

## 特高压换流站调相机管道异常振动分析及减振研究

万瑜 金传领

(江苏方天电力技术有限公司, 南京 211102)

**摘要:** 大型同步调相机配套管道异常振动问题, 不仅会降低管道的使用寿命, 还会影响调相机润滑油和冷却液的供应, 严重时甚至会造成重大安全事故, 危害电力系统的稳定性。以某特高压换流站的同步调相机润滑油供油管道为研究对象, 使用现场测量、流固耦合和谐响应分析等多种方法, 研究了管道振动的产生原因和机制。结果表明, 由调相机本身产生的周期性激振力是管道振动的主要原因。进一步提出基于调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper, TMD)的管道减振措施, 试验和仿真数据表明, 在润滑油供油管道系统4和5、6和7支吊架中间位置各安装一个TMD, 减振效果最佳, 可将该管系的振动加速度降低90%以上, 具有良好的减振效果。

**关键词:** 同步调相机; 管道振动; 流固耦合; 谐响应分析; 调谐质量阻尼器

**中图分类号:** TH113 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.05.008

## 0 引言

大功率的同步调相机具有良好的瞬时动态无功响应特性, 可改善可再生能源的消纳效果, 提高电网强度, 是我国构建新型能源系统的重要关键设备<sup>[1-2]</sup>。其中, 以调相机转子轴承输油管道、调相机冷却管道为代表的配套管线设施对调相机的正常、安全、高效工作发挥着重要作用, 能及时补充润滑油和冷却液, 避免调相机内部发生过热变形或异常磨损。但是, 由于外部间歇性激振源<sup>[3]</sup>或液体压力脉动等交变载荷<sup>[4]</sup>作用, 管道异常振动情况时有发生, 是调相机安全稳定运行的重大隐患。因此, 有必要探索管道异常振动的原因及机制, 并提出相应减振措施。

关于管道振动的原因和机制, 许多学者从基础理论和试验设计等角度进行了研究探索。赵杰等<sup>[5]</sup>基于气固耦合方法对往复压缩机管路进行分析, 结果表明, 当管道工况处于高压和超高压时, 流固耦合作用是不可以忽略的。袁嘉瑞等<sup>[6]</sup>以微曲输流管道为研究对象, 建立了基于Timoshenko梁理论<sup>[7]</sup>的管道横向振动动力学模型, 结果表明, 管道内流体的流速和管道弯度对管道振动的固有频率有显著影响。张建伟等<sup>[8]</sup>利用饱和关联理论和最大Lyapunov系数等指标, 对泵站管道振动响应进行分析与验证, 发现水流的湍流脉动是管道产生混沌特性的主要原因, 而泵自身的振动则增加了管道振动的不确定性。刘明俊等<sup>[9]</sup>基于Hamilton理论对刚柔混合输流管的振动稳定性进行了

研究, 分析了刚性管道长度和质量比对管道失稳振型和临界流速的影响。综上所述, 管道中的流体介质耦合作用<sup>[10-11]</sup>和与管道连接的激振源往往是管道异常振动的主要原因。

根据管道的振动机制可以制定相应的减振策略。袁伟等<sup>[12]</sup>设计了刚度调节减振装置, 用来降低往复压缩机管道的异常振动。晁家明等<sup>[13]</sup>通过增加管夹的方法来改变管道的固有频率, 降低共振引起的氢气压缩机管道振动。庄秋阳等<sup>[14]</sup>基于声学黑洞理论开发了一种能够应用在管道结构上的置环状螺旋式减振器, 具有良好的波聚集特性, 能够对振动范围为20~5 000 Hz的异常振动进行抑制。何小锋等<sup>[15]</sup>对水泵汽轮机的交流油泵振动超标情况进行研究, 并提出增加结构支撑刚度, 避开共振区间的治理策略。

本研究针对某特高压换流站调相机关键管道设施的异常振动现象, 运用了现场测量和数值模拟等多种方法, 找到管道振动的主要原因并给出相应减振措施; 最后, 以数值仿真和试验对比的方法来验证可行性, 从而为电力设施中关键管线设备的振动治理和安全运行提供重要参考。

## 1 管道建模

使用三维建模软件建立同步调相机润滑油供油管道模型[图1(a)], 调相机润滑油供油管进口端连接油箱供油口[图1(b)], 出口端连接调相机出线端和非出线端轴承座, 由材质06Cr19Ni10、规格OD140 mm×

收稿日期: 2023-08-21 修回日期: 2023-09-29

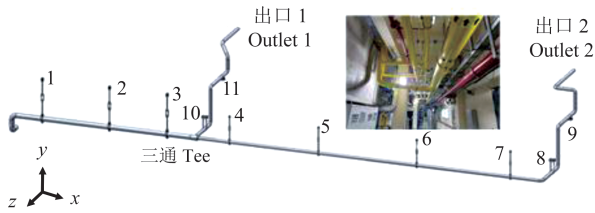
基金项目: 江苏方天电力技术有限公司科技项目(KJ202105)

作者简介: 万瑜, 男, 1985年生, 重庆人, 硕士, 高级工程师; 主要研究方向为电力系统失效分析与结构分析; E-mail: wanyujs@163.com。

引用格式: 万瑜, 金传领. 特高压换流站调相机管道异常振动分析及减振研究[J]. 机械强度, 2025, 47(5):63-70.

WAN Yu, JIN Chuanling. Analysis and vibration reduction study of abnormal vibration in the pipeline of ultra-high voltage converter station synchronous condenser[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(5):63-70.

