

高压导汽管流体激振治理方案与工程应用

杨福君

东方电气集团东方汽轮机有限公司 四川 德阳 618000

摘要:在现代火力发电厂中,管道系统的安全稳定运行是保障机组高效、可靠发电的关键。然而,部分300MW、600MW等级的大型火电机组在高负荷工况下,常出现高压导汽管异常振动的问题,尤其是在主调门阀序调整后,振动现象尤为突出。这种由流体激振引发的管道振动不仅会加速材料疲劳、缩短设备寿命,还可能诱发灾难性事故,严重威胁电厂的安全运行。本文以福建大唐国际宁德发电有限责任公司1#、2#机组为研究对象,通过现场勘察、振动数据采集与分析,深入探究了高压导汽管流体激振的成因。在此基础上,提出了一套以加装液压阻尼器及减震管夹为核心的综合治理方案,并详细阐述了其工作原理、设计选型及工程实施过程。治理后的振动测量结果表明,该方案效果显著,成功将管道最大振动速度从353mm/s降至14.4mm/s,远低于行业规范允许的峰值速度(33.6mm/s),有效解决了流体激振难题。本案例的成功实践,为同类型机组的管道振动治理提供了可借鉴的技术路径和工程经验,具有重要的推广价值。

关键词: 高压导汽管; 流体激振; 振动治理; 液压阻尼器; 减震管夹

引言

随着我国电力工业发展,大容量、高参数火电机组成为主力电源,但其动力管道系统,尤其是高压导汽管,因介质高温高压且结构复杂,易在特定工况下产生剧烈振动。该振动通常源于流体激振——高速蒸汽流经阀门、弯头等局部阻力元件时产生涡流脱落等非定常流动,形成周期性交变力作用于管壁;若交变力频率接近管道固有频率,则会引发共振,造成危害性异常振动。机组进行主调门阀序优化后,原有流场平衡被打破,更易诱发此类问题。传统治理思路侧重于改变管道固有频率(如修改走向、增加壁厚或刚性支撑),但对在役机组而言,该方法涉及大规模停机改造,周期长、成本高、风险大,难以推广。为此,本文以宁德电厂同类型机组高压导汽管振动治理为案例,系统介绍一种以被动式耗能装置为核心的流体激振治理技术,该方案施工便捷、成本可控、对原系统改动小,并对其工程应用效果进行全面评估。

1 高压导汽管振动的危害与成因分析

1.1 管道振动的危害性

管道振动绝非仅仅是噪音问题,其潜在的危害是全方位且深远的^[1]:(1)加速材料疲劳失效:持续的交变应力会使管道材料,尤其是焊缝、弯头等应力集中区域,发生低周或高周疲劳损伤,显著缩短其使用寿命。一旦疲劳裂纹扩展至临界尺寸,可能导致管道破裂,引发高温高压蒸汽泄漏,造成灾难性的人身伤亡和财产损失。(2)破坏阀门及附件功能:阀门作为管道系统中的

关键控制元件,其自身结构相对精密。剧烈的振动容易导致阀门紧固件松动、密封面磨损,进而引发内漏或外漏,甚至造成阀门控制失灵,严重影响机组的调节性能和安全。(3)危及支管与仪表安全:主管道的振动会通过管座、三通等连接部位传递至与其相连的疏水管、仪表管等小口径支管。这些支管通常柔性更大,更容易在共振下发生断裂,轻则导致测量信号失真、影响运行监控,重则因疏水不畅或仪表损坏而被迫停机。

1.2 宁德电厂高压导汽管振动现状

福建大唐国际宁德发电有限责任公司的1#、2#机组均为600MW等级,在运行过程中均出现了高负荷下高压导汽管的异常振动。通过对1#机组的现场宏观检查,发现以下典型特征:振动主要集中于1号至4号高压导汽管,其中3号管最为剧烈。主调门后第一个弯头处是振动最强烈的部位。存在弹簧吊架螺母脱落、立管保温层破损等次生损伤。与之相连的疏水管振动尤为剧烈,推测为主管道振动带动所致。管道系统本身存在连续弯曲、弯头较多、管线较长等特点,导致整体柔性偏大,自振频率分布较宽,为共振的发生创造了条件。

1.3 振动原因诊断

综合现场勘查、机组运行数据及管道布置图分析,判定此次振动的根本原因在于流体激振,具体可归结为以下几点:(1)阀序变更扰动流场:两台机组均曾对主调门的开启顺序(阀序)进行过调整。这一操作改变了蒸汽进入高压缸的流动路径和速度分布,使得流经阀门节流口和后续弯头时产生了更强的流动扰动,形成了新

