

DOI: 10.19666/j.rlfed.202502027

在运旋转机械转子裂纹故障诊断方法 及其现场应用

张学延, 张卫军, 何国安, 崔光明, 潘 渤
(西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054)

[摘要] 火电机组深度调峰、灵活性运行, 增大了主、辅机设备转子出现裂纹故障的风险, 对机组安全稳定运行构成严重威胁。根据建立的裂纹转子的振动方程, 归纳了裂纹转子的主要振动特性, 并在此基础上结合现场诊断经验, 提出通过振动分析识别转子裂纹故障的方法, 该识别方法判据包括持续爬升的基频振动且转子动平衡无效、2倍频振动持续增大、伯德曲线异常等。最后通过3起运行中的汽轮机、发电机和锅炉一次风机转子裂纹的故障识别案例, 说明了该方法的实际应用过程及其准确性。

[关键词] 转子; 裂纹故障; 振动特性; 故障识别; 诊断案例

[引用本文格式] 张学延, 张卫军, 何国安, 等. 在运旋转机械转子裂纹故障诊断方法及其现场应用[J]. 热力发电, 2025, 54(12): 125-133. ZHANG Xueyan, ZHANG Weijun, HE Guoan, et al. Diagnosis method for crack faults in rotating machinery rotors in operation and its field application[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(12): 125-133.

Diagnosis method for crack faults in rotating machinery rotors in operation and its field application

ZHANG Xueyan, ZHANG Weijun, HE Guoan, CUI Guangming, PAN Bo
(Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

Abstract: The deep peak shaving and flexible operation of thermal power units increase the risk of crack faults in the rotors of main and auxiliary equipment, posing a serious threat to the safe and stable operation of the units. According to the established vibration equation of the cracked rotor, the main vibration characteristics of the cracked rotor are summarized. On this basis, combined with the field diagnosis experience, a practical method of identifying the cracked rotor through vibration analysis is proposed, with criteria including continuously climbing fundamental-frequency vibration and ineffective rotor dynamic balance, continuous increase of second harmonic vibration, abnormal Bode curve, and so on. Finally, three cases of rotor crack fault identification in the operation of a steam turbine, a generator and a boiler primary air fan are given to illustrate the practical application process and accuracy of this method.

Key words: rotor; crack fault; vibration characteristics; fault identification; diagnosis cases

为吸纳日益增长的风电、光伏等新能源入网, 推动“双碳”目标的实现, 当前火电机组越来越广泛地参与启停调峰、深度调峰、灵活性运行^[1-2]。机组频繁大幅度变负荷运行会使主、辅机转子表面承受较大交变热应力, 叠加振动应力和工作环境腐蚀因素的作用, 转子应力集中部位萌生裂纹和裂纹扩

展的风险增大。实际上, 近年火电厂汽轮机、发电机、水泵和风机转子裂纹或断裂事故发生的频次明显增多, 这严重威胁机组安全稳定运行。

对于裂纹转子振动问题, 国内外学者多集中于裂纹转子的刚度特性、裂纹动态变化规律、振动响应特性和非线性振动特性的理论和实验研究^[3-12]。

收稿日期: 2025-02-25 网络首发日期: 2025-11-07

基金项目: 中国华能集团有限公司总部科技项目 (HNKJ22-H103)

Supported by: Science and Technology Project of China Huaneng Group Co., Ltd. (HNKJ22-H103)

第一作者简介: 张学延 (1962), 男, 硕士, 教授级高级工程师, 主要研究方向为汽轮发电机组转子动力学特性, 振动监测、故障诊断和治理, 发电设备状态检修和机组事故分析, zhangxueyan@tpri.com.cn.

实际汽轮发电机组裂纹转子振动特性分析基本是针对停机后经探伤检测确认存在裂纹转子,追溯其运行中振动特性,归纳裂纹转子的振动特征^[13-14],并且依据振动特性分析确诊在运转子存在裂纹故障的报道较少。

如果能够在机组运行中,通过振动和其他状态参数分析对转子裂纹故障进行准确的诊断和早期预警,则可以及时停机,对怀疑的转子进行针对性的探伤检测,发现已经存在的裂纹,并采取相应的处理措施,避免继续运行可能发生的灾难性事故。由于转子探伤检测涉及现场汽轮机揭缸、发电机抽转子等大量检修工作和时间工期,因此机组停机进行探伤检测的决策必须基于准确诊断存在裂纹故障,诊断结论容错成本太高,这就给设备故障诊断工作者带来严峻的技术挑战。

实践表明,裂纹扩展初期的表面浅裂纹对转子振动状态基本无影响。如何在裂纹发展的中期和后期阶段,排除众多其他影响振动的因素,及时捕捉真正反映转子裂纹的振动特征对于保证裂纹故障的准确诊断具有重要意义^[15-16]。

本文根据裂纹转子的振动方程,分析裂纹转子的振动特性,结合现场诊断经验提出通过振动分析识别转子裂纹故障的方法。同时通过 3 起汽轮机、发电机和锅炉一次风机运行中转子裂纹识别案例说明该方法的现场应用过程和准确性。

1 裂纹转子振动特性及其故障识别

1.1 裂纹转子振动方程

对于简单线性 Jeffcott 转子,其振动微分方程为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \sin(\omega t + \phi) \quad (1)$$

式中: m 为转子集中质量, kg; c 为阻尼系数, (N·s)/m; k 为刚度, N/m; e 为偏心距, m; ω 为回转角速度, rad/s; ϕ 为相位角, rad。

转子出现裂纹后,其开裂时有效截面积减小,抗变形刚度降低,刚度为 $k-\Delta k$ 。 Δk 既与裂纹深度有关,又与转子转动时裂纹开启与闭合的状态有关。由于偏心离心力、重力和温度场的作用,裂纹开启与闭合的状态是经常变化的,因此产生裂纹后的转轴刚度是一个无规律变数。

