

主动转动惯量驱动系统用于悬吊结构摆振控制的方法研究(I):理论建模和试验验证

张春巍, 王 昊

(青岛理工大学土木工程学院, 山东 青岛 266033)

摘要: 提出了主动转动惯量驱动控制系统(Active Rotary Inertia Driver, ARID),该系统通过伺服电机驱动转动惯性的回转运动,从而产生抑制结构摆振的力矩。首先针对 ARID 控制系统,基于拉格朗日原理建立了平面内悬吊结构在吊点激励下运动控制的分析模型,基于分析模型进行主动控制 LQR 算法系统匹配推导,然后利用 Simulink 对 ARID 系统控制效果进行了数值模拟计算,并通过与 TRID 装置对比,对 ARID 系统的有效性进行了分析。最后设计了 ARID 振动台试验系统,对结构的控制效果进行了试验验证。试验结果验证了理论建模和主动控制 LQR 算法与系统匹配的合理性,表明 ARID 系统对悬吊结构摆振控制具有很好的控制作用,理论建模和试验验证为 ARID 系统的深入研究和应用奠定了理论基础。

关键词: 振动主动控制; 悬吊结构; 摆振控制; 主动转动惯量驱动系统; 振动台试验

中图分类号: TB535; TU311.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2021)01-0020-09

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2021.01.003

引 言

结构的振动普遍存在,通常情况下,振动对结构自身具有不利的影响,振动控制在减轻振动,降低振动对结构的不利影响方面具有非常重要的作用。被动控制技术的应用非常广泛,随着电子技术的进步,主动控制、半主动控制等技术也发展迅速,在一些振动控制问题中发挥了不可替代的作用。振动控制技术已经在土木、机械、航空航天等领域得到了广泛的应用^[1-10]。

悬吊结构的摆振是一种典型且常见的运动形式,在工业生产中,该运动会造成非常不利的影响,甚至会造成安全事故。如海上大型装备的吊钩,在风、浪、流等复杂耦合作用下会产生摆振,这极大影响了装备的工作效率。悬吊结构的摆振根据吊点与结构运动方向的关系主要分为 3 种基本形式:平动悬吊模式、转动悬吊模式以及平动与转动耦合悬吊模式^[11-12]。对于悬吊结构的振动控制问题,TMD(Tuned Mass Damper)和 AMD(Active Mass Damper)等传统的控制装置在平动悬吊模式的摆振控制中控制效果较好,但是在转动悬吊模式的摆振控制中基本无效。针对悬吊结构转动悬吊模式的摆振问题,有研究围绕 TMD 提出了一种双 TMD 系统控制

悬吊结构平面摆振,但是依然存在控制效果欠佳的问题^[13]。本文作者的前期工作提出了一种用于结构回转摆振控制的调谐转动惯量阻尼器(Tuned Rotary Inertia Damper, TRID),通过在结构上附加具有转动惯量的质量体,在质量体与结构间设置扭转弹簧,构成控制系统,并通过理论分析及试验证明了 TRID 系统对悬吊结构转动悬吊模式以及平动与转动耦合悬吊模式摆振控制的有效性。但是,TRID 系统存在悬吊结构摆幅较小时不能正常启动、TRID 小型化装置存在时间滞后效应等问题^[14-19]。

本文基于文献[14-19]提出的 TRID 控制系统的概念,提出了主动转动惯量驱动控制系统(Active Rotary Inertia Driver, ARID)概念,该系统通过电机驱动转动惯量质量圆盘发生回转运动,从而产生抑制结构摆振的力矩^[20-21]。本文建立了 ARID 系统在悬吊结构吊点激励作用下系统的运动模型,通过理论分析、数值模拟以及模型试验,研究系统在悬吊结构摆振运动控制中的有效性和可行性。

1 悬吊结构——ARID 系统简化分析模型

为了便于进行 ARID 系统摆振控制的研究,建立如图 1(a)所示的悬吊结构 ARID 系统简化分析模

型,如图 1(b)所示的 ARID 系统作用原理示意图, ARID 系统根据结构响应,实时控制电机运转状态。电机驱动转动惯量质量圆盘发生回转运动,直接产生控制力矩作用在结构上。该结构体系有 2 个自由度:悬吊结构的摆动角度 θ 、驱动装置驱动转动惯量质量圆盘相对地面的转角 ϕ 。图中 l 为悬吊结构的摆长, m 为悬吊质点的质量, m_a 为转动惯量质量圆盘的质量, J_a 为转动惯量质量圆盘的转动惯量, c 为悬吊结构体系的阻尼系数, c_a 为 ARID 系统的阻尼系数, k_a 为 ARID 系统的转动刚度系数, $a_{x0}(t)$ 为吊点处激励的加速度, $M_a(t)$ 为 ARID 系统的控制力矩。该体系的动能 T 和势能 V 可用以下 2 个方程表示:

$$T = \frac{1}{2} (m + m_a) v^2 + \frac{1}{2} J_a \dot{\phi}^2 = \frac{1}{2} (m + m_a) (l\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} J_a \dot{\phi}^2 \quad (1)$$

$$V = (m + m_a) gl(1 - \cos\theta) + \frac{1}{2} k_a (\phi - \theta)^2 \quad (2)$$

式中 v 为质点的线速度, g 为重力加速度。对于整个体系的拉格朗日函数可表示为

$$L = T - V = \frac{1}{2} (m + m_a) v^2 + \frac{1}{2} J_a \dot{\phi}^2 - (m + m_a) gl(1 - \cos\theta) - \frac{1}{2} k_a (\phi - \theta)^2 = \frac{1}{2} (m + m_a) (l\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} J_a \dot{\phi}^2 - (m + m_a) gl(1 - \cos\theta) - \frac{1}{2} k_a (\phi - \theta)^2 \quad (3)$$

