

基于 MTMD 的管道振动倍频响应减振研究

贺佳^{1,2†}, 胡美妃^{1,2}, 张国华³, 梁浩华^{1,2}, 李张治³, 杨玉强³, 陈政清^{1,2}

[1. 风工程与桥梁工程湖南省重点实验室(湖南大学), 湖南 长沙 410082;

2. 湖南大学 土木工程学院, 湖南 长沙 410082;

3. 中船双瑞(洛阳)特种装备股份有限公司, 河南 洛阳 471002]

摘要:大型化工管道受管内流体流动、边界约束、振源激励等复杂因素影响,服役期间往往会发生振动,其振动频率相较于土木结构较高,且可能存在多个主要频率成分.若采用单一频率的调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper, TMD),难以达到理想的控制效果,而采用多重调谐质量阻尼器(Multiple Tuned Mass Damper, MTMD)时,受现场条件限制,又存在无法确定最优安装位置等问题.本文开展了基于 MTMD 的管道倍频响应减振研究.首先,开展了某化工企业丙烷脱氢装置的大型管道现场实测研究,发现管道振动频率存在明显的倍数关系,即倍频现象.其次,建立局部管道有限元模型,分析管道动力特性,提出了基于数值搜索法的 MTMD 参数设计方法.最后,考虑化工管道现场安装条件的限制,研究了 MTMD 安装位置对管道减振效果的影响.数值研究结果表明,安装 MTMD 可有效减小管道振动响应.

关键词:多重调谐质量阻尼器;振动响应;管道减振;优化设计

中图分类号:TB535

文献标志码:A

Research on Vibration Harmonic Response Reduction of Pipelines Based on MTMD

HE Jia^{1,2†}, HU Meifei^{1,2}, ZHANG Guohua³, LIANG Haohua^{1,2}, LI Zhangzhi³, YANG Yuqiang³,
CHEN Zhengqing^{1,2}

[1. Key Laboratory for Wind and Bridge Engineering of Hunan Province (Hunan University), Changsha 410082, China;

2. College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;

3. CSSC Sunrui (LuoYang) Special Equipment Co., Ltd., Luoyang 471002, China]

Abstract: Large-scale chemical pipelines, influenced by factors such as fluid flow, boundary constraints, and source excitations, often experience vibrations during service. Unlike civil structures, these vibrations exhibit higher frequencies and may involve multiple dominant frequency components. Traditional single-frequency tuned mass dampers (TMD) struggle to achieve optimal control in this context. Meanwhile, the application of multiple tuned

* 收稿日期:2023-12-29

基金项目:国家重点研发计划资助项目(2022YFC3005305), National Key Research and Development Program of China(2022YFC3005305);

国家自然科学基金资助项目(52278305), National Natural Science Foundation of China(52278305)

作者简介:贺佳(1983—),男,湖南长沙人,湖南大学副教授,博士

† 通信联系人, E-mail: jiahe@hnu.edu.cn

mass dampers (MTMD) is hindered by the challenges in determining optimal installation locations due to on-site constraints. This paper explores the mitigation of pipeline harmonic responses using MTMD. Firstly, an on-site measurement study was conducted on a propane dehydrogenation unit in a chemical plant, revealing evident frequency multiples or harmonic phenomena. Subsequently, a finite element model for local pipeline segments was established to analyze dynamic characteristics. A parameter design method for MTMD based on numerical search algorithms was proposed. Lastly, considering the limit of practical installation conditions for chemical pipelines, the impact of MTMD installation positions on vibration reduction effectiveness was investigated. Numerical results show that the vibration of pipelines can be significantly reduced by using MTMD.

Key words: multiple tuned mass damper (MTMD); vibration response; pipeline vibration reduction; optimization

管道系统作为一种输送介质的手段,在化工、航空、海洋工程等领域得到广泛应用.实际工程中,受管路系统复杂多变、管内流体高速运动、管道阀门规律性开闭等因素的影响,许多管道存在高频振动现象,且伴随较大的噪声污染,容易导致设备停机、流体泄漏、管道及膨胀节等产生疲劳破坏,极大地增加了安全隐患^[1-5].

设计合理的管路体系,控制固有频率,从管道本身特性出发避免共振,这是管道振动控制的一种常见方法.设计人员在满足管道功能的前提下,往往采用降低管道设计流速,选用低噪声的调节阀及压缩机,避免使用直角弯管和大角度的变截面管等方式尽可能地减小管道振动.此外,研究人员发现管流入口处的缓冲罐^[6-7]、管内用于扰乱气流脉动的孔板^[8-9]、管道系统中的膨胀节或波纹管^[10]等构件同样能在管道减振中发挥积极作用.

管道服役期间,若发生振动,利用上述方法难以达到减振目的.此时,在不影响管道正常工作的情况下,改变管道的约束条件,如合理改进管道支承位置、调整支承刚度或增设刚性斜撑等,可有效改变管道结构固有频率,避免共振的发生.但是,此种方式也容易造成管道局部应力集中,同时支承方式的变动也会受场地条件的限制^[11-12].因此,一些学者将管道振动控制的侧重点放在各种减振耗能装置上,通过在管道系统中设置阻尼器,达到管道振动控制的目的,例如安装黏滞阻尼器^[13]、磁流变阻尼器^[14]、挤压油膜阻尼器^[15]等.

调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper, TMD)是其中一种常见的被动控制装置,当TMD的振动频率

调谐至管道受控模态的固有频率时,TMD可以显著耗散管道振动的能量.张炳康等^[16]提出的悬臂式TMD可有效控制频率高达300 Hz的管道振动.Song等^[17]设计了单面碰撞TMD的管道振动控制实验,并将此类TMD用于水下输油管道^[18].彭启航等^[19]设计了一种基于磁流变弹性体的调频TMD,用于管道竖向振动控制.Khazaee等^[20]讨论了管道非线性及不确定性对TMD设计的影响.张鸿权等^[21]、Ji等^[22]和Ishikawa等^[23]在管道上安装颗粒阻尼器、磁流变阻尼器或将黏弹性材料作为阻尼材料附着在管道上.为满足工程各类需求,Araz等^[24-25]提出了摆锤调谐质量阻尼器、冲击调谐质量阻尼器、电涡流调谐质量阻尼器等.其中,多重调谐质量阻尼器(Multiple Tuned Mass Damper, MTMD)是由多个不同动力参数TMD组成的系统,其因良好的经济性、优异的减振性能和易于安装维护的特点在工程结构减振中受到了广泛关注.