阻尼系数 c 变化也导致振幅变化。同样由于转子开裂后因有效截面积减小,造成材料内部分子间摩擦阻尼力减小,但开裂后的 2 个面闭合时又产生外部摩擦阻尼力,因此裂纹开启后阻尼系数 $c-\Delta c$ 也

为一个变数。

因刚度和阻尼系数均为未知数,不能精确地建立裂纹转子的振动方程,但可用类比法写出它的方程式为:

$$m\ddot{x} + (c - \Delta c)\dot{x} + (k - \Delta k)x = me\omega^2 \sin(\omega t + \phi) + F(\Delta k)\sin(2\omega t + \phi) \quad (2)$$

式中: $F(\Delta k)$ 为由于裂纹闭合与开启时产生的扰动力。转子每旋转 1 周,则裂纹闭合与开启各 1 次,即产生 2 次扰动力,因此,裂纹产生的扰动频率为 2ω 。式(2)是一个非线性方程式,没有精确解,但可把变化因素代入原方程式(1)的表达式,进行定性分析。振动幅值和相位分别为:

$$A = \frac{me\omega^2}{(k - \Delta k)\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + [2(\xi - \Delta\xi)\lambda]^2}} \quad (3)$$

$$\phi = \text{tg}^{-1} \frac{2(\xi - \Delta\xi)\lambda}{1 - \lambda^2} \quad (4)$$

式中: $\lambda = \omega/\omega_{cr}$ 为转子回转角速度与临界角速度之比; $\xi = c/(2\sqrt{mk})$ 为阻尼比系数; $\Delta\xi = \Delta c/(2\sqrt{mk})$ 为减小的阻尼比系数。

由式(3)、式(4)可以看出,转子发生裂纹后刚度的降低和阻尼比系数的减小,均使振幅增大,特别是临界转速工况 ($\omega=1$),振幅迅速增加。阻尼比系数减小也将使振动相位变化,且在临界转速时突变 180° ,同时由于阻尼比系数的减小并非与裂纹深度成正比,断面之间的摩擦阻尼系数的变化也是非线性的,故振动相位变化也无规律。

尽管转子出现裂纹后其刚度和阻尼出现变化,振动特性受到一定程度的影响,但是由于刚度和阻尼的变化与裂纹开启程度、裂纹扩展速率等密切相关,且转子裂纹有时会改变转子的形状和不平衡质量分布,导致转子的平衡状态也发生改变,因此裂纹转子表现出的振动特征非常复杂。

1.2 裂纹转子振动特性

1) 裂纹引起转轴刚度不对称 随着转轴上裂纹区域的不断扩展,未出现裂纹的剩余部分截面逐渐形成不对称形态,导致在截面某一方向具有较高的刚度,而在与其垂直的另一方向上刚度较低。稳态条件下,转子存在裂纹最重要的特征是 1 倍频振动分量和 2、3 倍频等高次谐波分量的持续增大,特别是 2 倍频谐波振波的出现和增大尤其重要,它是横向裂纹在转子上扩展的一个关键标志。

许多情况下,即使转子出现裂纹,但如果裂纹保持闭合或开启程度较小,则以正常转速稳态运行

的转子的高次振动谐波分量对振动贡献相对较小，而主要是不平衡振动的影响。对许多实际汽轮机、发电机存在裂纹转子振动测量分析表明，只有少数情况下现场裂纹转子工作转速下振动中会出现明显的 2 倍频分量，且这时转子裂纹一般已发展到相当严重程度（通常裂纹深度达 30% 及以上轴径尺寸的深度）。裂纹越深，2 倍频谐振分量越大。

2) 裂纹引起转轴刚度降低 转轴弯曲刚度与其横截面积大小有关，随着裂纹在转轴上不断扩展，剩余的截面积越来越小，会导致转轴弯曲刚度不断降低，转轴响应静载荷或动载荷时发生更大的弯曲，引起 1 倍频振动的增大。根据裂纹方位、原始重点位置以及运行转速与对应临界转速的关系，转子几乎可向任何方向弯曲。因此，裂纹扩展有可能使 1 倍频振幅和相位同时发生变化。裂纹发展初期 1 倍频振动矢量可能缓慢变化，但随着裂纹不断扩展，转轴刚度进一步降低，1 倍频振幅的增速可能更快。在裂纹发展的后期，1 倍频振动相位可能发生显著变化。

由于转子的固有频率与系统刚度和质量有关，因此固有频率也受转轴刚度变化的影响。通常情况下，随着裂纹的扩展，临界转速点会逐渐下移。裂纹对共振模式的影响取决于转子振型和裂纹的方位。若裂纹出现在某模式下转子振型的节点附近区域，则该模式几乎不会出现共振频率的变化；若裂纹出现在振型较高的区域附近，则裂纹对该模式的共振频率有较大的影响。

1.3 振动分析识别转子裂纹故障的方法

根据上述裂纹转子振动特性，结合现场裂纹转子实际诊断经验，给出下列通过振动分析识别运行转子裂纹故障的方法。

1) 基频振动持续爬升、转子动平衡对降低振动无效。通常裂纹转子动平衡加重响应的线性度较差，与正常转子相比同型加重的影响系数以及滞后角会有较大的差异。因此在正确判断转子不平衡轴向位置和转子振型的前提下，如果多次施加平衡重量，都无法达到较好的效果，特别是平衡效果与计算预期值相差太远时，加重后振动仍持续爬升，则可以怀疑转子可能出现裂纹。

2) 2 倍频振动持续发展。参考原始的转子振动数据，观察稳态运行中 2 倍频振动的变化。当出现明显的 2 倍频振动，且其数值稳定增长时，应怀疑转子可能已出现裂纹。需要注意的是，对于发电机

和励磁机转子，磁场不均匀也可以引起较为明显的 2 倍频振动，可以采用与加励磁前的振动数据进行比较来判断转子是否存在裂纹。另外，有些发电机转子因转子截面刚度不对称性较大，在其工作转速也会产生明显的 2 倍频振动，这时应与新机调试时的原始数据比较来判断。联轴器出现严重不对中时也会呈现明显的 2 倍频和/或 3 倍频振动，但在负荷一定时，这些谐波分量基本是稳定的。

