

文章编号: 1671-4229(2025)02-0087-11

基于欧拉-伯努利梁的变摩擦摆式调谐 质量阻尼器减振性能研究

梁正阳^{1,2,3}, 向越^{1,2,3}, 谭平^{1,2,3*}

(1. 广州大学 土木与交通工程学院, 广东 广州 510006; 2. 广州大学 工程抗震研究中心, 广东 广州 510006;
3. 广州大学 减振防灾与结构安全国家重点实验室(培育), 广东 广州 510006)

摘要: 为了研究高层高耸结构变摩擦摆式调谐质量阻尼器(Variable Friction Pendulum Tuned Mass Damper, VFP-TMD)减振性能,将结构简化为欧拉-伯努利悬臂梁来准确表征其动力特性。介绍了VFP-TMD装置构成,并进行变摩擦摆式支座试验验证。提出风振激励下VFP-TMD体系模型,基于定点理论获取VFP-TMD的最优参数,给出了不同VFP-TMD质量比对应的最优参数,并进行参数分析。以某景观塔为例,进行风振案例分析。结果表明:文章提出的最优参数能够实现该体系的最优减振效果,峰值减振率为51.31%,平均减振率为54.62%。

关键词: 结构减振控制; 调谐质量阻尼器; H_{∞} 优化; 变摩擦阻尼; 风致效应分析

中图分类号: TU355 文献标志码: A

Vibration mitigation performance of variable friction pendulum tuned mass damper based on Euler-Bernoulli Beam

LIANG Zheng-yang^{1,2,3}, XIANG Yue^{1,2,3}, TAN Ping^{1,2,3*}

(1. School of Civil Engineering and Transportation, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China; 2. Earthquake Engineering Research & Test Center, Guangzhou University, Guangzhou 510006, China; 3. National Key Laboratory of Vibration Reduction, Disaster Prevention and Structural Safety (Cultivation), Guangzhou University, Guangzhou 510006, China)

Abstract: To investigate the vibration mitigation performance of the Variable Friction Pendulum Tuned Mass Damper (VFP-TMD) for high-rise structures, the structure is modeled as an Euler-Bernoulli cantilever beam to accurately characterize its dynamic properties. This study presents the configuration of the VFP-TMD device and experimental validation is conducted through tests on variable friction pendulum bearing. A model of the VFP-TMD system subjected to wind-induced excitation is proposed. The optimal parameters of the VFP-TMD are obtained based on the fixed-point theory, and the optimal parameters corresponding to different VFP-TMD mass ratios are provided and analyzed parametrically. A case study involving a landscape tower is performed to analyze wind-induced vibrations. The research results indicate that the proposed optimal parameters achieve superior vibration reduction effects for this system, yielding a peak damping ratio of 51.31% and an average damping ratio of 54.62%.

Key words: structural vibration control; Tuned Mass Damper; H_{∞} optimization; variable friction damping; wind-induced vibration analysis

收稿日期: 2024-09-28; 修回日期: 2024-12-23

基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2021YFC3100701); 国家自然科学基金资助项目(52378292)

作者简介: 梁正阳(2000—),男,硕士研究生. E-mail: 2694997942@qq.com

*通信作者. E-mail: ptan@gzhu.edu.cn

引文格式: 梁正阳, 向越, 谭平. 基于欧拉-伯努利梁的变摩擦摆式调谐质量阻尼器减振性能研究[J]. 广州大学学报(自然科学版), 2025, 24(2): 87-97.

土木工程结构振动控制的研究和应用大体上分为 3 个领域:基础隔震,被动耗能减振以及主动、半主动和智能控制^[1]。结构被动调谐减震控制技术具有:有效衰减结构的振动反应,使用范围广,节省结构造价及旧有结构减震改良等优点。调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper, TMD)作为一种被动控制装置可以有效控制高耸结构风振响应^[2]。因此, TMD 装置广泛应用于高层高耸结构,改善风荷载作用下结构的振动响应。

近几年国内外学者对变摩擦摆式调谐质量阻尼器(VFP-TMD)进行了一定的研究。普通摩擦摆式调谐质量阻尼器(Friction Pendulum Tuned Mass Damper, FP-TMD)与 TMD 相比,可有效节省阻尼器和刚度元件的布置空间^[3],并用于结构风振控制。Matta 等^[4-5]提出一种双向摆调谐质量阻尼器,建立了其优化设计方法,并与黏滞阻尼装置进行数值验证,并进行小型装置试验。然而, FP-TMD 的非线性常摩擦阻尼,其水平恢复力由重力和切向方向摩擦力在水平方向分量组合,具有非线性性质^[3],使 FP-TMD 的控制性能不稳定。该非线性成为 FP-TMD 不可规避的最大缺陷,导致其应用具有极大的局限性。Xiang 等^[6]提出了一种具有滞变阻尼特性的 VFP-TMD,表明其在频域上具有良好的调谐性能,并验证了最优数值解和性能平衡设计的有效性。研究表明, VFP-TMD 的滞变阻尼特性克服了 FP-TMD 控制性能不稳定的缺点,并具有在激励幅值变化的情况下,控制性能保持稳定、控制性能可优化、提供 TMD 冲程限制功能等优势。

近年来,调谐质量阻尼器在风致效应分析方面有了一定的进展。Khodaie 等^[7]参数化研究了调谐质量液柱阻尼器(TMD 和 TLCD 系统)在减少高层建筑的顺风 and 横风振动方面的有效性。Liu 等^[8]提出了一种新型的预应力调谐质量阻尼器,探讨了柔性索变形对具有低固有频率和低阻尼的大容量风力涡轮机塔筒预应力调谐质量阻尼器体系受到风作用的共振非线性影响。Giaralis 等^[9]研究了调谐质量阻尼器-惯容装置抑制风引起的 74 层基准建筑的平面内动态行为,并考虑了横风方向的涡旋脱落效应,表明该装置可降低峰值加速度和 TMD 冲程。Leng 等^[10]提出了一种新型的半主动三维磁流变弹性体调谐质量阻尼器,用于抑制风、波、地震载荷错位下的海上风力涡轮机双

向振动。McNamara 等^[11]将 TMD 放置在海上风力涡轮机塔的最佳位置来设计最优的多重 TMD 系统,该位置使用塔前 3 个固有频率位移的最大幅度来定义。此外,使用集成的海上风力涡轮机-TMD 系统进行了广泛的模拟,以找到 TMD 的最佳质量比和数量。

