

文章编号: 1001-4888(2015)05-0556-11

自适应主动共振吸振器的设计和减振性能研究^{*}

闫立勋¹, 周鸿², 彭超², 龚兴龙²

(1. 中国科学技术大学 精密机械与精密仪器系, 合肥 230027;

2. 中国科学技术大学 近代力学系, 中国科学院材料力学行为与设计重点实验室, 合肥 230027)

摘要: 为了扩大吸振器的工作频带, 减小吸振器的阻尼, 最终提高吸振器的减振效果, 本文设计了一种自适应主动共振吸振器。文中对几种不同种类吸振器的减振原理、动力学特性等进行了理论分析和比较, 集成自调谐吸振器和主动吸振器的优点, 完成了一种自适应主动共振吸振器的设计, 并提出了一种变步长、双寻优的控制算法。在振动台上测试了吸振器的动力学特性并理论分析了吸振器的移频特性和阻尼特性。在两端固支梁上对吸振器的减振效果进行了实验评估。实验结果显示, 相比自调谐吸振器, 加入主动力控制后, 自适应主动共振吸振器的阻尼比从 0.04 减小至 0.02, 减振效果得到了显著的提高。

关键词: 吸振器; 移频范围; 阻尼; 减振效果

中图分类号: O328; TB535⁺.1

文献标识码: A

DOI: 10.7520/1001-4888-15-125

0 引言

动力吸振器由于其结构简单, 易于实现, 减振效果明显, 在交通运输、工业机械、桥梁建筑等各个行业得到了广泛的应用^[1-6], 成为实施振动控制最常用的手段之一。传统被动式吸振器的各项参数固定不变, 当振源的振动频率发生偏移时, 吸振器的减振效果会因失谐而急剧恶化。国内外学者进行了大量的研究, 提出了主动吸振器^[7-9]和自调谐吸振器^[10-13]。主动吸振器是在被动式吸振器的基础上引入作动器, 根据主系统的振动状态实时调节吸振器对主系统的作用力, 使得吸振器对主系统的实时作用力与主系统的加速度频率相等, 相位相反^[14]。这类吸振器有效频带宽、减振水平高, 但是存在耗能大、系统容易失稳等缺陷, 极大地限制了其在工程上的应用。自调谐吸振器是通过参数的调节使其固有频率跟踪主系统的外干扰频率, 以充分发挥其吸振能力, 抑制主系统的振动^[15]。这种吸振器在一定程度上解决了被动式吸振器的有效频带窄、减振效果差等缺点, 同时相对于主动吸振器又有耗能小、稳定性高的优点, 但是其减振效果受其阻尼的影响较大。对于自调谐吸振器, 其阻尼越小, 则减振效果越好, 如能将吸振器的阻尼减小为零, 理论上就可以完全消除主系统的振动^[16], 因此在设计时应当尽量减小自调谐吸振器的阻尼。然而系统的一些阻尼是来自材料本身, 很难被消除, 或者为了实现其他方面的功能必须引入一些阻尼材料, 这样就导致自调谐吸振器的减振效果很难进一步提高。

为了进一步减小阻尼对减振效果的影响, 提高自调谐吸振器的性能, 文献^[17]首先将主动力引入到自调谐吸振器中, 提出一种自适应主动共振吸振器。引入的主动力会抵消吸振器的阻尼力, 这就相当于等效地减小了吸振器的阻尼, 大大改善吸振器的减振效果。徐振邦等将主动力引入到磁流变弹性体自调谐吸振器中^[18,19], 相比不加主动力时, 吸振器的减振效果有了很大提升, 但是由于磁流变弹性体材料

^{*} 收稿日期: 2015-07-22; 修回日期: 2015-08-28

基金项目: 国家自然科学基金 (11125210) 资助

通讯作者: 龚兴龙 (1966—), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 主要从事流变材料和振动控制的研究。Email: gongxl@ustc.edu.cn

的机理研究和制备技术还不成熟,材料的稳定性和可控性不高,导致其目前很难进行实际的工程应用。

本文以提高吸振器的减振性能和实用性为目的,基于文献[17—19]的设计思想,集成自调谐吸振器和主动吸振器的优点设计了一种机械式自适应主动共振吸振器,并对吸振器的动力学性能和减振效果进行了试验研究,结果表明这种机械式自适应主动共振吸振器具有减振频带宽、减振效果好等优点。

1 自适应主动共振吸振器的理论分析

自适应主动共振吸振器是在自调谐吸振器中引入主动力来抵消吸振器的阻尼,可以认为是自调谐吸振器和主动吸振器的集成。其包括两个部分:第一部分为一个刚度可调的自调谐吸振器,其频率可以实时跟踪外界激励频率的变化;第二部分为一作动器,其提供的主动力作用在吸振器的质量单元和主系统之间,抵消吸振器的阻尼力,使吸振器产生共振。为了说明主动共振吸振器的优点,本文将分别从减振原理、对主系统的减振效果和所需要的控制力三个方面,对几种典型的吸振器进行对比分析。

1.1 吸振器的数学模型及控制策略分析

图1为附加了一个吸振器的单自由度主系统模型,对于几种典型的吸振器的工作原理,都可以采用图1所示模型来进行分析和描述。

图1中 m_a , k_a , c_a 和 x_a 分别为吸振器质量、刚度、阻尼和位移; m_p , k_p , c_p 和 x_p 分别为主系统质量、刚度、阻尼和位移; f 为主系统所受到的外界激励力; f_{act} 为作动器提供的主动力。根据图1中参数的不同,可以将几种典型类型的吸振器按照表1来表示。

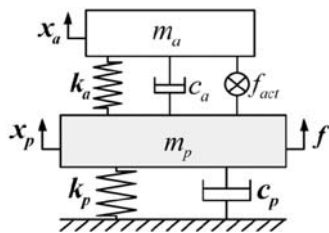


图1 吸振器主系统简化模型
Fig.1 Simplified model of the primary system with vibration absorber

表1 几种典型吸振器

Tab.1 The parameters of several typical vibration absorbers

吸振器类型	k_a/m_a	f_{act}
被动吸振器	常数	0
自调谐吸振器	$\phi(\omega)$	0
主动吸振器	常数	$\varphi(\omega, x_a, x_p, \dot{x}_a, \dots)$
自适应主动共振吸振器	$\phi(\omega)$	$\eta(\omega, x_a, x_p, \dot{x}_a, \dots)$