3) 启、停机过程转子临界转速数值明显降低、振动特性显著变化。如果启、停机过程转子一阶临界转速数值明显降低，临界转速下的振动显著增大，且 1/2 临界转速下呈现明显的 2 倍、3 倍等高次谐波分量时，则可以怀疑转子出现裂纹。

由于裂纹状态、发展程度和部位的不同，裂纹转子反映出的振动特性会有所差异，对于上述裂纹故障诊断判据可能有 1 条或若干条相对应。因此，在实际转子裂纹诊断实践工作中应灵活应用。对于如汽轮机等在高温介质下工作的转子，特别要比较冷态和热态下振动特性的差异。此外，转子运行中出现裂纹后，对应转子的汽轮机胀差、轴向位移等参数可能也会发生变化。

2 350 MW 汽轮机低压转子裂纹识别

某热电公司 1 号机组为 350 MW 汽轮发电机组，汽轮机为 C350/295-24.6/0.4/569/569 型超临界、一次中间再热、三缸双排汽、单轴、湿冷、抽凝式汽轮机，配以 QFKN-412-2 型自并励静止励磁、空气冷却方式的三相二极隐极式转子同步汽轮发电机。机组轴系由高压转子、中压转子、低压转子、发电机转子、励磁机转子及采用 N+1 结构支撑 7 个支持轴承组成。其中，汽轮机高压、中压和励磁机转子为单轴承支撑，低压转子和发电机转子为双轴承支撑。低压转子与发电机转子的半联轴器与相应转子锻造在一起，两半联轴器中间为盘车大齿轮，盘车大齿轮的两端面加工成止口的结构形式分别与低压转子、发电机转子联轴器止口相互配合。

该机组于 2023 年 8 月 14 日完成 168 h 试运。试运期间及投运初期，各轴承轴振幅均在 76 μm 以内，瓦振均不超过 15 μm 。随后机组运行中 3 号轴承轴振有一定增大，最大值由最初的 65 μm 左右增大到 90 μm 左右，至 2024 年 5 月 16 日停机 C 级检修（简称 C 修）前，3 号轴承最大轴振幅接近 110 μm 。停机过程 2 号、3 号、4 号轴承最大轴振

幅分别为 145、195、145 μm 。机组供暖期间低压模块曾频繁采取“切缸”方式运行。

在 5 月 20 日开始的 C 修中, 低压缸解体发现的主要问题包括: 1) 末级叶片进汽背弧侧水蚀较严重; 2) 低压转子隔板汽封、叶顶汽封出现动静摩擦, 正、反第 3、4 级隔板汽封处最严重; 3) 低压缸冷却蒸汽减温水喷头大部分脱落, 低压导流环每侧安装 8 只喷头, 仅剩 2 只喷头未脱落; 4) 低压缸水平中分结合面有漏汽冲刷痕迹, 检查低压缸水平中分面出现局部间隙; 5) 3 号、4 号轴承轴颈处有轻度磨损, 怀疑试运期间润滑油清洁度不良, 杂质进入所致; 6) 低压缸与凝汽器膨胀节处有多处裂纹; 7) 低压转子-发电机转子联轴器螺栓拆除前, 测量组合晃度最大值 0.17 mm(标准值不大于 0.06 mm)。

针对发现的上述问题进行了相应的处理。轴系重新找中, 低压转子-发电机转子联轴器组合晃度和中心在合格范围。

6 月 30 日, 机组 C 修结束后启动。升速过程 2 号、3 号、4 号轴承最大轴振幅分别为 119、142、和 130 μm 。定速 3 000 r/min 后, 3 号、4 号轴承最大轴振分别为 150、123 μm 。振动以 1 倍频分量为主, 且基本呈反相, 经试加后最终在低压转子末级叶轮平衡螺孔上加一组 1 250 g 的反对称质量。7 月 3 日加重后机组启动, 10:24 定速 3 000 r/min 时 3 号、4 号轴承最大轴振分别为 56、61 μm , 机组带 100 MW 负荷运行初期振动基本稳定。随后继续加负荷过程 4 号轴承轴振出现 3 次阶跃突升, 其中 7 月 3 日 16:43:13, 负荷从 100 MW 升至 150 MW 过程中, 4 号轴承轴振突增 30~40 μm ; 20:33:43, 负荷从 150 MW 升至 170 MW 过程中, 4 号轴承轴振突增约 30 μm ; 7 月 4 日 09:33:19, 负荷从 210 MW 升至 240 MW 过程中, 4 号轴承轴振再次突增约 30 μm 。7 月 7 日机组额定负荷时, 4 号轴承 X、Y 方向轴振已分别增大到 162、150 μm 左右。4 号轴承轴振突跳的同时, 相邻的 5 号和 3 号轴承轴振也同步增大, 只是 5 号轴承原始振动基数较小, 变化量值不很明显。

7 月 11 日至 14 日, 2 号—4 号轴承轴振均呈缓慢增大趋势。根据振动多次突升以及持续爬升现象, 制造厂怀疑低压转子-发电机转子联轴器发生松动(错位)。考虑到振动已爬升到接近振动保护值, 决定停机临修, 揭缸检查低压转子和低压转子-发电机转子联轴器对中情况。在 14 日停机前, 2 号、3 号、4 号轴承最大轴振分别为 120、149、

210 μm , 瓦振分别为 23、26、22 μm , 但 5 号轴承轴振变化不大, 最大轴振不超过 30 μm 。在停机通过低压转子一阶临界转速时(约 1 000 r/min), 3 号、4 号轴承最大轴振分别为 283、498 μm 。