然而,现有的分析大部分都是基于质点系结构进行优化、分析与论证。面临风荷载时,风荷载对质点系结构的模拟作用不全面,这种情况下更适合采用分布参数体系结构模拟风荷载作用,并进一步衡量 VFP-TMD 的减振效果。Wang 等^[12]针对欧拉-伯努利简支梁开展研究,提出一种具有可变质量和阻尼的半主动 TMD,不仅可以通过水泵和电磁阀实时调节自身的质量和频率以适应人行天桥的动态特性,还可以通过改变涡流阻尼以提高能量耗散效果。Zuo 等^[13]将风力涡轮机叶片和塔架由三维欧拉-伯努利梁单元建模,研究了浮式海上风力涡轮机的振动控制问题。Deng 等^[14]将核心筒视为悬臂梁,采用模态分解法得到简化模型的地震响应,利用 SAP2000 有限元软件建立有限元模型对比,结果表明,简化模型是准确有效的。Jia 等^[15]通过建立一种基于分布参数系统的简化模型来表示装有 TVMD 伸出臂的核心筒结构。通过 MATLAB 对简化模型进行动力分析,计算高层建筑的动态特性和地震反应。综上,将以弯曲变形为主的高层高耸结构简化为欧拉-伯努利悬臂梁模型,研究变摩擦摆式调谐质量阻尼器的减振性能成为当前亟待解决的重点问题。

鉴于此,本文开展高层高耸结构 VFP-TMD 体系的减振性能研究。首先,介绍 VFP-TMD 系统的装置构成,并进行变摩擦摆式支座试验验证;接着,提出风振作用下基于欧拉-伯努利梁的 VFP-TMD 体系模型,并基于定点理论进行 VFP-TMD 设计参数优化设计并给出解析解;最后,利用工程案例验证结构-VFP-TMD 体系最优参数的有效性。

1 VFP-TMD 系统

1.1 VFP-TMD 装置

VFP-TMD 由多个变摩擦摆装置(Variable Friction Pendulum Bearing, 简称 VFPB)和质量块组成。如图 1 所示,其表现出与位移相关的线性阻尼滞回曲线, VFP-TMD 的刚度由 VFPB 半径决定。

在实际应用中,可以在质量块的下方放置多个完全相同的 VFPB 来分担质量块的质量。混凝土、钢块、装满水的水箱和空中花园都可以作为 VFP-TMD 的质量块。VFPB 主要由固定于质量块的顶板、固定于 VFP-TMD 布设位置的底板和内部滑块组成,底板的上表面可以设计为对应的凹型滑动面。VFP-TMD 可以通过 VFPB 的半径确定调谐频率。线性变摩擦阻尼呈现为常摩擦阻尼与滞变阻尼的组合,变摩擦实现形式详见文献[6]所示。凹滑动面摩擦系数布置示意图见图 2。凹圆环面代表了不同的摩擦系数。

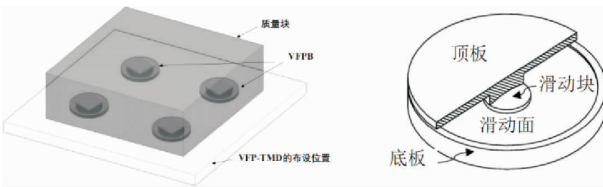


图 1 凹面滑动的变摩擦摆式调谐质量阻尼器

Fig. 1 VFPB with concave sliding surface

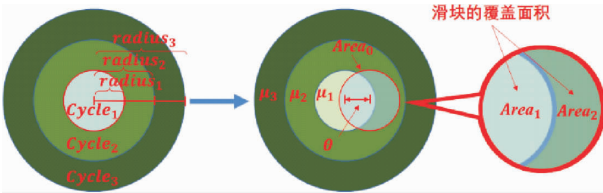


图 2 凹滑动面摩擦系数布置示意图

Fig. 2 Layout diagram of friction coefficient of concave sliding surface

当滑块半径为摩擦系数同心圆半径的数倍关系时,得到线性摩擦系数如下:

$$\mu_{eff}(\theta) = \mu_{min} + \eta|\theta|, \quad (1)$$

式中, μ_{min} 为常摩擦系数, η 为滞变阻尼比。为了验证线性摩擦理论的正确性,进行变摩擦摆式支座验证试验。

1.2 变摩擦摆式支座试验验证

为了研究 VFPB 在不同竖向荷载和滑移速度下的力学特性,基于以上理论和数值模拟研究设计一种 VFPB 支座,并展开一系列试验研究。

滑移面上划分 3 个滑移变摩擦布置区域,从中心到边缘,粗糙度算术平均值分别为 0.02、0.21 和 0.39 μm 。滑移面有效曲率半径为 2 m,中心圆形滑移区直径为 200 mm,中心环形滑移区外沿圆的直径为 300 mm。滑移下表面嵌固聚甲醛耐磨板,上座板下表面嵌固带有储值坑的超高分子量聚乙烯耐磨板。图 3 为 VFPB 的截面随位移变摩

擦布置示意图。滑块的面积稍大于初始区域,以确保滑块偏离初始区域时变摩擦力的出现。

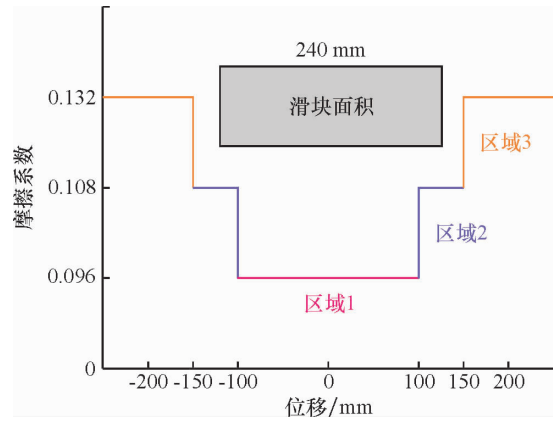


图 3 VFPB 变摩擦系数布置

Fig. 3 Variable friction coefficient arrangement of VFPB

图 4 为支座压剪试验机,该试验机竖向最大可施加压力 5 000 kN,竖向最大位移 350 mm,水平向最大可施加力 1 000 kN,水平最大位移 490 mm。试验过程中竖向荷载分别为 600、1 200 kN,采用正弦波位移加载,位移加载时程曲线为 $S = A\sin 2\pi ft$,其中, $A = 230$ mm,加载频率 f 分别取 0.083、0.096 9、0.117 6 Hz,对应的峰值速度为 120、140、170 mm/s。该速度位于高层高耸结构风致振动中,VFP-TMD 的质量块滑动速度区间之内,有一定的工程实践意义。



