

电站高温高压蒸汽大管道振动治理

张广成

(山东电力研究院锅炉中心 济南, 250002)

摘 要 电厂运行中的高温高压蒸汽大管道振动具有很大的危害性,往往能造成管道的疲劳损伤和机组的非计划停运,并给运行人员造成巨大的心理压力。利用有限元分析软件 CAESAR II 对管道进行静力学及动力学模态分析,在适当位置增设带间隙和不带间隙的限位装置,使管系刚度与热应力两者矛盾统一,将管系一阶固有频率提高到 2.0 Hz 以上,来消减管道的振动。这种方法在山东省内多家电厂都得到了成功应用,取得了令人满意的效果。

关键词: 振动;管道振动;带间隙的限位装置;模态分析;固有频率

中图分类号: TH113.1; TM62

电厂运行中经常会遇到汽水管道的振动,微弱的振动一般不会对设备造成大的损害,但强烈的振动往往能造成管道的疲劳损伤和机组的非计划停运,并给运行人员心理造成巨大压力。特别是电厂中的高温高压蒸汽管道如主蒸汽管道和再热热段蒸汽管道的振动具有更大的危害性,当管道振动幅值超过某一限定值时,必须对振动加以限制,一般管道容许振动极限,国外资料介绍不大于千分之一英寸。

近几年山东省内几台 125 MW 机组均出现了较严重的高温高压蒸汽管道振动,如黄岛电厂 #2 炉主蒸汽管道、沾化电厂 #1 及 #2 炉再热热段蒸汽管道、莱芜电厂 #2 炉再热管道、十里泉电厂 #1 炉主蒸汽管道等,严重危害机组的安全运行。作者对上述各电厂的管道振动进行了检测、分析及治理,制定了一套通过增设带间隙的限位装置和液压阻尼器来提高管道固有频率的方法,达到消减管道振动的目的,取得了令人满意的效果。

1 振动机理

大量理论研究和工程实践表明,气体传输管道振动诱发因素主要来自于下列 4 个方面:

1.1 支承基础和与管道相连机器传递过来的振动或激励力

管道无论采用刚性支承还是弹性支承,在基础发生振动时,均会通过支承部件将振动或激励力传递给管道,管道便发生振动。当基础振动的频率与管道的某个固有(或自振)频率重合时,管道即发生共振,振幅很大。对汽轮发电机组而言,质量不平衡等

产生的振动,其频率主要与转子的旋转频率相等。由于蒸汽管道的自振频率通常较低,故机组振动一般不会因为引起管道强烈振动。

1.2 流体涡流激振

当管内流速较大时,紊流边界层分离而产生涡流,涡流的周期性释放,在管壁上产生周期性扰动力,因而激起管道振动。当涡流释放的周期与管道的自振频率一致时,涡流激起共振。对于汽轮发电机组的蒸汽管道,流速不是很大,并且管内没有挡板等其它部件,发生流动涡流的可能性很小。

1.3 压力脉动引起的气柱谐振

在管端压力脉动时,气体的压缩和膨胀产生周期性流动振荡。当压力脉动频率与气柱的谐振频率相等时,即会产生共振,激起管道强烈振动和发出强烈的噪声。

1.4 管流脉动激发管道振动

管内气体压力脉动时,气流也处于脉动状态。脉动的气流流经弯头、管径缩扩、调节门、孔板等流动转向、流速变化部件时,作用在管壁的气流动量呈周期性脉动状态,因而诱发管道振动^[1]。

2 诊断分析

2.1 振动特征

从沾化电厂 #2 机组再热热段蒸汽管道、黄岛电

厂#2炉主蒸汽管道、莱芜电厂#2炉再热热段蒸汽管道、十里泉电厂#1炉主蒸汽管道等蒸汽管道振动现场观察测量表明,振动的主要表现为随机、非平稳间歇性振动的基本特征,振幅大、频率低。以沾化电厂为例,其再热热段蒸汽管道设计压力 13.7 MPa,设计温度 540℃,管道规格为 $\Phi 406 \times 14$ mm,原为 125 MW 燃油机组,经扩容改造为 2×135 MW 燃煤机组后,再热热段蒸汽管道存在异常振动,表现为非平稳随机振动的基本特征,在所有测量位置中,振动双峰最大值达 2.9 mm,振动频谱中低频段的中心频率为 9.5~10.0 Hz,振动基本上与负荷无关。