的、强度更大的激振力源。(2)管道系统柔性过大:如前所述,管道设计上的连续弯曲和较长的管线长度,降低了系统的整体刚度,使其固有频率偏低且密集。这使得在宽频带的流体激振力作用下,极易找到与之耦合的固有频率,从而激发强烈的共振响应。(3)负荷依赖性:振动幅度随机组负荷的增加而显著增大,这与流体激振的特性完全吻合——负荷越高,蒸汽流量越大,流速越快,产生的扰动力也越强。

2 高压导气管治理前振动的测量

为了量化振动的严重程度,技术人员对1号、3号管的关键位置进行了振动测量^[2]。结果显示,在高负荷工况下,管道在气流方向(X向)和垂直方向(Y向)均存在显著振动:(1)3号导气管在气流方向(X)振动,立管振动速度,最大位移较水平管大,测量振动频率范围在6.3-15HZ;(2)3号导气管在垂直方向(Y)振动,测量振动频率范围3.5-5.3HZ(3)1号导气管在气流方向(X)振动,立管振动速度,最大位移较水平管大,测量振动频率范围在6.3-15HZ;(4)1号导气管在垂直方向(Y)振动,测量振动频率范围3.5-5.3HZ(5)#1机组高负荷运行下高压导气管振动最大速度为353mm/S。

3 流体激振治理方案设计

面对严峻的振动形势和传统改造方案的不可行性,项目团队决定采用一种更为灵活高效的策略——在不改变原有管道结构的前提下,通过加装外部耗能装置来吸收和耗散振动能量。经过多方论证,最终确定了以液压阻尼器配合专用减震管夹为核心的技术路线。

3.1 治理方案核心思想

该方案的核心在于利用液压阻尼器的“速度相关”特性。阻尼器在管道因热膨胀而产生的缓慢位移(低速运动)时,提供极小的阻力,几乎不影响管道的正常热位移;而当管道因流体激振而产生快速往复运动(高速运动)时,阻尼器内部的节流阀会迅速关闭,迫使液压油只能通过微小孔道流动,从而产生巨大的阻尼力,有效抑制振动。

3.2 具体实施方案

根据华中电力试验研究院的测量数据和建议,由东方汽轮机有限公司与德阳东方阿贝勒管道系统有限公司联合制定了详细的治理方案:(1)阻尼装置布置:针对振动最为剧烈的1号、3号管,每根管道安装5套阻尼装置;振动相对较轻的2号、4号管,则各安装1套。单台机组共计安装12套阻尼装置。1#、2#机组因结构相同,采用完全一致的安装方案。(2)支吊架状态恢复:对现场检查中发现的1号、3号弹簧支吊架欠载、螺帽缺失、螺

杆倾斜等问题,由厂家指导进行修复和调整,确保所有支吊架处于正常工作状态,为阻尼器的有效工作提供基础保障。如图1图2所示



图1: 2、4号管阻尼器安装位置及类型示意图

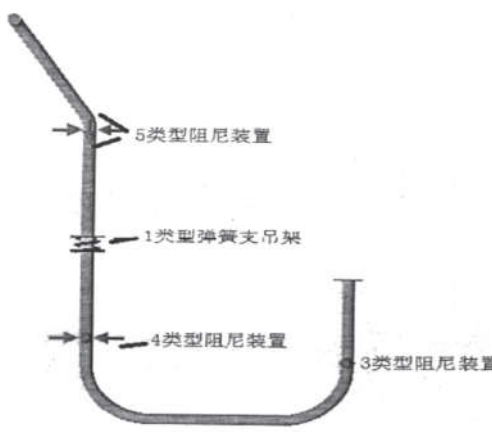


图2: 1、3号管阻尼器安装位置及类型示意图

3.3 关键设备选型与参数

方案的成功实施高度依赖于阻尼器的精准选型。所选用的YZN系列液压阻尼器及其配套的减震管夹,其关键参数如下表1所示:

表1: 液压阻尼器主要技术参数

设备类型	型号	额定荷载(N)	工作荷载(N)	额定行程(mm)	工作行程(mm)	位移方向
液压阻尼器	YZN63S-375B/x	46900	35000	310	97	←→
液压阻尼器	YZN63S-250B/x	79800	35000	205	48	←→
液压阻尼器	YZN63S-125B/x	79800	35000	100	41	←→

同时,对相关的弹簧支吊架也进行了参数复核,确保其能够与新增的阻尼系统协同工作。

3.4 液压阻尼器工作原理详述

液压阻尼器主要由压力油缸、蓄能油箱和精密阀体三部分构成^[3]。其阀体内部集成了两个提升阀和两个节流阀。(1)慢速运动(热位移):当管道因温度变化而缓慢移动时,活塞杆以低于设定“闭锁速度”的速率运动。此时,油缸内的液压油可以顺畅地通过提升阀流入或流出油箱,整个过程阻力极小(通常小于额定载荷的1%),保证了管道自由热胀冷缩的需求。(2)快速运动(振动冲击):当管道因流体激振而快速往复运动时,