图 4 压剪试验机

Fig. 4 Press-shear testing system

VFP-TMD 实现线性变摩擦力的关键特征在于根据滑块位置对摩擦系数的不同区域进行加权。基于库仑定律,将试验得到的线性变摩擦阻尼力

滞回曲线与仿真结果进行对比,如图 5 所示。试验循环结果与模拟循环结果具有较高的吻合度,表明两者具有良好的一致性以及实现变摩擦理论的正确性。此外,阻尼力的线性增加表明了变摩擦布置在实现位移型阻尼特性方面的有效性。在

滞回曲线中可以观察到细微的差异,即最大和最小摩擦力随着试验激励频率的增加而增加。这是由于频率增加而产生的高速度可能在摆式运动内产生较大的离心力,并产生大量的试验摩擦力。

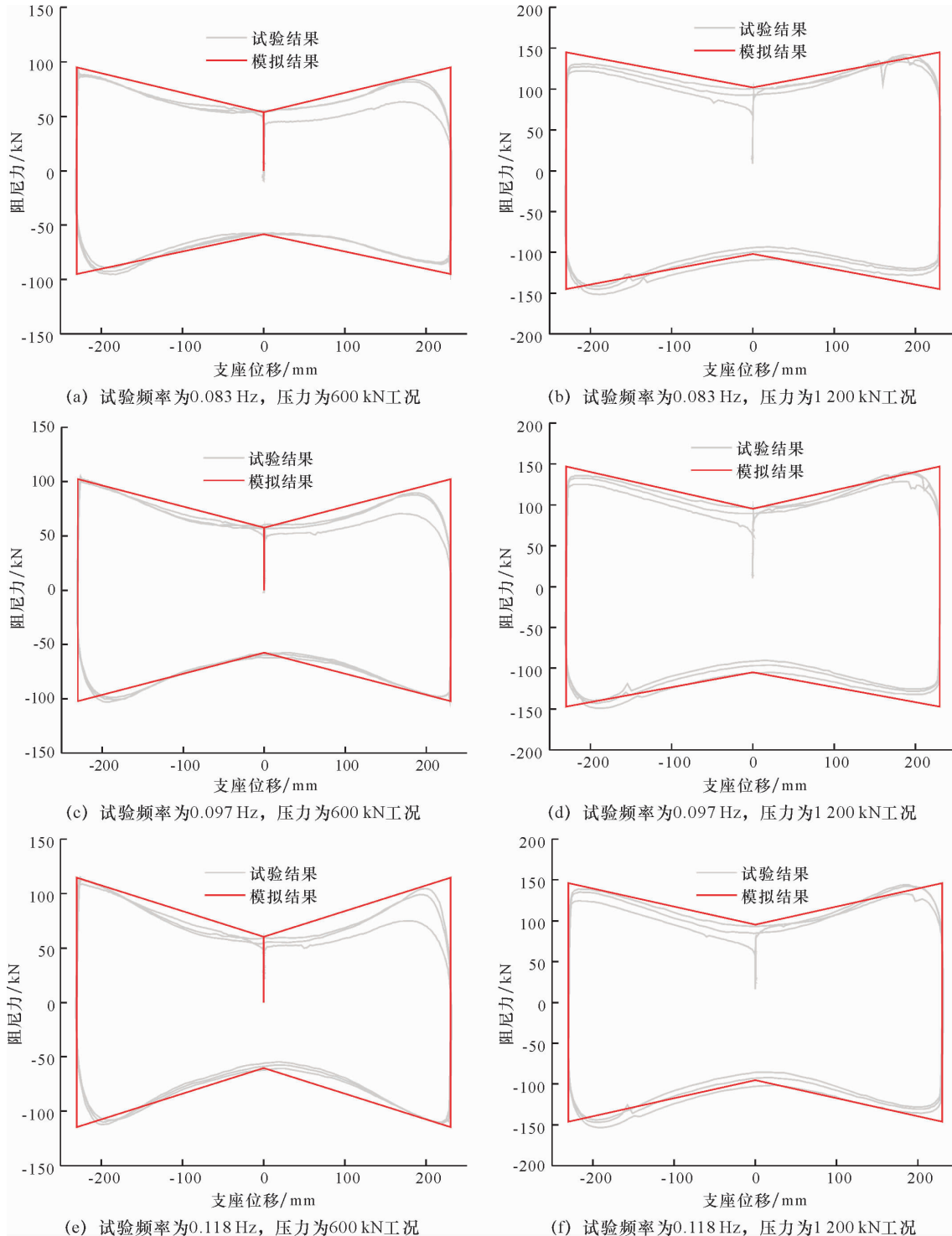


图 5 线性变摩擦阻尼力滞回曲线

Fig. 5 Hysteretic loops of linear variable friction damping force

变摩擦理论公式本质上基于库仑摩擦推导而来,对于库仑摩擦力而言,摩擦力与施加的荷载成正比,而与表观接触面积和滑动速度无关,因此,模拟结果曲线呈现出尖角。对于试验而言,实际上,摩擦系数与多种因素有关,其中,滑动速度对该现象影响较大^[16],摩擦系数随滑动速度增加而增加,在初始起滑和最大位移处,速度不可避免地拥有快速增大和快速衰减,因此,在试验曲线的斜率上表现出平滑且斜率较小,而非尖角形状的滞回曲线。

VFPB 的等效阻尼可以通过试验循环的周期内面积耗能进行确定。每个激励频率对应的试验与理论的误差值分别为 7.5%、5.8% 和 6.2%。试验与理论误差指 VFPB 的等效阻尼差值,等效阻尼和等效刚度计算公式分别为 $\xi_e = \frac{E_D}{2\pi k_e D^2}$ 和 $k_e = \frac{F_D}{D}$, 其中, E_D 为滞回环所包围的面积, D 是支座位移, F_D 为位移 D 对应的支座反力。从试验结果可以看出,对于任意摆式系统,采用相应的摩擦布置可实现式(1)的变摩擦系数,并同时得到有滞变阻尼特性的线性变摩擦力。

2 高层高耸结构连续化模型 VFP-TMD 体系风振激励模型

采用连续化的欧拉-伯努利悬臂梁模拟高层高耸结构优势明显,可以较好地模拟结构侧向变形特性。如果按照空间结构计算风振下结构动力特性,则计算量较大,简化模型与有限元模型相比,在结构初步设计和设计参数优化方面有巨大优势。连续化模型拥有普适性,不同形式的高层高耸结构都可以通过悬臂梁的参数变化来反映。因此,本文采用连续化的欧拉-伯努利悬臂梁来模拟高层高耸结构,其动力分析模型如图 6 所示。图 6 中, EI 为结构抗弯刚度, ρ 为结构单位高度的质量, H 为结构总高度。 h 为 VFP-TMD 实际安装高度。可以通过改变 VFP-TMD 安装在模态振型幅值最大处来控制任意阶模态。

