

700 MW 超临界机组引风机异常振动故障诊断与处理对策研究

江卫国

(江西赣能股份有限公司丰城发电厂,江西 丰城 331100)

摘要:某 700 MW 超临界机组在大修后启动过程中,A 引风机出现异常运行状况,空载电流达 216 A,X、Y 方向轴振分别达到 3.04 mm/s 和 2.66 mm/s(接近报警值 6.3 mm/s 的 50%,跳闸值为 10 mm/s)。经现场检查,发现引风机壳体振动明显偏大,并伴有异常声响。通过系统性故障排查,先后实施了对轮找正调整、振动频谱特征分析等诊断措施,最终确定转子质量不平衡是主要诱因。经将转子外送专业检修单位进行动平衡校正后,引风机振动值显著降低至安全范围,异音现象完全消除,运行参数恢复正常,有效保障了机组后续的稳定运行。该案例凸显了大型旋转设备检修后振动监测与诊断的重要性。

关键词:引风机;振动;频谱分析;动平衡;故障诊断

中图分类号:TK 83 **文献标志码:**B **文章编号:**1006-348X(2026)02-0074-05

0 前言

在火力发电机组中,引风机是保障锅炉系统安全稳定运行的核心辅机,其主要功能在于建立并维持炉膛负压,确保燃烧生成的高温烟气沿既定烟道顺畅排出。引风机的运行状态直接关系到机组整体的可靠性、经济性与安全性^[1]。振动作为反映其机械状态的关键参数,是影响引风机运行稳定性的主要因素,及时诊断与抑制振动,对于预防非计划停运、实现锅炉长周期安全运行具有重要意义^[2-4]。风机振动故障成因复杂,既包括质量不平衡、轴承失效、支承刚度不足及转子不对中等旋转机械典型故障,亦涵盖因动叶调节机构失调、叶片开度不一致等结构特性引发的特有故障模式^[5-8]。

在诸多振动诱因中,质量不平衡导致的振动占比显著,相关研究表明其在旋转机械振动故障中超过 30%^[9],已成为引风机振动分析与治理的重点方向。学界与工程界围绕转子不平衡振动的机理、诊断与校正方法已开展了广泛研究^[10-12]。文献[13]通过振动频谱与工况分析,确诊某案例振动根源为叶轮轮毂表面

积灰引发的质量偏心;文献[14]则针对转子不平衡导致的引风机振动问题,采用现场动平衡技术,通过计算并加装配重实现了振动的有效抑制。

文中基于一起引风机振动异常案例,系统阐述从故障诊断、现场校正到根本性修复的综合治理流程。首先,通过高精度对中找正,保障了转子系统的同轴度要求;继而,利用振动测试与动平衡分析,实施现场配重校正,显著降低了振动烈度;随后,将转子返厂进行解体检查与修复,彻底消除了潜在缺陷。经实施上述系列措施,振动故障得以圆满解决,设备恢复了平稳运行。文中所总结的故障分析思路与综合治理策略,可为同类火力发电机组引风机的振动问题处理提供工程经验与方法参考。

1 现场处理情况及采取措施

1.1 引风机故障基本情况

某 700 MW 超临界机组完成大修后启动阶段,A 引风机出现明显异常运行故障,空载运行电流达到 216 A,其转子 X、Y 方向轴振速度分别为 3.04 mm/s、2.66 mm/s,振动值已接近报警值 6.3 mm/s 的 50%(设

收稿日期:2025-10-30

作者简介:江卫国(1981),男,本科,高级工程师,从事火力发电厂锅炉及辅助设备管理。

备跳闸值为10 mm/s)。现场巡检可见引风机壳体振动幅度显著偏大,设备运行过程中伴随明显异常声响,各项运行参数偏离稳定范围,无法满足机组正常投运的技术要求,需立即开展故障排查与处理工作。

1.2 引风机对轮找正及试运情况

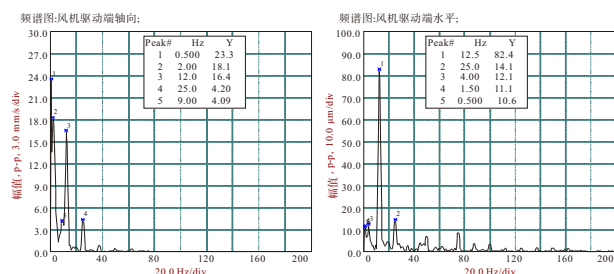
针对上述故障,先对A引风机完成揭盖作业,再对风机叶片角度进行重新传动校验与精准校正,确认叶片位置无偏移、调节动作灵活无卡涩;随后,复测连接轴对轮中心,发现中心数据偏差较大且不符合运行标准,随即开展对轮中心重新找正;完成对轮中心精准校准并回装扣盖后,启动引风机进行试运。

