

# 电磁调谐双质阻尼器的参数优化 及对结构减震分析

孙洪鑫,罗一帆,王修勇,禹见达,彭 剑

(湖南科技大学结构抗风与振动控制湖南省重点实验室,湖南 湘潭 411201)

**摘 要** 目的 利用电磁阻尼单元代替经典调谐质量阻尼器中的黏性阻尼单元,引入惯质概念,提出一种具有结构减震功能的新型电磁调谐双质阻尼器(EM-TMID)。方法 依据达朗伯原理,建立 EM-TMID 与单自由度耦合结构在地震作用下的动力学模型;然后基于蒙特卡洛-模式搜索法数值优化理论,分别以主结构位移和加速度峰值最小为目标函数,对 EM-TMID 进行参数优化,得到 EM-TMID 的结构频率比、电磁阻尼比和机电耦合系数的优化参数;最后通过频域和时域两种方法仿真分析了 EM-TMID 对结构的减震性能。结果 在频域分析中,EM-TMID 的主结构位移和加速度频响峰值优于固定点法的经典 TMD;在时域分析中,EM-TMID 对结构位移、加速度峰值和均方根的减震性能均优于经典 TMD。结论 EM-TMID 较经典 TMD 有更好的动态特性和鲁棒性,有效地提高了对结构的减震效果。

**关键词** 调谐质量阻尼器;电磁阻尼器;惯质;参数优化;结构振动控制

中图分类号 TU311.3

文献标志码 A

## Parametric Optimization and Vibration Control of Electromagnetic Tuned Mass – inerter Dampers for the Structures

SUN Hongxin, LUO Yifan, WANG Xiuyong, YU Jianda, PENG Jian

(Hunan Provincial Key Laboratory of Structures for Wind Engineering and Vibrational Control, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan, China, 411201)

**Abstract:** In this paper, an electromagnetic shunt tuned mass-inerter-damper (EM-TMID) is proposed, which can be realized the dual-function of vibration control and energy harvesting. The feature of the damper is that the viscous damping of the traditional tuned mass damper is replaced by the electromagnetic transducer, which is also introduced with the inertance. According to the D'Alembert's principle, the dynamical model of the coupled EM-TMID and a single degree of freedom structure system under the seismic excitation is introduced. Based on the Monte Carlo pattern

收稿日期:2017-10-28

基金项目:国家自然科学基金项目(51508185,51778228);国家973计划项目(2015CB057702)

作者简介:孙洪鑫(1980—),男,副教授,博士,主要从事结构振动控制方面研究。

search method, with the aims to minimize peak value of displacement and acceleration of the main structure, the three numerical solutions of the parameters, including the mechanical tuning ratio, the electrical damping ratio, electromagnetic mechanical coupling coefficient are obtained. Finally, with the optimal parameters, the frequency and time domain numerical simulations of the EM-TMD are conducted to analyze the performance of the vibration suppression. The results show that the EM-TMD is superior to the classical TMD of the fixed-points method about the reduction of the peak displacement and acceleration of main structure in the frequency response. The EM-TMD is superior to that of classical TMD in the reduction of the peak and root mean square value of displacement and acceleration in the time domain. Therefore, the EM-TMD has better dynamic characteristics and robustness than classical TMD, and effectively improves the damping effect of the structure.

**Key words:** tuned mass damper; electromagnetic damper; inerter; parametric optimization; vibration control

高层土木工程结构在强风、地震、波浪等外部因素作用下,容易产生大幅振动,影响结构的安全和舒适性,为了减轻或抑制结构由于动力荷载所引起的响应,国内外学者在结构振动控制技术方面进行了大量研究.随着结构振动控制技术的发展,大量的振动控制阻尼器被提出并被应用到实际建筑物中用来减振.在众多的振动控制阻尼器中,调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper, TMD)的应用最为广泛.

为了优化 TMD 在外界激励下的减振鲁棒性和性能,众多国内外学者进行了研究:李祥秀等<sup>[1]</sup>利用功率法对地震作用下 TMD 系统参数进行了优化,并分析了减振效果;倪铭等<sup>[2]</sup>提出了双调谐质量阻尼器(DTMD),并对简谐激励下的 DTMD 的基本特性进行了研究,采用最大动力放大系数最小化优化算法,获得了其最优参数;在假设 MTMD 中每个 TMD 质量和阻尼比都相等的情况下,ABÉ M 等<sup>[3]</sup>通过摄动分析法分析了 MTMD 对受简谐激励结构的振动控制问题,并且提供了 MTMD 参数的摄动近似解;王文熙<sup>[4]</sup>利用蒙特卡罗-模式搜索法分别对 TMD 和 MTMD 进行数值优化,并以人行桥为例验证了优化方法的正确性.

