位件影响分析。每表的左半部为对非计划停运小时的分析, 中间部分为对降出力等效停运的分

析,右半部为前两者的合成,即等效非计划停运的分析。

表 14-4 各台 600MW 机组投运以来非计划停运按设备分析汇总

电厂名称		平圩电厂	平圩电厂	北仑港电厂	北仑港电厂	石洞口二电厂	石洞口二电厂	合计
设备编号		1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	
时间范围(年)		1990~1996	1993~1996	1992~1996	1995~1996	1992~1996	1993~1996	
锅炉	次数	34	40	38.5	9	32	12	165.5
	时间(h)	3894.28	3791.10	5402.55	620.80	1198.90	452.8	15360.48
	百分比*(%)	57.04	58.27	82.85	24.4	59.96	66.44	61.25
汽轮机	次数	21	13	4.5	13	14	4	69.5
	时间(h)	1003.82	1358	813.55	1057.6	270	12.5	4515.47
	百分比*(%)	14.70	20.87	12.48	59.26	13.50	1.83	18.01
控制保护	次数	36	24	8	5	5	2	80
	时间(h)	191.11	118.6	88.2	36.2	132.4	10.70	577.21
	百分比*(%)	2.80	1.82	1.35	1.42	6.62	1.57	2.26
发电机	次数	3	7		6	1		17
	时间(h)	25.7	320.40		524.1	2.80		873.0
	百分比*(%)	0.38	4.92		20.6	0.14		3.48
变压器	次数	2	2	2				6
	时间(h)	364.61	519.80	8.10				892.51
	百分比*(%)	5.34	7.99	0.12				3.56
互感器	次数	1		1				2
	时间(h)	3.80		5.9				9.7
	百分比*(%)	0.06		0.09				0.04
制粉系统	次数	5	8	29	4	19		8.1
	时间(h)	268.03	168.0	136.1	32.5	103.5		800.33
	百分比*(%)	3.93	2.58	2.09	1.78	5.18		3.19
除灰系统	次数	4	2					6
	时间(h)	759.02	184.2					943.22
	百分比*(%)	11.12	2.83					3.76
凝结水系统	次数	1	2				1	4
	时间(h)	8.90	13.80				12.70	35.40
	百分比*(%)	0.13	0.21				1.86	0.14
给水系统	次数	14	2	2	14	14	2	48
	时间(h)	169.67	10.80	16.4	168	96.90	12.30	474.07
	百分比*(%)	2.49	0.17	0.25	6.6	4.85	1.80	1.89
循环水系统	次数	5	1	2	3			11
	时间(h)	101.53	1.6	13.3	15.6			132.03
	百分比*(%)	1.49	0.02	0.20	0.61			0.53

续表

电厂名称	平圩电厂	平圩电厂	北仑港电厂	北仑港电厂	石洞口二电厂	石洞口二电厂	合计
设备编号	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	
时间范围(年)	1990~1996	1993~1996	1992~1996	1995~1996	1992~1996	1993~1996	
旁路系统	次数	1	1	3	4	3	12
	时间(h)	19.50	21.6	46.6	52.70	63.40	203.80
	百分比*(%)	0.30	0.33	1.83	2.64	9.30	0.81
继电保护自动	次数	2		4		1	7
	时间(h)	3.98		39.2		1.30	44.48
	百分比*(%)	0.06		1.54		0.19	0.18
高低压开关柜	次数		2			1	3
	时间(h)		6.60			5.80	12.40
	百分比*(%)		0.10			0.85	0.05
母线系统	次数		1		1	1	3
	时间(h)		4.10		2.90	13.40	20.40
	百分比*(%)		0.06		0.15	1.97	0.08
其他	次数	8	1	1	5	1	16
	时间(h)	32.58	4.80	3.3	139.20	4.40	194.38
	百分比*(%)	0.05	0.07	0.13	6.96	0.65	0.78

* 各设备停运时间占机组总停运时间的百分比。

表 14-5 各台 600MW 机组投运以来非计划停运按责任分析汇总

电厂名称	平圩电厂	平圩电厂	北仑港电厂	北仑港电厂	石洞口二电厂	石洞口二电厂	合计
设备编号	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	
时间范围(年)	1990~1996	1993~1996	1992~1996	1995~1996	1992~1996	1993~1996	
设计不周	次数	7	14		13	4	38
	时间(h)	828.32	3162.3		97.1	294.4	4382.12
	百分比*(%)	12.13	48.49		4.86	43.19	17.47
产品质量不良	次数	70	46	28	34	43	240
	时间(h)	4155.34	3449.1	1280.3	1888.1	1011.2	11921.24
	百分比*(%)	60.86	53.01	19.64	74.23	50.58	47.53
安装不良	次数	6	11	19	7	10	60
	时间(h)	350.07	899.2	1277.6	436.5	223.0	3312.37
	百分比*(%)	5.13	13.82	19.59	17.16	11.15	18.48
检修质量不良	次数	33	42	5	5	1	88
	时间(h)	811.38	136.3	98.7	102.4	2.0	2422.68
	百分比*(%)	11.88	20.95	1.51	4.03	0.10	6.63
调试不良	次数	1		6	11	6	25
	时间(h)	3.20		39.6	58.1	26.2	132.3
	百分比*(%)	0.05		0.61	2.28	1.31	0.44

续表

电厂名称	平圩电厂	平圩电厂	北仑港电厂	北仑港电厂	石洞口二电厂	石洞口二电厂	合计
设备编号	1号机组	2号机组	1号机组	2号机组	1号机组	2号机组	
时间范围(年)	1990~1996	1993~1996	1992~1996	1995~1996	1992~1996	1993~1996	
运行 处理 不当	次数	6		2	1	1	11
	时间(h)	235.28		7.6	18.7	2.2	269.58
	百分比*(%)	3.45		0.12	9.74	0.11	0.90
电厂 管理 不良	次数	4		1	1	2	8
	时间(h)	119.62		21.6	3.7	12.0	156.92
	百分比*(%)	1.75		0.33	0.15	0.60	0.52
外部 人员 过失	次数			1	2	1	4
	时间(h)			8.2	24.6	30.6	63.4
	百分比*(%)			0.13	0.97	1.53	0.21
外力 损失	次数					2	2
	时间(h)					161.9	161.9
	百分比*(%)					8.10	0.54
邻机 影响	次数					1	1
	时间(h)					2.6	2.6
	百分比*(%)					0.13	0.004
煤油 质量 不良	次数	1	2				3
	时间(h)	25.23	63.2				88.43
	百分比*(%)	0.37	0.97				0.29
缺少 燃料	次数	3					3
	时间(h)	6.39					6.39
	百分比*(%)	0.09					0.02
电力 系统 故障	次数		1				1
	时间(h)		731.5				731.5
	百分比*(%)		11.24				2.43
气候 因素	次数	3				1	4
	时间(h)	18.5				1.9	20.4
	百分比*(%)	0.27				0.28	0.07
输电 线路 限制	次数			1		9	16
	时间(h)			5.8		322.3	373.5
	百分比*(%)			0.09		16.12	1.24
其他	次数	2		15	1	7	28
	时间(h)	274		619.5	11.6	108.1	1033.8
	百分比*(%)	4.01		9.5	0.46	5.41	3.44

* 每种因素引起机组非计划停运的时间占机组总的非计划停运时间的百分比。

表 14-6 1991~1996 年 600MW 机组炉、机、热控、电及前 22 位部件影响分析

序号	事件编号	系统/部件	非计划停运			非计划降低出力			等效非计划停运	
			次数	时间 (h)	百分比 (%)	次数	等效时间 (h)	百分比 (%)	时间 (h)	百分比 (%)
	10~13	锅炉	239	15028.5	68.27	1243	2735.31	42.25	17763.6	62.35
	20~24	汽轮机	138	5269.9	23.94	536	2708.42	41.78	7975.32	28.00
	34,35	机组控制、保护系统	77	614.2	2.79	17	43.95	0.68	658.15	2.31
	60,65,66,67,85	发电机、变压器等	28	1201.5	5.46	24	238.92	3.69	1440.42	5.06
1	1001	水冷壁	35	3673.7	16.46	16	499.74	7.72	4173.44	14.65
2	1004	再热器	21	2886.0	12.93	17	138.24	2.14	3024.24	10.62
3	2001	汽轮机本体	13	2257.3	10.12	15	118.02	1.82	2375.32	8.34
4	1027	燃烧室	5	2206.2	9.89	93	1123.07	17.35	3329.27	11.69
5	1003	过热器	13	1772.0	7.94	19	137.39	2.12	1909.39	6.70
6	1000	锅炉	5	894.5	4.06	390	500.73	7.56	1394.73	4.90
7	2050	主蒸汽管道及阀门	10	675.5	3.03	1	165.48	2.56	840.98	2.95
8	1020	钢架与炉墙	1	503.7	2.26	45	257.13	3.97	760.83	2.67
9	1245	一次风机	44	489.5	2.19	56	354.98	5.48	844.48	2.96
10	2020	凝汽器	3	394.8	1.77	73	273.1	4.22	667.9	2.34
11	2000	汽轮机	2	374.9	1.70	81	156.02	2.41	530.92	1.86
12	2002	液压调节系统	11	352.3	1.58	19	81.44	1.26	433.74	1.52
13	3463	保护系统	55	328.2	1.47	436	285.41	4.41	613.61	2.15
14	1043	锅水循环泵	5	306.5	1.37	25	222.88	3.44	529.38	1.86
15	2241	给水泵	19	290.6	1.30	116	405.12	6.26	695.72	2.44
16	1022	回转式空气预热器	6	288.8	1.29	53	114.54	1.77	403.34	1.42
17	1023	风道及挡板	3	275.8	1.24	352	176.02	2.72	451.82	1.59
18	6500	变压器	2	262.2	1.17	2	107.02	1.65	369.22	1.30
19	6000	发电机	1	237.2	1.06	22	112.34	1.74	349.54	1.23
20	6003	励磁机	3	217.3	0.97	6	71.84	1.11	289.14	1.01
21	6002	主励磁机	1	197.6	0.89	8	85.9	1.33	283.5	1.00
22	1052	给水管道路及阀门	2	185.2	0.83	17	133.39	2.06	318.59	1.12

表 14-7 1991~1996 年平圩电厂 1 号机组炉、机、热控、电及前 22 位部件影响分析

序号	事件编号	系统/部件	非计划停运			非计划降低出力			等效非计划停运	
			次数	时间 (h)	百分比 (%)	次数	等效时间 (h)	百分比 (%)	时间 (h)	百分比 (%)
	10~13	锅炉	32	3417.5	74.82	525	2735.31	42.25	4670.93	64.53
	20~24	汽轮机	31	912.9	20.0	228	2705.42	41.78	1689.5	23.34
	34,35	机组控制、保护系统	33	183.1	4.01	8	43.95	0.68	184.99	2.56
	60,65,66,67,85	发电机、变压器等	5	32.6	0.71	11	238.92	3.69	196.6	2.72
1	1004	再热器	9	1399.4	30.64	29	322.49	12.07	1721.89	23.79
2	1001	水冷壁	10	1058.3	23.17	7	287.98	10.78	1346.28	18.60
3	2050	主汽门管道及阀门	4	301.1	6.59	114	397.46	14.88	698.56	9.65
4	1003	过热器	2	283.0	6.20	22	200.89	7.52	483.89	6.69
5	1245	一次风机	3	241.3	5.28	47	190.83	7.14	432.13	5.97
6	1022	回转式空气预热器	2	194.7	4.23	1	165.48	6.20	360.18	4.98
7	1052	给水管道及阀门	2	185.2	4.05	11	141.19	5.29	326.39	4.51
8	2001	汽轮机本体	3	181.0	3.96	59	136.99	5.13	317.99	4.39
9	3463	保护系统	31	175.9	3.85	7	123.89	4.64	299.79	4.14
10	2014	冷油器	3	132.1	2.89	2	107.02	4.01	239.12	3.30
11	2002	液压调节系统	5	127.8	2.80	199	100.45	3.76	228.25	3.15
12	2241	给水泵	3	56.8	1.24	3	51.73	1.94	108.53	1.50
13	1034	锅水循环泵	1	40.3	0.88	190	79.27	2.97	119.57	1.65
14	2260	检测系统	1	39.6	0.87	1	48.0	1.80	87.6	1.21
15	2340	循环水泵	4	23.2	0.51	37	43.45	1.63	66.65	0.92
16	2210	高压加热器	2	22.8	0.50	21	39.46	1.48	62.26	0.86
17	6010	水内冷系统	2	22.2	0.49	64	72.01	2.70	94.21	1.30
18	2242	辅助汽轮机	3	16.2	0.36	12	28.22	1.06	44.42	0.61
19	99	其他原因	4	17.7	0.39	12	17.42	0.65	35.12	0.49
20	1027	燃烧室	1	10.0	0.22	12	16.40	0.61	26.4	0.36
21	2155	凝结水管道阀门	1	8.9	0.20	3	16.09	0.60	24.99	0.34
22	3461	机组控制	2	7.2	0.16	7	15.85	0.59	22.58	0.31

表 14-8 1993~1996 年平圩电厂 2 号机组炉、机、热控、电及前 22 位部件影响分析

序号	事件编号	系统/部件	非计划停运			非计划降低出力			等效非计划停运	
			次数	时间 (h)	百分比 (%)	次数	等效时间 (h)	百分比 (%)	时间 (h)	百分比 (%)
	10~13	锅炉	42	3472.1	62.19	215	318.83	25.88	3790.93	55.63
	20~24	汽轮机	19	1415.6	25.35	156	681.58	55.32	2097.18	30.77
	34,35	机组控制、保护系统	20	107.5	1.93	1	0.69	0.06	108.19	1.59
	60,65,66,67,85	发电机、变压器等	8	587.6	10.53	8	72.12	5.85	659.72	9.68
1	2001	汽轮机本体	6	1119.4	20.05	30	400.56	32.51	1519.96	22.30
2	1001	水冷壁	7	1097.4	19.66	5	184.04	14.94	1281.44	18.80
3	1020	钢架与炉墙	1	503.7	9.02	62	123.54	10.03	627.24	9.20
4	1003	过热器	4	489.2	8.76	9	77.13	6.26	566.33	8.31
5	1004	再热器	5	454.9	8.15	6	71.84	5.83	526.74	7.73
6	6500	变压器	1	259.9	4.66	9	51.91	4.21	311.81	4.58
7	6003	励磁机	3	217.3	3.89	15	37.37	3.03	254.67	3.74
8	1303	电气除尘器	2	184.2	3.30	5	32.39	2.63	216.59	3.18
9	2002	液压调节系统	1	183.8	3.29	27	32.27	2.62	216.07	3.17
10	1002	省煤器	1	150.2	2.69	5	30.40	2.47	180.6	2.65
11	3463	保护系统	20	107.5	1.93	32	28.61	2.32	136.11	2.00
12	1041	引风机	1	106.6	1.91	21	33.89	2.75	140.49	2.06
13	1056	疏放水管道及阀门	1	100.3	1.80	88	27.24	2.21	127.54	1.87
14	1240	给煤机	1	75.5	1.35	1	23.08	1.87	98.58	1.45
15	6011	氢冷系统	2	69.8	1.25	77	17.41	1.41	87.21	1.28
16	1026	燃烧设备	2	63.2	1.13	13	10.30	0.84	73.5	1.08
17	1043	锅水循环泵	1	49.0	0.88	4	9.49	0.77	58.49	0.86
18	1022	回转式空气预热器	1	43.2	0.77	6	6.14	0.50	49.34	0.72
19	1245	一次风机	4	42.3	0.76	4	5.73	0.47	48.03	0.70
20	1063	保护系统	4	38.7	0.69	7	4.85	0.39	43.55	0.64
21	6010	水内冷系统	1	33.3	0.60	2	3.48	0.28	36.78	0.54
22	1040	送风机	1	21.3	0.38	2	2.36	0.19	23.66	0.35

表 14-9 1992~1996 年北仑港电厂 1 号机组炉、机、热控、电及前 22 位部件影响分析

序号	事件编号	系统/部件	非计划停运			非计划降低出力			等效非计划停运	
			次数	时间 (h)	百分比 (%)	次数	等效时间 (h)	百分比 (%)	时间 (h)	百分比 (%)
	10~13	锅炉	76	5617.9	81.18	437	948.33	58.57	6566.23	76.89
	20~24	汽轮机	12	1128.9	16.31	65	533.02	32.92	1661.92	19.46
	34,35	机组控制、保护系统	12	144.2	2.08	4	4.47	0.28	148.67	1.74
	60,65,66,67,85	发电机、变压器等	3	14	0.20	2	0.50	0.03	14.50	0.17
1	1027	燃烧器	1	2183.0	31.54	32	209.55	12.94	2392.55	28.02
2	1004	再热器	5	938.5	13.56	136	141.67	8.75	1080.17	12.65
3	1000	锅炉	4	891.0	12.88	14	127.86	7.90	1018.86	11.93
4	1001	水冷壁	4	582.4	8.42	12	122.24	7.55	704.64	8.25
5	2000	汽轮机	2	402.2	5.81	7	102.86	6.35	505.06	5.91
6	2020	凝汽器	1	386.5	5.58	8	85.90	5.30	472.4	5.53
7	1003	过热器	1	272.6	3.94	9	85.45	5.28	358.05	4.19
8	2050	主蒸汽管道及阀门	3	249.1	3.60	14	81.69	5.04	330.79	3.87
9	1043	锅水循环泵	3	217.2	3.14	80	72.16	4.46	289.36	3.39
10	1245	一次风机	21	113.1	1.63	12	62.74	3.87	184.88	2.17
11	3400	机组控制	7	86.0	1.24	25	71.78	4.43	157.78	1.85
12	1063	保护系统	12	85.4	1.23	3	48.93	3.02	134.33	1.57
13	1099	其他	1	69.5	1.00	15	45.64	2.82	115.14	1.35
14	1343	灰浆泵	1	55.5	0.80	10	38.33	2.37	93.83	1.10
15	1022	回转式空气预热器	3	50.9	0.74	5	32.35	2.00	83.25	0.97
16	1050	主蒸汽管道及阀门	1	48.0	0.69	3	27.34	1.69	75.34	0.88
17	3463	保护系统	3	42.7	0.62	33	24.34	1.50	67.04	0.79
18	1053	减温水管道及阀门	2	41.8	0.60	3	22.77	1.41	64.57	0.76
19	2241	给水泵	1	25.5	0.37	7	18.62	1.15	44.12	0.52
20	2453	减温水管道及阀门	1	21.6	0.31	2	17.65	1.09	39.25	0.46
21	2066	程控系统	1	16.9	0.24	7	17.53	1.08	34.43	0.40
22	2252	给水管道及阀门	2	16.4	0.24	13	15.38	0.95	31.78	0.37