对上式的每个广义变量求偏微分有:

$$\frac{\partial L}{\partial \theta} = -(m + m_a) gl \sin\theta + k_a (\phi - \theta) \quad (4)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \phi} = -k_a (\phi - \theta) \quad (5)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} = (m + m_a) l^2 \dot{\theta} \quad (6)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} = J_a \dot{\phi} \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) = (m + m_a) l^2 \ddot{\theta} \quad (8)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} \right) = J_a \ddot{\phi} \quad (9)$$

悬吊结构 ARID 系统广义力做功主要包括保守力做功和非保守力做功。保守力是做功不因为路径的不同而改变的作用力,非保守力是做功与路径有关的作用力, W 为系统广义力做功。

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (10)$$

$$W_1 = -c_a (\dot{\phi} - \dot{\theta}) (\phi - \theta) \quad (11)$$

$$W_2 = -c \dot{\theta} \theta \quad (12)$$

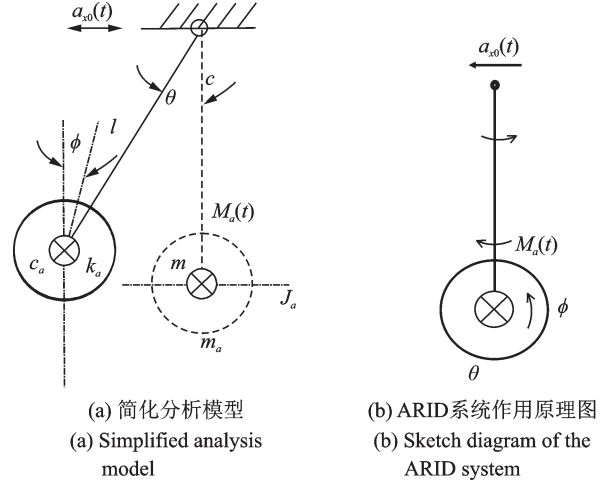


图 1 悬吊结构及 ARID 控制系统简化分析模型

Fig. 1 Simplified analysis model of suspended structure with the ARID system

$$W_3 = M_a(t) (\phi - \theta) \quad (13)$$

$$W_4 = -(m + m_a) a_{x0}(t) l \sin\theta \quad (14)$$

则:

$$\begin{aligned} \delta W = \delta W_1 + \delta W_2 + \delta W_3 + \delta W_4 = & -c_a (\dot{\phi} - \dot{\theta}) (\delta\phi - \delta\theta) - c \dot{\theta} \delta\theta + \\ & M_a(t) (\delta\phi - \delta\theta) - \\ & (m + m_a) a_{x0}(t) l \cos\theta \delta\theta = \\ & [-c_a (\dot{\phi} - \dot{\theta}) + M_a(t)] \delta\phi + \\ & [c_a (\dot{\phi} - \dot{\theta}) - c \dot{\theta} - M_a(t) - \\ & (m + m_a) a_{x0}(t) l \cos\theta] \delta\theta \end{aligned} \quad (15)$$

将式(4),(5),(8),(9),(15)代入下面方程:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = \frac{\partial W}{\partial \theta} \quad (16)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \phi} = \frac{\partial W}{\partial \phi} \quad (17)$$

可以得到

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = c_a (\dot{\phi} - \dot{\theta}) - c \dot{\theta} - \quad (18)$$

$$M_a(t) (m + m_a) a_{x0}(t) l \cos\theta$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \phi} = -c_a (\dot{\phi} - \dot{\theta}) + M_a(t) \quad (19)$$

化简得以下二式,即为悬吊结构-ARID 系统体系运动方程:

$$(m + m_a) l^2 \ddot{\theta} + (m + m_a) gl \sin\theta - k_a (\phi - \theta) = c_a (\dot{\phi} - \dot{\theta}) - c \dot{\theta} - M_a(t) - (m + m_a) a_{x0}(t) l \cos\theta \quad (20)$$

$$J_a \ddot{\phi} + k_a (\phi - \theta) = -c_a (\dot{\phi} - \dot{\theta}) + M_a(t) \quad (21)$$

式中 $J_a = m_a r^2$, $c = 2(m + m_a) l^2 \omega \xi$, $\omega = \sqrt{\frac{g}{l}}$,

$$c_a = 2m_a r^2 \omega_a \xi_a, \omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{J_a}}$$

式中 r 为转动惯量质量圆盘的半径, ξ 为结构的阻尼比, ξ_a 为 ARID 系统的阻尼比。式(20)中包含 ARID 控制系统的阻尼力、抗扭转力以及输出主动控制力, 通常情况下, 驱动器选用直流伺服电机时, 其阻尼力和抗扭转力非常小^[22-23], 本文考虑 c_a 和 k_a 均为 0, 因此, 根据式(21)可得

$$J_a \ddot{\phi} = M_a(t) \quad (22)$$

进一步地, 通过分析体系运动方程, 可以发现, 与传统的控制装置类似, ARID 系统增大了原结构回转摆振的惯性, 同时也增大了结构受到外部激励的作用。但是, ARID 系统可以输出有效的控制力, 从而产生抑制结构运动的效果。对于如何保证控制系统输出控制力达到预期控制效果, 还需要对主动控制系统算法进行深入分析。

