

时滞阻尼液固混合介质隔振系统的动力学研究^{*}

牛 彻¹, 高 雪², 滕汉东²

(1. 中国石化销售股份有限公司华东分公司 上海, 200050) (2. 南京航空航天大学航空学院 南京, 210016)

摘要 针对单一线性阻尼被动隔振无法兼顾共振区与隔振有效区的隔振性能问题, 提出了时滞立方非线性主动阻尼控制策略。以具备分段线性刚度液固混合介质受控隔振系统为研究对象, 运用多尺度摄动法对受控系统进行主共振分析, 建立了等效刚度和等效阻尼的概念, 并考察时滞对受控系统幅频特性与传递率特性的影响。研究结果表明: 由于主动时滞的引入, 立方非线性速度反馈增益既可调控阻尼, 还可以调整隔振系统的等效刚度; 与单一线性阻尼相比, 立方速度反馈在不改变隔振有效区隔振效果的同时, 显著降低了共振区的传递率; 对于因鞍结分岔在主共振造成的幅值跳跃, 通过选择合适的反馈时滞可以有效抑制跳跃的出现; 通过稳定性分析发现, 受控系统并非是全时滞稳定, 因此最后给出控制器中反馈增益和时滞的参数区间设计方法。

关键词 时滞; 隔振; 主动阻尼; 分段线性

中图分类号 O322; TH113.1

引 言

在航空航天、船舶等机械工程及石油化工生产应用领域, 低频隔振尤其是低频重载隔振是振动控制工程中的难点^[1-2]。这是因为低频隔振既要求隔振器拥有足够的刚性即承载能力大, 同时还要求隔振器的刚度较小即固有频率低, 要具备一定的结构稳定性, 给低频隔振设计带来困难。

液固混合介质隔振器是近年来面向低频重载隔振需求研制的一种基于新型隔振机理的被动低频重载隔振技术^[3-5], 其特点在于可通过液压原理将较大的扰动集中力转化为较小的油液压力, 因此能够承受较大的载荷且具有较长的疲劳寿命, 而且通过增加单元体数量可有效降低隔振系统的固有频率。液固混合介质隔振虽然具备大承载、低刚度的隔振力学特性, 但仍属于线性隔振技术范畴, 虽然弱线性阻尼有利于提高隔振有效区的隔振效果, 但无法有效抑制共振区的响应。过大的位移响应会产生较大的结构应力, 降低隔振器件的疲劳寿命, 甚至造成致命破坏。针对该问题, 一种研究思路是将低频重载被动隔振装置与主动控制技术集成使用, 发挥主、被动技术的共同优势, 进一步提升被动隔振装置的隔振性能, 这在船舶减振降噪、石油化工等工业生产领域有重要的应用价值。在现有隔振方法中, 马建国

等^[6]提出了基于空气弹簧被动隔振器结合磁悬浮作动的主/被动混合隔振系统, 试验证明可显著降低主动控制试验平台的低频线谱振动。李雨时等^[7]联合了橡胶隔振器与主动压电堆作动器, 采用前馈控制算法对隔振系统进行主动控制研究。

为了保证隔振有效区较好隔振效果、同时又能抑制共振区传递性能, 笔者根据液固混合介质被动隔振装置, 提出了基于时滞立方速度反馈控制策略的主动阻尼控制技术。在控制器中人为引入可控时滞量, 以实现非线性系统的分岔控制与振动控制^[8-9], 这也是目前主动控制设计规避时滞影响由被动转为主动设计的一种新思路。

1 受控隔振系统及其数学模型

对于单层隔振浮筏而言^[10], 动力设备质量及其安装平台通过多个隔振器支撑直接连接在船体基础之上。仅考虑垂向运动的情形, 图 1 所示的液固混合介质受控隔振系统可用来简化描述其动力学行为。其中: 被动隔振器部分为波纹管式液固混合介质被动隔振装置^[4-5]; 主动作动控制则包含了控制器和作动器等部件。波纹管式液固混合介质隔振器是隔振系统的主要承载部件, 在图 1 中为弹簧与阻尼器并联。激振器通过连杆与上层质量块刚性连接, 用来模拟设备的振动, 上层质量块由隔振器支撑在

