

引用格式:张力豪,何立东,冯浩然. MTO联合装置急冷塔管道及其大型拉杆补偿器黏滞性阻尼减振技术研究[J]. 北京化工大学学报(自然科学版),2019,46(2):64-71.

ZHANG LiHao, HE LiDong, FENG HaoRan. A viscous damping technique to control the vibration of a quench tower pipe and large rod compensator in a combined methanol to olefins (MTO) device[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2019,46(2):64-71.

MTO联合装置急冷塔管道及其大型拉杆补偿器黏滞性阻尼减振技术研究

张力豪 何立东* 冯浩然

(北京化工大学 机电工程学院 化工安全教育部工程研究中心,北京 100029)

摘要:新疆某大型煤化工企业的68万t/a煤制烯烃项目于2016年建成,其中甲醇制烯烃(MTO)联合装置中甲醇-反应气进急冷塔的DN1800管道及大型拉杆横向补偿器存在剧烈振动问题,由于振动过大无法开车,安装普通液压阻尼器等设备后,问题依然存在。通过对管线结构特点、介质参数、拉杆补偿器特性等的分析,运用有限元软件对该管线进行模态、热位移计算及阻尼减振模拟计算,提出了进塔管线振动抑制控制的解决方案。在不更改管线结构的情况下,在管线的适当位置安装适当数量的黏滞阻尼器,有效降低了DN1800大型管线的振动,保障了生产安全并成功开车,为特大型管线减振提供了工程经验。

关键词:甲醇制烯烃(MTO)联合装置;急冷塔;DN1800管道振动;大型拉杆补偿器;阻尼减振

中图分类号:TE6 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2019.02.010

引言

甲醇制烯烃(MTO)联合装置是指以煤基或天然气基合成的甲醇为原料,借助类似催化裂化装置的流化床反应形式主要生产烯烃(聚乙烯、聚丙烯等)的工艺技术装备,属于商业性运行的大型煤基甲醇制烯烃工业装置^[1-3]。MTO装置中的急冷塔是对甲醇-反应气降温、催化剂等杂质去除以及热量回收的关键设备^[4-5],但是经常存在管线振动问题。

目前石化管线常用的减振方法有改变管线结构布置、适量增加支撑刚度、设置孔板、设置缓冲器及安装活塞液压阻尼器等^[6-7]。改变管线结构布置、设置孔板及设置缓冲器几类方法均需停车施工,会带来一定经济损失,减振效果也不理想;增加管道支撑刚度法不能耗散振动能量,也容易造成振动的转移^[6-7];活塞液压阻尼器只能单自由度减振^[8],另外

还存在空行程、不能有效解决复杂振动问题。蜂窝型黏滞阻尼器是本科研发团队研发的产品,主要由蜂窝活塞、外缸体、传力管夹、高分子阻尼液等组成,可以多自由度减振,不增加管线附加应力,可以不停机进行管线设备减振。

新疆某大型煤化工企业MTO装置中的甲醇-反应气进急冷塔的DN1800管线存在剧烈振动问题,尤其是进塔口附近管线上的大型拉杆横向补偿器,其振动位移峰峰值可达2650 μm,振动疲劳极易引起补偿器波纹管断裂及管道焊缝的开裂,无法正常开车运行。本文根据急冷塔进塔管线空间结构复杂及拉杆补偿器刚性小等特性,通过计算管线模态和热位移,对阻尼减振方案进行了优化模拟计算,并结合现场空间位置等情况,提出了黏滞阻尼减振方案。该方案不仅可以不停车施工,而且适用大型拉杆横向补偿器刚度小特点,不妨碍其发挥功能作用,有效解决了特大型管线(DN1800)振动问题。