活塞杆速度超过闭锁速度,提升阀在液压力作用下迅速关闭。液压油被迫改道,只能通过预先调定好开度的节流阀小孔进行流动。这个过程产生了与运动速度平方成

正比的巨大阻尼力,从而将振动动能高效地转化为热能耗散掉,达到抑制振动的目的。如图3所示

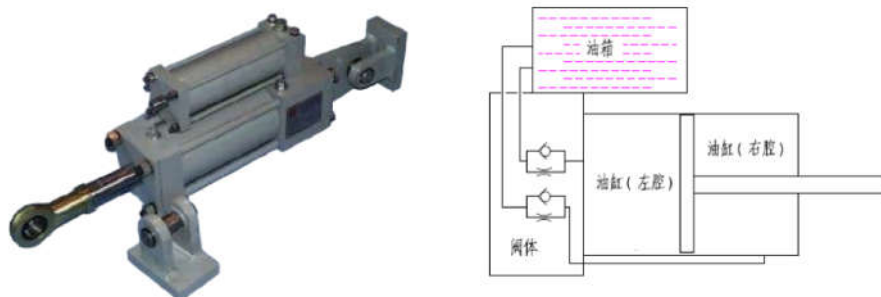


图3: 液压阻尼器

4 治理效果评估与验证

为科学、客观地评价治理效果,项目团队在阻尼装置安装完毕后,再次对1#、2#机组的高压导汽管进行了全面的振动测试。

4.1 治理后振动测量数据

在不同负荷工况下,对各管道的关键测点进行了振动速度和振幅的测量。数据显示,所有测点的振动水平均得到了显著改善。全系统最大振动速度仅为14.4mm/s,出现在2号管的某个测点,相较于治理前的353mm/s,降幅高达96%。

4.2 振动安全性评判标准

为判断14.4mm/s的振动速度是否在安全范围内,需依据相关行业规范进行评判。本文参照了《DL/T 292-2011 火力发电厂汽管道振动控制导则》及《ASME BPVC Sec III》的相关要求。根据导则附录B提供的峰值速度判据,允许的峰值速度(V_{allow}^{peak})可通过以下公式计算:

$$V_{allow}^{peak} = C_1 C_4 \beta S_{el} \div C_3 C_5 \alpha C_2 K_2$$

其中,各修正系数取保守值以确保安全裕度:

β (转换系数) = 13.4 mm/s

C_1 (集中质量修正) = 0.15

C_4 (端部条件修正) = 0.7

$C_2 K_2$ (应力指数) = 4

C_3 (介质与保温修正) = 1.5

C_5 (保温层质量修正) = 1

对于P92材质的管道,在600℃工作温度下,其 1×10^6 次循环下的交变应力 S_A 为232.85MPa,故 $S_{el} = 0.8 * S_A = 186.3$ MPa。

将上述数值代入公式,计算得出保守的允许峰值速度 $V_{allow}^{peak} = 33.6$ mm/s。

4.3 效果对比与结论

将治理前后的实测最大振动速度与允许值进行对比:

治理前最大速度: 353 mm/s

允许峰值速度: 33.6 mm/s

治理后最大速度: 14.4 mm/s

显然,治理前速度(353) >> 允许速度(33.6) > 治理后速度(14.4)。这组数据清晰地表明,治理前的振动状况已处于极度危险的状态,而治理后的振动水平不仅远低于安全限值,且留有充足的裕度,完全满足长期安全稳定运行的要求。

5 结语

通过对福建大唐宁德发电公司1#、2#机组高压导汽管流体激振的成功治理,得出以下结论:精准诊断是前提,经现场勘查与数据测量,锁定振动根源为阀序变更引发的流体激振,管道系统柔性过大是易于共振的内在原因。创新方案是关键,摒弃传统高成本改造,采用液压阻尼器与减震管夹组合方案,利用阻尼器速度敏感特性,在不妨碍热位移的同时高效耗散振动能量。工程效果显著,治理后最大振动速度从353mm/s降至14.4mm/s,降幅达96%,远低于行业安全限值(33.6mm/s),彻底消除隐患。该方案施工简便、周期短、造价低、效果好,对国内300MW、600MW等级火电机组同类问题具有重要推广价值。综上所述,采用液压阻尼器被动控制是治理高压导汽管流体激振的有效策略,为提升火电机组安全运行水平提供了宝贵经验。

参考文献

- [1] DL/T 292-2011, 火力发电厂汽管道振动控制导则[S].
- [2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III[S].
- [3] YZN型液压阻尼器使用说明书[Z].