

文章编号: 1001-4888(2005)04-0507-08

主动移频式动力吸振器及其动力特性的研究*

李剑锋, 龚兴龙, 张先舟, 徐振邦, 张培强

(中科院材料力学行为与设计重点实验室, 中国科学技术大学 力学和机械工程系, 合肥 230027)

摘要: 动力吸振器是振动控制中比较有效的减振装置, 只要吸振器(子系统)的振动固有频率与振动物体(主系统)的振动频率相同, 即可有效地消除主系统的振动。但传统动力吸振器的控制频率带宽较窄, 限制了其稳定性和减振效果的提高。本文通过独特的机械设计, 研制了一种可以通过调节自身的几何参数, 使得其固有频率随几何参数线性变化的主动移频的新型动力吸振器, 并初步设定了相应的控制方法。文中还对其动力学特性进行了理论分析和实验测试, 分析了它的机理, 评估了它的实际减振效果。研究结果表明该吸振器可以大范围调节自身固有频率, 有效拓宽吸振频带, 具有良好的减振性能和稳定性。

关键词: 动力吸振器; 主动振动控制; 自动调谐

中图分类号: O326 **文献标识码:** A

1 引言

无论是建筑结构、船舶、机械还是电器设备, 在正常工作时, 都会受到激励力的作用而发生振动, 如果缺少有效的振动控制措施, 将使其过早的损坏或造成噪声污染。而动力吸振器(Dynamic Vibration Absorber, 简称 DVA) 由于结构简单, 对于主系统的窄带响应有良好的减振效果, 因此在工程实践中得以广泛的应用。但传统的动力吸振器的有效吸振带宽极窄, 而实际的振源总会由于工况的变化或其它情况发生偏移, 这时吸振器的吸振效果将会因为发生失谐而急剧恶化, 这就大大限制了动力吸振器的应用范围。

为扩展被动式动力吸振器的有效消振频带, 目前有提高吸振质量和支承的阻尼、使用软弹簧和复合式动力吸振器、或采用调谐频率稍有差异的离散分布式动力吸振器等方法。但是这样一方面会降低其在特定频带的吸振效果, 另一方面会增加系统质量和复杂程度, 而对频率的拓展也比较小, 一般在 5 Hz 以下^[1]。

如何使用主动控制的方式来调谐吸振, 是目前国际上研究的重点。一方面, 控制的方式是使用主动执行件对吸振器振子施加主动力, 从而改变系统的振动频率, 例如磁悬浮、电动式、磁弹簧等方式^[2~4], 另一方面, 在加力方式上, 除了传统的单振子方式, 还有使用耦合双振子方式^[5], 可以获得更好的减振效果。由于主动执行件需要消耗较多的能量, 因此在大功率减振场合, 还出现了半主动控制方式。通过改变吸振器的参数, 如阻尼和刚度等来调节系统振动特性, 例如使用磁流变液阻尼器^[6]、形状记忆合金弹簧^[7]和温控粘弹性元件等^[8]。这些方式可以降低减振的能量消耗, 提高减振效果, 但是由于技术还不太成熟, 存在可靠性不高或响应速度慢的缺点。

* 收稿日期: 2005 - 10 - 19; 修订日期: 2005 - 12 - 06

基金项目: 中国科学院“百人计划”资助项目

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

本文提出了一种新型的机械式变刚度系统,能够经受重载和长期工作要求,并且对温度、污染等环境要求不高,因此可靠性较好。变频率的范围大,和质量调谐、传统刚度调谐的动力吸振器相比,结构紧凑。此外,在系统的响应速度较高的前提下,对电动机响应速度要求低,死区的影响很小。最后,对其样机的减振效果进行了理论评估和实验验证,发现其宽频带的吸振效果非常显著。

2 新型主动移频式动力吸振器的机械结构和工作原理

2.1 基本机械结构

如图 1 所示,机械主动移频式动力吸振器,是由螺杆、螺母座、拉压弹性杆、集中质量块、码盘、电机座和电机构成,这里的弹性杆可使用悬挂弹簧,沿轴向能拉压变形,将集中质量块和两个弹性杆直接用销钉销在一起,要能自由转动;把电动机固定在电机座上,把电动机轴和螺杆固定在一起,可以同步转动,然后在转轴根部装上码盘,作为信号输出源,螺杆上旋有螺母座,用销钉把连在集中质量块上的两根弹性杆的另一端分别销在电机座和螺母座上,使两根弹性杆和螺杆构成一个等腰三角形,弹性杆之间的跨距为三角形的底边,当电动机的转动时,带动螺杆旋转,使螺母座上下移动,改变两根弹性杆之间的跨距,即三角形的底边长度;其中的弹性杆主要是支撑作用,在受力方向不会有太大的位移;为了保证整体的平衡,采用左右镜面对称的形式布置了两个一样的系统。