1 急冷塔进塔管线及大型拉杆横向补偿器参数及振动情况

MTO装置甲醇制烯烃工艺段,甲醇在反应器内

收稿日期:2017-12-30

基金项目:2015年北京市共建-科研与研究生培养

第一作者:男,1989年生,硕士生

*通信联系人

E-mail: 1963he@163.com

与催化剂接触迅速发生放热催化反应,生成的反应气(乙烯等)与残余甲醇换热至 277 ℃ 后,经 DN1800 管道送至急冷塔。急冷塔冷却介质为 60 ℃ 水,管线中介质甲醇-反应气的压力为 0.2 MPa。进塔管道在进塔口附近存在两个 90° 弯头,构成 Z 字形管线,管道温度与急冷塔温度存在 180 ℃ 左右的温度差,管线会产生较大的热膨胀位移。在两个 90° 弯头之间安装有大型拉杆横向位移补偿器,可以降低管道热膨胀位移产生的应力^[9-11]。现场管线如图 1 所示,急冷塔附近的 DN1800 管线振动剧烈,其中大型拉杆横向位移补偿器振动最大,振动位移峰峰值达 2 650 μm。剧烈振动易造成补偿器波纹管疲劳开裂并引起管道弯头焊缝开裂,最终导致介质泄漏和爆炸。



图 1 急冷塔进塔振动管线

Fig. 1 Vibration pipeline of the inlet of the quench tower

2 管道模态及热位移分析

2.1 管道模态

运用 ANSYS Workbench 16.0 有限元软件对急冷塔的进塔管线进行实体建模和模态分析。由于拉杆补偿器结构复杂,存在拉杆、端板、铰链等结构,计算模态时会出现拉杆、端板等结构的模态,使得计算量大增;但影响管道振动的主要因素与拉杆补偿器辅助构件的模态相关性不大,为了提高计算效率,实体建模时省略了这些辅助构件。计算得到管线前 8

阶振动频率如表 1 所示,第 3 阶和第 7 阶模态振型位移云图如图 2 所示。

表 1 管线各阶频率

Table 1 The frequency of each order of the pipeline

| 阶次 | 频率/Hz |
|----|---------|
| 1 | 7.906 3 |
| 2 | 13.031 |
| 3 | 16.841 |
| 4 | 19.231 |
| 5 | 24.318 |
| 6 | 24.707 |
| 7 | 27.694 |
| 8 | 36.494 |

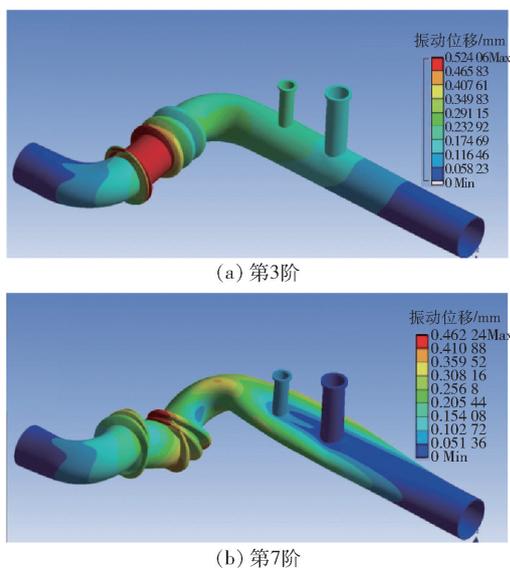


图 2 管道模态振型位移云图

Fig. 2 Modal shape displacement cloud map of the pipe

由表 1 中的计算结果可见,管线前 8 阶固有频率分布在 7.9 ~ 36 Hz 范围内,相邻的固有频率之间相差 3 Hz 左右。现场测量的管道频率为 15.5 Hz,非常接近第 3 阶模态频率(16.8 Hz),可见管线由于介质的冲击力发生了基频振动。当介质流量变化时,激振力频率变化,由于相邻的固有频率比较接近,极易导致管道基频振动。另外计算得到管线前 8 阶模态位移云图中振动位移最大位置均发生在拉杆补偿器处,图 2 只列举了第 3 阶和第 7 阶模态位移云图。

2.2 管道热膨胀位移

急冷塔冷却水温度为 60 ℃,进急冷塔管线(DN1800)中的介质温度为 277 ℃,由于管线前后温差较大,会产生较大的热应力和热位移,因此在管线

进塔处安装了拉杆横向位移补偿器来补偿管线的横向热位移,降低管线热应力。采用 SolidWorks2014 软件对进塔管线及拉杆补偿器进行实体建模,再运用 ANSYS Workbench 16.0 有限元软件对模型进行温度场和热位移变形数值计算,得到管线的温度场分布如图 3 所示,管线热位移云图如图 4 所示。