6 mm的母管和OD89 mm×6 mm的支管构成。管道直段总长约32.5 m,采用13个弯头和1个异径三通连接,由11个上、下方向支吊架支撑。



(a) 管道建模  
(a) Pipeline modelling



(b) 集装箱  
(b) Container tank

图1 调相机管道系统

Fig. 1 Pipeline system of the synchronous condenser

## 2 计算及分析

### 2.1 现场测量

对于运行中的调相机管道而言,振动评估首先应该现场测量振源激振力的大小和管道振动响应的幅、频特征,其次需要分析管道的系统固有频率是否与激振力频率重合。

由于调相机管道为弱磁性材质,所以将传感器以磁座吸附的方式安装在与不锈钢管道刚性连接的管夹上,如图2所示。管夹上的振动是由管道振动通过与外壁面直接接触的方式传递而来的,这个传递过程可能会引入一些能量损耗或频率变化,同时,支吊架也可能对管夹的振动产生一定的影响,因此,直接在管道上进行测量存在一定误差。但是,因为管夹跟管道属于刚性连接,且测点处的管夹通常采用弹性吊架,其主要作用是承受管道的自重,在水平方向( $X$ 和 $Z$ 方向)上的运动约束能力有限,所以由管道到管夹振动传递引起的振动误差相对较小。考虑到减少维护难度和时间成本,这种方法在实际工程中是可以接受的。

从管道结构来看,沿管道轴线方向具有较大的刚度,因此在每个测点布置与管道轴线垂直的两个方向的传感器。



图2 现场振动测试图

Fig. 2 Field vibration test diagram

采用VT9285B型传感器系统进行接触式振动测量,探头的型号为VIB6.195,具体参数为 $5.35 \mu\text{A}/(\text{ms}^{-2})$ 和0.1~10 kHz。利用变送器将探头的电信号进行放大和转换,再基于手持式Cxy VM-9511型动态频谱分析仪对振动时域信号进行频谱分析,直接读取振动信号的主频与最大振动速度幅值。

以测点4的 $Z$ 方向和测点3的 $Y$ 方向为例,给出对应的时域振动数据和频谱分析结果,如图3所示。由于振动速度是矢量,所以需关注方向的影响。由表1可以看出,整个管系所有测点 $Y$ 方向振动最大值为16.5 mm/s; $X$ 方向振动值为29.7 mm/s,出现在8号吊架处, $Z$ 方向的振动值远大于 $X$ 和 $Y$ 方向,在两支管间的水平管段出现了多个极大值,最大值277 mm/s出现在三通后的4号吊架处;这一振动速度远远超过DL/T 292—2021<sup>[16]</sup>的规定数值。

### 2.2 流固耦合

管道中高压高速润滑油对管道内壁的冲击作用可能是造成管道振动异常的原因之一。本研究中首先使用流固耦合方法对管道的振动情况进行分析。

管道内部润滑油的运动特征如图4所示。标准工况下润滑油主管压力为0.44 MPa,出口端油压为0.183 MPa,非出口端油压为0.175 MPa。采用 $k$ - $e$ 湍流模型求解,假设冷却剂为不可压缩流体,管壁为无滑移壁面。

由图4可以看出,润滑油在压力下从进口流向两个出口。流体在三通和弯管处产生涡流,造成管道内壁压力分布不均匀。用管壁上流体的压力数据定义结构力学分析的边界约束,得到管道在润滑油作用下的力学响应,如图5所示。