^{*} 国家自然科学基金资助项目(11502107); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(NS2019011)
收稿日期: 2019-05-27; 修回日期: 2019-06-28

基础上。取上层质量块加速度信号作为主动控制的反馈信号,通过积分器获得作为反馈的速度信号。图1的设计方案有2个优点:a.在主动控制部分失效的情形下,被动隔振器仍然可维持隔振系统的运作,但要求所选取作动器的附加刚度较低,如电磁式作动;b.易于将该主动隔振发展为主/被动混合隔振,混合隔振^[11-12]在实际应用中更具发展潜力。

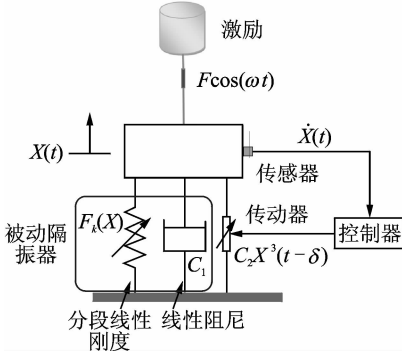


图1 液固混合介质受控隔振系统

Fig.1 The controlled solid and liquid mixture (SALiM) vibration isolation system

舰载动力设备一般为旋转机械,所产生的扰动力一般可表述为谐波激励,因此受控液固混合介质隔振系统的动力学方程可描述为

$$M\ddot{X}(t) + C_1\dot{X}(t) + F_k[X(t)] + C_2\dot{X}^3(t - \delta) = F \cos \omega t \quad (1)$$

其中: M 为负载质量; $X(t)$ 为负载质量振动位移; $C_1\dot{X}(t)$ 为隔振器提供的线性阻尼力; C_2 为作动器的反馈增益; 由于反馈控制力主要起到阻尼控制效果, δ 为控制系统的时滞量。

波纹管液固混合介质的分段双线性弹性恢复力 $F_k(X)$ 和位移 X 的关系为

$$F_k(X) = \begin{cases} K_1 X & (X \geq a_c) \\ K_2 X + (K_1 - K_2)a_c & (X < a_c) \end{cases} \quad (2)$$

其中: a_c 为刚度转折点处的临界位移。

为了便于后续动力学响应求解与分析,首先对式(1)无量化处理,作如下参数变换

$$\begin{cases} \omega_0 = \sqrt{K_1/M} \\ \Omega = \omega/\omega_0 \\ T = \omega_0 t \\ \tau = \omega_0 \delta \\ x = X/a_c \\ \xi_1 = C_1/2M\omega_0 \\ \xi_2 = C_2(a_c\omega_0)^3/K_1a_c \\ f = F/K_1a_c \end{cases} \quad (3)$$

进而得到

$$\begin{cases} \frac{dX(t)}{dt} = \omega_0 a_c \frac{dx(T)}{dT} \\ \frac{d^2 X(t)}{dt^2} = \omega_0^2 a_c \frac{d^2 x(T)}{dT^2} \\ \frac{dX(t-\delta)}{dt} = \omega_0 a_c \frac{dx(T-\tau)}{dT} \end{cases} \quad (4)$$

定义 $\epsilon \stackrel{\text{def}}{=} 1 - K_2/K_1$, 并将式(3),(4)代入式(1),得到无量纲方程为

$$\ddot{x}(T) + x(T) + 2\xi_1\dot{x}(T) + \xi_2\dot{x}^3(T - \tau) + \epsilon g[x(T)] = f \cos(\Omega T) \quad (5)$$

其中

$$g(x) = \begin{cases} 0 & (x \leq 1) \\ -(x-1) & (x > 1) \end{cases} \quad (6)$$

2 系统参数对主共振的影响

采用多尺度法分析式(5)的主共振情况,引入 $\xi_1 = O(\epsilon)$, $\xi_2 = O(\epsilon)$, $f = O(\epsilon)$, $\Omega^2 = 1 + \epsilon\sigma$, $\sigma = O(1)$ 并设 $\xi_1 = \hat{\epsilon}\xi_1$, $\xi_2 = \hat{\epsilon}\xi_2$, $f = \hat{\epsilon}f$, 代入式(5)得到

$$\ddot{x}(T) + x(T) = \epsilon \{-g[x(T)] - 2\xi_1\dot{x}(T) - \hat{\xi}_2\dot{x}^3(T - \tau) + \hat{f} \cos \Omega T\} \quad (7)$$