由图 3 可见,在大型拉杆横向位移补偿器处存在较大的温度梯度,补偿器中间位置的温度为 189℃左右;由图 4 可见,管线弯头处产生的热位移最大,最大位移达 39 mm,补偿器处的热位移达 28~39 mm。而该拉杆横向位移补偿器设计的补偿管线热位移的范围是 0~80 mm,可见补偿器段管线刚度很小,受到流体冲击后更容易产生振动,这也是整条进急冷塔管线的最大振动发生在该处的原因。

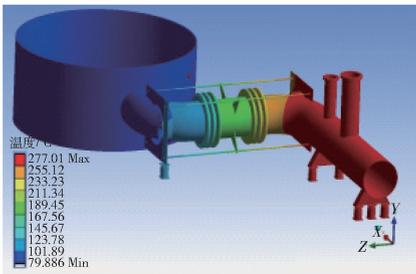


图 3 管线温度场分布云图

Fig. 3 Temperature distribution cloud map of the pipeline

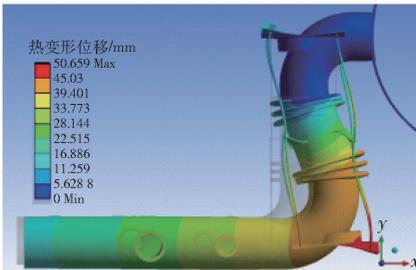


图 4 管线热位移云图

Fig. 4 Thermal displacement cloud map of the pipeline

3 管线振动原因分析

结合第 2 节有限元数值计算结果和现场测量的相关数据(振动、温度等)可以得到 DN1800 进急冷塔管线振动的主要原因如下。

①进急冷塔的管线空间走向复杂,在进塔口附近有两处 90°弯头、两处三通结构,介质在弯头以及三通处速度及流向均发生急剧变化,流体对弯头和三通处管道产生脉动冲击^[6,12-14],造成管线振动。

②由管线模态计算结果和现场测量的管线振动频率(15.5 Hz)可知,管线发生了第 3 阶基频振动,

原因是介质流动激振力频率造成了管线共振。

③急冷塔进塔管线振动管段长约 20 m,只在 3 处设置了弹簧支架支撑管道和介质的重量,对管线的约束作用很小,造成管线的刚度不足^[6,12-13],在介质的脉动激振下管道极易发生振动。

④在进急冷塔管线第二个弯头前的 DN1800 管道周向布置了很多 DN50 的小管(图 5),由于小管向 DN1800 管道高速喷入冷水对甲醇-反应气进行初步冷却,部分气相介质液化导致管道内压力脉动增大,加剧了管道振动^[12-13]。

⑤在进塔管线安装的拉杆横向位移补偿器是由两段相同的波纹管及端管、端板、4 个拉杆和铰链关节组成的挠性部件,结构见图 6。波纹管的角位移可以吸收管道多平面内的位移,具有补偿量大、刚性小的特点^[9-11],而拉杆补偿器的刚度不足,造成管线在该处振动加剧。



图 5 管道周向小管布置

Fig. 5 Layout of the circumferential tube

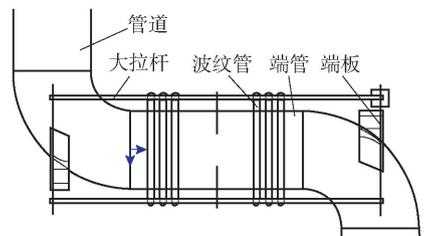


图 6 拉杆补偿器结构

Fig. 6 The structure of the tension rod compensator

4 管道黏滞性阻尼减振技术

4.1 黏滞性阻尼减振原理

设阻尼器提供给振动设备及振动管道的阻尼力为 $F_{阻} = cV^\alpha$,其中 $F_{阻}$ 为阻尼器产生的阻尼力, c 为阻尼液的阻尼系数, V 为阻尼液蜂窝型活塞运动速度(即管道振动速度), α 为阻尼指数^[15]。

将振动管道、支撑、黏滞性阻尼器等整个系统进行模型简化分析,得到简化模型如图 7 所示。

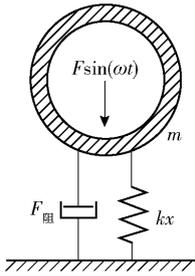


图 7 管道减振简化模型

Fig. 7 Simplified model of pipeline vibration damping

根据简化物理模型得到管道运动微分方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F\sin(\omega t) \quad (1)$$