基于机电系统的“惯质”概念被提出.理想状态下,惯质是指两个相对自由终端的机械装置,两端相向或相对作用力与其相对加速度成比例,并且该比值为常数,称为惯质系数.惯质被广泛地应用于车辆悬架减隔振和土木工程耗能和减隔振方面. LI C 等<sup>[5]</sup>提出一种电流变量双端质量装置,用于主动改变变惯质系数,开展了对应的力学实验,建立了其参数模型;JIANG J Z 等<sup>[6]</sup>研究了铁路车辆悬架惯质装置,改进了横向和垂直向的乘坐舒适性,以及弯曲时的侧身运动;HU Y 等<sup>[7]</sup>研究基于行驶质量、悬架变形和轮胎着力等的多目标需求,分析了六种悬架的配置,证明了基于惯质元件的悬架系统能够有效提升行驶质量高轮胎着力性能;MARIAN L, Giaralis 等<sup>[8-9]</sup>在 TMD 的基础上,增加惯质单元,形成了调谐双质阻尼器(Tuned Mass - Damper - Inerter, TMDI),建立了单自由度与 TMDI 耦合系统的力学模型,并对多层结构的减震效果进行了研究;WEN Y 等<sup>[10]</sup>提出了多重调谐惯质阻尼器(Tuned Inerter - Based Damper, TIBD)对地震激励下的多自由度结构的设计与评估,并通过 3 层和 10 层框架结构的仿真分析验证了 TIBD 的减震性能;汪志昊等<sup>[11]</sup>基于附加惯性飞轮与滚珠丝杆结构的弹簧-质量块单自由度模型,利用理论分析和模型试验两种方式,建立了基于表观质量的负刚度效应模型;NAKAMURA

Y 等<sup>[12]</sup> 基于旋转飞轮装置和旋转发电机,提出了电磁惯性质量阻尼器 (EIMD),该阻尼器优点是提升了旋转惯性质量,也方便调节阻尼器的耗能阻尼力。

电磁阻尼器也是近些年的研究热点,由于与传统的黏滞、黏弹性阻尼器相比,电磁阻尼器具有低噪声、易维护、寿命长等优点,因此被广泛应用于车辆悬挂系统、列车制动系统等方面<sup>[13]</sup>。王江波等<sup>[14]</sup> 基于解析法,对用于磁悬浮列车涡流制动的直线 Halbach 磁体进行了研究,提出了涡流制动力方程,并通过实验验证了方程的正确性;汪志昊等<sup>[15]</sup> 开展了基于电磁阻尼器的拉索减振技术研究,建立了电磁阻尼器-模型斜拉索减振试验平台,分析了拉索减振效果。

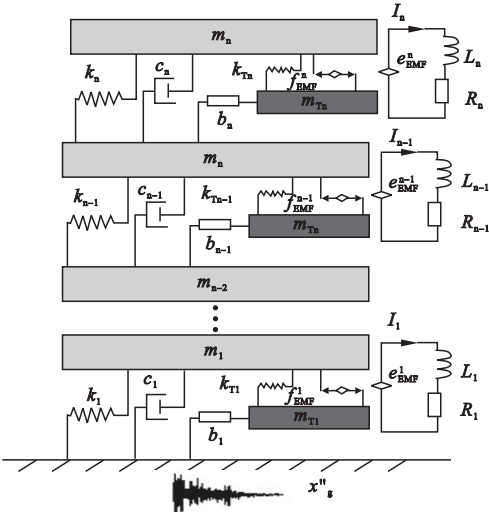
基于 TMD 调谐耗能的特点,利用 TMD 进行能量收集的理论也得以发展。SHEN W A 等<sup>[16]</sup> 提出了单摆旋转式电磁 TMD 装置,利用电磁式 TMD 收集的能量,给无线传感器网络结点提供能源,实现主结构的振动控制和结构监测;ZUO L 等<sup>[17]</sup> 通过实验验证了电磁换能器替代经典 TMD 中的黏性阻尼单元的可行性。ZHU S 等<sup>[18]</sup> 提出了电磁阻尼器与 RLC 的电磁振荡阻尼器 (Electromagnetic Shunt Damper, EMSD),提升了电磁阻尼器的减震性能;MCDAID A J 和 MACE B R<sup>[19]</sup> 分析了一种带谐振电路 RC 的自调谐电磁振动吸震器 (Adaptive Tuned Vibration Absorber, ATVA),通过优化谐振电阻和电容,实现了调谐吸震器的调谐频率,并提出了一种负电阻的技术用于抵消电磁线圈的内阻;LIU Y 等<sup>[20]</sup> 提出了一种电磁调谐质量阻尼器 (Electromagnetic Tuned - Mass Dampers, EMTMD),利用 H2 理论对其调谐参数进行优化,并通过 EMTMD 对单自由度结构位移频响的控制试验验证了 EMTMD 的减振和能量收集双重功能。