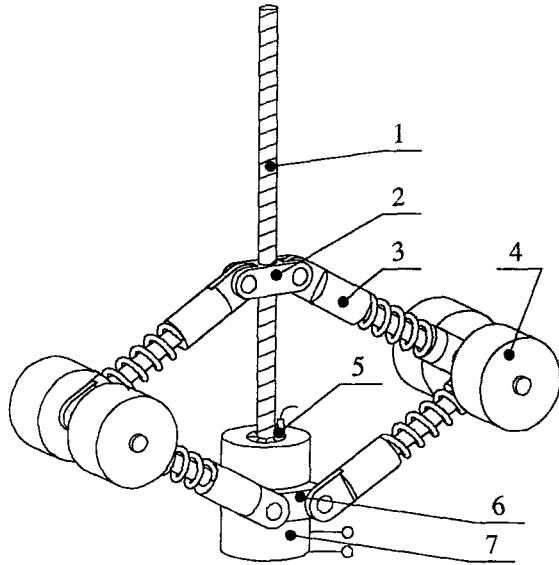


图 1 机械主动移频式动力吸振器

Fig. 1 Mechanical Adjustable Tuned Dynamic Vibration Absorber

1. 螺杆; 2. 螺母座; 3. 拉压弹性杆;
4. 集中质量块; 5. 码盘; 6. 电机座; 7. 电动机

2.2 杆件变形和受力分析

2.2.1 近似分析

为方便定量了解其刚度和夹角的关系,对杆件组的受力做一个简单的近似分析(认为变形较小)。假定杆长为 l ,杆组的张开端间距为 y 。当端部受到垂直拉力 F 时,上下杆件受力分别可以表示为 F/y 和 $-F/y$ 。如果设杆件的倔强系数为 k ,则变形后的杆长近似分别为 $l + F/yk$ 和 $l - F/yk$ 。变形后的杆仍然要保持端部结合在一起,当变形不是特别大时,可以切代弧来处理变形后端点的位置。由变形几何关系可以计算得到端点相对于原始位置的近似水平和垂直位移分别为: $x=0$, $y=2(\frac{l}{y})^2 \frac{F}{k}$ 。所以,杆组端部的运动可以近似看成是垂直方向的运动,并且位移大小和受力也是近似线性的关系。由分析可得系统的垂直方向等效倔强系数为:

$$k_e = \left(\frac{y}{l}\right)^2 \frac{k}{2} \quad (1)$$

从式(1)中可以看出,当其它参数不变时,只需要稍微改变杆组开口端的跨距 y ,就可以显著地改变系统的刚度。理想情况下,刚度可以从 0(开口端重合时, $y=0$) 变到 $2k$ (开口端完全张开时, $y=2l$)。

2.2.2 精确解和线性度分析

为了进一步研究系统的运动精确性,需要对杆组受力情况做不近似的详细分析。

二力杆组受力 F 后发生变形如图 2 所示,形成新的平衡后,各杆件受力情况可以用矢量迭加原理如图示。根据三角形相似原理可以得到以下的比例关系。

$$\frac{dl_1}{l + dl_1} = \frac{dl_2}{l - dl_2}, \quad \frac{F}{y} = \frac{kdl_2}{l - dl_2} \quad (2)$$