虽然已有不少基于TMD的管道减振研究,但是大多针对单一频率的管道振动问题.而实际管道振动可能存在多个主要频率成分,例如作者对某化工企业丙烷脱氢装置的大型管道现场实测结果显示,该管道的振动频率存在多个主要频率成分,且存在倍数关系.因此,本文开展了基于MTMD的管道振动控制方法研究.

1 管道-MTMD耦合系统响应分析

一个具有 n 个自由度的管道结构,与 j 个TMD组成的耦合系统的运动平衡方程可表示为如下形式:

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{X}}_s + \mathbf{C}_s \dot{\mathbf{X}}_s + \mathbf{K}_s \mathbf{X}_s = \left(-\mathbf{M}_t \ddot{\mathbf{X}}_t \right) + \eta \mathbf{f} \quad (1)$$

$$\mathbf{M}_t \ddot{\mathbf{X}}_t + \mathbf{C}_t (\dot{\mathbf{X}}_t - \dot{\mathbf{X}}_s') + \mathbf{K}_t (\mathbf{X}_t - \mathbf{X}_s') = \mathbf{0} \quad (2)$$

式中: $\mathbf{M}_s$ 、 $\mathbf{C}_s$ 、 $\mathbf{K}_s$ 分别代表管道的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{M}_t$ 、 $\mathbf{C}_t$ 、 $\mathbf{K}_t$ 分别代表 MTMD 的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\ddot{\mathbf{X}}_s$ 、 $\dot{\mathbf{X}}_s$ 、 $\mathbf{X}_s$ 分别表示管道的加速度、速度和位移向量; $\ddot{\mathbf{X}}_t$ 、 $\dot{\mathbf{X}}_t$ 、 $\mathbf{X}_t$ 分别表示 MTMD 的加速度、速度和位移向量; $\dot{\mathbf{X}}_s' = [\dot{x}_s^1, \dot{x}_s^2, \dots, \dot{x}_s^j]^T$, $\mathbf{X}_s' = [x_s^1, x_s^2, \dots, x_s^j]^T$, 其中 $\dot{x}_s^a$ 和 x_s^a ($a=1, 2, \dots, j$) 分别表示第 a 个 TMD 所在节点处的管道速度与位移; $\boldsymbol{\eta}$ 为外部激励位置影响矩阵; $\mathbf{f}$ 为外激励向量。

根据振型叠加原理, 存在下式:

$$\mathbf{X}_s = \boldsymbol{\Phi} \mathbf{q} \quad (3)$$

$$\mathbf{X}_s' = \bar{\boldsymbol{\Phi}} \mathbf{q} \quad (4)$$

式中: $\boldsymbol{\Phi} = [\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n]$ 为由结构各阶振型向量组成的振型矩阵, ϕ_b ($b=1, 2, \dots, n$) 为管道的第 b 阶模态振型; $\mathbf{q}$ 为模态位移。 $\bar{\boldsymbol{\Phi}}$ 中的任意一个元素 φ_{ba} 表示第 b 阶振型在第 a 个 TMD 所在位置处的振型幅值, 即

$$\bar{\boldsymbol{\Phi}} = \begin{bmatrix} \varphi_{11} & \varphi_{21} & \cdots & \varphi_{n1} \\ \varphi_{12} & \varphi_{22} & \cdots & \varphi_{n2} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ \varphi_{1j} & \varphi_{2j} & \cdots & \varphi_{nj} \end{bmatrix} \quad (5)$$

将式(3)~(5)代入式(1)~(2)中, 可得:

$$\mathbf{M}_p \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_p \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}_p \mathbf{q} = -\bar{\boldsymbol{\Phi}}^T (\mathbf{M}_t \ddot{\mathbf{X}}_t) + \boldsymbol{\Phi}^T \boldsymbol{\eta} \mathbf{f} \quad (6)$$

$$\mathbf{M}_t \ddot{\mathbf{X}}_t + \mathbf{C}_t (\dot{\mathbf{X}}_t - \bar{\boldsymbol{\Phi}} \dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{K}_t (\mathbf{X}_t - \bar{\boldsymbol{\Phi}} \mathbf{q}) = \mathbf{0} \quad (7)$$

式中: $\mathbf{M}_p = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{M}_s \boldsymbol{\Phi}$, $\mathbf{C}_p = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{C}_s \boldsymbol{\Phi}$, $\mathbf{K}_p = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{K}_s \boldsymbol{\Phi}$ 分别为管道的模态质量、模态阻尼、模态刚度。利用振型矩阵相对于质量、阻尼和刚度矩阵的正交性, 则存在 $\mathbf{M}_p = \text{diag}(m_p^1, m_p^2, \dots, m_p^n)$, $\mathbf{C}_p = \text{diag}(c_p^1, c_p^2, \dots, c_p^n)$, $\mathbf{K}_p = \text{diag}(k_p^1, k_p^2, \dots, k_p^n)$ 。其中, $\text{diag}(\cdot)$ 表示对角矩阵。

式(6)~(7)可进一步写成如下矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_p & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \ddot{\mathbf{X}}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_p & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \dot{\mathbf{X}}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_p & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{X}_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}^T \boldsymbol{\eta} \mathbf{f} - \bar{\boldsymbol{\Phi}}^T (\mathbf{M}_t \ddot{\mathbf{X}}_t) \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (8)$$