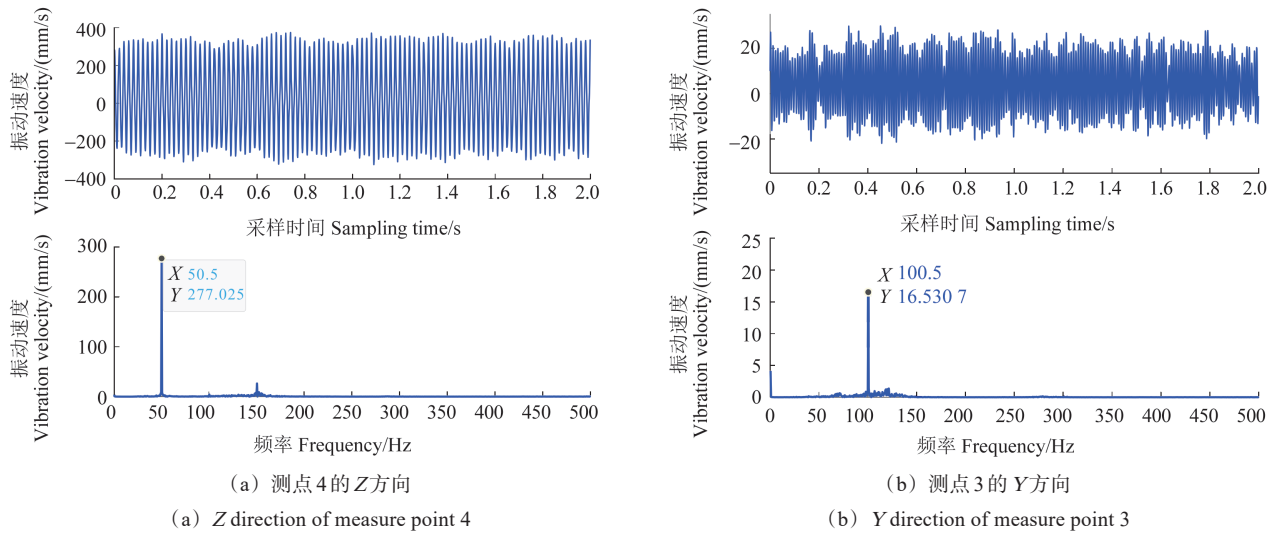


图 3 时域振动数据和频谱分析

Fig. 3 Time-domain vibration data and spectrum analysis

表 1 润滑油供油管振动测试结果

Tab. 1 Vibration test results of the lubricating oil inlet pipe

测点 Measure point	1		2		3		4	
位置 Location	1号吊架 Hanging bracket 1		3号吊架 Hanging bracket 3		三通 Tee		4号吊架 Hanging bracket 4	
方向 Direction	Y	Z	Y	Z	Y	Z	Y	Z
幅值 Amplitude/(mm/s)	7.2	108	16.5	105	4.7	127	8.1	277
频率 Frequency/Hz	50	50	100	50	50	50	50	50
测点 Measure point	5		6		7		8	
位置 Location	5号吊架 Hanging bracket 5		6号吊架 Hanging bracket 6		7号吊架 Hanging bracket 7		8号吊架 Hanging bracket 8	
方向 Direction	Y	Z	Y	Z	Y	Z	X	Y
幅值 Amplitude/(mm/s)	9.5	179	8.3	180	8.6	176.6	29.7	6.4
频率 Frequency/Hz	50	50	50	50	100	50	50	100

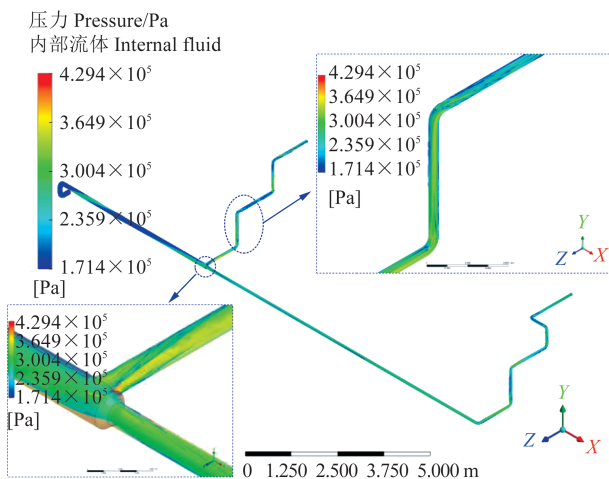


图 4 管道内流体运动特征

Fig. 4 Fluid movement characteristic in the pipeline

由图 5 可以看出,管道的最大变形位于线框中的弯管部位,最大变形量为 0.12 mm。直管部分振动变形较小,不足 0.08 mm。

由于管道实测的振动频率在 50 Hz 左右,所以流固

耦合作用造成的管道最大振动速度约为 37.7 mm/s。

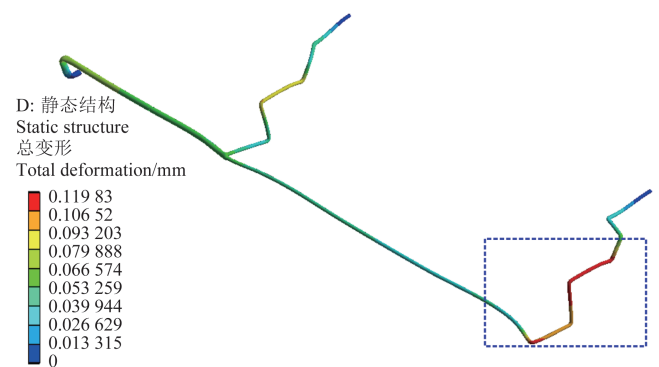


图 5 管道的流固耦合分析

Fig. 5 Fluid-structure coupling analysis of the pipeline

### 2.3 同步调相机轴承润滑油供油管谐波响应分析

谐波响应分析是研究结构在承受按简谐规律变化载荷时稳态响应的有效方法。在经典力学理论中,物体的动力学方程为

$$Mx'' + Cx' + Kx = F(t) \quad (1)$$

式中,  $M$  为质量矩阵;  $C$  为阻尼矩阵;  $K$  为刚度矩阵;  $x$

为位移矢量;  $F(t)$  为力矢量;  $\dot{x}$  为速度矢量;  $\ddot{x}$  为加速度矢量。在谐响应分析<sup>[17]</sup>中,力矢量表示为

$$F = F_0 \cos \omega t \quad (2)$$

为了研究激振源对同步调相机润滑油供油管振动特性的影响,将调相机的轴振动位移作为管道的激振源位移。针对该管路系统进行谐响应分析,其上支吊架的位置如图 1(a)中 1~11 标记所示。根据支吊架的不同类型,将支吊架对管道系统的约束按 X、Y、Z 这 3 个方向的位移限制进行合理的简化,具体结果如表 2 所示。

表 2 支吊架约束简化

Tab. 2 Constraint simplification of supports and hangers

约束方向 Constraint direction	1、3、4、5、6、7、10	2	8、9、11
X	×	×	√
Y	√	√	√
Z	×	√	×

注:表中“√”表示该支吊架所约束的方向,“×”表示该支吊架未约束的方向。Note:“√” in the table indicates the direction constrained by the support hanger, and “×” indicates the direction unconstrained by the support hanger.