临修中对低压缸揭缸检查, 叶片、轴承、端部汽封、轴颈等未见异常, 但发现低压转子-发电机转子联轴器组合晃度从 C 修回装值 0.06 mm 变化至 0.20 mm, 分析为低压转子-发电机转子联轴器销孔配合间隙超差所致(配合间隙标准为 0.04~0.06 mm, 解体实测间隙在 0.15~0.61 mm)。对此问题通过现场重新镗孔、配制销栓进行了处理, 回装配合间隙 0.03~0.05 mm, 组合晃度值 0.06 mm。

7 月 29 日, 机组临修结束后启动, 定速在 3 000 r/min 时 3 号、4 号轴承最大轴振 1 倍频分量分别达 124、148 μm (临修时移拆除了 C 修期间在低压转子上添加的平衡重量), 通过在低压末级叶轮平衡螺孔施加反对称重量 950 g, 7 月 30 日再次启动后定速在 3 000 r/min 时 3 号、4 号轴承 1 倍频振动分量分别为 40、62 μm 。随后机组并网带负荷, 但低压转子振动持续爬升, 至 7 月 31 日 05:46, 3 号、4 号轴承最大轴振分别达 134、210 μm , 相邻 2 号、5 号轴承最大轴振分别为 97、35 μm , 因振动爬升太快, 有超限趋势, 电厂决定打闸停机。停机通过低压转子一阶临界转速时, 3 号、4 号轴承最大轴振分别为 518、656 μm , 停机过程中低转速阶段轴颈晃度正常。

通过对 7 月 14 日和 7 月 31 日 2 次振动恶化数据分析, 低压转子工作转速和临界转速下的振动持续增大以及启停机过程振动的 2 倍频分量发生了明显变化, 主要表现在: 1) 带负荷运行低压转子振动持续爬升, 调整运行参数、现场动平衡均无法控制振动爬升趋势; 2) 停机通过一阶临界转速下的振动持续增大, 7 月 31 日凌晨停机时 3 号、4 号轴承最大轴振分别超过 500、600 μm (图 1); 3) 停机通过一阶临界转速下 3 号、4 号轴承最大轴振 2 倍频分量从 30 μm 左右分别增至 86、113 μm ; 4) 停机在 1/2 临界转速下 3 号、4 号轴承轴振出现明显 2 倍频振动峰值, 2 倍频振幅从以前的 20 μm 左右(无峰值)增大到分别出现 56 μm 和 75 μm 峰值(启动过程在 1/2 临界转速下也产生 2 倍频峰值)。综上所述, 目前低压转子自身可能出现了刚度不对称变化(即产生裂纹)。经讨论决定再次揭开低压缸, 抽出低压转子进行详细探伤检查。

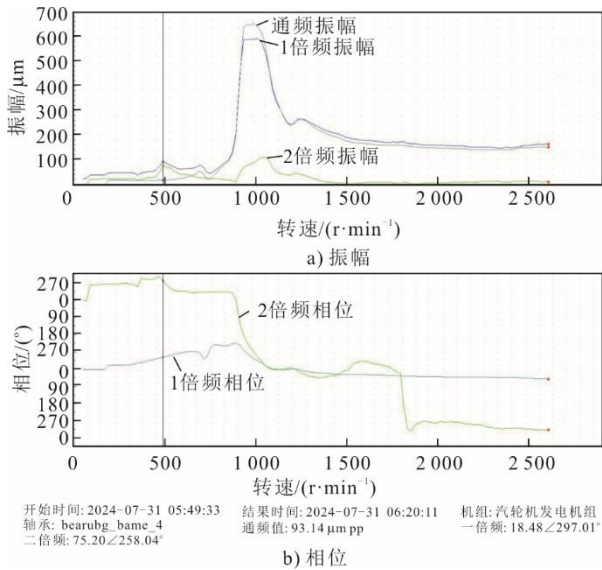


图 1 7 月 31 日停机过程 4 号轴承 Y 方向轴振伯德曲线
Fig.1 Bode curves of shaft vibration in the Y direction of No.4 bearing during the shutdown on July 31, 2024

8 月 10 日, 清除部分氧化皮后, 对低压转子反向第 1 级进汽侧轮毂根部 R 角部位进行表面渗透检测发现长约 770 mm 的周向裂纹 (图 2), 后经磁粉检测验证确认。另外在进汽口的汽轮机侧 (调侧) 和发电机侧 (电侧) 均存在整圈分布的细小周向裂纹丛。



图 2 低压转子反向第 1 级进汽侧轮毂根部 R 角部位周向裂纹

Fig.2 The circumferential crack at the root R-corner of the steam-inlet side hub of the 1st reverse-flow stage of the low-pressure rotor

采用电位法裂纹测深仪对长裂纹及小裂纹深度进行了测量。长裂纹端部深度约为 7.7~21.3 mm, 裂纹中部深度约为 93.3~99.0 mm; 小裂纹测量深度约为 0.3~0.8 mm。考虑到转子裂纹情况, 决定将该低压转子报废处理。

3 某 200 MW 发电机转子裂纹识别

某发电公司 2 号机组为空冷 200 MW 汽轮发电机, 汽轮机为 N(C)200/160-12.7/535/535 型超高压

一次中间再热、三缸、两排汽、供热抽汽式汽轮机, 配以 QFSM-200-2 型水氢冷冷却方式二极汽轮发电机。机组轴系结构见图 3, 机组于 2001 年 4 月投入商业运行。

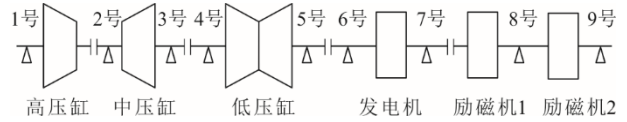


图 3 轴系结构示意图

Fig.3 Schematic diagram of the shaft system structure

2024 年 2 月 9 日至 10 日, 该机组运行时出现 5 号—7 号和 9 号轴承轴振、瓦振大的问题, 且 5 号、7 号轴承瓦温高, 运行人员通过调整 5 号、7 号轴承顶轴油, 基本控制住振动和瓦温。2 月 21 日运行中 5 号—7 号和 9 号轴承又出现振动问题, 且调整轴承顶轴油对控制振动无效, 被迫停机消缺。