表 14-10 1995~1996 年北仑港电厂 2 号机组炉、机、热控、电及前 22 位部件影响分析

序号	事件编号	系统/部件	非计划停运			非计划降低出力			等效非计划停运	
			次数	时间 (h)	百分比 (%)	次数	等效时间 (h)	百分比 (%)	时间 (h)	百分比 (%)
	10~13	锅炉	13	653.3	23.17	43	60.47	15.43	713.77	22.22
	20~24	汽轮机	37	1558.8	55.28	65	329.15	83.98	1887.95	58.78
	34,35	机组控制、保护系统	6	40.2	1.43	0	0	0	40.2	1.25
	60,65,66,67,85	发电机、变压器等	10	563.1	19.97	2	2.3	0.59	565.4	17.60
1	2001	汽轮机本体	2	905.1	35.58	19	161.53	41.22	1066.63	33.21
2	1003	过热器	4	587.5	23.10	1	45.23	11.54	632.73	19.70
3	6000	发电机	1	237.2	9.32	7	31.67	8.08	268.87	8.37
4	6002	主励磁机	1	197.6	7.77	8	22.17	5.66	219.77	6.84
5	2241	给水泵	6	129.1	5.08	8	22.13	5.65	151.23	4.71
6	6019	励磁系统	3	88.6	3.48	10	17.64	4.5	106.24	3.31
7	2015	油管路及阀门	2	66.5	2.62	6	14.06	3.59	80.56	2.51
8	2064	辅助连锁系统	1	32.6	1.28	4	10.93	2.79	43.53	1.36
9	1245	一次风机	4	32.5	1.28	2	10.49	2.68	42.99	1.34
10	2063	保护系统	3	31.6	1.24	5	8.47	2.16	40.07	1.25
11	2463	保护系统	2	27.9	1.10	1	8.05	2.05	35.95	1.12
12	1041	引风机	2	23.6	0.93	9	7.26	1.85	30.86	0.96
13	8502	变压器保护	2	22.9	0.90	5	7.18	1.83	30.08	0.94
14	2066	程控系统	5	21.7	0.85	2	4.79	1.22	26.49	0.82
15	2263	辅助设备保护系统	4	20.8	0.82	2	3.64	0.93	24.44	0.76
16	2450	蒸汽管道及阀门	1	18.6	0.73	3	2.91	0.74	21.51	0.67
17	8501	发电机	2	16.3	0.64	2	2.52	0.64	18.82	0.59
18	3467	计算机监控系统	1	15.7	0.62	1	2.32	0.59	18.02	0.56
19	3499	其他	1	14.5	0.57	2	2.21	0.56	16.71	0.52
20	2242	辅助汽轮机	2	9.7	0.38	3	1.83	0.47	11.53	0.36
21	2340	循环水泵	2	9.1	0.36	1	1.33	0.34	10.43	0.32
22	2360	检测系统	1	6.5	0.26	1	0.97	0.25	7.45	0.23

表 14-11 1992~1996 年石洞口第二电厂 1 号机组炉、机、热控、电及前 22 位部件影响分析

序号	事件编号	系统/部件	非计划停运			非计划降低出力			等效非计划停运	
			次数	时间 (h)	百分比 (%)	次数	等效时间 (h)	百分比 (%)	时间 (h)	百分比 (%)
	10~13	锅炉	51	1302.5	65.14	12	133.63	46.98	1436.13	62.88
	20~24	汽轮机	32	419.6	20.99	11	113.90	40.05	533.50	23.36
	34,35	机组控制、保护系统	5	132.4	6.62	2	36.9	12.97	169.30	7.41
	60,65,66,67,85	发电机、变压器等	1	2.8	0.14	0	0	0	2.8	0.12
1	1001	水冷壁	10	832.7	41.65	5	105.86	37.22	938.56	41.10
2	2050	主蒸汽管道及阀门	2	122.8	6.14	6	62.0	21.80	184.8	8.09
3	3467	计算机监控系统	4	122.3	6.12	4	51.4	18.07	173.7	7.61
4	7801	电缆本体	1	121.3	6.07	2	36.9	12.97	158.2	6.93
5	1004	再热器	2	93.3	4.66	3	18.78	6.60	112.08	4.91
6	1021	空气预热器	2	86.0	4.30	3	8.67	3.05	94.67	4.15
7	2241	给水泵	7	62.8	3.14	1	0.5	0.18	63.3	2.77
8	1242	中速磨煤机	11	53.1	2.65	1	0.32	0.11	53.42	2.34
9	2001	汽轮机本体	2	51.8	2.59	1	0	0.0	51.8	2.27
10	1003	过热器	1	50.4	2.52				50.4	2.21
11	1023	风道及挡板	1	44.0	2.20				44.0	1.93
12	2002	液压调节系统	3	35.8	1.79				35.8	1.57
13	2462	辅助设备调节系统	1	30.6	1.53				30.6	1.34
14	1063	保护系统	6	28.7	1.44				28.7	1.26
15	1245	一次风机	5	28.1	1.41				28.1	1.23
16	2040	调速油泵	1	19.1	0.96				19.1	0.84
17	2263	辅助设备保护系统	3	17.1	0.86				17.1	0.75
18	2460	检测系统	2	14.8	0.74				14.8	0.65
19	1264	辅助连锁系统	1	14.8	0.74				14.8	0.65
20	1041	引风机	3	14.5	0.73				14.5	0.63
21	2051	抽汽管道及阀门	1	12.1	0.60				12.1	0.53
22	9504	接触器	2	12.0	0.60				12.0	0.53

表 14-12 1992~1996 年石洞口第二电厂 2 号机组炉、机、热控、电及前 22 位部件影响分析

序号	事件编号	系统/部件	非计划停运			非计划降低出力			等效非计划停运	
			次数	时间 (h)	百分比 (%)	次数	等效时间 (h)	百分比 (%)	时间 (h)	百分比 (%)
	10~13	锅炉	29	564.9	80.53	3	4.56	1.66	569.46	58.29
	20~24	汽轮机	11	105.3	15.01	10	270.93	98.34	376.23	25.97
	34,35	机组控制、保护系统	2	10.7	1.53	0	0	0	10.7	1.09
	60,65,66,67,85	发电机、变压器等	1	1.3	0.19	0	0	0	1.3	0.13
1	1023	风道及挡板	1	222.3	31.70	9	234.93	85.28	457.23	46.80
2	1001	水冷壁	4	102.9	14.67	1	0.38	0.14	103.28	10.79
3	1003	过热器	1	89.4	12.75				89.40	9.34
4	2463	保护系统	1	43.2	6.16				43.20	4.51
5	1242	中速磨煤机	4	38.3	5.46	1	0.12	0.04	38.42	3.93
6	1245	一次风机	7	32.1	4.58	1	4.06	1.47	36.16	3.78
7	2450	蒸汽管道及阀门	2	20.1	2.87				20.1	2.06
8	1016	启动分离器	1	19.8	2.82				19.8	2.03
9	1041	引风机	2	16.0	2.28				16.0	1.64
10	1260	检测系统	3	15.1	2.16				15.1	1.55
11	7906	大电流离相封闭母线	1	13.4	1.92				13.4	1.37
12	2140	凝结水泵	1	12.7	1.81				12.7	1.30
13	3467	计算机监控系统	2	10.7	1.53				10.7	1.10
14	1065	热工信号系统	2	10.1	1.43				10.1	1.03
15	2241	给水泵	1	8.3	1.19	1	36.0	13.07	44.3	4.63
16	1021	空气预热器	1	6.5	0.93				6.5	0.67
17	7602	厂用电一次接线	1	5.8	0.83				5.8	0.59
18	1056	疏放水管道及阀门	1	5.6	0.80				5.6	0.57
19	2060	检测系统	1	5.2	0.75				5.2	0.53
20	2002	液压调节系统	2	4.8	0.68				4.8	0.49
21	1248	密封风机	1	4.8	0.68				4.8	0.49
22	2000	汽轮机	1	4.4	0.63				4.4	0.45

由表 14-7 可知,引起平圩电厂 1 号机组非计划停运的锅炉产品质量不良,主要是锅炉的再热器、水冷壁、过热器等的质量不良,致使发生爆管停运。平圩电厂 2 号机组锅炉的水冷壁、过热器、省煤器、再热器、钢架与炉墙结构等质量不良是引起该机组非计划停运的主要因素。

北仑港电厂 1 号机组由表 14-4 及表 14-5 可知,锅炉设计不周是引起该机组非计划停运的主要因素。而锅炉的燃烧室、再热器、锅炉本体、水冷壁、过热器等部件又是锅炉设计不周中最主要的部分。北仑港电厂 2 号机组由表 14-4 及表 14-5 可知,汽轮机的产品质量不良

是引起该机组非计划停运的主要因素。

华能石洞口第二电厂 1 号机组由表 14-4 和表 14-5 看出, 锅炉的水冷壁、再热器、空气预热器等产品质量不良是引起该机组非计划停运的主要因素。另外, 值得一提的是 1 号机组投运后不久就发生了调节级叶片断裂事故, (详见本书第十章)。但因该事件处理得当, 故从可靠性统计数据中未看出其对机组非计划停运的影响。华能石洞口第二电厂 2 号机组与 1 号机组相同, 按设备类别分析, 锅炉所发生的非计划停运是主要的; 按责任所属分析, 设计不周是各责任因素中的首位。另外必须指出的是, 由于 1 号机组发生汽轮机调节级断叶片是属产品设计制造质量不良而引起的, 为了避免 2 号机组发生类似情况, 因此也按 1 号机组的方法对 2 号机组进行了处理。机组停运累计时间在数百小时以上, 均未作为非计划停运而统计在计划检修时间内。

由上述可知, 6 台 600MW 机组虽只有 5 台机组引起非计划停运的主要因素为锅炉的产品质量不良, 但 6 台机组综合起来看, 由表 14-4 可知, 锅炉 (包括锅炉本体、上煤系统、制粉系统、除灰系统) 仍然是影响机组非计划停运的主要因素。

二、非计划降低出力等效停运的分析

表 14-13 汇总了各台 600MW 机组投运以来降出力等效停运按设备类别分析结果。平圩电厂 1 号机组锅炉因素是引起降出力等效停运小时的第一位因素, 其次是给水系统。表 14-14 列出了各台 600MW 机组投运以来降出力等效停运按责任分析结果的汇总。平圩电厂 1 号机组产品质量不良是引起降出力的等效停运的第一位因素, 其次是检修质量不良。两者结合起来看, 锅炉产品质量不良是引起机组降出力的第一位因素。当然还有其他因素, 如设计不周、检修质量不良、运行处理不当、缺燃料、线路限制等。给水系统引起机组降出力, 主要也是产品质量不良 (详见表 14-7) 的原因, 其中以高压加热器的泄漏为主要的因素。锅炉产品质量不良主要为水冷壁、再热器省煤器等的泄漏, 以及引风机、中速磨煤机、给煤机等辅机运行中的故障, 当然这些故障, 除与产品质量不良有关外, 还与检修质量不良、煤质差、气候及其他因素有关系。

平圩电厂 2 号机组与 1 号机组有所不同, 引起机组 (按设备和责任分析) 降出力的第一位因素由表 14-13 和 14-14 可知, 为给水系统和产品质量不良, 第二位因素分别为锅炉和检修质量不良。给水系统和锅炉运行中发生的问题, 基本与 1 号机组相同, 详见表 14-8。

北仑港电厂 1 号机组按设备和责任分析, 引起机组降出力的第一位因素按表 14-13 和表 14-14 相应为制粉系统和产品质量不良。第二位因素相应为锅炉和其他。造成第一位因素的具体原因主要为一次风机和中速磨煤机运行中发生故障而影响机组出力。造成第二位因素的其他原因主要是锅炉运行中发生多次 MFT 而原因待查等。具体见表 14-9。

北仑港电厂 2 号机组按设备和责任分析, 引起机组降出力的第一位因素按表 14-13 和表 14-14 相应为给水系统和调试不当。第二位因素相应为汽轮机和产品质量不良。造成第一位因素的具体原因主要为给水泵、辅助汽轮机及高压加热器等。造成第二位因素的具体原因主要为汽轮机及凝汽器等 (详见表 14-10)。

石洞口二厂 1 号机组按设备分析和责任分析, 降低出力的第一位因素按表 14-13 和表 14-14 相应为制粉系统和产品质量不良, 第二位因素相应为给水系统和其他。造成第一位因素的原因主要为一次风机和中速磨煤机运行中发生问题。造成第二位因素的具体原因主要为高压加热器及辅助汽轮机 (详见表 14-11)。

表 14-13

各台 600MW 机组投运以来降出力等效停运按设备分析汇总

电厂名称		平圩电厂	平圩电厂	北仑港电厂	北仑港电厂	石洞口二电厂	石洞口二电厂	合 计
设备编号		1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	
时间范围 (年)		1990~1996	1993~1996	1992~1996	1995~1996	1992~1996	1993~1996	
锅 炉	次数	102	39	110	13	4	1	269
	时间 (h)	950.56	240.29	328.44	17.87	19.10	0.38	1556.64
	百分比* (%)	28.89	19.50	20.28	4.56	6.72	0.14	21.95
汽 轮 机	次数	69	30	16	13	1		129
	时间 (h)	199.7	118.72	152.16	78.18	0.50		549.28
	百分比* (%)	6.07	9.64	0.40	19.95	0.18		7.74
控 制 保 护	次数	13	1	6		2		22
	时间 (h)	2.76	0.69	4.47		36.90		44.82
	百分比* (%)	0.08	0.06	0.28		12.97		0.63
发 电 机	次数	6	8	2	3			19
	时间 (h)	5.25	72.12	0.50	2.30			80.17
	百分比* (%)	0.16	5.85	0.03	0.59			1.13
变 压 器	次数	7						7
	时间 (h)	356.58						356.58
	百分比* (%)	10.84						5.03
互 感 器	次数							
	时间 (h)							
	百分比* (%)							
制 粉 系 统	次数	463	173	298	28	8	2	972
	时间 (h)	229.37	77.13	537.54	40.08	114.53	4.18	1002.83
	百分比* (%)	6.97	6.26	33.20	10.23	40.27	1.52	14.14
除 灰 系 统	次数	27	3	40	2			72
	时间 (h)	215.79	1.41	123.18	2.52			342.9
	百分比* (%)	6.56	0.11	7.61	0.64			4.83
凝 结 水 系 统	次数	4	21	11				36
	时间 (h)	0.47	62.93	94.19				157.59
	百分比* (%)	0.01	5.11	5.82				2.22
给 水 系 统	次数	157	99	38	49	10	10	363
	时间 (h)	759.62	467.39	262.75	245.43	113.4	270.93	2119.52
	百分比* (%)	23.09	37.93	16.23	62.62	39.87	98.34	29.88
循 环 水 系 统	次数	18	6	3	3			30
	时间 (h)	87.59	32.54	48.93	5.54			174.60
	百分比* (%)	2.66	2.64	3.02	1.41			2.46
旁 路 系 统	次数							
	时间 (h)							
	百分比* (%)							

续表

电厂名称	平圩电厂	平圩电厂	北仑港电厂	北仑港电厂	石洞口二电厂	石洞口二电厂	合 计
设备编号	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	
时间范围 (h)	1990~1996	1993~1996	1992~1996	1995~1996	1992~1996	1993~1996	
继电 保护 自动	次数						
	时间 (h)						
	百分比* (%)						
高低 压开 关柜	次数	1		1			2
	时间 (h)	3.49		1.27			4.76
	百分比* (%)	0.11		0.08			0.07
母线 系统	次数	2	3				5
	时间 (h)	1.07	0.32				1.39
	百分比* (%)	0.03	0.03				0.02
其 他	次数	192	85	27		1	305
	时间 (h)	477.47	158.6	65.91		0	701.98
	百分比* (%)	14.51	12.87	4.07		0	9.90

* 各设备降出力等效停运时间占机组降出力等效停运时间的百分比。

表 14-14 各台 600MW 机组投运以来降出力等效停运按责任分析汇总

电厂名称	平圩电厂	平圩电厂	北仑港电厂	北仑港电厂	石洞口二电厂	石洞口二电厂	合 计
设备编号	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	1 号机组	2 号机组	
时间范围 (年)	1990~1996	1993~1996	1992~1996	1995~1996	1992~1996	1993~1996	
设计 不周	次数	36		20	5		61
	时间 (h)	190.01		57.84	14.53		262.38
	百分比* (%)	5.76		3.57	3.71		3.70
产品 质量 不良	次数	133	71	190	57	19	481
	时间 (h)	1332.46	672.96	635.23	130.53	220.85	3231.4
	百分比* (%)	40.50	54.62	39.23	33.31	77.65	45.56
安装 不良	次数	13	4	19	9		47
	时间 (h)	60.89	4.33	158.87	19.0		279.21
	百分比* (%)	1.85	0.35	9.81	4.85		3.94
检修 质量 不良	次数	436	211	77	13		737
	时间 (h)	798.69	292.72	109.35	30.39		1231.15
	百分比* (%)	24.28	23.76	6.76	7.75		17.36
调试 不良	次数	7	6	14	17		44
	时间 (h)	4.27	24.0	19.34	131.4		179.01
	百分比* (%)	0.13	1.95	1.19	33.53		2.52

续表

电厂名称		平圩电厂	平圩电厂	北仑港电厂	北仑港电厂	石洞口二电厂	石洞口二电厂	合 计
设备编号		1号机组	2号机组	1号机组	2号机组	1号机组	2号机组	
时间范围(年)		1990~1996	1993~1996	1992~1996	1995~1996	1992~1996	1993~1996	
运行 处理 不当	次数	39	20	8	1			68
	时间(h)	146.84	1.89	13.03	1.08			162.84
	百分比* (%)	4.46	0.15	0.80	0.28			2.30
电厂 管理 不良	次数	9		7				16
	时间(h)	2.45		5.89				8.34
	百分比* (%)	0.07		0.36				0.12
外部 人员 过失	次数		4	1	1			6
	时间(h)		1.38	0.05	0.52			1.95
	百分比* (%)		0.11		0.13			0.03
外力 损坏	次数							
	时间(h)							
	百分比* (%)							
邻机 影响	次数							
	时间(h)							
	百分比* (%)							
煤油 质量 不良	次数	204	65	84	3			356
	时间(h)	100.10	20.65	125.84	1.62			248.21
	百分比* (%)	3.04	1.68	7.77	0.41			3.50
缺少 燃料	次数	232	12					35
	时间(h)	282.18	34.93					317.11
	百分比* (%)	8.58	2.83					4.47
电力 系统 故障	次数	4	3					7
	时间(h)	9.33	3.66					12.99
	百分比* (%)	0.28	0.30					0.18
气候 因素	次数	14	8	9				31
	时间(h)	39.76	34.0	15.15				88.91
	百分比* (%)	1.21	2.76	0.94				1.25
输电 线路 限制	次数	85	44	4				133
	时间(h)	102.62	80.49	32.11				215.22
	百分比* (%)	3.12	6.53	1.98				3.03
其 他	次数	58	20	119	5	7		209
	时间(h)	220.14	61.13	446.64	62.85	63.58		854.34
	百分比* (%)	6.69	5.24	27.44	16.04	22.35		12.04

* 每种因素引起机组降出力的等效停运时间占机组降出力等效停运总时间的百分比。

石洞口二厂2号机组按设备和责任分析,降低出力的第一位因素,按表14-13和表14-14相应为给水系统和产品质量不良,第二位因素相应为制粉系统和安装不良。造成第一位因素的具体原因主要为高压加热器和给水泵运行中发生问题。造成第二位因素的具体原因主要为一次风机和中速磨煤机(详见表14-12)。

从6台600MW机组总的看来,影响机组降出力等效停运的主要因素仍然为锅炉。而锅炉的水冷壁、再热器、过热器、省煤器等4项影响降出力等效停运小时,占6台机组降出力等效停运小时总数的14.54%。锅炉如包括其本体、上煤系统、制粉系统和除灰系统,则锅炉将占影响机组降出力等效停运总小时的42.25%(详见表14-6)。

6台机组等效非计划停运小时数,由表14-6可以看出,锅炉(包括本体、上煤系统、制粉系统、除灰系统)仍是影响等效非计划停运的主要因素,占机组等效非计划停运总数的62.35%。而其中水冷壁、再热器、过热器、炉本体、燃烧室、锅水循环泵及钢架与炉墙等所发生的等效非计划停运小时,占机组等效非计划停运小时总数的41.08%。因此它们既是影响600MW机组锅炉的等效非计划停运的主要因素,也是影响600MW机组等效非计划停运的主要因素。

三、美国NERC“1986~1990年发电可用率报告”中600~799MW燃煤机组可靠性数据
表14-15所示为美国1986~1990年600~799MW 88台燃煤机组可靠性数据。

表 14-15 美国 1986~1990 年 600~799MW 88 台燃煤机组可靠性数据

年 份	等效可用系数 (%)	可用系数 (%)	强迫停运率 (%)	强迫停运次数 [次/(台·a)]
1986	77.32	81.16	7.28	13.30
1987	80.21	83.11	5.69	12.91
1988	78.26	81.13	7.70	11.72
1989	80.89	83.46	5.95	11.45
1990	82.20	84.42	4.81	10.14
1986~1990	79.81	82.67	6.27	11.88