对式(8)进行傅里叶变换, 在频域内管道结构振动响应如式(9)所示:

$$\mathbf{X}(i\omega) = \mathbf{H}(i\omega) \mathbf{F}(i\omega) \quad (9)$$

式中: ω 为外部激励频率, $\mathbf{H}(i\omega) = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{D} \end{bmatrix}^{-1}$,

$$\mathbf{X}(i\omega) = \begin{bmatrix} q_1(i\omega) \\ \vdots \\ q_n(i\omega) \\ x_t^1(i\omega) \\ \vdots \\ x_t^m(i\omega) \end{bmatrix}, \mathbf{F}(i\omega) = \begin{bmatrix} \phi_1^T \boldsymbol{\eta} \mathbf{f}(i\omega) \\ \vdots \\ \phi_n^T \boldsymbol{\eta} \mathbf{f}(i\omega) \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

其中 $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{D}$ 分别为:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\omega^2 m_p^1 + i\omega c_p^1 + k_p^1 & & & \mathbf{0} \\ & \ddots & & \\ \mathbf{0} & & -\omega^2 m_p^n + i\omega c_p^n + k_p^n & \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\varphi_{11} \omega^2 m_t^1 & \cdots & -\varphi_{1j} \omega^2 m_t^j \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -\varphi_{n1} \omega^2 m_t^1 & \cdots & -\varphi_{nj} \omega^2 m_t^j \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} -\varphi_{11} (i\omega c_t^1 + k_t^1) & \cdots & -\varphi_{n1} (i\omega c_t^1 + k_t^1) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -\varphi_{1j} (i\omega c_t^j + k_t^j) & \cdots & -\varphi_{nj} (i\omega c_t^j + k_t^j) \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} -\omega^2 m_t^1 + i\omega c_t^1 + k_t^1 & & & \mathbf{0} \\ & \ddots & & \\ \mathbf{0} & & -\omega^2 m_t^j + i\omega c_t^j + k_t^j & \end{bmatrix}$$

基于式(9), 利用时频转换关系, 可得出系统动力响应, 如式(10)所示。

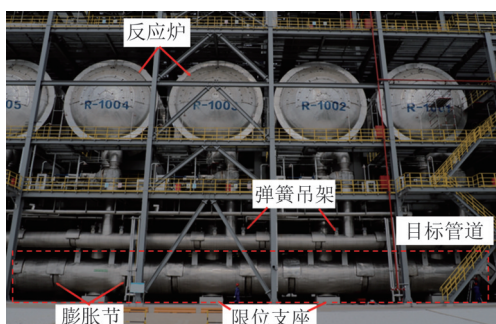
$$\mathbf{X}_s(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \mathbf{X}(i\omega)^{-1} \mathbf{F}(i\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (10)$$

2 大型管道振动现场实测及分析

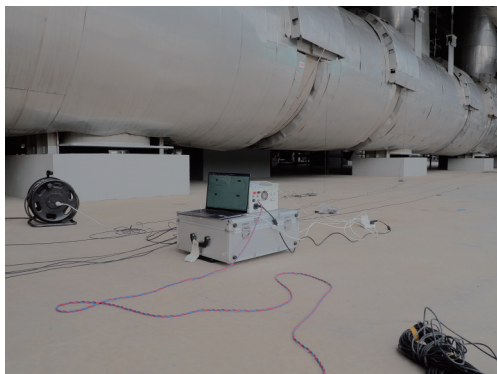
2.1 管道概况

对某化工企业丙烷脱氢装置的高温高压管道开展现场实测, 如图 1(a) 所示。底层管道在切换阀门后发生强烈振动, 其他管段并未发生明显的此类振动, 故仅以底层管道为测试的目标管道, 如图 1(a) 中红色虚线框所示。该段管道全长 63.94 m, 管道直径 2.8 m, 每段管道之间由波纹管膨胀节连接, 目标管道通过竖向管道与顶部的 5 个反应炉相连, 通过 20 个恒力弹簧吊架与厂房框架结构相连, 底部则包含 5 个限位支座。

目标管道振动位移幅值很小, 低于 1 mm, 肉眼难以分辨。此外, 振动频率较高, 现场噪声污染严重, 与目标管道相邻的局部区域均存在有感振动, 因此, 管道位移的现场实测难以有效开展。本次测试关注管道振动的加速度响应, 管道内部包含高温高压气体, 管道外部包有一层隔热材料, 仅在膨胀节附近存在加速度计的安装空间。因此, 加速度计均布置于膨胀节附近, 如图 1(b) 所示。



(a) 目标管道



(b) 加速度计现场布置

图1 大型管道现场实测

Fig.1 Field measurements of large-scale pipeline

2.2 管道振动响应分析

将10个加速度传感器分别固定在10个膨胀节位置处,分别称为测点A、B、C、...、J,采样频率为200 Hz,单次测试时长为15 min,某测点1 s内的加速度时程数据如图2所示。

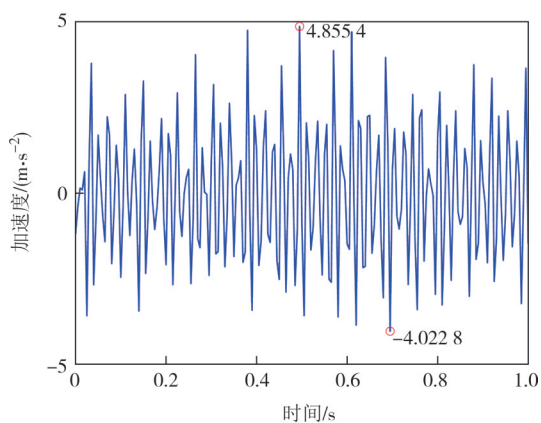


图2 某测点的部分加速度时程信息

Fig.2 Time segment of acceleration responses

利用快速傅里叶变换(FFT),对所有实测数据进行处理,测点频率特性如图3所示。从图中可以看出,各个测点均存在两个主要频率成分,位于26 Hz和52 Hz左右。此外,部分测点结果显示78 Hz处也