笔者基于经典 TMD,将电磁阻尼元件替代经典 TMD 中的黏性阻尼元件,引入惯质

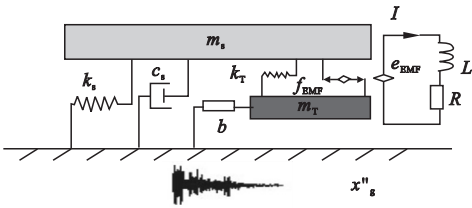
单元,形成一种新型的电磁调谐双质阻尼器 (Electromagnetic Tuned Mass - Inerter Damper, EM - TMID),建立了能量收集单元、EM - TMID 与单自由度耦合结构受地震作用时的动力学模型。然后基于蒙特卡洛-模式搜索法,分别以主结构位移和加速度峰值最小作为目的函数,对 EM - TMID 进行参数优化,得到耦合系统的 TMD 的结构频率比,以及谐振电路的电磁阻尼比和机电耦合系数的最优参数数值表。最后,通过频域和时域两种数值仿真方法分析了 EM - TMID 对单自由度结构的减震性能。

1 EM - TMID 与单自由度结构耦合减震系统的力学模型

EM - TMID 对受地震作用  $\ddot{x}_g$  的单自由度结构耦合模型如图 1 所示,为了更好地评估减震效果,主结构简化为单自由度结构,其质量为  $m_s$ ,刚度为  $k_s$ ,阻尼为  $c_s$ 。在 EM - TMID 中,基本结构主要包括弹簧-质量单元,以及基于直线电机的电磁阻尼单元。根据直线电机原理可以等效为一个电感  $L$ ,和一个内阻  $R_i$ ,直线电机的外阻为  $R_e$ 。两者串联后,等效为 RL 电路;此外,惯质单元被连接在 TMD 与下一层主结构之间。



(a)多自由度结构-阻尼器耦合系统



(b)单自由度结构-阻尼器耦合系统

图1 结构与 EM-TMID 耦合示意图

Fig. 1 The sketch of the coupled system with the structure and EM-TMID

EM-TMID 的工作原理:当整个电磁阻尼单元置于被控结构时,TMD 质量块做直线运动,从而引起电磁发电机的动子相对于定子产生移动,随着动子的移动,线圈中的磁通量将发生改变,从而在线圈中产生感生电动势.在产生电动势时,等效为电磁力,将主结构的振动能以电能的形式转化,从而进行对被控结构进行振动控制.

基于 EM-TMID 的工作原理,依据达朗伯原理,耦合系统的力学模型建立如下:

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s x_s - k_T (x_T - x_s) + k_f I = -m_s \ddot{x}_g \\ (m_T + b) \ddot{x}_T + k_T (x_T - x_s) - k_f I = -m_T \ddot{x}_g \\ k_v (\dot{x}_T - \dot{x}_s) + RI + LI = 0 \end{cases} \quad (1)$$

通过拉普拉斯变换可得:

$$\begin{cases} m_s x_s s^2 + c_s x_s s + k_s x_s - k_T (x_T - x_s) + k_f I = -m_s \ddot{x}_g \\ (m_T + b) x_T s^2 + k_T (x_T - x_s) - k_f I = -m_T \ddot{x}_g \\ k_v (x_T - x_s) s + RI + LI s = 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{令 } s = j\omega, \mu = \frac{m_T}{m_s}, \omega_s^2 = \frac{k_s}{m_s}, \zeta_s = \frac{c_s}{2m_s \omega_s},$$

$\omega_T^2 = k_T/m_T, \zeta_e = R/(2L\omega_s), \delta = b/m_T, f_T = \omega_T/\omega_s, \alpha = \omega/\omega_s, x_r = x_T - x_s$ ,对方程组进行无量纲化,可有:

$$\begin{cases} x_s (j\alpha)^2 + 2\zeta_s x_s (j\alpha) + x_s - \mu f_T^2 (x_T - x_s) + \\ \frac{k_f}{k_s} I = -\frac{\ddot{x}_g}{\omega_s^2}, \\ (1+\delta) (x_s + x_r) (j\alpha)^2 + f_T^2 x_r - \frac{k_f}{\mu k_s} I = -\frac{\ddot{x}_g}{\omega_s^2}, \\ k_v x_r (j\alpha) + 2\zeta_e LI + LI(j\alpha) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中: $m_T$  为阻尼器的质量; $k_T$  为阻尼器的刚

度; $\zeta_s$  为主结构的阻尼比; $\mu$  为 TMD 与主结构的质量比; $b$  为惯质系数; $\delta$  为惯质系数与 TMD 质量的比例; $I$  为电流; $\omega_s$  为主结构的频率; $\omega_T$  为 EM-TMID 的频率; $\alpha$  为外激励频率比; $x_s$  为主结构的位移; $x_T$  为 TMD 的位移; $x_r$  为相对位移; $k_v, k_f$  为电磁传感器常数; $\zeta_e$  为 EM-TMID 的电磁阻尼比; $f_T$  为 EM-TMID 的结构频率比; $j = \sqrt{-1}$  是虚数单位.