调相机轴振异常的报警值为 0.125 mm,正常情况下轴振动位移远低于 0.125 mm。取调相机润滑油供油管出线端和非出线端接口处 X、Y 方向的强迫位移 0.125、0.105、0.085、0.065 mm,来模拟管道受到的强迫位移,振动频率为 50 Hz,管道阻尼比系数取 0.004 5,进行谐响应分析计算。管路系统的振动位移、振动速度、振动加速度结果汇总如表 3 所示。

表 3 润滑油供油管谐响应分析结果汇总

Tab. 3 Summary of harmonic response analysis results of the lubricating oil supply tubing

振源位移 Vibration source displacement/ mm	振动位移 Vibration displacement/ mm	振动速度 Vibration velocity/ (mm/s)	振动加速度 Vibration acceleration/ (m/s <sup>2</sup> )
0.065	0.286	89.933	28.253
0.085	0.374	117.600	36.947
0.105	0.462	145.280	45.640
0.125	0.551	172.95	55.333

由上述谐响应分析得出,润滑油供油管道系统的振动响应与激振源的最大位移成正相关,振动位移、振动速度、振动加速度都随着激振位移的增大而增大。

图 6 为润滑油供油管出线端和非出线端接口处 X、Y 方向的强迫位移为 0.125 mm 时管路系统的振动位移、振动速度、振动加速度分布云图。

由图 6 可知,当调相机轴承的振动位移达到 0.125 mm 时,轴承润滑油供油管支吊架 4 和 5、6 和 7

之间的管道发生了较为明显的振动,方向以 Z 方向为主,最大振动速度为 172.95 mm/s。

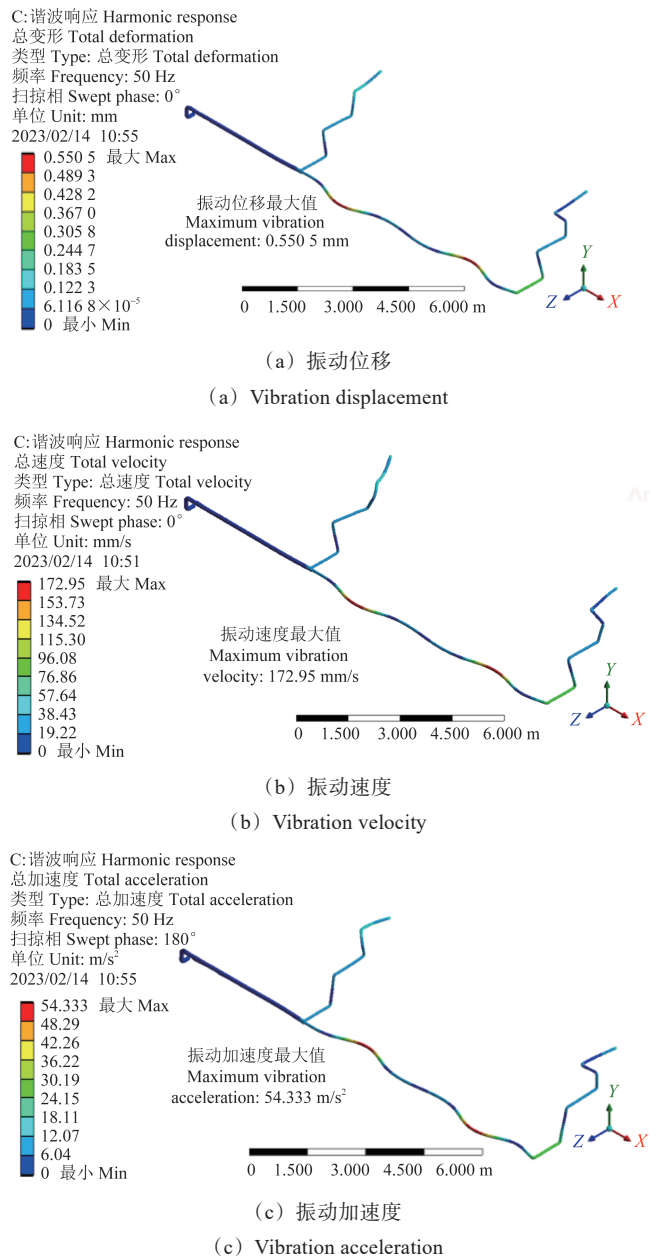


图 6 轴承润滑油供油管谐响应分析

Fig. 6 Harmonic response analysis of bearing lubricating oil supply tubing

以调相机正常运行时的轴承振动位移数据 0.065 mm 为激振源参数,得到润滑油供油管振动速度 89.933 mm/s,依然远高于由流固耦合所引起的振动速度。由此可见,激振源振动是造成调相机润滑油供油管异常振动的主要原因。

### 3 调谐质量阻尼器减振

#### 3.1 调谐质量阻尼器模型及参数

调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper, TMD)<sup>[18-19]</sup>通常作为 1 个子系统与待减振的主系统耦合,共同组成 1 个二自由度振动系统。在工作时通过调整子系统

TMD的振动参数来改变整个系统的振动特性,以达到减振的目的。本文所提及的TMD如图7所示,主要由钢球、阻尼球、连杆、刚度调节杆、第1弹簧、第2弹簧、底板、顶板、套筒、箱体等部件组成。