为简便起见,笔者仅研究一阶近似解,具有两个时间尺度,如

$$x(T) = x_0(T_0, T_1) + \epsilon x_1(T_0, T_1) + O(\epsilon^2) \quad (8)$$

$(T_r = \epsilon^r T; r = 0, 1)$

利用微分算子

$$\begin{cases} \frac{d}{dT} = \frac{\partial}{\partial T_0} + \epsilon \frac{\partial}{\partial T_1} + O(\epsilon^2) \equiv D_0 + \epsilon D_1 + O(\epsilon^2) \\ \frac{d^2}{dT^2} = D_0^2 + 2\epsilon D_0 D_1 + O(\epsilon^2) \end{cases} \quad (9)$$

将式(8),(9)代入式(7),比较 ϵ 的同次幂,得到 $\epsilon^0: D_0^2 x_0(T_0, T_1) + \Omega^2 x_0(T_0, T_1) = 0$ (10)

$$\begin{aligned} \epsilon^1: D_0^2 x_1(T_0, T_1) + \Omega^2 x_1(T_0, T_1) = & -2D_0 D_1 x_0(T_0, T_1) - g[x_0(T_0, T_1)] - \\ & \hat{2}\xi_1 \dot{x}_0(T_0, T_1) - \hat{\xi}_2 \dot{x}_0^3(T_0 - \tau, T_1) + \\ & \hat{f} \cos \Omega \tau + \alpha x_0(T_0, T_1) \end{aligned} \quad (11)$$

式(10)的解为

$$x_0(T_0, T_1) = a(T_1) \cos[\Omega T_0 + \varphi(T_1)] \quad (12)$$

将式(12)代入式(11),令 $\varphi = T_0 + \varphi(T_1)$, 得到 $D_0^2 x_1(T_0, T_1) + \Omega^2 x_1(T_0, T_1) = -2(-\Omega D_1 a \sin \varphi - \Omega a D_1 \varphi \cos \varphi) - g[x_0(T_0, T_1)] + (\hat{f} \cos \varphi \cos \varphi + \hat{f} \sin \varphi \sin \varphi) + 2\xi_1 \Omega a \sin \varphi - \hat{\xi}_2 (-a\Omega)^3 \sin^3(\varphi - \Omega\tau) + \alpha a \cos \varphi$ (13)

为了消除永年项,需要令式(13)右边的 $\sin \varphi$ 和 $\cos \varphi$ 的系数分别为 0, 即 $\sin \varphi:$

$$2\Omega D_1 a + \hat{f} \sin\varphi + 2\hat{\xi}_1 \Omega a + \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \cos(\Omega\tau) + A_1 = 0 \quad (14)$$

$$\cos\varphi : 2\Omega a D_1 \varphi + \hat{f} \cos\varphi + \alpha a - \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \sin(\Omega\tau) + A_2 = 0 \quad (15)$$

其中: A_1 和 A_2 分别为分段函数 $g[x_0(T_0, T_1)]$ 的傅里叶展开的基波项。

其积分区间可分为 $[0, \varphi_0], [\varphi_0, 2\pi - \varphi_0]$ 和 $[2\pi - \varphi_0, 2\pi]$, 即

$$A_1 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} [-g(x_0) \sin\varphi] d\varphi = \frac{1}{\pi} \left\{ \int_0^{\varphi_0} [(x_0 - 1) \sin\varphi] d\varphi + \int_{2\pi - \varphi_0}^{2\pi} [(x_0 - 1) \sin\varphi] d\varphi \right\} = 0 \quad (16)$$

$$A_2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} [-g(x_0) \cos\varphi] d\varphi = \frac{1}{\pi} \left\{ \int_0^{\varphi_0} [(x_0 - 1) \cos\varphi] d\varphi + \int_{2\pi - \varphi_0}^{2\pi} [(x_0 - 1) \cos\varphi] d\varphi \right\} = \frac{1}{\pi} (a\varphi_0 - \sin\varphi_0) \quad (17)$$