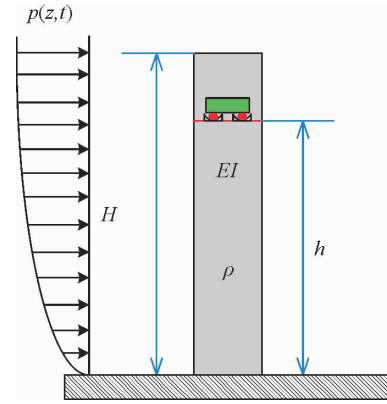


图 6 高层高耸结构 VFP-TMD 动力分析模型

Fig. 6 Dynamic modeling of high-rise structure equipped with VFP-TMD

假定结构的阻尼系数为 c , 结构高度 z 处的水平位移为 $u(z,t)$, 则在外激励 $p(z,t)$ 的作用下, 无控状态的结构运动方程可表示为式(2)^[16], 式中, $p(z,t)$ 代表模拟的脉动风荷载, 具体模拟方法及结果见后文 4.1 节。

$$\rho \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial t^2} + c \frac{\partial u(z,t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u(z,t)}{\partial z^4} = p(z,t). \quad (2)$$

假定 VFP-TMD 安装在高度为 h 的位置, 那么风振激励下体系的运动方程为

$$\rho \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial t^2} + c \frac{\partial u(z,t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 u(z,t)}{\partial z^4} = p(z,t) - m_t \left(\frac{\partial^2 u(h,t)}{\partial t^2} + \ddot{x}_t \right). \quad (3)$$

风荷载作用下, TMD 系统运动方程可表示为

$$m_t \left(\frac{\partial^2 u(h,t)}{\partial t^2} + \ddot{x}_t \right) + c_t \dot{x}_t + k_t x_t = 0. \quad (4)$$

采用分离变量法求解, 存在悬臂梁的位移:

$$u(z,t) = \sum_{j=1}^{\infty} \varphi_j(z) q_j(t), \quad (5)$$

式中, $\varphi_j(z)$ 表示不随时间变化的第 j 阶模态函数, $q_j(t)$ 为随时间变化的第 j 阶模态振幅, 且存在以下关系式:

$$\varphi_j(z) = \sin \lambda_j z - \sinh \lambda_j z + B_j (\cosh \lambda_j z - \cos \lambda_j z), \quad (6)$$

其中,

$$B_j = \frac{\sin \lambda_j H + \sinh \lambda_j H}{\cosh \lambda_j H + \cos \lambda_j H}, \quad (7)$$

式中, 前三阶模态 $\lambda_j H$ 的值分别为 1.875、4.964

和 7.855, 前三阶自振频率^[17]为

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \frac{1.875}{H^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}, \omega_2 = \frac{4.694}{H^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}, \\ \omega_3 &= \frac{7.854}{H^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}.\end{aligned}\quad (8)$$

当 $j \geq 4$ 时, 结构的第 j 阶模态振动频率为

$$\omega_j \approx \frac{(2j-1)^2 \pi^2}{4H^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}.\quad (9)$$

结构的第 j 阶模态运动方程为

$$\ddot{q}_j(t) + 2\xi_j \omega_j \dot{q}_j(t) + \omega_j^2 q_j(t) = \frac{F_j(t)}{M_j}.\quad (10)$$

当 VFP-TMD 安装在高度为 H 的位置, 第 j 阶模态广义质量, 广义刚度和广义力为

$$\begin{cases} M_j = \rho \int_0^H \phi_j^2(z) dz, \\ K_j = \omega_j^2 M_j, \\ F_j(t) = \int_0^H \phi_j(z) p(z, t) dz - \phi_j(H) \bar{p}(H, t). \end{cases}\quad (11)$$

风振作用以第一振型为主, 由方程(4)和方程(10)通过无量纲化参数处理(表1)。

表1 结构-VFP-TMD 的无量纲变换

Table 1 Dimensionless notations of structure-VFP-TMD

参数	定义
$\omega_s = (K_1/M_1)^{0.5}$	结构自振频率
$\mu_t = m_t/m_1$	TMD 质量比
$\omega_t = (g/R)^{0.5}$	VFP-TMD 名义频率
$f_t = \omega_t/\omega_1$	VFP-TMD 频率比
$\lambda = \omega/\omega_1$	激励频率比

推导出一阶结构及 VFP-TMD 体系无量纲运动方程如下:

$$\begin{cases} (1 + \mu_t) \ddot{q}_1 + \mu_t \ddot{x}_t + 2\xi_1 \omega_1 \dot{q}_1 + \omega_1^2 q_1 = \frac{F}{M_1}, \\ \ddot{q}_1 + \ddot{x}_t + \omega_t^2 x_t + \omega_t^2 \text{sgn}(\dot{x}_t) \eta |x_t| = 0. \end{cases}\quad (12)$$

3 高层高耸结构 VFP-TMD 解析解

3.1 VFP-TMD 定点理论解析解

以结构位移为控制目标为例, 给出定点理论推导结果。令 $\xi_1 = 0$, 有结构位移的频响函数如式(13)所示:

$$H_1(i, \lambda) = \frac{-\lambda^2 + f_t^2 + \eta f_t^2 i}{\left\{ \begin{aligned} &[\lambda^4 - \lambda^2(1 + f_t^2(1 + \mu_t)) + f_t^2] + \\ &[-\eta f_t^2(1 + \mu_t)\lambda^2 + \eta f_t^2]i \end{aligned} \right\}}.\quad (13)$$

定点理论是指无论阻尼比如何变化, 频响函数曲线必然经过两个定点, 当 $\eta = 0$ 和 $\eta = \infty$ 时, 有如下关系:

$$\frac{\lambda^2 - f_t^2}{\lambda^4 - \lambda^2(1 + (1 + \mu_t)f_t^2) + f_t^2} = \frac{1}{1 - (1 + \mu_t)\lambda^2},\quad (14)$$

和

$$\frac{1}{1 - (1 + \mu_t)\lambda_p^2} = -\frac{1}{1 - (1 + \mu_t)\lambda_q^2}.\quad (15)$$