存在较大能量。

从现场实测结果可以看出,管道振动频率以26 Hz和52 Hz为主,同时也存在78 Hz的频率成分,可以看出明显的倍数关系,即倍频现象。由于78 Hz的频率成分占比较小,因此后文的减振以26 Hz和52 Hz为主。管道振动涉及复杂的流固耦合机理,国内外现有研究均未给出理论解析解,但是,目标管道振动表现出明显的倍频现象,故可以认为,其振动是阀门开关产生的管内气柱频率与管道本身的固有频率接近而产生的共振所致。

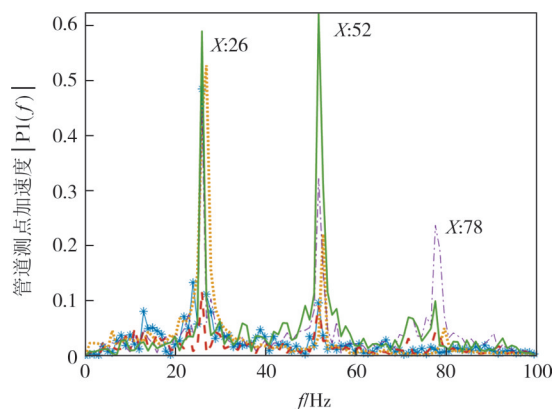


图3 多个测点信号的频率特性

Fig.3 Frequency characteristics of the measured signals

2.3 目标管道有限元模型

基于目标管道设计资料,利用ANSYS软件建立三维有限元模型,采用Beam188单元模拟管道,水平管道不存在轴向约束,即允许在膨胀节处发生轴向变形。反应炉固定于厂房钢筋混凝土柱上,故视为固端约束。20个吊架为恒力弹簧,可视为有载结构,先进行均匀网格划分,后通过进行静力分析把荷载产生的应力加到结构上。管道有限元模型及节点编号如图4所示,第3阶(后文将其命名为模式1)振型幅值最大处节点如图4圆形标记处所示,第6阶(后文将其命名为模式2)振型幅值最大处节点如图4所示的三角形标记位置。

对管道有限元模型进行模态分析,得到前30阶模态参数。表1给出了目标管道前6阶固有频率及振型描述。从表中可以看出,模式1及模式2频率与管道振动实测频率非常接近,且同样具有倍数关系,为管道受管内气柱频率影响发生共振提供了依据。第3阶及第6阶振动模态如图5所示,后续基于MTMD的减振分析也将以这两阶模态为主。

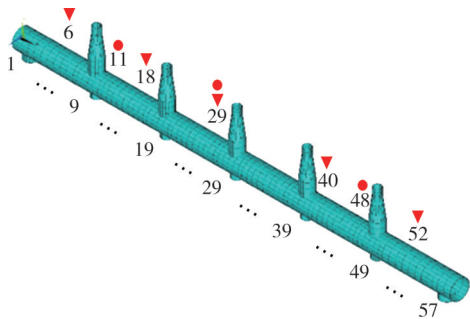


图4 目标管道有限元模型及节点编号
Fig.4 Finite element model of the concerned pipeline and its node number

表1 管道的自振频率及模态质量

Tab.1 Natural frequencies and modal mass of pipelines

振型阶次	频率/Hz	Z向振型参与模态质量/t	振型
1	10.298	55.97	沿Z向侧弯
2	17.034	72.76	沿Z向侧弯
3	26.323	71.47	沿Z向侧弯
4	38.321	70.11	沿Z向侧弯
5	43.430	—	沿X向侧弯
6	52.022	72.56	沿Z向侧弯

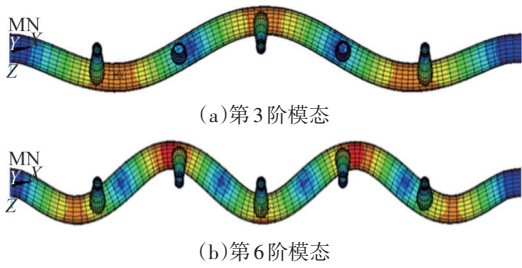


图5 管道第3阶及第6阶模态
Fig.5 The third and sixth modes of the pipeline

3 MTMD 减振性能研究

3.1 MTMD 参数设计

针对上一节中的管道模型,基于现场实测结果,本节开展了 MTMD 参数设计研究.由于管道振动存在两个主要频率 26 Hz 和 52 Hz,因此,设计的 MTMD 以控制这两个频率成分为主要目标.

这里,以最小加速度为优化目标,则 TMD 的最优频率比和最优阻尼比可由下式确定:

$$\beta_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{1}{(1 + \mu)}} \tag{11a}$$

$$\xi_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + 0.5\mu)}} \tag{11b}$$

$$k_{\text{opt}} = \beta_{\text{opt}}^2 f_s^2 m_T \tag{11c}$$

$$c_{\text{opt}} = 2\beta_{\text{opt}} \xi_{\text{opt}} f_s m_T \tag{11d}$$

式中: μ 为 TMD 质量比; β_{opt} 为最优频率比; ξ_{opt} 为最优阻尼比; k_{opt} 为对应的最优刚度; c_{opt} 为最优阻尼值; f_s 为受控模态频率; m_T 为 TMD 的质量.

在 MTMD 设计中,质量比的选择是关键,确定质量比后,则可获得对应的频率比和阻尼比.实际工程中,通常把质量比控制在 10% 以内.理论上,增大 MTMD 质量比可获得较好的减振效果.但是,随着质量比的增大,经济成本增加,同时减振效率降低.此外,较大的质量比也会增加原有结构的恒载,对管道及附属设备产生较大的负载和应力.因此,确定合适的质量比显得尤为重要.本文考虑的质量比变化范围为 0.1%~5%,减振效率随 MTMD 质量比的变化趋势如图 6 所示.图中, μ_1 为第 1 个 TMD(即 TMD1)的质量比, μ_2 为第 2 个 TMD(即 TMD2)质量比.减振效率 P 为:

$$P = \frac{(a_1 - a_2)}{a_1} \tag{12}$$

式中: a_1 、 a_2 分别为阻尼器安装前后的振动加速度幅值.