## 2 耦合系统的参数优化

### 2.1 耦合减震模型的传递函数

在地震加速度  $\ddot{x}_g$  的激励下,正则化后的主结构位移  $x_s$  的传递函数为

$$X_n = x_s / (\ddot{x}_g / \omega_s^2) = -[2f_T^2 \zeta_e \varphi + (1 + \mu_k) \varphi f_T^2 (j\alpha) + 2\zeta_e \psi (j\alpha)^2 + \psi (j\alpha)^3] / [A_0 + A_1 (j\alpha) + A_2 (j\alpha)^2 + A_3 (j\alpha)^3 + A_4 (j\alpha)^4 + A_5 (j\alpha)^5]. \quad (4)$$

其中, $\varphi = 1 + \mu, \psi = 1 + \delta$ ,机电耦合系数  $\mu_k = k_v k_f / (k_T L)$ ,且式(4)中的分母相关系数为

$$\begin{cases} A_0 = 2\zeta_e f_T^2, \\ A_1 = f_T^2 (\mu_k + 1) + 4f_T^2 \zeta_e \zeta_s, \\ A_2 = 2\zeta_e (\psi + f_T^2 (1 + \mu\psi)) + 2\zeta_s (\mu_k + 1) f_T^2, \\ A_3 = (1 + \mu_k) (1 + \mu\psi) f_T^2 + \psi + 4\zeta_e \zeta_s \psi, \\ A_4 = 2(\zeta_e + \zeta_s) \psi, \\ A_5 = \psi. \end{cases} \quad (5)$$

正则化后的主结构的绝对加速度  $\ddot{x}_a$  的传递函数为

$$X_a = \frac{\ddot{x}_a}{\ddot{x}_g} = [B_0 + B_1 (j\alpha) + B_2 (j\alpha)^2 + B_3 (j\alpha)^3 + B_4 (j\alpha)^4] / [A_0 + A_1 (j\alpha) + A_2 (j\alpha)^2 + A_3 (j\alpha)^3 + A_4 (j\alpha)^4 + A_5 (j\alpha)^5]. \quad (6)$$

式(6)中的分子系数如式(7),分母同式(5).

$$\begin{cases} B_0 = 2\zeta_e f_T^2, \\ B_1 = f_T^2 (\mu_k + 1) + 4f_T^2 \zeta_e \zeta_s, \\ B_2 = 2\zeta_e (\psi + f_T^2 \mu\delta) + 2\zeta_s (\mu_k + 1) f_T^2, \\ B_3 = (1 + \mu_k) \mu\delta f_T^2 + \psi + 4\zeta_e \zeta_s \psi, \\ B_4 = 2\zeta_s \psi. \end{cases} \quad (7)$$

2.2 蒙特卡洛-模式搜索法

模式搜索法在性质上为直接优化法,收敛速度偏慢,但不要对目标函数求偏导,而且进行迭代也不复杂.其基本思路是通过探测得到一条具有较小函数值的“捷径”,然后沿着“捷径”使迭代产生的序列逐渐接近于极小值点.

对于式(4)和式(6),即主结构有阻尼工况下,由于其各参数的偏导数不能轻易地被求出,因而对于此类目的函数的求解,在应用模式搜索法就相对更方便.

基于拥有  $n$  个变量的目的函数  $f(x_1, x_2, \cdots, x_n)$ ,模式搜索法的优化流程如下

第1步:给定初始基点  $x^{(1)}$ ,单位搜索向量  $m_1, m_2, \cdots, m_n$ ,步长  $\delta$ ,加速系数  $\alpha \geq 1$ ,步长缩减率  $\beta \in (0, 1)$ ,允许误差  $\varepsilon > 0$ ,令  $y^{(1)} = x^{(1)}, k = 1, j = 1$ ,其中轴向搜索向量  $m_1, m_2, \cdots, m_n$ 的表达形式为

$$\begin{cases} m_1 = (1, 0, \cdots, 0)_{1 \times n}, \\ m_2 = (0, 1, \cdots, 0)_{1 \times n}, \\ \vdots \\ m_n = (0, 0, \cdots, 1)_{1 \times n}. \end{cases} \quad (8)$$

第2步:如果  $f(y^{(j)} + \delta m_j) < f(y^{(j)})$ ,则置  $y^{(j+1)} = y^{(j)} + \delta m_j$ ,转第四步;否则,转第三步;

第3步:如果  $f(y^{(j)} - \delta m_j) < f(y^{(j)})$ ,则置  $y^{(j+1)} = y^{(j)} - \delta m_j$ ,否则,令  $y^{(j+1)} = y^{(j)}$ ,如果  $j < n$ ,则置  $j = j + 1$ ,转第二步;

第4步:如果  $f(y^{(n+1)}) < f(x^{(k)})$ ,则进行第五步;否则,进行第六步;

第5步:置  $x^{(k+1)} = y^{(n+1)}$ ,令  $y^{(1)} = x^{(k+1)} + \alpha(x^{(k+1)} - x^{(k)})$ ,进行第七步;

第6步:如果  $\delta \leq \varepsilon$ ,则结束迭代,得到  $x^{(k)}$ ;不然,则使  $\delta = \beta \delta, y^{(1)} = x^{(k)}, x^{(k+1)} = x^{(k)}$ ,进行第七步;

第7步:置  $k = k + 1, j = 1$ ,转第二步.

但是模式搜索法本身也存在不足,即只能寻找到与初始基点最相关的极小值点,即局部最优,很难达到函数的全局最优,初始基点的选取与搜索结果联系紧密.