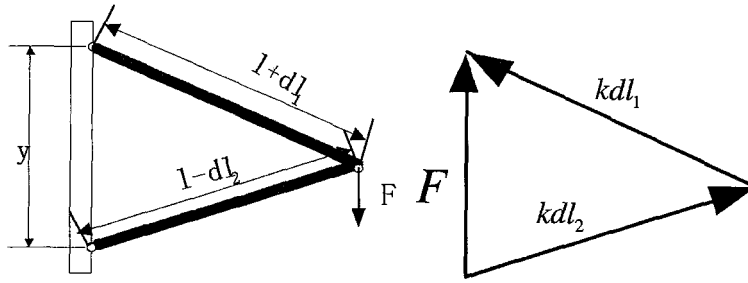


图 2 杆组变形后的受力分析图

Fig. 2 Force Analysis of the Poles

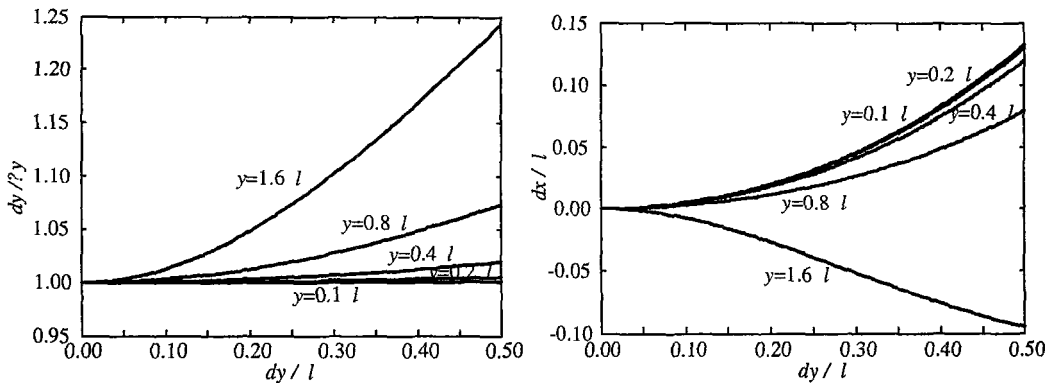


图 3 系统线性度与开口端跨距和铰接端变形量的关系图

Fig. 3 The Degree of System's Linearity Versus the Distortion of the Pivot for Different Spans of Poles

由此可以计算出的杆件在力 F 的作用下,杆件各自的变形量的表达式:

$$dl_1 = \frac{Fl}{ky - F}, \quad dl_2 = \frac{Fl}{ky + F} \quad (3)$$

如果确定杆组不受力时为初始位置,可以求解出铰接点受 F 力后的沿 x 和 y 方向的精确位移大小

$$dx = \frac{\sqrt{4l^2 - y^2}}{2} - \sqrt{1 - \frac{((1 - \frac{Fl}{ky + F})^2 - (1 - \frac{Fl}{ky - F})^2)^2}{4(1 - \frac{Fl}{ky + F})^2 y^2}} (1 - \frac{Fl}{ky + F})$$

$$dy = \frac{2y^2 l^2 k^3 F}{(ky + F)^2 (ky - F)^2} \quad (4)$$

为了说明实际杆件变形后和近似结果的差别,分别选定开口端跨距和杆长的比值为 0.1、0.2、0.4、0.8 和 1.6,计算垂直位移对杆组线性度的影响情况。结果如图 3 所示。从图 3 中可以看出,当开口端跨距较小时,即使杆件组铰接端沿受力方向变形达到杆长的 50%,仍然能够保持很好的线性度。当开口端的跨距达到或超过杆长后,系统变形的线性度随着变形的增大而急剧下降。但是在垂直方向上的变形量小于杆长的 10% 以下时,即使开口端跨距为杆长的 1.6 倍,变形的线性误差也仅在 1% 左右。而此时,杆组铰接端的水平位移也仅有杆长的 1% 左右(图中正值表示向开口端方向位移,负值表示向外移动)。

以上分析表明,设计此系统时,为达到高线性度,开口端跨距不能太大,最好小于杆长。同时,铰接端的垂直变形量也不能太大,最好在杆长的 $\pm 10\%$ 以内。以 $200 \times 200 \times 200$ 的安装空间为例,如果选用的杆长为 100 毫米,则振子的垂直振幅最少也可以达到 ± 10 毫米,这是电磁弹簧或直线电机都难以达到的位移目标,并且线性度也要好得多。因此当弹性杆的长度 l 和刚度 k 不变时,对于确定的集中质量