根据表14-15分析,美国600~799MW机组,5年平均等效可用系数为79.81%,而目前我国6台600MW机组7年的平均等效可用系数73.19%高出6.62个百分点。但比我国目前较好的石洞口二厂2号机组4年的平均值83.66%低3.85个百分点。我国600MW机组平均等效可用系数不高的原因主要为机组投产初期的一二年,其等效可用系数特别低所致。投产初期一二年内等效可用系数特别低的原因,主要如前述为产品质量、安装工艺、检修和运行等欠佳所造成。在经过对设备的改进和对检修及运行人员的培训后,各台机组的等效可用系数逐年得到提高,北仑港电厂1号机组如本章第一节中所述是一个明显的例子。

第十五章 汽轮机的热应力及寿命管理

第一节 基本概念

大容量火电机组汽轮机转子的热应力监控和运行寿命管理,是实现机组安全运行监控的基础。汽轮机在启动、停机和工况变化过程中,由于流经汽轮机各段的蒸汽参数的变化,将引起汽缸和转子金属温度的变化。在金属温度的不稳定转变过程中,金属内外或表面各个方向必然会产生温差,由此,金属内部就形成热应力,而热应力的交变循环将损耗汽轮机的寿命。另外,长时间工作在高温和应力下的汽轮机金属部件会产生蠕变,蠕变也会损耗一部分汽轮机的寿命等等,当汽轮机的寿命损耗累计达到 100% 时,金属部件将出现宏观裂纹,危害汽轮机的安全运行。

一、汽轮机寿命的概念

汽轮机的使用寿命,目前普遍使用无裂纹寿命的概念。无裂纹寿命是指从机组正式投入运行,到其出现第一条宏观裂纹为止总的运行时间。这种裂纹出现后,如不及时处理,必将继续扩展。

汽轮机的寿命实质上是汽轮机主要部件金属材料永久性损坏的标志。汽轮机在启停和变负荷运行过程中,转子处在一种不稳定的热传导过程,它相对于汽缸而言,不仅承受工作蒸汽的高压力引起的应力和高温带来的蠕变损伤,而且还要承受高速旋转而引起的离心应力、传递工作扭矩而产生的扭转剪切应力、高速旋转下自重引起的交变切向应力以及工况变化而引起的热应力等等。在汽轮机启停过程和工况变化时,蒸汽对高速旋转的转子的放热系数大约是对应位置汽缸的三倍。现代大容量汽轮机采用双层缸(甚至三层)结构,使汽缸壁厚比转子半径小,因此,在同样变温率和变温量条件下,在不考虑应力集中的前提下,转子上产生的热应力远比汽缸大。因此,研究汽轮机的寿命损耗实质上是研究汽轮机转子的寿命损耗。在汽轮机启动和升负荷过程中,转子是处于被加热的过程,其外表的热膨胀受到约束,承受热压应力;而转子内表面受到拉伸,承受热拉应力。在停机和减负荷过程中,转子内外表面所承受的热应力,正与上述相反。在一个完整的启停和变负荷过程中转子外表面所承受的热应力,是由热压应力变为热拉应力的交变过程。而转子内表面是由热拉应力变为热压应力的交变过程。机组在频繁启停及变负荷运行工况下,转子内外表面将经受多次交变应力的作用,经过一定数量的循环周次,将会使转子表面出现疲劳裂纹,并逐渐扩展,这种交变应力所引起的损伤,即为低周疲劳损伤。汽轮机转子的低周疲劳损伤程度,主要是取决于机组运行时热应力的幅值及其循环周次,即机组启停和变负荷运行时,蒸汽温度变化的幅度和速率以及启停和变负荷的次数。

二、热应力

由于温度的变化而引起物体的变形,称为热变形。热变形受到某种约束时会产生物体的内力,这种内力对应的应力称为温度应力或热应力。

温度变化时,如果物体内部各点温度分布均匀,且变形不受任何约束,则物体仅产生热变形而不会产生热应力。当此热变形受到某种约束时,则在物体内部产生热应力。热应力的

数值可以用简单的虎克定律表达。

$$\sigma = E\epsilon \quad (15-1)$$

式中 σ ——热应力；
 E ——材料弹性模数；
 ϵ ——无量纲应变。

$$\epsilon = \beta \Delta t$$

式中 β ——材料的线膨胀系数；
 Δt ——物体温度变化量。

当物体的温度变化不均匀时，即使没有外界约束条件，也将产生热应力。由式 (15-1) 可知，对同一种材料，在弹性模数 E 、线膨胀系数 β 相同的情况下，应变量 ϵ 与温度变化量 Δt 成正比，即温度变化量大的区域的应变量大于温度变化量小的区域，物体显现以体积平均温度面为零的应力面。温度变化量大的区域承受压缩热应力，温度变化量小的区域承受拉伸热应力，如图 15-1 所示。

汽轮机在启停过程中和工况变化时，由于接触汽轮机转子各段的蒸汽温度变化引起汽轮机转子温度变化，而产生的热变形和热应力形式表现为不均匀受热物体的热变形和热应力。

冷状态启动和升负荷过程中，汽轮机转子是受蒸汽加热的过程。蒸汽直接接触转子外表面热量以对流方式传给转子，转子外表面的温度很快上升并与蒸汽温度同步升高；热量从转子外表面向中心部位以热传导的方式进行。热传导传热的速度要比对流换热的速度慢得多。因此，转子中心部位的温度变化呈现出滞后于转子表面温度变化的现象。图 15-2 为汽轮机转子冷状态启动过程温度与时间关系的趋势图。转子中心部位与转子外表面的温差（全温差）主要与蒸汽温度变化率以及转子本身的热容量有关。全温差与蒸汽温度变化率基本成正比关系；对于相同的蒸汽温度变化率，如转子热容量大则全温差也大，但出现全温差的时间推迟。转子热应力的数值正比于转子外表面（或中心部位）金属温度与转子体积平均温度之差（称为有效温差）。转子体积平均温度介于外表面和中心部位温度之间。机组启动初期，转子由中心孔至外表面的径向温度分布呈抛物线形状，体积平均温度线接近于转子中心孔温度线，此时，转子外表面热应力大于中心孔热应力，启动经过一定时间后，转子径向温度分布基本呈线性，转子外表面热应力与中心孔热应力相等。

汽轮机在启停和变负荷运行过程中，转子处在一种不稳定的热传导过程，其各部位的温度分布和热应力，很难实际测量。因此，工程上通常建立数学模型，通过理论计算的方法来计算转子各部位的温差和相应的热应力。常用的计算方法有两种，一种为有限元法，它将转子假想分割成有限个微

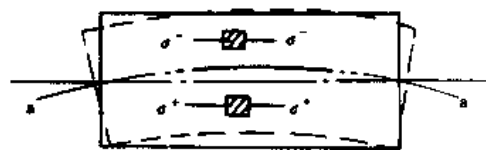


图 15-1 不均匀受热物体的热变形、热应力示意图

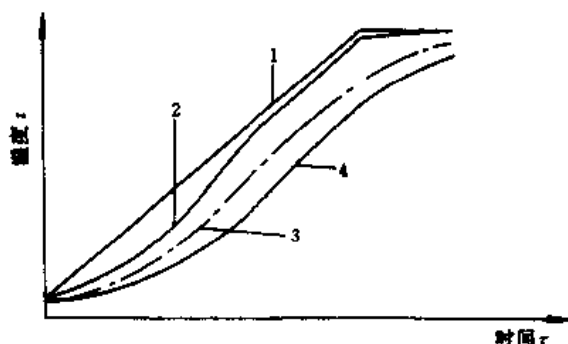


图 15-2 汽轮机转子冷态启动理想 $t \sim \tau$ 趋势图
1—蒸汽温度；2—转子外表面金属温度；
3—转子体积平均温度；4—转子中心孔金属温度

单元分别进行计算。这种计算方法, 计算工作量大, 所需计算机内存容量大, 计算时间长, 但计算结果精确, 每个单元的几何尺寸可分至 1mm 以下, 甚至还可进一步细化。另一种方法为有限差分法, 即隐式差分法。使用隐式差分法时, 只要适当选取节点间的距离, 计算精度就能满足工程上在线实时监测的要求。因为隐式差分格式计算所求得解是收敛的, 误差也不会累积, 即使在计算开始时引入误差, 在每次计算中, 其影响会逐渐消失或保持有界。有限差分法, 计算速度快, 所需计算时间短, 例如对 600MW 机组的高压转子, 计算一次所需时间大约为 1s 左右。所以, 它完全能满足在线实时监测的要求。

汽轮机转子热应力计算是将转子简化成一维问题来处理的。当转子初始温度与汽温相同且汽温呈线性变化时, 启动过程中转子内外金属温差及热应力的表达式, 分别如下:

$$\text{温差:} \quad \Delta T = \frac{c\rho}{\lambda} R^2 \eta f (1 - e^{-kt}) \quad (15-2)$$

$$\text{热应力:} \quad \sigma_{th} = \frac{E\beta}{1-\gamma} \Delta T_m \quad (15-3)$$

式中 ΔT_m ——启动时任一时间 t 时的体积平均温差, $^{\circ}\text{C}$;

σ_{th} ——启动时任一时间 t 时的轴表面应力, MPa;

t ——时间, min;

c ——轴材比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$;

ρ ——轴材密度, kg/m^3 ;

λ ——轴材热导率, $\text{kJ}/(\text{m}\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C})$;

R ——转子半径上的金属厚度, m;

E ——弹性模量, MPa;

β ——轴材线胀系数;

γ ——泊桑比;

η ——温升率, $^{\circ}\text{C}/\text{h}$;

f ——形状因数;

k ——衰减因子。

以上公式只是对光轴而言, 实际转子存在着叶轮根部、轴肩和弹性槽等明显的热应力集中现象, 因此, 实际计算时, 还需考虑热应力集中系数。热应力集中系数可用下式表示:

$$K_{th} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{eq}} \quad (15-4)$$

式中 K_{th} ——热应力集中系数;

σ_{max} ——槽底部的最大等价应力;

σ_{eq} ——公称等价应力。

槽底部最大等价应力依据各种载荷 (包括机械载荷和热载荷) 在槽底部所产生的径向应力、切向应力、轴向应力、剪切应力经 Von Mises 法则合成。公称等价应力是在同样载荷下槽底部公称直径下的等价应力。应力集中系数不仅与转子本身结构、几何尺寸有关, 还与载荷性质、物性参数、启动时间等有关。它是一个极为复杂的多元函数。因此, 须借助于先进的数值计算方法才能完成更精确的分析。但是, 使用通用的经验公式也可对热应力集中系数

进行初步的定量分析, 下面是转子不同部位的理论热应力集中系数的经验公式。

当机组启动进入准稳态, 原弹性槽底部的热应力集中系数的表达式为

$$K_{th} = \frac{1}{2} \left[K_t - 1 + (K_t + 1) \frac{\sigma_{ov}}{\sigma_o} \right] \quad (15-5)$$

$$K_t = 1 + 2\sqrt{\frac{E}{\gamma}}$$

式中 K_t ——理论应力集中系数;

σ_{ov} ——槽底部直径处公称应力;

σ_o ——轴面公称应力。

理论应力集中系数是指轴向应力集中系数, 它仅由槽底过渡圆角半径及槽深所决定。当启动进入准稳态后, 热应力集中系数不取决于加热时间, 而与槽深、槽底过渡圆角半径、槽宽和槽底部公称直径有关。在一定程度上, 槽越窄, 公称直径越小则热应力集中系数越大。

叶轮根部和轴肩处当机组进入准稳态后, 其热应力集中系数为:

$$K_{th} = 1 + \sqrt{\frac{D}{\gamma}} \frac{1}{\sqrt{\frac{D_{eg}}{D} - 1}} \quad (15-6)$$

叶轮根部处: $\frac{D_{eg}}{D} = 1 + 0.35 \frac{L}{D}$

轴肩处: $\frac{D_{eg}}{D} = \frac{D_s}{D}$

式中 D_{eg} 为槽底处直径, 符号意义见图 15-3。

热应力集中系数 K_{th} 只有在弹性范围内才能成立, 当应力超过屈服限后, 材料应变进入塑性范围。为了评价转子疲劳寿命损耗, 需要求得真实应变。利用弹塑性应变集中系数 K_g (类似于热应力集中系数的定义) 可方便地求取槽底的弹塑性应变值。Neuker 提出: 弹塑性热应力集中系数是塑性区热应力集中系数 K_o 与弹塑性应变集中系数 K_g 的几何平均值, 即:

$$K_{th} = (K_o K_g)^{1/2} \quad (15-7)$$

当缺口根部仍处在弹性范围时上式是正确的, 当缺口根部发生屈服时该式便不一定正确了。因此计算十分复杂, 为了精确计算结果, 工程上还是采用有限元法对热应力集中系数和弹塑性应变集中系数进行计算。计算结果表明, 热应力集中系数远比机械应力集中系数复杂且大。

汽轮机转子上热应力集中部位的示意图如图 15-3 所示。汽轮机在启停和工况变化过程中, 转子表面的叶轮根部圆角、轴肩以及槽沟等部位存在着不同程度的热应力集中, 可能导致这些部位的热应力达到很高的水平, 这是导致转子裂纹产生和影响转子寿命的关键部位。

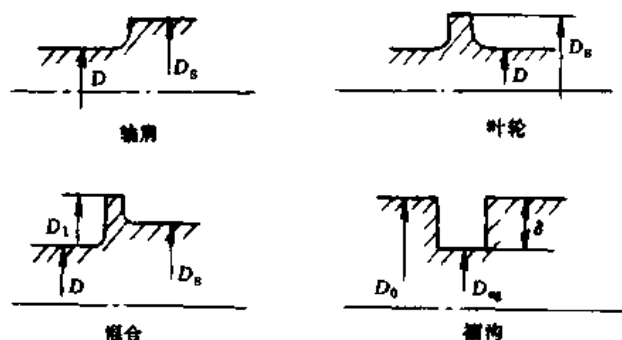


图 15-3 应力集中部件的几何形状参数示意图

第二节 交变热应力及转子的寿命损耗

由材料力学可知,金属材料在交变应力反复作用下,会出现疲劳损伤。即使在应力不超过材料屈服极限的情况下,经过一定次数的循环(交变应力反复作用),金属材料也将产生微观裂纹。如果应力足够大,则循环次数不多材料也将断裂。

最基本的金属材料疲劳寿命与应力的关系可用 Langer 式表达:

$$\sigma_a = \frac{EC}{2\sqrt{N_c}} + \sigma_w \quad (15-8)$$

式中 σ_a ——计算点显示应力;

N_c ——致裂次数;

σ_w ——材料疲劳强度极限,是指致裂循环周次为 10^6 时对应的应力值。对材料为 CrMoV 的转子钢,可选取 $\sigma_w = 180 \sim 200 \text{ MPa}$;

C ——材料的延性常数。

$$C = \frac{1}{2} \ln \left(\frac{1}{1-\varphi} \right)$$

式中 φ 为材料断面收缩率。

经整理上式,可将疲劳致裂次数 N_c 表示为:

$$N_c = \left[\frac{1}{4} E \ln \frac{1}{1-\varphi} (\sigma_a - \sigma_w)^{-1} \right]^2 \quad (15-9)$$

由式 (15-9) 可知,金属材料疲劳致裂循环周次 N_c 反比于应力的平方且与材料的物理性质有关。当计算点显示应力 σ_a 小于材料疲劳强度极限 σ_w 时,可认为不损耗材料的疲劳寿命。

计算点显示应力 σ_a 可用以下方法求得:

$$\sigma_a = K_t \sigma_n \quad (15-10)$$

式中 K_t 为应变集中系数。

$$K_t = \frac{K_{th} - 1}{1 - \frac{\sigma_o}{\sigma_s}}$$

式中 K_{th} ——理论热应力集中系数;

σ_s ——屈服极限。

$$\sigma_o = \frac{1}{2} E \left(\frac{|\sigma_{\max}|}{E_1} + \frac{|\sigma_{\min}|}{E_2} \right)$$

式中 $\sigma_{\max}$ 、 $\sigma_{\min}$ ——循环中最大应力、最小应力;

E_1 、 E_2 ——应力 $\sigma_{\max}$ 、 $\sigma_{\min}$ 出现时对应的材料弹性模数。

如果初始裂纹的深度定义为 $0.13 \sim 0.38 \text{ mm}$, 则断裂疲劳循环周次与致裂疲劳循环周次存在如下关系:

$$N_c = N_f - 4 N_f^{0.6} \quad (15-11)$$

式中 N_f 为断裂疲劳循环周次。

工程上将致裂疲劳循环周次(致裂寿命)称为有效寿命,而产生宏观初始裂纹至断裂之

间的循环周次（即断裂寿命与致裂寿命之差）为残余寿命。由前述可知，汽轮机在启停和工况变化过程中，转子承受交变热应力。这种交变热应力循环的特点是：交变循环周期长，频率低，疲劳裂纹萌发的循环次数少，故称为低周疲劳。图 15-4 为 30Cr2MoV 钢 500℃ 时的低周疲劳曲线，该曲线为试棒在低周疲劳机上的试验结果。试验时，试棒的应变波形为梯形波（即无压应力保持时间），这和汽轮机转子的实际工作环境存在着一定差异。例如，启动时转子受压热应力存在一定的保持时间；启停时产生的热应力可能不相等（属非对称循环交变应力）；蒸汽介质的腐蚀性对疲劳开裂有一定的促进作用；对于整锻转子其强度与试棒也存在一定差距，特别是中心部位附近的材料，其强度不及转子表面部位的大，其强度可能仅为试棒的 65%，这些因素均给使用该曲线时带来误差。汽轮机制造厂为了便于用户较为简单而准确地进行汽轮机转子的寿命管理，都提供有以蒸汽温度变化量与蒸汽温度变化率（或温度变化经历时间）为主要考虑因素的汽轮机转子疲劳寿命的曲线。

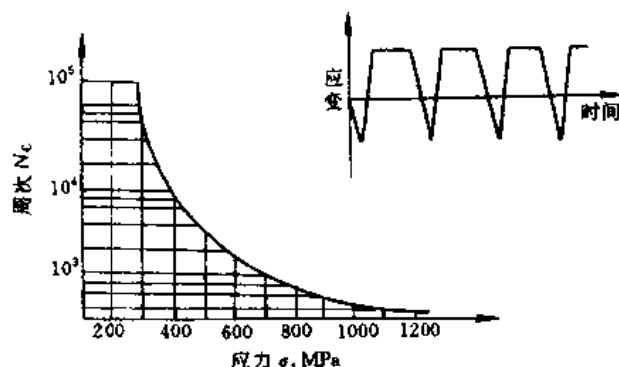


图 15-4 转子钢低周疲劳曲线

这和汽轮机转子的实际工作环境存在着一定差异。例如，启动时转子受压热应力存在一定的保持时间；启停时产生的热应力可能不相等（属非对称循环交变应力）；蒸汽介质的腐蚀性对疲劳开裂有一定的促进作用；对于整锻转子其强度与试棒也存在一定差距，特别是中心部位附近的材料，其强度不及转子表面部位的大，其强度可能仅为试棒的 65%，这些因素均给使用该曲线时带来误差。汽轮机制造厂为了便于用户较为简单而准确地进行汽轮机转子的寿命管理，都提供有以蒸汽温度变化量与蒸汽温度变化率（或温度变化经历时间）为主要考虑因素的汽轮机转子疲劳寿命的曲线。

第三节 热 冲 击

金属材料受到剧烈的加热或冷却，引起内部产生很大的温差，于是形成很大的冲击热应力的现象称为热冲击。热冲击对金属材料的损坏形式与热疲劳不同，热疲劳时承受的热应力远比热冲击时小，而且，必须在一定次数的反复作用下，才可能破坏金属材料；热冲击时承受很大的热应力，有时仅一次热冲击就可能造成零部件的永久性破坏。汽轮机热态启动时，如主蒸汽管道暖管、疏水不充分或正常运行中，锅炉汽包水位失调而造成满水等均可能产生汽轮机的热冲击。同样，当电网或发电机故障而引起汽轮机甩负荷后带厂用电或空负荷运行，也将造成汽轮机的热冲击。