为克服这一缺点,笔者利用文献[4]的方法,首先利用蒙特卡洛方法来产生多个初始基点,然后再在优化结果中选取其中的最优值近似作为全局最优值.从本质上来说,蒙特卡洛方法是利用概率论中大量的随机抽样试验方法来求解某些动态问题的一种数值方法.

显而易见,随着初始基点数量越多,搜索的优化结果会越好,但不可避免的是计算量的陡增,而在实际工程中只需找到自己能够接受的优化结果即可,也就是准最优值,因此在利用蒙特卡洛-模式搜索法对 EM-TMID 耦合系统进行优化时,有必要对初始基点数目进行预估,这样不但能得到令人认可的优化结果,同时也能顺便省去一些不必要的运算时间.

2.3 基于主结构位移的参数优化

在被控结构有无阻尼下,质量比  $\mu = 0.02$ ,利用蒙特卡洛-模式搜索法得到不同阻尼比不同惯质系数下的 EM-TMID 的最优调谐参数  $f_T^{\text{opt}}, \zeta_e^{\text{opt}}, \mu_k^{\text{opt}}$ ,具体结果如表1~表3所示.其中,  $\delta$  为惯性质量比.

表1 主结构阻尼比  $\zeta_s = 0$  时,不同惯质系数下的 EM-TMID 的最优参数

Table 1 The optimal parameters of EM-TMID under different inertance ratios and no primary structure damping ratio

$\delta$	最优结构 频率比	最优电磁 阻尼比	最优机电 耦合系数
0.1	0.934 8	0.545 9	0.428 5
0.2	0.971 5	0.549 9	0.449 1
0.3	1.006 1	0.558 4	0.473 6
0.4	1.038 5	0.558 0	0.493 1
0.5	1.071 3	0.570 5	0.514 2



表 2 主结构阻尼比 $\zeta_s=0.03$ 时,不同惯质系数下的 EM-TMID 的最优参数

Table 2 The optimal parameters of EM-TMID under different inertance ratios and primary structure damping ratio of 0.03

$\delta$	最优结构 频率比	最优电磁 阻尼比	最优机电 耦合系数
0.1	0.917 1	0.529 2	0.460 8
0.2	0.951 6	0.528 1	0.483 6
0.3	0.987 0	0.540 9	0.504 7
0.4	1.018 8	0.542 5	0.525 1
0.5	1.050 4	0.552 8	0.547 0

表 3 主结构阻尼比 $\zeta_s=0.05$ 时,不同惯质系数下的 EM-TMID 的最优参数

Table 3 The optimal parameters of EM-TMID under different inertance ratios and primary structure damping ratio of 0.05

$\delta$	最优结构 频率比	最优电磁 阻尼比	最优机电 耦合系数
0.1	0.903 8	0.514 9	0.481 2
0.2	0.939 5	0.522 3	0.502 9
0.3	0.972 9	0.528 4	0.525 7
0.4	1.004 7	0.532 4	0.546 0
0.5	1.034 2	0.536 4	0.569 5

当惯质系数 $\delta=0.5$ 时,利用所得的优化参数,带入到主结构位移频响函数,与固定点理论下的经典 TMD 对比,如图 2 所示。

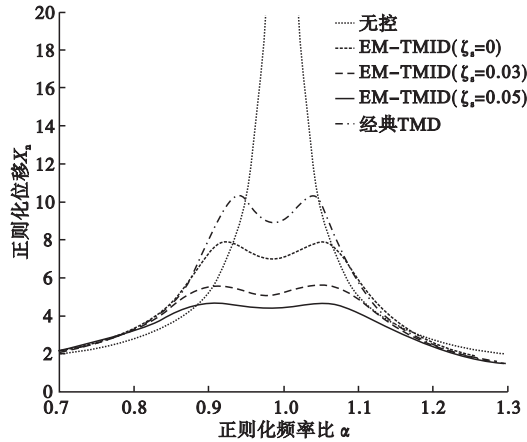


图 2 不同系统下的主结构位移频响

Fig. 2 Frequency responses of the displacement of the primary structure under different systems

由图 2 可知,在无阻尼情况下,由于电磁阻尼力和惯质的作用,EM-TMID 的数值解对应的主结构位移频响的峰值相对于固定点法下的经典 TMD 降低了 22.15%。此外,随着主结构阻尼的增大,EM-TMID 的减振效果越来越好。

2.4 基于主结构加速度的参数优化

在被控结构有无阻尼下,质量比 $\mu=0.02$ ,利用蒙特卡洛-模式搜索法得到不同阻尼比不同惯质系数下的 EM-TMID 的最优调谐参数 $f_T^{opt}$ 、 $\zeta_e^{opt}$ 、 $\mu_k^{opt}$ ,具体结果如表 4~表 6 所示。

表 4 主结构阻尼比 $\zeta_s=0$ 时,不同惯质系数下的 EM-TMID 的最优参数

Table 4 The optimal parameters of EM-TMID under different inertance ratios with no primary structure damping ratio