块,通过螺杆的转动扩大弹性杆底端跨距大小 y 后,根据公式(1),系统的固有频率可以近似表示为:

$$f = \frac{y}{2l} \sqrt{\frac{k}{2m}} \quad (5)$$

当其它几何参数不变时,通过改变跨距 y 就可以达到线性移动系统固有频率的目的。跨距越大,频率越高,反之则低。

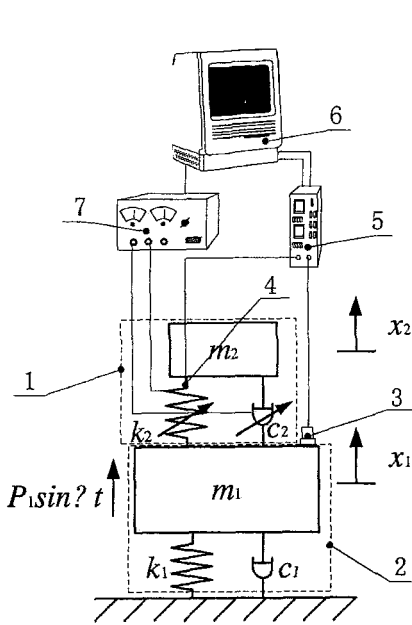


图4 主动式动力吸振器示意图

Fig. 4 The Sketch of Active DVA System

1. 主动移频式动力吸振器; 2. 减振对象;
3. 加速度传感器; 4. 转角检测器;
5. 电荷放大器; 6. 控制系统; 7. 功率放大器

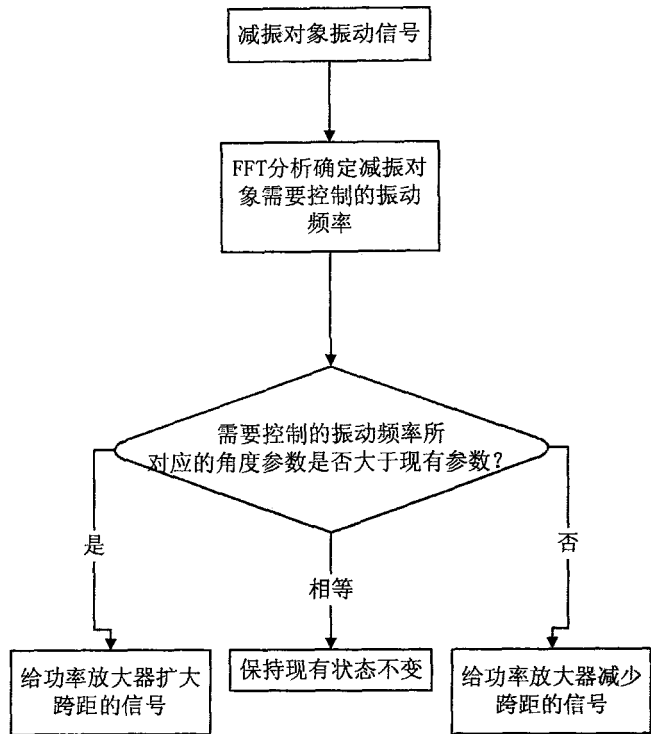


图5 主动动力吸振器控制框图

Fig. 5 The Control Diagram of Active DVA

具体的控制示意图如图4所示, m_1 、 k_1 、 c_1 是减振对象的等效质量、等效刚度和等效阻尼; m_1 上作用有激振力 $P_1 \sin t$, x_1 代表其位移; m_2 、 k_2 、 c_2 是动力吸振器的等效吸振质量、等效刚度和等效阻尼, x_2 代表吸振质量的位移。将吸振器刚性固定在减振对象上,减振对象上粘接上加速度传感器,测量其振动信号,同时电动机主轴上的码盘也测量到转角信号,都用电荷放大器放大后送入控制系统。首先通过FFT分析振动信号得到减振对象的振动主频率,同时把转角信号换算成跨距大小,和系统其它几何参数算出吸振器的固有频率,比较吸振器的固有频率和减振对象的振动主频率,如果吸振器的固有频率低于减振对象的振动主频率,控制系统给出正信号,控制功率放大器输出正向电压,输出端和吸振器电动机的输入端相连,使电动机正转扭转螺杆,推动螺母座增加跨距,从而提高吸振器的固有频率,一直到和减振对象的振动主频率相同。反之控制系统给出负信号,控制功率放大器输出反向电压,使电动机反转缩小跨距,从而降低吸振器的固有频率直到和减振对象的振动主频率相同。图5给出了具体的控制方案的框图。