式中, ω 为角频率, t 为时间, $F\sin(\omega t)$ 为管道激振力, m 为管道质量, c 为阻尼系数, k 为支架支撑刚度, x 为管道位移。求解微分方程得

$$x = B\sin(\omega t - \varphi) = (F/k)\beta\sin(\omega t - \varphi) \quad (2)$$

式中, B 为受迫振动的振幅, φ 为初相位, β 为无量纲的振幅放大因子, β 越大, 振幅越大, 且有

$$\beta = \frac{B}{B_0} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}} \quad (3)$$

式中, $\eta = \omega/\omega_n$ 为频率比, $\zeta = c/4(\pi mf)$ 为阻尼比, B_0 为静变位移。

绘制振幅放大因子、频率比以及阻尼比之间的关系曲线如图 8 所示^[15-16]。由图可见, 在 $\eta = 1$ 附近区域, 增大阻尼可以明显降低振幅。

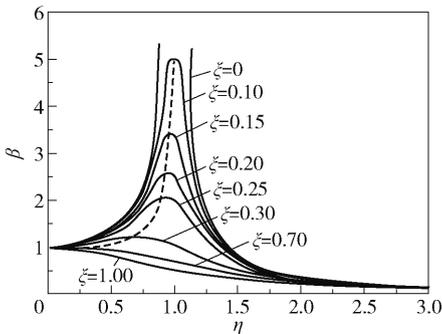


图 8 幅频响应曲线

Fig. 8 Amplitude frequency response curve

4.2 黏滞性阻尼减振技术特点

黏滞性阻尼器属于速度相关型减振设备^[6], 可以提供较大的阻尼比, 减振效果较好。该方法具有以下优点。

①响应具有即时性, 只要有振动速度, 就会提供阻尼力 ($F_{阻} = cV^{\alpha}$) 进行减振。

②可以实现 6 个自由度减振, 没有特定的安装方向; 只提供阻尼力, 不提供支撑刚度, 避免了应力集中和振动转移。

③没有机械摩擦副, 阻尼液耐高温, 使用寿命长, 维护简单。

④有隔热部件, 可对高温管道 (350 °C 以下) 减振, 对于数十微米至几十毫米的振动峰峰值均能有效减振。

黏滞性阻尼器已有数十个石化设备减振的成功案例, 减振效果达 60% ~ 99%^[6,15]。黏滞性阻尼器主要由缸体、蜂窝型运动活塞、高分子阻尼液、振动能量传递管夹等部件构成^[6], 其安装形式见图 9。

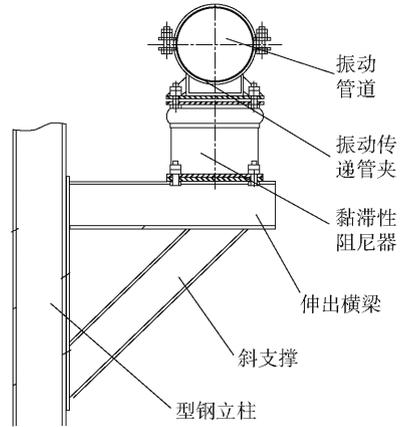


图 9 黏滞性阻尼器安装形式

Fig. 9 Viscous damper installation

5 有限元数值计算模拟阻尼减振

急冷塔进塔管线 (DN1800) 的最大振动位置位于拉杆补偿器处, 其次在拉杆补偿器前的第二个三通处 (图 1 (b)), 振动峰峰值分别为 2 650 μm 、1 620 μm 。根据振动测量值和现场空间因素, 选择在上述位置安装黏滞性阻尼器。