$\delta$	最优结构 频率比	最优电磁 阻尼比	最优机电 耦合系数
0.1	0.948 1	0.597 1	0.424 0
0.2	0.987 0	0.607 6	0.444 6
0.3	1.021 9	0.609 8	0.468 6
0.4	1.057 7	0.621 2	0.487 8
0.5	1.097 4	0.628 9	0.511 0

表 5 主结构阻尼比 $\zeta_s=0.03$ 时,不同惯质系数下的 EM-TMID 的最优参数

Table 5 The optimal parameters of EM-TMID under different inertance ratios with primary structure damping ratio of 0.03

$\delta$	最优结构 频率比	最优电磁 阻尼比	最优机电 耦合系数
0.1	0.539 0	0.130 6	2.710 1
0.2	0.565 6	0.137 3	2.681 9
0.3	0.606 4	0.145 1	2.475 9
0.4	0.644 9	0.154 4	2.317 8
0.5	0.674 1	0.160 8	2.258 1

表6 主结构阻尼比 $\zeta_s=0.05$ 时,不同惯质系数下的EM-TMID的最优参数

**Table 6** The optimal parameters of EM-TMID under different inertance ratios with primary structure damping ratio of 0.05

$\delta$	最优结构 频率比	最优电磁 阻尼比	最优机电 耦合系数
0.1	0.414 2	0.116 2	5.111 7
0.2	0.421 9	0.120 0	5.429 1
0.3	0.431 9	0.124 0	5.649 5
0.4	0.447 8	0.128 5	5.665 2
0.5	0.459 7	0.132 3	5.779 7

当惯质系数 $\delta=0.5$ 时,利用所得的优化参数,带入到主结构绝对加速度频响函数,与固定点理论下的经典TMD对比,如图3所示。

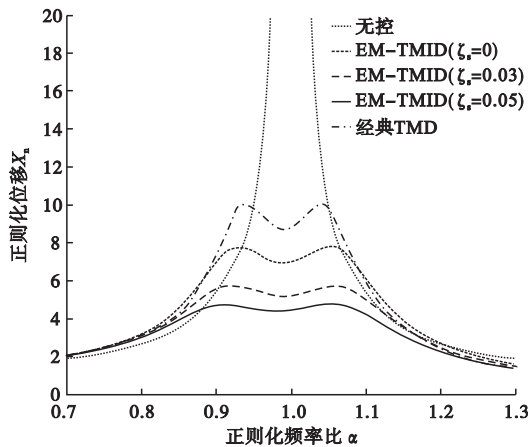


图3 不同系统下的主结构绝对加速度频响

**Fig. 3** Frequency responses of the absolute acceleration of primary structure under different systems

由图3可知,在无阻尼情况下,由于电磁阻尼力和惯质的作用,EM-TMID的数值解对应的主结构绝对加速度频响的峰值相对于固定点法下的经典TMD降低了21.96%。类似地,随着主结构阻尼的增大,EM-TMID的减振效果越来越好。

3 时域数值分析

3.1 峰值减震指标

峰值减震评价指标为

$$J_{xp} = \frac{x_p^{wo} - x_p^{ctr}}{x_p^{wo}} \times 100\%,$$

(9)

$$J_{xp} = \frac{\ddot{x}_p^{wo} - \ddot{x}_p^{ctr}}{\ddot{x}_p^{wo}} \times 100\%.$$

(10)

式中: $J_{xp}$ 、 $J_{\ddot{x}_p}$ 为地震作用下结构相对位移和相对加速度峰值减震效果指标; $x_p^{wo}$ 、 $x_p^{ctr}$ 、 $\ddot{x}_p^{wo}$ 和 $\ddot{x}_p^{ctr}$ 为结构无控与控制时的峰值位移,结构无控与控制时的结构峰值加速度。

均方差减震评价指标为

$$J_{xrms} = \frac{x_{rms}^{wo} - x_{rms}^{ctr}}{x_{rms}^{wo}} \times 100\%,$$

(11)

$$J_{\ddot{x}rms} = \frac{\ddot{x}_{rms}^{wo} - \ddot{x}_{rms}^{ctr}}{\ddot{x}_{rms}^{wo}} \times 100\%.$$

(12)

式中: $J_{xrms}$ 、 $J_{\ddot{x}rms}$ 为地震作用下结构相对位移和相对加速度均方根值减震效果指标; $x_{rms}^{wo}$ 、 $x_{rms}^{ctr}$ 、 $\ddot{x}_{rms}^{wo}$ 、 $\ddot{x}_{rms}^{ctr}$ 为结构无控与控制时的位移均方根值,结构无控与控制时的结构加速度均方根值。

3.2 结构仿真参数

为了便于分析EM-TMID的减震功能,数值仿真结果将会与经典TMD进行对比。取单自由度结构进行分析,相关参数主结构质量 $m_s=28\,970\text{ kg}$ ,主结构周期 $T=0.22\text{ s}$ ,主结构刚度 $k_s=4.81\times10^4\text{ kN/m}$ ,主结构阻尼比 $\zeta_s=0.02$ ,惯性质量 $b=589.7\text{ kg}$ ,TMD质量 $m_T=1\,179\text{ kg}$ ,TMD刚度 $k_T=1.08\times10^3\text{ kN/m}$ ,电感 $L=4.3\text{ mH}$ ,内阻 $R_i=0.07\text{ }\Omega$ ,外阻 $R_e=0.07\text{ }\Omega$ ,电磁传感器常数 $k_v=50$ , $k_f=50$ 。