控制的目标是使吸振器固有频率和减振对象的振动主频率相同,达到最佳的动力吸振的目的。如果减振对象包含多个需要控制的基本振动频率,可以采用多个吸振器,分别控制每一个频率,达到在很宽频带内完全控制振动的目的。此外,为了进一步提高控制效果,对于弹性杆中的阻尼缸,可以使用磁流变液阻尼器,这样可以根据要求改变其阻尼力的大小。

3 减振效果的理论分析

根据振动力学^[9]中对两自由度振动系统的计算,可以得到图6所示的振动系统中,主系统的振幅和

静位移之比的关系表达式为:

$$\frac{B_1}{\delta_{st}} = \frac{\sqrt{(\lambda^2 - \mu^2)^2 + (2\lambda)^2}}{\sqrt{\mu^2 \lambda^2 - (\lambda^2 - \mu^2)^2 + (2\lambda)^2 (\lambda^2 - 1 + \mu^2)^2}} \quad (6)$$

这里定义:

$$\mu = \frac{m_2}{m_1}, \quad \lambda = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}, \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}, \quad \zeta_1 = \frac{c_1}{2m_1\omega_0}, \quad \zeta_2 = \frac{c_2}{2m_2\omega_2}$$

对于传统的动力吸振器的设计,都是选择 $\lambda = 1$ 的情况,也就是选择动力吸振器的固有频率和主系统的共振频率完全相同,以避免发生系统共振现象。

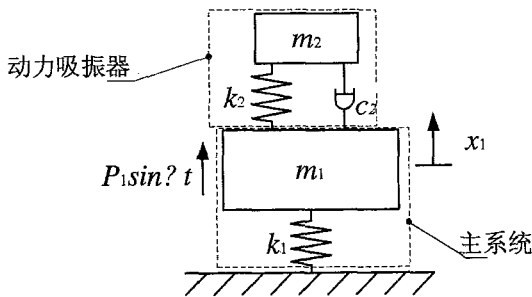


图 6 带动力吸振器的两自由度振动系统

Fig. 6 The Ordinary DVA Attached to a Primary System

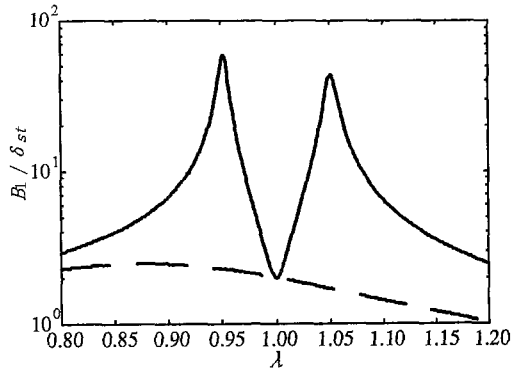


图 7 被动式动力吸振器和主动移频式动力吸振器的理论减振效果比较

Fig. 7 Theoretic Comparison Of Damping Effects Between Passive DVA and Adaptable Tuned DVA

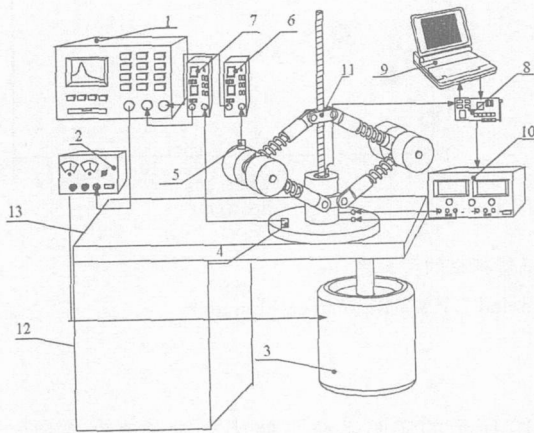


图 8 变频特性测试示意图

Fig. 8 The Sketch of DVA's

Characteristic Testing Equipment

- 1. HP35665A 频谱分析仪; 2. 功率放大器; 3. 激振器; 4. 加速度传感器 1; 5. 加速度传感器 2; 6. 电荷放大器 1; 7. 电荷放大器 2;
- 8. DSP 电路板; 9. 计算机; 10. 可控直流电源; 11. 可调频动力吸振器; 12. 固支端; 13. 基础