表中, ω 为外界激励力的频率; ϕ 为刚度元件的刚度, 是 ω 的函数, 随着激励力频率的变化而变化; φ 和 η 是作动器提供的主动力的大小, 一般都为系统运动量的函数。

建立图1所示系统的运动方程:

$$\begin{cases} m_a \ddot{x}_a + c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_p) + k(x_a - x_p) = f_{act} \\ m_p \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + c_a(\dot{x}_p - \dot{x}_a) + k_p x_p + k(x_p - x_a) = f - f_{act} \end{cases} \quad (1)$$

对上式进行傅里叶变换得到:

$$\begin{cases} -\omega^2 m_a X_a + j\omega c_a(X_a - X_p) + K(X_a - X_p) = F_{act} \\ -\omega^2 m_p X_p + j\omega c_p X_p + j\omega c_a(X_p - X_a) + K_p X_p + K(X_p - X_a) = F - F_{act} \end{cases} \quad (2)$$

其中, F , F_{act} , X_a , X_p 分别是 f , f_{act} , x_a , x_p 的傅立叶变换。求解上述运动方程, 就可以得到主系统和吸振器动质量的位移:

$$X_p = \frac{(Z_m + Z_k)X_a - F_{act}}{Z_k} \quad (3)$$

$$X_a = \frac{(Z_p + Z_k)X_p + F_{act} - F}{Z_k} \quad (4)$$

其中,

$$\begin{cases} Z_m = -m_a \omega^2 \\ Z_k = j\omega c_a + k_a \\ Z_p = -m_p \omega^2 + j\omega c_p + k_p \end{cases} \quad (5)$$

根据式(4),要使主系统的振动减小为零,应该有如下方程成立:

$$(Z_m + Z_k)X_a - F_{act} = [(k_a - m_a\omega^2) + j\omega c_a]X_a - F_{act} = 0 \quad (6)$$

由上式可见:当主动力 $F_{act}=0$,吸振器的阻尼 $c_a=0$ 时,只要 $k_a=m_a\omega^2$,也就是吸振器的固有频率等于外界激励力的频率,就能使主系统的振动减小为零,因此在工程应用中,通常将 $k_a=m_a\omega^2$ 作为自调谐吸振器的控制策略^[11, 12];当主动力 $F_{act}=0$,吸振器的阻尼 $c_a \neq 0$ 时,方程(6)无解,即主系统的振动不可能减小至零,而实际应用中,吸振器的设计都不可避免地会引入一定的阻尼,这就促使一些研究者采用其他方式来等效地减小吸振器的阻尼。当主动力 $F_{act} \neq 0$,只要引入的主动力大小等于 $F_{act} = [(k_a - m_a\omega^2) + j\omega c_a]X_a$,就能使得主系统的振动减小为零,这正是一种主动吸振器的控制策略^[14, 17, 18]。如果在上述条件的基础上,使 $k_a=m_a\omega^2$,即吸振器的固有频率跟踪外界激励力的频率,则只需要 $F_{act} = j\omega c_a X_a$ 就能使得主系统的振动减小为零,这正是自适应主动共振吸振器的一种控制策略^[18, 19],即

$$\begin{cases} k_a = m_a\omega^2 \\ F_{act} = j\omega c_a X_a \end{cases} \quad (7)$$

1.2 主系统的合外力分析

从吸振器对主系统的作用力这一角度来分析,吸振器的减振原理可以认为是吸振器工作时对主系统的反作用力抵消了部分作用于主系统上的外界激励力,从而减小了主系统的振动。当吸振器对主系统的反作用力与外界激励力正好大小相等方向相反(相位差为 180°)时,主系统的振动恰好减为零。在外界激励力的大小与频率保持不变的条件下,一个附加了吸振器的系统,主系统所受到的合外力的幅值越大其振动量就越大。因此考察主系统在附加不同类型吸振器时主系统所受到的合外力,就能直观地反映各种类型吸振器对主系统的减振性能。

为了方便分析,将式(2)改写为如下的形式:

$$\begin{cases} F + F_1 - F_{act} = Z_p X_p \\ F_1 = -Z_k(X_p - X_a) \\ F_2 = Z_k(X_a - X_p) \\ -F_2 + F_{act} = Z_m X_a \end{cases} \quad (8)$$

其中, F_1 是吸振器的弹性单元和阻尼单元这两部分对主系统的作用力。整个吸振器系统对主系统的作用力 F_a 和主系统的合外力 F_p 为:

$$\begin{cases} F_a = F_1 + F_{act} \\ F_p = F_1 + F_{act} + F \end{cases} \quad (9)$$

消去式(8)中的运动量,可以得到 F_1 , F_{act} , F 这三者之间的关系:

$$\frac{1}{Z_p}F + [\frac{1}{Z_k} + \frac{1}{Z_m} + \frac{1}{Z_p}]F_1 = [\frac{1}{Z_p} + \frac{1}{Z_m}]F_{act} \quad (10)$$

根据不同类型吸振器的特点,可以得到主系统所受到的合外力。当吸振器为被动吸振器和自调谐吸振器时:

$$\begin{cases} \frac{F_a}{F} = -\frac{1}{Z_p/Z_k + Z_p/Z_m + 1} \\ \frac{F_p}{F} = -\frac{Z_p/Z_k + Z_p/Z_m}{Z_p/Z_k + Z_p/Z_m + 1} \end{cases} \quad (11)$$

当吸振器为主动吸振器和自适应主动共振吸振器时:

$$\frac{F_a}{F} = -1, \quad \frac{F_p}{F} = 0 \quad (12)$$

定义如下无量纲参数: $\mu = m_a/m_p$ 为吸振器与主系统的质量比; $\Omega = \omega/\omega_p$, $\Omega_a = \omega_a/\omega_p$ 分别为激励力的无量纲频率和吸振器的无量纲固有频率,对于自调谐吸振器和自适应主动共振吸振器有 $\Omega_a = \Omega$ 。定义 $\xi_a = c_a/(2m_a\omega_a)$, $\xi_p = c_p/(2m_p\omega_p)$ 分别为吸振器和主系统的无量纲阻尼比。在式(11)中有:

$$\begin{cases} \frac{Z_p}{Z_k} = \frac{-\Omega^2 + 2j\xi_p\Omega + 1}{\mu\Omega_a^2 + 2j\mu\xi_a\Omega_a\Omega} \\ \frac{Z_p}{Z_m} = \frac{-\Omega^2 + 2j\xi_p\Omega + 1}{\mu\Omega^2} \end{cases} \quad (13)$$