为了预测减振效果和优化安装阻尼器的个数, 运用 SAP2000 15 有限元软件进行阻尼减振模拟计算。建立管道模型, 节点数共 16 375 个, 网格边长 100 mm, 计算材料选择 Q235。计算中施加的黏滞性阻尼器刚度 13 700 N/mm, 阻尼系数 137 N·s/mm, 阻尼指数 0.3, 阻尼器作用方向属性设置为 3 个振动方向和 3 个扭转方向^[17]。在两个弯头及三通处各选择 1 300 个节点施加载荷, 设定载荷时程函数为 sine 函数; 因管道共振频率为 16.8 Hz, 设定函数周期为 0.06 s; 每个节点施加力的峰峰值为 5 N, 各弯头及三通处作用力的峰峰值为 6 500 N。

分别计算施加 2、3、4、5、6 个阻尼器及不加阻尼器时的管道振动位移值, 阻尼减振模拟计算结果见图 10。读取测点 1 (节点 14 136)、测点 2 (节点 12 342)、

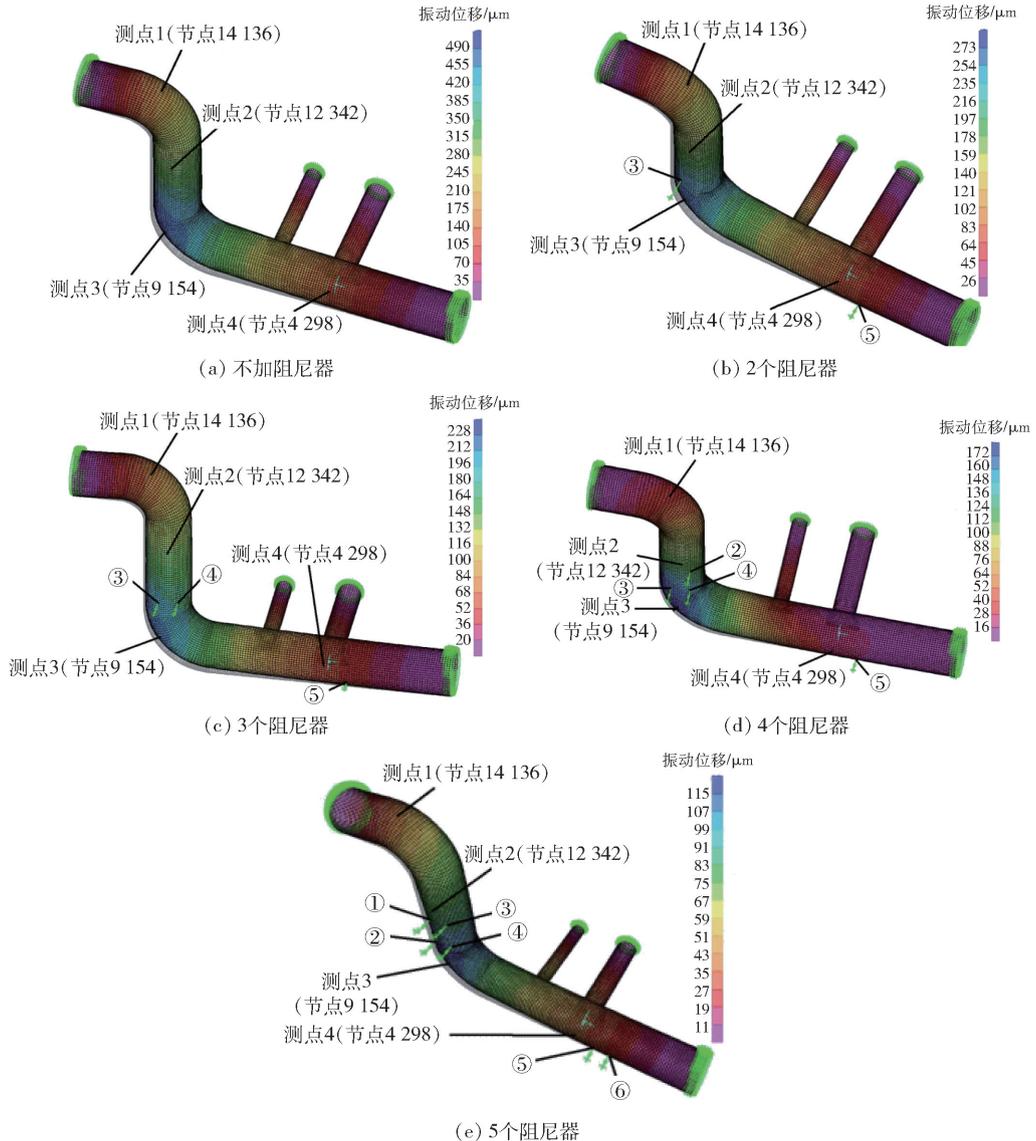


图 10 阻尼减振模拟计算

Fig. 10 Simulation calculations of pipe vibration with dampers

测点 3(节点 9 154)、测点 4(节点 4 298)的振动位移值,结果如表 2 所示。将施加的阻尼器进行编号并设定施加位置为:阻尼器①(节点 11 897)、阻尼器②(节点 11 952)、阻尼器③(节点 11 001)、阻尼器④(节点 11 056)、阻尼器⑤(节点 3 035)、阻尼器⑥(节点 2 586)。

模拟计算结果整理得到表 2。由表 2 可见,施加 2 个阻尼器时振动降幅为 41% ~ 51%,施加 3 个阻尼器时振动降幅为 51% ~ 65%,施加 4 个阻尼器时振动降幅为 65% ~ 80%,施加 6 个阻尼器时振动降幅为 77% ~ 86%。为更直观地表达减振模拟计算结果,将计算结果数据绘制成曲线如图 11 所示。根据某设计院管道运行经验,振动频率 16.5 Hz 时

管道振动峰峰值不超过 $220 \mu\text{m}^{[17]}$ 。在本文模拟减振计算中,施加 5 个或者 6 个阻尼器后各测点的振动峰峰值小于 $220 \mu\text{m}$,满足要求。

表 2 5 种工况下模拟管道减振对比

Table 2 Comparison of simulation of pipe vibration with dampers

| 阻尼器数 | 测点振幅/ μm | | | | 振动降幅/% | | | |
