

变质量动力吸振器模糊控制策略研究^{*}

高 强¹, 李筱筱¹, 孙吉超¹, 段晨东²

(1. 长安大学汽车学院 西安, 710064)

(2. 长安大学电子与控制工程学院 西安, 710064)

摘要 为了克服传统动力吸振器有效频带过窄的缺陷, 提高其减振效果, 针对一种新型自适应动力吸振器-变质量动力吸振器, 研究了基于模糊逻辑的控制策略。该控制策略通过变质量动力吸振器与主系统振动信号的相位差判断吸振器固有频率与主系统激励频率是否相等, 在吸振器失谐时采用模糊控制规则改变吸振器质量, 使吸振器固有频率能够及时跟踪主系统激励频率的变化。通过数字仿真和台架实验对该控制策略的效果进行了验证, 结果表明: 所设计的基于模糊逻辑的变质量动力吸振器控制策略能够根据主系统激励频率的变化调整吸振器质量, 使吸振器总是处于调谐状态, 可在一个较宽的频带内明显提高吸振器减振效果, 具有很好的工程应用价值。

关键词 振动控制; 动力吸振器; 自适应动力吸振器; 吸振器控制; 模糊控制

中图分类号 TH113.1

引 言

动力吸振器(dynamic vibration absorber, 简称 DVA)是一种结构简单、效果良好的减振装置, 广泛应用于机械系统、土木结构以及航空航天器等高科技装备的减振降噪中。传统动力吸振器通常采用固定结构参数, 当主系统激励频率发生变化, 或因长期使用参数漂移时, 动力吸振器会处于失谐状态, 减振效果迅速下降, 这就是传统被动式动力吸振器的“窄带”缺陷。为了解决这一问题, 近年来主动式动力吸振器的研究得到国内外学者的关注。主动式动力吸振器通过控制系统操纵作动器对主系统施加动态力, 使主系统受到的合力最小, 因此可以在宽频范围内实现高效吸振, 但其也存在结构复杂、能耗高及控制系统精度不足时易出现失稳等缺点^[1-3]。自适应动力吸振器(又称半主动动力吸振器)兼具被动式动力吸振器与主动式动力吸振器的优点, 通过调整自身参数, 使吸振器固有频率总是与主系统所受外界激励频率相等, 从而在一个较宽的频带内获得明显的减振效果。与主动式动力吸振器相比, 自适应动力吸振器能耗低且控制系统相对简单, 具有很好的工程应用前景。

控制策略对于提高自适应动力吸振器的减振效

果具有重要意义。当前, 大部分自适应动力吸振器通过改变刚度调整其固有频率, 采用的方式包括机械式^[4-6]、电磁式^[7]以及智能材料^[1,8-9]等。Williams 等^[10]通过 PID 方法控制吸振器刚度。Rustighi 等^[11]采用 PID 和模糊控制方法调整吸振器固有频率。Chen 等^[12]以实现主系统瞬态振动能量最小化为目标, 设计了开环和闭环相结合的吸振器控制算法。Nagarajaiah 等^[13]设计了一种基于短时傅里叶变换的吸振器控制算法。康存军等^[14]提出了变步长寻优与负反馈控制相结合的自适应动力吸振器控制算法。

笔者提出了一种基于变质量调谐的动力吸振器, 并通过实验验证了其宽频减振特性^[15]。鉴于控制策略对变质量动力吸振器减振效果的重要影响, 本研究基于模糊逻辑, 研究了变质量动力吸振器控制策略, 以期实现对吸振器质量的精确控制, 从而获得宽频、高效的吸振器。

1 变质量动力吸振器

在传统动力吸振器中引入一个质量可变单元就构成变质量动力吸振器, 其力学模型如图 1 所示。其中: m_1, k_1, c_1, x_1 分别为主系统质量、刚度、阻尼系数和位移; k_2, c_2, x_2 分别为吸振器刚度、阻尼系数和

^{*} 国家自然科学基金资助项目(61703052); 中央高校基本科研业务费资助项目(300102228301)