其中: φ_0 为刚度转折点处相位。

整理式(14)和式(15)得到

$$D_1 a = -\frac{1}{2\Omega} [\hat{f} \sin\varphi + 2\hat{\xi}_1 \Omega a + \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \cos(\Omega\tau)] \quad (18)$$

$$a D_1 \varphi = -\frac{1}{2\Omega} [\hat{f} \cos\varphi + \alpha a - \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \sin(\Omega\tau) + A_2] \quad (19)$$

令 $D_1 a = D_1 \varphi = 0$, 得到稳态主共振响应, 联立式(18)和(19), 结合 $(\sin\varphi)^2 + (\cos\varphi)^2 = 1$, 得到

$$\left[2\hat{\xi}_1 \Omega a + \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \cos(\Omega\tau) \right]^2 +$$

$$\left[\alpha a - \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \sin(\Omega\tau) + A_2 \right]^2 = \hat{f}^2 \quad (20)$$

两边同乘 ε^2 得到

$$\left[2\xi_1 \Omega a + 3/4 \xi_2 a^3 \Omega^3 \cos(\Omega\tau) \right]^2 + \left[(\Omega^2 - 1)a - 3/4 \xi_2 a^3 \Omega^3 \sin(\Omega\tau) + \varepsilon A_2 \right]^2 = f^2 \quad (21)$$

为了方便讨论, 将式(21)改写为

$$\left[2\xi_1 + 3/4 \xi_2 a^2 \Omega^2 \cos(\Omega\tau) \right]^2 (\Omega a)^2 + \left\{ \Omega^2 - \left[1 + 3/4 \xi_2 a^2 \Omega^3 \sin(\Omega\tau) - \varepsilon \frac{A_2}{a} \right] \right\}^2 a^2 = f^2 \quad (22)$$

线性系统幅频响应隐式表达为

$$(2\xi_1)^2 (\Omega a)^2 + (\Omega^2 - 1)^2 a^2 = f^2 \quad (23)$$

通过式(22)和(23)的比对阻尼系数与无量纲刚

度“1”所在位置, 定义等效阻尼和等效刚度为

$$\xi_{eq} \stackrel{\text{def}}{=} \xi_1 + \frac{3}{8} \xi_2 a^2 \Omega^2 \cos(\Omega\tau) \quad (24)$$

$$k_{eq} \stackrel{\text{def}}{=} 1 + \frac{3}{4} \xi_2 a^2 \Omega^3 \sin(\Omega\tau) - \varepsilon \frac{A_2}{a} \quad (25)$$

笔者通过获取非线性幅频响应方程得到的等效刚度和等效阻尼本质上是基力等价的原理。通过式(24), (25)可以看出: 当 $\tau = 0$ 时, 非线性速度反馈增益 ξ_2 只起到调节阻尼的效果; 若引入反馈时滞, 非线性速度反馈增益也出现在等效刚度项中, 所以也可调节系统等效刚度。

图 2 比较了引入不同时滞量时, 隔振系统的解析和数值位移幅值响应, 参数均为无量纲参数。结果表明: 短时滞量时, 解析和数值仿真结果较为吻合。特别注意到, 当时滞 $\tau = 3\pi/4$ 时, 在给定系统参数和反馈参数条件下, 数值仿真无法得到给定初始条件的稳定解, 这主要是由于所给的系统参数和反馈参数不符合稳定性条件。

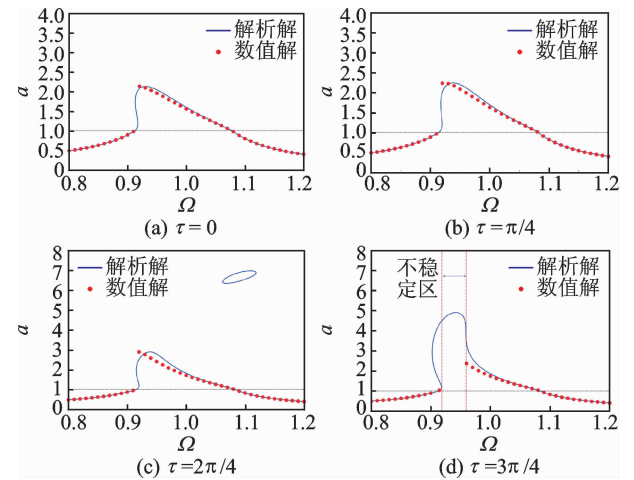


图 2 主动隔振系统的位移幅频响应

Fig. 2 The displacement amplitudes vs. excitation frequency for the controlled isolation system