|------|---------------------|-----|-----|-----|--------|----|----|----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| 0 | 140 | 330 | 490 | 198 | — | — | — | — |
| 2 | 83 | 178 | 273 | 98 | 41 | 46 | 44 | 51 |
| 3 | 68 | 148 | 228 | 70 | 51 | 55 | 53 | 65 |
| 4 | 28 | 112 | 172 | 40 | 80 | 66 | 65 | 80 |
| 6 | 19 | 75 | 115 | 27 | 86 | 77 | 77 | 86 |

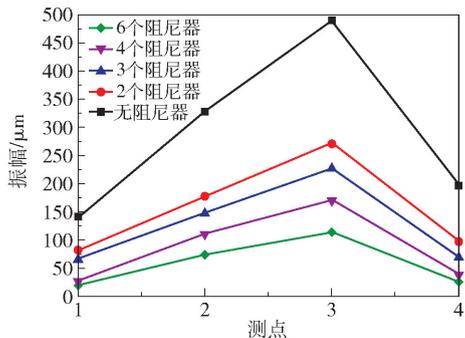


图 11 模拟施加不同阻尼器各测点振幅对比

Fig. 11 Comparison of the amplitude of measuring points with different number of dampers

6 急冷塔进塔管线阻尼减振方案实施及减振效果

综合考虑以上管道热位移、管道模态的计算分析,振动原因分析,阻尼减振效果数值模拟计算以及阻尼器安装空间位置和厂方成本要求,最后确定的减振方案为:在拉杆补偿器处安装 4 个黏滞型阻尼器,在第二个三通处安装 2 个黏滞性阻尼器。现场阻尼器安装情况如图 12 所示。



(a) 拉杆补偿器处阻尼器安装



(b) 三通处阻尼器安装

图 12 黏滞性阻尼器现场安装

Fig. 12 The installation of viscous dampers

对管道 4 个测点的振动峰峰值在安装阻尼器前后进行了测量,改造结果见表 3 和图 13。安装黏滞性阻尼器后振动降幅达 87.8% ~ 92.8%,最大振动由 2 650 μm 降为 192 μm ,保障了管道安全运行。

表 3 安装阻尼器前后测点振动对比

Table 3 Vibration comparison of measuring points before and after installation of dampers

| 测点 | 安装前振幅/ μm | 安装后振幅/ μm | 降幅/% |
|----|-------------------------|-------------------------|-------|
| 1 | 932 | 114 | 87.77 |
| 2 | 2 245 | 173 | 92.30 |
| 3 | 2 650 | 192 | 92.75 |
| 4 | 1 620 | 145 | 91.05 |