发电机支承轴承检查发现, 6 号轴承乌金大面积脱胎, 严重磨损, 随后更换为新的轴承。轴承回装时顶隙按标准的上限值调整, 低压转子-发电机转子联轴器找中符合标准要求。

2024 年 3 月 5 日 10:40, 机组冷态启动。启动通过临界转速时, 6 号、7 号轴承最大轴振分别为 140、72 μm。13:48 机组定速 3 000 r/min, 发电机、励磁机各轴承轴振数值见表 1, 其中 6 号、7 号轴承最大轴振分别为 122、125 μm。因电网不允许并网, 随后停机。停机前汽轮机出现动静碰磨故障, 导致停机过程中通过临界转速时发电机转子振动有所增大, 6 号、7 号轴承的最大轴振分别为 193、90 μm。

3 月 7 日 12:45 再次启动, 临界转速时 6 号、7 号轴承最大轴振分别为 115、60 μm。定速在 3 000 r/min 后 6 号、7 号轴承最大轴振分别为 99、101 μm。15:13 机组并网, 振动迅速增大, 16:15 有功负荷 32 MW, 6 号、7 号轴承最大轴振分别为 195、154 μm, 6 号、7 号轴承垂直方向瓦振也分别达到 63、70 μm, 振动均以 1 倍频分量为。为了解发电机运行参数对振动的影响, 电厂进行了一系列的试验: 保持低有功负荷不变, 增、减无功负荷, 发电机、励磁机各轴承振动基本不变; 有功负荷、无功负荷等基本不变时, 调整发电机氢温, 振动基本无变化; 发电机无功负荷不变时, 有功负荷由 28.5 MW 增至 57.0 MW 时, 6 号、7 号轴承最大轴振分别快速爬升至 239、163 μm, 瓦振也分别增大到 90、88 μm; 当负荷降低时, 振动很快回落, 基本回到升负荷前的原始值。

停机后进行了发电机转子线圈静态 RSO 和交流阻抗试验, 结果正常。

由于 1 倍频振动为主的振动特征, 电厂根据以往动平衡经验, 在发电机-励磁机联轴器上实施了 2 次动平衡加重。动平衡完成后机组于 3 月 8 日 04:41 启动, 定速 3 000 r/min 时 6 号、7 号轴承最大轴振分别为 119、35 μm, 再次并网后发电机、励磁机各轴承振动依然快速爬升, 振动现象与 3 月 7 日并网时完全相同。其中 6 号、7 号轴承最大轴振分别为 214、181 μm, 同时 5 号—7 号和 9 号轴承瓦振分别达 48、66、97、64 μm。因振动超限无法继续升负

荷, 只得再次停机检查。

振动与发电机无功负荷、氢温无关, 仅与有功负荷直接相关, 且振动变化基本没有时滞, 可以排除发电机存在匝间短路、冷却通道局部受堵等引起发电机转子热弯曲的可能性。同时, 2 次并网期间, 发电机和电网电气参数正常, 因而不存在机网耦合作用产生的扭转振动。尽管低压转子-发电机转子联轴器连接螺栓紧力不足也会造成振动随有功负荷同步变化, 然而, 低压转子-发电机转子联轴器仅承受约 25% 及以下额定负荷的扭矩就导致发电机转子平衡状态的急剧恶化必有其深层次的原因。

表 1 2 号机组定速后的发电机、励磁机振动数据 (通频, 峰-峰值) 单位: μm
Tab.1 Vibration data of the generator and exciter in No.2 unit at rated speed (overall frequency, p-p)

序号	日期、工况		6 号轴承	7 号轴承	8 号轴承	9 号轴承
1	2024 年 03 月 05 日, 16:03, 空载 3 000 r/min	X 向轴振	112	79	39	44
		Y 向轴振	122	125	51	82
2	03 月 07 日, 13:50, 空载 3 000 r/min	X 向轴振	89	62	40	42
		Y 向轴振	99	101	55	66
3	03 月 07 日, 16:15, 32 MW	X 向轴振	139	106	50	73
		Y 向轴振	195	154	79	107
4	03 月 08 日, 16:16, 50 MW	X 向轴振	111	135	26	68
		Y 向轴振	214	181	100	87

调取 3 月 5 日后 2 号机组数次启停机过程发电机转子的伯德图, 结果显示发电机一阶临界转速只有 800~850 r/min, 较设计值明显偏低。进一步调取 2023 年该机组数次启停机过程振动数据, 发现发电机一阶

临界转速为 1 200~1 280 r/min。图 4 和图 5 分别为 2024 年 3 月 7 日和 2023 年 4 月 20 日机组启动过程 6 号轴承 X、Y 方向轴振伯德图, 表明 2024 年 2 月停机检修后发电机转子一阶临界转速降低了超过 30%。