热冲击可能对汽轮机产生严重的损伤，因此，在机组启停和正常运行中，应特别注意。

第四节 低 温 脆 性

低温脆性是指高强度合金钢在某一低温范围内，韧性特性显著下降的一种现象。在工程应用上，把进行材料冲击试验时断口形貌中韧性和脆性破坏面积各占 50% 时所对应的试验温度，称为材料的脆性转变温度，记作 FATT。材料温度高于 FATT，呈现韧性破坏，低于 FATT 时，呈现脆性破坏，而且材料的临界裂纹尺寸显著下降，使其发生脆性损伤的可能性增加。因此，人们对汽轮机转子材料的 FATT 有明确的要求，而且对预防汽轮机转子脆性损伤也有具体的措施。对 CrMoV 转子钢来讲，其 FATT 为 80~130℃。材料在高温环境下长期工作，其 FATT 有缓慢升高的现象。

现代断裂力学认为：金属材料低温脆性破坏的根本原因在于材料在锻造、热处理过程中

形成的潜在微小裂纹。或者，工作过程中受热冲击、热疲劳、应力腐蚀、应力集中、蠕变损伤等原因形成的微观裂纹。这些裂纹在满足工作温度小于 FATT 和工作应力大于临界应力的条件下迅速发展，并以近似音速的速度损坏零件。防止金属零部件出现低温脆性破坏的关键是避免上述两个条件同时成立。

自从 50 年代相继发生了多起高强度合金钢低温脆性破坏的严重事故后，低温脆性破坏引起了人们的高度重视。经反复实践与研究，特别是断裂力学的建立和发展，为防止低温脆性破坏提供了理论基础。目前，对防止汽轮机转子低温脆性破坏已形成了一系列行之有效的措施。例如：ABB 的超临界 600MW 机组运行规程所规定的冷态启动时的低速暖机和带初负荷暖机；东芝 600MW 机组冷态启动的盘车状态高压缸的暖机和带初负荷暖机；G/A 公司 600MW 机组冷态启动的中速暖机和中压缸启动方式等都是为了在低应力状态下加热转子，使转子金属温度超过材料的 FATT 后再转向高应力状态下工作。

第五节 高 温 蠕 变

由前述可知，汽轮机转子寿命主要消耗在非稳定工况下的交变热应力，即热疲劳循环损伤和高温下的蠕变损伤。所谓蠕变即金属在高温下，长期承受一定的工作应力，即使应力不超过金属在该温度下的许用应力，也将发生缓慢而连续的塑性变形。

实验证明，金属的蠕变与金属材料所承受的工作应力和工作温度有密切的关系。在工作应力和工作温度一定时，蠕变发展过程呈现三个阶段。即第一阶段，是蠕变不稳定阶段；第二阶段是蠕变的稳定阶段，蠕变速度恒定；第三阶段，蠕变速度增加很快，直至断裂。在汽轮机寿命管理时，第三阶段时间不能计入蠕变寿命。

图 15-5 和图 15-6 分别为工作温度保持一定而应力变化和应力保持一定而工作温度变化对蠕变的影响。由曲线形状可知，工作温度和工作应力对金属材料蠕变寿命的影响近似于指数关系。蠕变寿命随工作应力的增加而缩短，也随工作温度的升高而缩短。

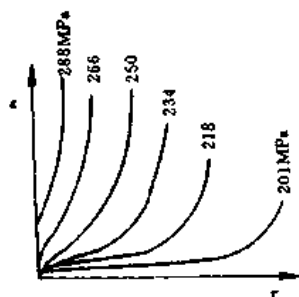


图 15-5 某材料在某一高温下
应力变化对蠕变的影响曲线

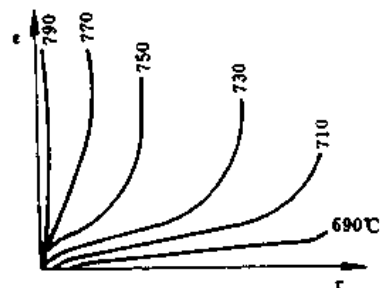


图 15-6 某材料在某一应力下
温度变化对蠕变的影响曲线

汽轮机稳定运行时，转子热应力趋于零，转子工作应力主要是离心应力和传递扭矩的剪切应力。因为蠕变寿命是应力和温度的函数，因此，汽轮机转子的最小蠕变寿命部位为转子上温度最高的部位，即高压转子调节级叶轮根部或中压转子第一级叶轮根部附近。为此，高温蠕变对汽轮机转子的寿命损耗可用下式表达：

$$\phi_c = \frac{t}{t_r} \quad (15-12)$$

式中 t ——累计运行时间；
 t_a ——汽轮机满负荷时，调节级叶轮根部处在金属温度和工作应力下的蠕变寿命。

第六节 汽轮机寿命损耗管理

汽轮机寿命管理包括两层内容：第一是在国家宏观指定的服役年限内，根据机组的带负荷方式进行寿命预分配，制定汽轮机寿命分配表，指导运行，以取得最大的经济效益；第二是进行汽轮机寿命的离线或在线监测。在汽轮机启停和变负荷运行时，控制蒸汽温度和负荷的变化率，控制汽轮机部件的热应力，使机组的寿命损耗不超过其预分配值，在机组规定的使用年限内，实现最佳的安全经济运行，使机组发挥最佳的经济效益，实现机组运行寿命的科学管理。

一、汽轮机寿命的合理分配

目前通常认为汽轮机的服役年限为 30a。在这 30a 的时间里，如何合理分配汽轮机的寿命，充分利用汽轮机的寿命，以取得最大的经济效益是汽轮机寿命分配的出发点。

汽轮机寿命分配，取决于机组在电网中的运行方式。对于带基本负荷的机组，汽轮机寿命的损耗主要为高温蠕变和正常检修启停所需低周疲劳对汽轮机寿命的损耗。若年平均运行小时以 7000h 计算，30a 内预计蠕变寿命损耗以及考虑不定因素（如负荷、蒸汽参数波动、事故带厂用电运行等）的损耗等约占寿命的 25%，剩余 75% 的寿命可分配给汽轮机的启停使用。带基本负荷的机组，终身启停次数少。因此，每次启停的寿命损耗率可以分配得较大，可选用较高的升温率启动和较快的冷却法停机，以缩短机组启停过程的时间，增加机组运行时间，多发电。

对调峰机组，除检修、维护需要正常启停以外还应根据电网要求，安排一定次数的热状态启动和一定范围内的负荷变化。负荷变化量（率）和热态启停次数（速度）应视电网的要求而定。在分配寿命损耗时，既要考虑汽轮机寿命的合理损耗，又要考虑到电网的调峰需要。

表 15-1 是 ABB 的超临界 600MW 汽轮机的寿命分配表。机组能满足调峰运行的要求，预期的年运行小时数不应小于 7800h，具体分配是：

满负荷	4800h
75%额定负荷	2000h
50%额定负荷	1000h

表 15-1 ABB 600MW 机组汽轮机寿命分配

运行方式	寿命损耗率（%）	30a 内使用次数	每年寿命损耗（%）	30a 内寿命损耗（%）
冷态启动	0.0050	100	0.0167	0.50
温态启动（周末停机后）	0.0030	1200	0.12	3.6
热态启动（停机约 8h）	0.0013	4500	0.195	5.85
极热态启动（停机小于 2h）	0.0010	500	0.0167	0.50
负荷突变（25%额定出力）	0.00025	4500	0.0375	1.125
合计			0.3859	11.575

机组能在最大连续出力到锅炉最低负荷之间运行。汽轮发电机能够复合滑压/定压运行。即从调节汽门全开（VWO）到 90% 额定负荷以上是定压运行模式；从 90% 额定负荷点以下到 35% 额定负荷是滑压运行；低于 35% 额定负荷是定压运行。

此外，汽轮发电机组能在稳定运行之后承受如下加、减负荷的变化率：

- (1) 从最大连续出力变化到 40% 额定负荷，每分钟变化不小于 5%。
- (2) 从 40% 额定出力变化到最低出力，每分钟变化不小于 3%。
- (3) 允许负荷突变为每分钟 10% 额定负荷。

汽轮机对蒸汽参数的限制如下：

(1) 允许的压力偏差

- 1) 汽轮机主汽门之前连续运行的年平均蒸汽压力应不超过额定负荷下 100% 额定压力。
- 2) 在不正常条件下，汽压可以瞬间升高到 120% 额定压力，只要这种压力波动在每一运行年份内不超过 12h。
- 3) 以上两条同样适用于再热蒸汽压力。

(2) 允许的温度偏差

1) 汽轮机主汽门和中压联合汽门之前连续运行的年平均蒸汽温度应不超过额定温度。然而，只要维持这一年平均温度，在任何要求的时间间隔内，汽温最多可超过额定值 8℃。

2) 在非正常的运行条件下，蒸汽温度可超过额定温度的数值及其条件是：

超过 14℃ 时，每年合计时间不超过 400h；

达到 28℃ 时，每年合计时间不超过 80h。

在任何情况下，汽温不超过额定温度 28℃。

3) 汽轮机的任何两根或多根并列的供汽管道的汽温不应相差 17℃，但扰动工况除外。15min 之内允许最大偏差为 28℃。管道中的最高汽温不可超过上述段落中指出的最大值。

(3) 高压缸排汽温度

当高压缸排汽温度高于 400℃ 时，高压缸排汽温度限制器将限制此温度进一步升高。当高压缸排汽温度达到 450℃ 时，汽轮机脱扣。

由表 15-1 可知，该机寿命损耗分配余度较大，30a 内各种运行工况由交变热应力循环所损耗的寿命仅占总寿命的 11.575%，其余 88.425% 作为高温蠕变和富余量。因此，ABB 的超临界 600MW 汽轮机组其设计寿命富裕是较大的。

表 15-2 是 G/A 提供的 600MW 汽轮机寿命损耗分配，由表中可知，在 30a 的设计寿命内实际损耗寿命为 65.32%，尚有 34.68% 作为高温蠕变损伤和富余度。这数值与 ABB 机组相比，当然不及 ABB 的先进，特别是热态启动时的寿命损耗，每启动一次，G/A 机组的寿命损耗为 ABB 机组的 10 倍。究其原因，从结构上看，主要可能是 ABB 机组的焊接转子及高压缸内缸比套筒式等较为先进的缘故。

表 15-3 为东芝提供的 600MW 机组寿命损耗分配。由表可知，30a 的实际寿命消耗达 75.45%，这在 600MW 机组是较大的。

我国“进口大容量汽轮机技术谈判指南”中规定，汽轮机的使用寿命一般为 30a。在这 30a 中，机组冷态启动 100 次，温态启动 700 次，热态启动 3000 次，极热态启动 150 次以及大于 10% 额定负荷突变 12000 次，其总的寿命消耗不大于 75%。

英国国家标准（BSI）中规定，大容量汽轮机在使用寿命期内必须经得起冷态启动 100

次，温态启动 700 次，热态启动 3000 次，以及负荷突变和频繁负荷变动。

表 15-2 G/A 600MW 机组汽轮机寿命分配

运行方式	寿命损耗率 (%)	30a 内使用次数	每年寿命损耗 (%)	30a 内寿命损耗 (%)
冷态启动	0.001	120	0.004	0.12
温态启动	0.002	1100	0.0733	2.2
热态启动	0.013	4500	1.94	58.5
极热态启动	0.001	500	0.0167	0.5
负荷突变	≤0.001	4000	0.1333	4.0
合 计				65.32

表 15-3 东芝 600MW 机组汽轮机寿命分配

运行方式	寿命损耗率 (%)	30a 内使用次数 (次)	每年寿命损耗 (%)	30a 内寿命损耗 (%)
冷态启动	0.01	100	0.03	1.0
温态启动	0.01	1200	0.4	12.0
热态启动	0.0091	4500	1.365	40.95
极热态启动	0.03	150	0.15	5.5
25%→100%→75% 3%/min	0.001	3000	0.10	3.0
25%→100%→50% 3%/min	0.001	3000	0.10	3.0
80%→100%→50% 3%/min	0.001	3000	0.10	3.0
50%→100%→50% 5%/min	0.05	100	0.167	5.0
30%→50%→20% 3%/min	0.001	3000	0.10	3.0
合 计				75.45

二、汽轮机寿命监测

汽轮机寿命分配虽给运行预先给定了运行方案和寿命损耗率，但是，在实际运行过程中，由于不可预测的因素较多，可能导致实际寿命损耗与预先分配值有较大偏差，因此，有必要对汽轮机寿命损耗进行监测。汽轮机寿命监测就是定期或不定期（每次启、停中或启、停后）地对汽轮机的寿命的实际损耗情况进行核算，以确保机组的安全运行。

从目前引进的四种 600MW 机组来看，它们均装备了寿命监测装置。这套装置不仅能在机组启停和负荷变化中计测寿命的损耗并累计，而且还和汽轮机的调节控制系统结合在一起，对机组的启停和负荷变化进行自动控制，即闭环控制。其中以 ABB 的超临界 600MW 机组的控制系统较为先进。该控制系统以高压缸调节级温度探针和中压缸第一级后温度探针所测温度为输入信号，送给热应力计算机 TURBOMAX 进行热应力和寿命损耗计算，而 TURBOMAX 和主机控制系统 TT52 联系在一起，二者协调对机组进行控制，而且能确保汽轮机的寿命损耗率控制在允许范围内，能做到机组既安全，又使启动时间最短即最经济。

ABB 早在 20 年前就解决了热应力的测量问题，这种方法实际上是一种模拟的方法。由本章前述可知，热应力是由温差所引起的，应力的与温差成正比，类似于式 (15-1)，可表达为：

$$\sigma = k(t_e - t_m) \quad (15-13)$$

式中 σ ——热应力；
 k ——常数；
 t_e ——转子表面温度；
 t_m ——转子平均温度。

只要测得转子表面温度和转子平均温度就可求得热应力。但汽轮机转子是一个高速旋转的部件，要测量它的温度特别是它的平均温度（内部温度）是十分困难的。为了解决这个问题，采用了热模拟的方法，即采用温度探针的方法。用 4 个热电偶，其中两个热接点设在受到汽流冲刷的探针前端，另外两支则设在距离前端一定距离的地方。4 个热电偶分成两组，每组中包含在前端和中部的各一个热电偶。两个热电偶反向串接，这样它们所输入的热电势之差就代表了探针前端和探针中部温度之差。ABB 经过多年的研究和实践，在原来热电偶温度探针的基础上加上计算机的发展和应用，后来就用于 TT5 中，即成了目前的 TURBOMAX6（热应力计算机）。

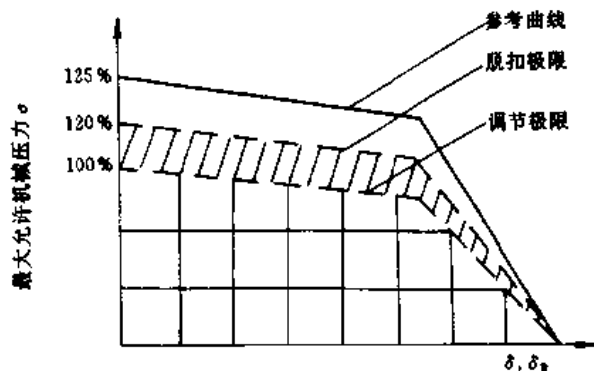


图 15-7 参考曲线

温度探针所测信号分别送到参考曲线计算和热应力计算机，如图 15-7 所示，参考曲线计算出三根曲线，最外面的参考曲线是汽轮机达到预期寿命的极限曲线。如果超出这条曲线运行，汽轮机将达不到预期寿命。中间一根曲线为脱扣极限，最里面的一根曲线为调节曲线。通常，机组在调节曲线 100% 范围以内运行。也可能在 100% 以外的范围运行，如果达到 120%，则汽轮机立即脱扣，如果脱扣设备故障时，允许机组在 120%~125% 内运行 0.5h。

如果脱扣设备故障时，允许机组在 120%~125% 内运行 0.5h。

热应力计算机根据温度探针来的信号计算出转子表面温度及中心温度分布情况，再结合已存入 TURBOMAX6 中的电厂设计数据，经计算就能从温度分布曲线得出瞬时应力 δ ，由转子材料的物理特性和表面温度算到极限应力 δ_R ，转子的极限应力就是控制的极限应力，其定义是指可达到的但不能超过的连续最大应力。

将计算的瞬时应力 δ 与控制的极限应力 δ_R 相比就形成相对应力 δ/δ_R 。该应力记录在 TURBOMAX 内，达到控制极限时， δ/δ_R 为 100%。

根据相对应力 δ/δ_R 就可计算加负荷和减负荷的裕度。汽轮机在稳定状态下运行，相对应力 δ/δ_R 小于 0.4（基本上是离心应力），此时裕度为 100%，当相对应力在 0.4~1.0 之间时，裕度则从 100% 降到 0%。当 δ/δ_R 大于 1 时，则裕度趋于负值，换言之，应力超过最高设定值时，汽轮机调节系统必须强制动作，使相对应力回到小于等于 1。

TT52 根据热应力计算机 TURBOMAX 计算出的热应力裕度，在升速、加负荷等各种运行工况下，使高、中压调节汽门的开度严格遵守这一裕度进行加负荷和减负荷。

第十九章 汽轮机运行经济性及其管理

第一节 实测热耗率与设计值的对比分析

一、WH 机组

1. 机组实测热耗率

平圩电厂两台机组热耗率设计值与实测值见表 16-1。

表 16-1 平圩电厂 1、2 号机组热耗率设计值与实测值

		热耗率 [kJ/(kW·h)]	负 荷 (MW)	机组工况	主蒸汽流量 (t/h)	主蒸汽参数 (MPa/℃)	再热汽参数 (MPa/℃)	排气压力 (kPa)
1 号 机	设计值	8005	600	四阀全开	1815.31	16.67/537	3.23/537	5.40
	考核试验值 (1990 年 12 月)	8007	564	三阀滑压	1783.5	16.67/528.2	3.17/522.5	4.52
	大修前试验值 (1991 年 8 月)	9134	550		1918.8	16.20/522.1	3.34/534.3	7.65
		9090	450		1550.4	13.24/519.9	2.72/525.5	6.59
	大修后试验值 (1992 年 1 月)	8955	550		1914.8	15.56/527.9	3.29/541.5	6.80
		9077	450		1558.0	12.91/525.3	2.72/534.9	4.11
	中修前试验值 (1995 年 12 月)	8362	599	四阀全开	1856.0	16.70/523.9	3.36/534.6	3.08
		8337	544		1698.0	15.13/535.0	3.07/540	2.86
	中修后试验值 (1996 年 4 月)	8421	599	三阀滑压		16.71/540.6	3.52/	4.40
		8544	476			14.99/532.2	2.77/	3.60
2 号 机	中修前试验值 (1996 年 8 月)	8877	551	四阀全开		15.93/531.4	3.45/529	3.84
		8956	481			13.9/536.3	3.01/534	2.64
	中修后试验值 (1997 年 1 月)	8780	590			17.2/531	3.36/531	2.73
		8851	556			16.2/532	3.14/535	2.93

注 1 号机中修后试验热耗率计算时,将冷再热蒸汽至中压转子冷却的用汽,高压门杆漏汽至四级抽汽共有几十 t 蒸汽忽略未考虑,故计算出热耗率大于中修前热耗率值。

2. 热耗率值分析

平圩电厂两台 600MW 机组运行中热耗率较高,高出设计值约 400kJ/(kW·h) 主要有以下原因:

(1) 机组在设计、制造等方面存在问题,如汽轮机叶片设计落后,低压缸倒数第三级以前的叶片都是直叶片。在#1 机组投产后进行性能考核实验时,在各方面条件均为最好的情况下,其热耗率值也只能为 8006.54kJ/(kW·h),勉强达到设计要求。

(2) 1991 年#1 机组大修前性能试验时,机组热耗率比考核试验高出约 1127.5kJ/(kW·h),主要有以下原因:

1) 蒸汽参数较低, 主汽温低于设计值 $10\sim 20^{\circ}\text{C}$, 汽压也较低, 其影响如下:

初压不同影响: $\text{约 } 40\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$

初温不同影响: $4.2\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$

再热汽温不同影响: $-31.1\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$

2) 热力系统存在泄漏, 特别是内漏较严重, 影响热耗率约 $125\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

3) 高压缸通流效率较低, 大修前 76.1% , 大修后 77.4% , 考核试验 81% , 影响热耗率 $210\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