3.3 减震性能分析

本次仿真选取典型的El Centro地震加速度波进行结构的减震性能分析及能量收集。同时,调整地震加速度最大值为 $200\text{ cm/s}^2$ ,地震波加速度时程图如图4所示。

耦合减震系统的减震时程图如图5所示,相关减震指标如表7所示。从图5以及表7分析,EM-TMID减震时,结构相对位移峰值减少29.45%,加速度峰值减小25.57%。结构相对位移均方根值减小百分比为37.69%;加速度均方值减少为39.26%。与经典TMD性能相比,减震性能均有较大提升。

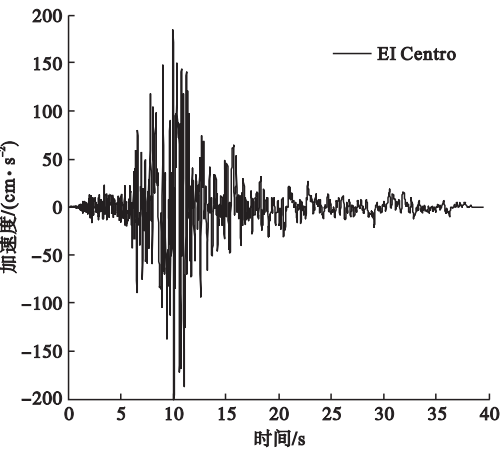


图4 地震加速度时程图

Fig. 4 The time history of the earthquake acceleration

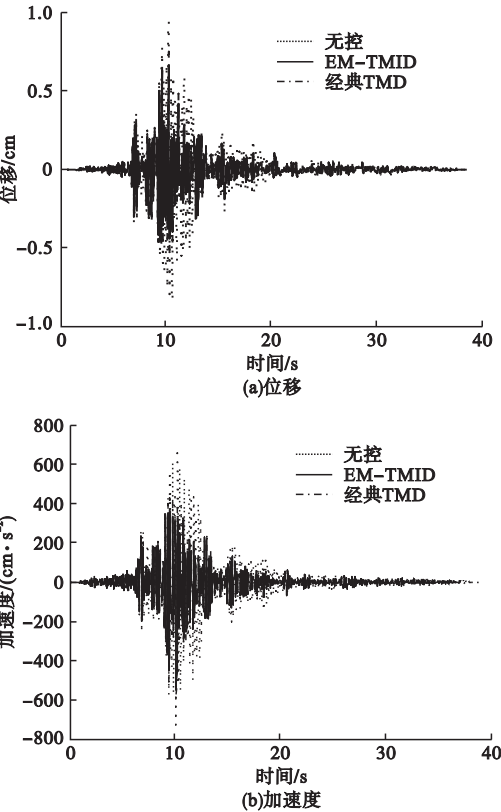


图5 减震时程图

Fig. 5 Time-history responses

表7 EM-TMID 和经典 TMD 的减震性能

Table 7 The suppression performance of the EM-TMID and classical TMD %

阻尼器	$J_{xp}$	$\bar{J}_{xp}$	$J_{xrms}$	$\bar{J}_{xrms}$
经典 TMD	20.35	17.09	29.53	32.07
EM-TMID	29.45	25.57	37.69	39.26

4 结 论

(1)基于蒙特卡洛-模式搜索法,分别以主结构位移和绝对加速度最优为目的函数,在 TMD 与主结构质量比一定的情况下,对有无主结构阻尼的耦合减震模型的参数进行了优化,给出了不同主结构阻尼不同惯质系数下的结构频率比、电磁阻尼比、机电耦合系数的最优参数表,能够直接在设计中被使用。

(2)由频域分析可知,EM-TMID 对于主结构位移和加速度的减震均较经典 TMD 有所改善.具体而言,在主结构位移最优理论下,无主结构阻尼工况下,EM-TMID 的数值解对应的主结构位移频响的峰值相对于经典 TMD 降低了 22.15%;在主结构绝对加速度最优理论下,无主结构阻尼工况下,EM-TMID 的数值解对应的主结构加速度频响的峰值相对于经典 TMD 降低了 21.96%.此外,随着主结构阻尼的增大,EM-TMID 的减振效果越来越好。

(3)由时域分析可知,在主结构位移最优理论的最优参数下,EM-TMID 的对于主结构位移和加速度的峰值和均方值的减震性能均较经典 TMD 有了较大提升。

参考文献

[1] 李祥秀,谭平,刘良坤,等.基于功率法的 TMD 系统参数优化与减振性能分析[J].振动与冲击,2014,33(17):6-11.  
(LI Xiangxiu,TAN Ping,LIU Liangkun,et al. Parametric optimization and aseismic performance of a TMD system based on power method [J]. Journal of vibration and shock,2014,33(17):6-11.)