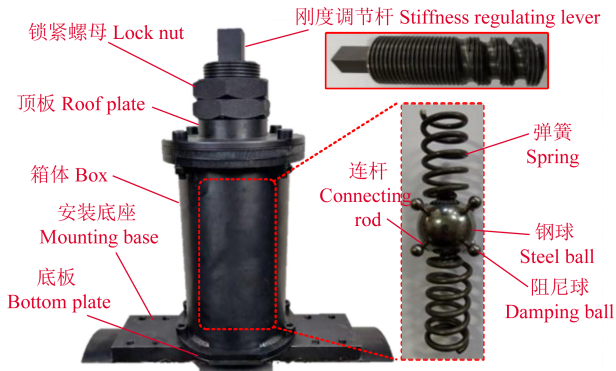


图7 TMD结构示意图

Fig. 7 TMD structure diagram

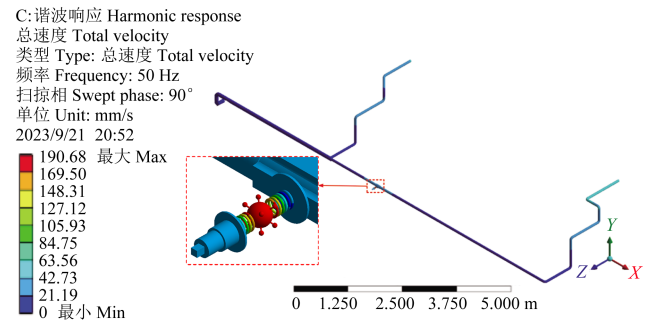
### 3.2 同步调相机润滑油供油管道减振效果分析

采用与第2.3节中的谐响应分析相同的边界条件,对安装TMD的调相机润滑油供油管道系统进行谐响应分析。预定的减振器安装方式有3种:方式一,在支吊架4和5中间位置安装1个TMD;方式二,在支吊架6和7中间位置安装1个TMD;方式三,支吊架4和5、6和7中间位置处各安装1个TMD。当激振源强迫位移为0.125 mm时,3种不同减振方式所对应的振动速度分布云图如图8所示。由图8可知,在受到激振源激励的管道TMD系统中,TMD将管道的部分振动能量转化为钢球动能和弹簧势能,使得支吊架4和5、6和7中间管道的振动得到了明显的降低。

按照表3中的激振源位移,依次对上述3种减振器安装方式进行谐响应分析,并与未安装TMD的情况进行对比,结果如图9所示。在方式一中,当激振源强迫位移为0.125 mm时,吊架4和5之间管段振动速度降低了87.07%,吊架6和7之间管段振动速度降低了94.23%。对于减振方式二,该管道受到激振源强迫位移为0.125 mm时,吊架4和5之间管段振动速度降低了89.12%,吊架6和7之间管段振动速度降低了87.85%。在方式三中,激振源强迫位移为0.125 mm时,吊架4和5之间管段的振动速度降低了90.92%,吊架6和7之间管段的振动速度降低了95.41%。由此可以看出,当激振源强迫位移降低至0.065、0.085、0.105 mm时,方式三依然表现出最好的减振效果。

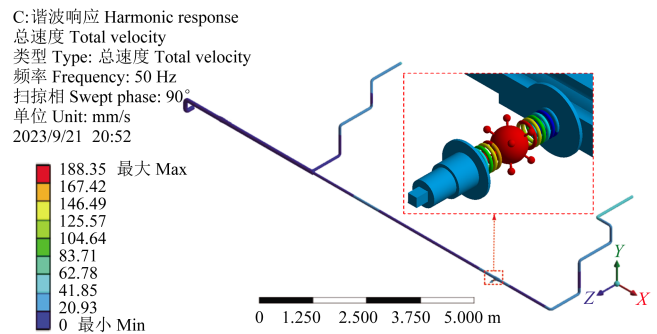
考虑将TMD安装在离激振源更近的两个短管位置,仿真结果如图10所示。与上述3种减振方式相比,在离激振源更近的两个支管位置安装TMD后,虽然能

对管道振动起到一定的抑制作用,但支吊架4和5、6和7之间管段的振动速度仍保持在134.89 mm/s以上,其减振效果差于上述预定的3种减振方式。同时,TMD过于靠近调相机,会造成一定的安全隐患,运行、维护、安装人员靠近运行中的调相机也存在安全风险。



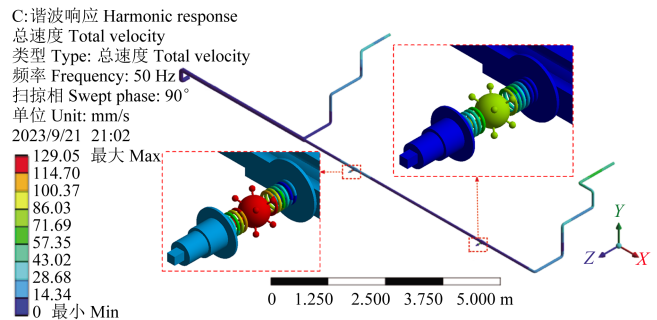
(a) 方式一

(a) Mode 1



(b) 方式二

(b) Mode 2



(c) 方式三

(c) Mode 3

图8 3种减振方式振动速度

Fig. 8 Vibration velocity of three vibration reduction modes

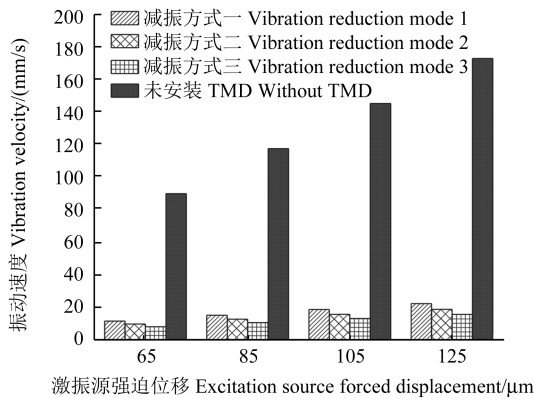
综上所述,采用减振方式三,可以将同步调相机润滑油供油管道支吊架4和5、6和7中间位置管道的振动速度分别降至15.7、7.7 mm/s,这显然低于国内电力行业标准DL/T 292—2021给出的不锈钢管道振动速度允许值21.3 mm/s,可以认为是一种有效的减振方式。

### 3.3 TMD减振效果试验验证

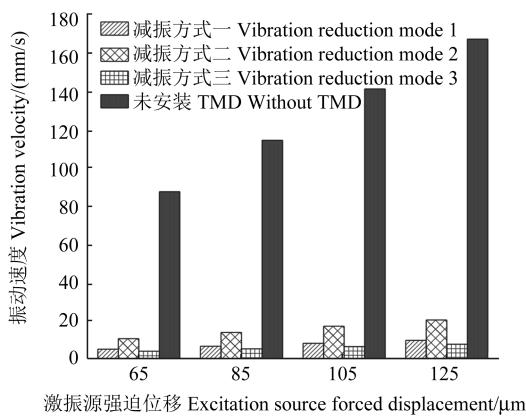
为了验证TMD的减振效果,选取与同步调相机润滑油供油管道4号和5号支吊架之间的管段相同长度