结合式(14)和式(15)与两定点横坐标关系, 从而得到两定点横坐标关系得到最优频率比, 如式(16)所示:

$$f_{opt} = \frac{1}{1 + \mu_t}.\quad (16)$$

代入式(14), 对应最优频率比的两定点峰值横坐标和动力放大系数的值为

$$\lambda_{opt}^2 = \frac{1}{1 + \mu_t} \left[1 \pm \sqrt{\frac{\mu_t}{2 + \mu_t}} \right],\quad (17)$$

$$H_{opt} = \sqrt{\frac{2 + \mu_t}{\mu_t}}.\quad (18)$$

最优阻尼比可以通过保证两定点成为动力放大系数曲线的两个相等的峰值来求解, 将动力放大系数曲线的偏导数峰值设置为零, 即

$$\frac{\partial}{\partial \lambda^2} (|H|^2) \Big|_{\lambda=\lambda_p} = 0 \text{ 和 } \frac{\partial}{\partial \lambda^2} (|H|^2) \Big|_{\lambda=\lambda_q} = 0.\quad (19)$$

得到最优阻尼比如下:

$$\eta_{opt}^2 = \frac{\left[\begin{aligned} &\sqrt{q_{13}(4\mu_t - q_{12} + 2\mu_t^2 + 1)} + \\ &\sqrt{q_{13}(4\mu_t + q_{12} + 2\mu_t^2 + 1)} + \\ &2\mu_t q_{11} + 2\mu_t^2 q_{11} - 2\mu_t^3 q_{11} \end{aligned} \right]}{2(\mu_t + 2)q_{11}},\quad (20)$$

其中,

$$\begin{cases} q_{11} = \sqrt{\mu_t/(2 + \mu_t)}, \\ q_{12} = 6\mu_t q_{11} + 4q_{11} + 2\mu_t^2 q_{11}, \\ q_{13} = \mu_t^3(2 + \mu_t). \end{cases}\quad (21)$$

基于粘滞阻尼和滞变阻尼在同一位移和循环中耗散的阻尼能量相等,给出经典 TMD 粘滞阻尼比对应的 TMD 滞变阻尼比关系式如式(22),即用 Den Hartog 解对应的粘滞阻尼比乘以圆周率即为对应的滞变阻尼比,图 9 对比了该滞变阻尼比与 VFP-TMD 对应的滞变阻尼比:

$$2k_t \eta_{opt} x_t^2 = 2\pi k_t \xi_{opt} x_t^2 \rightarrow \eta_{opt} = \pi \xi_{opt} \quad (22)$$

3.2 参数分析

通过参数化研究,从滞变阻尼比、VFP-TMD 的失谐效应影响等多个角度来说明 VFP-TMD 的减振能力,以深入了解 VFP-TMD 参数的影响。

质量比为 3% 时,不同滞变阻尼比及风振作用下,位移动力放大系数随激励频率变化曲线如图 7 所示。

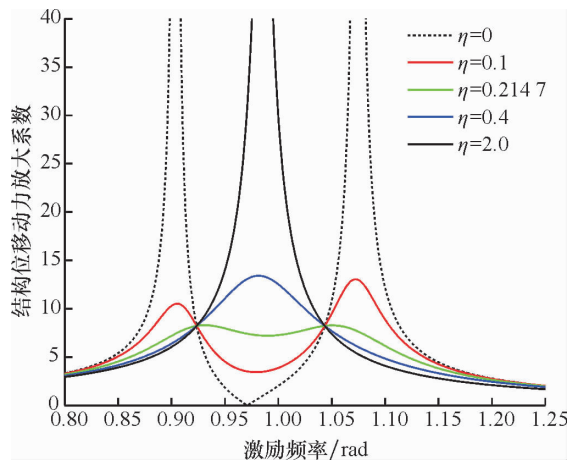


图 7 结构位移动力放大系数变化图($\mu_1 = 3\%$)

Fig. 7 Structure displacement dynamic amplification coefficient change diagram($\mu_1 = 3\%$)

图 7 展示了滞变阻尼比取值为 0.0、0.1、0.2、0.4 及 2.0,共计 5 组情况下的结构位移动力放大系数曲线。可以发现:所有曲线经过两个定点,验证了定点的存在,也从侧面验证了推导假设的正确性。同时,由式(16)和式(19)计算得到的最优阻尼比为 0.2147,如图 7 中绿色曲线所示。此时,绿色曲线经过两定点,且于定点处达到最大值,此时,动力放大系数的峰值显著最低,验证了最优频率比的正确性。当阻尼比无穷大时,如黑色曲线所示,单峰共振现象说明 TMD 由于滞变阻尼比过大,没有发挥作用,可以认为 TMD 与结构固接,随结构一起运动。当阻尼比为 0 时,如虚曲线所示,原结构共振频率大幅降低,出现两个共振

峰值,这表明动能在共振频率处转移至 TMD,TMD 控制了结构的共振响应。但是,由于缺少阻尼耗能,峰值意味着该体系的共振频率发生了变化,并没有达到降低响应峰值的目的。滞变阻尼比取值 0.4,取值高于最优滞变阻尼比,出现蓝色曲线部分的单峰现象。滞变阻尼比取值 0.1,取值低于最优滞变阻尼比,出现红色曲线的双峰现象。这两组对照的峰值均大于最优滞变阻尼比的峰值,清晰地表明了最优滞变阻尼比存在的正确性以及参数优化的必要性和有效性。

当质量比在 0.0 ~ 0.3 之间变化时,给出最优频率比值,如图 8 曲线所示。最优频率比随质量比的增大而降低,可以理解为,较大的 TMD 质量和结构组成的体系,整体自振频率更低,因此,所需要的 TMD 最优频率比更低。值得说明的是,VFP-TMD 解析解和普通 TMD 的 Den Hartog 解,两者得到的 TMD 最优频率比一致。

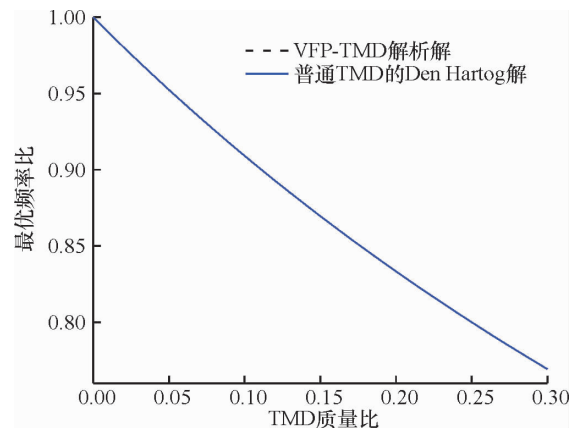


图 8 TMD 质量比变化对应的最优频率比

Fig. 8 The optimum frequency ratio corresponding to TMD mass ratio change

当质量比在 0.0 ~ 0.3 之间变化时,给出最优滞变阻尼比值,如图 9 曲线所示。最优滞变阻尼比随质量比的增大而增大,表示较大的 TMD 质量所需要的最优滞变阻尼比相应较大。此外,对于最优滞变阻尼比,对比 VFP-TMD 解析解和普通 TMD 的 Den Hartog 解,可以发现两者差距较大,这是由于普通 TMD 的水平运动与 VFP-TMD 的摩擦型圆周运动有着本质的区别,这意味着对于 VFP-TMD,风振作用下最优参数的设计不能盲目的参照 Den Hartog 的解。