收稿日期: 2022-09-02; 修回日期: 2022-10-28

位移; m_2 为吸振器恒定质量; m_f 为吸振器可变量; $F\sin\omega t$ 为作用于主系统 m_1 上的简谐激振力。

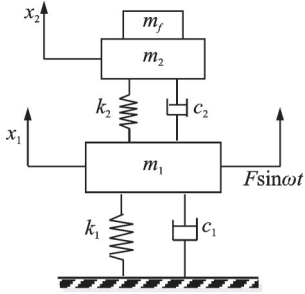


图1 变质量动力吸振器力学模型

Fig.1 Model of variable mass ADVA

对图1所示的两自由度系统进行受力分析,可得其动力学方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = F \sin \omega t \\ (m_2 + m_f) \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

主系统和吸振器的稳态复数振幅 X_1 和 X_2 为

$$\begin{cases} X_1 = F \frac{k_2 - (m_2 + m_f) \omega^2 + i c_2 \omega}{A + i B} \\ X_2 = F \frac{k_2 + i c_2 \omega}{A + i B} \end{cases} \quad (2)$$

其中:

$$A = [(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2 - c_2 c_1 \omega^2];$$

$$B = \omega [c_2 (k_1 - m_1 \omega^2) + c_1 (k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 \omega^2 c_2]。$$

设主系统静变形为 $X_{st} = F/k_1$,可得主系统振幅放大系数为

$$\frac{|X_1|}{X_{st}} = \frac{k_1 \sqrt{[k_2 - (m_2 + m_f) \omega^2]^2 + (c_2 \omega)^2}}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad (3)$$

由式(3)可知,如果 $c_2 = 0$,则当 $\omega = \sqrt{k_2/(m_2 + m_f)}$ 成立时,主系统振幅为0,这就是传统动力吸振器理论。

对变质量动力吸振器,当可变量 $m_f \in [0, m_{fmax}]$ 时,其固有频率在

$$\left[\sqrt{\frac{k_2}{m_2 + m_{fmax}}}, \sqrt{k_2/m_2} \right] \text{ 频段内连续变化,从而获得}$$

较宽的减振频带。为了实现可变量,将一个中空容器引入动力吸振器,当需要改变吸振器固有频率时,通过向中空容器中注入或抽出液体调整其质量,使吸振器能够及时跟踪主系统激振频率的变化。

2 变质量动力吸振器模糊控制策略

2.1 吸振器与主系统间的相位差

根据式(2)可得吸振器位移 X_2 与主系统位移 X_1 之间的相位差 θ 为

$$\theta = \begin{cases} \tan^{-1} \left(\frac{-2\xi_2}{(1/\lambda_2)((1/\lambda_2)^2 - 1 + 4\xi_2^2)} \right) & ((1/\lambda_2)^2 - 1 + 4\xi_2^2 > 1) \\ -\frac{\pi}{2} & ((1/\lambda_2)^2 - 1 + 4\xi_2^2 = 1) \\ \tan^{-1} \left(\frac{-2\xi_2}{(1/\lambda_2)((1/\lambda_2)^2 - 1 + 4\xi_2^2)} \right) - \pi & ((1/\lambda_2)^2 - 1 + 4\xi_2^2 < 1) \end{cases} \quad (4)$$

其中: $\lambda_2 = \omega_2/\omega$,为无量纲频率比; $\omega_2 = \sqrt{k_2/m_2}$,为吸振器固有频率; $\xi_2 = c_2/2m_2\omega_2$,为吸振器阻尼比。