2.2 振动分析

沾化发电厂#2机再热管道振动故障属蒸汽流动脉动引发随机振动,汽机房外管道较长,支吊架约束管道水平方向(包括前后及左右)运动的能力较弱,并不大的流动脉动在管道转向弯头处即可产生显著的管道振动激励力。管道振动的非平稳随机特征,是因为流体随机扰动诱发振动与不确定间歇性流动脉动致发振动交织在一起,每当流动中出现间歇性脉动,对管道产生脉冲作用力,管道在此脉冲力作用下产生自由振动。尽管自由振动的频率为管道的固有频率,但管道在大幅度振动时其运动受到约束,产生非线性振动,振动频率偏离固有频率。因此,再热管的振动是随机强迫振动和非线性自由振动的复合振动。

在目前火电机组再热管道及主蒸汽管支吊架的设计时,主要考虑承受管道及管内蒸汽的静载荷,并不考虑振动特性。管道垂直方向的支吊架,对管道垂直方向的运动起到约束作用,故支吊架对管道垂直振动可以起到调频作用。当支吊架弹簧出现松弛时,将会使管道的固有频率下降。支吊架的存在,对管道的水平方向及轴向运动有一定约束,吊杆愈长产生的运动约束就愈小。总之,管系固有频率低、管道长、弯头多、缺少限位装置,支吊架的吊杆过长刚度不足减弱了对管道运动的约束,增大了振动的幅值^[2]。

3 消减管道振动的措施

利用国际通用管道有限元分析软件 CAESAR II 对管道进行静力学分析和模态分析,计算各工况下管道各支吊点的载荷、位移,以及管系的固有频率,发现管系一阶固有频率极低,仅为 0.334 Hz,远低于规程规定的新设计管道一阶固有频率应不低于 2.5 Hz 要求。管道刚度不足,加之管道存在压力脉动,易引发振动。因此考虑通过加装限位装置和液压阻尼器来增加

管道的刚度,提高管系的一阶固有频率。

通过管系模态分析,观察一级固有频率下的振动型态,并结合实际振动情况,在易引发振动的部位考虑增设相应方向的限位。根据静力学分析结果,在管道水平位移较小(小于 20 mm)的节点位置,可以增设不带间隙的限位装置,以限制该方向的振动。该管道只布置在 Y-Z 平面内,各节点在 X 向的位移均为 0,这样可以在不同节点处设置 X 向限位,增大管系在 X 向的刚度,消减管道在 X 向的振动而不影响管系的位移;在 50 和 110 节点处管道 Z 向热态位移也较小(各节点号见图 1),分别为 1.5 mm 和 9.3 mm,可以在此处设置 Z 向限位装置,间隙为 0,限制此处管道在轴向的热位移和振动,增加此处管道的刚度。被限制了的热位移由前面的弯头来承受,设在此处的限位块对管道推力分别为 122 N 和 2 076 N。

在管道 Z 向位移较大的 115 和 175 节点位置,原设计位移分别为 143 mm 和 86 mm,可以增设带间隙的限位装置,间隙的大小选取主要考虑对管道的作用力、对端口的推力以及不对临近支吊架有太大的影响,在 115 节点处 Z 向限位间隙设为 108 mm,在 175 节点处 Z 向限位间隙设为 60 mm,目的就是让管道热态时在 115 和 175 节点处只分别膨胀到 108 mm 和 60 mm,让管道部分膨胀受阻,从而使得管道受到此处限位板推力来抑制管道的振动。被限制了的热位移由前面的弯头来承受,设在此处的限位块对管道推力分别为 -2 639 N 和 -2 335 N。间隙的选取往往需要反复试算,直至应力、推力、位移等各方面都能满足要求。