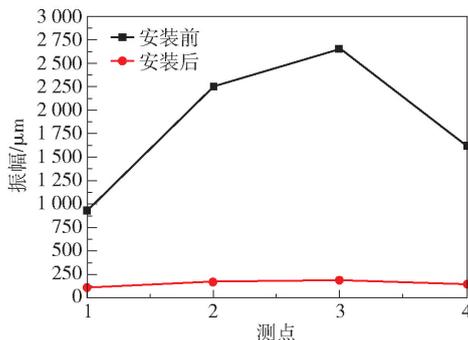


图 13 安装阻尼器前后管道振动对比

Fig. 13 Comparison of pipe vibration before and after installing dampers

7 结束语

针对煤基制烯烃 MTO 装置中急冷塔进塔大型管线(DN1800 管段和拉杆补偿器)振动问题,分析了管道热位移、管道模态和管道振动原因,针对拉杆补偿器刚度小、易振动的特性,运用黏滞性阻尼减振技术,在不停车、不改造管道结构、不转移振动、不产生附加应力的情况下,通过施加合适的阻尼,使大型拉杆横向补偿器及特大型管道振动降幅达 88% 以上,有效控制了急冷塔进塔管道振动,避免了管道因振动过大而发生开裂甚至爆炸等重大事故,保障了生产的安全运行。

参考文献:

[1] 宗言恭. 甲醇制烯烃工艺(MTO)[J]. 化工技术经济, 1999(4): 18.
ZONG Y G. Process of making olefins with methanol (MTO) [J]. Chemical Techno-Economics, 1999 (4): 18. (in Chinese)

[2] 钱伯章. 陕西延长石油集团 MTO 联合装置一次投产成功[J]. 石油炼制与化工, 2014, 45(9): 15.
QIAN B Z. Shanxi Yanchang oil group MTO joint unit