吸振器位移和主系统位移间的相位差如图2所示。可以看出,当阻尼比 ξ_2 较小且 $\lambda_2 = 1$ 时,吸振器与主系统位移的相位差为 $-\pi/2$ 。很多研究利用这一关系对吸振器参数进行控制^[1],但当阻尼比 ξ_2 较大时,该方法会带来较大误差。为解决这一问题,需要考虑吸振器和主系统相对位移 $X_2 - X_1$ 与主系统位移 X_1 间的相位差 φ 。由式(2)可得 φ 为

$$\varphi = \begin{cases} \tan^{-1} \left(\frac{-2\xi_2(1/\lambda_2)}{(1/\lambda_2)^2 - 1} \right) & (1/\lambda_2 > 1) \\ -\frac{\pi}{2} & (1/\lambda_2 = 1) \\ \tan^{-1} \left(\frac{-2\xi_2(1/\lambda_2)}{(1/\lambda_2)^2 - 1} \right) - \pi & (1/\lambda_2 < 1) \end{cases} \quad (5)$$

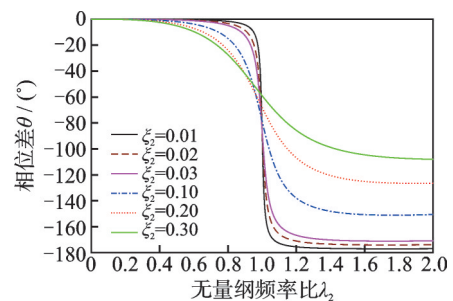


图2 吸振器位移和主系统位移间的相位差

Fig.2 Phase difference between displacement signals of absorber and the primary system

吸振器相对位移和主系统位移间的相位差如图3所示。可以看出,当考虑相位差 φ 时,对于任何

阻尼比 ξ_2 , 当 $\lambda_2=1$ 时 φ 都等于 $-\pi/2$ 。因此, $\cos\varphi=0$ 可以作为对吸振器参数进行精确控制的依据。由理论分析可知,除了动力吸振器与主系统的位移,其速度、加速度同样满足以上关系,因此在工程中可以灵活选择合适的参数。

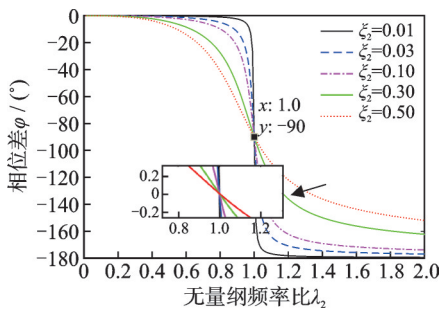


图 3 吸振器相对位移和主系统位移间的相位差

Fig.3 Phase difference between relative displacement signal of absorber and displacement signal of the primary system

2.2 模糊控制器

为了控制变质量动力吸振器的质量参数,从而在主系统激振频率发生变化时使吸振器处于调谐状态,笔者设计了变质量动力吸振器模糊控制系统,其结构如图 4 所示。模糊控制器主要由模糊化、模糊规则、模糊推理和清晰化 4 个模块组成。模糊控制器输入变量为相位差 φ 余弦值与目标值 0 的误差 e 及相位差余弦值误差变化率 e_c , 输出变量为执行机构(某型号小流量蠕动泵)的控制电压 U 。记 E 和 E_c 分别为相位差 φ 余弦值误差 e 和误差变化率 e_c 经模糊化后得到的模糊量,设覆盖 E 和 E_c 的模糊子集为 {NB(负大), NS(负小), ZO(零), PS(正小), PB(正大)}, 模糊控制器的输出 U 对应的模糊集同样为 {NB, NS, ZO, PS, PB}。模糊控制器输入、输出隶属度函数如图 5 所示。