2 基于 LQR 算法求解 ARID 系统主动控制力

本文选取经典线性二次型最优算法(LQR)作为控制算法, 但是由于 LQR 算法适用于线性系统, 而该结构体系是非线性体系, 因此需要对该体系运动方程进行线性化处理。本文设定顺时针摆动为正, 假定悬吊结构在小角度的范围内摆动, 令 $\sin\theta \approx \theta$, $\cos\theta \approx 1$, 可将体系原非线性运动方程线性化为:

$$(m + m_a)l^2 \ddot{\theta} + (m + m_a)gl\theta - k_a(\phi - \theta) = c_a(\dot{\phi} - \dot{\theta}) - c\dot{\theta} - M_a(t) - (m + m_a)a_{x0}(t) \quad (23)$$

$$J_a \ddot{\phi} = M_a(t) \quad (24)$$

将以上运动方程转化成矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} (m + m_a)l^2 & 0 \\ 0 & J_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (m + m_a)gl + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix} M_a(t) - \begin{bmatrix} (m + m_a)l \\ 0 \end{bmatrix} a_{x0}(t) \quad (25)$$

$$\text{令 } M = \begin{bmatrix} (m + m_a)l^2 & 0 \\ 0 & J_a \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} c + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix}, K = \begin{bmatrix} (m + m_a)gl + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix}$$

于是, 根据式(25), 可通过以下变换建立体系状态方程。

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 2} & I_2 \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \phi \\ \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0_{2 \times 1} \\ M^{-1}B_s \end{bmatrix} M_a(t) - \begin{bmatrix} 0_{2 \times 1} \\ M^{-1}D_s \end{bmatrix} a_{x0}(t) \quad (26)$$

$$\text{令 } A = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 2} & I_2 \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 1} \\ M^{-1}B_s \end{bmatrix}, D_g = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 1} \\ M^{-1}D_s \end{bmatrix}, B_s = \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix}, D_s = \begin{bmatrix} (m + m_a)l \\ 0 \end{bmatrix}。$$

引入:

$$Z(t) = [\Theta(t)^T, \dot{\Theta}(t)^T]^T \quad (27)$$

$$\Theta(t) = [\theta(t), \phi(t)]^T \quad (28)$$

于是建立状态方程如下

$$\dot{Z}(t) = AZ(t) + BM_a(t) + D_g a_{x0}(t) \quad (29)$$

$$\text{令权矩阵 } Q = \alpha \times \begin{bmatrix} K & 0_{2 \times 2} \\ 0_{2 \times 2} & M \end{bmatrix}, R = \beta I, \text{增益}$$

矩阵 $G = lqr(A, B, Q, R)$, 主动驱动力为

$$M_a(t) = -GZ(t) \quad (30)$$

3 ARID 系统有效性分析

3.1 ARID 系统理论模型及 LQR 算法合理性验证

由基于 LQR 算法的上述运动微分方程建立的 Simulink 计算模型, 进行数值计算分析, 考虑 ARID 系统在悬吊结构摆振无阻尼和有阻尼两种工况, 在吊点初始激励的条件下得到结构在有控和无控状态下的摆角时程曲线、ARID 系统转动惯量质量圆盘的转角时程曲线、结构总能量和 ARID 系统能量变化的时程曲线以及结构动能和势能变化的时程曲线, 如图 2-6 所示。

如图 2 所示, 结构的摆角时程曲线对比, 可以发现结构摆角衰减主要是由于 ARID 系统的控制

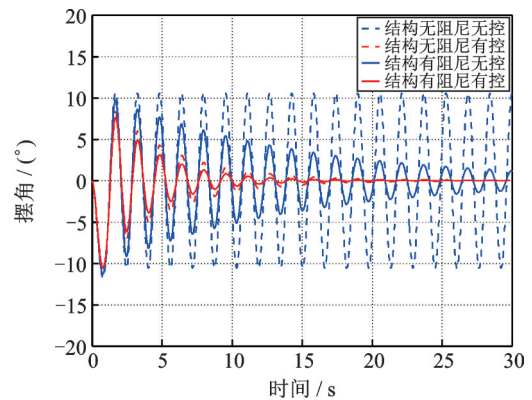


图2 结构摆角时程

Fig. 2 Time history of structural pendular angle

作用,结构有无阻尼 ARID 系统都发挥出明显的控制作用。且结构摆角在有阻尼有控条件下衰减更快,这是由于结构阻尼作用和 ARID 系统共同消耗了结构的能量。如图 3 所示为 ARID 系统转动惯量质量圆盘转角时程,无阻尼条件下转动惯量质量圆盘任意时刻的转角幅值比有阻尼条件下大,这是由于任意时刻的结构摆角更大,此时结构摆角衰减完全依靠 ARID 系统作用;随着结构摆角的减小,圆盘转角也随之减小,ARID 系统的控制力矩减小,这与设计的控制算法有关,转动惯量质量圆盘的转角幅值只与结构摆角响应实时相关,在结构响应完全停止时(摆角为 0°时),转动惯量质量圆盘也停止转动。

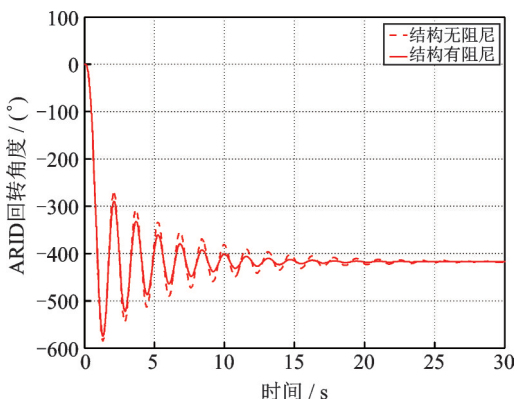


图 3 ARID 转动惯量质量圆盘转角时程
Fig. 3 Time history of rotating inertia angle

图 4 是结构和控制系统的能量分析时程曲线, E_1 为结构的总能量, E_2 为有控状态下 ARID 系统的能量。图 4 展示了无控条件下结构总能量的变化曲线,有控条件下结构的总能量和 ARID 系统能量变化曲线。可以发现,结构总能量在 ARID 系统作用下衰减更快,随着结构总能量的衰减,摆角逐渐减小,ARID 系统的能量也逐渐减小,这也验证了 ARID 系统控制算法设计是根据结构摆角响应实时调