然而,振动问题并未得到改善,实测X向振动速度为3.3 mm/s, Y向振动速度达4.8 mm/s,已超出设备稳定运行的振动控制范围。这一结果表明,对轮中心偏差并非导致引风机异常振动的唯一原因,需要进一步排查其他潜在故障源。

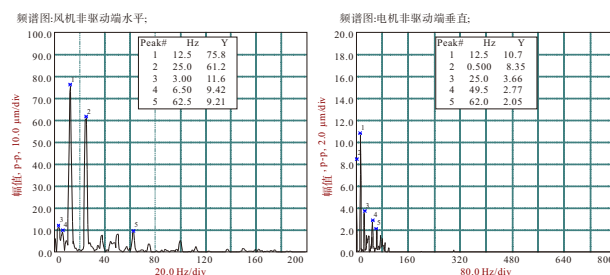
1.3 引风机振动测试与动平衡方案实施

鉴于试运期间振动异常,A引风机被紧急停运,并随即开展转子动平衡试验。试验过程中,在风机轴承座水平与垂直方向加装高精度振动速度传感器,用于实时采集振动频谱数据。在揭盖状态下进行的振动频谱分析显示:振动频谱以一倍频分量为主,明确指向转子质量不平衡为主要振动源;同时,在引风机驱动端检测到一定的二倍频分量,提示可能存在轻微的联轴器不对中或局部结构共振等附加激励因素。

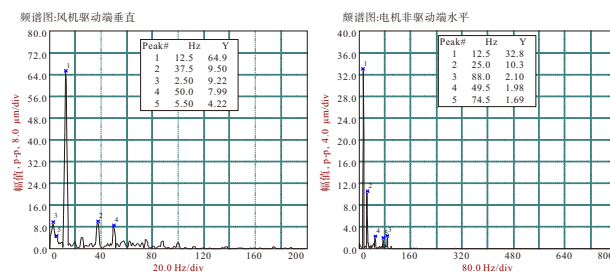
基于上述分析,制定了引风机转子动平衡处理方案:一级叶轮与二级叶轮分别加重525 g $\angle$ 135和512.5 g $\angle$ 135。完成引风机配重安装后,现场开展振动测试:在风机内部轴承箱外壳布置测点,沿电机至风机方向依次设置非驱动端水平/垂直、驱动端水平/轴向/垂直、非驱动端水平方向共6个监测点。各测点振动数据如图1所示。数据分析表明,在实施动平衡校正并加装配重块后,引风机的振动问题未得到显著改善。



(a) 引风机驱动端轴向及水平方向振动频谱图



(b) 引风机非驱动端水平及电机非驱动端垂直方向振动频谱图



(c) 引风机驱动端垂直及电机非驱动端水平方向振动频谱图

图1 配重后振动频谱数据

鉴于动平衡处理效果不佳,排查重点转向内部机械结构。随后拆除动调头和轮毂盖板,对内部滑块机构与曲柄连杆状态进行检查。值得注意的是,在设备惰走过程中,发现二级轮毂处有一片叶片发生漂移。

1.4 二级轮毂检查及转子检修处理

针对A引风机振动异常问题,对二级轮毂进行了专项检查。拆除动叶调节机构的动调头及轮毂盖板后,对内部滑块组件进行细致检查,未发现滑块存在卡涩、变形或过度磨损等异常现象,如图2所示。



图2 轮毂内部滑块和曲柄检查

随后,拆除滑块压板,对与滑块接触的滑板表面状态进行检测,发现滑板表面光洁度良好,无明显划痕、凹陷或不均匀磨损痕迹,各项外观及尺寸参数符合技术要求。为彻底排查隐患并保障检修质量,经技术论证决定,将引风机转子整体从设备本体拆除,外送具备专业资质的厂家进行全面解体检查、精密检测及针对性修理。