从图 6 中可以看出,当 TMD2 的质量比 μ_2 不变时,随着 TMD1 的质量比 μ_1 逐步增加,减振率均不断增大,但是,当 μ_1 超过 1.5% 时,减振率增长趋势放缓.类似的,当 μ_1 不变时,随着 μ_2 的不断增大,减振率明显增大,但是当 μ_2 超过 1% 时,减振率增长趋势不明显.因此,综合考虑,TMD1 和 TMD2 的质量比宜取 1%~1.5%.表 2 给出了质量比为 1.5% 时 MTMD 的主要设计参数,这些参数也将用于后续的减振研究.

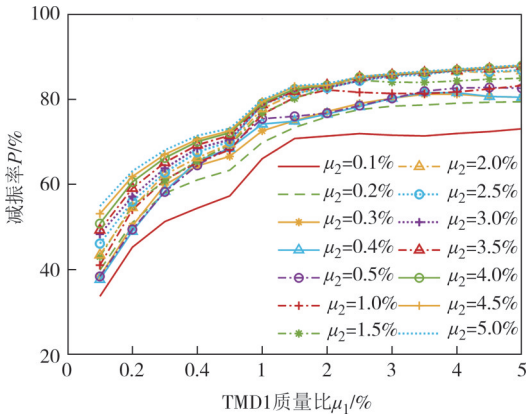


图6 减振效果随质量比变化曲线
Fig.6 Control performance vs. mass ratio variation

3.2 MTMD 安装位置对减振效果的影响

对于管道减振,从控制力的角度来说,TMD 可以通过质量块的运动来抵消外激励下结构的振动响

表 2 MTMD 主要设计参数

Tab.2 Main design parameters of MTMD

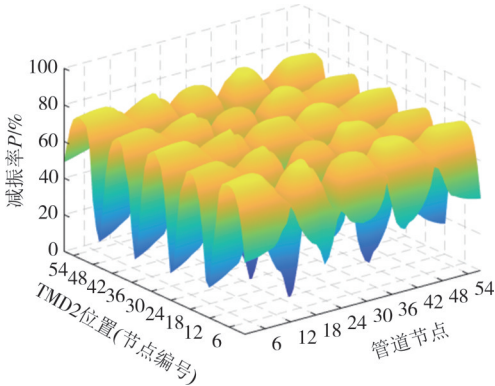
参数	TMD1	TMD2
管道频率 f_j/Hz	26.32	52.02
管道质量 m/t	71.47	72.56
质量比	0.015	0.015
TMD 频率 f_d/Hz	26.13	51.64
TMD 质量 m_d/kg	1 072.05	1 088.40
TMD 刚度 $k_d/(\text{kN}\cdot\text{m}^{-1})$	28 892.126	114 566.149
TMD 阻尼 $c_d/(\text{kN}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1})$	26.301	52.770

应,当耦合系统只有 1 个 TMD 时,能够看出控制模态振型幅值越大,TMD 提供的惯性力越大,所以在单模态控制中可将 TMD 布置于该模态的最大振型幅值处,继而优化 TMD 参数使控制效果最优.当需要控制的模态为多模态叠加时,需要考虑所有惯性力迭加后的效果,即 TMD 之间的协同作用,以充分发挥 MTMD 的性能.

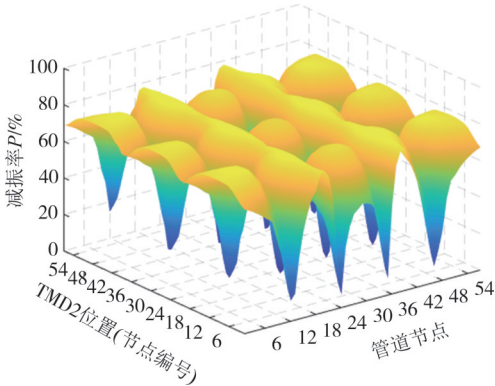
根据管道两阶振型分布可以得出管道各跨相应的振型幅值最大处节点.目标频率为 26 Hz 时,振型幅值最大处节点为 11、29、48;目标频率为 52 Hz 时,振型幅值最大处节点为 6、18、29、40、52.若将设计好的 TMD1 和 TMD2 置于以上节点位置,其减振率 P 可达到 80.79%.然而,受现场条件限制,MTMD 可能无法安装在以上理想位置.

基于第 2 节中的管道有限元模型,这里共选取 57 个节点的位置作为 MTMD 的候选位置,将 TMD1 和 TMD2 依次按管道节点位置进行安装,共 3 249 种工况,减振率受安装位置的影响如图 7 所示.保持 TMD1 安装位置不变,令其位于模态 1 振型最大节点处(即控制 26 Hz 的 TMD 位置位于减振效果最优处).当 TMD2 安装位置位于模态 2 振型的各跨幅值最大处时,管道各个节点减振效果均增大,且在 6、18、29、40、52 管道节点处出现极大值,减振效果均接近 80%;当 TMD2 安装位置位于模态 2 振型零点处时,管道各个节点减振效果均减小,在 1、12、24、35、46、57 管道节点处出现极小值.

保持 TMD2 安装位置不变,令其位于模态 2 振型最大节点处(即控制 52 Hz 的 TMD 位置位于减振效果最优处).当 TMD1 安装位置位于模态 1 振型的各跨幅值最大处时,管道各个节点减振效果均增大,且在 11、29、48 管道节点处出现极大值,其减振效果均接近 70%;由于模态 2 振型参与系数大,同时 TMD2 位于减振效果最优处,TMD1 无论位于何处,当管道节点位于 12~24 及 35~46 时,其减振效果均较



(a) TMD2 安装位置变换(TMD1 固定)



(b) TMD1 安装位置变换(TMD2 固定)

图 7 减振率与单个 TMD 位置变化的关系

Fig.7 The vibration reduction rate vs. the position variation of single TMD

好,变化不大,受 TMD1 位置影响较小.当 TMD1 安装位置位于模态 1 振型零点处时,管道各个节点减振效果均减小,且因 MTMD 与管道的耦合系统作用,减振效果具有叠加效应,在 12、24、35、46 管道节点处出现极小值.