4) 系统和一些设备处于非正常状态, 如为解决凝汽器溶氧不合格的问题, 由冷再热引一股蒸汽直接通入凝汽器热井加热凝结水等。

5) 机组真空状况不好, 当时胶球清洗装置投入不正常, 凝汽器铜管结垢较严重, 系统泄漏量也较大, 真空影响热耗率约 $126\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

6) 主辅设备的性能退化和工作状态偏离设计工况。

7) 主流量误差, 估计有 3% 偏差带来热耗率偏移约 $210\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

(3) 1996 年 1 号机组中修前、后性能试验时, 机组热耗率较 1991 年大修前后性能试验值大大降低, 550MW 负荷下为 $8337\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 下降约 $800\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, 快接近考核试验水平。主要有以下原因:

1) 蒸汽参数有较大提高, 主汽压力、主汽温度接近设计值。

2) 机组运行方式恢复正常 (如冷再热至凝汽器加热停用)。

3) 高、中压缸通流效率明显提高, 高压缸为 83% , 中压缸为 85% 。

4) 由于胶球清洗装置投入正常运行, 真空系统严密性提高, 机组真空状况明显改善。

5) 由于厂里对许多气动疏水阀进行修理、更换, 使热力系统的内漏量大大减少, 但仍 有潜力可挖。

(4) 平圩电厂 2 号机 1996 年底中修前、后性能试验时, 热耗率较高, 与 #1 机相差约 $420\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$, 主要有以下原因:

1) 机组高、中压缸通流效率下降较大, 高压缸 79% 左右, 中压缸 84% 。

2) 由于再热器出口汽温存在偏差, 投减温水量较大 (13.7t/h), 对热耗率影响较大。

3) 机组运行中, 主汽和各级抽汽都超压。

4) 试验时, 高压加热器工况不正常, 端差较大。

5) 由于许多气动疏水阀不严, 热力系统内漏量不少。

二、东芝机组

1. 热耗考核试验

东芝的 600MW 机组, 按照美国 ANSI/ASMEPTC6.1 规程由中、日双方共同负责进行了机组的性能验收试验。

在额定出力 600MW 时, 保证热耗率为 $7878\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。在四种负荷等级下的加权平均热耗率保证值为 $7911\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。加权平均热耗率的计算如表 16-2 所示。

经实际试验, 各缸的焓降效率结果如表 16-3 所示。从表 16-3 可知, 高压缸的效率达到了预期设计值, 但中压缸和低压缸的蒸汽流动情况不够理想, 实测的焓降效率与设计值相比, 有较大的偏差。

另外, 根据试验实测和设计有关数据按如下公式计算,

$$\frac{F_1}{F_0} = \frac{p_1}{p_0} \frac{T_0}{T_1}$$

式中 F ——通过某级段的蒸汽流量的主部；

p ——级段前汽室内的蒸汽压力；

T ——级段前汽室内的绝对温度；

下角 t ——实测值；

下角 0 ——设计值。

表 16-2 东芝 600MW 机组加权平均热耗率

负 荷	%	100	85	70	50
负荷值	MW	600	510	420	300
热耗率	kJ/(kW·h)	7878	7887	7960	8192
年计划运行小时	h	5000	1000	1000	500
加权系数		0.667	0.133	0.133	0.067

表 16-3 东芝 600MW 机组各汽缸焓降效率值

相当的负荷工况 (%)		100	85	70	50
高压缸效率	实测值	0.875	0.834	0.785	0.712
	设计值	0.871	0.845	0.785	0.696
中压缸效率	实测值	0.8921	0.8903	0.8895	0.8902
	设计值	0.9564	0.9593	0.9610	0.9617
低压缸效率 (进汽口——第 8 级抽汽口)	实测值	0.851	0.863	0.865	0.869
	设计值	0.935	0.936	0.938	0.939

得到各主要级段通流量及蒸汽参数的实测值与设计值的比值如下 (600MW 负荷)：

主蒸汽流量 1.073

第一级抽汽参数 1.082

再热蒸汽流量 1.072

中压缸进汽参数 1.085

主凝结水流量 1.081

低压缸进汽参数 1.083

根据试验所得的结果推算，4 个高压调节汽门全开时，汽轮机能通过的主蒸汽流量为 1944t/h，同样状态下，制造厂提供的设计值为 1906t/h，两者相比，整机的通流量偏大，差值在 2% 以内。

东芝的 600MW 机组热耗率考核结果虽未公布，但从各缸实测的焓降效率来分析，实测热耗率未达到保证值，而且其偏差值可能相当大。因为中压缸和低压缸的实测焓降效率比设计值分别偏低 6.43 和 8.4 个百分点，即比设计值相应分别偏低 6.72% 和 8.98%。

2. 首次大修前后热耗率实测与分析

(1) 试验实测数据如表 16-4 和表 16-5 所示

表 16-4 北仑港电厂 1 号机首次大修前后热耗率实测值

名 称	单 位	大修后试验	性能验收试验
试验热耗率	$\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	8111.1	8175.2
修正后热耗率	$\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	8037.2	8098.3
试验电功率	MW	618	608.9
修正后电功率	MW	615	618

表 16-5 北仑港电厂 1 号机首次大修前后高、中压缸焓降效率实测值

试 验 项 目	高 压 缸	中 压 缸
大修前试验	82.49	86.76
大修后试验	84.76	87.55
性能验收试验 (100% 负荷)	84.71	87.77

(2) 对比分析

1) 汽轮机运行老化问题

汽轮机长期运行过程中,由于通流部分垢物沉积、汽流冲刷、动静碰磨等因素,必然会使机组的性能水平下降,即存在着运行老化。对机组老化问题的研究需建立在长期试验的基础上。

将本次大修前试验与性能验收试验时相应负荷下的高、中压缸焓降效率作比较,可知这两者的运行性能水平没有明显的恶化。这表明电厂对这台汽轮机运行管理较为严格,较少出现汽轮机进水、异常振动、凝结水导电度超标等危害汽轮机运行性能的事件。

2) 大修后机组的运行性能

大修期间,热力设备经过整治,其投运可靠性得到提高。大修后试验时,各设备均能正常运行,热力系统的隔离状况也较修前大有改善,试验系统不明泄漏量有大幅度下降。可以说各项大修措施都不同程度地提高了机组的运行经济性。从大修后试验与修前试验以及性能验收试验的结果相比较可知,大修后机组的运行经济性已恢复至其投产试运时的水平。

三、G/A 机组

1. 性能考核试验

设计保证值热耗率的计算循环冷却水温度为 20°C 。汽轮机性能保证工况的热耗率及权值如表 16-6 所示。

表 16-6 保证工况热耗率及权值表

负荷率 (%)	发电机功率 (MW)	热耗率 $[\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})]$	权 值
100	600	7789.9	0.667
85	510	7832.4	0.133
70	420	7910.9	0.133
50	300	8079.2	0.067

其加权平均热耗率为 $7831.0\text{kJ}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

性能考核试验时的实测值如表 16-7 所列。

表 16-7

性能考核试验热耗率实测值

负荷率 (%)	发电机功率 (MW)	热耗率 [kJ/(kW·h)]	负荷率 (%)	发电机功率 (MW)	热耗率 [kJ/(kW·h)]
100	600	7915.1	70	420	7922.3
85	510	7919.3	50	300	8030.7

其加权平均热耗率为 7924.4kJ/(kW·h)。

由上述数据可知:

1) 在 100% 额定负荷工况时, 修正至合同规定条件下的机组运行热耗率为 7915.1kJ/(kW·h), 与合同保证值 7789.9kJ/(kW·h) 相比增加了 125.2kJ/(kW·h), 相对增大 1.61%。

2) 机组的加权平均热耗率, 在合同规定条件下为 7924.4kJ/(kW·h), 与合同保证值 7831.0kJ/(kW·h) 相比增加了 93.4kJ/(kW·h), 相对增大 1.19%。

2. 首次大修前、后热耗率对比分析

北仑港电厂 2 号机组首次大修前、后试验结果汇总如表 16-8 所示。

表 16-8

G/A 机组首次大修前、后试验实测结果

名 称	单 位	大 修 前	大 修 后
发电机功率	MW	602.7	615.3
试验热耗率	kJ/(kW·h)	8058.2	8047.1
高压缸效率	%	84.72	85.05
中压缸效率	%	91.02	91.92
修正后热耗率	kJ/(kW·h)	8042.9*	7979.3

* 数值中没有考虑机组已投运 21 个月的老化修正内容, 即反映的是大修前机组的运行热效率。

由上表数据可知, 大修后机组的热耗率比大修前降低 63.63kJ/(kW·h), 相对降低 0.79%; 大修后高压缸焓降效率比大修前提高 0.34% (绝对值); 大修后中压缸焓降效率比大修前提高 0.90% (绝对值)。

大修后机组的运行经济水平较大修前有所提高, 这主要是汽轮机本体通流效率提高的结果。大修后汽轮机高、中压缸焓降效率都有提高, 而且中压缸的效率增幅相对较大, 这是由于大修期间在中压缸上采用了较多的检修措施, 如中压缸隔板汽封的型式做了改进, 中压缸最末级更换新型叶片等。

四、ABB 机组

1. 汽轮机性能考核试验的经过

汽轮机投入商业运行以后, 应进行性能考核试验。性能考核试验的时间, 一般应在投入商业运行后的 6 个月内应进行, 否则考核试验必须进行老化的修正。

上海石洞口第二发电厂 1 号汽轮发电机组于 1992 年 6 月 12 日投入商业运行。但因为锅炉再热器残存有钢丸, 为防止钢丸随蒸汽带入汽轮机, 中压联合汽门的临时滤网不能拆除, 使汽轮机增加了额外的进汽阻力。另外, 经检查发现, 中、低压转子已受到部分钢丸的冲击, 叶片已经受到不同程度的损伤, 影响了汽轮机的效率。故中外双方讨论决定, 汽轮机的

性能考核试验首先在 2 号汽轮机上进行。

2 号汽轮机于 1993 年 3 月 17 日进行第一次预备性性能试验。因试验中系统泄漏量超过了试验方案所规定的数值, 宣布试验无效。经过停机对泄漏点和泄漏阀门的检修以后, 2 号机于 1993 年 5 月 4 日进行了第二次预备性性能试验。试验前, 由双方确认所有试验条件均已具备。试验中, 系统泄漏在合格范围内, 试验结果可信。

2. 性能考核说明

(1) 关于试验参数

汽轮机性能考核试验的主要技术参数如下:

发电机净功率输出 (VWO) 644.95MW

主蒸汽压力 24.2MPa

主蒸汽温度 538℃

再热蒸汽温度 566℃

给水温度 287.4℃

排汽压力 4.9kPa

主蒸汽流量 (VWO) 1900t/h

(2) 关于性能考核试验的标准

石洞口第二电厂的性能考核试验按合同规定, 采用以下国际动力试验规程为试验标准。

汽轮机 ASMEPTC-6.1 1984

流量测量 ASMEPTC19.5 1971

保证值比较 ASMEPTC63.39 (e) 1982

老化修正 ASMEPTC6R 1985

(3) 对于性能试验的说明

按原合同规定, 性能考核试验在 MCR 工况下进行。由于 MCR 工况下, 汽轮机调节汽门中 1、2、3 号阀门全开, 4 号阀门处于节流状态。考虑到节流的状态及节流损失很难确定, 中外双方讨论决定, 将考核工况改为 VWO 工况。于是, 必须对保证热耗率进行修正, 从 MCR 工况修正到 VWO 工况。这样修正后的试验热耗率应该小于或等于 $7648 - 6.7 = 7641.3 \text{ kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$, 这里, $6.7 \text{ kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$ 为补偿考核 T-MCR 工况下的阀门节流损失。而在 T-MCR 工况下, 修正后的试验功率必须等于或大于 628.41MW, 而相应的主蒸汽流量则应等于或小于 1844.2t/h。

试验对系统的泄漏量要求非常严格, 对不明泄漏量要求小于 3.1 kg/s 。试验结果表明, 试验中系统实际泄漏量满足小于 3.1 kg/s 的要求, 故试验是合格的、有效的。

(4) 试验结果如表 16-9 所示。

表 16-9

2 号机组热耗率保证值和实测值

项 目	保 证 值	试 验 值	偏 差 值
修正后发电机功率 T-MCR (MW)	628.41	611.86	16.55
修正后热耗率 VWO [$\text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$]	7641.3	7846.8	205.5
主蒸汽流量 VWO (t/h)	1900	1938	38 [HT]

从试验结果可以看出：修正到 T-MCR 工况下的发电机功率比保证值小 16.55MW，为 2.63%。修正后的汽轮机热耗率为 7846.8kJ/(kW·h)，比保证值大 205.5kJ/(kW·h)，为 2.689%。说明 ABB 的汽轮机考核试验不合格，没有达到合同的保证值。

3. 检查原因及处理

2 号机组性能考核试验以后，ABB 和华能公司对性能试验热耗率超过保证值的原因进行了多次讨论和分析。ABB 对各缸的效率进行了分析和比较，见表 16-10。

表 16-10

2 号机热力试验结果与设计值比较

	缸效率 (%)			机组热耗率 [kJ/(kW·h)]
	高压缸	中压缸	低压缸	
ABB 公司设计值	89.77	93.77	85.26	7640.0
试验值	89.72	94.92	77.81	7846.8

汽轮机高、中压缸的缸效率可以通过试验数值计算出来，而低压缸的效率因为排汽湿度无法测量，所以只能估算出来。从 ABB 的估算结果可以知道，汽轮机热耗率没有达到保证值的关键问题在于低压缸没有达到设计值，而且相差很多。为此，双方决定借 2 号机首次大修的机会，对有可能影响低压缸效率的所有部件进行了彻底的检查。检查的项目有：

- 1) 低压缸进汽联管；
- 2) 低压缸各段抽汽管道；
- 3) 内缸中分面严密性；
- 4) 低压缸进汽腔室；
- 5) 通流部分；
- 6) 低压 1~5 级静、动叶有关通流和结构尺寸实测。

中外双方对低压缸进行了仔细的检查，并对低压缸的设计内效率进行了核算。低压缸设计内效率的核算值为 81.9%，进行了各项附加损失的计算后，低压缸内效率为 80.8%。但由于存在一些设计及制造上的原因，使得低压缸内效率的实际值比设计值低约 6%。低压缸通流部分效率低的主要原因为：

(1) 末两级设计的子午汽道扩张角偏大，次末级和末级分别达到 52°和 50°，而一般设计要求此扩张角不大于 35°，而且低压缸的末两级汽道呈阶梯形，显然流动阻力增大，影响效率；

(2) 末两级设计的动叶上半部相对栅距偏大，形成直通汽道；

(3) 末 3 级焓降偏大，特别是第 3、4 级速比 (u/c_0) 偏小，低压部分型线设计欠佳；

(4) 前 3 级部分静叶汽道采用大节距，引起对应部分汽道的汽流冲角变化较大；

(5) 进汽腔室底部有一挡板，本来是用于双管双侧进汽的，由于后改成单管单侧进汽，使部分进汽发生节流并影响了进汽的均匀性；

(6) 低压缸第 4、第 5 级中分面处有少量蒸汽泄漏。

由上述可见，要提高汽轮机的效率使之达到保证值，首先就要解决低压缸效率低的问题。

华能公司与 ABB 通过谈判后决定：由 ABB 无偿提供两个新型式的低压汽轮机 N37，包

括两个低压汽轮机转子和低压缸内缸；华能公司决定将两个新的低压缸全部换在 2 号机组上；ABB 则要求更换后的 2 号机组采用 PTC-6.0 方法进行性能考核试验；而汽轮机的保证热耗率，在 T-MCR 下由 7648kJ/(kW·h) 降低到 7595kJ/(kW·h)。

1996 年 10 月份 2 号机大修时，对 2 号机的两个低压汽轮机进行了更换。

4. 最终性能试验

低压缸更换后，于 1997 年的 1 月份对 2 号机进行了更换低压缸后的性能考核试验。试验仍是在 VWO 工况下采用 PTC-6.0 方法进行。试验结果见表 16-11。

表 16-11 2 号机低压缸更换后热耗率实测值 kJ/(kW·h)

试 验 日 期	西安热工研究所	ABB
1997 年 1 月 24 日	7554.9	7553.8
1997 年 1 月 26 日	7539.0	7543.2

从上述试验结果来看，更换了新型式的低压缸以后，2 号汽轮机的考核性能热耗率已经完全达到并且低于新的保证值 7595kJ/(kW·h)，说明低压汽轮机的更换是有效的、成功的。石洞口二厂的汽轮发电机组已达到了合同规定的性能。

第二节 运行煤耗率统计与分析

一、WH 机组

1. 平圩电厂运行煤耗率统计

平圩电厂两台机组投运后第一年和最近一年的运行煤耗率见表 16-12 所示。

表 16-12 平圩电厂两台机组运行煤耗率统计

机组	时间	发电量	厂用电率	发电用原煤量	燃油量	发电原煤耗率	发电标煤耗率	供电标煤耗率
	年	万 kW·h	%	t	t	g/(kW·h)	g/(kW·h)	g/(kW·h)
1 号机	1990	238198	5.98	1072050	12778	450	338	359
	1996	338197	4.90	1667208	4392	493	333	351
2 号机	1993	216151	6.08	1036560	13091	504	349	371
	1996	296548	5.20	1495968	4757	480	336	354

2. 平圩电厂 1 号机热力特性的试验分析

为了保证机组的安全经济运行，检验机组的检修效果，发现热力系统的存在问题，平圩电厂于 1996 年 4 月在 1 号机组中修后，请省电力试验研究所进行了一次较完整的热力试验。

机组共有 4 只高压调节汽门，试验选择了 10 个工况，分别是 60%、70%、75%、80%、100% 额定负荷的定压运行和 60%、70%、75%、80%、90% 额定负荷的三阀滑压和定压运行，其中 100% 额定负荷的定压运行（4 个高调节汽门实际已全部开完）。60% 额定负荷的滑压运行工况是这样进行的：维持负荷关小调节汽门，提升初压，但保证两只调节汽门全开，以便于锅炉控制燃烧，实际初压只能达到 14.4MPa。

试验中机组不参与二次调频,循环水系统为双机三台循环水泵母管运行,尚有一台备用,流量测量以给水流量为准,试验的主要数据见表 16-13。

表 16-13 平圩电厂 1 号机热力特性试验数据

工 况	600MW	480MW 三阀	480MW 定压	450MW 三阀	450MW 定压
负荷 (MW)	598.8	476.2	484.2	448.6	443.7
初压 (MPa)	16.71	14.99	16.79	14.35	17.08
初温 (℃)	540.6	532.2	540.8	540.5	535.8
再热汽压 (MPa)	3.52	2.77	2.79	2.62	2.58
背压 (kPa)	4.4	3.6	3.6	3.5	3.5
给水温度 (℃)	279.0	265.3	265.5	263.1	260.8
热耗率 [kJ/(kW·h)]	8421	8544	8654	8558	8670
汽耗率 [kg/(kW·h)]	3.271	3.226	3.257	3.190	3.235
高压缸通流效率 (%)	83.64	82.68	80.38	80.81	78.01
中压缸通流效率 (%)	85.82	87.00	86.60	85.62	86.53
工 况	540MW	420MW 三阀	420MW 定压	360MW 三阀	360MW 定压
负荷 (MW)	543.0	422.4	426.7	367.7	366.4
初压 (MPa)	17.26	13.23	16.92	11.54	14.41
初温 (℃)	543	536.8	528.3	537.7	537.1
再热汽压 (MPa)	3.19	2.46	2.51	2.12	2.16
再热汽温 (℃)	531.9	541.7	512.8	537.0	526.6
背压 (kPa)	4.5	3.5	3.3	3.5	3.5
给水温度 (℃)	270.9	258.8	258.3	251.3	249.6
热耗率 [kJ/(kW·h)]	8780	8732	8804	8910	8990
汽耗率 [kg/(kW·h)]	3.362	3.202	3.307	3.216	3.261
高压缸通流效率 (%)	82.49	81.74	77.95	81.43	77.11
中压缸通流效率 (%)	85.76	87.37	87.04	86.79	86.81

通过试验,可以发现以下问题:

(1) 在 300~540MW 范围内,三阀滑压运行比定压运行的顺序阀好,与顺序阀相比,热耗率下降约 1%,而在 540MW 以上需开启 #4 调节汽门方可满足负荷要求。该机组阀门动作特性存在一个重要问题,就是在 #4 阀逐渐关闭的过程中,开度在 5% 左右时, #3 阀开始关闭,当继续慢慢关小 #4 阀时,则 #3 阀开度立即从 95% 下降到 33% 左右。所以试验中所有三阀工况下实际上机组所处的并不是真正的阀点位置, #4 阀微开, #3 阀突然关小是不正常的,应该让它平稳地逐渐开启、关闭并和 4 阀保持适当的重叠度,这样三阀运行效果肯定会更好。

(2) 主汽温偏差大,减温水量大,试验中主汽温差偏差最大达 18℃,一级减温水量 100~180t/h,在不超温的条件下,让两侧主汽温平均值达 530~535℃ 是可以做到的。为了保证减温水量,目前将一侧给水泵出口阀节流,以提高供水压力。这样,2 台泵转速相同时,出口压力相差 1.0~2.0MPa。这属于非正常的运行方式,白白增加大量水泵功耗,应采取

措施加以避免。

(3) 再热器出口汽温偏差大, 再热器两侧烟温差为 $150 \sim 300^{\circ}\text{C}$, 因此造成再热汽温比主汽温度低 $5 \sim 15^{\circ}\text{C}$ 。另外, 再热器减温水由于阀门内漏, 无法切除, 从而使一侧减温器前后温差达 10°C , 480MW 工况下估计漏量为 8t/h 。由于再热循环效率本身比较低, 在整个循环中经这样进一步降低并增加分量后, 整机的经济性将会受到较大影响, 需要在检修中消除此问题。

(4) 汽轮机通流效率较低, 试验结果显示, 高中压缸通流效率明显低于设计值。还可以看出, 四阀全开的 600MW 工况下, 高压缸通流效率最好。三阀滑压运行时, 由于 #4 阀微开而使高压缸通流效率下降 4% 以上, 仍明显优于定压运行工况。试验中, 轴封加热器水侧温升达 $2 \sim 3^{\circ}\text{C}$ 。低压缸通流效率由于测点问题, 无法测得。

(5) 系统泄漏, 1 号机组的补水率为 1.5%, 和 3% 的要求值比起来确实不大, 试验中除氧器、凝汽器的水位维持并不困难, 但汽水的漏点还是不少, 系统内漏更多。试验显示, 负荷相同时, 定压运行的汽耗普遍大于三阀工况, 很有规律性。主汽的泄漏, 尤其是漏入疏水扩容器的部分危害最大, 不仅这些汽流从锅炉中吸收的能量全部损失, 而且增加凝汽器的热负荷, 影响真空。由于所有这些泄漏处前后差压很大, 实际上一直处于临界状态, 所以漏入量可以认为与初压成正比。在 480MW 负荷下, 两种运行方式汽耗相差 0.95%, 可以计算出此时漏量为 12%, 这样如果泄漏全部直接漏入疏水扩容器, 则总漏量将超过 100t/h 。在机组中修时, 电厂曾对一些明显泄漏的本体疏水阀进行了更换, 效果是明显的。但由于这类阀门数量很大, 这项工作还需进行下去, 另外, 检查的范围需要扩大。

(6) 3 台高压加热器总体情况良好, 给水温度达到系统设计要求的, 试验中水位十分平稳, 但存在一个问题即疏水端差大, 明显超出设计值, 需查出原因加以解决。

(7) 真空系统工作良好, 试验中循环水温在 16°C 左右, 循环水量充足。由于 2 台真空泵电动机启动转矩较小, 停运后不易启动, 所以保持 3 台真空泵全部运行。由于胶球清洗装置每天能投入运行, 加之机组中修期间更换了部分疏水阀门, 使得 600MW 工况下背压 4.4kPa , 基本满足设计要求。

(8) 汽动给水泵出力下降。因为试验发现与对应的机组负荷相比, 泵的转速偏高。这 2 台汽泵的动静间隙, 为了安全曾作过变动。另外, 给水泵的再循环阀不严。

(9) 在进行 540MW 工况试验时, #2 高压加热器发生故障, 进行隔离检修, 所以除了开始 6 组采样外, 其余数据实际上是另一个工况的。可以看出, #2 高压加热器停役、#1 高压加热器事故疏水开启, 使热耗率、汽耗率均明显增加。若仅仅使用前 6 组数据, 则结果明显偏好, 但由于数据太少, 精度又会受到限制。通过试验可以看出, 机组总体经济性尚可, 若以典型的 480MW 三阀运行工况计算, 供电煤耗率应在 $347\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 但潜力依然巨大, 若能加紧设备维护、消缺, 选择合理的运行方式, 维持较好的运行参数, 则机组供电煤耗完全有可能达到 $340\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

二、东芝及 G/A 机组

1. 北仑港电厂运行煤耗率统计

东芝机组年煤耗率值为:

1992 年	$358\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$
1993 年	$343\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$

1994 年	337 g/(kW·h)
1995 年	324 g/(kW·h)
1996 年	322 g/(kW·h)
1997 年	319 g/(kW·h)

G/A 北仑港 #2 机组年煤耗率值为

1995 年	328 g/(kW·h)
1996 年	324 g/(kW·h)
1997 年	320 g/(kW·h)

2. 运行煤耗率变化分析

标准供电煤耗率是反映机组效率的综合指标，它不仅直接取决于汽轮机和锅炉效率，而且还与机组稳定性、保温完善性、厂用电率、汽水损失率以及煤种等有关。

下面以 1995 年为例对煤耗率的影响因素作一讨论。

图 16-1 所示为北仑港 1、2 号机组 1995 年供电煤耗率的变化情况。1995 年供电煤耗率呈下降趋势。从图中可以看出，2 号机组煤耗率变化跳跃比较大，这主要是由于 2 号机组的稳定性较差所致。1 号机组 5 月份供电煤耗率骤然下降至 319g/(kW·h)，这是不正常现象，其主要原因是燃煤计量和取样存在偏差，特别是由当时 F 给煤机转速不准所引起的偏差较大。

(1) 机组平均负荷对供电煤耗率的影响

1995 年、1、2 号机组平均负荷总体上是下半年高于上半年，如图 16-2 所示。

从图 16-2 中看出：机组从 7 月份开始平均负荷都在 500MW 以上，特别是 8 月份和 12 月份，平均负荷分别达 559.7MW 和 558.8MW，而 4 月至 6 月间，由于水电满发，平均负荷较低，尤其是 4 月份，平均负荷只有 420MW。因此，全年各月平均负荷最大相差达 140MW。2 号机组负荷的变化趋势与 1 号机组基本一致，只是各月平均负荷均比 1 号机组低。

机组平均负荷高低对汽轮机、锅炉效率影响很大，并且对厂用电率、汽水损失率等也有密切关系，因此它对供电煤耗率的影响是最明显的。1、2 号机组实际运行情况表明：若平均负荷提高 3.33%，供电煤耗率至少下降 1.2g/(kW·h) 以上，仅考虑负荷影响，7~9 月份的供电煤耗率比 4~6 月份降低 5~9g/(kW·h)。因此，下半年 1、2 号机组供电煤耗率下降的主要原因之一就是平均负荷升高。

(2) 机组稳定性对供电煤耗率的影响

1995 年度 1 号机组运行相对比较稳定，特别是从 8 月中旬以后，稳定运行已超过 3000h。2 号机组由于设备存在问题较多，跳机次数频繁。1、2 号机组跳机次数见表 16-14。



图 16-1 1995 年标准供电煤耗率变化情况

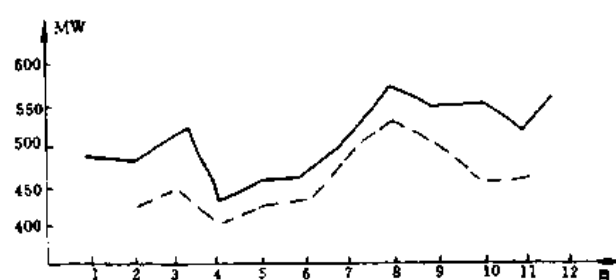


图 16-2 1995 年平均负荷变化情况

表 16-14

1995 年 1、2 号机跳机次数统计

月 份	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1 号机	1	1	1	3	1	1	1	1	0	0	0	0
2 号机		1	5	2	5	5	5	1	5	8	2	

机组启停一次对汽轮机、锅炉效率、厂用电率、补给水率等都有很大的影响，并且还须消耗大量点火和助燃用油，因此它们对供电煤耗的影响是巨大的。

4 月份，1 号机组跳机 3 次，冷态启动两次，特别是第二次冷态启动，从点火到能带满负荷持续了 46h，严重影响了机组当月的经济指标。据统计计算，4 月份的二次冷态启动影响当月标准煤耗率达 $5.6\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。图 16-1 显示出 4 月份煤耗率达 $332\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ，除当月平均负荷较低等因素外，两次冷态启动也是主要原因之一。2 号机组 10 月份冷态启动 2 次，跳机达 8 次之多。2 号机组的频繁启停是使当月供电煤耗明显回升的主要原因。

(3) 厂用电率对供电煤耗的影响

1、2 号机组的厂用电率全年呈下降趋势，其中 2 号机厂用电率比 1 号机低。

从图 16-3 中看出，厂用电率的变化情况与供电煤耗变化情况基本一致，这是因为影响厂用电率的主要因素也是机组平均负荷和运行稳定性。从 9 月份以后，1 号机组的厂用电率逐月下降，除了机组连续稳定运行以外，还与运行人员改进操作方法直接相关，主要有：根据温度变化及时调整循环水泵出力；开式泵停运；根据机组运行状况适当调节凝结水泵、一次风机、引风机等主要辅机的出力；降低公用系统厂用电等等。

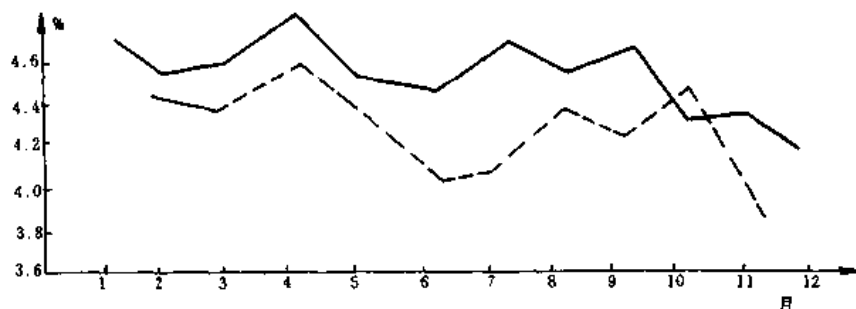


图 16-3 1、2 号机组的厂用电率变化情况

根据 1、2 号机组的实际情况，并结合煤耗反平衡计算公式，当厂用电率下降 1.0% 时，将使供电煤耗率下降 $4\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 左右。以 1 号机组为例：

	9 月份	12 月份
发电煤耗率	$306\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	$306\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$
厂用电率	4.84%	4.16%
供电煤耗率	$322\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$	$319\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$

可以看出，这两个月的发电煤耗相同，而供电煤耗相差 $3\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 是由于厂用电率不同造成的。

(4) 主要运行指标对煤耗的影响

在机组运行状况正常情况下，供电煤耗除了受负荷高低的影响外，各运行参数状况对煤耗也有一定的影响。下面仅对 1 号机组 1995 年度的主要运行参数影响分析，运行参数见表 16-15。

表 16-15

1995 年度 1 号机组主要运行参数平均值

月 份	主汽温度 (℃)	再热汽温度 (℃)	凝汽器真空度 (%)	给水温度 (℃)	补给水率 (%)
1	538.0	533.7	99.19	265.0	2.34
2	535.9	531.8	98.75	263.2	2.38
3	536.1	530.4	98.22	268.5	1.84
4	537.2	530.0	97.94	254.0	2.83
5	536.9	527.9	97.40	267.5	2.79
6	536.7	530.1	96.30	258.1	2.30
7	534.9	529.5	95.30	265.2	2.43
8	534.0	527.1	94.45	271.9	2.11
9	535.4	526.3	94.50	269.5	2.09
10	537.0	534.4	95.55	270.0	2.14
11	537.1	535.6	96.60	266.4	2.11
12	537.9	536.1	96.71	272.8	1.67

1) 主、再热汽温度

从上表可以看出, 1 号机组主、再热汽温度大部分低于设计值, 其主要原因是受局部管壁容易超温的限制。相对而言, 一、四季度比较高, 而二、三季度较低, 其中 8 月份主、再汽温度分别比设计值低 3℃ 和 9℃, 由此影响煤耗率约 1.7 g/(kW·h)。

2) 凝汽器真空度

#1 机组凝汽器真空上半年普遍高于下半年, 尤其是 7~9 三个月因环境温度高, 真空度相对较低。真空度高低对煤耗的影响较大, 将 8 月份与 12 月份相比较, 真空度分别为 94.45% 和 96.71%, 由此影响煤耗率 5g/(kW·h) 时左右。

3) 给水温度

在高压加热器投运正常的情况下, 给水温度的高低主要取决于机组平均负荷的高低, 从上表中明显看出下半年的给水温度高于上半年。但当高压加热器投运不正常时, 给水温度就受到影响。比如, 从 1 月 17 日~24 日, #3 高压加热器因泄漏而撤出运行。因此, 这两个月的给水温度明显偏低。给水温度提高 1℃, 煤耗率将下降 0.1 g/(kW·h) 以上。

4) 补给水率

从表中可以看出, 各月补给水率跳跃不大, 但 12 月份以来, 补给水率明显下降。1995 年全年补给水率平均值为 2.17%, 比 1994 年有所下降。补给水率高低对煤耗的影响较大, 若补给水率下降 1%, 则供电煤耗率下降 3 g/(kW·h) 左右。补给水率大小与机组稳定性密切相关, 如 4 月份开停机次数最多, 因此补给水率也是全年最高的。

(5) 影响机组煤耗的其他因素

影响机组煤耗的其他因素还有锅炉排烟热损失的大小, 炉膛出口飞灰可燃物含量多少和燃煤煤质等。

(6) 结论

1995 年的煤耗变化趋势表明, 长期保持机组在高负荷下稳定运行是使 1 号机组下半年供电煤耗下降的主要原因; 而机组的频繁启停是影响 2 号机组供电煤耗的最主要的因素。所

以, 进一步提高设备的健康水平, 确保机组的安全稳定运行, 这是提高机组效率的关键。此外, 对直接影响机组经济性的一些问题, 如: 主、再热汽温偏低; 再热器减温水有关阀门内漏; 补给水率偏大; 安全阀泄漏等等, 都需要加强运行和检修管理, 这是提高机组效率、降低煤耗的基本保证。

第三节 辅机耗电及其分析

仅以 WH 机组为例分析辅机耗电情况。

一、机组厂用电统计

平圩电厂两台 600MW 机组的厂用电率没有明确的设计要求值, 该厂根据需要, 自定厂用电率标准为低于 5%。平圩电厂两台 600MW 机组历年来厂用电实际完成情况如表 16-16 所列。

表 16-16 平圩电厂历年厂用电率统计 %

时 间 (年)	1989	1990	1991	1992	1993	1994	1995	1996
1 号机	7.43	5.98	5.31	5.26	5.40	4.94	5.03	4.90
2 号机				5.75	6.08	5.03	5.04	5.20

二、实际运行中辅机耗电情况及其分析

例: 1997 年 2 月 13 日, 平圩电厂 1 号机组负荷 457MW, 循环水系统是两机 3 台循环水泵运行, 机组主要辅机运行方式及其耗电情况如表 16-17 所列。

表 16-17 平圩电厂 1 号机实际运行中辅机耗电情况

辅机名称	运行方式		对应马达工况			
	配置台数	运行台数	额定功率 (kW)	电压 (kV)	额定电流 (A)	实际运行电流 (A)
循环水泵	2	1	2500	10	194	170
凝结水泵	2	1	1529	3	340	320
前置泵	2	2	630	3	143	130/125
空压机	6	3	373	3	93	90/50/85
真空泵	3	2	110	0.38	250	210/200
引风机	2	2	4000	10	288	200/195
送风机	2	2	1600	3	363	100/105
一次风机	2	2	1800	10	123	75/77
磨煤机	6	3	450	3	117	90/90/95/70
锅水循环泵	3	4	630	3	143	130/125

从上表可以看出以下几点:

(1) 对凝结水泵、前置泵及锅水循环泵, 由于其运行方式固定, 其电动机电流随机组负荷而变化, 表中所显示值基本正常。若要节约厂用电, 此处可采取手段不多, 潜力不大。

(2) 对于循环水泵, 由于是两台机组 4 台循环水泵母管制连接, 故可根据循环水温和机

组负荷,选择不同的运行方式。采取两机三泵运行的运行方式合理,在循环水泵运行台数一定的情况下,根据机组真空情况,还可通过调整凝汽器循环水出水门开度来改变循环水泵电动机电流值,(其变化值可达10~20A)此处节约的厂用电潜力较大。

(3) 对于空压机,原设计系统在正常情况下保持一台运行即可,而实际上由于系统庞大,漏点较多,需保持2~3台运行,增加了厂用电耗。

(4) 对于真空泵,在机组负荷457MW时,投入两台运行,运行方式正常,其电动机电流值也正常。

(5) 对于引风机、送风机、一次风机和磨煤机等耗电分析,本书从略。

三、运行中降低辅机电耗手段

(1) 机组启停过程中,合理安排重要辅机的启停时间。

在设备正常前提下,机组启停过程中,合理安排一些大容量辅机的启停时间、台数,能降低相当多的厂用电。该厂根据机组和设备实际情况,对重大辅机启停时间安排如下:

1) 凝结水泵的启停。一般情况下,当给水系统恢复后,除氧器需要进水时,启动凝结水泵,机组启停过程中,若除氧器和汽包很长时间可不补水时,可以停运凝结水泵,至于闭式水系统补水、定子水系统补水以及锅炉炉水泵的补水,可切为凝输泵提供。其在停机后,一旦除氧器不必补水,汽包压力降到0.5MPa以下,就可停运凝结水泵,而维持凝输泵运行,凝结水泵与凝输泵容量比为27.79/1(1528.7kW/55kW),故可节约相当多的用电。

2) 前置泵的启停。前置泵的启动原则上应考虑在锅炉点火后进行,一般情况下前置泵B可稍提前启动,前置泵A可在汽动给水泵A冲转前启动。停机时当两台汽动给水泵都停运半小时后即可停运前置泵,(利用前置泵对汽动给水泵进行水力盘车)。

3) 电动给水泵及汽动给水泵的启停。对于机组热态启动时,在汽轮机冲转前就可以考虑启动一台汽动给水泵,机组并网后根据负荷及汽包水位情况,逐渐增加汽动给水泵的流量,使它带基本负荷,而用电动给水泵来调节汽包水位。当负荷达到200MW时,就可以启动第二台汽动给水泵运行。当负荷达到300MW时,若两台汽动给水泵运行稳定,即可停止电动给水泵运行。对于机组冷态启动时,在锅炉投煤粉前就可启动一台汽动给水泵运行。停机时,当负荷降到300MW时,关一台汽动给水泵出口门而使另一台汽动给水泵带基本负荷,启动电动给水泵用以调节汽包水位。

4) 循环水泵的启停。机组启动时,首先启动一台循环水泵,第二台循环水泵可以在负荷大于300MW时,结合机组的真空情况,确定具体启动时间。停机过程中,根据真空情况当负荷降到400MW以下时,停运一台循环水泵。机组停运后,视其汽水量(余压)和另一台机组的真空情况,来确定下一步运行方式。若情况许可,稍开河下循环水联络网,向停运机组供水后停运其第二台循环水泵(在安排好开式泵方式后)。