根据以上的分析,计算得到单自由度主系统分别在安装不同吸振器时主系统的合外力情况,如图2所示。计算参数为: $\mu=10$, $\Omega_a=1$, $\xi_a=0.05$, $\xi_p=0.08$, Ω 的取值范围为0.5~1.5。

由图2可见,主系统安装了被动吸振器后,其所受到的无量纲合外力在无量纲频率为1时最小,且在该点附近,其无量纲外力的值小于1;然而当外界激励力的频率偏离吸振器的固有频率时,无量纲合外力的值就急剧增大,出现两个明显的峰,并且两个峰值点附近的值都大于1。这说明只有当激励频率在吸振器固有频率点附近时,被动吸振器才有抵消外界激励力的作用,一旦激励频率偏离吸振器的固有频率,吸振器对主系统的作用力不但没有抵消外界激励力,反而加剧了外界激励力的作用。安装了自调谐吸振器后,随着无量纲激励频率的逐渐增大,主系统所受到的无量纲合外力先减小后增大,并且在整个频率考察范围内都较小,都小于1。这说明自调谐吸振器在整个频率考察范围内都能起到一定的抵消外界激励力的作用,但是在激励频率远离吸振器固有频率时,其减振性能逐渐变差。安装了主动吸振器和主动自调谐吸振器后,选择合适的控制策略,理论上可以使主系统受到的合外力减小为零。这说明在合适的控制策略下,主动吸振器和自适应主动共振吸振器对主系统的作用力能够完全抵消主系统所受到的外界激励力,理论上可以实现完全吸振。

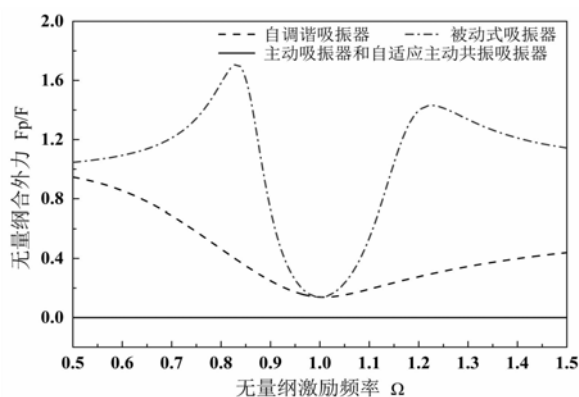


图2 主系统所受到的合外力比较

Fig. 2 Comparison of the resultant external force of the primary system

1.3 吸振器所需控制力的比较

通过以上分析可以看出,理论上自适应主动共振吸振器和主动吸振器对主系统的振动起到的抑制作用相同,然而两者在控制能量上有很大的区别。在一些应用领域,吸振器工作时的能量消耗往往阻碍着吸振器的实际应用,这也是一般的主动吸振器在一些领域内不能被广泛应用的原因之一。

对式(6)进行傅里叶逆变换,可以得到使主系统振动减小为零这种理想状态下,作动器需要提供的控制力在时域内的表达式:

$$f_{act} = (k_a - m_a\omega^2)x_a + c_a\dot{x}_a \quad (14)$$

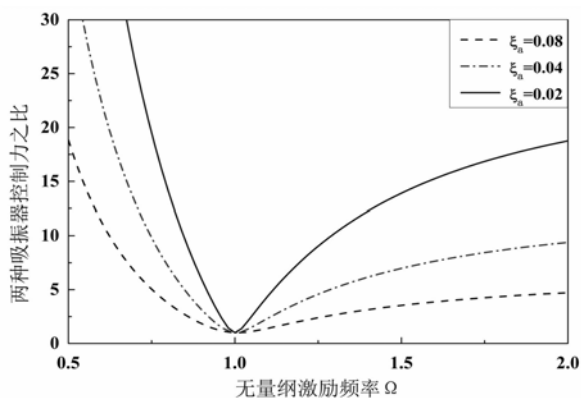


图3 两种吸振器所需要的控制力之比

Fig. 3 The ratio of the active force of two kinds of vibration absorbers

由式(14)可见,控制力由位移反馈 $(k_a - m_a\omega^2)x_a$ 和速度反馈 $c_a\dot{x}_a$ 两部分构成。其中,位移反馈的作用是使吸振器能够产生等效刚度,跟踪激励力的频率;位移反馈的作用是抵消吸振器动质量运动的阻尼力。对于自适应主动共振吸振器,由于其频率的变化是通过变刚度弹性元件来实现的,也就是 $k_a = m_a\omega^2$,这样其所需要的位移反馈力为零,在工作时只要求提供抵消阻尼的控制力就能使主系统振动为零。图3给出了在不同阻尼下,自适应主动共振吸振器和主动吸振器在使主系统振动减小为零时所需要的控制力大小的比较。

由图 3 可见,当激励频率等于主动式吸振器的固有频率时,两种吸振器的控制力之比为 1,即两种吸振器所需要的主动力相当。当外界激励力的频率偏离主动式吸振器的固有频率时,该比值就显著增加,并且阻尼越小,该比值就越大。这是因为主动吸振器必须通过额外的控制力来等效地改变吸振器的刚度,使其跟踪外界激励力频率的变化;而在自适应主动共振吸振器中,其固有频率是可以通过变刚度结构来实时调节的,主动力只需要抵消阻尼力,从而使得吸振器所需要的主动力大幅度下降,有效地降低了作动器的能量消耗。