对管道模型进行瞬态响应分析,根据加速度时程数据可得出管道振型幅值最大处为节点 19,以该节点振动响应为参考标准,对管道安装 MTMD 进行研究.如图 8 所示,TMD1 与 TMD2 安装位置对管道的影响主要取决于 TMD2 的安装位置,且管道振动响应随 TMD2 安装位置处幅值的增大而减小,受 TMD1 安装位置变化影响较小;当 TMD2 安装位置位于模态 1 振型零点处时,减振效果均出现极小值.

同时,通过比较减振效果,在所有组合中除去管道无法安装位置处的组合情况,可得到 MTMD 安装位置的最优组合,即 TMD1 安装位置为节点 30, TMD2 安装位置为节点 7,减振效果达到 80.42%.

为重点研究 MTMD 对于管道的减振性能,分别将 MTMD 安装前后减振效果进行对比,其加速度时程曲线及 FFT 幅值对比如图 9 所示.由此可见,受

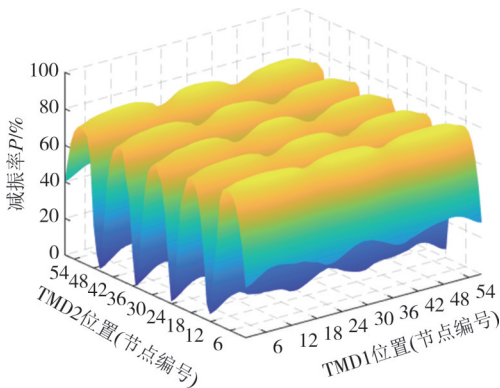


图8 减振率与多个TMD位置变化的关系
Fig.8 The vibration reduction rate vs. the position variation of multiple TMDs

MTMD 安装环境条件限制,除根据传统工程经验安装 MTMD 外,采用其他安装位置组合,也有较好的减振效果.

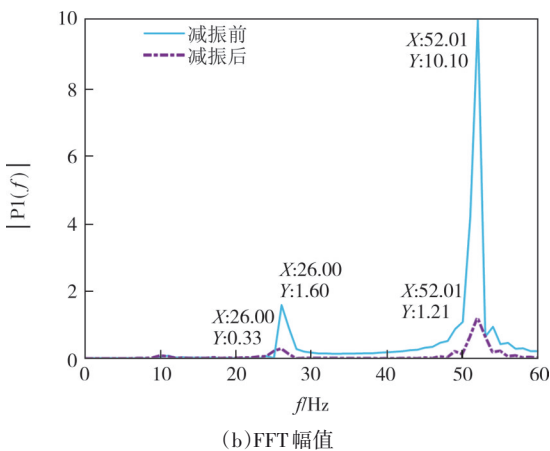
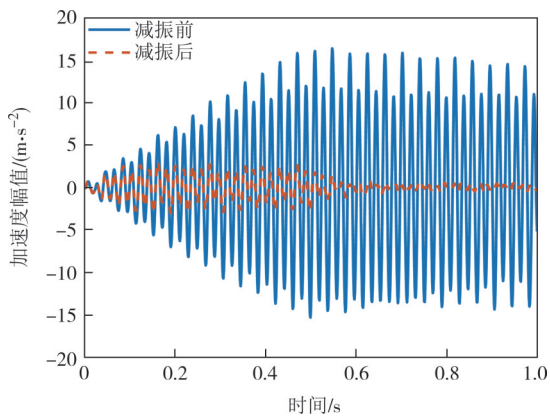


图9 管道安装 MTMD 减振效果模拟
Fig.9 Simulation of vibration reduction effect of MTMD in pipe installation

3.3 TMD 制作和测试

本文采用的 MTMD 装置为电涡流调谐质量阻尼器,其安装示意图详见图 10. 该阻尼器由圆形质量

块、磁钢、摆杆、立杆、底板以及特制圆形连接件等组成,由于振动频率较高,综合考虑疲劳及刚度需求,采用悬臂式摆杆提供刚度. 摆杆采用圆形截面,故在水平和竖向两个方向上的抗侧刚度一致,这使得阻尼器在这两个方向上的频率基本一致,进而可同时实现水平和竖向两个方向上的管道减振.

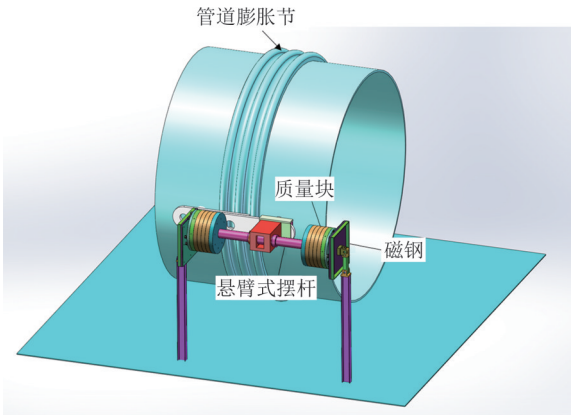


图10 调谐质量阻尼器安装示意图
Fig.10 The schematic diagram of installation of TMD

现阶段,已完成目标频率为 26 Hz 的电涡流阻尼器的设计和制造,其中,电涡流 TMD 的质量块采用钢材,重量为 1 t. 该 TMD 的模态分析结果如图 11 所示,其 1 阶为竖向模态,频率为 26.07 Hz,2 阶为侧向模态,频率为 26.379 Hz.

同时,在实验室中利用橡胶锤敲击模拟脉冲激励,对电涡流 TMD 进行现场动力测试,如图 12 所示.