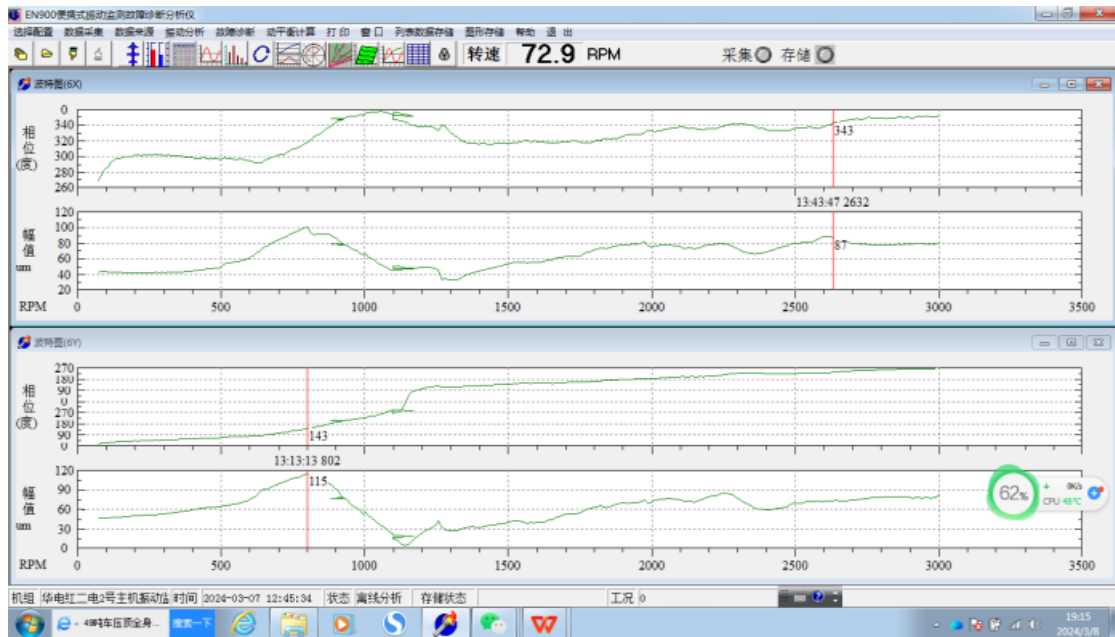


图 4 2024 年 3 月 7 日机组启动过程 6 号轴承 X、Y 方向轴振伯德曲线
Fig.4 Bode curves of shaft vibration in X and Y direction of No.6 bearing during the start-up on March 7th, 2024

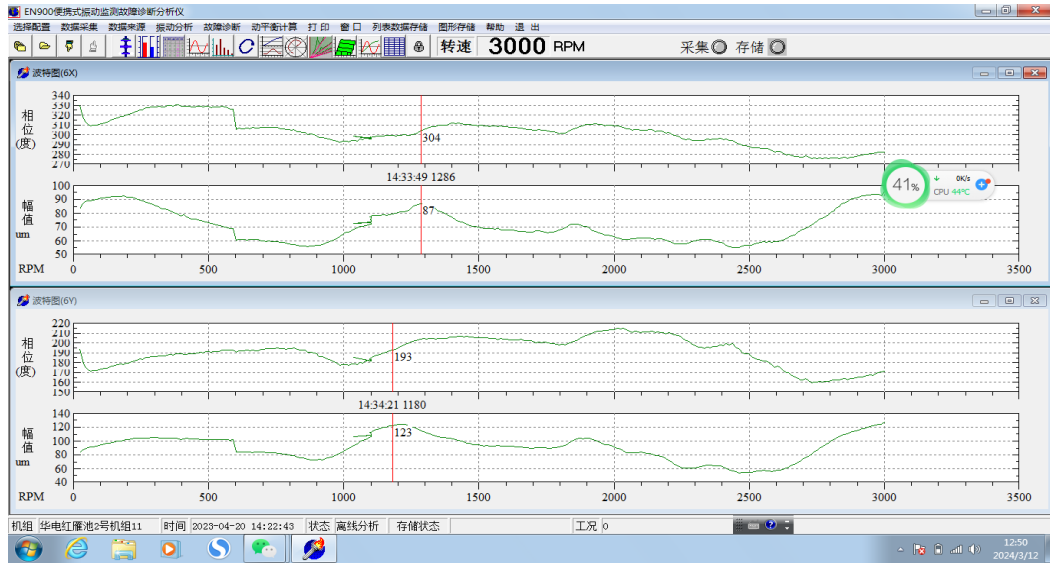


图 5 2023 年 4 月 20 日机组启动过程 6 号轴承 X、Y 方向轴振伯德曲线
Fig.5 Bode curves of shaft vibration in X and Y direction of No.6 bearing during the start-up on April 20th, 2023

临界转速数值的大小主要取决于转子-支承系统的质量和刚度分布。通常系统的质量不会改变，临界转速数值降低 30% 意味着系统刚度明显降低。鉴于系统刚度由发电机转轴刚度和支承刚度组成，不并网时振动良好可以判定轴承支承系统不存在问题，因此怀疑发电机转子可能出现裂纹。决定停机后对发电机支承轴承、本体以及低压转子-发电机转子联轴器连接螺栓等进行检查。

停机后检查发现发电机汽端密封瓦轴径处原焊接熔合线裂开、脱皮。随后通过着色渗透检测，发现汽端密封瓦轴径上有裂纹缺陷显示，环形裂纹长度约为 4/5 圈大轴，位于汽端密封瓦轴径原焊接熔合线位置（图 6）。低压转子-发电机转子联轴器及其连接螺栓、膨胀节、盘车大齿轮处着色渗透检测，未发现缺陷。

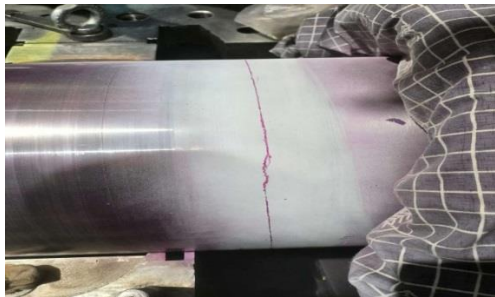


图 6 汽端密封瓦轴径着色渗透检测结果
Fig.6 Results of dye penetrant test on the shaft diameter of the steam-end seal bush

查阅该机组检修历史，2021 年 7 月解体检查中发现发电机汽端密封瓦空侧轴径磨损，整圈有 2 道磨槽，深度约 0.15~0.25 mm，密封瓦磨损。随后对

磨损轴径进行了微弧焊处理，焊宽约 20 mm，焊丝为卡斯特林 2222，并更换了磨损的密封瓦。检修结束后机组启动、带负荷运行正常。

该发电机转轴材质 25Cr2Ni4MoV，转子外径为 1 010 mm，轴径直径 420 mm，中心孔直径 120 mm。发电机转子抽出后，对汽端密封瓦轴径上的环状裂纹又进行了深度测试，最终确定最大深度已达到中心孔，即裂纹深度达 150 mm。