3 系统参数对传递率的影响分析

为了证实非线性速度时滞反馈对隔振性能的影响, 采用最大力传递率作为评价指标进行评估。图 3 为线性阻尼对未受控隔振系统最大力传递率的影响。结果表明, 尽管阻尼增大抑制了共振区的最大力传递率及位移幅值, 但隔振有效区内的隔振效果变差。

由于隔振系统的刚度为分段非线性, 因此其动力学响应分为最大幅值未超越刚度转折点以及超越转折点两种情况。图 4 为非线性速度反馈增益对力传递率的影响。可以看出, 当振动位移未超过刚度

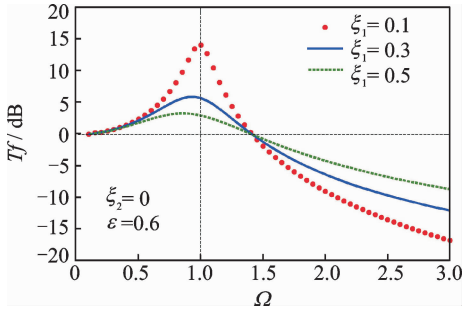


图3 线性阻尼 ξ_1 对力传递率的影响

Fig. 3 Effects of the linear damping ξ_1 on the force transmissibility

转折点时,尽管反馈增益显著变化,但高频隔振有效频带的隔振性能几乎保持不变,同时共振区的力传递率随着反馈增益的增大而明显降低。

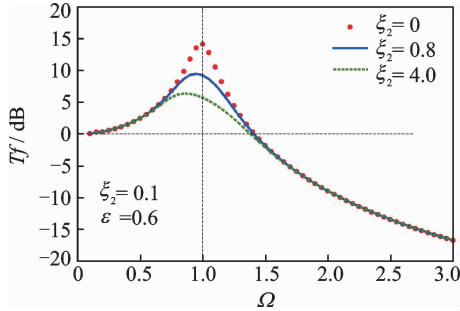


图4 反馈增益 ξ_2 对力传递率的影响

Fig. 4 Effects of feedback gain ξ_2 on the force transmissibility

图5为时滞量对力传递率的影响 ($a < 1$)。可以看出,当振动物位移未超过刚度转折点时,时滞的增加会导致系统共振频率往右偏移并导致跳跃出现,这种现象不利于隔振;同时共振区的传递率也略有恶化,但几乎对高频隔振有效区的传递率没有影响。

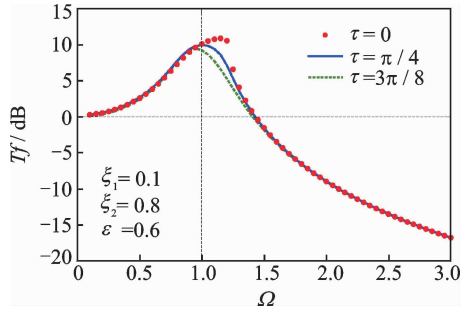


图5 时滞量 τ 对力传递率的影响 ($a < 1$)

Fig. 5 Effects of the time delay τ on the force transmissibility ($a < 1$)

对于较大值响应可以超越刚度转折点的情形,需要联合考虑分段非线性因素与时滞的综合影响。图6为时滞量 τ 对力传递率的影响 ($a \geq 1$)。可以看出,刚度非线性引发的幅值跳跃会随着时滞的增加而消失,而力传递率随着时滞的变化几乎未

受影响,与低幅值响应下时滞对传递率影响的结论保持一致。综合来看,在该情形下合理的时滞有利于控制跳跃的发生从而改善隔振性能。

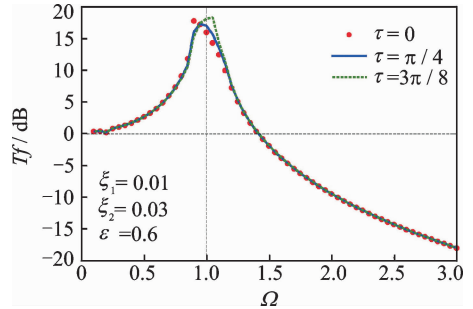


图6 时滞量 τ 对力传递率的影响 ($a \geq 1$)