- was successfully put into production once[J]. *China Petroleum Processing Petrochemical Technology*, 2014, 45(9): 15. (in Chinese)
- [3] 世界首个煤制烯烃项目成功产出 MTO 级甲醇[J]. 精细化工原料及中间体, 2010(8): 52.
The world's first coal olefin project has successfully produced MTO grade methanol[J]. *Fine Chemical Industrial Raw Materials & Intermediates*, 2010(8): 52. (in Chinese)
- [4] 叶帅, 袁春亮, 闫程. MTO 装置急冷塔和水洗塔塔底搅拌蒸汽的技改分析[J]. 内蒙古石油化工, 2016, 42(5): 36-37.
YE S, YUAN C L, YAN C. The technical modification analysis of the steam stirring of the quench tower of the MTO unit and the bottom of the water washing tower[J]. *Inner Mongolia Petrochemical Industry*, 2016, 42(5): 36-37. (in Chinese)
- [5] 赵彬. 60 万吨/年 S-MTO 装置分离-急冷塔技术改造[J]. 工程技术(全文版), 2017(3): 124.
ZHAO B. Technical transformation of 600 thousand ton/year S-MTO unit separation-quench tower[J]. *Engineering Technology (Full Text Edition)*, 2017(3): 124. (in Chinese)
- [6] 黄文超, 何立东, 王晨阳, 等. 焦炭塔进料管道振动分析及阻尼减振技术应用[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2016, 43(6): 83-88.
HUANG W C, HE L D, WANG C Y, et al. Vibration analysis of feed pipe for coke tower and application of damping technology[J]. *Journal of Beijing University of Chemical Technology(Natural Science)*, 2016, 43(6): 83-88. (in Chinese)
- [7] SOROKIN S V, OLSHOFF N, ERSHOVA O A. Analysis of the energy transmission in spatial piping systems with heavy internal fluid loading[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 310(4): 1141-1166.
- [8] 蔡文军, 王平, 祝远征, 等. 一种液压阻尼器的结构及阻尼性能分析[J]. 机床与液压, 2006(6): 149-150, 153.
CAI W J, WANG P, ZHU Y Z, et al. Structure and damping performance analysis of a hydraulic damper[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2006(6): 149-150, 153. (in Chinese)
- [9] 张丽霞, 冯朝晖. 大拉杆波纹补偿器在供热管网中的应用[J]. 设备管理与维修, 2005(5): 27-28.
ZHANG L X, FENG C H. Application of large pull rod ripple compensator in heating pipe network[J]. *Plant Maintenance Engineering*, 2005(5): 27-28. (in Chinese)
- [10] 袁立方. 基于 CAESAR II 的大拉杆横向型波纹补偿器在供热管道设计中的应用分析[J]. 轻工科技, 2013, 29(1): 36-37, 60.
YUAN L F. Application and analysis of large pull rod transverse corrugated compensator based on CAESAR II in the design of heating pipeline[J]. *Light Industry Science and Technology*, 2013, 29(1): 36-37, 60. (in Chinese)
- [11] 方明宇. 直管压力平衡复式拉杆型补偿器[C]//第十三届全国膨胀节学术会议论文集——膨胀节技术发展. 石家庄, 2014: 4.
FANG M Y. Direct tube pressure balance compound tension rod type compensator[C]//Proceedings of the 13th National Expansion Joint Academic Conference — Progress of Expansion Joint Technology. Shijiazhuang, 2014: 4. (in Chinese)
- [12] 姜杨, 何立东, 伍伟. 丙烷塔空冷器集管管道阻尼减振技术研究[J]. 石油化工设备技术, 2011, 32(2): 19-21, 25.
JIANG Y, HE L D, WU W. Study on vibration attenuation of damping technology in pipe net of air cooler of propane tower[J]. *Petro-Chemical Equipment Technology*, 2011, 32(2): 19-21, 25. (in Chinese)
- [13] 刘明, 何立东, 裴正武. 丁二烯换热器出口管道振动原因分析及阻尼减振技术研究[J]. 石油化工设备技术, 2012, 33(5): 20-23, 69-70.
LIU M, HE L D, PEI Z W. Analysis of vibration causes of outlet pipe of butadiene heat exchanger and research on damping technology [J]. *Petro-Chemical Equipment Technology*, 2012, 33(5): 20-23, 69-70. (in Chinese)
- [14] 胡朋, 何立东, 张震坤, 等. 基于阻尼减振技术的热电厂减温减压器管道研究[J]. 机电工程, 2014, 31(1): 43-46.
HU P, HE L D, ZHANG Z K, et al. Study on the pipe of reducing temperature and pressure reducer in thermal power plant based on vibration attenuation of damping technology [J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2014, 31(1): 43-46. (in Chinese)
- [15] 吕江. 管道及旋转机械减振技术研究[D]. 北京:北京化工大学, 2015.
LV J. Study on vibration attenuation technology of pipe

- and rotating machinery [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2015. (in Chinese)
- [16] 倪振华. 振动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988: 79-84.
- NI Z H. Vibration mechanics [M]. Xi'an: Xi'an Jiao Tong University Press, 1988: 79-84. (in Chinese)
- [17] 胡朋. 管道阻尼减振技术研究及其应用[D]. 北京: 北京化工大学, 2014.
- HU P. Research and application of damping technology for pipe attenuation [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2014. (in Chinese)

A viscous damping technique to control the vibration of a quench tower pipe and large rod compensator in a combined methanol to olefins (MTO) device

ZHANG LiHao HE LiDong* FENG HaoRan

(Engineering Research Center of Chemical Safety of Ministry of Education, College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: A 680,000 tons/a coal-to-olefins project in a coal chemical company in Xinjiang was completed in 2016. The DN1800 entrance pipeline that transports methanol vapor and the transverse large rod compensator of the quench tower of the methanol to olefins combined device suffer severe vibration problems, such that the device cannot be operated. By analyzing the pipeline structure characteristics, medium parameters and rod compensator characteristics, combined with simulating the modal, thermal displacement and vibration attenuation of the pipeline using FEA software, a solution to the feed pipeline vibration control has been proposed. Without changing the pipeline structure, by installing the proper number of viscous dampers in the appropriate positions in the pipeline, the vibration of the pipeline has been significantly reduced. The production was subsequently started successfully and production safety has been ensured.

Key words: combined device of methanol to olefins (MTO); quench tower; DN1800 pipeline vibration; large rod compensator; damping vibration attenuation

(责任编辑:汪 琴)