如果选取吸振质量和减振对象质量比 $\mu = 0.01$, 系统的阻尼比为 $\zeta = 0.01$, 传统的被动式单振子动力吸振器和减振对象的固有频率相同, 即 $\lambda = 1$, 而可移频动力吸振器的固有频率则是跟踪外界的激振频率变化, 并保持相同, 即 $\lambda = 1$ 。根据公式(6), 可以计算得到两者的吸振效果理论曲线如图 7 所示。

实线表示被动吸振器的吸振曲线, 虚线表示主动移频吸振器的吸振曲线。从图中可以看出, 在激振频率和减振对象固有频率相同, 即 $\lambda = 1$ 时, 两种吸振器的效果相同。而当激振频率发生偏移后, 被动式吸振器的吸振效果急剧恶化, 进入了反共振点, 而可移频动力吸振器可以在较大频率范围内始终保持减振的稳定性, 完全避免了反共振现象, 而在远离反共振点处, 也明显比被动式吸振器的减振效果好。这说明使用可移频技术能够大大提高动力吸振器的稳定性和吸振效果。

4 主动移频式动力吸振器的实验评价

4.1 移频特性

为了测试此移频式动力吸振器的变频特性,我们建立了如图 8 所示的测试系统。将动力吸振器固定在一个悬臂基础上,使用 HP35665A 频谱分析仪通过激振器和功率放大器为基础提供振动信号。在基础和动力吸振器的振子上分别固定上一个压电加速度传感器,其测量信号再用电荷放大器放大。这两组信号是采用相同的传感器和放大器以相同的增益处理的,因此可以被作为吸振器系统的输入和输出信号送入 HP35665A 频谱分析仪中做采样分析。动力吸振器系统在简谐激励下的运动微分方程能够写为如下的形式:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P_0 \sin t \quad (7)$$

这里 m 为振子质量, c 为阻尼系数, k 为弹簧刚度, P_0 为激振力幅值, ω 为激振力频率。

此系统的传递函数为:

$$T = \frac{1}{-\omega^2 + 2j\zeta\omega_n + \omega_n^2} \quad (8)$$

式中 T 即为传递函数,可直接由 HP35665A 频谱分析仪得到。 $\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$, $\frac{k}{m} = \omega_n^2$, 这里的 ζ 为相对阻尼系数, ω_n 为吸振器的固有频率。由式 (8) 可以从测试数据中计算得到吸振器的固有频率和相对阻尼比大小。图 9 中给出了跨距/杆长比值与吸振器频率的关系。可以看出,随着比值的增加,吸振器的固有频率发生了显著的变化,从 14 Hz 变化到 50 Hz。

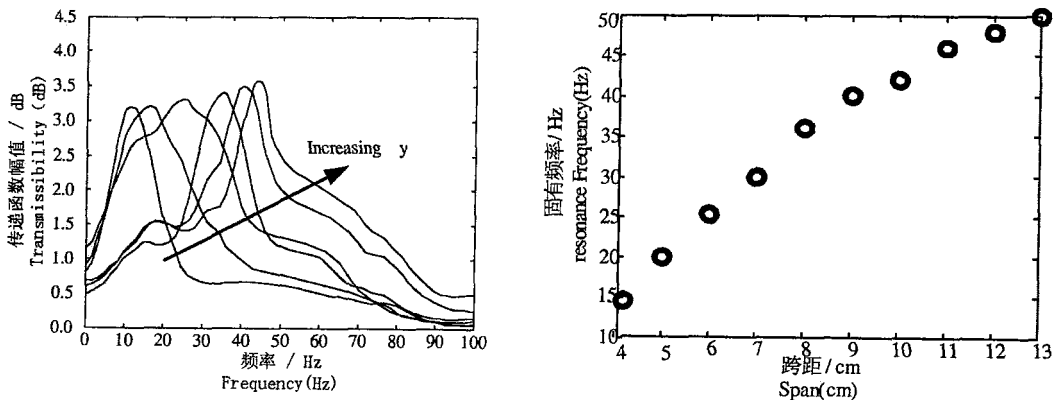


图 9 跨距和吸振器频率的关系图

Fig. 9 The Relation between Span and DVA's Resonance Frequency

4.2 吸振效果

为了实际测试吸振器的吸振特性,建立了如图 10 所示的实验系统。使用悬臂梁系统模拟实际减振对象,将吸振器固定在减振对象上。使用频谱分析仪调节功率放大器,驱动激振器以各种不同的频率对减振对象进行激振,使用加速度传感器测试出减振对象的受迫振动频率,此频率即为激励力的频率。信号经 DSP 芯片组处理后送入计算机,按照预定的算法,计算机给出控制指令,再经 DSP 芯片组处理后驱动可调直流电源,使电动机旋转调节吸振器的几何参数,而通过码盘反馈的转角信息也经 DSP 芯片组处理送入计算机,保证调节的位置达到预定要求,这样可以保证改变其固有频率到合适程度,使其和激励力的频率相同。