1.5 转子外送检修及厂内回装

确定转子外送检修及监修计划,详细规划了检修全流程,明确了目标、步骤、质量控制点和监修重点,确保检修规范有序、质量可控;随后,委托专业转子检修厂家在硬支撑动平衡机上对引风机转子开展了单转试验,该试验在空载状态下进行,通过采集不同转速下的振动频谱数据,全面评估了转子自身的平衡状态与潜在缺陷。基于单转试验结果,技术人员有针对性地在转子特定位置进行了精确的配重计算与调整,成功执行了动平衡校准,最终将转子残余不平衡量控制在了标准要求的范围内,为后续回装与平稳运行奠定了基础。

同时,完成了A引风机入口烟道挡流钢板的加装作业,经精准测量和合理设计,挡流板安装位置和尺寸完全符合要求,有效实现了引风机隔离保护,为后续检修及回装工作创造了安全条件,如图3所示。



图3 入口烟道挡流钢板已安装完成

对A引风机轴承箱解体检查后发现以下问题:1)轴承箱内圈表面存在多处划痕和麻点,颜色发黑,初步判断为长期摩擦磨损或润滑不良所致;2)手动盘动检测显示轴承游隙达0.75 mm,远超0.10 mm的标准范围。这些发现为后续维修方案制定提供了重要依据,如图4、图5和表1所示。

A引风机检修后首次启动成功,运行监测数据显示:风机空载电流稳定在额定范围内,X向与Y向轴承振动速度值较检修前均显著下降,具体数据对比见图6。这表明前期检修和调试工作成效显著,设备性能已恢复正常,为系统稳定运行提供了保障。

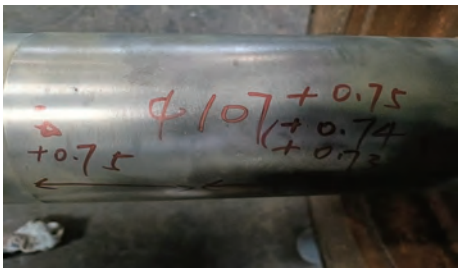


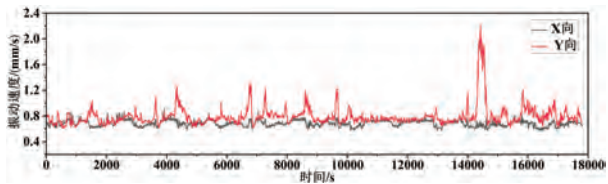
图4 推力杆两端存在磨损



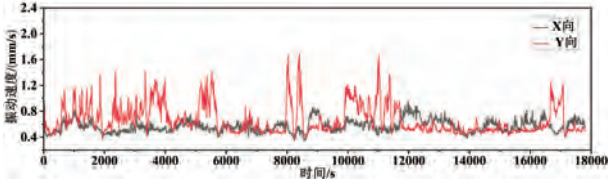
图5 轴承箱连接法兰存在拉伤

表1 轴承箱复装数据

轴承型号	叶柄深	轴窜	预紧环间隙	轮毂轴深	滑动衬套间隙	轴承游隙/轴径
NJ348/NU348	49.5~50	2.3	0.9	一级 41.4 二级 40.6	0.08	一级游隙 0.20 二级游隙 0.17 主轴轴径 240+0.05/0.06



(a) 检修前X向与Y向轴承振动速度值



(b) 检修后X向与Y向轴承振动速度值

图6 A引风机检修前后振动情况

2 故障原因深度分析

2.1 直接原因

推力杆与衬套严重磨损是导致转子振动异常的直接原因。转子解体检查后发现,转子轴承箱内部的推力杆与衬套组件存在严重的磨损现象。一级轮毂端的推力杆与衬套之间的磨损量已达到0.75 mm,二级轮毂端的磨损量约为0.45 mm;更为严重的是,两端径向方向的最大磨损量已超过1 mm。而根据设备技术标准要求,推力杆与衬套之间的间隙必须严格控制在0.1mm以内,显然当前的磨损程度已远超这一安全运行阈值,属于典型的超标磨损问题。

如图7所示,由于推力杆与衬套的过度磨损,两者之间形成了过大的配合间隙,这直接破坏了转子运行时的稳定性。在转子高速转动过程中,推力杆无法与衬套保持原有的紧密配合状态,导致配合面之间出

现不规则的相对位移。这种不稳定的配合关系进一步导致连接的液压缸在轴承箱内部产生持续性的晃动现象,晃动幅度随转子转速的变化而波动。

液压缸的晃动通过机械连接结构,直接传递至引风机的一、二级叶轮,使得原本应保持稳定旋转轨迹的叶轮在高速运行时,沿环向(即圆周方向)和轴向(即轴线方向)产生了不规则的不平衡位移。随着设备运行时间的延长以及负荷的波动变化,这种不平衡位移量不断累积叠加,逐渐破坏了转子系统原有的动平衡状态。转子动平衡的失衡直接表现为设备运行中的振动幅度持续增大,最终导致引风机在转动过程中出现明显的振动异常现象,同时可能伴随异常声响,对设备的安全稳定运行构成了严重威胁,若不及时处理,可能引发更严重的设备故障甚至停机事故。