在管道竖直方向位移(Y 向)接近零的节点位置,可以增设刚性吊架,能大大提高该段管道的刚性,且有利于增加支吊架载荷的稳定性,不容易出现载荷向下方支吊架转移,造成支吊架损坏现象。在该管道未能选到合适的节点,为消除 Y 向振动,在 115 节点处加装一液压阻尼器。液压阻尼器的优点是能消减该处振动而不影响该处的膨胀,缺点是价格高,制造周期长。在管道的垂直方向(Y 向)一般不宜增加带间隙的限位装置,容易造成支吊架载荷的重新分配。

4 治理效果

为保证管道的长期安全运行,分别对管道在改造前后进行了应力计算,主要计算的参数包括一次应力和二次应力、位移情况,计算结果显示管道在改造前后应力验算合格,管道在改造前后也进行了动力分析,结果表明管道在改造前一阶固有频率极低,

仅为 0.334 Hz, 改造后固有频率达到 3.316 Hz, 满足规程规定的新设计管道一阶固有频率应不低于 2.5 Hz 要求。对治理后管道振动情况进行了测试处理。测试结果显示: 沾化电厂 #2 机再热蒸汽管道振动治理后, 振动情况明显改善, 在测试的负荷下, 振动最大值为 0.20 mm, 为原来的 5%, 满足机组安全运行的要求。

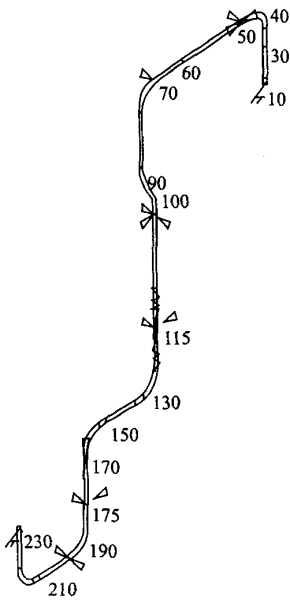


图1 管系立体布置及节点分布

不确定性很强的流体流动耦合在一起, 蒸汽管道的振动成为这三种基本振动形式的复合体, 加上系统的非线性, 问题变得异常复杂。对于汽轮机的主蒸汽、再热蒸汽管, 一端与锅炉相连, 另一端与汽轮机相接, 中间设有主闸门、主汽门和调节汽门。蒸汽的可压缩性有可能产生自激振荡, 引起管道自激振动; 运行中机组负荷变化、蒸汽流量跃变, 对管道产生脉冲作用力, 引起管道自由振动; 主汽门滤网破损、门芯及门座松动和磨损, 引起蒸汽流场的不稳定, 对主汽门和调节汽门产生随时间变化的不确定作用力, 致使与主汽门及调节汽门相连的蒸汽管道非稳态振动; 支吊架的弹性作用力, 一方面承担了管道及蒸汽的静态载荷, 另一方面对管道产生弹性约束, 改变管道的固有频率, 但支吊架与管道的柔性连接方式, 又引入了非线性因素。

利用有限元分析软件 CAESAR II 对管道进行静力学及动力学模态分析, 在适当位置增设带间隙和不带间隙的限位装置, 使管系刚度与热应力两者矛盾统一, 将管系一阶固有频率提高到 2.0 Hz 以上, 来消减管道的振动。这种方法在多家电厂的高温高压大管道上都得到了成功应用, 同样, 这种方法也可用于给水管及疏水管等其它类型管道振动治理。

参 考 文 献

5 结 论

蒸汽管道振动不仅是个复杂的工程问题, 而且还是个难以精确求解的理论问题。尽管弹性体的振动总可归类为自由振动、强迫振动和自激振动, 但与

- 1 周 云, 刘 季. 管道振动及其减振技术. 哈尔滨建筑工程学院学报, 1994; 27(5)
- 2 乔妍琦, 张林凤. 消除大型火电厂管道振动的研究. 发电技术, 2001; (6)

Vibration Treatment for the Steam Pipe in Power Plant


Zhang Guangcheng

(Shandong Electric Power Research Institute Jinan, 250002)

Abstract The vibration of high temperature and high pressure steam pipe has bad dangerous for the power plant, which can cause the fatigue damage of the pipe and the unscheduled shutdown of the unit, and also makes the attendant huge pressure. We adapt the finite element method to calculate the stress and the displacement in the running and shutdown time of the pipe, adding the restraints with gap and without the gap in order to make the rigidity and the stress in the allowable scope. This method was used successful in Shandong power plant.