鉴于 2 号发电机出现严重的转子裂纹，已无法安全运行，电厂决定报废处理。

4 某锅炉一次风机转子裂纹识别

某 600 MW 亚临界机组锅炉一次风机为双叶轮、动叶可调，额定转速 1 470 r/min，风机轴与中间轴相连，通过电动机驱动。风机转子由 2 只滑动轴承支承。

该风机经检修后于 2020 年 10 月 4 日投运。刚投运时驱动端轴承水平振动速率度值基本维持在 1.5 mm/s 左右。但从 2020 年 11 月 16 日开始振动速率开始持续明显爬升，11 月 17 日最大振动速率超过 2.3 mm/s，随后振动速率爬升速率越来越快，至 11 月 18 日 18:00 最大振动速率已达 3.75 mm/s（图 7）。鉴于风机振动持续爬升，尽管振动未达到跳机值，电厂决定于 11 月 18 日 19:57 停机检修，停机过程驱动端和非驱动端轴承最大水平振动速率分别为 8.78、5.51 mm/s。重新调整中心、检查轴承座无异常后再次启机，振动速率比停机处理前更大，振动爬升现象依然存在。

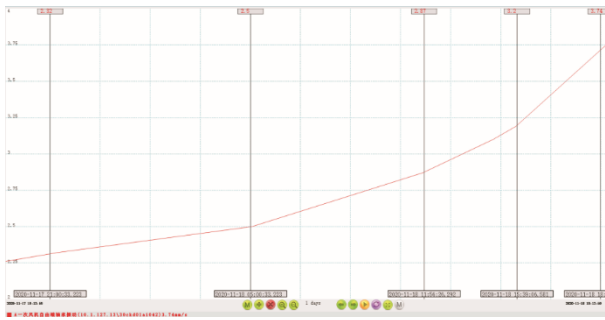


图7 一次风机驱动端轴承水平振动趋势
Fig.7 Horizontal vibration trend of the bearing at the drive end of the primary air fan

11月20日再次停机, 停机过程驱动端和非驱动端轴承最大水平振动速率分别为12.82、8.48 mm/s。解体中间轴, 并进行探伤检查, 未发现异常。随后

现场布置振动测量系统, 测量风机驱动端、自由端轴承水平和垂直方向振动。11月23日13:50启动, 驱动端轴承水平和垂直通频振幅动分别为171、98 μm, 驱动端轴承水平方向1倍频、2倍频、3倍频幅值分别为168、57、6 μm, 垂直方向1倍频、2倍频、3倍频幅值分别为78、24、8 μm, 自由端轴承水平和垂直通频振动分别为144、66 μm, 水平方向1倍频、2倍频、3倍频幅值分别为128、52、6 μm, 垂直方向分别为53、24、5 μm。停机过程在909~974 r/min 出现明显的振动峰值(图8), 其中驱动端轴承水平最大振动通频、1倍频、2倍频、3倍频幅值分别为279、80、218、46 μm, 自由端轴承水平最大振动通频、1倍频、2倍频、3倍频幅值分别为198、63、126、30 μm。

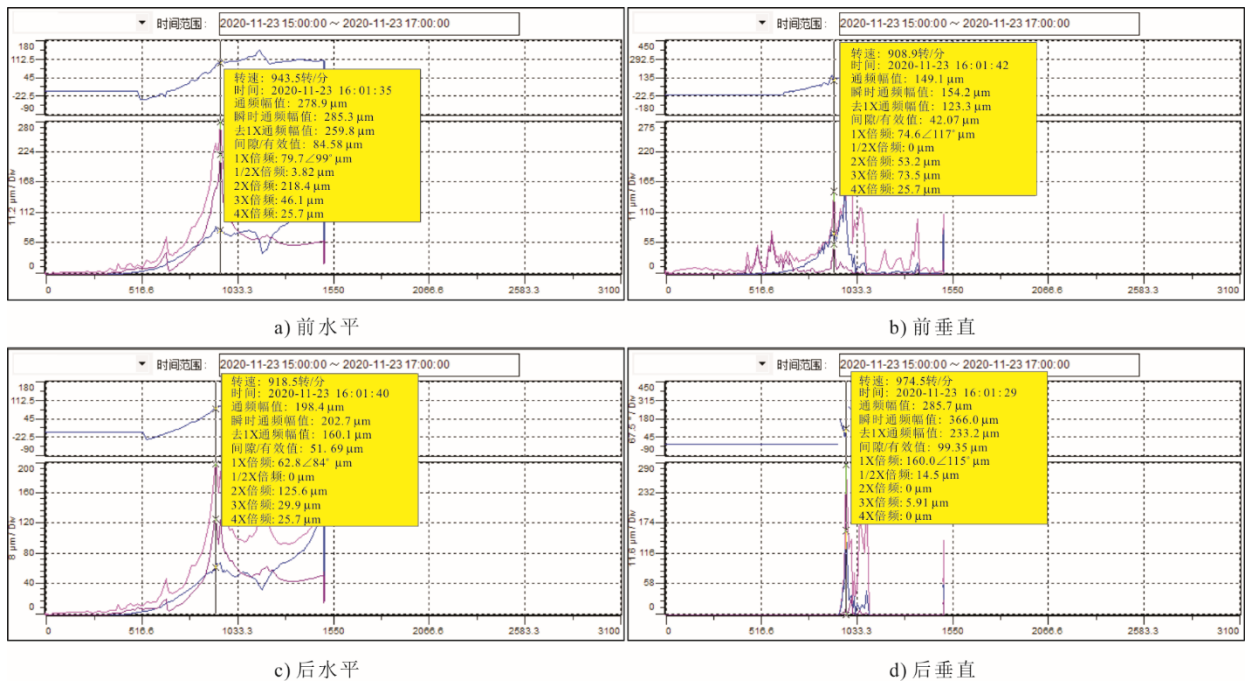


图8 11月23日停机过程驱动端和自由端轴承水平、垂直振动伯德曲线

Fig.8 Bode curves of horizontal and vertical vibrations of the drive end and free end bearings during the shutdown process on November 23rd