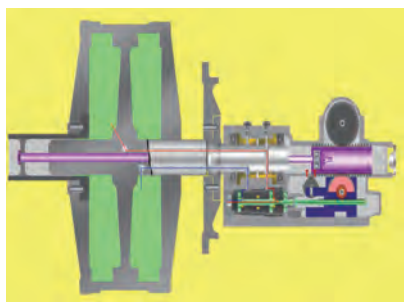


图7 推力杆与衬套示意图

2.2 间接原因

2.2.1 轴承箱法兰接触不良引发振动异常

在对引风机转子系统的深入检查中发现,转子轴承箱法兰面与壳体静法兰面均存在不同程度的刮伤痕迹。经技术分析判断,这些损伤源于转子轴承箱安装落位过程中的操作偏差,轴承箱未能与壳体静法兰实现完全贴合,两侧法兰在局部区域因未接触而形成明显咬边损伤,这种法兰面接触不良导致轴承箱与壳体之间存在隐性间隙。在转子高速运行时,箱体与壳体法兰间的受力分布因间隙存在而变得不均,局部区域承受额外的冲击力,进而引发设备运行中的振动异常,且振动幅度随运行时间的延长呈现波动加剧趋势。

2.2.2 检修后传动部件间隙变化影响振动稳定性

停机检修前,引风机已长期连续运行,其内部推力杆与衬套、滑块与滑道等关键传动部件经过长期磨合,各部位的配合间隙已处于相对恒定的稳定状态,形成了适应设备运行的动态平衡。但在本次检修过程中,为排查故障,对液压缸、滑块等核心传动部件进

行了拆解、清洗及维修作业,部分部件经修复或更换后重新装配。这一过程导致各连接部位的间隙参数发生了改变,原有的稳定配合关系被打破,新的间隙参数尚未形成适配的运行平衡状态,使得传动系统在运行中出现微小的不规则位移,成为引发设备振动异常的潜在诱因之一。

2.2.3 叶轮动平衡超标导致振动加剧

在转子解体后的专项检测中,单独对引风机的一、二级叶轮开展了动平衡试验,结果显示一级叶轮存在严重的动平衡超标问题,其两侧的动不平衡重量高达6 430 g。该叶轮直径为2 372 mm,转子总重量达13.33 t,如此大的不平衡量已远超设备设计的动平衡标准范围。在叶轮高速旋转时,过大的不平衡量会产生周期性的离心力,离心力的大小随转速升高而增大,且方向呈周期性变化。这种周期性力通过轴承等连接部件传递至设备本体及基础结构,不仅直接引发设备运行中的剧烈振动和异常噪音,还会对轴承、轴系等部件产生额外的交变载荷,加速轴承的磨损进程,进一步恶化设备运行状态。

2.2.4 轴承损伤及游隙超标放大振动噪音

综合前期对轮中心校准、振动频谱分析以及滑块检测结果,判定振动异常的核心问题可能源于转子轴承箱内部结构故障。

对轴承箱内部轴承的检查结果表明,轴承存在多重异常状况。轴承内圈表面可见明显的划痕、麻点等损伤痕迹,且局部区域因过热呈现偏黑的颜色变化,提示轴承可能存在润滑不良或异常摩擦问题;同时,通过专业测量发现,轴承游隙的实测值为0.35 mm,而NU348型号轴承的标准游隙要求控制在0.20 mm以内,当前游隙已远超标准范围。过大的轴承游隙会显著降低轴承的运行精度和结构刚性,使轴承在承载过程中产生较大的弹性变形,无法有效约束转子的径向和轴向位移。这一问题直接导致设备运行中的振动幅度被放大,同时伴随噪音异常升高,形成“振动-磨损-更大振动”的恶性循环。

2.2.5 电机磁力中心线偏差引发轴向窜动

检修中还发现,引风机电机的磁力中心线存在2 mm的距离偏差(检修已向风机侧调整0.5 mm,但尚未完全消除偏差)。电机磁力中心线是确保电机转子与定子磁场保持对称的关键基准,偏差过大会导致