和管径的管道作为试验对象,搭建图 11 所示的管道振动试验台<sup>[20]</sup>,进行试验。

用敲击法(图 12)测试管道系统的固有频率,结果如图 13 所示,1 阶主频为 50 Hz,这一结果与表 1 中的管道振动测试主频参数相同,能更好地模拟实际工况。



(a) 吊架 4 和 5 之间管段  
(a) Pipe section between hanger 4 and 5



(b) 吊架 6 和 7 之间管段  
(b) Pipe section between hanger 6 and 7

图 9 3 种不同减振方式对比

Fig. 9 Comparison of three different vibration reduction modes

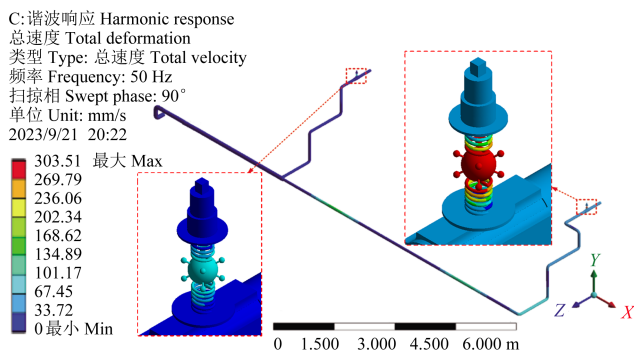


图 10 TMD 靠近激振源效果

Fig. 10 Effect of TMD near the excitation source

为模拟调相机工作时对管道系统施加的激振力,选择 50 Hz 的定频正弦信号作为激振器的输入信号来激励实验管道,具体的试验设备参数,如表 4 所示。对管道系统安装 TMD 前后的振动速度幅值进行对比分析,如图 14 所示。

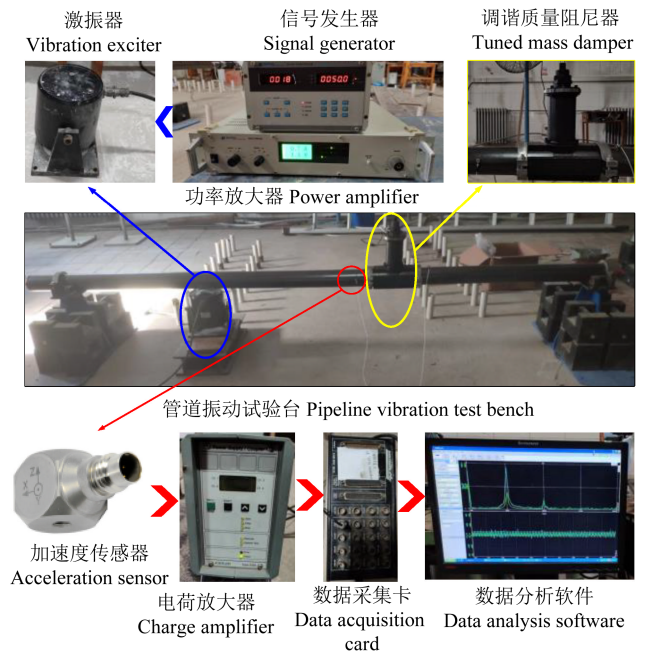


图 11 管道振动试验台

Fig. 11 Test bench of the pipeline vibration

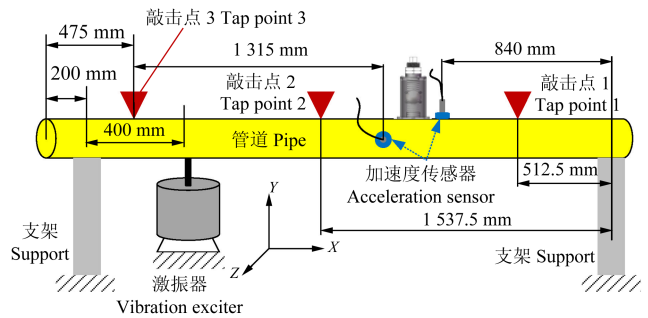
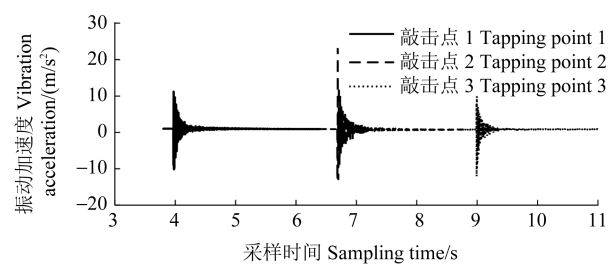


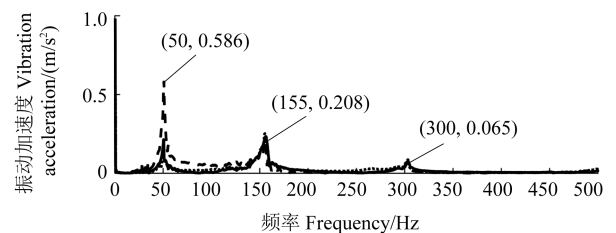
图 12 管道模态测试示意图

Fig. 12 Schematic diagram of the pipeline modal test



(a) 敲击点振动加速度时域响应

(a) Time-domain response of vibration acceleration at tapping points



(b) 振动加速度频谱分析

(b) Spectral analysis of vibration acceleration

图 13 管道系统模态测试结果

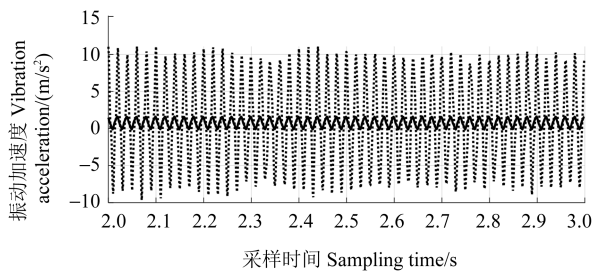
Fig. 13 Modal test results of the pipeline system