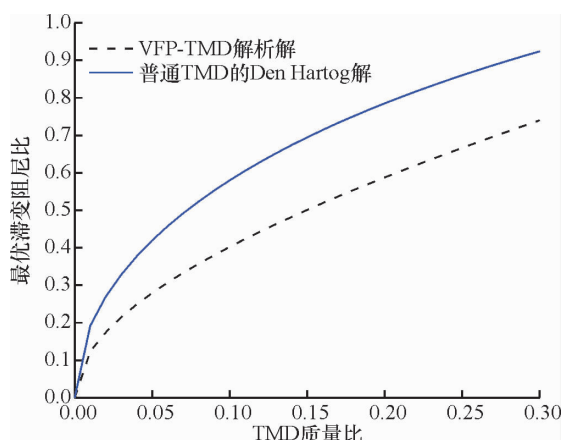


图9 TMD质量比变化对应的最优滞变阻尼比

Fig. 9 The optimal hysteretic damping ratio corresponding to the change of TMD mass ratio

当质量比在 0.0 ~ 0.3 之间变化时,取最优滞变阻尼比和最优频率比时,结构位移动力放大系数数值如图 10 所示。最优参数下该目标函数峰值随着 TMD 质量比的增大而降低。图 10 比较了 VFP-TMD 解析解与普通 TMD 的 Den Hartog 解对应的结构位移动力放大系数最优取值。当质量比为 30% 时,后者比前者大 117.4%,这说明本文 VFP-TMD 解析解参数优化的优越性和必要性。如果盲目采用 Den Hartog 解,将显著放大结构的动力响应,使得风振控制效果显著下降。

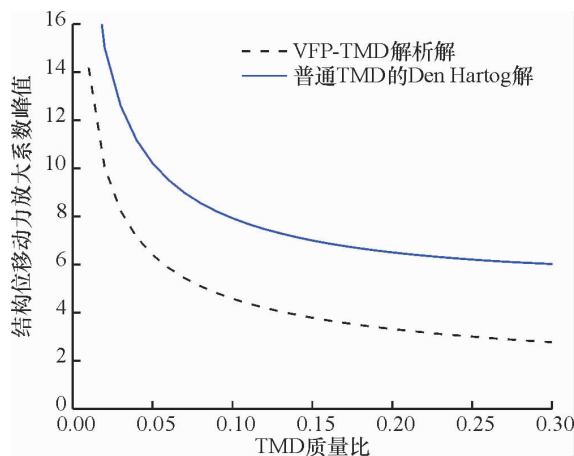


图10 TMD质量比变化对应的位移动力放大系数峰值

Fig. 10 The peak of displacement dynamic amplification coefficient corresponding to TMD mass ratio change

当质量比在 0.0 ~ 0.3 之间变化时,最优参数下定点频率比,如图 11 所示。可以发现,增大质量比,定点频率比的较大值缓慢降低,定点频率的较小值较快降低。

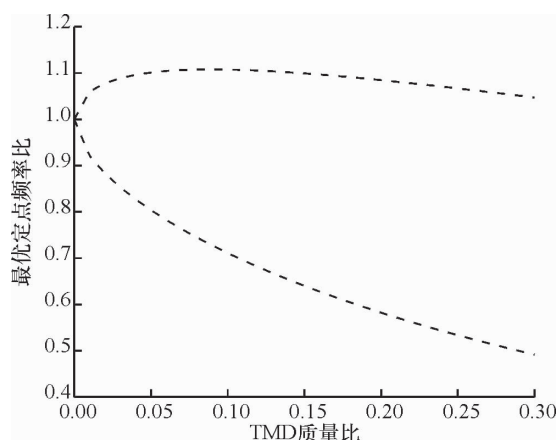


图11 TMD质量比变化对应的最优定点频率比

Fig. 11 The optimum fixed point frequency ratio corresponding to TMD mass ratio change

结构受极端荷载及长周期运营损伤,自身的特性会发生变化,特别是自振频率的变化对 TMD 的减振控制有较大影响。为此,分析 TMD 质量比从 0.0 ~ 0.3 变化时,当采用最优滞变阻尼比时,结构位移动力放大系数即目标函数的最优峰值随 TMD 滞变阻尼比的变化情况,如图 12 所示。从图 12 中可以发现,当 TMD 的质量比小于 4% 时,最优频率比偏离最优值时,目标函数峰值显著增大,反之,增大效果不明显。这说明较大 TMD 质量比对失谐拥有较好的鲁棒性。

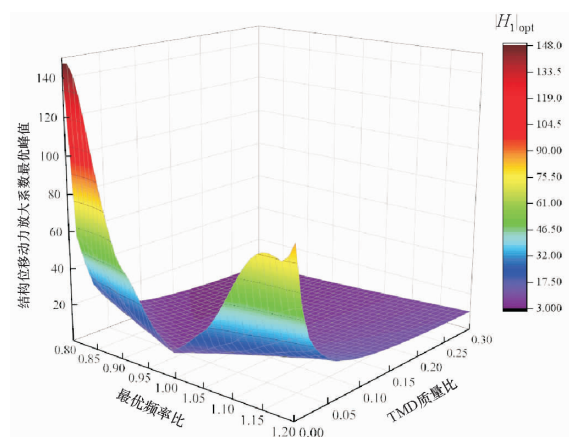


图12 最优参数下的失谐效应

Fig. 12 The detuning effect under optimal parameters

4 工程案例

4.1 模型简介

某高层景观塔共 32 层,总高度 167.4 m,采用筒体结构形式,筒体直径 12.6 m,高宽比约为

13.3。结构截面形式为圆形。结构所在地区地面粗糙度 B 类,修正后十年基本风压为 0.3 kN/m^2 , 一百年基本风压为 0.6 kN/m^2 。风荷载作用下结构的各阶模态阻尼比取 0.01。TMD 用于控制结构第一阶模态响应,并进行案例展示^[18-19]。景观塔结构连续悬臂梁模型参数分别为 $H = 167.4 \text{ m}$ 、 $\rho = 2.0 \times 10^5 \text{ kg/m}$ 、 $EI = 1.23 \times 10^{13} \text{ N} \cdot \text{m}^2$, 计算得到一阶模态频率 $\omega_1 = 0.984 \text{ rad/s}$ 。结构参数信息:TMD 模态质量比为 0.03、结构固有周期 6.397 s、VFP-TMD 设计半径 10.54 m。结构前四阶欧拉梁模态振型图如图 13 所示。连续悬臂梁模型第一阶模态形状与 Etabs 模型基本一致,其他高阶模态有一定程度误差。对于高层高耸结构而言,风振以第一阶模态响应为主,使用连续悬臂梁模型具有较好的模拟精度。综上,可以认为使用该欧拉悬臂梁简化模型初步评估 TMD 的减振性能是可行的。