从以上分析可以看出,自适应主动共振吸振器是集成自调谐吸振器和主动吸振器两者的优点,同时具有高效减振性能和低能量消耗的特点,非常适合于工程实际应用。

1.4 主动自调谐吸振器的控制率

自适应主动共振吸振器是在自调谐吸振器的基础上引入主动力元件,来抵消吸振器的阻尼,是自调谐吸振器和主动吸振器的集成。其控制率分为两部分:变刚度控制率和主动力控制率。变刚度控制率与自调谐吸振器的控制率相同,即为:

$$k_a = m_a \omega^2 \quad (15)$$

在自适应主动共振吸振器中,主动力的作用是抵消阻尼力,结合实际应用的操作性,主动力控制率为:

$$f_{act} = \lambda c_a \dot{x}_a = g \dot{x}_a \quad (16)$$

式中, λ 为比例系数; g 为反馈增益。将式(16)代入式(8),可以得到主系统的无量纲合外力:

$$\frac{F_p}{F} = \frac{ig - Z_k/Z_p}{1 + Z_k/Z_m + Z_k/Z_p} \quad (17)$$

其中,

$$\begin{cases} \frac{Z_k}{Z_p} = \frac{1 + 2j\xi_a\Omega_a}{-\mu\Omega_a^2 + 2j\mu\xi_p\Omega_a^2/\Omega_p + \mu\Omega_a^2/\Omega_p^2} \\ \frac{Z_k}{Z_m} = \frac{1 + 2j\xi_a\Omega_a}{-\Omega_a^2} \end{cases} \quad (18)$$

取 $\mu=10$, $\xi_p=0.08$, $\xi_a=0.05$, 计算在不同增益下,主系统所受到的吸振器的作用力和合外力大小,得到如图 4 所示曲线。

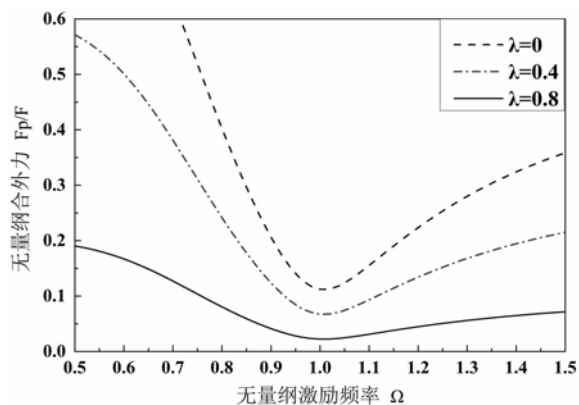


图 4 不同反馈增益下主系统的合外力

Fig. 4 The resultant force of the primary system with different feedback gains

随着 λ 由 0 逐渐增大到 1,主系统受到的无量纲合外力越来越接近于 0。这是因为随着 λ 的增大,吸振器的阻尼力逐渐被主动力抵消,当阻尼力完全被主动力抵消后,自适应主动共振吸振器就相当于一个无阻尼的自调谐吸振器,而在理论上无阻尼的自调谐吸振器对主系统的作用力正好能够抵消外界激励力的大小。但是当 λ 继续增大,主动力就会大于吸振器的阻尼力,这样就会造成吸振器产生负刚度,而负刚度的存在将导致系统的失稳,因此考虑到系统的稳定性, λ 通常设置小于 1 的值。在实际工程应用,由于阻尼影响因素的复杂性,反馈增益的具体数值通常是根据具体的试验进行寻优获取。

2 自适应主动共振吸振器的设计

2.1 结构设计

基于以上分析,本文在集成自调谐吸振器和主动吸振器优点的基础上,设计了一种机械式自适应主动共振吸振器。吸振器的结构如图 5 所示,图 5(a)为三维结构示意图,图 5(b)为实物图。

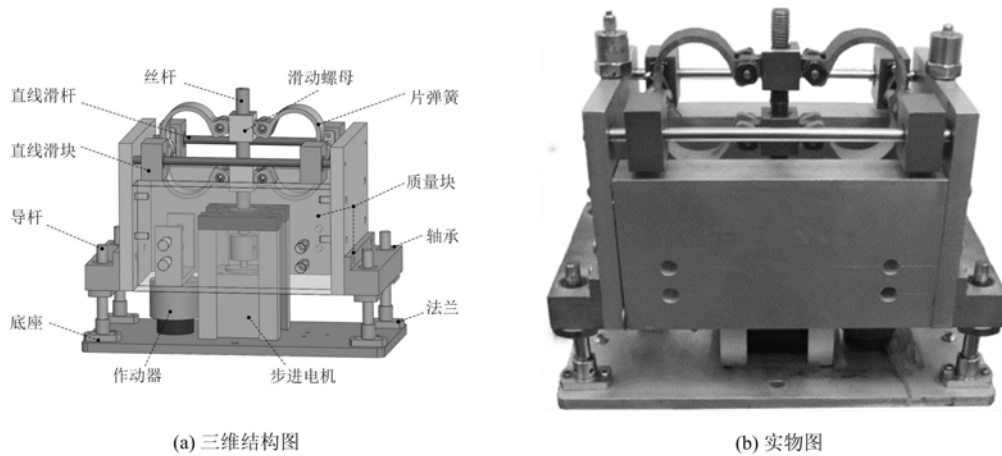


图5 自适应主动共振吸振器的设计

Fig. 5 Design of adaptive active resonant vibration absorber

自适应主动共振吸振器主要由质量块、片弹簧、丝杆、滑动螺母、步进电机、作动器、底座等构成。动质量由四个质量块构成,总重 4kg,采用整体式结构,减小了吸振器的尺寸;四根瓦片弹簧构成一对变刚度结构,其一端通过滑动螺母连接在丝杆上,另一端通过导杆和直线滑块连接到动质量块上;丝杆下端联接步进电机,通过步进电机带动丝杆转动,从而使两个滑动螺母产生相对运动,这样就改变了组合弹簧的跨距,实现了其刚度的变化。底座和动质量块之间安装小型的音圈电机作动器,作为吸振器的主动力元件,提供抵消阻尼力的主动力。

2.2 控制算法设计

由自适应主动共振吸振器的减振原理和控制率分析知,自适应主动共振吸振器包含两组控制:刚度控制和主动力控制。通过刚度控制来改变吸振器的固有频率使其跟踪外界激励力的频率;通过主动力控制来调节作动器提供主动力,以等效地减小吸振器的阻尼。基于此目的,本文设计了一种变步长、双寻优控制算法,图 6(a)为控制算法的具体流程图,图 6(b)为寻优子程序流程。