具体的实验方式是采用扫频的方式,固定激振力的大小,将激励器的振动频率从 20 Hz 逐步变化到 42 Hz,同时测量梁的振动加速度。分别测量:1. 无吸振质量时的振动加速度谱密度;2. 使用吸振质量,固定吸振器自身频率后的振动加速度谱密度;3. 使用吸振质量,并且使吸振器的频率追踪激振频率后的振动加速度谱密度。将不同情况下测得的振动加速度谱密度进行比较,就可以计算得到吸振效果曲线,

如图 11 所示。其中(a)图为振动加速度能量比较,(b)图为吸振效果比较。点虚线为无减振器时系统的减振曲线。不加控制,固定吸振器固有频率,其相当于传统被动式动力吸振器,吸振效果和激振力频率的关系如图 11 中实线所示。经过控制后的吸振效果如图 11 中虚线所示。从图 11 中可以看出,传统的被动式吸振器,在激振频率发生偏移后,减振效果急剧恶化,稳定性较差;而可调频动力吸振器则可以大幅度拓宽吸振频带,在较宽频段内都可以获得很好的减振效果。由于实验条件所限,这里选取的吸振质量和减振对象质量比 $\mu = 1$,因此可以获得非常明显的吸振效果,而在实际使用中 μ 值较小,是难以达到这样的吸振效果的。但是理论分析的结果表明,在较小的 μ 值情况下,该吸振器也具有相同的减振趋势。

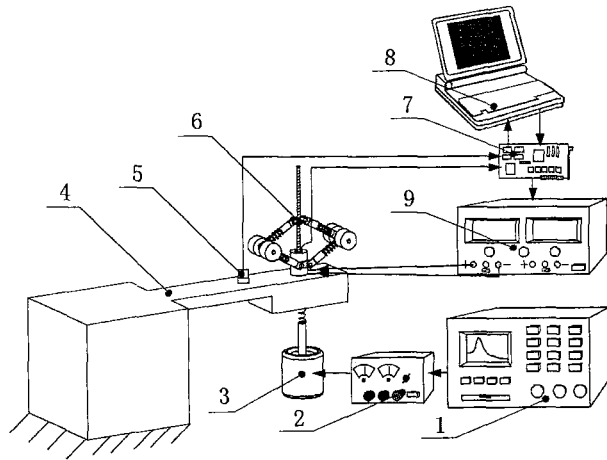


图 10 减振效果测试示意图

Fig. 10 The Sketch of DVA's Damping Effect Testing Equipment

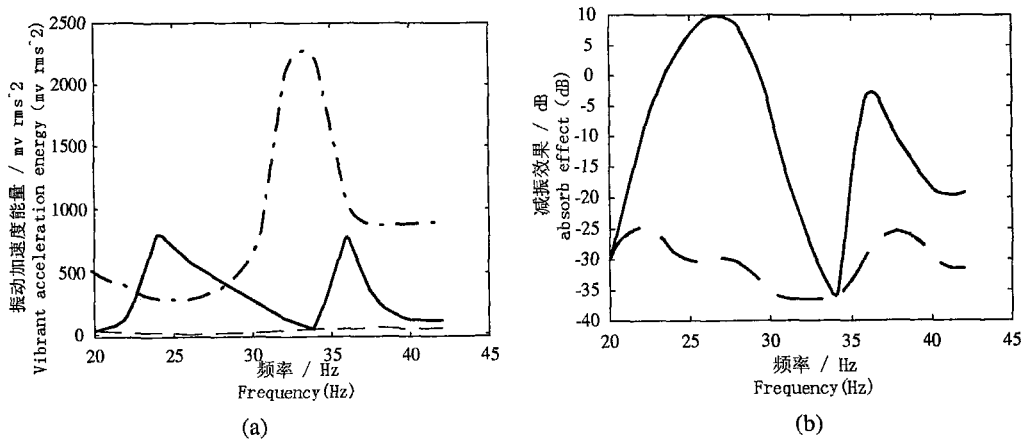


图 11 减振效果比较曲线

Fig. 11 Experimental Comparison of Damping Effects Between Passive DVA and Adaptable Turned DVA