Key words: vibration; piping vibration; restraints with gap; moderm analysis; owner frequency

作 者 张广成 男, 高级工程师。电话: (0531)2999308

作者: [张广成](#), [Zhang Guangcheng](#)
作者单位: [山东电力研究院锅检中心, 济南, 250002](#)
刊名: [振动工程学报](#) 
英文刊名: [JOURNAL OF VIBRATION ENGINEERING](#)
年, 卷(期): 2004, 17(z2)
引用次数: 0次

参考文献(2条)

1. 周云, [刘季](#) [管道振动及其减振技术](#) 1994(5)
2. [乔妍琦](#), [张林凤](#) [消除大型火电厂管道振动的研究](#) 2001

相似文献(10条)

1. 学位论文 [何伟](#) [炼油化工企业管道振动及消振处理](#) 2001

该文从管道振动的危害性出发, 针对炼化企业中的管道振动, 从理论上阐述了管道振动的主要机理, 以及流体动力特性和管道结构动力特性的计算方法, 提出了解决管道振动的具体措施和控制标准。论文选择兰州炼油化工总厂的重油催化裂化装置以及十六单元所发生的管道振动为例, 通过对测量数据的分析, 以及对管系的流体动力特性和结构动力特性的计算, 分别从理论上找出了振动的原因。根据振因, 提出了解决管道振动的具体措施, 并进行了工程实践, 取得了良好的效果。

2. 期刊论文 [邢娟](#), [张涛](#), [郝松](#), [XING Juan](#), [ZHANG Tao](#), [HAO Song](#) [管道振动对涡街流量计测量影响的试验研究](#) [—振动与冲击](#)2009, 28(3)

为研究管道振动对涡街流量计测量的影响, 以国内普遍使用的应力式涡街流量计为研究对象, 在气体流量管道振动试验装置上, 流量范围35 m³/h~145 m³/h内, 分别在不同管道振动加速度(0.05 g、0.1 g、0.2 g、0.5 g、1 g)、频率(40 Hz、100 Hz、200 Hz)、垂直和水平方向上进行了一系列管道振动试验。通过对不同管道振动情况下的涡街流量计仪表系数误差分析发现, 涡街仪表系数误差随管道振动加速度的增加而变大, 抗振性能较差; 相同振动加速度下, 仪表系数误差随流量增大有减小趋势, 小流量下对管道振动尤为敏感; 同一振动加速度下, 仪表系数误差随管道振动频率增大而减小; 水平方向管道振动较之垂直方向仪表系数误差更小, 抗振性能更好。

3. 会议论文 [陈贵清](#), [郝婷玥](#), [丁幼松](#) [浅谈输流管道振动](#) 2007

本文首先介绍了输流管道振动的机理, 然后针对输流管道振动的研究历史、研究现状及使用的力学方法进行了总结, 最后对管道振动的研究展望进行了简述。

4. 会议论文 [钟兴福](#), [李志彪](#), [李东晖](#), [吴应湘](#) [水平弯管内气液流动对管道振动影响的实验研究](#) 2006

通过水平弯管内气液两相流的实验研究, 分析了管道内流体流动参数对管道振动的影响, 给出了在实验参数范围内影响管道振动的一些认识。初步实验结果表明, 当液相流量固定不变时, 气相流量的逐渐增加, 管道振动逐渐减弱。而当气相流量固定不变时, 随着液相流量的增加, 管道振动逐渐加剧, 而且振动幅值出现极大值, 随后管道幅值减小, 但振动频率增大。

5. 会议论文 [张广成](#) [电站高温高压蒸汽大管道振动治理](#) 2004

电厂运行中的高温高压蒸汽大管道振动具有很大的危害性, 往往能造成管道的疲劳损伤和机组的非计划停运, 并给运行人员造成巨大的心理压力。利用有限元分析软件CAESAR II对管道进行静力学及动力学模态分析, 在适当位置增设带间隙和不带间隙的限位装置, 使管系刚度与热应力两者矛盾统一, 将管系一阶固有频率提高到2.0Hz以上, 来消减管道的振动。这种方法在山东省内多家电厂都得到了成功应用, 取得了令人满意的效果。