考虑到工作转速下存在明显同步爬升的通频、1倍频和2倍频振动分量, 且停机过程在风机轴系一阶临界转速(设计值1984 r/min)约1/2转速(910~945 r/min)下出现明显的2倍频振动峰值, 说明风机转子存在持续增大的刚度不对称故障和平衡状况恶化, 最大的可能是转子存在显著的裂纹故障。

11月28日, 风机解体。检查发现, 在1级叶轮侧靠驱动端轴承的转轴上出现肉眼可见的裂纹,

裂纹方向垂直于轴向, 弧长约70°范围(图9)。检查结果证实了振动故障诊断的结论。



图9 风机转子裂纹示意

Fig.9 Schematic diagram of the crack on the fan rotor

5 结 论

1) 在当前火电机组普遍参与启停和深度调峰等不利的运行环境下, 旋转机械设备转子出现裂纹和断裂的风险加大, 运行可靠性明显下降, 应引起高度重视。

2) 通过振动分析可以及时识别运行中转子存在的裂纹, 判据包括持续爬升的基频振动且转子动平衡无效、2 倍频振动持续增大以及临界转速下振动显著增大、临界转速值降低和 1/2 临界转速下 2 倍频振动峰值出现等。

3) 采用本文提出的转子裂纹诊断方法成功识别运行中汽轮机转子、发电机转子和锅炉一次风机转子存在的 3 起裂纹故障, 证实了该方法的准确性, 避免了设备继续运行可能出现的重大事故。

【参 考 文 献】

- [1] 牟春华, 居文平, 黄嘉骐, 等. 火电机组灵活性运行技术综述与展望[J]. 热力发电, 2018, 47(5): 7-13.
MU Chunhua, JU Wenping, HUANG Jiasi, et al. Review and prospect of technologies of enhancing the flexibility of thermal power units[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(5): 7-13.
- [2] 国家能源局安排可再生能源“十四五”规划编制[J]. 农村电气化, 2020(5): 33.
The National Energy Administration arranges for the preparation of the 14th Five Year Plan for renewable energy[J]. Rural Electrification, 2020(5): 33.
- [3] DIMAROGONAS A D, PAPADOPOULOS C A. Vibration of cracked shafts in bending[J]. Journal of Sound and Vibration, 1993, 91: 583-593.
- [4] GASC H R. Dynamics behaviour of the simple rotor with a cross-sectional crack[Z]. Vibration in Rotating Machinery, 1976: 123-128.
- [5] MAYES I W, DAVIESW G R. A method of calculating the vibrational behaviour of coupled rotating shafts containing a transverse crack[Z]. Vibration in Rotating Machinery, 1980: 17-27.
- [6] GASC H R. Dynamics behaviour of the laval rotor with a cracked hollow shaft[Z]. Vibration in Rotating Machinery, 1988: 463-472.
- [7] SEKHAR A S, DEY J K. Effects of cracks on rotor system instability[J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35(12): 1657-1674.
- [8] BACHSCHMID N, DIANA G. The influence of unbalance on cracked rotors[J]. Dynamics and Design of Rotating Machinery, 2003, 2: 266-271.
- [9] COLLINS R, PLAULT R H, WAUER J. Detection of cracks in rotating timoshenko shafts using axial impulses[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113: 74-78.
- [10] MULLER P C, BAJKOWSKI J, SOFFER D. Chaotic motions and fault detection in a cracked rotor[J]. Nonlinear Dynamics, 1999, 5: 233-254.
- [11] MENG G. The nonlinear influences of whirl speed on the stability and response of a cracked rotor[J]. Journal of Machine Vibration, 1992, 4: 216-230.
- [12] 郑吉兵, 孟光. 考虑非线性涡动时裂纹转子的分叉与混沌特性[J]. 振动工程学报, 1997, 10(2): 190-197.
ZHENG Jibing, MENG Guang. The nonlinear influences of whirl speed on bifurcation and chaos of a cracked rotor[J]. Journal of Vibration Engineering, 1997, 10(2): 190-197.
- [13] 杨金福, 房德明, 迟威, 等. 国产 600 MW 机组带裂纹转子振动过程分析及处理[J]. 发电设备, 2005(6): 395-397.
YANG Jinfu, FANG Deming, CHI Wei, et al. Analysis of the vibrational behavior of a cracked rotor of a domestic 600 MW generator[J]. Power Equipment, 2005(6): 395-397.
- [14] 叶荣学, 张艾萍, 苏盛波, 等. 汽轮发电机组轴裂纹故障早期诊断[J]. 中国电力, 2004, 37(6): 50-52.
YE Rongxue, ZHANG Aiping, SU Shengbo, et al. Earlier diagnosis of cracking failure of turbo-generator shaft[J]. Electric Power, 2004, 37(6): 50-52.
- [15] 寇胜利, 聂继升, 王光春. 通过振动监测诊断发电机转子裂纹[J]. 中国电力, 2006, 39(5): 49-52.
KOU Shengli, NIE Jisheng, WANG Guangchun. Diagnosis of crack on the generator rotor by means of vibration monitoring[J]. Electric Power, 2006, 39(5): 49-52.
- [16] 张学延, 杨会斌, 李立波. 伯德曲线在某 300 MW 汽轮机高中压转子裂纹故障诊断中的应用[J]. 热力发电, 2020, 49(2): 115-120.
ZHANG Xueyan, YANG Huibin, LI Libo. Application of abnormal Bode curve in crack diagnosis of HP-IP rotor of a 300 MW steam turbine[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(2): 115-120.

(责任编辑 杜亚勤)