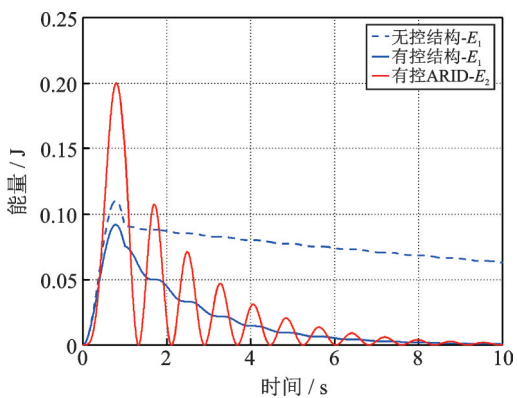


图 4 结构的总能量和 ARID 系统能量时程
Fig. 4 Time history of structural energy and ARID energy

整控制作用。并且,在 ARID 系统控制的情况下,初始输入结构的能量较大,这是由于结构响应较大,ARID 系统启动,对结构输入较大的动能,从而满足控制力的需求,实现控制效果。

如图 5 和 6 是结构有无阻尼条件下动能和势能变化的时程曲线, T_1 和 V_1 分别为结构的动能和势能。在初始激励作用下,结构势能会达到峰值,而有控条件下的峰值更小,这是由于 ARID 系统在初始激励作用时转动惯量质量圆盘发生大幅度的转动(图 3),发挥了明显的控制作用。如图 5 所示,结构在无阻尼条件下,无控状态初始激励之后,幅值保持恒定,且呈现出此消彼长的现象,这表明结构的动能和势能在相互转化,总能量无损耗;有控状态幅值逐渐减小,这表明 ARID 系统消耗了结构的总能量;有控状态结构动能和势能同样有此消彼长的趋势,但是幅值逐渐减小,这是由于 ARID 系统的作用消耗了结构的能量。结构在有阻尼条件下,有控状态比无控状态任意时刻的动能和势能幅值衰减更快,此时阻尼作用和 ARID 系统同时消耗结构的能量。以上能量分析,同样验证了 ARID 系统控制算法的合理性和 ARID 系统的有效性。

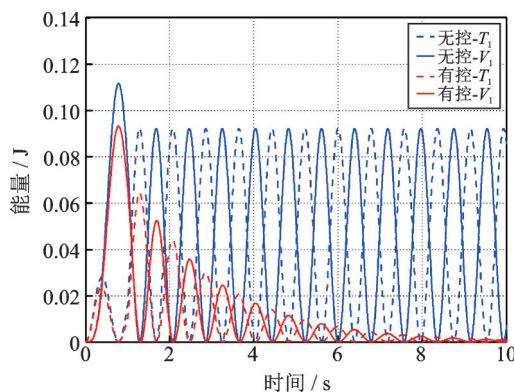


图 5 结构的动能和势能时程(无阻尼)
Fig. 5 Time history of structural kinetic and potential energy (undamped)

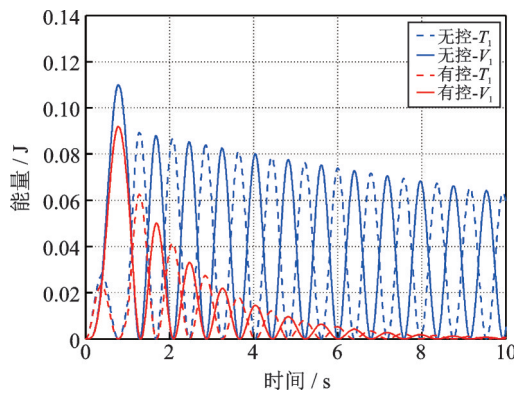


图 6 结构的动能和势能时程(有阻尼)
Fig. 6 Time history of structural kinetic and potential energy (damped)

3.2 ARID系统与TRID装置控制效果对比分析

选取具有相同转动惯量比、质量比的TRID系统和ARID系统,安装在相同的单摆结构上,施加相同的激励作用,对比两种装置的控制效果。数值计算分析工况采样总时间为30 s,在悬吊结构吊点处施加初始激励,对比无控、TRID控制和ARID控制的结果,结构的摆角时程曲线及对应的幅频曲线如图7和图8所示。由图7可见,ARID控制对结构摆振控制效果明显,在采样时间内完全抑制了结构的响应。对于TRID控制,虽然可以看出具有一定的控制效果,但是控制效果较差,未能在采样时间内完全抑制结构的响应。进一步地,通过图8频域分析曲线可以看出,ARID系统明显抑制了摆角在结构自振频率处的摆角频率谱,控制效果明显。对于TRID系统,虽然对摆角频率谱具有一定的抑制作用,但是效果较差。