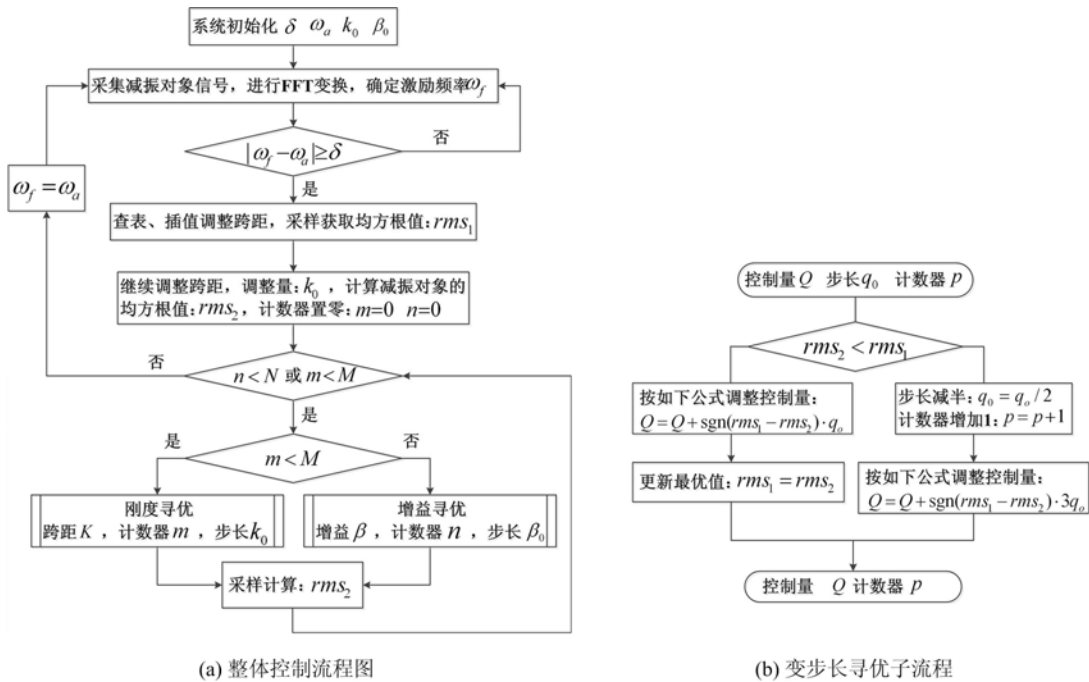


图6 控制算法流程图

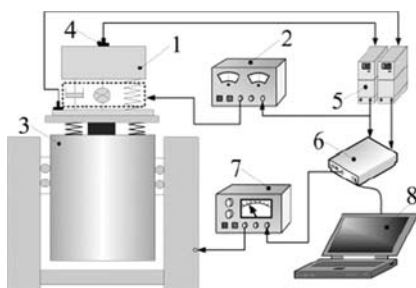
Fig. 6 The control algorithm flowing chart

图 6 所示的控制过程可以分为三步:第一步,通过快速傅里叶变换确定激励信号的固有频率 ω_f ,然

后通过查表和插值快速调整吸振器的刚度,使吸振器的固有频率 ω_a 与 ω_f 相等。图中的 δ 为频率调节的阈值,当 $|\omega_f - \omega_a| \leq \delta$ 时,即可认为 ω_a 与 ω_f 相等,不需要进行刚度调节。第二步为变步长刚度寻优过程,按照给定的初始步长 k_0 改变吸振器的刚度 K ,然后比较刚度改变前后减振对象振动量的大小,这里采用的是在一定采样时间内的均方根值,两次采样计算的均方根值分别记为 rm_{s_1} 和 rm_{s_2} 。如果 $rm_{s_2} < rm_{s_1}$,则按着原来的方向和步长继续调整刚度,同时更新最优值 rm_{s_1} ;如果 $rm_{s_2} > rm_{s_1}$,则步长减半,按照相反的方向进行调节,同时计数器 m 增 1。当 m 小于 M 时,认为已经寻优完成。这里的 M 根据实际的减振效果要求来确定。第三步为变步长增益寻优,寻优控制量为 β ,初始步长为 β_0 ,计数器为 n ,具体寻优过程类似于变步长刚度寻优。

3 吸振器的动力学特性测试

为了了解吸振器的移频特性和阻尼特性,在振动台上对吸振器的动力学特性进行测试。图 7 为吸振器动力学特性测试系统图。



1. 吸振器, 2. 控制器, 3. 振动台, 4. 加速度传感器
5. 加速度传感器, 6. 频谱分析仪, 7. 功率放大器, 8. 计算机
图 7 自适应主动共振吸振器的动力学性能测试系统图

Fig. 7 Experimental setups for evaluating the dynamic properties of the AARA

试验中将吸振器安装在振动台上,分别在吸振器的动质量和底座上安装加速度传感器。采用加速度激励对振动台进行快速正弦扫描激励,频率扫描范围为 $5\text{Hz} \sim 25\text{Hz}$ 。底座上布置的传感器测得的加速度信号通过电荷放大器后输入到频谱分析仪中作为吸振器的输入信号。动质量上布置的加速度传感器测得的加速度电荷信号分为两路,一路输入到控制电路中通过积分、移相、放大处理后作为音圈电机的控制信号;另一路通过电荷放大器后输入到频谱分析仪中作为吸振器的输出信号。在频谱分析仪中对吸振器的输出信号和输入信号之比进行傅里叶变换,得到吸振器的传递函数。通过步进电机改变吸振器的跨距,测试不同跨距下系统的传递函数,得到吸振器的移频曲线,如图 8 所示。