[2] 倪铭,闫维明,许维炳,等.简谐激励下双调谐质量阻尼器基本特性研究[J].振动与冲击,2015,34(17):213-219.  
(NI Ming,YAN Weiming,XU Weibing,et al. Fundamental characteristics of a double-tuned-mass damper under simple-harmonical excitations[J]. Journal of vibration and shock,2015,34(17):213-219.)

[3] ABÉ M, FUJINO Y. Dynamic characterization



- of multiple tuned mass dampers and some design formulas [J]. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 2010, 23(23): 813 – 835.
- [4] 王文熙. 桥梁 TMD 系统的参数优化与设计 [D]. 长沙: 湖南大学, 2014.  
(WANG Wenxi. Parametric optimization and design of bridge TMD system [D]. Changsha: Hunan University, 2014.)
- [5] LI C, LIANG M. Characterization and modeling of a novel electro-hydraulic variable two-terminal mass device [J]. *Smart materials & structures*, 2012, 21(2): 025004.
- [6] JIANG J Z, MATAMOROS-SANCHEZ A Z. Passive suspensions incorporating inerters for railway vehicles [J]. *Vehicle system dynamics*, 2012, 50: 263 – 276.
- [7] HU Y, CHEN M Z Q, SHU Z. Passive vehicle suspensions employing inerters with multiple performance requirements [J]. *Journal of sound & vibration*, 2014, 333(8): 2212 – 2225.
- [8] MARIAN L, GIARALIS A. Optimal design of a novel tuned mass-damper – inerter (TMDI) passive vibration control configuration for stochastically support-excited structural systems [J]. *Probabilistic engineering mechanics*, 2014, 38: 156 – 164.
- [9] SALVI J, GIARALIS A. Concept study of a novel energy harvesting-enabled tuned mass-damper- inerter (EH-TMDI) device for vibration control of harmonically-excited structures [J]. *Journal of physics conference series*, 2016, 744(1): 012082.
- [10] WEN Y, CHEN Z, HUA X. Design and evaluation of tuned inerter-based dampers for the seismic control of MDOF structures [J]. *Journal of structural engineering*, 2016, 04016207.
- [11] 汪志昊, 许艳伟, 赵顺波, 等. 基于表观质量负刚度效应的调谐质量阻尼器频率调节 [J]. *科学技术与工程*, 2016, 16(27): 246 – 250.  
(WANG Zhihao, XU Yanwei, ZHAO Shunbo, et al. Frequency tuning of tuned mass dampers based on negative stiffness generated by apparent mass [J]. *Science technology and engineering*, 2016, 16(27): 246 – 250.)
- [12] NAKAMURA Y, FUKUKITA A, TAMURA K, et al. Seismic response control using electro-magnetic inertial mass dampers [J]. *Earthquake engineering & structural dynamics*, 2014, 43(4): 507 – 527.
- [13] 寇宝泉, 金银锡, 张赫, 等. 电磁阻尼器的发展现状及应用前景 [J]. *中国电机工程学报*, 2015, 35(12): 3132 – 3143.  
(KOU Baoquan, JIN Yinxi, ZHANG He, et al. Development and application prospects of the electromagnetic damper [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2015, 35(12): 3132 – 3143.)
- [14] 王江波, 李耀华, 严陆光. 直线 Halbach 磁体用于磁浮列车涡流制动的研究 [J]. *电气传动*, 2010, 40(5): 8 – 11.  
(WANG Jiangbo, LI Yaohua, YAN Luguang. Study on applying the linear halbach array to eddy current brake system for maglev [J]. *Electric drive*, 2010, 40(5): 8 – 11.)
- [15] 汪志昊, 陈政清. 被动电磁阻尼器对斜拉索振动控制研究 [J]. *振动与冲击*, 2014, 33(9): 94 – 99.  
(WANG Zhihao, CHEN Zhengqing. Cable vibration control with a passive eletromagnetic damper [J]. *Journal of vibration and shock*, 2014, 33(9): 94 – 99.)
- [16] SHEN W A, ZHU S, XU Y L. An experimental study on self-powered vibration control and monitoring system using electromagnetic TMD and wireless sensors [J]. *Sensors & actuators a physical*, 2012, 180(6): 166 – 176.
- [17] ZUO L, TANG X. Large-scale vibration energy harvesting [J]. *Journal of intelligent material systems & structures*, 2013, 24(11): 1405 – 1430.
- [18] ZHU S, SHEN W, QIAN X. Dynamic analogy between an electromagnetic shunt damper and a tuned mass damper [J]. *Smart materials & structures*, 2013, 22(11): 208 – 210.
- [19] MCDAID A J, MACE B R. A self-tuning electromagnetic vibration absorber with adaptive shunt electronics [J]. *Smart materials & structures*, 2013, 22(10): 105013.
- [20] LIU Y, LIN C C, PARKER J, et al. Exact  $H_2$  optimal tuning and experimental verification of energy-harvesting series electromagnetic tuned-mass dampers [J]. *Journal of vibration and acoustics*, 2016, 138(6): 061003.