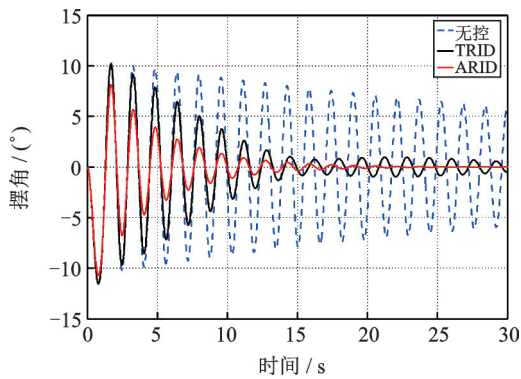


图7 结构摆角时程曲线

Fig. 7 Time history of swing angle

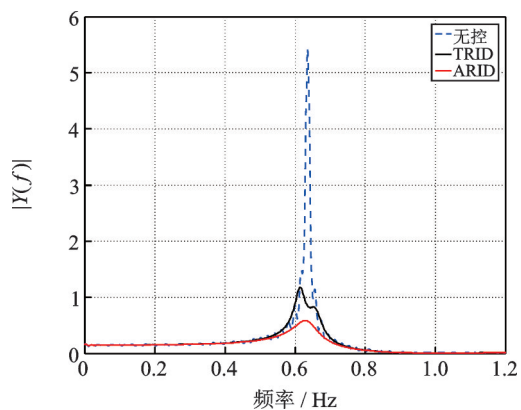


图8 结构摆角幅频曲线

Fig. 8 Amplitude frequency curve of swing angle

图9对比了无控、TRID控制和ARID控制3种情况下结构总能量 E_1 的变化。可以发现ARID系统可以很快消耗结构的总能量,TRID系统虽然对结构总能量有消耗作用,但是消耗速度较慢。以上分析均证明了ARID系统对悬吊结构摆振有良好的控制效果,有效克服了TRID系统摆角过小无法正常

启动、时间滞后、控制效果有限等问题。

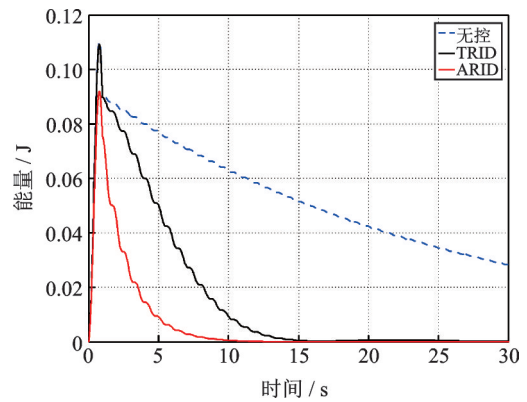


图9 结构总能量时程曲线

Fig. 9 Time history of structural energy

4 ARID系统摆振控制模型试验

为了验证新型ARID系统的有效性,研制了一套小型比例单摆结构模型振动台试验系统。通过小型单轴振动台输入不同吊点激励,对比无控和有控的试验结果。本文定义峰值衰减率 $Peak$ 值代表ARID控制系统对摆角峰值的控制效果,均方根值衰减率 RMS 值代表ARID系统对摆角摆幅离散程度的控制效果。定义两项指标峰值衰减率($Peak$)和均方根值衰减率(RMS)如下:

$$Peak = \frac{\max\theta_{\text{无控}} - \max\theta_{\text{有控}}}{\max\theta_{\text{无控}}} \quad (31)$$

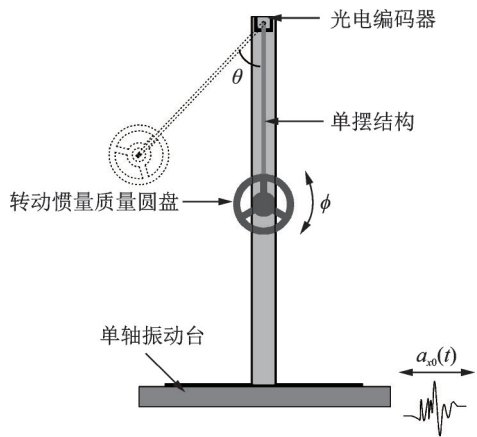
$$RMS = \frac{s_{\text{无控}} - s_{\text{有控}}}{s_{\text{无控}}} \quad (32)$$

式中 $s = \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\theta_i - \bar{\theta})^2 \right]^{\frac{1}{2}}$ 为摆角均方根值,其中 $\bar{\theta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \theta_i$ 为摆角均值, θ_i 为各工况时间域内第 i 时刻摆角值。

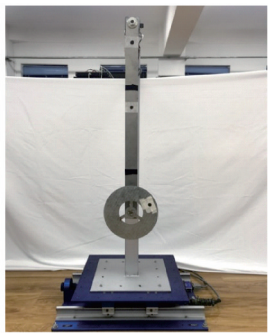
4.1 小型比例模型振动台试验系统

为进行单摆结构有控和无控对比试验,设计制作了一套小型比例悬吊单摆结构模型振动台试验系统。悬吊单摆结构为650 mm铝制刚性杆,通过光电编码器刚性转轴悬挂在方钢管刚性杆上,单摆结构自振频率为0.64 Hz。高度为1000 mm的悬吊结构钢支架通过底座固定在振动台面上,支架刚度视为无穷大,通过吊点处的光电编码器可以实时监测结构的摆角,ARID控制装置固定在悬吊结构末端,转动惯量质量圆盘的外径为90 mm。ARID系统根据编码器监测到的结构摆角,实时反馈控制电机驱动转动惯量圆盘发生回转运动,从而产生抑制结构

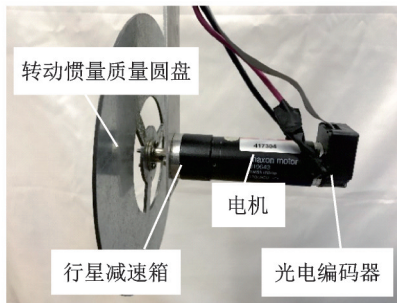
摆振的力矩。根据悬吊结构设计 ARID 系统,如图 10(c)所示为 ARID 系统的控制装置。



(a) 试验系统示意图
(a) Sketch of the experimental system



(b) 试验系统照片
(b) Photo of the experimental system



(c) ARID控制装置
(c) Photo of the ARID

图 10 悬吊结构摆振控制单摆结构小型比例模型试验系统
Fig. 10 Small scale experimental system for swing vibration of suspended structures