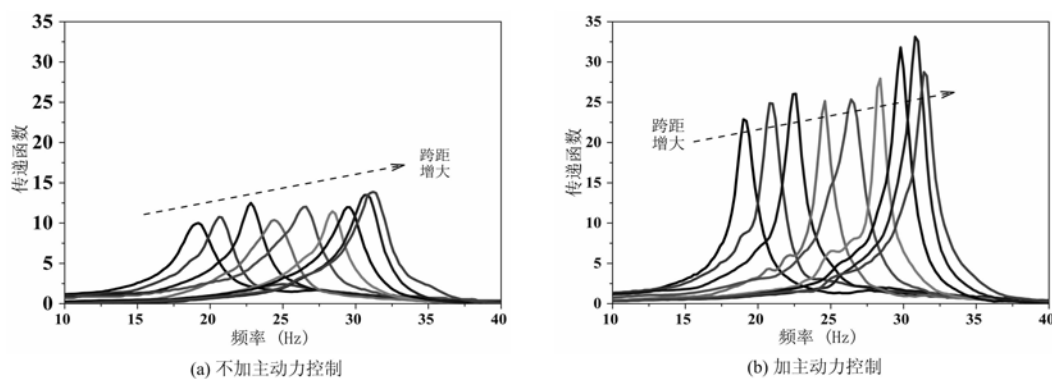


图 8 吸振器移频曲线

Fig. 8 The frequency-shift curves of the absorber

图 8(a) 为不加主动力时吸振器的移频曲线,图 8(b) 为加了主动力后吸振器的移频曲线,每条曲线对应着不同跨距下的传递函数,这里主动力反馈增益值是通过阻尼比进行寻优获取的。两图进行对比可见,加主动力和不加主动力,随着跨距增加,传递函数曲线的峰值点都逐渐向右移动,并且移动率范围相差不大。在相同的跨距下,加主动力后传递函数曲线比不加主动力时峰值点要大,且曲线要尖锐,这是由于加入主动力后等效地减小了吸振器阻尼的原因。读取图 8 中各个峰值点对应的频率值,得到吸振器在有、无主动力时的移频曲线,如图 9(a) 所示。

图 9(a)为吸振器的移频曲线,随着跨距的增加,吸振器的固有频率逐渐增加,不加主动力时,吸振器的固有频率从 19.25Hz 变化到 31.25Hz,频率改变了 162.3%;加主动力时,吸振器的固有频率从 19.0Hz 变化到 31.5Hz,频率改变了 165.8%。加主动力前后对比,吸振器的范围相当,且相同跨距上的固有频率值变化很小,可以认为施加主动力后,吸振器的移频性能没有发生变化,这种特性与 2.3 节中自适应主动共振吸振器的控制率相吻合,即在自适应主动共振吸振器中引入主动力的作用只是起到抵消阻尼力的作用,不会改变吸振器的固有频率。

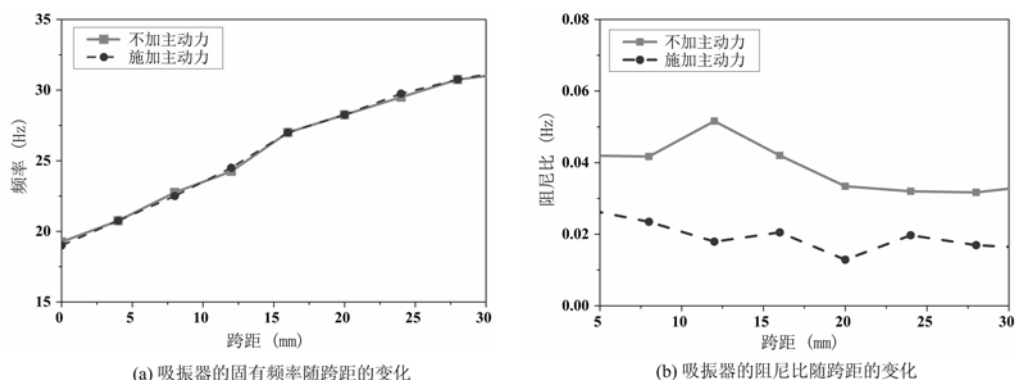


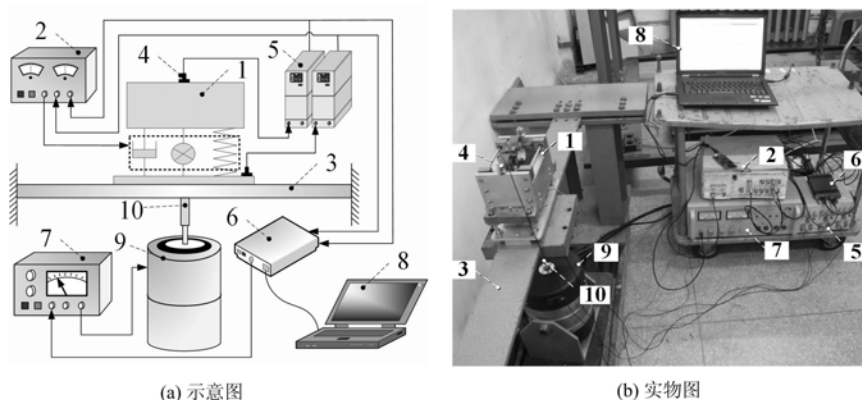
图 9 吸振器动力学特性试验结果

Fig. 9 The experimental results of dynamic property of the absorber

根据图 8 中传递函数曲线,用半功率带宽法就可以得到隔振器在有无施加主动力时各个跨距下的阻尼特性,如图 9(b)所示。由图可见,不施加主动力时,吸振器的阻尼比最小为 0.032,最大为 0.055,平均阻尼比为 0.04;施加主动力后,吸振器的阻尼比最小为在 0.013,最大值为 0.027,平均阻尼比为 0.02;阻尼比平均降低了 50%,可见施加主动力能够有效地降低吸振器的阻尼比。

4 吸振器的减振效果评估

为了评估自适应主动共振吸振器的减振效果,在两端固支梁上进行吸振器的减振试验,试验系统如图 10 所示。



1. 吸振器, 2. 控制器, 3. 两端固支梁, 4. 加速度传感器, 5. 加速度传感器
6. 频谱分析仪, 7. 功率放大器, 8. 计算机, 9. 激励器, 10. 阻抗头

图 10 吸振器减振性能评估试验系统

Fig. 10 Experimental setup for evaluating the vibration attenuation performance of the absorber