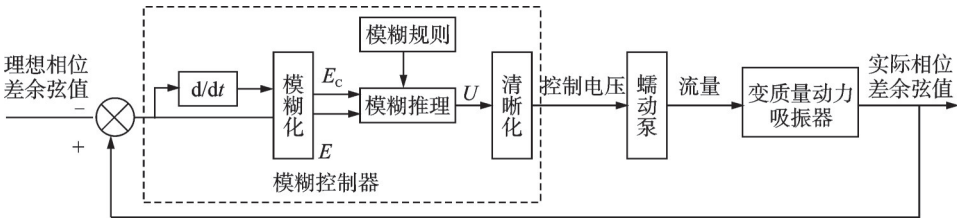


图 4 变质量动力吸振器模糊控制系统结构图

Fig.4 Fuzzy control system for variable mass ADVA

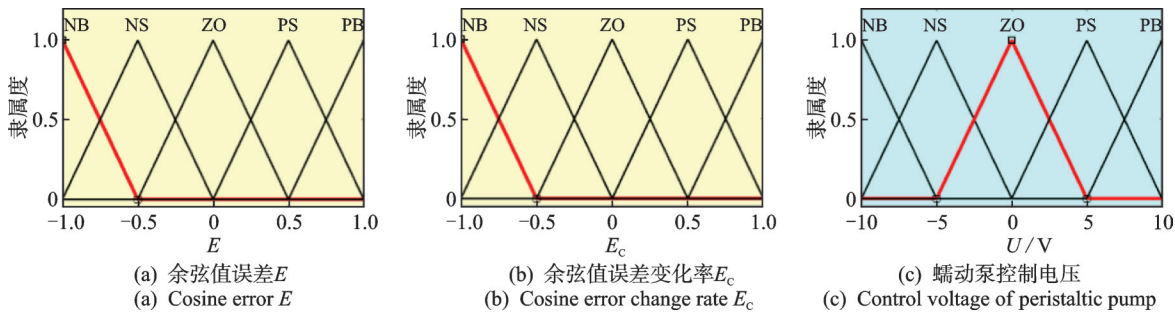


图 5 模糊控制器输入、输出隶属度函数

Fig.5 Membership functions of fuzzy controller for input and output

模糊控制器中, E 反映了吸振器固有频率与激振频率的大小关系, E_c 反映了吸振器固有频率的变化趋势。输入量 E 越大, 吸振器固有频率偏离主系统激振频率越远。为了尽快让系统达到调谐状态, 则控制量也应该越大; 反之越小。输入量 E_c 越大, 同时 E_c 和 E 符号相同, 吸振器固有频率偏离主系统激振频率的倾向越明显, 则控制量也应该越大; 若 E_c 和 E 符号相反, 吸振器固有频率有趋于主系统激振频率的倾向, 则控制量应该越小。变质量动力吸振器模糊控制规则如表 1 所示。

表 1 变质量动力吸振器模糊控制规则表

Tab.1 Fuzzy control rule for variable mass ADVA

控制量 U	误差 E				
	PB	PS	ZO	NS	NB
误差变化率 E_c	PB	PB	PS	PS	ZO
	PS	PB	PS	ZO	NS
	ZO	PS	PS	ZO	NS
	NS	PS	ZO	NS	NB
	NB	ZO	NS	NS	NB

3 模糊控制策略仿真实证

为了分析本研究设计的变质量动力吸振器模糊控制策略的控制效果,应用 Matlab/Simulink 软件对变质量动力吸振器控制系统进行建模和仿真,仿真时吸振器固有频率 ω_2 在[5.95 Hz, 8.5 Hz]内变化。吸振器与主系统振动位移信号相位差 φ 余弦值响应、吸振器固有频率以及主系统位移响应如图6~8所示。仿真中主系统与变质量动力吸振器参数的变化如表2所示。可以看出:在0,50,100和150 s,

主系统激振频率发生变化,吸振器处于失谐状态,主系统振动幅值增大,此时吸振器与主系统相位差 φ 余弦值离开0位置;模糊控制器开始对吸振器质量进行调节,使吸振器固有频率逐渐接近激振频率,振动信号相位差 φ 余弦值逐渐趋向0;在约10,60,113和158 s时,相位差 φ 余弦值非常接近0,变质量动力吸振器基本达到调谐状态,主系统振幅明显降低,振动位移降幅分别达到87%,89%,65%和50%,说明所设计的模糊控制器具有很好的控制效果。