悬吊结构 ARID 系统试验采用 Quanser 单轴振动台及配套的硬件/软件,驱动器选用 Maxon 公司生产的直流电机,并配有行星减速箱。分别选用 US Digital 公司和 Maxon 公司的光电编码器测量结构摆角和转动惯量质量圆盘的转角,采样分辨率分别为 0.0879° 和 0.18° 。

4.2 正弦荷载激励试验

采用单轴振动台对吊点输入与悬吊结构自振频率相近的正弦位移激励,激励频率为 0.65 Hz ,幅值

为 20 mm ,分别在无控和有控时采集结构的摆角,设计累计采样时间为 80 s 。无控状态时,保持 ARID 系统关闭,转动惯量质量圆盘不会发生转动;有控状态时,保持 ARID 系统开启,转动惯量质量圆盘在电机驱动下发生回转转动。图 11 和图 12 为试验得到的结构摆角时程曲线及其幅频曲线。

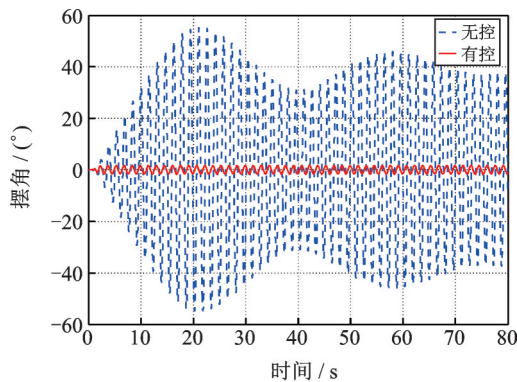


图 11 正弦激励下摆角时程曲线

Fig. 11 Time history of pendulum angle with sinusoidal excitation

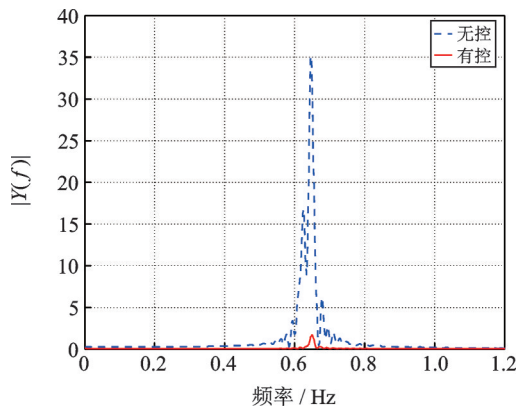


图 12 正弦激励下悬吊结构摆角幅频曲线

Fig. 12 Amplitude frequency curve of pendulum angle with sinusoidal excitation

如图 11 所示,从无控和 ARID 控制的试验结果可以看出:ARID 系统对悬吊结构摆振具有很好的控制作用,ARID 控制装置在摆端驱动转动惯量质量圆盘回转运动从而施加给悬吊结构有效的控制力矩。悬吊结构在无控状态时,受到吊点与自振频率相近的激励作用且其摆角的初始值为 0° 时,满足其共振的条件,摆角越来越大;摆角频率在摆幅增大的同时逐渐减小,不再满足严格共振条件,摆角逐渐减小;但结构依然可以吸收能量,摆角继续增大,同时结构频率将继续远离激励频率,摆角减小,如此往复,摆角峰值临界状态交替出现。

在有控状态时,摆角被控制在 5° 以内,其摆角频率相对稳定,因此摆幅不会出现较大的改变,也相对稳定,ARID 系统没有因摆角过小而影响控制作用

的发挥,有效克服了 TRID 系统的局限性。如图 12 所示,ARID 系统可以对悬吊结构的摆角频率谱产生明显的抑制作用,悬吊结构在有控状态时只有唯一的峰值,且峰值所对应的频率值接近激励频率。

因此,悬吊结构在正弦激励下有控状态时,摆角幅值和频率稳定,结构可近似看作理想单摆的周期运动。ARID 系统起到类似屏蔽激励的作用,ARID

系统通过驱动转动惯量质量圆盘的回转运动来消耗激励输入到结构的能量,从而起到控制作用。通过分析试验数据,得到控制结果如表 1 所示。有控时结构摆角峰值仅为无控时的 3%,峰值衰减率(*Peak*)和均方根值衰减率(*RMS*)分别为 96.66% 和 97.21%,说明 ARID 控制系统对悬吊结构摆振具有很好的控制效果。

表 1 正弦激励下的悬吊结构响应控制结果

Tab. 1 Response control results of suspended structures with sinusoidal excitation

工况	摆角峰值/(°)	相对标准差	幅频曲线峰值	峰值衰减率(<i>Peak</i>)	均方根值衰减率(<i>RMS</i>)
无控	55.28	0.51	35.05	96.66%	97.21%
有控	1.85	0.02	1.67		

4.3 初始激励自由振动衰减试验

通过振动台给结构施加与结构自振频率相近正弦激励,激励频率为 0.65 Hz,幅值为 20 mm,通过设计 Simulink 试验控制模块,激励 15 s,ARID 系统保持关闭,第 15 s 关闭振动台,停止激励。无控状态时,激励停止后 ARID 系统依然保持关闭;有控状态时,激励停止的同时开启 ARID 系统。分别在无控和有控状态测量结构的摆角,设计累计采样时间为 40 s,图 13 和图 14 分别为试验得到的摆角响应曲线及其幅频曲线。