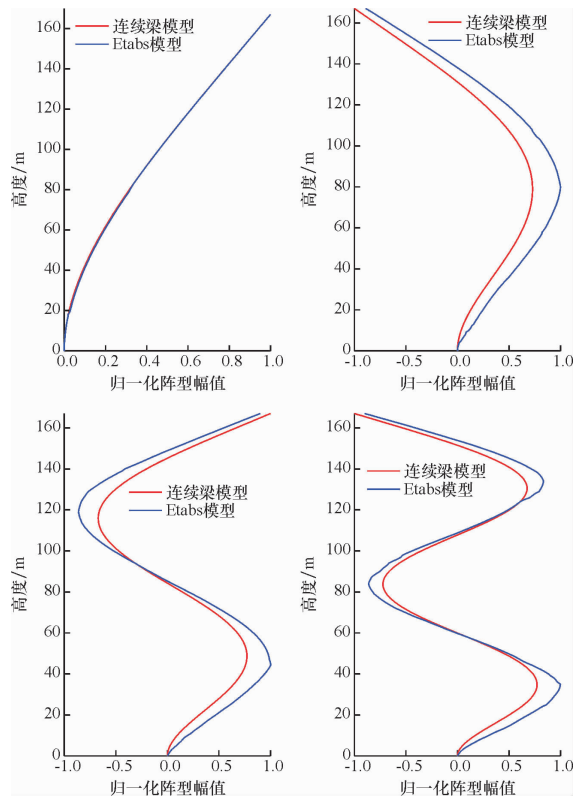


图 13 结构前四阶模态振型图

Fig. 13 The first four modes of the structure

脉动风荷载根据 Davenport 谱应用谐波合成法^[20],按照《建筑结构荷载规范》^[21]百年一遇 10 m 处基本风压 0.6 kN/m^2 进行模拟。图 14 展示主塔顶处风速时程与脉动风功率谱对比,模拟结果表明:模拟谱与目标谱走势一致且误差较小证明

模拟脉动风荷载的有效性。值得说明的是,定点理论针对正弦激励进行优化,对于中国、日本,以及欧洲各国规范均以卢曼正弦力模型为基础进行结构的横风向风振响应计算^[22],这意味着本文所做的定点理论优化工作也可作为结构基于卢曼正弦力假定的横风激励提供良好的控制效果。

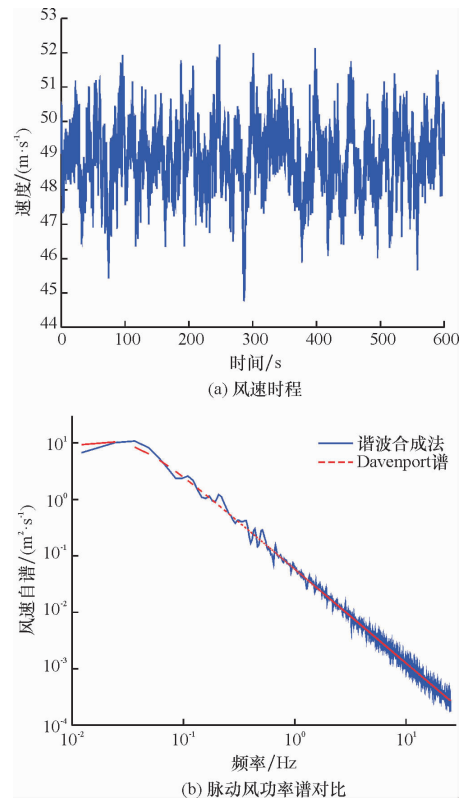


图 14 百年重现期脉动风速时程与功率谱

Fig. 14 Time history simulation and power spectrum of 100-year return period fluctuating wind speed

4.2 振动控制效果时程分析

以该景观塔作为案例的 VFP-TMD 振动控制效果如图 15 ~ 图 16 所示。将风振作用下的时程响应和指标绘制在图中。图 15 展示了无控结构和 VFP-TMD 受控结构顶部位移时程图,可以看出减振效果明显。指标如表 2 所示, R_{\max} 代表峰值减振率,即 VFP-TMD 控制结构的峰值位移与无控结构峰值位移的比值。 R_{rms} 代表平均减振率,即 VFP-TMD 控制结构的时程位移标准差与无控结构时程位移标准差的比值。峰值减振率为 49.18%, 平均减振率为 52.21%, 使用 VFP-TMD 之后,结构峰值位移和结构峰值绝对加速度均大幅降低,验证了阻尼器优良的减振效果。图 16 展示了 VFP-TMD 阻尼滞回曲线。

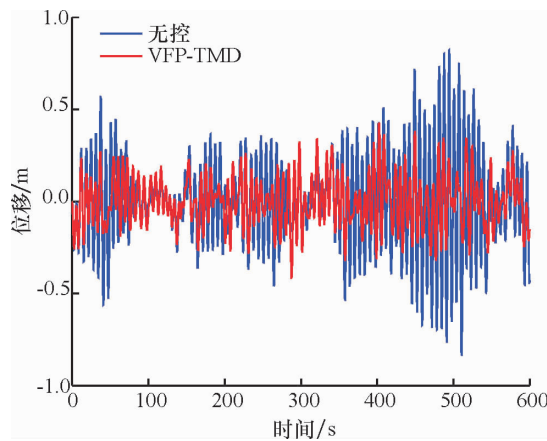


图 15 无控结构和 VFP-TMD 受控结构顶部位移时程图

Fig. 15 Time history of top displacement of uncontrolled and VFP-TMD controlled structure