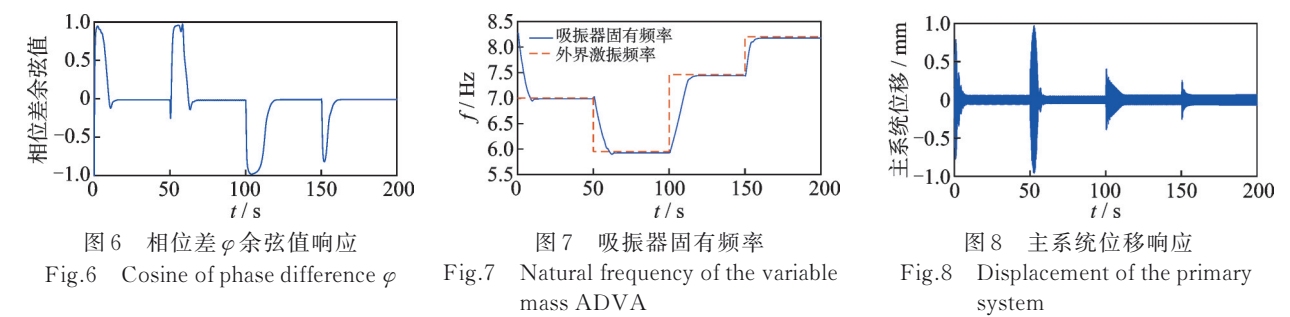
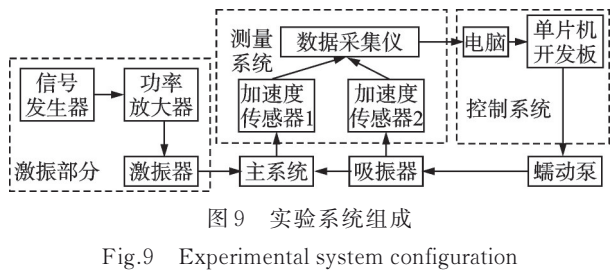


表2 仿真中主系统与变质量动力吸振器参数的变化			
Tab.2 Parameters of the primary system and the variable mass DVA in simulations			
t/s	激振频率/Hz	ω_2 /Hz	调谐后主系统振幅降低值/%
0	7.00	8.50	—
10	—	6.98	87
50	5.95	6.98	—
60	—	5.96	89
100	7.46	5.96	—
113	—	7.45	65
150	8.20	7.45	—
158	—	8.19	50

值。单片机根据电压值控制执行机构(某型号蠕动泵),将适量的水泵入或抽出吸振器中空容器中,从而改变吸振器质量。实验系统如图10所示。



4 变质量动力吸振器模糊控制策略实验研究

4.1 实验装置

为了验证笔者设计的变质量动力吸振器模糊控制策略在工程实际中的有效性,利用实验系统对其进行了研究。实验系统组成如图9所示,包括激振部分、主系统、变质量动力吸振器、测量系统、执行机构以及控制系统。其中,主系统由悬臂梁和质量块构成,变质量动力吸振器由悬臂梁、恒定质量和一个中空容器(可变质量)组成。测量系统将采集的主系统与吸振器加速度信号传给控制系统。控制系统由电脑和单片机组成,电脑中包含相位差分析模块和模糊控制模块,对输入的振动信号相位差进行分析后,按照模糊控制规则输出控制电压



图10 实验系统

Fig.10 Photograph of the experimental system

4.2 实验结果及分析

实验中,当主系统激振频率发生变化时,变质量

动力吸振器在所设计的模糊控制器及执行机构的作用下,主系统加速度响应曲线见图11。可以看出:在0,50,100和150s(主系统激振频率分别为5.50,8.00,6.50和5.50 Hz)时,由于主系统激振频率发生突变,变质量动力吸振器处于失谐状态,减振效果大幅下降,导致主系统振动幅值突然变大;此时模糊控制器根据设计的模糊规则令执行机构(蠕动泵)对吸振器质量进行调整,使吸振器固有频率跟踪激振频率的变化;在大约25,70,120和160s时,吸振器重新达到调谐状态,主系统振动幅值分别降低约70.3%,60.1%,92.0%和70.1%,振动幅值降低显著。这说明在外界激振频率发生变化时,模糊控制器可以控制执行机构改变吸振器质量,使其固有频率与主系统激振频率相等,从而在较宽的范围内抑制主系统振动,整个控制过程较稳定,控制效果良好。