6. 学位论文 [聂志峰](#) [管道振动理论分析与控制研究](#) 2000

该论文分析了引起管道振动的原因, 并分别运用振动分析法和波动分析法就管道振动的机理作了探讨。在此基础上, 对管道系统振动控制从减小流体的压力脉动和改善结构等方面提出了相应的措施。利用边界元法计算了结构振动声辐射。该论文利用MASP编辑管道动态模型, 直观观察在冲击激励下, 频率、阻尼对振动的影响; 在随机激励下, 无限长充液管道加劲圆环、弹簧支承、流体压力等因素对管道径向自振频率的影响。结果表明: 实验与理论是吻合的。

7. 学位论文 [于明礼](#) [石油化工管道振动安全评价研究](#) 2001

该文以石油化工管道振动评价为研究目的, 研究内容主要针对往复压缩机管道。在现场管道振动测试的基础上, 通过振动理论分析并利用有限元结构分析软件(ANSYS), 对各种典型安装形式管段的振动响应特性和振动应力状况进行了深入的研究和详细的计算。

8. 学位论文 [许超洋](#) [气液两相流混输管道振动分析研究](#) 2007

本文参照单相流管道振动理论, 针对气液两相流不同流型特点, 从管道稳定性、冲击载荷、管道响应以及实例管道振动测试等方面研究分析气液混输管道振动的机理及特点。首先建立气液混输管道的横向振动方程, 采用两种不同的滑移比表达式, 推导出两端简支管道临界流速和基波固有频率的表达式, 并分析了体积含气率对管道稳定性的影响。其次运用瞬态动量定理, 综合考虑各相速度、压力波动的影响推导了水动力段塞流对水平和垂直弯管冲击力的时间历程曲线; 结合不同流型压力脉动和截面含气率的统计特性, 分析了泡状流、搅拌流、环状流对弯管的随机载荷的均方根值和功率谱密度特点。然后运用有限元软件ANSYS, 对典型的管段进行瞬态动力学和随机振动响应分析, 并提出一些管道防振设计措施。最后对段塞流输送管道振动进行测试, 分析其振动特点以及流体参数对振动响应的影响。

9. 期刊论文 [熊慧英](#), [Xiong Huiying](#) [活塞式压缩机的管道振动原因及防振措施](#) [—通用机械](#)2006(9)

活塞式压缩机的管道振动, 不仅会使管道与阀门、附件等的连接松动, 还会使管道疲劳破坏并产生裂纹, 严重时导致介质大量泄漏, 引起燃烧爆炸。除此之外, 振动还会影响吸、排气效果, 机组效率降低。因此, 活塞式压缩机的防振是一个非常重要的课题。现就活塞式压缩机管道振动产生的原因及防振措施作了分析, 提出了防振措施, 给出了应用实例。

10. 学位论文 [张文建](#) [活塞式压缩机出口管道振动问题分析研究](#) 2005

本文针对活塞式压缩机出口管道的振动问题进行了计算和分析。先研究管道内流动的基本理论。在线性范围内, 列出无阻尼的波动方程, 以此为基础, 引出气柱固有频率的概念和计算, 使用的是转移矩阵法。然后列出有阻尼的波动方程, 介绍按转移系数法及刚度矩阵法计算气流脉动的方法。接着介绍管道结构振动的有限元计算方法, 指出了管系单元的划分, 单元刚度矩阵和质量矩阵的求法, 以及管道固有频率和动力响应的计算方法。在以上的理论基础之上, 对生产实际遇到的活塞式压缩机出口管道振动问题进行计算和分析。首先使用EXCEL软件的循环引用和迭代功能进行编程, 计算实例管道的气柱固有频率; 然后使用ANSYS软件的结构分析功能计算实例管道的固有频率。通过分析, 得出此管道同时存在气柱共振和机械共振现象, 共振是管道

振动的主要原因。最后，提出减振措施，并针对实际情况对管道进行改进，取得了较好的减振效果。

本文链接：http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical_zdgcxb2004z2164.aspx

下载时间：2009年12月31日