(2) 选择循环水泵在最佳方式运行。

要使循环水泵处于最佳运行方式,一是增加循环水泵运行台数,使机组排汽压力降低,从而使机组功率增加的值大于因增开循环水泵所消耗的厂用电量,二是减少循环水泵运行台数使循环水泵停运所减少的厂用电量,大于因机组排汽压力上升而使机组功率减少的量。根据几年来的实际运行状况,总结出了两台机组在不同的循环水泵运行方式下,各种负荷时的凝汽器受热度值和端差值。根据各种运行方式下的循环水泵电动机电流值,计算出其在机组不同负荷下所占的厂用电份额。依据使循环水泵处于最佳运行方式的原则,再根据制造厂提

供的“排汽压力对功率修正曲线”，计算出需要改变循环水泵运行方式时的机组排汽压力值和相对应的排汽温度值，减去前面所述的凝汽器受热度值和端差值，即得不同负荷下，需改变循环水泵运行方式时的循环水温度值。考虑到机组实际负荷率，为减少操作，便于执行，将循环水泵的运行方式规定如下：

当循环水温高于 15℃ 时，两台机组保持 4 台循环水泵运行；当循环水温在 9~14℃ 时，停止一台循环水泵，采取两机三泵运行方式；当循环水温低于 8℃ 时，再停止一台循环水泵，采取两机两泵（或单机单泵）运行方式。

第十七章 在线监测及故障诊断

水 平 回 路 监 测

第一节 已有监测装置投用率和正确率的提高

一、目前状况

WH600MW 机组所用电液调节系统为由美国西屋公司生产的 DEH-Ⅱ 型, G/A 机组上所用电液调节系统(以下简称电调)为法国阿尔斯通公司生产的 MICROREC 型。这两种电调同属专用的数字式电调系统。ABB600MW 超临界机组上用的电调为 ABB 公司用 Procontrol-P 组成的, 东芝机组上的电调是由日本东芝公司用 TOSMAP 组成的。这两种电调同属通用型数字式电调系统。

上述电调使用情况如下: 通用型数字式电调的软件透明、直观, 使运行人员和维修人员对系统的结构能较深入的了解。在查找问题和处理故障时, 由于心中有数, 能较快、较准确地找到原因, 保证了系统良好工作。但因技术不断发展, 模拟电路组成的电调已不再生产, 通用型数字式电调具有广泛的前途。专用数字式电调由于专用化程度高, 电厂运行人员和维修人员对系统了解较差, 使情况不如通用型数字式电调。目前专用数字式电调的功能大多未能全部发挥。其中法国阿尔斯通公司生产的 MICROREC 电调系统应用情况较差(详见本书第十章), 到目前为止, 其较高级级组尚未能全部投用。

各台机组上所配用的 TSI 监测装置也为各相应汽轮机制造厂所制造或选配。ABB 两台 600MW 机组配备的汽轮机 TSI 监测装置为美国本特利公司的 7200 系列产品, 每台机组共有轴承振动 2×7 点、轴向位移 1 点、绝对膨胀 2 点、差胀 4 点, 其中轴向位移 1 点、轴承振动 2×7 点为监测带保护装置, 绝对膨胀 2 点、差胀 4 点为监测装置。从机组调试开始电厂就非常重视汽轮机的 TSI 监测装置, 所以至今仍保持着 100% 的投用率。虽然汽轮机 TSI 监测装置的投用率为 100%, 但监测装置正确率却未达到 100%, 主要原因有以下几项: 差胀监测装置的复合式探头的倾斜角度原设计有误, 故中压缸和低压缸 1 的测量显示不正确; 轴承振动的速度探头寿命较短, 引起轴承振动显示偏高; 轴向位移探头和高压缸绝对膨胀探头的耐热性较差, 曾经发生过烧坏探头的情况; 根据几年的运行经验, 电厂在提高 TSI 监测装置的正确率方面做了大量的工作。首先调整了差胀监测装置的复合式探头的倾斜角度, 定期更换轴承振动的速度探头; 其次改进了轴向位移探头处的保温, 使轴向位移探头的工作温度在正常范围内。电厂还定期将所有 TSI 的探头和模块送上海汽轮机厂进行校验, 以保证它们的正确性。经过数次检修, 目前电厂的 TSI 监测装置的投用率和正确率均达到了较高的水平。

二、现有监测及控制系统

为了用好原有监测和控制系统必须得到有关制造厂的支持。特别是 MICROREC 型电调系统, 必须总结经验, 提高水平, 掌握该系统的调试和使用技术。

ABB 机组的事故追忆系统设计得不够合理, 在接口上存在一定问题。虽经外方专家修

改后投用但效果并不理想，经常死机，该打印时不打印，造成重要的信息丢失，给事故分析带来了很大不便。为此电厂选用了新的事故追忆系统，与原系统并列运行。新的事故追忆系统还增加了信息保存的功能，可以将信息保存在计算机的硬盘上。这样就大大地提高了事故追忆系统的投用率和正确率。新的事故追忆系统需经过一段时间运行的考验，不断提高完善后将原事故追忆系统拆除。

第二节 状态监测和故障诊断技术的完善和开发

一、对汽轮机组状态的监测和故障诊断

状态监测和故障诊断是机组状态检修的基础。目前各台 600MW 汽轮机组上虽已具有常规的监测装置，但这些常规监测装置尚不能判别设备的趋向。为此，必须进一步完善对汽轮机组状态的监测和故障诊断。

汽轮机组的状态监测和故障诊断内容，大致可分为机械类和热参数类两大类。机械类的主要有转子不平衡、转子弯曲、转子涡动、转子碰擦、轴承不稳定、转子不均匀、短路电流转矩、热膨胀、叶片断裂、进冷汽冷水、阀门门杆卡涩、热疲劳裂纹、阀门开度等；热参数类的主要有压力、温度、温差、压差、温度变化率、压力变化率、转速、流量、流速等。以往人们对振动信号给予极大重视，而忽视热力过程参数。其实，热力过程参数对通流部分及其有关系统故障的反应是十分敏感的，往往在重大事故发生之前或刚出现前兆时就可以从热参数的异常变化得到及时的预报，迅速地采取果断措施来预防事故的发生。此外，汽轮机热力参数的测量数据非常丰富，它们能反应通流部分的内部状况与各种故障类型和程度存在着确定的内在关系，因而可以用多个参数的变化规律来明确故障的性质、程度及具体位置，从而及时地做好损坏部件的备品，缩短机组的检修时间。鉴于上述原因，汽轮机组设置在线的热参数监测及故障诊断系统很有必要，而且它可与机组振动诊断系统（如果有的话）联络通讯，组成一个完整的电厂计算机诊断专家系统。

热参数在线监测及故障诊断系统，它可由系统硬件和系统软件组成。系统硬件包括前置的传感器仿真器、计算机、打印机、接口、彩显和键盘等。系统软件可由热应力计算及寿命估计、热参数监测、热耗分析、显示、打印和与振动系统分接口等几部分组成。

彩显可由键盘选择实时地显示机组的运行状态、系统参数，以有助于运行人员时刻保证机组在高效下运行。另外还可显示那些影响热耗率而运行人员又可控制的实时值与目标值。表 17-1 和表 17-2 列出了热参数监测分析实例。

表 17-1 热参数监测分析实例之一

参 数 名 称	单 位	实 测 值	目 标 值	热耗率偏差 kJ/(kW·h)
调节级后压力	MPa	21.69	21.5	-2
调节级后温度	℃	503	505	4
再热蒸汽温度	℃	541	566	6
背 压	kPa	4.0	3.8	10
过热器减温水量	kg/h	0	0	0
再热器减温水量	kg/h	57	0	52

表 17-2

热参数监测分析实例之二

热耗率[kJ/(kW·h)]		每班煤耗 (kg)	全年煤耗 (t)
实测值	8443	8590	7525
目标值	8398		
偏差	105		

注 煤耗为标准煤, 可用系数为 80%。

这种显示有助于运行人员控制最佳热耗率, 减少可控损失。另外, 对高、中、低压缸的效率、高加运行情况、给水流量等, 也显示出实测值、目标值和偏差, 同时还显示出此偏差对热耗率的影响情况, 如表 17-3 所示。

表 17-3

效率偏差对热耗率的影响

参数名称	单 位	实测值	目标值	偏 差 [kJ/(kW·h)]
高压缸效率	%	85.4	86.1	10.1
中压缸效率	%	93.3	92.3	-16
低压缸效率	%	89.2	88.4	-31

这种显示能够帮助调整那些与目标值已有较大偏差的设备的工作周期。

另外, 还有诸如回热系统、凝汽器系统, 高、低压加热系统等运行情况 and 数字列表以及各项诊断结果均可显示。

以上所有显示内容和故障追忆、定时报表等均可由打印机打印输出。

如果 6 台 600MW 汽轮机组在原有的 TSI 监测系统的基础上, 经完善成为上述一个完整的电厂计算机诊断专家系统, 则将给电厂的安全经济运行带来极大的经济效益。

二、状态检修

目前, 国内和国外, 对汽轮发电机组的检修大多数还是沿用预防性检修。在我国, 作为状态检修技术基础的状态监测技术尚在起步阶段。国外状态监测技术虽然发展较快, 但为了保证设备安全, 提高设备利用率, 减少输出费用, 却已采用了一些新的不定期预防性维修办法向状态维修过渡。这主要表现在机组大修的间隔计算上。

德国大电站联合会 VGB 提出了汽轮机大修间隔的计算方法, 他们较早提出用“等效运行小时 (EOH)”来计算大修间隔。VGB 的检修间隔计算已采用多年并广为西欧、北美所使用。如瑞士 ABB、美国 EPRI、圣地亚哥煤气电力公司均用此方法计算大修间隔。

在 VGB 的检修导则《VGB-R115Me》中, EOH 按下式计算:

$$T_{eq} = T_{act} - n_s T_s$$

式中 T_{eq} ——等效运行小时(EOH);

T_{act} ——实际运行小时数;

n_s ——启动次数(不分冷热态);

T_s ——启动加权系数(20~30h)。

以上 VGB 提出的对汽轮机检修间隔的计算办法过于简化。它对不同启动状态所造成机

组的不同程度的疲劳损伤未加区分。为了把这些关键因素考虑进去,国际转动机械大会(TMC)提出了汽轮机机械间隔计算方法。TMC 汽轮机标准委员会用汽轮机寿命分配的概念提出了新的计算方法,编入了该委员会制定的国际标准“TMCST002 汽轮机检修导则”并于 1993 年第九届 TMC 大会上通过。计算公式如下:

$$T_{eq} = T_{act} + \sum n_s T_s$$

式中 T_{eq} ——等效运行小时(EOH);

T_{act} ——实际运行小时数;

$\sum n_s T_s$ ——各类启动次数乘以相应的加权系数的总和。

$$\sum n_s T_s = n_c T_c + n_w T_w + n_h T_h + n_v T_v$$

式中 n_c ——冷态启动次数;

n_w ——温态启动次数;

n_h ——热态启动次数;

n_v ——极热态启动次数;

T_c ——冷态启动的加权系数;

T_w ——温态启动的加权系数;

T_h ——热态启动的加权系数;

T_v ——极热态启动的加权系数。

科技的发展必然使电力设备从预防性检修走向状态检修,但这需要一段时间。在这段时间里,采用以等效运行小时(EOH)计算的“不定期预防性维修”来过渡,是一项提高电力生产安全性与经济性的现实措施。

从预防性检修走向状态检修除了为防止突发性故障外,更多的是考虑“过”修的不经济性与不安全性。但由于生产过程中偶然性故障的不可避免,改正性维修必然存在。根据国外的经验统计,改正性维修占 30%,预防性维修占 70%是从安全和经济综合考虑的一个较好的比例。

三、北仑港电厂的设想与实践

尽管引进型 600MW 大容量机组控制系统先进,自动化程度高,保护功能多,但用来直接反映机组运行效益和进行故障诊断的专家系统还很不完善。目前只能由运行人员或技术人员通过对机组运行参数的分析来间接地反映和判断机组的健康水平,因此,对设备故障的判断和设备性能效益的评价缺乏预知性、准确性和科学性,而且费时费力。同时,对运行人员的优化操作和检修人员的状态检修也带来很大困难。

(一) 实时数据分析和专家指导系统 PWIS

针对上述情况,北仑港电厂正在开发一套实时数据分析和专家指导系统 PWIS (PLANTWIDE INFORMATION SYSTEM)。该系统具有如下几个方面的应用和功能。

(1) 网络 PC 机上机组控制画面动态显示。

以 MOD-300 控制画面为蓝本,利用 INTOUCH 软件的图画功能,在 PC 机上显示机组的运行工况,使管理人员在办公室里能随时了解机组的运行情况。

(2) 机组在线效率计算。

机组在线热效率计算不仅能动态反映机组的运行效益,指导运行人员进行优化操作,而且可从另一个侧面反映机组设备的健康水平。机组的效率计算包括:燃料计算、烟气成分计算、空气预热器漏风率计算、锅炉效率计算、汽轮机效率计算、机组热耗计算等。

(3) 设备性能测试。

目前机组主要设备的性能测试,是通过电力试验所来定期完成的。这样既费时、费力,又费钱。有了 PWIS 系统后,这些测试就比较简单了,效率工程师通过他的 PC 机就能进行,因为测试所需的数据已基本上进入了 MOD-300 系统,而且 PWIS 系统提供了五个设备性能测试程序:锅炉性能测试、空气预热器性能测试、高压缸性能测试、中压缸性能测试、凝汽器性能测试。

(4) 故障判断专家系统。

设备故障往往由多种因素引起,这些因素又有一定的层次之分,当设备故障出现时,可能一时难以判断清楚故障的真正原因。而 WONDERWARE IN SUPPORT 软件是一个专家系统,它能建立一棵逻辑树,对故障进行智能判断, PWIS 系统建有五个故障判断系统:凝结水溶解氧不正常、过热器汽温低、高压凝汽器背压高、送风机故障、锅水 pH 值不正常。

(5) 数据库连接。

PWIS 系统数据库提供 ODBC 功能,NOVELL 网络中的用户可通过具有 ODBC 功能的软件直接使用 PWIS 系统中的数据,网络采用客户机—服务器方式。

(二) 故障预测维修诊断系统 CSI

大型发电厂的转动机械越来越多,越来越重要,一旦出现故障轻则迫使机组降负荷运行,重则会导致停机事件的发生,因此,提高它们的可靠性势在必行。过去都是以监视设备运行状态为目的而安装各种传感器,如温度、压力、流量等,当然也包括一些振动信号,因为振动信号是转动机械健康状况的重要标志。但所有这些监视都是临界值管理,虽然能检出异常,但难以发现早期异常征象和进一步推断异常原因。

为此,北仑港电厂引进了美国 CSI 公司的 CSI2115 型离线监测诊断系统,对设备进行预测性维修管理。预测维修系统是指对设备的维修依赖于设备的状态,通过对设备的不断监测,掌握设备当前工作状态并预报可能的变化趋势,当设备异常时,借助于有效的手段对故障进行诊断,用诊断的结果来指导维修工作。这样,不仅可以使维修工作有计划地进行,而且使维修工作在尽可能小的范围内进行。

CSI 故障预测维修诊断系统可应用于电动机、汽轮机、发电机、泵、风机等设备的状态监测、故障分析和管理工作。它的硬件由分析仪、相位探头、加速度探头、电流夹、486 计算机、打印机等组成。其软件配置有 Master Trend、Downloadable—Firmware 2115、Download 2115—Fast bal 1、Motor Check 等。CSI 故障诊断预测维修系统主要功能是转动机械振动的预测、诊断和分析,感应电机的故障分析,现场动平衡等。

四、石洞口二厂的构想

利用机组上已有的窥视孔和附属测量装置,设想开发可行的监测和故障诊断装置,逐步实现状态检修。

加强汽轮机组状态监测和保护(主要是振动、转速、轴位移、差胀等),对于保护设备安全具有重大意义;而加强机组状态的自动采集、记录和分析诊断,对于异常振动的捕捉和分析,对于分析疑难问题以及预告故障发生,对于了解机组运行历史,评价机组维修综合水

平，都具有非常现实的意义。生产实际表明，对汽轮机组的主要参数进行监测、分析，可以准确地把握汽轮机组的运行状态，避免恶性事故的发生，提高安全运转率。在诸如温度、压力、流量、电流、电压、功率及振动等参数中，反映机组运行安全状态的最迅速、最直接的参量是振动。有关专家认为，振动分析是一种快速、准确、高效的检测机组异常状态的手段，振动强度则是作为判断运行安全的标准之一。利用厂内现有的振动监测装置，选用成熟的振动监测故障诊断系统，对汽轮机的状态进行自动采集、记录和分析诊断，使我们的检修工作逐步过渡到状态检修。另外可利用汽缸上现有的各个窥视孔，有计划地进行目视检查。对比开缸检查的结果并存档，从中可得出一些规律，这也是状态监测的方法之一。

状态监测的结果可用来制订和更改检修计划，评价检修质量。状态监测更是提高机组安全运行水平的重要保证之一，成功的状态监测可大大降低突发性事故的可能性，提高机组的可用率。

只有逐步地进行状态监控，在取得实效后再慢慢地推广，并从定期检修逐步转向状态检修，使我们的管理工作水平和检修水平上一个新的台阶。

附录 四种引进 600MW 级汽轮机组 技术特点汇总

附表

序号	项目名称	西屋公司 600MW 机组	东芝公司 600MW 机组	ALSTHOM 公司 600MW 机组	ABB 公司 600MW 机组
1	制造厂	引进美国西屋公司技术, 哈尔滨汽轮机厂制造	日本东芝公司制造	法国 ALSTHOM 公司制造	瑞士 ABB 公司设计制造
2	型 号	C600-170/537/537	TC4F	T2A65030446	D4Y454
3	型 式	亚临界、一次中间再热、单轴、四缸、四排汽、反动凝汽式	亚临界、一次中间再热、单轴、四缸、四排汽、冲动凝汽式	亚临界、一次中间再热、单轴、四缸、四排汽、冲动凝汽式	超临界、一次中间再热、单轴、四缸、四排汽、反动凝汽式
4	额定出力 (MW)	600	600	620	600
5	最大连续出力 (MW)	648	656.6	661.03	645
6	主要参数	主蒸汽压力 16.57MPa 主蒸汽温度 537℃ 再热蒸汽压力 3.36MPa 再热蒸汽温度 537℃ 排汽压力 4.1/5.7kPa 冷却水温度 20℃ 最终给水温度 273℃	16.56MPa 537℃ 3.6MPa 537℃ 4.57/5.69kPa 20℃ 272.5℃	16.56MPa 537℃ 3.66MPa 537℃ 4.11/5.39kPa 20℃ 271.1℃	24.2MPa 538℃ 4.34MPa 566℃ 4.9kPa 20℃ 282.5℃
7	保证热耗率	8005kJ/(kW·h) (1912kcal/kW·h)	7871.56kJ/(kW·h) (1880kcal/kW·h)	7789.9kJ/(kW·h) (1860.5kcal/kW·h)	7647.6kJ/(kW·h) (1826.5kcal/kW·h)
8	工作转速 (r/min)	3000	3000	3000	3000
9	允许工作周率	50 $\pm$ 0.5	50 $\pm$ 1.0	50 $\pm$ 1.0	50 $\pm$ 1.5
10	叶片	高压缸: 单列调节级 + 10 级反动级; 中压缸: 2×9 级反动级; 低压缸: 2×2×7 级反动级 共 57 级 除调节级叶片为冲动式外, 其余均为反动式。低压缸末二级动叶为变截面扭曲叶片, 其余各级均为直叶片。末级叶片有拉金, 次末级为自由叶片。调节级叶根为三销钉叉式, 末二级叶根为四齿枫树型轴向装入其余各级叶片除末二级外, 均有复环及径向阻汽片	高压缸: 单列调节级 + 7 级压力级; 中压缸: 2×6 级压力级; 低压缸: 2×2×5 级压力级 共 40 级 除调节级叶片为等截面直叶片外, 其余各级均为变截面扭曲叶片, 静叶为隔板结构, 调节级为双复环, 其叶根为外包型(菌型), 各级叶片均带有复环及径向阻汽片	高压缸: 单列调节级 + 8 级压力级; 中压缸: 9 级压力级; 低压缸: 2×2×5 级压力级 共 38 级 高压缸各级叶片均为等截面直叶片, 中压缸各级均为扭曲叶片, 低压缸也全部为扭曲叶片。高、中、低压部分的前三级叶片带复环, 叉型叶根, 低压末二级叶片无复环, 其叶根为枫树型, 底部有盘车时防松动弹性片	高压缸: 单列调节级 + 21 级反动级; 中压缸: 2×17 级反动级; 低压缸: 2×2×5 级反动级 共 76 级 调节级为直叶片, 其叶根与叶轮焊成一体。除调节级及末级叶片外, 所有中间级叶片均为预扭安装的等截面叶片, 末级叶片为自由叶片, 各级叶片自带复环, 静叶装在内缸或静叶环上。高压缸第一、二级及中压缸第一级静叶为预扭安装。末级叶根为轴向枫树型, 其他各级叶根为“T”形或双“T”形