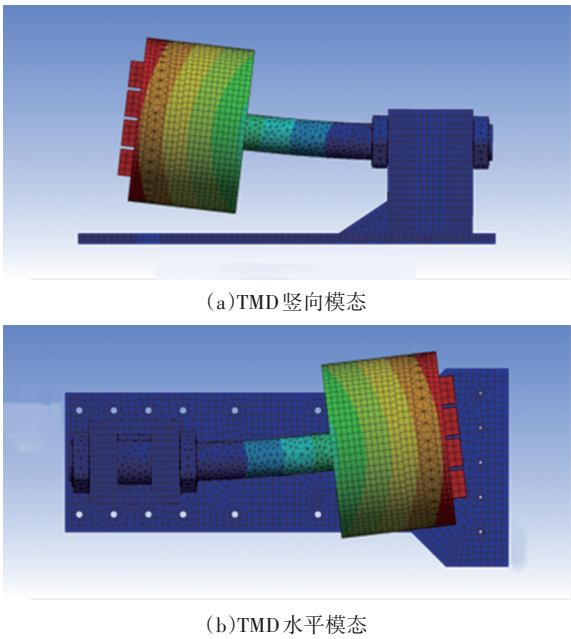


图11 TMD 振型分析结果
Fig.11 Modal analysis pf TMD

通过加速度传感器获取TMD受冲击荷载作用后的加速度时程,如图13所示.分析得到,TMD的频率为26.86 Hz,其阻尼比为3.45%,符合设计要求.

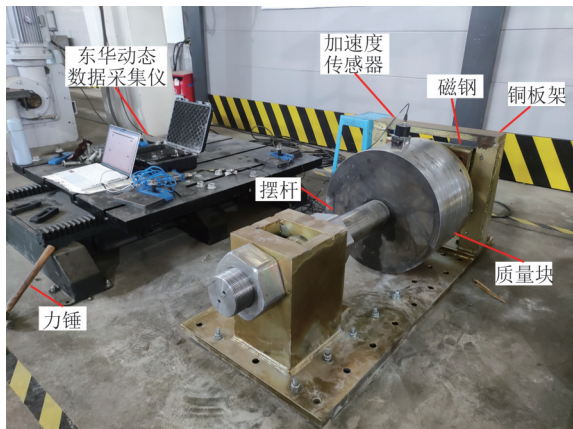
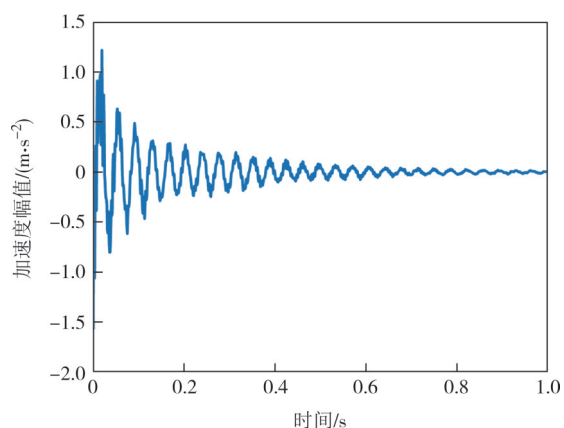
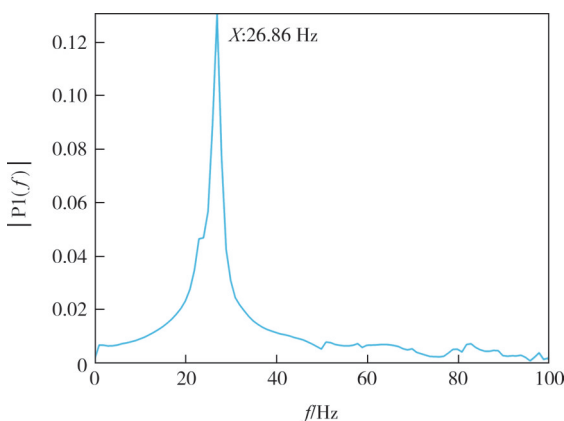


图12 TMD动力测试

Fig.12 Dynamic tests of TMD



(a)阻尼器加速度时程曲线



(b)加速度傅里叶变换结果

图13 TMD动力测试结果

Fig.13 Dynamic test results of TMD

目标频率52 Hz的电涡流TMD也正在设计和制造当中,也将相继开展对应的动力测试工作.由于TMD的现场安装工作暂未完成,本文尚未给出现场

管道的减振效果.

4 结论

本文以某化工企业丙烷脱氢装置的大型管道为研究对象,通过现场实测和数值模拟分析,对基于MTMD的管道振动控制效果开展相关研究,主要结论如下:

1)相对于整个装置的管道系统,仅局部管道发生剧烈振动,并且,现场实测结果表明,管道振动的主要频率成分存在倍数关系,为管道切换阀门引起的气柱变化导致的共振.

2)质量比对MTMD的减振性能影响较大,对于目标管道,MTMD质量比取1%~1.5%时减振控制效果较好,且具有一定的经济性.

3)MTMD的安装位置同样重要,考虑多个TMD之间的相互影响,在管道上优化组合搜索得出安装位置,若MTMD能位于振型振幅最大处,则效果最佳,如若不能,相邻位置处也能达到较好的减振效果.

参考文献

- [1] 田家林,袁长福,杨琳,等.输气管道气固耦合振动特性分析[J].机械科学与技术,2016,35(7):1028-1034.
TIAN J L, YUAN C F, YANG L, et al. The vibration characteristics analysis of gas and solid coupling in gas pipelines [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(7): 1028-1034. (in Chinese)
- [2] LIU E B, GUO B Y, WANG M J, et al. Analysis of the water-filling process for crude oil pipelines with a large drop in height [J]. Energy Science & Engineering, 2020, 8(6): 2100-2115.
- [3] 耿金嵩,罗振伟,宁英超.金属膨胀节振动故障分析与结构优化设计[J].机械工程师,2023(6):11-13.
GENG J S, LUO Z W, NING Y C, et al. Vibration failure analysis and structural optimization design of metal bellows-expansion joint [J]. Mechanical Engineer, 2023(6): 11-13. (in Chinese)
- [4] LIU E B, WANG X J, ZHAO W W, et al. Analysis and research on pipeline vibration of a natural gas compressor station and vibration reduction measures [J]. Energy & Fuels, 2021, 35(1): 479-492.
- [5] 宋金洲.空间管路动力吸振器减振特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2021.
SONG J Z. Study on the vibration absorption characteristics of space pipeline dynamic vibration absorber [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2021. (in Chinese)
- [6] 肖高棉.活塞式压缩机管道的振动控制研究[D].成都:西南