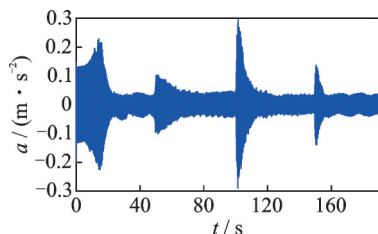


图11 主系统加速度响应曲线

Fig.11 Acceleration of the primary system

5 结束语

笔者研究了基于模糊逻辑的变质量动力吸振器控制策略,通过相位差分析吸振器固有频率与主系统激振频率的关系,采用设定的模糊规则调整吸振器可变质量,使其固有频率能够及时跟随主系统激振频率的变化。仿真和实验研究均表明,当激励频率发生变化时,采用所设计的模糊控制策略调整吸振器质量,能够使吸振器重新处于调谐状态,从而在更宽的频带上明显提高减振效果。

参 考 文 献

- [1] WILLIAMS K, CHIU G, BERNHARD R. Adaptive-passive absorbers using shape-memory alloys[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 249(5): 835-848.
- [2] YONG C, ZIMCIK D, WICKRAMASINGHE V. Development of the smart spring for active vibration control of helicopter blades [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2004, 15(1): 37-47.
- [3] JALILIN, IV D W K. Structural vibration control using an active resonator absorber: modeling and control implementation[J]. Smart Materials & Structures, 2004, 13(5): 998-1005.
- [4] FRANCKE M A, RYAN M W, BERNHARD R J.

Adaptive passive vibration control[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 189(5): 565-585.

- [5] NAGAYA K, KURUSU A, IKAI S, et al. Vibration control of a structure by using a tunable absorber and an optimal vibration absorber under auto-tuning control[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 228(4): 773-792.
- [6] 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.
- [7] 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): 198-201. SUN Zhizhuo, WANG Quanjian, WANG Fushan. Study and design of an active electro-magnetic dynamic vibration absorber[J]. Journal of Vibration and Shock, 2006, 25(3): 198-201.(in Chinese)
- [8] 廖国江. 磁流变弹性体的力学性能及其在振动控制中的应用[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2014.
- [9] FACEY W B, ROSENFELD N C, CHOI Y T, et al. Design and testing of a compact magneto rheological damper for high impulsive loads[J]. International Journal of Modern Physics B, 2005, 19: 1549-1555.
- [10] 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(1/2): 211-234.
- [11] RUSTIGHI E, BRENNAN M J, MACE B R. Real-time control of a shape memory alloy adaptive tuned vibration absorber [J]. Smart Materials & Structures, 2005, 14(6): 1184-1195.
- [12] CHEN S H, WANG Z D, LIU X H. Active vibration control and suppression for intelligent structures [J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 200(2): 167-177.
- [13] NAGARAJIAH S, VARADARAJAN N. Short time fourier transform algorithm for wind response control of buildings with variable stiffness TMD [J]. Engineering Structures, 2005, 27(3): 431-441.
- [14] 康存军, 龚兴龙, 陈现敏, 等. 磁流变弹性体主动式自调谐吸振器控制系统研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(6): 27-31. KANG Cunjun, GONG Xinglong, CHEN Xianmin, et al. Control system for an adaptive-active tuned vibration absorber based on magnetorheological elastomers [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(6): 27-31. (in Chinese)
- [15] GAO Q, ZHANG W, LIU B, et al. An adaptive tuned vibration absorber based on variable mass [J]. Noise Control Engineering Journal, 2011, 59(5): 491-496.



第一作者简介: 高强,男,1970年8月生,博士、教授。主要研究方向为机械动力学、振动分析与控制、机电系统测试与控制、智能汽车等。

E-mail: gaoqiang@chd.edu.cn