由图 14 可知,激振频率为 50 Hz 时,未安装 TMD 的管道振动加速度幅值为  $7.9592 \text{ m/s}^2$ ,当安装 TMD 后管道振动加速度幅值为  $0.7666 \text{ m/s}^2$ ,安装 TMD 后管道系统在 Y 方向振动加速度降低 96.32%,起到了很好的振动抑制效果。

表 4 激振系统设备参数

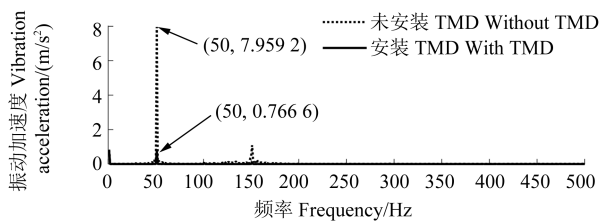
Tab. 4 Equipment parameter of the excitation system

扫频信号发生器 Swept signal generator		功率放大器 Power amplifier		
电压 Voltage/mV	频率 Frequency/Hz	电压 Voltage/V	电流 Electricity/A	增益 Gain/dB
28	50	2.7	1.6	40



(a) 振动加速度时域响应

(a) Time-domain response of vibration acceleration



(b) 振动加速度频谱分析

(b) Spectral analysis of vibration acceleration

图 14 激振力频率为 50 Hz 时的减振效果对比

Fig. 14 Comparison of vibration reduction effects when the exciting force frequency is 50 Hz

## 4 结论

通过现场测量、模拟仿真和试验研究等多种方法对调相机管道异常振动现象发生的原因和减振策略进行研究,得出以下结论:

1) 对调相机润滑油供油管道进行了流固耦合和谱响应分析,对比了管道内流体应力和调相机激振源对管道振动的影响。结果表明,管道端部的激振源为管道异常振动的主要原因,在支吊架 4 和 5、6 和 7 中间位置振动最明显,且以 Z 方向的振动为主。

2) 仿真数据表明,在同步调相机润滑油供油管的 4 和 5、6 和 7 支吊架中间位置各安装一个 TMD 的减振效果最佳,可将该管道系统的振动加速度降低 90% 以上。

3) 通过试验对比,发现仿真结果与试验结果吻合较好。基于 TMD 的管道减振措施效果明显,在调相机

管道治理中有较高的工程应用价值。

## 参考文献(References)

- [1] 赵天骐,李秉芳,杨松浩,等. 新能源场站分布式同步调相机暂态功角稳定性影响因素分析[J]. 电力系统自动化,2023,47(6): 114-122.  
ZHAO Tianqi, LI Bingfang, YANG Songhao, et al. Analysis on influence factors for transient rotor-angle stability of distributed synchronous condensers in renewable energy stations[J]. Automation of Electric Power Systems, 2023, 47(6): 114-122. (In Chinese)
- [2] 曹桂州,陈二强,范轩杰,等. 同步调相机极限工况下典型磁场不对称故障安全风险[J]. 中国电力,2023,56(2):45-52.  
CAO Guizhou, CHEN Erqiang, FAN Xuanjie, et al. Safety risk of synchronous condenser with typical asymmetric magnetic field faults under extreme operating conditions[J]. Electric Power, 2023, 56(2): 45-52. (In Chinese)
- [3] 禹贵成,严映华,黎明,等. 往复压缩机缓冲罐振动分析与控制[J]. 噪声与振动控制,2022,42(4):251-255.  
YU Guicheng, YAN Yinghua, LI Ming, et al. Vibration analysis and control of buffer tanks of reciprocating compressors[J]. Noise and Vibration Control, 2022, 42(4): 251-255. (In Chinese)
- [4] 刘恩斌,廉殿鹏,苏中亚,等. 天然气气站管道异常振动及减振措施研究[J]. 中国安全生产科学技术,2021,17(9):39-44.  
LIU Enbin, LIAN Dianpeng, SU Zhongya, et al. Research on abnormal vibration and vibration reduction measures of pipelines in natural gas compressor station[J]. Journal of Safety Science and Technology, 2021, 17(9): 39-44. (In Chinese)
- [5] 赵杰,姚冉,王雯昕,等. 往复压缩机管路系统气固耦合振动特性研究[J]. 流体机械,2021,49(12):78-85.  
ZHAO Jie, YAO Ran, WANG Wenxin, et al. Study on gas-solid coupling vibration characteristics of reciprocating compressor pipeline system[J]. Fluid Machinery, 2021, 49(12): 78-85. (In Chinese)
- [6] 袁嘉瑞,丁虎,陈立群. 微曲输流管道振动固有频率分析与仿真[J]. 应用数学和力学,2022,43(7):719-726.  
YUAN Jiarui, DING Hu, CHEN Liqun. Analysis and simulation of natural frequencies of slightly curved pipes[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2022, 43(7): 719-726. (In Chinese)
- [7] TAN X, DING H, SUN J Q, et al. Primary and super-harmonic resonances of Timoshenko pipes conveying high-speed fluid[J]. Ocean Engineering, 2020, 203: 107258.
- [8] 张建伟,张翌娜,程梦然,等. 过流条件下泵站管道振动响应混沌特性分析[J]. 振动与冲击,2022,41(2):290-296.  
ZHANG Jianwei, ZHANG Yina, CHENG Mengran, et al. Chaotic characteristic analysis of the vibration responses of pumping station pipelines under overflow conditions[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022, 41(2): 290-296. (In Chinese)
- [9] 刘明俊,张振久,杨显清,等. 刚柔混合输流管的流致振动稳定性研究[J]. 机械强度,2023,45(3):548-554.  
LIU Mingjun, ZHANG Zhenjiu, YANG Xianqing, et al. Stability research of flow-induced vibration of hybrid rigid-flexible pipe conveying fluid[J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(3): 548-554. (In Chinese)