梁中点和激励器之间通过阻抗头连接,通过阻抗头获取梁中点处的加速度信号和激励力的大小。加速度信号分为两路:一路输入到频谱分析仪中来评估固支梁的振动效果,另一路输入到吸振器的刚度控制系统中进行 FFT 分析,得到振动频率作为刚度控制的频率调节值。在吸振器的动质量块上安装了加速度传感器,将其测得的加速度信号输入到主动力控制系统中进行积分、移相、增益放大后作为吸振

器主动力元件的输入信号。试验时利用频谱分析仪产生一给定幅值正弦信号,通过功率放大器和激励器对梁进行正弦激励,分别测试不加吸振器、加被动吸振器(刚度控制和主动力控制都不起作用)、加自调谐吸振器(仅刚度控制起作用)和自适应主动共振吸振器(刚度控制和主动力控制都起作用)这四种情况下梁中点的加速度信号。两端固支梁的前两阶固有频率分别为 26Hz 和 100Hz,根据吸振器的移频范围,主要针对梁的第一阶固有频率进行减振试验;激励力的幅值恒定为 50N,激励频率从 10Hz 变化到 40Hz。试验结果如图 11 所示。

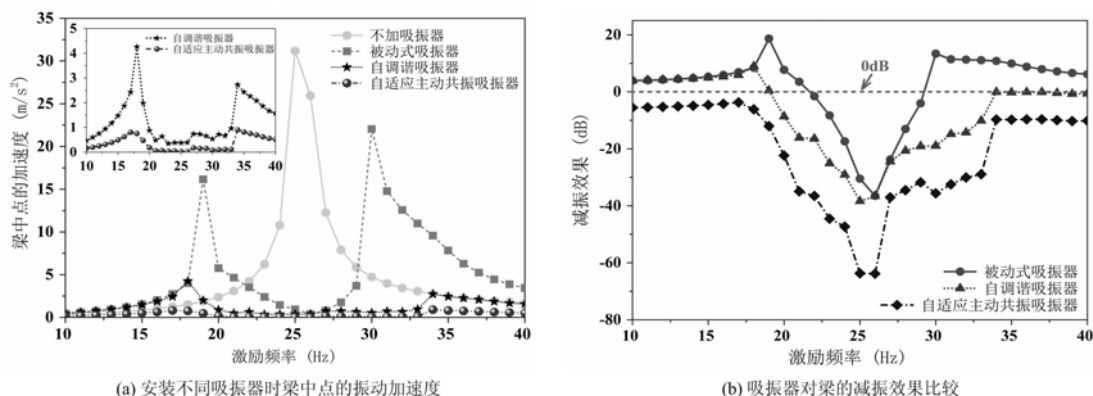


图 11 吸振器减振效果评估试验结果

Fig. 11 The vibration attenuation effect of absorbers

图 11(a)为安装不同吸振器时梁中点加速度响应的频域曲线,图 11(b)为几种吸振器减振效果曲线图。由图 11(a)可见,不安装吸振器时,两端固支梁中点的振动加速度在其第一阶固有频率 26Hz 处出现一个明显的共振峰值,加入被动吸振器(固有频率固定在 26Hz)后,该峰值明显被抑制,其减振效果达到了 36dB,但是在激励频率为 19Hz 和 32Hz 时,出现了两个新的共振峰,并且减振效果曲线在 0dB 之上。可见被动吸振器只有当激励频率在其固有频率附近时才有一定的减振效果,一旦激励频率远离固有频率时,不但没有起到减振的效果,反而会使振动加剧。安装自调谐吸振器时,在整个考察频率范围内振动量都不大,减振效果曲线都在被动式吸振器之下。并且当激励频率处于吸振器的移频范围(19Hz~31Hz)之内时,其振动量相对于不加吸振时有明显地减小,减振效果曲线在 0dB 线之下,这说明自调谐吸振器在整个移频范围内都具有抑制振动的作用;当激励频率偏离吸振器的移频范围之后,梁的减振效果马上就变差。这是因为激励频率超出了吸振器的移频范围,导致吸振器的刚度控制不能去跟踪外界激励力的频率变化,从而失去了自调谐的作用,因此减振效果变差。当安装了自适应主动共振吸振器后,两端固支梁的振动相对于安装自调谐吸振器时又得到了进一步抑制,在 25Hz 时达到了 68dB 的最好减振效果。并且在吸振器的移频范围内,梁的振动相对于安装自调谐吸振器平均降低了 17dB。与自调谐吸振器相类似,当激励频率偏离吸振器的移频范围后,梁的减振效果也变差,但是其振动量相对于安装自调谐吸振器时略有减小,这是因为作动器提供的主动力抵消了部分激励力的原因。

5 结论

本文集成自调谐吸振器和主动吸振器的优点,设计了一种自适应主动共振吸振器,并且将其与被动吸振器、自调谐吸振器进行了对比研究。该自适应主动共振吸振器可以通过调节自身的结构来改变固有频率,使其固有频率实时跟踪外界激励力的频率。同时安装在动质量和底座之间的作动器产生的主动力能够抵消吸振器的阻尼力,等效地减小吸振器的阻尼,从而提升吸振器的减振效果。

吸振器的动力学特性试验研究结果表明,该吸振器具有较宽的移频范围和较小的阻尼比。不加主动力控制时吸振器相当于自调谐吸振器,吸振器的固有频率从 19.25Hz 变化到 31.25Hz,频率改变了 162.3%,平均阻尼比为 0.04;施加主动力控制后,吸振器为自适应主动共振吸振器,其固有频率从 19.0Hz 变化到 31.5Hz,频率改变了 165.8%,平均阻尼比为 0.02。相对不加主动力,施加主动力控制

后,吸振器的移频范围没有太大的变化,但是其平均阻尼比减小了50%。这一试验现象正好与自适应主动共振吸振器的工作原理相符合(即:施加的主动力全部用于减小吸振器的阻尼,不产生移频作用)。

通过在两端固支梁上对自适应主动共振吸振器、自调谐吸振器和被动式吸振器的减振效果进行对比试验研究可以得出,自适应主动共振吸振器对梁振动的抑制作用要优于自调谐吸振器,并且两者都明显优于被动式吸振器。自适应主动共振吸振器的最好减振效果能够达到65dB,并且在吸振器的变频范围(19Hz~31Hz)内,其减振效果相比于自调谐吸振器平均提高了17.5dB。