故障分析 FAULT ANALYSIS

电机运行时产生额外的轴向电磁力。在电磁力的作用下,电机转子会出现明显的轴向窜动现象,窜动通过联轴器传递至引风机转子系统,干扰转子的稳定运行轨迹,使转子在旋转过程中产生附加的振动分量,进一步加剧设备的整体振动程度。

3 处理措施

3.1 优化三大风机检修周期与清单管理

结合机组等级检修计划,动态调整锅炉三大风机转子定检、定修周期,通过分析运行时长、负荷波动及故障数据确保周期科学适配;同步制定标准化定检、定修清单,明确项目、标准及责任人;开展跨电厂调研,收集同类型风机检修周期经验、关键注意事项及频发故障清单,为方案优化提供参考。

3.2 强化转动设备检修专业化管理

新增非大修周期转子专项检查与修理项目,通过增加巡检频次和状态监测及时排查隐患;整合风机类精密转动设备检修策划,推行专业化检修模式,优选资质齐全的专业队伍承担修程;严格检修人员入厂审核,对资质、实操能力考核把关,不达标者立即更换,保障队伍专业水平。

3.3 加强转动设备保养与防护措施

按规范制定转动设备润滑计划,明确油型号、加注量及更换周期,确保关键部件润滑到位;强化防尘、防潮等防护措施,检修期间重点保养轴系、叶轮等部件,做好清洁、校验及成品保护;增加风机动叶活动频次,通过定期操作防止卡涩锈蚀,保障调节灵活性。

3.4 提升检修文件管理与质量管理水平

全面梳理完善三大风机检修文件包,结合技术标准与实操经验优化流程、工艺卡及验收标准;检修中明确各级技术管理人员职责,技术负责人抓方案审核、质量人员管监督验收、现场负责人控进度安全,形成协同管理机制,通过强化监督与复盘提升检修质量。

4 结语

针对一起 700 MW 超临界机组引风机异常振动

问题进行了分析,实施了一套系统性的综合治理方案。首先,通过对风机对轮进行精准找正并完成试运调试,确保设备连接部位的同轴度符合运行标准;其次,实施引风机振动频谱分析与动平衡试验,借助专业仪器监测振动数据并进行针对性校正,有效降低设备运行中的振动幅度;同时,推进引风机转子外送检修,对核心部件进行深度检测与修复。

经过上述综合治理,最终成功解决了引风机振动异常问题,保障了设备的稳定运行,并为类似问题的分析和处理提供了参考,也为提高该设备可靠性提出了建议。

参考文献:

- [1] 丁文兵.基于振动特征分析的动叶可调轴流式引风机故障诊断[J].电力设备管理,2025(09):164-166.
- [2] 杨建刚.旋转机械振动分析与工程应用[M].北京:中国电力出版社,2007.
- [3] 王凤良.600 MW 机组轴流引风机振动特性分析与故障诊断[J].电站系统工程,2016,32(04):39-41,45.
- [4] 段小云.引风机振动大的原因分析及治理[J].电力安全技术,2008,10(10):11-13.
- [5] 刘占辉,肖益,杨永翔.某动叶可调式送风机异常振动的故障诊断与处理[J].电站系统工程,2019,35(05):65-67.
- [6] 沮海东,李晓波,焦晓峰,等.超双级动叶可调轴流式引风机振动故障分析与处理[J].内蒙古电力技术,2016,34(04):89-91.
- [7] 陈华民,侯百荣.1000 MW 机组动叶可调轴流引风机振动分析及处理[J].风电技术,2015,57(02):91-94.
- [8] 何小锋.大容量机组轴流风机振动问题分析[J].热力发电,2017,46(01):129-132.
- [9] 张道,李昌昌,李建华,等.引风机轮毂积油对振动的影响与分析[J].河南电力,2025(增刊2):51-53.
- [10] 寇胜利.汽轮发电机组的振动及现场平衡[M].北京:中国电力出版社,2007.
- [11] 马思聪,应光耀,李卫军,等.630 MW 机组引风机异常振动分析与处理[J].电站系统工程,2021,37(05):23-26.
- [12] 沙德生,陈江.火电厂设备状态检修技术与管理[M].北京:中国电力出版社,2017.
- [13] 郭永峰.某 600 MW 机组引风机不稳定振动分析与治理[J].锅炉制造,2022(05):54-56.
- [14] 范振宇.B 锅炉引风机振动原因分析及对策[J].设备管理与维修,2022(02):62-64.