Fig. 6 Effects of the time delay τ on the force transmissibility ($a \geq 1$)

4 稳定性分析与参数设计

由于实际诸多不确定因素的存在,系统参数还有控制器中的时滞量并不是完全确定,针对这种情况,系统稳态响应的稳定性及鲁棒性就显得尤为重要。

为了研究受控系统定常解的稳定性,将式(18), (19)在平衡点处线性化,得到关于扰动量的自治微分方程为

$$D_1 \Delta a = -[\hat{\xi}_1 + \frac{9}{8} \hat{\xi}_2 a^2 \Omega^2 \cos(\Omega\tau)] \Delta a + \frac{1}{2\Omega} [\sigma a - \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \sin(\Omega\tau) + A_2] \Delta \varphi \quad (26)$$

$$D_1 \Delta \varphi = \frac{1}{a} [-\frac{1}{2\Omega} \sigma - \frac{1}{2\Omega} A_2' + \frac{9}{8} \hat{\xi}_2 a^2 \Omega^2 \sin(\Omega\tau)] \Delta a - \frac{1}{2\Omega a} [2\hat{\xi}_1 \Omega a + \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \cos(\Omega\tau)] \Delta \varphi \quad (27)$$

其中: $A_2 = \frac{1}{\pi} (a\varphi_0 - \sin\varphi_0)$; $A_2' = \frac{1}{\pi} (\varphi_0 + a \frac{d\varphi_0}{da} - \frac{d\varphi_0}{da} \cos\varphi_0)$ 。

线性矩阵的特征方程为

$$\lambda^2 + [2\hat{\xi}_1 + \frac{3}{2} \hat{\xi}_2 a^2 \Omega^2 \cos(\Omega\tau)] \lambda + S_1 S_4 - S_2 S_3 = 0 \quad (28)$$

其中: $S_1 = -[\hat{\xi}_1 + \frac{9}{8} \hat{\xi}_2 a^2 \Omega^2 \cos(\Omega\tau)]$;

$S_2 = \frac{1}{2\Omega} [\sigma a - \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \sin(\Omega\tau) + A_2]$;

$S_3 = \frac{1}{a} [-\frac{1}{2\Omega} \sigma - \frac{1}{2\Omega} A_2' + \frac{9}{8} \hat{\xi}_2 a^2 \Omega^2 \sin(\Omega\tau)]$;

$S_4 = -\frac{1}{2\Omega a} [2\hat{\xi}_1 \Omega a + \frac{3}{4} \hat{\xi}_2 a^3 \Omega^3 \cos(\Omega\tau)]$ 。

根据 Routh-Hurwitz 定理,定常解稳定的充要

条件为

$$\sum_1 \stackrel{\text{def}}{=} 2\xi_1 + \frac{3}{2}\xi_2 a^2 \Omega^2 \cos(\Omega\tau) > 0 \quad (29)$$

且

$$\sum_2 \stackrel{\text{def}}{=} S_1 S_4 - S_2 S_3 > 0 \quad (30)$$

结合幅频响应方程和稳定性条件,图 7 为时滞对系统响应稳定性的影响。可以看到,图 7(a)中,对于任何时滞的取值,系统均是稳定的。在图 7(b)中,系统响应的稳定性随时滞的变化进行交替性的切换:在 $H_{p1} \sim H_{p2}$ 区间,系统响应失稳;在 $H_{p2} \sim H_{p3}$ 区间,系统响应则切换为稳定;在 $H_{p3} \sim H_{p4}$ 区间再次失稳,随着时滞的增加,这种切换将近乎周期性的出现,而参数设计目的则是保证选取参数落入稳定区间内。图 8 为受控隔振系统在不同非稳定区间内的数值响应。可以看出,根据选取参数的不同,运动状态可分为有界的概周期运动和发散两种情况。但在工程意义上,不管响应发散还是存在极限环,都会导致系统设计的失败,因此需要避免。