续表

序号	项目名称	西屋公司 600MW 机组	东芝公司 600MW 机组	ALSTHOM 公司 600MW 机组	ABB 公司 600MW 机组
11	末级叶片	末级叶片长 869mm, 焊有硬质合金, 防水蚀	末级叶片长 867mm, 近顶端进口背部焊有硬质合金, 防水蚀	末级叶片长 1055mm, 近顶端进口侧用高频淬火, 防水蚀	末级叶片长 851mm, 近顶端进口背部局部高频淬火, 防水蚀
12	汽轮机总长 (m)	31.592	29.270	28.91	25
13	汽轮机通流部分	高压缸为单流, 中压缸为对分流, 二个低压缸均为对称分流	高压缸为单流, 中压缸为对分流, 二个低压缸均为对称分流	高压缸为单流, 中压缸也为单流, 二个低压缸均为对称分流	高压缸为单流, 中压缸为对分流, 二个低压缸均为对称分流
14	汽轮发电机总长 (m)	49.246	44.935	42.71	40.50
15	轴系临界转速 (r/min)	高压转子: 1955 中压转子: 1775 低压转子 A: 1575 低压转子 B: 1575 发电机转子一阶: 680 发电机转子二阶: 1950	2500 2360 1800 1850 1000	2437 2237 1776 1776 770 2300	2580 2188 1540 1600 722 2017
16	噪声 (dB)	<90 (距罩壳外 1m 处测量)	<85 (距罩壳外 1.53m 处测量)	[JZ] <85	[JZ] 低压缸 <95 [JZ] 其他 <90
17	转子结构	高、中、低压转子均为整锻, 有中心孔	高、中、低压转子均为整锻, 无中心孔	高、中、低压转子均为整锻, 无中心孔	高、中、低压转子均为组合焊接, 中心为空洞
18	联轴器	高、中、低 A、低 B 四个转子间的联轴器, 均为与转子锻成整体的刚性联轴器, 联轴器法兰结合面无止口, 各法兰结合面间有调整垫片。与发电机转子之间的联轴器与汽轮机的联轴器相同	高、中、低 A、低 B 四个转子间的联轴器, 均为与转子锻成整体的刚性联轴器, 联轴器法兰结合面无止口, 各法兰结合面间有调整垫片。与发电机转子之间的联轴器与汽轮机的联轴器相同, 但高、中压联轴器法兰结合面间有止口, 其他法兰结合面间无止口而有调整垫片。与发电机转子间的联轴器同汽轮机的联轴器	高、中、低 A、低 B 四个转子间的联轴器, 均为与转子锻成整体的刚性联轴器, 联轴器法兰结合面无止口, 各法兰结合面间有调整垫片。与发电机转子之间的联轴器与汽轮机的联轴器相同	高、中、低 A、低 B 四个转子间的联轴器, 均为与转子锻成整体的刚性联轴器, 各法兰结合面间有止口, 螺栓为胀套式, 与发电机转子之间的联轴器同其他联轴器
19	汽缸	高、中压缸为铸造式, 双层中分面结构。低压缸在进汽部位为三层结构, 通流部位为双层焊接式	高、中、低压缸均为双层, 水平中分面结构, 高、中压内缸为合金铸钢, 低压内外缸均为焊接式	高、中、低压缸均为双层结构, 高压内缸为两半圆筒式无法兰用热环紧固, 在外缸中, 结合面与水平斜置 50°, 其余各缸为水平中分面结构	
20	轴系支承	高、中、低 A、低 B、发电机转子、励磁机共六根转子, 汽轮机各转子均为双支点轴承, 发电机转子与励磁机为三支点轴承	高、中、低 A、低 B、发电机转子, 均为双支点支承。励磁机为悬臂式	高、中、低 A、低 B、发电机转子、励磁机共六根转子, 合用 7 道轴承, 均为单支点支承	

续表

序号	项目名称	西屋公司 600MW 机组	东芝公司 600MW 机组	ALSTHOM 公司 600MW 机组	ABB 公司 600MW 机组
21	汽缸与轴承座的支承	汽缸与轴承座和基础台板间用垫铁支承, 用二次灌浆	汽缸与轴承座和基础台板间用砂浆块支承, 用二次灌浆	类似 ABB 公司机组, 但支承可调螺栓多而密, 调整工作量大, 且仍须二次灌浆	汽缸与轴承座和基础台板间用调整式垫盘支承, 不用二次灌浆
22	轴承型式	高、中压转子的轴承为双向自动调整四瓦块 (上下各两块) 可倾式。低压 A 转子前瓦为可倾式, 上瓦为一块, 下瓦为两块, 铜瓦衬, 背面开有多条梳齿冷却槽。其余轴承均为圆筒型。推力轴承为金斯布里型。位于 2 瓦处	全轴系共六根转子用 11 道轴承支承, 第 1~5 瓦为六瓦块 (上下各三块) 式可倾瓦, 其余均为椭圆瓦。推力轴承位于 2 号轴承座内, 是金斯布里型	10 道轴承均为三油楔可倾自位三瓦块式。推力轴承为金斯布里型, 位于第 2 道轴承座内	各道轴承均为改良型袋式轴承, 推力轴承位于 2 号轴承前后侧类似于金斯布里型
23	盘车装置	盘车转速为 3r/min, 位于第 8 瓦后	盘车转速为 4.5r/min, 位于第 8 瓦后	盘车转速为 50r/min, 位于 1 号轴承箱内	盘车转速为 10r/min, 位于第 2 瓦后
24	顶轴油系统	仅两个低压转子前后各具有顶轴油装置	无顶轴油装置	1~8 瓦每瓦有三个顶轴油孔。9~10 瓦每瓦有两个顶轴油孔	第 3、4、5、6 瓦具有各自独立的顶轴油装置
25	调节系统	纯电调 DEH-11 型	纯电调 D-EHC 型	纯电调 MICROREC	纯电调 TURBOTROL-5 及 TURBOMAX
26	油系统	润滑油系统与控制油系统分开, 控制油系统为独立的抗燃油系统, 工作压力为 13.0MPa	润滑油系统与控制油系统分开, 控制油系统为独立的抗燃油系统, 工作压力为 11.0MPa	润滑油系统与控制油系统分开。控制油系统为独立的抗燃油系统, 工作压力为 11.0MPa。主油泵为低速齿轮式	润滑油系统与控制油系统使用同一个油箱, 油种相同
27	保安系统	具有一套危急保安装置, 动作转速为 110% 额定转速。此外, 还装有 111% 额定转速的电超速后备保护	具有一套危急保安装置, 动作转速为 110% 额定转速。此外, 还装有 111% 额定转速的电超速后备保护	无机械式危急保安器。设有双套电超速保护。动作转速为 110% 额定转速	具有两套危急保安装置。动作转速分别为 110% 和 112% 额定转速, 另有 114% 额定转速的电气后备保护
28	滑销系统	各轴承座底部均设有纵销, 汽缸膨胀死点设在低压缸 A 的横向往汽中心线上, 高、中压缸外缸下部两端及低压缸 A 下部前端与各相应轴承座下部设有 "H" 型推拉装置。转子死点在推力轴承处。两个低压转子的前后轴承座均座落在各相应的低压缸上。高、中压外缸用和下缸浇铸一体的 "Z" 形猫爪支承在轴承座上, 支承面与水平中分面一致	轴承座与台板间设有六个纵销: 3 号轴承座与其台板间、低压 A 缸后排汽室侧脚与其台板间、低压 B 缸前排汽室侧脚与台板间各设有一对横销。高中压汽缸的膨胀死点设在 3 号轴承座底部, 3 号轴承座下部前侧、高、中压缸下部前后侧、2 号轴承座下部前后侧、1 号轴承座下部后侧其间均装有推拉装置。转子的死点设在推力轴承处。高、中压缸采用上猫爪支承方式	各轴承座固定在基础上, 高、中压缸的膨胀死点位于 3 号轴承座底部。高、中压外缸间用推拉杆相连。位于 2 号轴承座内的推力轴承座, 又用推拉杆与高压外缸相连。低压外缸 A 的死点位于低压外缸 A 的发电机侧, 低压外缸 B 的死点均位于低压外缸 B 的汽轮机侧。转子死点位于第二道轴承座内的推力轴承处。高、中压缸采用上猫爪支承方式	1、3 号轴承座是固定不动的, 高、中压外上缸的猫爪搁在各相应的轴承座上, 3 号轴承座是机组膨胀的死点, 2 号轴承座是随高、中压缸胀缩而滑动, 高压外上缸的猫爪均在 1 号轴承座上, 其间配有耐磨易滑的铜合金。高、中压缸底部设有侧脚与相应轴承座上的托盘组成膨胀推拉装置。两个低压外缸也各自设有死点, 向前后膨胀。转子死点设在推力轴承处

续表

序号	项目名称	西屋公司 600MW 机组	东芝公司 600MW 机组	ALSTHOM 公司 600MW 机组	ABB 公司 600MW 机组
29	主蒸汽管及再热蒸汽管道布置	主蒸汽管道、冷热再热蒸汽管道均采用 2-1-2 型式布置		主蒸汽管道为 1-4 型布置, 再热蒸汽管冷段为 2-1-2 型, 热段为 2-1-4 型	主蒸汽管道、冷再热蒸汽管道采用 2-1-2 型式布置。热再热蒸汽管道采用双管布置
30	回热抽汽级数	8 级 (4 级低压加热器 + 1 级除氧器 + 3 级高压加热器)			
31	给水泵及其布置	两台 50% 容量汽动给水泵布置在主机运行层, 一台 30% 容量电动给水泵布置在零米层。汽动给水泵小汽轮机的排汽, 通过装有蝶阀的排汽管, 排入主机凝汽器	两台 50% 容量的汽动给水泵, 布置在主机运行层, 一台 30% 容量的电动给水泵, 布置在零米层。汽动给水泵小汽轮机的排汽通过装有蝶阀的排汽管排入主机凝汽器		两台 50% 容量的汽动给水泵, 布置在主机运行层, 一台 40% 容量的电动给水泵布置在零米层。汽动给水泵小汽轮机的排汽通过带有蝶阀的排汽管, 排入主机凝汽器
32	旁路系统	高、低压旁路系统均为 30% 额定流量	高压旁路系统为 50% 额定容量, 低压旁路系统为 40%	高压旁路为 50% 锅炉最大连续出力, 低压旁路为 40% 容量	高压旁路系统容量为 100% 额定容量分成四路, 低压旁路容量为 65% 额定容量
33	凝汽器	双背压、单流程、双进双出, 冷却面积 40000m ² 。主冷却铜管为 HSn70-1 加砷铜管, 管径为 $\phi 28.57 \times 1.24$ 冷却水温为 20℃, 温升为 10.856℃, 冷却水量为 57121m ³ /h	双背压、双壳体、单流程双进双出, 冷却面积为 26180m ² , 钛管管径为 $\phi 31.75 \times 0.5$, 冷却水温为 20℃, 温升 9.1℃, 最大冷却水量为 67440m ³ /h。管子排列为“教堂窗式”	双背压、双壳体、单流程、双进双出冷却面积为 30040m ² , 钛管管径 $\phi 24 \times 0.5$ (0.6), 冷却水温升为 10.26℃, 最大冷却水量为 62852m ³ /h	单背压、双流程、双进双出, 冷却面积为 29000m ² , 钛管管径 $\phi 25.4 \times 0.5$, 冷却水温升为 9℃, 冷却水量为 68832m ³ /h。管子排列为“教堂窗式”
34	真空泵	水环式真空泵三台, 型号为 2B4353-0, 单级, 转速 490r/min, 最大耗功为 90kW, 正常运行 1~2 台	水环式真空泵四台, 型式为 200NVECM-302。单级, 转速 590r/min, 最大耗功为 90kW, 正常运行 2 台。循环水室尚配有 2 台水环式真空泵, 型号为 50NVEM	一台射汽式前置抽气器, 三台 100% 容量水泵射水式真空泵抽气器, 另有一台启动用射汽式抽气器。凝汽器水室配有两台水环式真空泵。水泵射水式真空泵所配电机为 55kW	水环式真空泵两台, 型号为 LPHA-11535, 双级, 转速为 415r/min, 最大耗功为 260kW, 正常运行 1 台
35	除氧器	型号: GWC-815, 高压喷雾卧式, 额定出力 1815t/h, 工作压力 0.665MPa, 工作温度 168.46℃, 出口含氧量 $\leq 7\mu\text{g/L}$, 水箱有效容积 160m ³	填料卧式除氧器, 进水量 1419.47t/h, 工作压力 0.961MPa, 工作温度 172.2℃, 出口含氧量 $\leq 7\text{ppb}$, 水箱有效容积 168m ³	多孔淋盘式。工作蒸汽压力 1.158MPa, 出水温度 182.3℃, 水箱容积 260m ³	型号: GC-2400, 卧式喷淋盘, 额定出力 1900t/h, 最高工作压力 1.202MPa, 工作温度 187℃, 出口含氧量 $\leq 7\mu\text{g/L}$, 水箱有效容积 235m ³
36	冷却水系统	有闭式和开式冷却水系统, 闭式冷却水系统工质为除盐水, 开式系统为循环水	有闭式和开式冷却水系统, 闭式冷却水系统工质为除盐水, 开式系统为循环水		仅有闭式冷却水系统, 工质为除盐水

续表

序号	项目名称	西屋公司 600MW 机组	东芝公司 600MW 机组	ALSTHOM 公司 600MW 机组	ABB 公司 600MW 机组
37	循环水泄漏检测装置	凝汽器内部装有循环水泄漏至汽侧的检测装置			
38	凝汽器胶球清洗装置	凝汽器的循环水侧装有胶球清洗装置。定期或不定期投用	凝汽器的循环水侧装有胶球清洗装置。定期或不定期投用（已拆除）		凝汽器的循环水侧装有胶球清洗装置。定期或不定期投用。但该装置设计时考虑经常投用，为此另设置了胶球球径监测和胶球循环量监测装置
39	TSI 汽轮机监视仪表系统	为监视汽轮机组的振动、差胀、缸胀、轴向位移、转速、偏心等，装有美国本特利公司的 7200 系列组件	整套 TSI 均由东芝公司设计制造	整套 TSI 均由 ALSTHOM 公司设计制造	为监视汽轮机组的振动、差胀、缸胀、轴向位移、转速、偏心等，装有美国本特利公司的 7200 系列组件
40	汽轮机防进冷汽冷水保护装置	按 ASME 的 TDP-1-1980 标准要求，设计了完善的疏水系统，以及监视汽缸温度的测量和保护装置			
41	凝汽器与低压缸的连接方式	凝汽器与低压缸排汽管用挠性波形节（氟丁橡胶）相连接。凝汽器直接搁置在基础上	凝汽器与低压缸排汽管用单节不锈钢波形节相连接。凝汽器直接搁置在基础上	采用“狗骨式”挠性（橡胶）膨胀节，用水槽密封，可使用八年	凝汽器与低压缸排汽管用“狗骨”式橡胶节相连接。凝汽器直接搁置在基础上
42	机组振动限额	以轴振为标准： 正常运行时： 76 μ m 为满意 127 μ m 为报警 254 μ m 为跳闸 起停中越过临界转速时以不超过 150 μ m 为限	以轴振为标准： 正常运行时： 38 μ m 为优 75 μ m 为好 125 μ m 立即平衡 过临界转速时如大于 175 μ m 则应立即平衡。 启动过程中振动监视： 0~900r/min 100 μ m 报警 125 μ m 跳闸 900~2700r/min 150 μ m 报警 200 μ m 跳闸 2700~3000r/min 125 μ m 报警 175 μ m 跳闸	启动： 2700r/min 130 μ m 报警 180 μ m 跳闸 2700r/min 以上 100 μ m 报警 130 μ m 跳闸 小于 50 μ m 为优 50~80 μ m 为一般 以上均为相对轴振。垂直振动做保护，水平振动只做报警	以轴振为标准： 空负荷和各种负荷下： 合格：50 μ m 报警：200 μ m 脱扣：292 μ m (实际整定为 280 μ m) 起停过程中越过临界转速时不超过 100 μ m
43	加重平衡孔（槽）	高、中、低压各转子两端（或中部）均设有现场平衡用加重螺孔，相应的汽缸也开有手孔	各转子的对轮外圆上开有燕尾槽，用于现场动平衡加重		高、中、低压各转子两端（或中部）均设有现场平衡用加重螺孔，相应的汽缸也开有手孔
44	窥视孔	设有转子相对位移表，转子位移千分表及不开缸核对动静轴向间隙标记	无	无	高、中、低压缸开有多个窥视孔必要时可用内窥镜深入检查

续表

序号	项目名称	西屋公司 600MW 机组	东芝公司 600MW 机组	ALSTHOM 公司 600MW 机组	ABB 公司 600MW 机组
45	低压缸 喷水装置	装有低压缸喷水装置， 当机组到达一定转速时能 自动喷水	当排汽口汽温达 57℃时能自动喷水，否 则关闭	当排汽口汽温达 80℃或负荷低于 20%额定负荷时能自 动喷水，否则关闭	装有低压缸喷水装 置，当机组到达一定 转速时能自动喷水
46	油系统 净油装置	润滑油系统装有容量为 9000L/h 的净油装置	润滑油和控制油系统 各装有容量为 1200L/h 的油净化装置	润滑油处理器有两 套，英国制造。控制 油装 有 容 量 为 1200L/h 的油净化装 置	油系统中装有容量 为 8000L/h 的油净化 装置
47	通风管阀	(1) 高压排汽逆止阀 前装有直通凝汽器的通风 管阀可用作中压缸启动。 (2) 高压导汽管上也 装有此管阀可作机组甩负 荷后防止高压缸过热	一级抽汽管上装有直 通凝汽器的通风管阀。 它是用作甩负荷后防超 速及高压缸过热的	高排逆止门前装有 直通凝汽器的通风管 阀	无
48	推力轴承磨损 检测装置	无	主机和小汽轮机上均 装有液压式的推力轴承 磨损检测装置	无	无
49	凝汽器循环 水反冲洗系统	无	无	无	凝汽器和闭式冷却 水系统的热交换器均 设有循环水反冲洗系 统，可定期或不定期 进行反冲洗
50	轴封系统	轴封管路上装有一套 HSI 型电加热器用作启动 和停机时提高轴封汽的过 热度	轴封蒸汽管路上装有电加热装置，用作启动 和停机时提高轴封汽的过热度		轴封蒸汽管路上无 电加热器，且低压轴 封体固定在轴承座上， 各种工况下可保持轴 封间隙不变
51	循环水泵	循环水泵动叶不可调	循环水泵动叶可调	循环水泵动叶可调	循环水泵动叶不可 调

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1

参 考 文 献

- 1 中国电力百科全书 火电卷. 北京: 中国电力出版社, 1995
- 2 张保衡. 大容量发电机组寿命管理与调峰运行. 北京: 水利电力出版社, 1988
- 3 陈汉平, 叶春, 钟芳源. 汽轮机热力参数在线监测及故障诊断. 汽轮机技术, 1994. 1
- 4 刘开敏. 国外电力设备检修管理技术动态. 中国电力, 1997. 3
- 5 饶纪杭. 我国大容量汽轮机电液控制系统的现状. 中国电力, 1997. 3
- 6 张立. ABB 超临界 600MW 汽轮机主要特点. 华东电力, 1989. 1
- 7 唐伯仁. 华东电网 600MW 汽轮机技术特点及其可靠性统计. 汽轮机技术, 1994. 1