- 交通大学,2006.
- XIAO G M. The research on vibration control of the pipeline of piston compressor[D]. Chengdu:Southwest Jiaotong University, 2006. (in Chinese)
- [7] 杨杰,张玉韬,梅良,等. 滤波型脉动缓冲罐在某 LNG 液化工厂往复压缩机管道振动控制中的应用[J]. 化工设备与管道,2021,58(2):66-70.
- YANG J,ZHANG Y T,MEI L, et al. Application of wave filtering pulsating buffer in controlling vibration of piping connected to reciprocating pump in LNG liquefying plant [J]. Process Equipment & Piping, 2021, 58(2):66-70. (in Chinese)
- [8] 白伦. 浆体管道三通后的单孔消能孔板流场研究[J]. 广东化工,2023,50(14):117-120.
- BAI L. Study on flow field of the single-hole orifice after tee in slurry pipeline [J]. Guangdong Chemical Industry, 2023, 50(14):117-120. (in Chinese)
- [9] MIAO X Y, ZHAO H, GAO B X, et al. Vibration reduction control of In-pipe intelligent isolation plugging tool based on deep reinforcement learning [J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology, 2022, 9(6):1477-1491.
- [10] 王彦龙,雷军义. 催化裂化装置膨胀节应用介绍及改进建议[J]. 当代化工研究,2023(6):114-116.
- WANG Y L, LEI J Y. Application introduction and improvement suggestions of expansion joint in FCC unit[J]. Modern Chemical Research, 2023(6):114-116. (in Chinese)
- [11] 宋维源,肖挺杨,李吉. 管道振动控制技术现状及展望[J]. 安全与环境学报,2012,12(3):184-188.
- SONG W Y, XIAO T Y, LI J. On the present status and prospect of pipeline vibration control technology[J]. Journal of Safety and Environment, 2012, 12(3):184-188. (in Chinese)
- [12] TAN J, ZHANG P, FENG Q, et al. Passive seismic protection of building piping systems: a review[J]. International Journal of Structural Stability and Dynamics, 2020, 20(3):2030001.
- [13] 张俎琛,何立东. 设备管线阻尼减振应用研究[J]. 广东化工, 2021, 48(10):188-189.
- ZHANG Z C, HE L D. Research on damping and vibration reduction of equipment pipeline [J]. Guangdong Chemical Industry, 2021, 48(10):188-189. (in Chinese)
- [14] 冯钰琦,赵杰,姚冉,等. 基于磁流变阻尼器的往复压缩机管系减振技术研究[J]. 振动与冲击,2023,42(15):101-107.
- FENG Y Q, ZHAO J, YAO R, et al. Vibration reduction technique for reciprocating compressor pipeline based on MR damper [J]. Journal of Vibration and Shock, 2023, 42(15):101-107. (in Chinese)
- [15] 丁继超,何立东,冀沛尧. 整体式挤压油膜阻尼器对管道振动抑制试验[J]. 振动·测试与诊断,2020,40(3):535-540.
- DING J C, HE L D, JI P Y. Experimental study on controlling vibration of pipeline with integral squeeze film damper [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(3):535-540. (in Chinese)
- [16] 张炳康,何立东,杨秀峰,等. 悬臂式调谐质量阻尼器抑制管道振动研究[J]. 北京化工大学学报(自然科学版),2015,42(2):89-94.
- ZHANG B K, HE L D, YANG X F, et al. Pipeline vibration control with a cantilever type tuned mass damper [J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science Edition), 2015, 42(2):89-94. (in Chinese)
- [17] SONG G, ZHANG P, LI L, et al. Vibration control of a pipeline structure using pounding tuned mass damper [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2016, 142(6):04016031.
- [18] JIANG J W, ZHANG P, PATIL D, et al. Experimental studies on the effectiveness and robustness of a pounding tuned mass damper for vibration suppression of a submerged cylindrical pipe [J]. Structural Control and Health Monitoring, 2017, 24(12):e2027.
- [19] 彭启航,高经纬,涂建维. 基于磁流变弹性体调频 TMD 的管道竖向振动控制[J]. 武汉理工大学学报,2019,41(4):59-64.
- PENG Q H, GAO J W, TU J W. Vertical vibration control of pipeline by the frequency adjustable tuned mass damper based on magnetorheological elastomer [J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2019, 41(4):59-64. (in Chinese)
- [20] KHAZAEI M, KHADEM S E, MOSLEMI A, et al. Vibration mitigation of a pipe conveying fluid with a passive geometrically nonlinear absorber: a tuning optimal design [J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2020, 91:105439.
- [21] 张鸿权,肖望强. 基于颗粒阻尼的变频空调压缩机管路减振设计[J]. 中国机械工程,2022,33(18):2172-2182.
- ZHANG H Q, XIAO W Q. Anti-vibration design for compressor pipelines of inverter air conditioners based on particle damping [J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(18):2172-2182. (in Chinese)
- [22] JI H, HUANG Y, NIE S, et al. Research on semi-active vibration control of pipeline based on magneto-rheological damper [J]. Applied Sciences, 2020, 10(7):2541.
- [23] ISHIKAWA S, TANAKA K, YANO D, et al. Design of a disc-shaped viscoelastic damping material attached to a cylindrical pipe as a dynamic absorber or Houde damper [J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 475:115272.
- [24] ARAZ O, KAHYA V. Design of series tuned mass dampers for seismic control of structures using simulated annealing algorithm [J]. Archive of Applied Mechanics, 2021, 91(10):4343-4359.
- [25] ARAZ O, KAHYA V. Optimization of multiple tuned mass dampers for a two-span continuous railway bridge via differential evolution algorithm [J]. Structures, 2022, 39:29-38.