- [10] ALIABADI H K, AHMADI A, KERAMAT A. Frequency response of water hammer with fluid-structure interaction in a viscoelastic pipe [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 144: 106848.
- [11] TIJSSELING A S. An overview of fluid-structure interaction experiments in single-elbow pipe systems [J]. *Journal of Zhejiang University-Science A*, 2019, 20(4): 233-242.
- [12] 袁伟, 孙亮, 赵杰, 等. 往复压缩机管系刚度控制减振技术及其应用[J]. *振动、测试与诊断*, 2022, 42(4): 777-783.  
YUAN Wei, SUN Liang, ZHAO Jie, et al. Stiffness control vibration reduction technology of reciprocating compressor piping system and its application [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2022, 42(4): 777-783. (In Chinese)
- [13] 晁家明, 余小玲, 王子华, 等. 氢气压缩机管路振动原因及治理方案[J]. *油气储运*, 2023, 42(8): 952-960.  
CHAO Jiaming, YU Xiaoling, WANG Zihua, et al. Causes and control measures for vibration of hydrogen compressor pipeline [J]. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 2023, 42(8): 952-960. (In Chinese)
- [14] 庄秋阳, 季宏丽, 邹宇琪, 等. 基于环状螺旋声学黑洞的管道结构振动抑制研究[J]. *振动工程学报*, 2024, 37(9): 1501-1512.  
ZHUANG Qiuyang, JI Hongli, ZOU Yuqi, et al. Vibration suppression of pipeline structure based on circular spiral acoustic black hole [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2024, 37(9): 1501-1512. (In Chinese)
- [15] 何小锋, 刘晓峰, 卢修连, 等. 润滑油交流油泵振动问题分析及治理[J]. *中国电力*, 2020, 53(1): 169-176.  
HE Xiaofeng, LIU Xiaofeng, LU Xiulian, et al. Analysis and treatment of the vibration problem of AC lubricating oil pump [J]. *Electric Power*, 2020, 53(1): 169-176. (In Chinese)
- [16] 电力行业电站金属材料标准化技术委员会. 火力发电厂汽水管道振动测试与评估技术导则: DL/T 292—2021[S]. 北京: 中国电力出版社, 2021: 1-20.  
Power Plant Metal Materials Standardization Technical Committee. Technical guide for vibration testing and evaluation of steam-water pipes in power plants: DL/T 292—2021 [S]. Beijing: China Electric Power Press, 2021: 1-20. (In Chinese)
- [17] ZHANG Y F, LIU T, ZHANG W. Nonlinear resonant responses, mode interactions, and multitime periodic and chaotic oscillations of a cantilevered pipe conveying pulsating fluid under external harmonic force [J]. *Complexity*, 2020: 9840860.
- [18] BI K M, HAO H. Using pipe-in-pipe systems for subsea pipeline vibration control [J]. *Engineering Structures*, 2016, 109: 75-84.
- [19] KWAG S, EEM S, KWAK J, et al. Mitigation of seismic responses of actual nuclear piping by a newly developed tuned mass damper device [J]. *Nuclear Engineering and Technology*, 2021, 53(8): 2728-2745.
- [20] KWAG S, EEM S, KWAK J, et al. Experimental study on seismic responses of tuned mass damper-applied real-scale piping system via shaking table tests [J]. *Structures*, 2023, 50: 1625-1652.

## Analysis and vibration reduction study of abnormal vibration in the pipeline of ultra-high voltage converter station synchronous condenser

WAN Yu JIN Chuanling

(Jiangsu Frontier Electric Technology Co., Ltd., Nanjing 211102, China)

**Abstract:** Abnormal vibration in the pipeline associated with large synchronous condensers not only reduces the lifespan of the pipeline but also affects the supply of the lubricating oil and coolant for the synchronous condenser, posing a serious risk of major safety accidents and jeopardizing the stability of the power system. The lubricating oil supply pipeline of a specific ultra-high voltage converter station synchronous condenser was taken as the research object. Multiple methods, including field measurements, fluid-structure coupling, and harmonic response analysis, were used to investigate the causes and mechanisms of the pipeline vibration. The results indicate that the periodic excitation force generated by the synchronous condenser itself is the main cause of pipeline vibration. Furthermore, a pipeline vibration reduction measure based on a tuned mass damper (TMD) was proposed. Experimental and simulation data shows that installing a TMD at the intermediate positions between suspension supports 4 and 5, as well as 6 and 7 in the lubricating oil supply pipeline system, yields the best vibration reduction effect. This approach can reduce the vibration acceleration of the pipeline system by over 90% and exhibits the excellent vibration reduction performance.

**Key words:** Synchronous condenser; Pipeline vibration; Fluid-structure coupling; Harmonic response analysis; Tuned mass damper

Corresponding author: WAN Yu, E-mail: wanyujs@163.com

Fund: Science and Technology Project of Jiangsu Frontier Electric Technology Co., Ltd. (KJ202105)

Received: 2023-08-21 Revised: 2023-09-29