(a). 振动加速度能量比较; (b). 吸振效果曲线

— · —: 无减振器; —: 被动式动力吸振器; - - -: 主动移频式动力吸振器

5 结论

本文设计了一种新型的机械式自动变频调谐的动力吸振器,它能够追踪减振对象的激励频率进行吸振。理论分析和实验结果表明:这种吸振器频率的可调范围较大,振动的线性度较好,大大拓宽了有效吸振频带,并且在保证稳定性的基础上,在吸振频带内始终保持很好的减振性能。对于减振降噪要求

严格的场合,有着广阔的应用前景。

参考文献:

- [1] 吴崇健,骆东平,杨叔子,朱英富,马运义. 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, Luo Dongping, Yang Shuzi, Zhu Yingfu, Ma Yunyi. Design and Application of Multiple Tuned Mass Damper for ships. Journal of Vibration Engineering,1999,12(4):584~589 (in Chinese))
- [2] 柳贵东,马国利,余龙华. 磁悬浮主动吸振器的研究[J]. 噪声与振动控制,2003(6):18~20 (Liu Guidong, Ma Guoli, She Longhua. Research of Maglew Active Vibration Absorber. Noise and Vibration Control,2003(6):18~20 (in Chinese))
- [3] Mizuno T, Moriya M, Araki K. Robust Disturbance Cancellation in an Active Dynamic Vibration Absorber System [J]. Control Eng. Practice, 1995,3(6):773~781
- [4] SHIU H-J ER HUANG, RUEY-JING LIAN. Active Vibration Control of a Dynamic Absorber Using Fuzzy Algorithms[J]. Mechatronics, 1996,6(3):317~336
- [5] BURDISSO R A, HEILMANN J D. A New Dual-Reaction Mass Dynamic Vibration Absorber Actuator for Active Vibration Control[J]. Journal of Sound and Vibration, 1998,214(5):817~831
- [6] 苏彬彬,徐凯,李连进. 主动式磁流变液阻尼动力吸振器的优化设计[J]. 天津理工学院学报,2004,20(2):37~38 (Su Binbin, Xu Kai, Li Lianjin. The optimum design of active vibration absorbers of the magnetic rheology damp. Journal of Tianjin Institute of Technology, 2004,20(2):37~38 (in Chinese))
- [7] Williams K A, Chiu G T-C, Bernhard R J. Dynamic modelling of a shape memory alloy adaptive tuned vibration absorber[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005,280:211~234
- [8] KETEMA Y. A Viscoelastic Dynamic Vibration Absorber with Adaptable Suppression Band: A Feasibility Study [J]. Journal of Sound and Vibration,1998,216(1):133~145
- [9] 倪振华. 振动力学[M]. 西安交通大学出版社,1994 (Nie Zhenhua. The Mechanics of Vibration. The publisher of Xian Jiao Tong University, 1994 (in Chinese))

Study of Adaptive Tuned Vibration Absorber and Its Dynamic Properties

LI Jian-feng, GONG Xing-long, ZHANG Xian-zhou, XU Zhen-bang, ZHANG Pei-qiang

(CAS Key Laboratory of Mechanical Behavior and Design of Materials Department of Mechanics and Mechanical Engineering, University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

Abstract: Dynamic vibration absorber (DVA) is effective equipment to control vibration. When its natural frequency fits the vibration frequency of vibrating object (main system), it can eliminate the vibration of main system effectively. However, traditional dynamic vibration absorber can only control vibration in a narrow frequency band. This characteristic limits its stability and reduces its damping effect. In this paper, by special machine design, a new kind of DVA is produced whose geometry parameters can be adapted. So its resonant frequency can be adjusted linearly in real-time to fit the vibrating frequency of the main system whose vibration frequency is changing. Its corresponding control method is also discussed. Through theoretic analysis and experimental test, its dynamic mechanical characteristics are studied. Its actual damping effect is evaluated. The results indicate that this kind of DVA can change its resonant frequency in large frequency range and it can absorb vibration well in this range. Its damping effect is also reliable and promising.

Key words: dynamic vibration absorber; active tuned vibration control