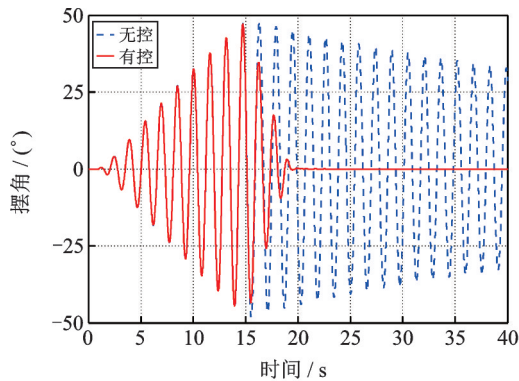


图 13 初始激励自由振动摆角时程曲线

Fig. 13 Time history of pendulum angle with initial excitation

由图 13 和图 14 所示,对比结构无控和有控状态试验所得到的摆角时程曲线,可以看出 ARID 系统控制效果非常明显。在有控状态时,摆角较大时突然开启控制系统,转动惯量质量圆盘在电机驱动下发生回转运动,悬吊结构摆动 2 个摆程即完全停止摆动,此时 ARID 系统也进入待机状态。转动惯量质量圆盘在回转过程中对悬吊结构产生有效的控制力矩,消耗了结构的能量,达到控制效果。在无控状态时,结构摆角衰减速度较慢,采样时间 25 s 内,摆

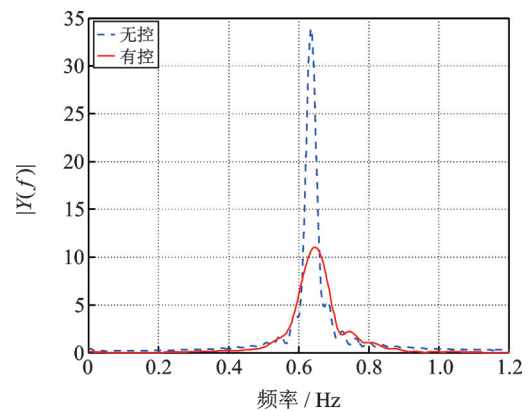


图 14 初始激励自由振动摆角幅频曲线

Fig. 14 Amplitude frequency curve of pendulum angle with initial excitation

角仅衰减了 21%,若要使结构完全停止摆动可能需要非常长的时间。因此,以上试验结果充分证明了 ARID 系统控制悬吊结构摆振的有效性。

通过进一步分析试验数据,得到控制结果如表 2 所示。由表 2 中结果可以看出,ARID 系统可以对悬吊结构的摆角谱产生明显的抑制作用,且均方根值衰减率(*RMS*)达到了 69.14%,控制效果明显。

表 2 初始激励自由振动的悬吊结构响应控制结果

Tab. 2 Response control results of suspended structures with initial excitation

工况	相对标准差	幅频曲线峰值	均方根值衰减率(<i>RMS</i>)
无控	0.59	33.92	69.14%
有控	0.18	11.03	

5 结 论

本文针对 ARID 控制系统,基于拉格朗日原理

建立了平面内悬吊结构在吊点激励下的分析模型,基于分析模型进行主动控制LQR算法匹配设计,利用Simulink系统对ARID系统进行了数值仿真分析和有效性验证,并设计了振动台试验,对两种工况下结构的摆振控制进行试验验证,得到以下结论:

1)证明了ARID系统对悬吊结构摆振运动控制的有效性,且ARID系统克服了TRID系统在摆角过小时控制无法发挥作用的缺陷。此外,数值分析结果还表明,ARID系统的出力与结构的摆振摆角响应实时相关,根据结构响应实时调整出力大小直到响应停止,控制系统关闭。

2)验证了基于拉格朗日原理推导建立的ARID系统控制悬吊结构摆振简化分析模型的正确性,以及通过线性化处理后,采用LQR控制算法的合理性。

3)通过悬吊结构在正弦位移激励下的有控和无控试验,进一步验证了ARID系统对悬吊结构摆振控制的有效性和可行性。并且,通过正弦激励试验结果揭示了ARID系统产生控制效果的机理,产生类似屏蔽激励的作用,快速消耗激励输入结构的能量,验证了ARID系统控制的有效性。

4)通过与TRID系统的对比分析,可以发现ARID系统具有更好的控制效果和鲁棒性,但是针对ARID系统的控制代价、适用范围,以及对有源输入的依赖性,可以开展进一步研究。

参考文献:

- [1] Soong T T, Costantinou M C. Passive and Active Structural Vibration Control in Civil Engineering [M]. Springer, Vienna, 1994.
- [2] Zhang Chunwei, Ou Jinping. Modeling and dynamical performance of the electromagnetic mass driver system for structural vibration control [J]. Engineering Structures, 2015, 82:93-103.
- [3] Xue Qichao, Zhang Jingcai, He Jian, et al. Seismic control performance for pounding tuned mass damper based on viscoelastic pounding force analytical method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 411: 362-377.
- [4] Talib Ezdiani, Shin Ji-Hwan, Kwak K Moon. Designing multi-input multi-output modal-space negative acceleration feedback control for vibration suppression of structures using active mass dampers [J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 439:77-98.
- [5] Li Hongnan, Zhang Peng, Song Gangbing, et al. Robustness study of the pounding tuned mass damper for vibration control of subsea jumpers [J]. Smart Materials & Structures, 2015, 24(9):095001.
- [6] 詹 昊, 廖海黎. 桥梁主梁端部翼板颤振主动控制流固耦合计算[J]. 振动工程学报, 2018, 31(2):98-104.
Zhan Hao, Liao Haili. Flutter active control studies of bridge with flaps attached to deck edge by FSI calculation [J]. Journal of Vibration Engineering, 2018, 31(2):98-104.
- [7] 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.
Ou Jinping. Structural Vibration Control: Active, Semi-active and Smart Control [M]. Beijing: Science Press, 2003.
- [8] Zuo Haoran, Bi Kaiming, Hao Hong. Using multiple tuned mass dampers to control offshore wind turbine vibrations under multiple hazards [J]. Engineering Structures, 2017, 141:303-315.
- [9] Wang Wenxin, Wang Xiuyong, Hua Xugang, et al. Vibration control of vortex-induced vibrations of a bridge deck by a single-side pounding tuned mass damper [J]. Engineering Structures, 2018, 173:61-75.
- [10] 杨铁军, 石 慧, 李新辉, 等. 一种基于智能减振器的舰船机械设备主动减振系统研究[J]. 振动工程学报, 2017, 30(2):167-176.
Yang Tiejun, Shi Hui, Li Xinhui, et al. One active isolation system for marine machine based on smart isolators [J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(2):167-176.
- [11] Zhang Chunwei, Li Luyu, Ou Jinping. Swinging motion control of suspended structures: Principles and applications [J]. Structural Control and Health Monitoring, 2010, 17(5): 549-562.
- [12] Zhang Chunwei, Li Luyu, Ou Jinping. Principles and applications of structural pendular vibration control [C]. Proceedings of Earth and Space Conference 2008, Long Beach, CA, 2008.
- [13] 张春巍, 刘东升. 考虑质量分布影响的双TMD系统控制悬吊结构平面摆振分析[J]. 振动工程学报, 2017, 30(4):654-659.
Zhang Chunwei, Liu Dongsheng. Control effect analysis on pendular vibration of suspensory structures with varied mass distribution controlled by dual TMD systems [J]. Journal of Vibration Engineering, 2017, 30(4):654-659.
- [14] Ou Jinping, Zhang Chunwei, Li Luyu, et al. Swing motion control of flexible suspended hook structure system [C]. 4th World Conference on Structural Control and Monitoring, San Diego, California, 2006.
- [15] Zhang Chunwei, Ou Jinping. Modeling and active control of flexible suspensory structural system [C]. 7th World Congress on Computational Mechanics, Los Angeles, California, 2006.
- [16] 孟庆顺. 大型起重工程船吊钩减摆系统的研究[D]. 哈

- 尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
- Meng Qingshun. Development of anti-swing system for hook mounted on the large-size crane vessel[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007.
- [17] 张春巍, 李冀龙, 吴植武, 等. 点源激励作用下悬吊结构摆振被动控制方案分析[J]. 工程力学, 2009, 26(12):85-91.
- Zhang Chunwei, Li Jilong, Wu Zhiwu, et al. Passive control analysis on pendular vibration of suspensory structures subjected to point source excitations[J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(12):85-91.
- [18] 张春巍, 徐怀兵, 李芦钰, 等. 基于调谐转动惯量阻尼器的结构摆振控制方法(I): 参数影响分析与小型比例模型试验[J]. 控制理论与应用, 2010, 27(9):1159-1165.
- Zhang Chunwei, Xu Huaibing, Li Luyu, et al. Structural pendulum vibration control methods based on tuned rotary-inertia-damper (I): Parametric impact analysis and bench-scale model tests[J]. Control Theory & Applications, 2010, 27(9):1159-1165.
- [19] 徐怀兵, 张春巍, 李芦钰, 等. 基于调谐转动惯量阻尼器的结构摆振控制方法(II): 足尺模型试验与TRID装置小型化研究[J]. 控制理论与应用, 2010, 27(10):1315-1321.
- Xu Huaibing, Zhang Chunwei, Li Luyu, et al. Structural pendulum vibration control methods based on tuned rotary-inertia-damper (II): Full scale model experiments and miniaturization study[J]. Control Theory & Applications, 2010, 27(10):1315-1321.
- [20] Zhang Chunwei, Wang Hao. Swing vibration control of suspended structure using active rotary inertia driver system: Parametric analysis and experimental verification [J]. Applied Sciences, 2019, 9(15):3144.
- [21] Zhang Chunwei, Wang Hao. Robustness of the active rotary inertia driver system for structural swing vibration control subjected to multi-type hazard excitations [J]. Applied Sciences, 2019, 9(20):4391.
- [22] 张文海. 永磁直流力矩电机的阻尼和阻尼系数计算[J]. 微电机, 2010, 43(10):108-109.
- Zhang Wen-hai. Calculation of damping and damping coefficient of permanent magnet DC torque motor [J]. Micromotor, 2010, 43(10):108-109.
- [23] Srikanth Manohar B, Vasudevan Hari, Muniyandi Manivannan. DC motor damping: A strategy to increase passive stiffness of haptic devices[C]. Proceedings of the 6th International Conference on Haptics: Perception, Devices and Scenarios, 2008:53-62.

Structural pendulum vibration control methods based on Active Rotary Inertia Driver (ARID) system (I): Theoretical modeling and experimental verification

ZHANG Chun-wei, WANG Hao

(School of Civil Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao 266033, China)

Abstract: The traditional TMD and AMD are ineffective for the vibration control of pendulum vibration swing motion. And the Tuned Rotary Inertia Damper (TRID) has low robustness and small application range. Active Rotary Inertia Driver (ARID) is proposed in this paper. It generates the moment of restraining the structure swing by the motor driving the inertia rotating. First, for the ARID control system, the in-plane swing pendular structures subjected to point source excitation with ARID analysis model are established based on Lagrangian principles. And the equation is linearized. The control algorithm is designed based on LQR. Then the effectiveness analysis of ARID is done using Simulink based on motion equations. The analysis results are compared with the TRID. Lastly, a shaking-table experiment system is designed to validate the effectiveness of ARID system. The research results of the paper establish theoretical foundation for deeper research of ARID system.

Key words: active vibration control; suspended structures; pendulum vibration control; Active Rotary Inertia Driver; shaking table experiment

作者简介: 张春巍(1977-),男,教授,博士生导师。电话:(0532)85071328; E-mail: zhangchunwei@qut.edu.cn