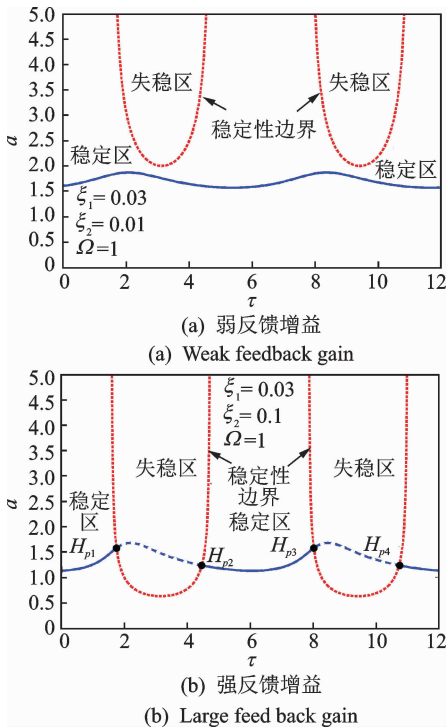


图 7 时滞对响应稳定性的影响

Fig. 7 Influences of the time delay on response stability

图 9 为反馈增益与时滞的设计区域,以下从稳定性角度出发给出反馈参数设计的思路。首先,给定一具体系统($f=0.1786$; $\epsilon=0.6$)及其振幅极限 $a_d=1.2$,根据式(21)确定 $a_d=1.2$ 的参数分界线。参数分界线以上区域为可选参数区域,在该区域内系统响应最大幅值小于振幅极限 $a_d=1.2$;但在该区间内,受控系统响应存在非稳定的部分,因此根据

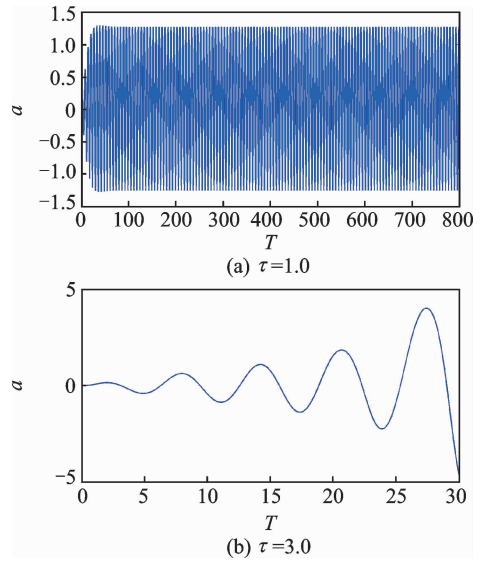


图 8 受控隔振系统的数值响应

Fig. 8 Numerical responses of the controlled isolation system

式(28)确定稳定动力学响应所对应的参数区间。最终,在符合振幅极限要求的参数范围内选择稳定的响应区域即可,如图 9 中左上与右上阴影所示。

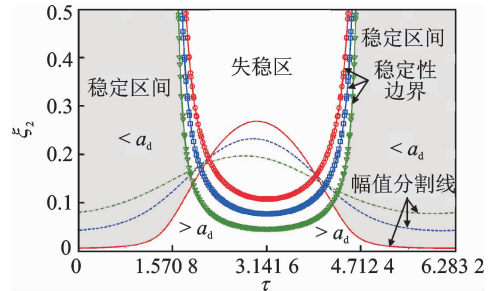


图 9 反馈增益与时滞的设计区域

Fig. 9 Design zones for the feedback gain and time delay

5 结 论

1) 对于受控液固混合介质隔振系统,时滞的引入使非线性速度反馈项不仅起到调节阻尼的作用,还有效改变了系统刚度,因此可通过合理的反馈参数选择实现对幅值跳跃现象的调控。

2) 数值仿真研究证实,隔振器本身的小阻尼虽然有利于高频隔振,但共振区的传递率明显增加;而非线性主动阻尼在不改变隔振有效区力传递率的同时,显著降低了共振区的传递率,因此在隔振设计时需综合二者优势进行参数设计。

3) 受控隔振系统的响应稳定性随时滞发生稳定性切换,即稳定区间与不稳定区间随时滞的变化间隔出现,因此时滞稳定性是反馈参数设计时必须着重考量的内容。最后,基于受控系统动力学响应