参考文献:

- [1] 蒋伟康, 万泉, 严莉 等. 轨道交通的约束阻尼钢轨吸振器技术研究与应用[J]. 振动与冲击, 2009, 28(10): 78—80 (JIANG Weikang, WANG Quan, YAN Li, et al. Constrained damping dynamic absorber stuck on a rail of urban transits[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(10): 78—80(in Chinese))
- [2] CHUNG Jintai. Vibration absorber for reduction of the in-plane vibration in an optical disk drive[J]. IEEE Transactions on Consumer Electronics, 2004, 50(2): 552—557.
- [3] 吴崇健, 骆东平, 杨叔子 等. 离散分布式动力吸振器的设计及在船舶工程中的应用[J]. 振动工程学报, 1999, 12(4): 584—589 (WU Chongjian, RUO Dongping, YANG Shuzi, et al. Design and application of multiple tuned mass damper for ships[J]. Journal of Vibration Engineering, 1999, 12(4): 584—589(in Chinese))
- [4] WU Tianxing. On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309(3-5): 739—755.
- [5] 杨飞, 杨智春, 王巍. 吸振夹层壁板颤振抑制的吸振器频率设计[J]. 振动与冲击, 2009, 28(7): 65—68 (YANG Fei, YANG Zhichun, WANG Wei. Frequency design of dynamic vibration absorbers for flutter suppression of a sandwich panel[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(7): 65—68(in Chinese))
- [6] SUN Hongling, ZHANG Kun, ZHANG Peiqiang, et al. Application of dynamic vibration absorbers in floating raft system[J]. Applied Acoustics, 2010, 71(3): 250—257.
- [7] 张洪田, 李玩幽, 刘志刚. 电动式主动吸振技术研究[J]. 振动工程学报, 2001, 14(1): 113—117 (ZHANG Hongtian, LI Wanyou, LIU Zhigang. Study on active electro-dynamic vibration absorber [J]. Journal of Vibration Engineering, 2001, 14(1): 113—117(in Chinese))
- [8] CHEN Yide, FUH Chyunchau, TUNG Picheng. Application of voice coil motors in active dynamic vibration absorbers[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2005, 41(3): 1149—1154.
- [9] 孙志卓, 王全娟, 王付山. 一种主动电磁式动力吸振器的研究与设计[J]. 振动与冲击, 2006, 25(3): 198—200 (SUN Zhizhuo, WANG Quanjuan, WANG Fushan. Study and design of an active electro-magnetic dynamic vibration absorber[J]. Journal of Vibration and Shock, 2006, 25(3): 198—200(in Chinese))
- [10] Walsh P L, Lamancusa J S. A variable stiffness vibration absorber for minimization of transient vibrations[J]. Journal of Sound and Vibration, 1992, 158(2): 195—211.
- [11] DENG Huaxia, GONG Xinglong. Adaptive tuned vibration absorber based on magnetorheological elastomer[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2007, 18(12): 1205—1210.
- [12] XU Zhenbang, GONG Xinglong, CHEN Xianmin. Development of a mechanical semi-active vibration absorber [J]. Advances in Vibration Engineering, 2011, 10(3): 229—238.
- [13] 徐振邦, 龚兴龙, 陈现敏. 机械式频率可调动力吸振器及其减振特性[J]. 振动与冲击, 2010, 29(2): 1—6 (XU Zhenbang, GONG Xinglong, CHEN Xianmin. Mechanical vibration absorber with tunable resonant frequency and its vibration attenuation characteristics[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(2): 1—6(in Chinese))
- [14] Jalili N. A comparative study and analysis of semi-active vibration-control systems[J]. Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of the ASME, 2002, 124(4): 593—605.
- [15] Kela L, Vahaoja P. Recent studies of adaptive tuned vibration absorbers/neutralizers[J]. Applied Mechanics Review, 2009, 62(6): 060801.
- [16] 倪振华. 振动力学[M]. 西安交通大学出版社, 1989 (NI Zhenhua. Variation Mechanics[M]. Xi'an Jiaotong University Press, 1989(in Chinese))
- [17] SUN Honglin, ZHANG Peiqiang, GONG Xinglong, et al. A novel kind of active resonator absorber and the

- simulation on its control effort[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(1-2):117—125.
- [18] XU Zhenbang, GONG Xinglong, LIAO Guojiang, et al. An active-damping-compensated magnetorheological elastomer adaptive tuned vibration absorber[J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2010, 21(10): 1039—1047.
- [19] LIAO Guojiang, GONG Xinglong, KANG Cunjun, et al. The design of an active-adaptive tuned vibration absorber based on magnetorheological elastomer and its vibration attenuation performance[J]. Smart Materials and Structures, 2011, 20: 075015.

On the Design of Adaptive Active Resonant Vibration Absorber and its Vibration Damping Effect

YAN Li-xun¹, ZHOU Hong², PENG Chao², GONG Xing-long²

(1. Department of Precision Machinery and Precision Instrumentation, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, Anhui, China; 2. CAS Key Laboratory of Mechanical Behavior and Design of Materials, Department of Modern Mechanics, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, Anhui, China)

Abstract: In order to expand vibration absorber frequency bandwidth and reduce its damping, and finally to improve its vibration damping effect, the design of a novel adaptive active resonant vibration absorber is presented in this paper. Based on theoretical analysis and comparison of vibration reduction principle and dynamic characteristics of several different kinds of absorbers, and taking advantage the merits of adaptive tuned vibration absorber (ATVA) and active vibration absorber (AVA), a design of adaptive active resonant vibration absorber (AARA) was completed, and a double variable step length optimization algorithm was also put forward. Dynamic properties of proposed AARA were experimentally studied on platform vibrator and its frequency shift range and damping characteristics were theoretically analyzed. An experimental evaluation of AARA vibration damping effect was carried out on a both ends clamped beam. Experimental results demonstrate that comparing with adaptive tuned vibration absorber, the damping ratio of AARA decreases from 0.04 roughly to 0.02 due to adding active force control. Consequently, AARA vibration damping effect is significantly improved.

Keywords: vibration absorber; frequency shift range; damping; vibration damping effect