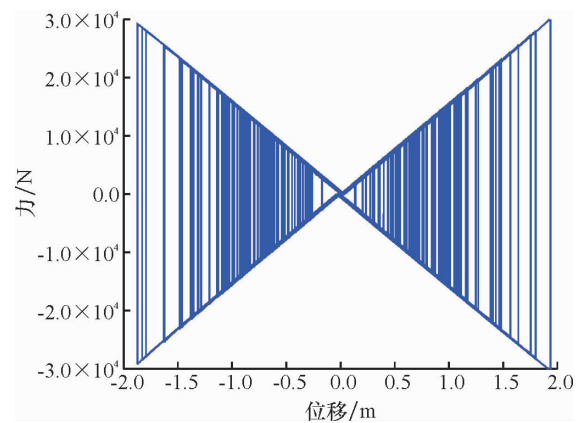


图 16 VFP-TMD 阻尼滞回曲线

Fig. 16 Damping hysteresis loops of VFP-TMD

表 2 案例指标值

Table 2 Objective values for verification

工况名称	$R_{\max}/\%$	$R_{\text{rms}}/\%$	TMD	结构	结构绝对	最大
			位移峰值/m	位移峰值/m	加速度峰值/($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	基底剪力/kN
无控	100.00	100.00	-	0.84	0.76	6 604.5
VFP-TMD	51.31	54.62	1.95	0.42	0.39	3 638.3

5 结 论

本文对高层高耸结构-变摩擦摆式调谐质量阻尼器体系进行减振控制研究。构建了基于欧拉悬臂梁-VFP-TMD 体系的运动方程,并推导出其频响函数。基于定点理论优化准则得到 VFP-TMD 最优参数。以实际的 VFP-TMD 为例,将理论与工程实践相结合,以某高层高耸结构为案例验证 VFP-TMD 为高层高耸结构提供的减振控制效果。主要结论如下:

(1) 提出了高层高耸结构-VFP-TMD 动力体系。介绍了 VFP-TMD 的装置构成,试验验证了变摩擦理论的正确性,对于任意摆式系统,采用相应

的摩擦布置可实现对应的变摩擦系数,并同时得到有滞变阻尼特性的线性变摩擦力。

(2) 将结构简化为欧拉-伯努利悬臂梁,提出了 VFP-TMD 风振激励模型,推导出在风振作用下,结构及 VFP-TMD 体系的运动方程。通过定点理论优化得到了简谐激励下 VFP-TMD 最优性能目标解析解。参数分析结果验证了优化的必要性以及最优参数的有效性。失谐分析表明,较大 VFP-TMD 质量比拥有更好的鲁棒性。

(3) 通过风荷载工程算例,验证了本文所采用的优化方法的有效性。基于定点理论优化的最优参数能提供最优的控制效果,峰值位移减振率为 51.31%,平均位移减振率为 54.62%,结构峰值位移和结构峰值绝对加速度均大幅降低。

参考文献:

- [1] 欧进萍. 结构振动控制——主动、半主动和智能控制[M]. 北京:科学出版社, 2003.
- [2] 周福霖. 工程结构减震控制[M]. 北京:地震出版社, 1997.
- [3] 吴玖荣,周泽宇,梁强武,等. 顶部带 FPS-TMD 系统的高耸结构风振控制效益分析[J]. 振动与冲击, 2018, 37(6): 142-148.
- [4] Matta E. A novel bidirectional pendulum tuned mass damper using variable homogeneous friction to achieve amplitude-independent control[J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2019, 48(6): 653-677.
- [5] Matta E, Greco R. Modeling and design of tuned mass dampers using sliding variable friction pendulum bearings[J]. Acta

- Mechanica, 2020, 231(12): 5021-5046.
- [6] Xiang Y, Tan P, He H, et al. Seismic optimization of variable friction pendulum tuned mass damper with hysteretic damping characteristic[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 2022, 160:107381.
- [7] Khodaie N. Parametric study of wind-induced vibration control of tall buildings using TMD and TLCD systems[J]. Structures, 2023, 57:105126.
- [8] Liu G, Lei Z B, Law S S, et al. The nonlinear behavior of prestressed tuned mass damper for vibration control of wind turbine towers[J]. Nonlinear Dynamics, 2023, 111(12): 10939-10955.
- [9] Giaralis A, Petrini F. Wind-induced vibration mitigation in tall buildings using the tuned mass-damper-inerter[J]. Journal of Structural Engineering, 2017, 143(9):04017127.
- [10] Leng D X, Wang R C, Yang Y, et al. Study on a three-dimensional variable-stiffness TMD for mitigating bi-directional vibration of monopile offshore wind turbines[J]. Ocean Engineering, 2023, 281:114791.
- [11] McNamara D, Pandit A, Malekjafarian A. Optimized design of multiple tuned mass dampers for vibration control of offshore wind turbines[J]. Ocean Engineering, 2024, 305:117912.
- [12] Wang L K, Zhou Y, Shi W X. Random crowd-induced vibration in footbridge and adaptive control using semi-active TMD including crowd-structure interaction[J]. Engineering Structures, 2024, 306:117839.
- [13] Zuo H R, Zhang J, Bi K M, et al. Structural vibration control of spar-buoy floating offshore wind turbines[J]. Engineering Structures, 2023, 294:116732.
- [14] Deng K L, Pan P, Lam A, et al. A simplified model for analysis of high-rise buildings equipped with hysteresis damped outriggers[J]. The Structural Design of Tall and Special Buildings, 2014, 23(15):1158-1170.
- [15] Jia R F, Ji X D, Cheng Y H, et al. Seismic response control of core wall structures using tuned viscous mass damper (TVMD) outriggers[J]. Engineering Structures, 2023, 292:116546.
- [16] Lomiento G, Bonessio N, Benzoni G. Friction model for sliding bearings under seismic excitation[J]. Journal of Earthquake Engineering, 2013, 17(8): 1162-1191.
- [17] 陈政清,樊伟,李春英,等. 结构动力学[M]. 北京:人民交通出版社, 2021.
- [18] 向越,谭平,贺辉,等. 双阻尼模型调谐质量阻尼器在随机激励下的减震性能研究[J]. 工程力学, 2024, 42(1): 103-115.
- [19] 区彤,刘彦辉,谭平,等. 高耸型钢筋混凝土筒体结构抗震性能振动台试验研究[J]. 建筑结构学报, 2022, 43(4): 36-46.
- [20] 王卫华. 结构风荷载理论与 Matlab 计算[M]. 北京:国防工业出版社, 2018.
- [21] 中国建筑科学研究院,同济大学,中国建筑设计研究院,等. 建筑结构荷载规范:GB 50009—2012[S]. 北京:中国建筑工业出版社, 2012:30.
- [22] 谭佳俊. 高层隔震结构风致效应研究[D]. 广州:广州大学, 2023.

【责任编辑:孙向荣】