的稳定性分析,给出了控制器中的反馈增益与反馈时滞参数选取区间的确定办法,以便于工程设计。

参 考 文 献

- [1] 张晓平,何琳,周炜. 基于一种新型磁致负刚度结构的低频隔振系统分析与设计[J]. 船舶工程, 2015, 37(9):45-48.
ZHANG Xiaoping, HE Lin, ZHOU Wei. Analysis and design of low frequency vibration isolation system based on mew type of magnetic negative-stiffness structure[J]. Ship Engineering, 2015, 37(9): 45-48. (in Chinese)
- [2] 何琳,李彦,杨军. 磁悬浮-气囊主被动混合隔振装置理论和实验[J]. 声学学报, 2013, 38(2): 241-249.
HE Lin, LI Yan, YANG Jun. Theory and experiment of passive-active hybrid vibration isolation mounts using electromagnetic actuator and air spring[J]. Journal of Acoustics, 2013, 38(2): 241-249. (in Chinese)
- [3] 滕汉东,陈前,张翠霞. 一类液固混合介质隔振器的动力学特性研究[J]. 力学学报, 2009, 41(2): 253-258.
TENG Handong, CHEN Qian, ZHANG Cuixia. Dynamic properties of a class of vibration isolator with solid-and-liquid-mixture[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2009, 41(2): 253-258. (in Chinese)
- [4] 高雪,陈前. 波纹管式液固混合介质隔振器的动力学特性[J]. 力学学报, 2011, 43(6): 1162-1169.
GAO Xue, CHEN Qian. Dynamic properties of corrugated-pipe type SALiM vibration isolator[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2011, 43(6): 1162-1169. (in Chinese)
- [5] 高雪,陈前,刘先斌. 一类分段光滑隔振系统的非线性动力学设计方法[J]. 力学学报, 2016, 48(1): 192-200.
GAO Xue, CHEN Qian, LIU Xianbin. Nonlinear dynamics for piecewise smooth vibration isolation system [J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2016, 48(1): 192-200. (in Chinese)
- [6] 马建国,帅长庚,李彦. 磁悬浮-气囊主被动混合隔振器力学特性及主动隔振实验研究[J]. 振动与冲击, 2018, 37(19): 198-204.
MA Jianguo, SHUAI Changgeng, LI Yan. Dynamic characteristics of maglev-air bag active-passive hybrid vibration isolators and active vibration isolation tests [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(19): 198-204. (in Chinese)
- [7] 李雨时,周军,钟鸣,等. 基于压电堆与橡胶的主被动一体化隔振器研究[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(4): 571-576.
LI Yushi, ZHOU Jun, ZHONG Ming, et al. Research on active and passive integration of vibration isolator based on piezoelectric-rubber [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(4): 571-576. (in Chinese)
- [8] 安方,陈卫东,邵敏强. 基于速度-加速度时滞反馈的振动主动控制[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(3): 362-370.
AN Fang, CHEN Weidong, SHAO Minqiang. Time-delayed velocity-acceleration feedback for active vibration control of cantilever beam [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(3): 362-370. (in Chinese)
- [9] AGRAWAL A, YANG J. Compensation of time-delay for control of civil engineering structures [J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 2000, 29(1): 37-62.
- [10] 周加喜,徐道临. 单层准零刚度浮筏隔振特性分析及混沌化[J]. 中国科技论文, 2014, 9(8): 911-914.
ZHOU Jiayi, XU Daolin. Vibration isolation and chaoticification of quasi-zero stiffness single-layer raft [J]. China Sciencepaper, 2014, 9(8): 911-914. (in Chinese)
- [11] 马建国,帅长庚,李彦. 主被动混合隔振的虚拟样机技术[J]. 海军工程大学学报, 2018, 30(5): 53-57.
MA Jianguo, SHUAI Changgeng, LI Yan. Virtual prototyping technology for passive-active hybrid vibration isolation [J]. Journal of Naval University of Engineering, 2018, 30(5): 53-57. (in Chinese)
- [12] 翟艳鹏. 飞行器敏感器主被动混合隔振器性能的分析及优化[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.



第一作者简介:牛彻,男,1985年1月生,硕士、工程师。主要研究方向为机械设备技术管理、工程管理和管道技术管理等。

E-mail: niuc.xshd@sinopec.com

通信作者简介:滕汉东,男,1975年8月,博士、讲师。主要研究方向为振动控制。

E-mail: hdteng.detec@nuaa.edu.cn